

STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA SISTEMULUI DE ADMISIE ASUPRA PERFORMANȚELOR MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE ȘI INJEȚIE INDIRECTĂ DE COMBUSTIBIL

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

ing. Radu Hențiu

Conducător științific: prof.univ.dr.ing Dănilă IORGA
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Constantin PANĂ
prof.univ.dr.ing. Marin BICĂ
conf.univ.dr.ing. Liviu MIHON

Ziua susținerii tezei: 8 iulie 2011

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|---|--|
| 1. Automatică | 8. Inginerie Industrială |
| 2. Chimie | 9. Inginerie Mecanică |
| 3. Energetică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 4. Ingineria Chimică | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 5. Inginerie Civilă | 12. Ingineria sistemelor |
| 6. Inginerie Electrică | 13. Inginerie energetică |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 14. Calculatoare și tehnologia informației |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2011

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

În perspectiva epuizării resurselor de combustibili fosili precum și datorită creșterii importanței acordate poluării generate de activitatea de transport cu autovehicule rutiere, s-au căutat diferite soluții de rezolvare a problemelor generate de motoarele cu ardere internă. Una dintre aceste soluții privește optimizarea în continuare a acestora, pentru a reduce cât de mult se poate poluarea generată de acestea, precum și utilizarea unor combustibili alternativi produși pe bază de alcool generat din biomasă.

Mulțumiri deosebite se cuvin domnului prof. dr. ing. Dănilă Iorga, care în calitate de conducător de doctorat mi-a oferit cu generozitate și profesionalism sprijin, o coordonare competentă și o îndrumare deosebită pe toată durata elaborării tezei. De asemenea, menționez cu recunoștință numele celor trei referenți științifici, domnul prof. dr. ing. Constantin Pană, de la Universitatea Politehnică din București, domnul prof. dr. ing. Marin Bică, de la Universitatea din Craiova și domnul conf. dr. ing. Liviu Mihon de la Universitatea „Politehnică” din Timișoara. Le rămân profund recunoscător pentru revizuirea lucrării cu atenție și competență, oferindu-mi astfel șansa de a o perfecționa.

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Catedrei de Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule Rutiere din cadrul Facultății de Mecanică a Universității „Politehnică” din Timișoara. Activitatea s-a desfășurat în cadrul Centrului de Cercetare pentru Mașini și Echipamente Termice, Transporturi și Combaterea Poluării. Se cuvin mulțumiri colegilor pentru sprijinul acordat.

Ca și concluzie majoră a lucrării se poate menționa potențialul optimizării traseului de admisie prin îmbunătățirea caracteristicilor tuturor elementelor componente ale acestuia, precum și cel al utilizării combustibililor alternativi, astfel putând reduce poluarea generată de motoarele cu ardere internă și în același timp îmbunătăți performanțele acestora. Una dintre concluziile principale ale studiului pentru determinarea gradului de poluare este însă necesitatea cercetării emisiilor poluante raportate la întreg autovehiculul și nu doar la motor.

Aduc mulțumiri colegilor din colectivul S.C. Mahle Componente de Motor S.R.L. care au făcut posibile măsurătorile efectuate în timpul studiilor experimentale, precum și domnilor dr. ing. Adrian Irimescu și ing. Ioan Hiticas.

Nu în ultimul rând, doresc să mulțumesc familiei pentru sprijinul acordat.

Timișoara, iulie 2011

ing. Radu Hențiu

Dedic această lucrare mamei mele.

Hențiu, Radu

Studii și cercetări privind influența sistemului de admisie asupra performanțelor motoarelor cu aprindere prin scânteie și injecție indirectă de combustibil

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 95, Editura Politehnica, 2011, 178 pagini, 39 figuri, 27 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606-554-301-0

Cuvinte cheie: Sisteme de admisie, Motoare cu aprindere prin scânteie, Supraalimentare prin rezonanță, Sisteme de filtrare a aerului, Izopropanol

Rezumat,

Rolul galeriei de admisie în pregătirea amestecului carburant a devenit datorită cerințelor tot mai stricte impuse m.a.s.-urilor actuale deosebit de complex. Astfel, asigurarea calității amestecului carburant în toate condițiile de trafic precum și umplerea optimă a cilindrilor la toate regimurile nu mai sunt doar deziderate, ci realități care caracterizează traseele de admisie actuale.

Pentru a asigura cantitatea de aer necesară arderii complete a amestecului carburant se recurge la diferite soluții constructive, cum ar fi trasee de admisie cu geometrie variabilă, trasee la care lungimea galeriei de admisie variază în trepte sau continuu, asigurând astfel lungimea optimă de admisie pentru o plajă largă de turații, efectul dorit fiind cel de supraalimentare prin rezonanță.

Funcționarea fără probleme a sistemelor avansate de admisie prezentate mai sus se poate face numai în prezența unui sistem de filtrare a aerului admis la fel de performant, astfel și acestuia din urmă impunându-i-se cerințe la fel de complexe.

Pentru a observa influența elementului filtrant asupra eficienței sistemului de filtrare, s-au măsurat caracteristicile motorului la modificarea parametrilor elementului filtrant (permeabilitatea mediului filtrant). Rezultatele obținute arată că elementul filtrant dimensionat corespunzător pentru a asigura debitul de aer necesar și în cazul îmbâcsirii parțiale nu are o influență majoră asupra debitului de aer admis în cilindrii, chiar dacă se dublează sau înjumătățește debitul elementului filtrant.

Datorită adoptării pe scară largă a biocombustibililor, s-a făcut un studiu al influenței pe care acest tip de carburant o are asupra funcționării motorului. Astfel, s-au măsurat parametrii motorului la alimentarea cu un amestec de benzină-izopropanol 50-50%, pentru a observa eventualele influențe ale unui amestec combustibil cu concentrație mare de alcool.

CUPRINS

Notații,abrevieri,acronime.....	8
Lista de tabele.....	10
Lista de figuri.....	11
1. Introducere.....	17
1.1. Scurt istoric.....	17
1.2. Evoluția colectoarelor de admisie.....	18
1.3. Sisteme de distribuție variabilă.....	21
1.3.1. Sistemul VCP BMW.....	22
1.3.2. Sistemul V-Tec Honda.....	22
1.3.3. Sistemul VANOS BMW.....	24
1.4. Supraalimentarea.....	30
2. Sisteme de injecție de benzină la m.a.s.....	33
2.1. Introducere.....	33
2.2. Sisteme de injecție de benzină folosite în prezent la m.a.s.....	33
2.3. Sisteme de injecție directă de benzină.....	36
2.3.1. Sistemul HPi Peugeot.....	35
2.3.2. Sistemul FSI VW.....	37
2.3.3. Sistemul Direkt-Einspritzung BMW.....	39
2.4. Sisteme de injecție indirectă de benzină.....	41
2.4.1. Sistemul Motronic.....	41
3. Stadiul actual al cercetărilor privind rolul sistemelor de admisie în formarea amestecului la m.a.s. cu injecție de benzină.....	48
3.1. Schimbul de gaze la m.a.s.....	48
3.2. Influențe asupra procesului de schimbare a gazelor.....	52
3.3. Fenomene de undă ce însoțesc procesul de admisie.....	53
3.4. Calculul procesului de admisie.....	57
3.5. Sisteme de îmbunătățire a performanțelor sistemelor de admisie actuale.....	64
3.5.1. Distribuția variabilă.....	64
3.5.2. Admisia variabilă.....	69
3.5.3. Motoare cu raport de compresie variabil (VCR).....	69

6 Cuprins

4. Cercetări teoretice și experimentale asupra rolului colectoarelor de admisie în formarea și distribuția amestecului carburant.....	71
4.1. Cercetări teoretice asupra rolului colectoarelor de admisie.....	71
4.1.1. Cerințe generale ale colectoarelor de admisie.....	71
4.1.2. Metode de îmbunătățire a performanțelor m.a.s. prin supraalimentarea cu ajutorul efectului de rezonanță în traseul de admisie.....	73
4.1.2.1. Efectul de supraalimentare prin trasee rezonatoare de lungime fixă.....	75
4.1.2.2. Efectul de supraalimentare prin trasee rezonatoare de lungime fixa si incintă rezonatoare.....	76
4.1.2.3. Efectul de supraalimentare prin trasee rezonatoare de lungime fixa si incinte rezonatoare multiple.....	77
4.1.2.4. Efectul de supraalimentare prin trasee rezonatoare de lungime variabilă.....	79
4.1.2.5. Efectul de supraalimentare prin pulsații.....	84
4.1.3. Distribuția uniformă a aerului în cilindrii determinată prin simulare CFD.....	86
4.2. Cercetări experimentale asupra rolului colectoarelor de admisie.....	89
5. Influența sistemului de filtrare al aerului asupra performanțelor unui m.a.s. cu injecție de benzină.....	95
5.1. Rolul și eficiența sistemului de filtrare.....	95
5.2. Soluții constructive ale sistemului de filtrare.....	101
5.3. Influența factorilor externi asupra performanțelor sistemului de filtrare și măsuri de contracarare a acestora.....	104
5.4. Studiul curgerii aerului în carcasa filtrului de aer al unui m.a.s. în 4 cilindrii.....	110
5.4.1. Aparatura experimentală.....	111
5.4.2. Modelul numeric	112
5.4.3. Domeniul de calcul.....	112
5.4.4. Condiții la limita domeniului de calcul.....	113
5.4.5. Investigații experimentale.....	113
5.4.6. Rezultate obținute.....	114
5.4.7. Concluzii.....	117

6. Cercetări experimentale privind influența caracteristicilor sistemului de filtrare a aerului și a naturii combustibilului asupra performanțelor energetice și de poluare ale unui m.a.s. cu injecție de combustibil.....	118
6.1. Prezentarea standului experimental.....	119
6.1.1. Sistemul de injecție Bosch Motronic.....	120
6.2. Instrumente de măsură.....	120
6.2.1. Standul de măsurare a puterii efective.....	120
6.2.2. Analizorul de gaze.....	121
6.2.3. Interfața de diagnosticare Opel.....	123
6.2.4. Măsurarea temperaturilor.....	124
6.3. Elementele filtrante și combustibilul alternativ folosite.....	125
6.3.1. Elementele filtrante.....	125
6.3.2. Combustibilul alternativ.....	130
6.4. Rezultate experimentale	130
6.4.1. Măsurători efectuate cu elemente filtrante/medii de filtrare.....	130
6.4.2. Măsurători efectuate cu amestec de benzină-izopropanol.....	139
6.4.2.1. Măsurători privind performanțele motorului.....	139
6.4.2.2. Măsurători privind gradul de poluare.....	148
6.5. Concluzii.....	156
7. Concluzii finale și contribuții personale.....	158
7.1. Concluzii finale.....	158
7.2. Contribuții personale.....	159
8. ANEXE.....	161
9. Bibliografie.....	170

NOTAȚII, ABREVIERI, ACRONIME

λ	- coeficientul excesului de aer
P_i	- puterea indicată
P_e	- puterea efectivă
M_e	- momentul efectiv
n	- turația motorului
w	- viteza de curgere
w	- viteza unghiulară
a	- viteza sunetului
η_i	- randamentul indicat
η_e	- randamentul efectiv
η_v	- gradul de umplere
η_{ev}	- gradul de evacuare
I	- numărul de cilindri
\dot{m}	- debitul masic
m	- masa de substanță
L_{min}	- aerul minim necesar arderii
T	- temperatura măsurată în K
T	- temperatura măsurată în °C
τ_c	- durata unui ciclu
p	- presiunea
V	- volumul
V_s	- cilindreea
Q_i	- puterea calorică inferioară a combustibilului
r	- densitatea
e	- raportul de compresie
R	- constanta gazelor
n	- numărul de moli
k	- coeficient adiabatic
g_r	- coeficientul gazelor reziduale
f_{pu}	- gradul de postumplere

- ζ - coeficientul rezistenței hidraulice
- k_L - exponentul adiabatic al aerului
- Θ - gradul de încălzire al fluidului
- L - lungimea
- RAC - rotație arbore cotit
- MAI - motor cu ardere internă
- MAS - motor cu aprindere prin scânteie
- PMI - punct mort interior
- PME - punct mort exterior
- DSA - deschidere supapa admisie
- ÎSA - închidere supapa admisie
- EGR - electronic gas recirculation (recircularea gazelor arse)
- CCR - clapeta control rezonanță
- CPA - clapeta pulsații admisie
- CFD - computational fluid dynamics
- IP50 - izopropanol/ benzină 50%/ 50%

LISTA DE TABELE

Tabelul 4.1. Valori obținute în urma simulării.....	88
Tabelul 4.2. Rezultatele măsurătorilor de pe bancul de măsurare.....	93
Tabelul 5.1. Caracteristici medii de filtrare.....	97
Tabelul 5.2. Eficiența totală și specifică a mediilor filtrante.....	99
Tabelul 5.3. Valori obținute pentru sistemele de separare a apei.....	110
Tabelul 5.4. Caracteristicile motorului.....	111
Tabelul 5.5. Configurațiile studiate.....	111
Tabelul 5.6. Debitul masic de aer și diferențele relative pentru cele trei configurații.....	114
Tabelul 6.1 Caracteristicile motorului C20NE.....	120
Tabelul 6.2. Caracteristicile standului MAHA LPS 3000.....	121
Tabelul 6.3. Caracteristicile analizorului de gaze AVL DiCom 4000.....	122
Tabelul 6.4. Caracteristicile termocuplei de tip K.....	124
Tabelul 6.5. Caracteristicile termometrului digital.....	124
Tabelul 6.6. Caracteristicile elementelor filtrante.....	125
Tabelul 6.7. Caracteristicile combustibilului IP50.....	130

LISTA DE FIGURI

Fig. 1.1. Motorul Mercedes M196.....	17
Fig. 1.2. Colector de admisie cu lungime variabilă.....	18
Fig. 1.3. Sistemul de admisie variabilă continuu a BMW.....	19
Fig. 1.4. Funcționarea sistemului de admisie variabilă BMW.....	19
Fig. 1.5. Sistemul Twinport.....	20
Fig. 1.6. Sisteme de distribuție variabilă folosite în prezent.....	21
Fig. 1.7. Sistemul VCP.....	22
Fig. 1.8. Sistemul V-Tec Honda.....	23
Fig. 1.9. Sistemul iV-Tec.....	23
Fig. 1.10. Sistemul BMW VANOS.....	24
Fig. 1.11. Legi de mișcare a supapei de admisie cu VANOS.....	25
Fig. 1.12. Diferențe între motor cu VANOS și distribuție clasică.....	26
Fig. 1.13. Motorul BMW N42.....	27
Fig. 1.14. Diagrama de putere pentru motorul N42B18.....	27
Fig. 1.15. Motorul BMW S62.....	28
Fig. 1.16. Diagrama de putere și cuplu pentru motorul S62B50	29
Fig. 1.17. Schema circulației gazelor la motorul VW 1.4 TSI.....	30
Fig. 1.18. Motorul BMW N55B30.....	31
Fig. 1.19. Galeria de admisie a motorului M54.....	32
Fig. 2.1. Sisteme de injecție directă de benzină.....	35
Fig. 2.2. Schema sistemului Hpi.....	36
Fig. 2.3. Sistemul FSI de la VW.....	37
Fig. 2.4. Modul de realizare a amestecului la sistemul FSI.....	38
Fig. 2.5. Injecția directă de benzină BMW.....	40
Fig. 2.6. Injectorul piezoelectric Siemens VDO.....	40
Fig. 2.7. Sistem de injecție multipunct Motronic.....	42
Fig. 2.8. Componentele sistemului de injecție multipunct Motronic.....	42
Fig. 2.9. Construcția debitmetrului Bosch cu clapeta și a unui injector cu solenoid.....	44
Fig. 2.10. Caracteristica debitmetrului cu clapeta Bosch.....	44

Fig. 2.11. Dependența de timp a factorului de îmbogățire după pornire.....	45
Fig. 2.12. Caracteristica sondei λ	46
Fig. 2.13. Variația concentrațiilor emisiilor poluante cu și fără convertor catalitic.....	47
Fig. 3.1. Traseul de admisie al unui m.a.s. cu injecție directă.....	49
Fig. 3.2. Variația gradului de umplere și a puterii efective cu turația.....	51
Fig. 3.3. Influența factorilor funcționali asupra gradului de umplere al motorului.....	53
Fig. 3.4. Diagrama de pompaj.....	54
Fig. 3.5. Geneza undelor pe traseul de admisie.....	55
Fig. 3.6. Momentul închiderii supapei de admisie.....	56
Fig. 3.7. Influența undelor de presiune asupra coeficientului de umplere.....	57
Fig. 3.8. Curgerea cu frecare într-o conductă cu secțiunea constantă.....	58
Fig. 3.9. Temperaturile componentelor motorului.....	60
Fig. 3.10. Deschiderea supapei de admisie.....	62
Fig. 3.11. Variația masei de amestec din cilindru pe durata admisiei.....	63
Fig. 3.12. Variația presiunii și temperaturii în procesul de admisie la sarcină plină.....	64
Fig. 3.13. Caracteristicile optime ale legii de ridicare a supapelor.....	66
Fig. 3.14. Viteza de curgere în poarta supapei la diferite turații ale motorului.....	68
Fig. 3.15. Mecanismul motorului cu raport de compresie variabil Gomecsys.....	69
Fig. 3.16. Caracteristica motorului GoEngine.....	70
Fig. 4.1.1. Schema generală a colectorului de admisie.....	71
Fig. 4.1.2. Dependența moment motor- metode de supraalimentare.....	73
Fig. 4.1.3. Supraalimentarea prin trasee rezonatoare de lungime fixă.....	75
Fig. 4.1.4. Colector de admisie pentru supraalimentare cu traseu de lungime fixă.....	76
Fig. 4.1.5. Trasee rezonatoare de lungime fixă și încintă rezonatoare.....	76
Fig. 4.1.6. Exemplu de încintă rezonatoare (Motor BMW 4 cilindri).....	77
Fig. 4.1.7. Schema traseu rezonanță cu 2 încinte și CCR.....	77
Fig. 4.1.8. Exemplu traseu rezonanță cu 2 încinte și CCR.....	78
Fig. 4.1.9. Schema funcțională 2 încinte + 2 CCR 6 cil.....	78

Fig. 4.1.10. Funcționarea galeriei de admisie cu 2 CCR . la diferite regimuri de turajie.....	79
Fig. 4.1.11. Colectorul de admisie BMW M52.....	80
Fig. 4.1.12. Funcționarea galeriei de admisie cu manșon mobil.....	80
Fig. 4.1.13 . Colector de admisie BMW 4 cil. cu manșon de variere a lungimii traseului rezonator.....	81
Fig. 4.1.14. Schema funcțională galerie admisie rezonanță cu clapetă.....	82
Fig. 4.1.15. Colector de admisie Audi V6 cu clapete de rezonanță.....	82
Fig. 4.1.16. Simularea curgerii în interiorul colectorului Audi V6, pentru optimizarea poziționării clapetei.....	83
Fig. 4.1.17. Schema funcțională traseu cu lungime variabilă continuu.....	83
Fig. 4.1.18. Construcția colectorului de admisie BMW V8 cu lungime a traseului rezonator variabilă continuu.....	84
Fig. 4.1.19. Funcționarea sistemului de supraalimentare prin rezonanță / pulsajii cu clapete CPA.....	85
Fig. 4.1.20. Construcția suportului /clapetei de pulsajii din traseul rezonator.....	85
Fig. 4.1.21. Modelul 3D și cel discretizat al galeriei considerate pentru simularea CFD.....	87
Fig. 4.1.22. Distribuția vitezelor în interiorul colectorului precum și orientarea vectorilor viteză la ieșirea din canalele individuale.....	87
Fig. 4.1.23. Optimizarea unei galerii de admisie și simularea căderii de presiune înainte și după modificările aduse.....	89
Fig. 4.1.24. Galeria BMW N52 6L supusă testării.....	90
Fig. 4.1.25. Rezultatele simulării curgerii aerului în interiorul galeriilor individuale.....	91
Fig. 4.1.26. Schema funcțională a bancului de testare.....	92
Fig. 4.1.27. Influența simulării respectiv optimizării asupra performanțelor motorului.....	94
Fig. 4.1.28. Comparatie între rezultatele proceselor de simulare computerizată, respectiv testare experimentală.....	94
Fig. 5.1.1. Schema constructiva a sistemului de filtrare.....	96
Fig. 5.1.2. Structura mediului filtrant Celuloza + "Meltblown".....	98
Fig. 5.1.3. Variația eficienței și capacității de reținere.....	98

Fig. 5.1.4. Variația capacității de reținere în funcție de viteza de curgere a aerului în admisie.....	99
Fig. 5.1.5. Producerea materialului "Melt-blown"	100
Fig. 5.2.1. Optimizarea CFD a curgerii în interiorul sistemului de filtrare.....	101
Fig. 5.2.2. Construcția sistemului de filtrare cu element filtrant plat sau cilindric.....	102
Fig. 5.2.3. Folosirea elementelor comune carcasi pentru a reduce costurile.....	102
Fig. 5.2.4. Integrarea rezonatorului în construcția sistemului de filtrare.....	103
Fig. 5.2.5. Sistem de admisie cu ECU motor și debitmetru integrate.....	104
Fig. 5.2.6. Construcția elementelor de aer de tip plat.....	105
Fig. 5.3.1. Efectele acțiunii apei și a vaporilor de apă asupra elementului filtrant.....	106
Fig. 5.3.2. Influența vaporilor de apă și a impurităților asupra debitmetrului de aer.....	106
Fig. 5.3.3. Soluții constructive ale deschiderii canalului de admisie pentru separarea picăturilor de apă înainte de intrarea în galerie.....	107
Fig. 5.3.4. Separarea apei prin efect de ciclon, construcție și simulare CFD a vitezelor respectiv a traseului de curgere a aerului în interiorul galeriei.....	108
Fig. 5.3.5. Studiul separării apei din aerul admis prin folosirea curburii traseului și a unui prag pentru separare.....	108
Fig. 5.3.6. Soluție constructivă de separare a apei integrată în carcasa inferioară.....	109
Fig. 5.3.7. Separarea apei prin curgere tangențială pe un prag cilindric.....	109
Fig. 5.4.1. Sistemul de filtrare analizat.....	111
Fig. 5.4.2. Puncte de măsurare cu ALD.....	114
Fig. 5.4.3. Reprezentarea câmpului de viteze CFD în planul de măsurare.....	115
Fig. 5.4.4. Comparația între valorile obținute prin simulare și cele experimentale.....	116
Fig. 5.4.5. Reprezentarea punctelor unde sunt prezente turbioane.....	116
Fig. 6.1.1. Motorul Opel C20NE.....	118
Fig. 6.1.2. Caracteristica de cuplu și putere a motorului C20NE.....	119
Fig. 6.2.1. Analizorul de gaze AVL DiCom 4000.....	122

Fig. 6.2.2. Interfața programului de diagnoză Opel pentru funcționarea cu benzină.....	123
Fig. 6.3.1. Variația permeabilității mediilor de filtrare folosite.....	126
Fig. 6.3.2. Relevarea elementului original in SW2008.....	127
Fig. 6.3.3. Forma de turnare a elementului construit, elementul original Opel si elemente finalizate.....	128
Fig. 6.3.4. Instalația de turnare a garniturii din PU.....	129
Fig. 6.4.1. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul original $t_{amb}=24,0$ °C, $\varphi=32,6\%$, $p_{amb}=1023,0$ hPa.....	131
Fig. 6.4.2. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul EF01 – T1 $t_{amb}=24,6$ °C, $\varphi=31,7\%$, $p_{amb}=1022,9$ hPa.....	132
Fig. 6.4.3. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul EF02 – T1 $t_{amb}=25,3$ °C, $\varphi=30,4\%$, $p_{amb}=1022,6$ hPa.....	133
Fig. 6.4.4. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul EF03 – T2 $t_{amb}=26,0$ °C, $\varphi=27,9\%$, $p_{amb}=1022,2$ hPa.....	134
Fig. 6.4.5. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul EF04 – T2 $t_{amb}=26,6$ °C, $\varphi=27,6\%$, $p_{amb}=1021,9$ hPa.....	135
Fig. 6.4.6. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul EF05 – T2 $t_{amb}=26,8$ °C, $\varphi=27,4\%$, $p_{amb}=1021,8$ hPa.....	136
Fig. 6.4.7. Caracteristicile de putere și moment pentru cele 5 elemente filtrante.....	137
Fig. 6.4.8. Variația randamentului efectiv al motorului funcție de elementul filtrant.....	138
Fig. 6.4.9. Evoluția parametrilor în timpul măsurării puterii efective pentru IP50, cu 1 - turație, 2 - timpul de deschidere a injectoarelor, 3 - semnal de la debitmetrul de aer, 4 - semnal de la sonda de oxigen.....	140
Fig. 6.4.10. Evoluția parametrilor în timpul perioadei de adaptare pentru IP50, cu 1 - turație, 2 - timpul de deschidere a injectoarelor, 3 - semnal de la debitmetrul de aer, 4 - semnal de la sonda de oxigen.....	141
Fig. 6.4.11. Caracteristicile de putere și moment pentru IP50.....	142
Fig. 6.4.12. Comparație între caracteristicile de putere și moment pentru benzină și IP50.....	143
Fig. 6.4.13. Evoluția consumului instantaneu la alimentarea cu benzină, respectiv IP50, la sarcină 100%.....	144

Fig. 6.4.14.Evoluția randamentului la sarcină 100%.....	145
Fig. 6.4.15.Evoluția randamentului la sarcini parțiale pentru IP50.....	145
Fig. 6.4.16.Evoluția randamentului la sarcini parțiale pentru IP50 comparativ cu alimentarea cu benzină.....	146
Fig. 6.4.17.Evoluția temperaturii amestecului la sarcină totală pentru IP50 comparativ cu alimentarea cu benzină.....	146
Fig. 6.4.18.Evoluția temperaturii amestecului la sarcini parțiale pentru IP50.....	147
Fig. 6.4.19.Evoluția temperaturii amestecului la sarcini parțiale (2500 rot/min) pentru IP50 comparativ cu alimentarea cu benzină.....	148
Fig. 6.4.20.Evoluția coeficientului de exces de aer λ la sarcină totală.....	149
Fig. 6.4.21.Evoluția coeficientului de exces de aer λ la sarcini parțiale.....	149
Fig. 6.4.22. Concentrația de CO ₂ în gazele evacuate la sarcină plină.....	151
Fig. 6.4.23. Concentrația de CO ₂ în gazele evacuate la sarcini parțiale.....	151
Fig. 6.4.24. Concentrația de CO în gazele evacuate la sarcină plină.....	152
Fig. 6.4.25. Concentrația de CO în gazele evacuate la sarcini parțiale.....	152
Fig. 6.4.26. Concentrația de HC în gazele evacuate la sarcină plină.....	153
Fig. 6.4.27. Concentrația de HC în gazele evacuate la sarcini parțiale.....	153
Fig. 6.4.28. Concentrația de NO _x în gazele evacuate la sarcină plină.....	154
Fig. 6.4.29. Concentrația de NO _x în gazele evacuate la sarcini parțiale.....	155
Fig. 6.4.30. Concentrația de O ₂ în gazele evacuate la sarcină plină.....	155
Fig. 6.4.31. Concentrația de O ₂ în gazele evacuate la sarcini parțiale.....	156

1. INTRODUCERE

1.1. Scurt Istoric

Principiul injecției de benzină folosit astăzi aproape în exclusivitate la motoarele cu aprindere prin scânteie, este cunoscut chiar de la începutul evoluției motoarelor, fiind folosit în perioada anilor 1934-1945, odată cu dezvoltarea aeronauticii. La motoarele de automobil a fost utilizat pentru prima dată în anul 1951, pentru motoare de curse, având o pompă de injecție asemănătoare cu cea utilizată la motoarele diesel.

Injecția de benzină a patruns în domeniul tracțiunii rutiere, în anul 1954, când un motor de competiție Mercedes-Benz M196 de 2500 cm³, a dovedit performanțe deosebite de putere și consum, peste nivelul concurenței, de 260CP la 8500rpm. Se poate observa că încă de la început galeria de admisie juca un rol foarte important în umplerea uniformă a cilindrilor, datorită construcției cu trasee de admisie de lungime egală.

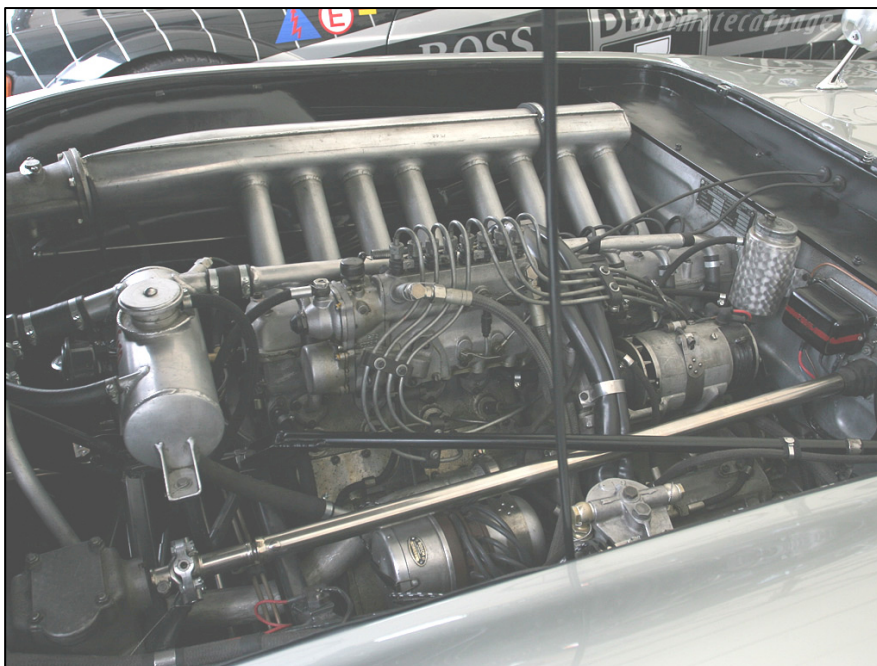


Fig. 1.1. Motorul Mercedes M196 [114]

La început, injecția de benzină a urmărit creșterea performanțelor de putere și consum, performanțe plafonate de modul de formare a amestecului și umplerea cilindrilor la motoarele cu aprindere prin scânteie echipate cu carburator.

Mai târziu, restricțiile privind poluarea mediului de către gazele de eșapare emise de motoarele cu aprindere prin scanteie au impus și mai mult acest procedeu

datorită reducerii emisiilor poluante din gazele de evacuare.

Firma Bosch, specializată în construcția de echipamente pentru injecția motorinei la motoarele diesel, a oferit echipamente pentru sistemele de injecție de benzină, echipamente ce nu difereau prea mult de cele de la diesel. Problema cea mai importantă a acestor echipamente de injecție, o constituie ungerea cuplurilor de piese în mișcare relativă cu frecare, de pe traseul de înalta presiune, care, datorită proprietăților antilubriante ale benzinei, trebuie asigurată printr-un circuit separat de ungere. În anul 1967, firma Bosch, a realizat primul sistem de injecție la motoarele cu aprindere prin scânteie, controlat electronic.

În prezent, marile firme producătoare de autoturisme apelează la firme specializate în echipamente de injecție, ceea ce a condus la o tipizare a subansamblelor, cu consecințe favorabile de reducere a prețului de cost și adaptare rapidă la modificările cerute de constructorii de autoturisme. Astfel, în prezent peste 95% din totalitatea de automobile echipate cu motoare cu aprindere prin scânteie fabricate anual sunt echipate cu injecție de benzină.

1.2. Evoluția colectoarelor de admisie

Colectoarele de admisie cu lungime variabilă asigură un traseu de admisie prelungit în timpul funcționării la regimuri de cuplu ridicat și turații mici și un traseu scurt pentru regimurile de putere și turații ridicate.

Ambele trasee au un compartiment de rezonanță dimensionat pentru a umple optim cilindrii în funcție de regimul de turație al motorului (Fig. 1.2.).

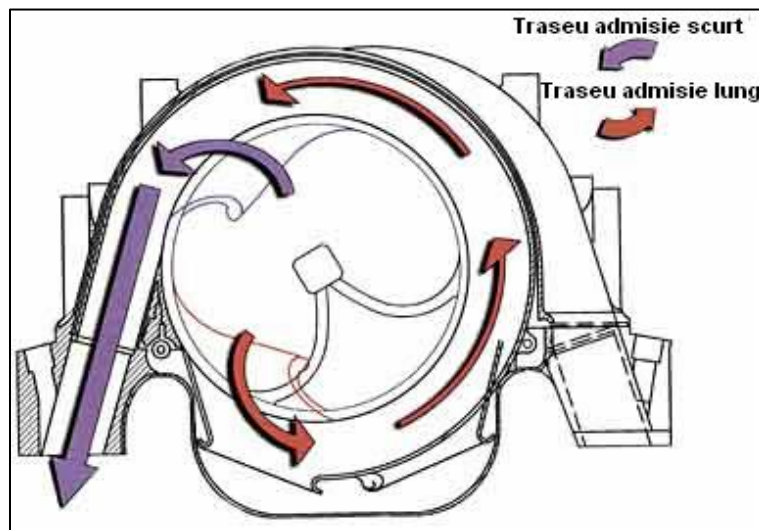


Fig. 1.2. Colector de admisie cu lungime variabilă [107]

Cele mai moderne soluții asigură însă alimentarea separată a fiecărui cilindru și varierea continuă a lungimii traseului în funcție de regimul de funcționare al motorului. BMW a realizat un colector de admisie cu lungime variabilă continuu (Fig. 1.3.).

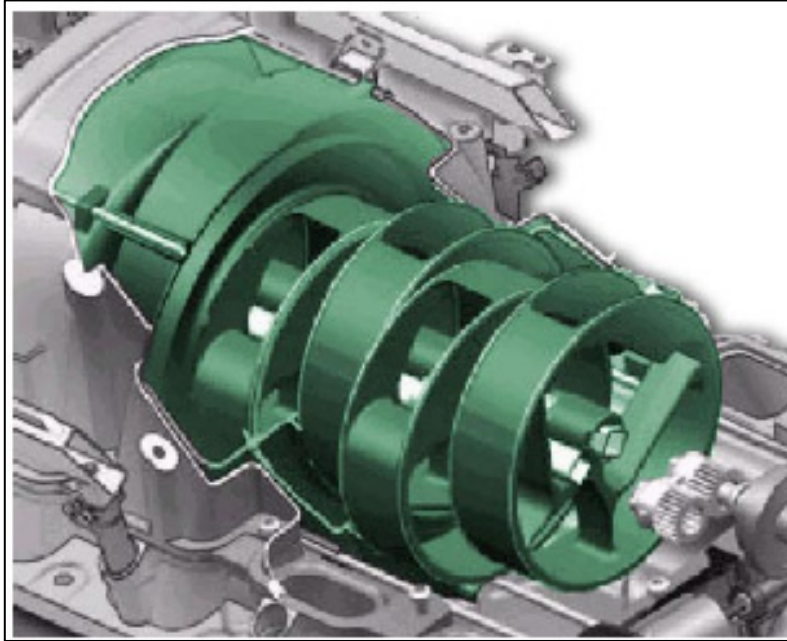


Fig. 1.3. Sistemul de admisie variabilă continuu a BMW [107]

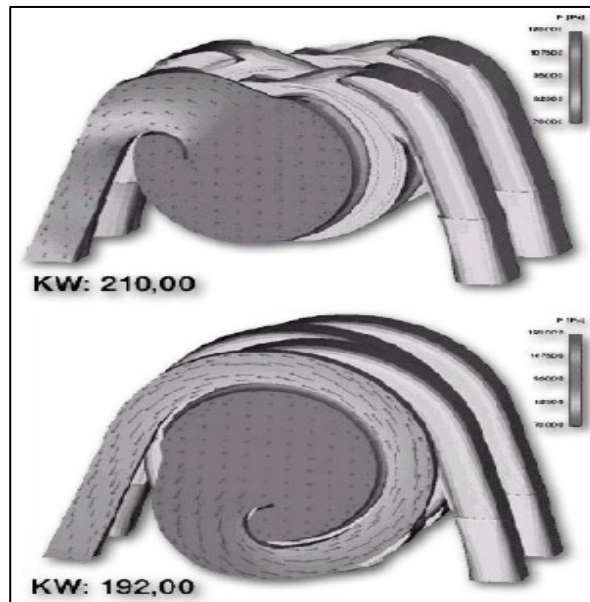


Fig. 1.4. Funcționarea sistemului de admisie variabilă BMW [107]

Aerul pătrunde în motor prin partea centrală care se poate roti în jurul unui punct fix. Curgerea aerului se poate urmări în Fig. 1.4. Lungimea traseului variază între 215 și 617 mm.

Sistemul Twinport Opel

Sistemul Twinport dezvoltat de Opel este un sistem de admisie variabilă optim pentru motoarele de cilindree mai mică de 1,6 litri, reducând consumul de carburant și implicit emisiile de dioxid de carbon (CO₂). Sistemul poate fi montat pe motoare cu patru supape pe cilindru și permite închiderea uneia dintre bifurcațiile galeriei de admisie. Funcționarea sistemului se poate urmări în Fig. 1.5..

Astfel, pentru regimuri de încărcare mici ale motorului, clapeta 6 este închisă prin intermediul actuatorului 4, mișcarea aerului din interiorul cilindrului luând forma 2 "swirl" (vârtej). De asemenea, injectorul 5 va injecta asimetric în galeria de admisie, concentrând jetul pe traseul fără clapetă (3).

La regimuri de putere mare, clapeta va fi deschisă, mișcarea aerului luând forma 1 "tumble" (tumbă).

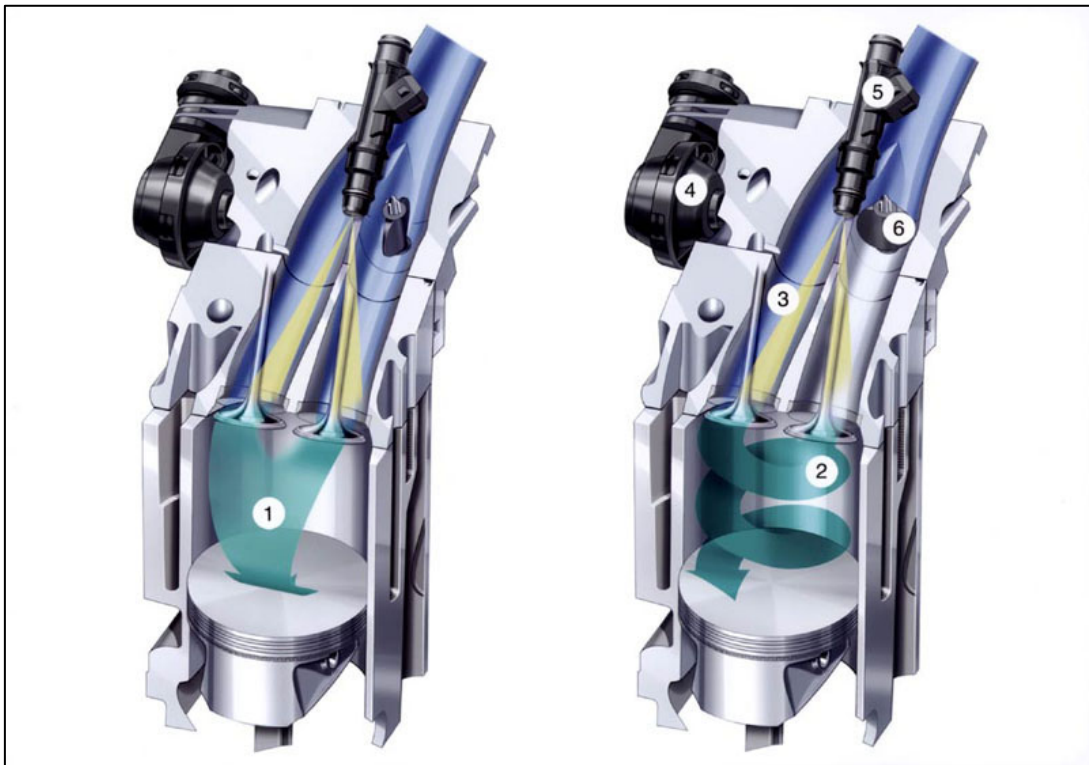


Fig. 1.5. Sistemul Twinport [110]

Sistemul există sub diferite forme și la alte mărci de mașini, cum ar fi Mitsubishi, Audi sau Volkswagen și permite o economie de combustibil de până la 5%.

1.3. Sisteme de distribuție variabilă

Datorită pierderilor de pompaj prin obturarea canalului de admisie la sarcini parțiale de funcționare, care pot depăși până la 30% din energia generată și pentru a evita toate aceste neajunsuri se impune folosirea distribuției variabile la m.a.s.

Prin distribuția variabilă se pot varia timpii de deschidere a supapelor de admisie respectiv de evacuare, de asemenea și suprapunerea deschiderii supapelor, putându-se ajunge la sarcini mici chiar la un timp de suprapunere nul.

În Fig. 1.6 se poate urmări o clasificare a sistemelor de distribuție variabilă și aplicarea acestora la diferite mărci de automobile.

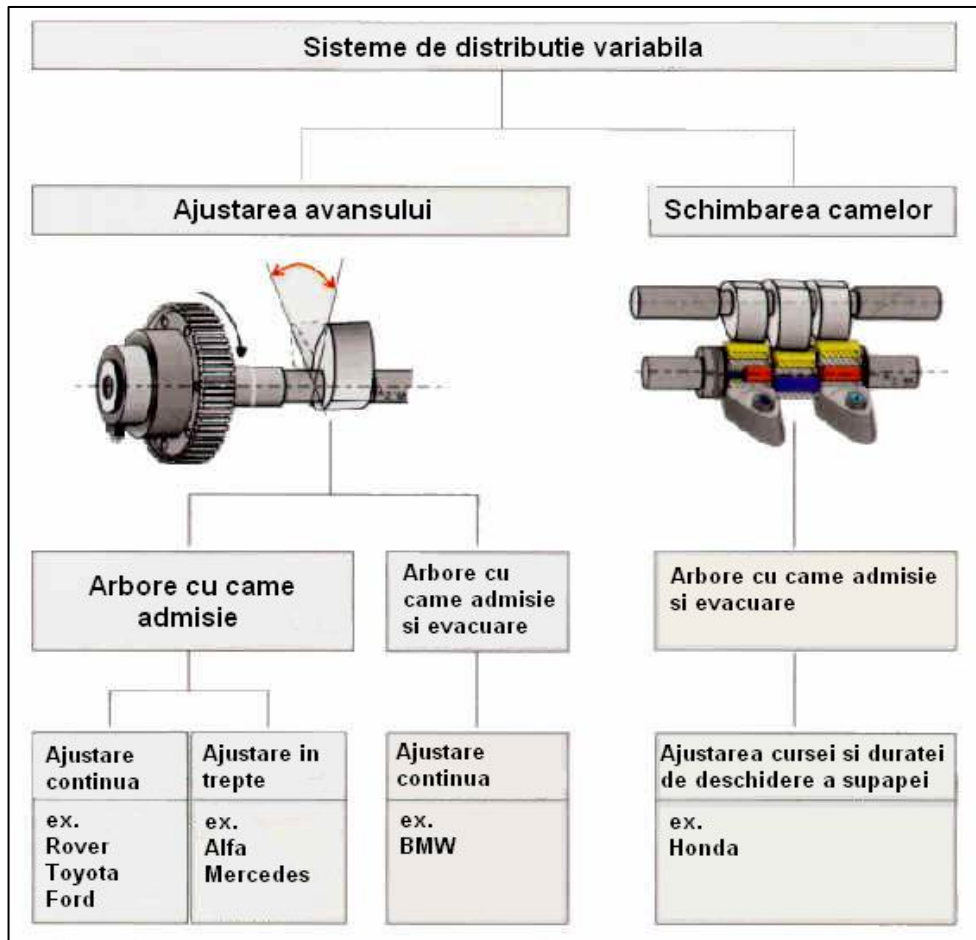


Fig. 1.6. Sisteme de distribuție variabilă folosite în prezent [106]

1.3.1. Sistemul VCP BMW

Sistemul VCP (Variable Cam Phasing) reprezintă cel mai simplu sistem de distribuție variabilă folosit la ora actuală. Mecanismul păstrează constante fazele de distribuție, durata, înălțimea și legea de ridicare a supapelor de admisie și evacuare, modificând doar momentul deschiderii supapei de admisie.

Funcționarea sistemului se poate urmări în Fig. 1.7.. Prin acționarea lanțului de distribuție, se întârzie deschiderea supapei de admisie la regimurile de ralanti și de putere și se deschide cu avans la regimul de cuplu maxim (sarcini mari și turații scăzute).

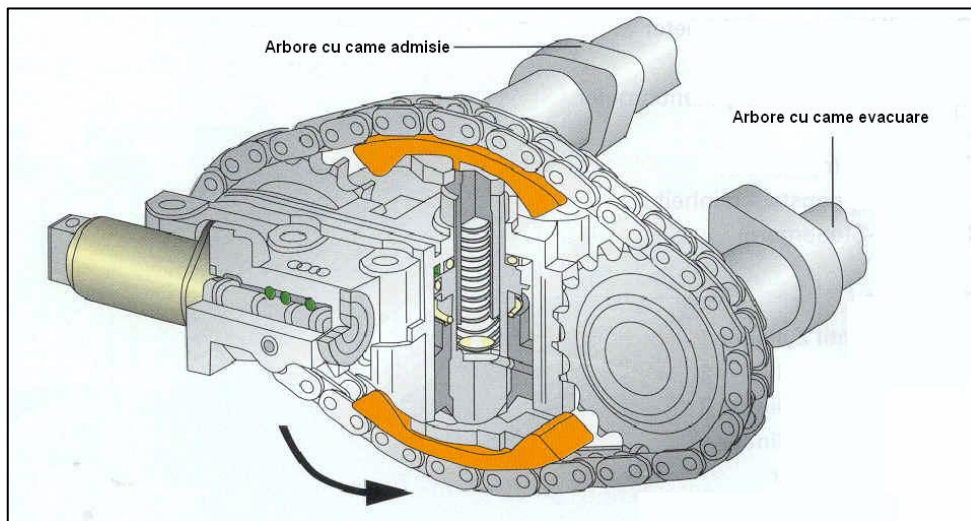


Fig. 1.7. Sistemul VCP [106]

Folosirea acestui sistem a dus la importante economii de combustibil (4%), la stabilitate a motorului în funcționare și la reducerea implicită a noxelor emise de motoarele echipate cu VCP.

1.3.2. Sistemul V-Tec Honda

Firma Honda a construit un sistem care modifică fazele de distribuție și înălțimea de ridicare a supapelor denumit V-Tec (Variable Valve Timing and Lift Control). Acționarea celor 4 supape (2 admisie, 2 evacuare) se face prin intermediul a 6 came cu înălțimi diferite de ridicare a supapelor (Fig. 1.8.).

La sarcini și turații reduse lucrează doar cama primară și secundară, de o parte și de alta a camei principale.

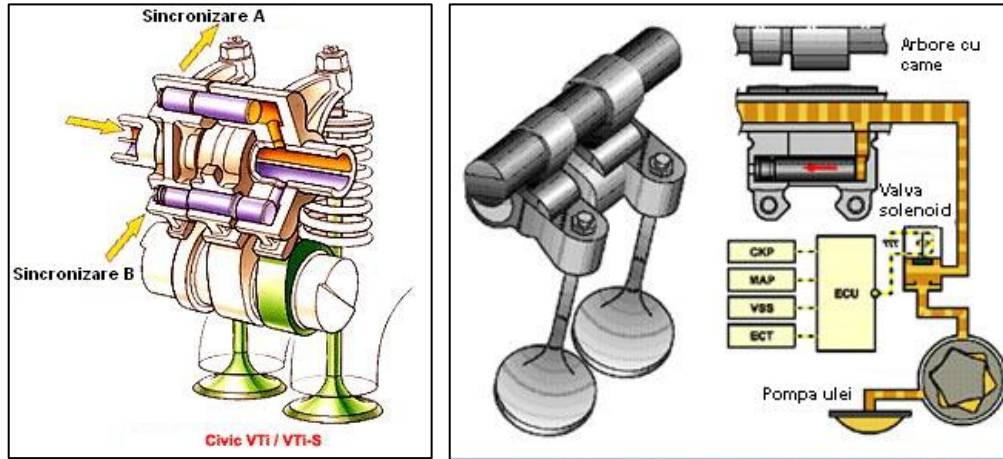


Fig. 1.8. Sistemul V-Tec Honda [114]

La turații medii, pistonul superior solidarizează culbutorii celor două supape care se vor deplasa pe profilul camii exterioare cu profilul mai înalt. La turații și sarcini ridicate, pistonul inferior va solidariza tachetul central cu culbutorii ambelor supape care se vor mișca după legea dată de cama principală cu cea mai mare înălțime de ridicare. Pistoanele de acționare sunt puse în mișcare prin presiune de ulei generată de pompa de ulei a motorului și comandată de unitatea centrală prin intermediul unei valve solenoidale.

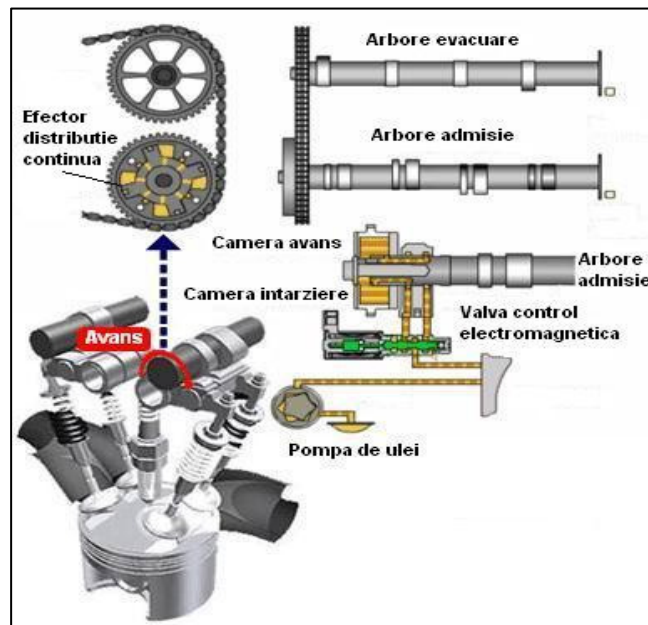


Fig. 1.9. Sistemul iV-Tec [114]

Mai recent, Honda a dezvoltat sistemul iV-Tec, care permite și modificarea continuă a avansului deschiderii supapei de admisie, prin intermediul unor camere de presiune din interiorul pinionului de acționare a arborelui cu came (Fig. 1.9.).

1.3.3. Sistemul VANOS BMW

În anul 2001, BMW a lansat sistemul de distribuție variabilă Valvetronic, la care reglarea umplerii cilindrilor la sarcini parțiale se realizează prin varierea înălțimii de ridicare și a duratei de deschidere a supapei de admisie. Fazele de distribuție și durata suprapunerii deschiderii simultane a supapelor se reglează cu ajutorul sistemului VANOS (Variabel Nockenwelle Steuerung) (Fig. 1.10), care permite re poziționarea camei față de arborele cotit cu max. 60 grd.

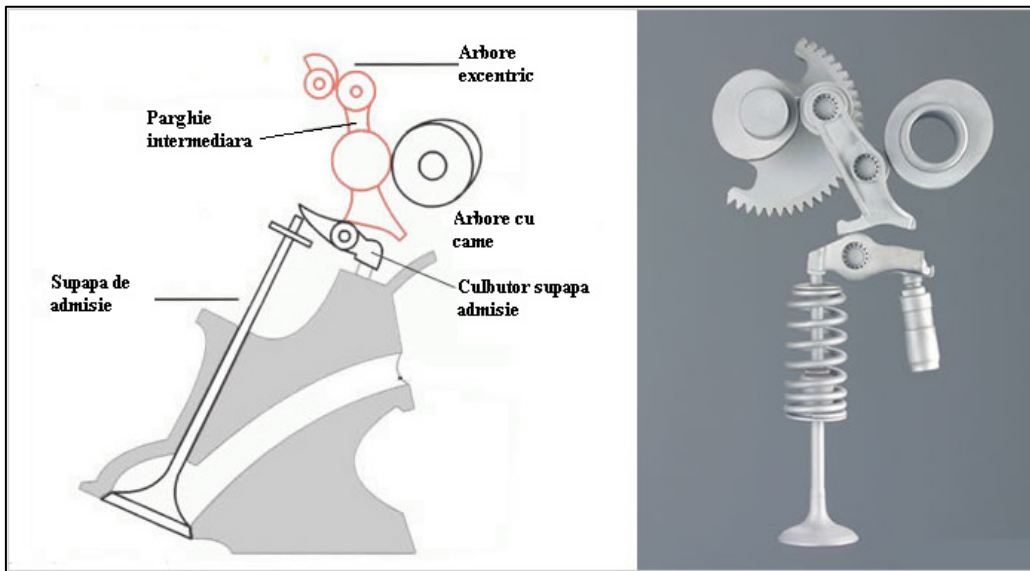


Fig. 1.10. Sistemul BMW VANOS [107]

Pentru varierea continuă a înălțimii de ridicare a supapei de admisie, între arborele cu came și culbutorul supapei este interpusă o pârghie care se sprijină cu partea superioară pe un arbore cu excentric, care este rotit la rândul lui de un motor electric care răspunde comenzilor date de ECU, iar cu partea inferioară pe rola culbutorului supapei.

Conturul suprafeței de contact a părții inferioare a pârghiei intermediare cu rola culbutorului definește legea de mișcare a supapei (Fig. 1.11.). Prin rotirea arborelui cu excentric se modifică poziția punctului de reazem al pârghiei intermediare, asigurând o variație a înălțimii de ridicare a supapei în limitele 0,3 – 9,7 mm.

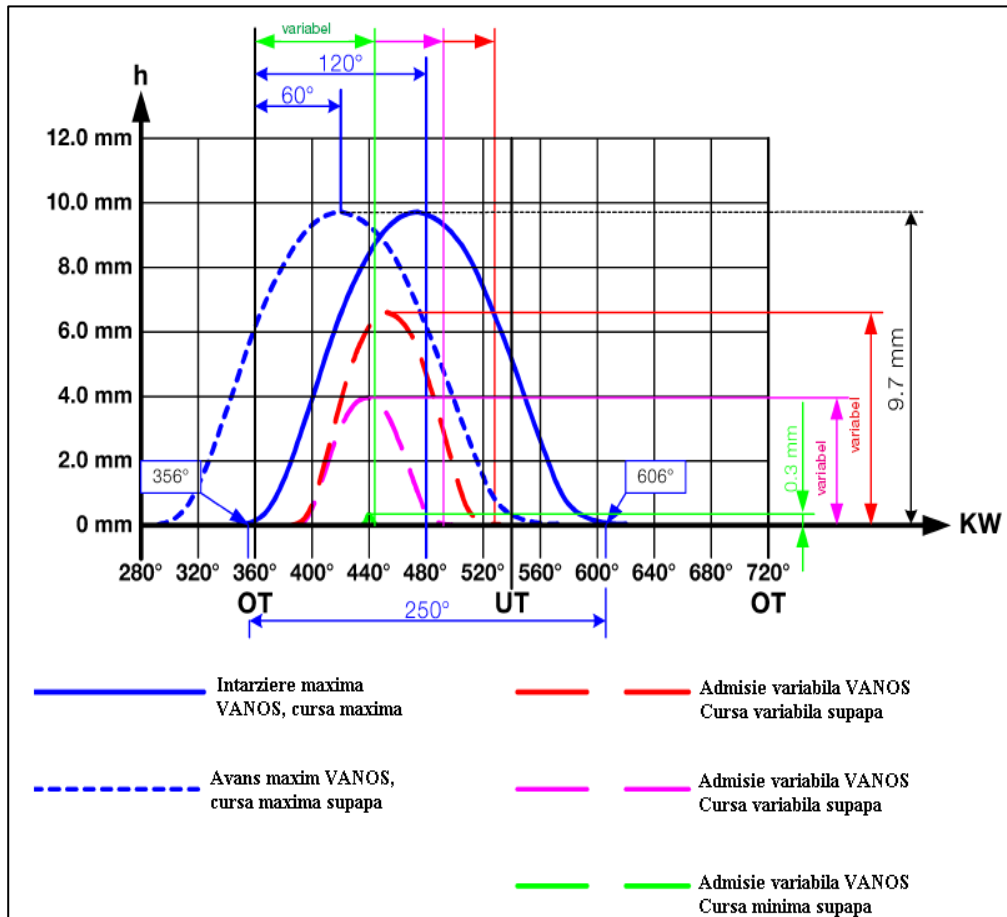


Fig. 1.11. Legi de mișcare a supapei de admisie cu VANOS [96]

Sistemul VANOS are o funcționare silențioasă și a condus la o reducere a consumului de combustibil de 10-15% simultan cu sporirea puterii maxime și a cuplului motor.

Daca se aplică sistemul și pentru arborele cu came de evacuare, se va vorbi despre un sistem Dublu-VANOS, care este implementat deja de BMW.

În Fig. 1.12. se poate urmări diferența dintre un motor echipat cu VANOS și unul cu distribuție clasică pe diagrama indicată p-V.

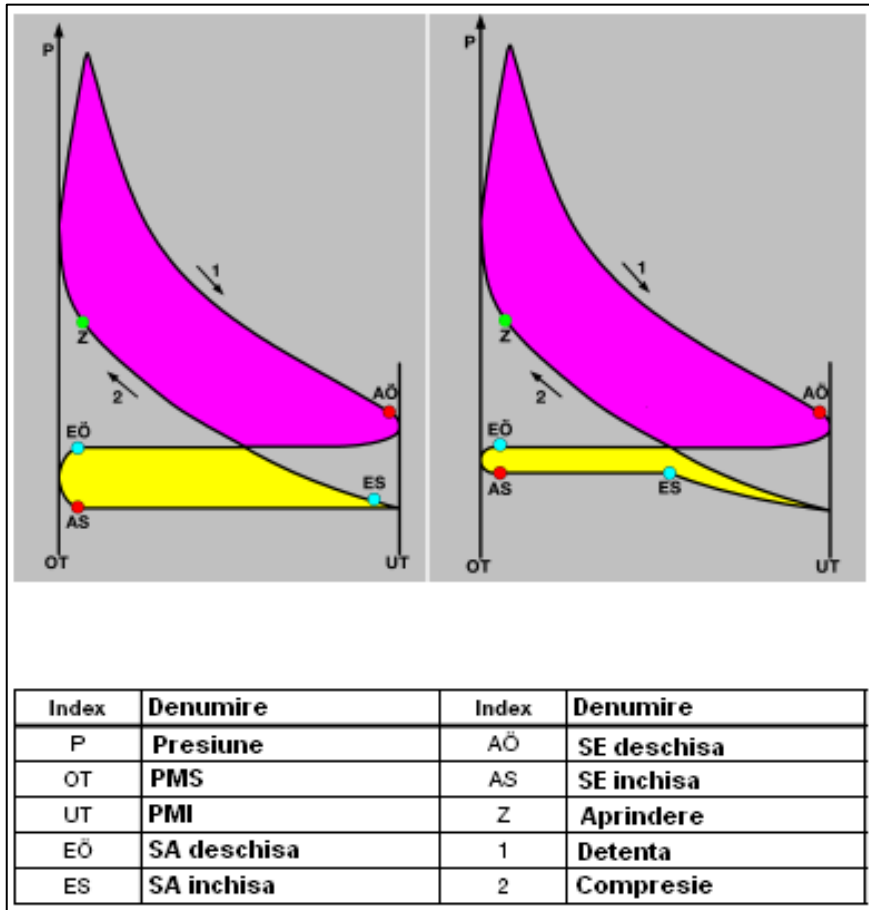


Fig. 1.12. Diferențe între motor cu VANOS și distribuție clasică [96]

Se poate observa deplasarea momentului închiderii supapei de admisie, ceea ce duce la un randament sporit față de varianta clasică. Momentul deschiderii și închiderii supapei de admisie este comandat de ECU funcție de cantitatea de aer proaspăt aspirat.

În continuare sunt prezentate diagramele de putere și cuplu pentru două motoare BMW echipate cu sistemul VANOS, unul de cilindree 1800 cmc cu patru cilindri în linie (N42B18) și celălalt de 5000 cmc, cu 8 cilindri în V care echipează modelul M5 (S62B50) (Fig. 1.13. și Fig. 1.14.).

În ambele cazuri se poate observa aplatizarea curbei de cuplu, mai clar la motorul S62B50.

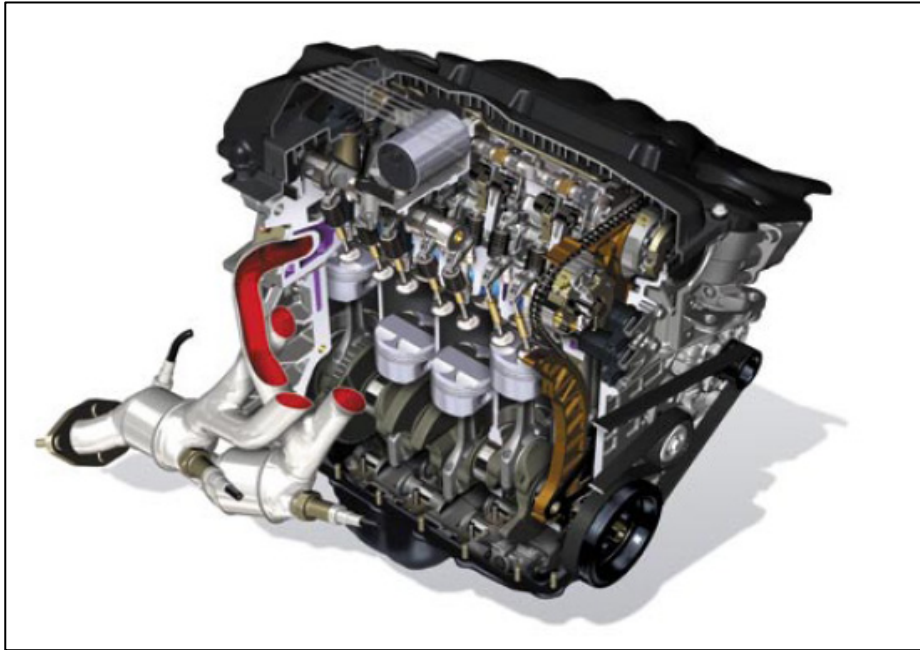


Fig. 1.13. Motorul BMW N42 [95]

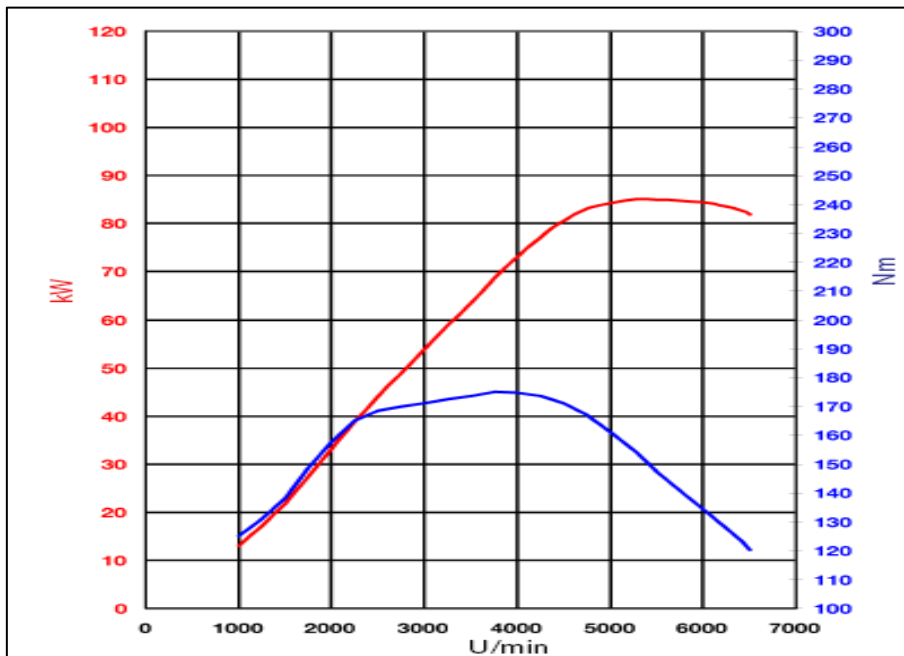


Fig. 1.14. Diagrama de putere pentru motorul N42B18 (85 kW/ 175 Nm) [95]

La motorul N42B18 se observă însă și o aplatizare a curbei de putere între turațiile 5000 și 6000 rpm, ceea ce duce la accelerații liniare la turații ridicate.



Fig. 1.15. Motorul BMW S62 [96]

La motorul S62B50 se observă și mai clar avantajul adus de sistemul Dublu-VANOS, 480 Nm fiind disponibili între 1800 și 5600 rpm, practic pe toată plaja normală de turații a motorului.

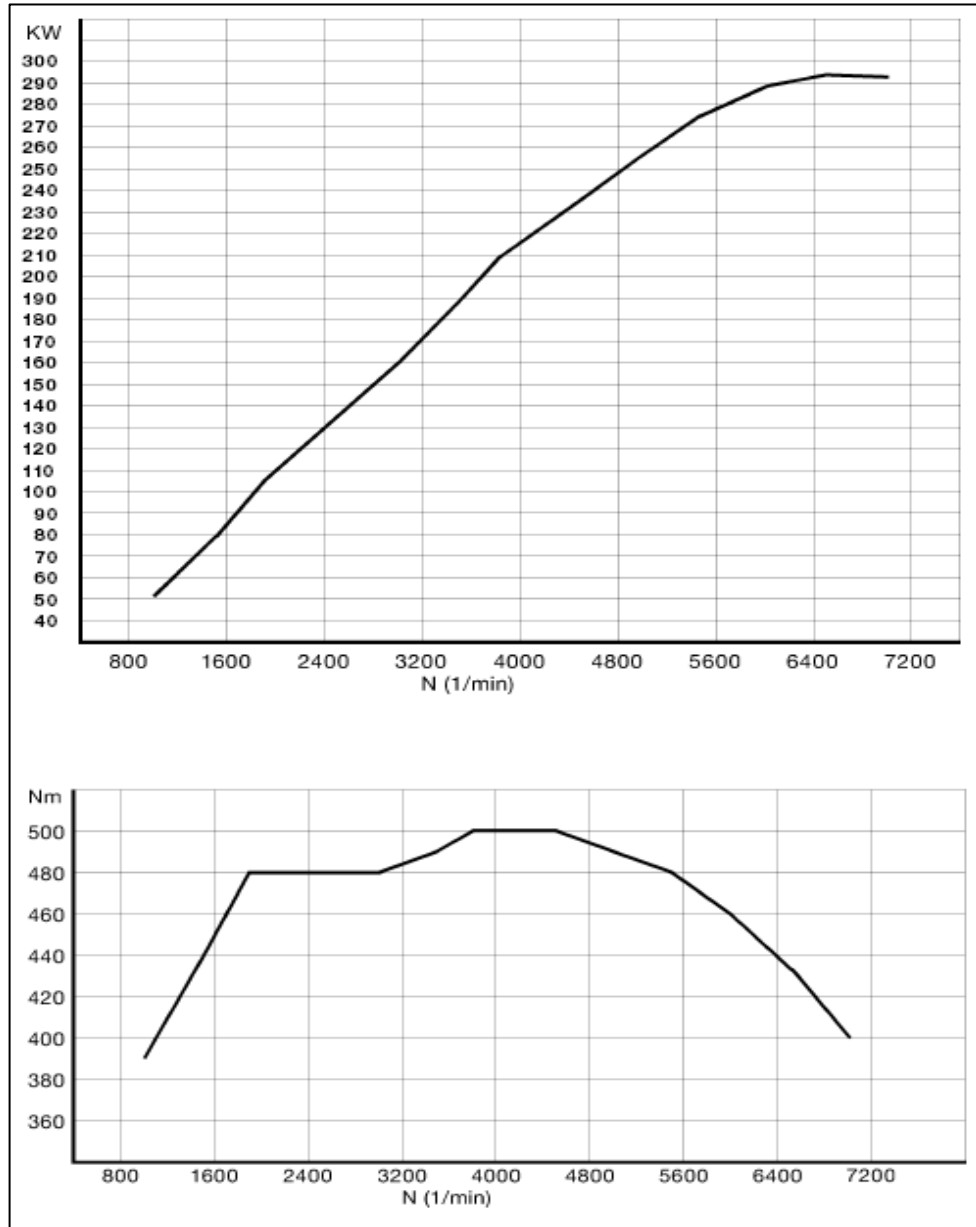


Fig. 1.16. Diagrama de putere și cuplu pentru motorul S62B50 (294 kW/ 500 Nm) [96]

1.4. Supraalimentarea

Motoarele de mică cilindree au avantajul unui consum redus de combustibil, însă performanțele lor sunt sub nivelul impus de condițiile actuale de trafic. Lipsa de putere specifică acestor motoare se poate compensa prin supraalimentare, procedeu tot mai frecvent întâlnit la constructorii actuali de motoare.

Supraalimentarea se poate face prin intermediul unui compresor mecanic, a unei turbine antrenate de gazele de evacuare, prin efectul de rezonanță obținut în galeria de admisie cu geometrie variabilă sau prin combinarea acestor procedee.

Pentru a obține valori ridicate ale cuplului motor și la turații joase, VW a combinat un compresor mecanic cu o turbină reușind cuplarea acestora pe un motor de cilindree mică cu injecție directă de benzină care produce 170 CP, mai exact motorul 1.4 TSI (Fig. 1.17.).

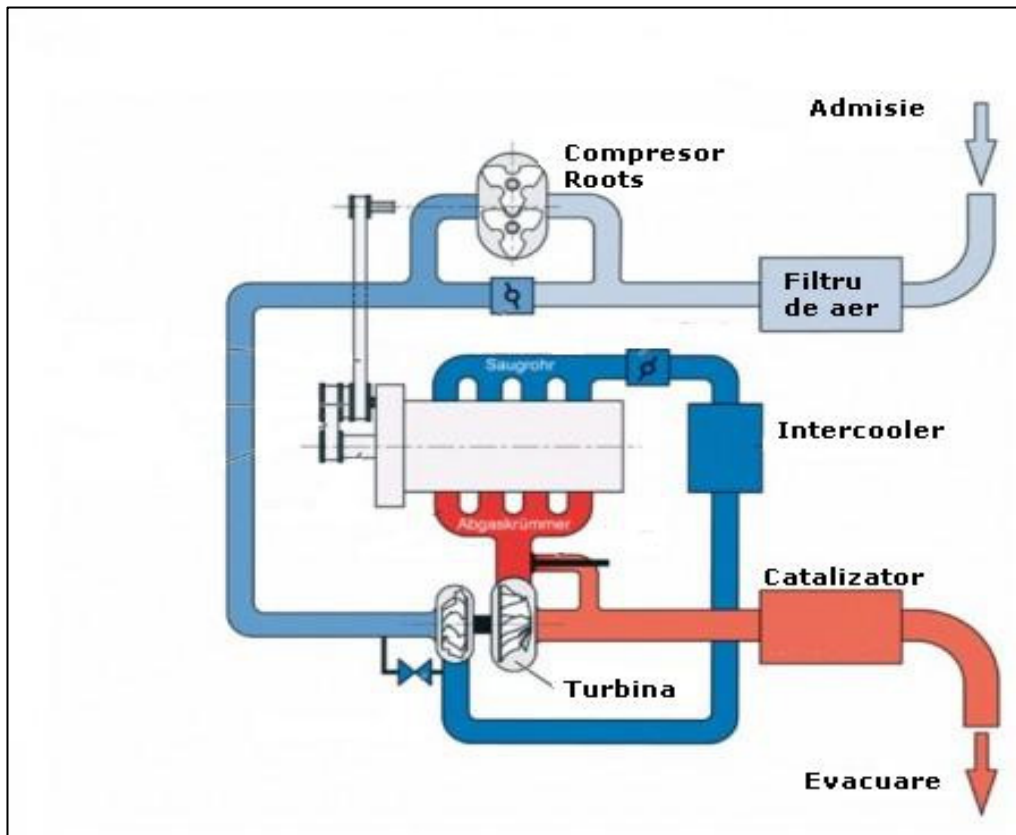


Fig. 1.17. Schema circulației gazelor la motorul VW 1.4 TSI [112]

Injecția directă și proiectarea atentă a traseului de admisie permit un raport de compresie ridicat (ex. 9.2), confirmând tendința actuală de mărire a raportului de compresie și a coeficientului de exces de aer la m.a.s.. Un exemplu în acest sens este motorul BMW N55 B30 (Fig. 1.18.) lansat de BMW în 2005.

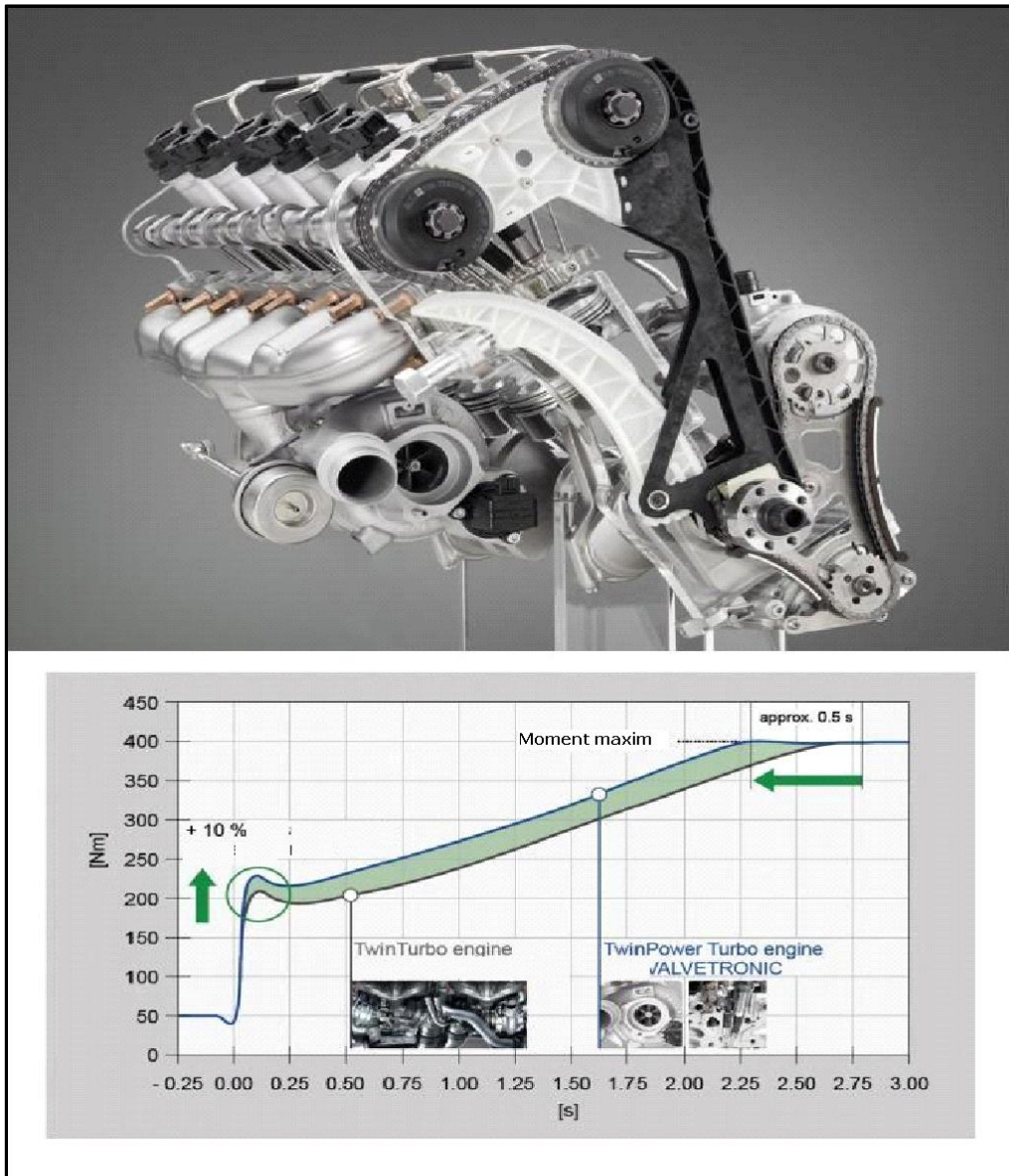


Fig. 1.18. Motorul BMW N55B30 [99]

Acest motor folosește supraalimentarea cu turbină prin intermediul unei turbine Twin-Scroll, cuplată cu sistemul Valvetronic care variază înălțimea de ridicare a supapelor. De asemenea, motorul este prevăzut cu sistemul dublu VANOS de variație a momentului deschiderii supapelor de admisie, respectiv evacuare. Rezultatul este cât se poate de grăitor : 306 CP și 400 Nm din 2979 cmc, pentru un motor de serie.

De asemenea, precum se poate urmări în Fig. 1.4.2., răspunsul motorului este mai bun în varianta cu Valvetronic față de cea fără acest sistem, datorită admisiei îmbunătățite de varierea înălțimii de deschidere a supapei.

Pentru a exemplifica supraalimentarea prin efectul de rezonanță produs în galeria de admisie vom aminti motorul BMW M54, echipat cu o galerie de admisie ce permite varierea lungimii canalelor de admisie în funcție de turația motorului (Fig. 1.19.) și cu sistemul Dublu-VANOS.

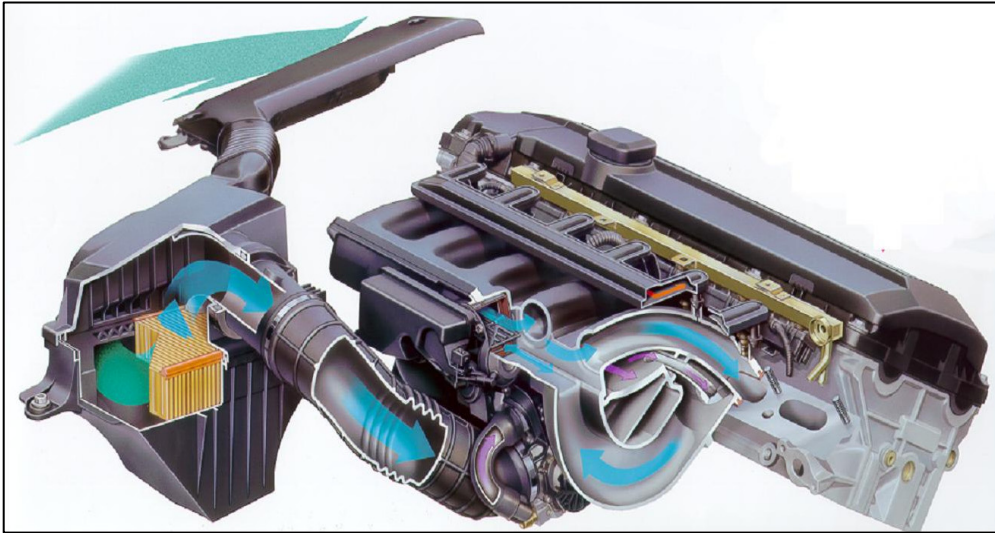


Fig. 1.19. Galeria de admisie a motorului M54 [97]

Prin efectul de supraalimentare rezonantă se obține o umplere mai bună a cilindrilor la toate regimurile de turație, galeria fiind astfel proiectată încât să realizeze efectul de rezonanță în 3 stagii funcție de turația motorului, prin închiderea și deschiderea unor clapete, aerul trecând astfel prin 3 incinte rezonatoare diferite (vezi Cap. 4.).

2. SISTEME DE INECȚIE DE BENZINĂ LA M.A.S.

2.1. Introducere

Principiul inecției de benzină folosit astăzi aproape în exclusivitate la motoarele cu aprindere prin scânteie, este cunoscut chiar de la începutul evoluției motoarelor, fiind folosit în perioada anilor 1934-1945, odată cu dezvoltarea aeronauticii. La motoarele de automobil a fost utilizat pentru prima dată în anul 1951, pentru motoare de curse, având o pompă de inecție asemănătoare cu cea utilizată la motoarele diesel.

Inecția de benzină a patruns în domeniul tracțiunii rutiere, în anul 1952, când un motor de competiție Mercedes-Benz M196 de 3000 cm³, a dovedit performanțe deosebite de putere și consum. La început, inecția de benzină a urmărit creșterea performanțelor de putere și consum, performanțe plafonate de modul de formare a amestecului și umplerea cilindrilor la motoarele cu aprindere prin scânteie echipate cu carburator. Mai târziu, restricțiile privind poluarea mediului de către gazele de eșapare emise de motoarele cu aprindere prin scânteie au impus și mai mult acest procedeu datorită reducerii emisiilor poluante din gazele de evacuare.

Firma Bosch, specializată în construcția de echipamente pentru inecția motorinei la motoarele diesel, a oferit echipamente pentru sistemele de inecție de benzină, echipamente ce nu difereau prea mult de cele de la diesel. Problema cea mai importantă a acestor echipamente de inecție, o constituie ungerea cuplurilor de piese în mișcare relativă cu frecare, de pe traseul de înalta presiune, care, datorită proprietăților antilubrifiante ale benzinei, trebuie asigurată printr-un circuit separat de ungere. În anul 1967, firma Bosch a realizat primul sistem de inecție la motoarele cu aprindere prin scânteie, controlat electronic.

În prezent, marile firme producătoare de autoturisme apelează la firme specializate în echipamente de inecție, ceea ce a condus la o tipizare a subansamblelor, cu consecințe favorabile de reducere a prețului de cost și adaptare rapidă la modificările cerute de constructorii de autoturisme. Astfel, în prezent peste 95% din totalitatea de automobile echipate cu motoare cu aprindere prin scânteie, fabricate anual sunt echipate cu inecție de benzină.

2.2. Sisteme de inecție de benzină folosite în prezent la m.a.s.

Dintre tipurile de sisteme de inecție utilizate curent se pot enumera sistemele: K-Jetronic, KE-Jetronic, L-Jetronic, LH-Jetronic, MONO-Jetronic, Motronic.

Sistemele de inecție se pot clasifica după locul unde are loc inecția, după presiunea de inecție, după modul de desfășurare în timp și după comanda reglării calității amestecului.

Din punct de vedere al locului în care are loc injecția există:

- injecție in galeria de admisie:
 - monopunct (în colectorul de admisie)
 - multipunct (în poarta supapei de admisie)
- injecție directă în interiorul cilindrului

După valoarea presiunii de injecție:

- injecție la presiune scăzută (2.. .7 bar) pentru injecția in galeria de admisie.
- injecție la presiune înaltă (40...200 bar) pentru injecția in interiorul cilindrului.

După modul de desfășurare în timp al injecției:

- injecție continuă (benzina este debitată continuu in galeria de admisie)
- injecție discontinuă (benzina este debitată la intervale de timp bine stabilite, in galeria de admisie sau in interiorul cilindrului).

În continuare sunt prezentate câteva sisteme de injecție directă folosite în prezent de către producătorii de autovehicule.

2.3. Sisteme de injecție directă de benzină

Motoarele cu aprindere prin scânteie alimentate cu benzină injectată direct în cilindri au cunoscut o raspândire mai largă doar recent datorită costului de producție ridicat. Odată cu introducerea normelor de poluare tot mai drastice, avantajele oferite de injecția directă de benzină fac aceasta tehnologie tot mai competitivă din punct de vedere al prețului.

Prin alimentarea mas cu injecție directă de benzină se obține același nivel de putere cu consum scăzut de carburant și un nivel redus de noxe. Aceste performanțe sunt posibile prin funcționarea cu amestec sărac.

Global amestecul este sărac - ceea ce are ca rezultat o ardere completă - însă în anumite zone ale cilindrului coeficientul excesului de aer poate fi subunitar. Este cunoscut faptul că funcționarea cu amestecuri sărace duce la creșterea nivelului de NOx în gazele de evacuare. De aceea, in aceste motoare amestecul este bogat in zona bujiei, acolo unde se inițiază arderea, și sărac înspre exteriorul cilindrului.

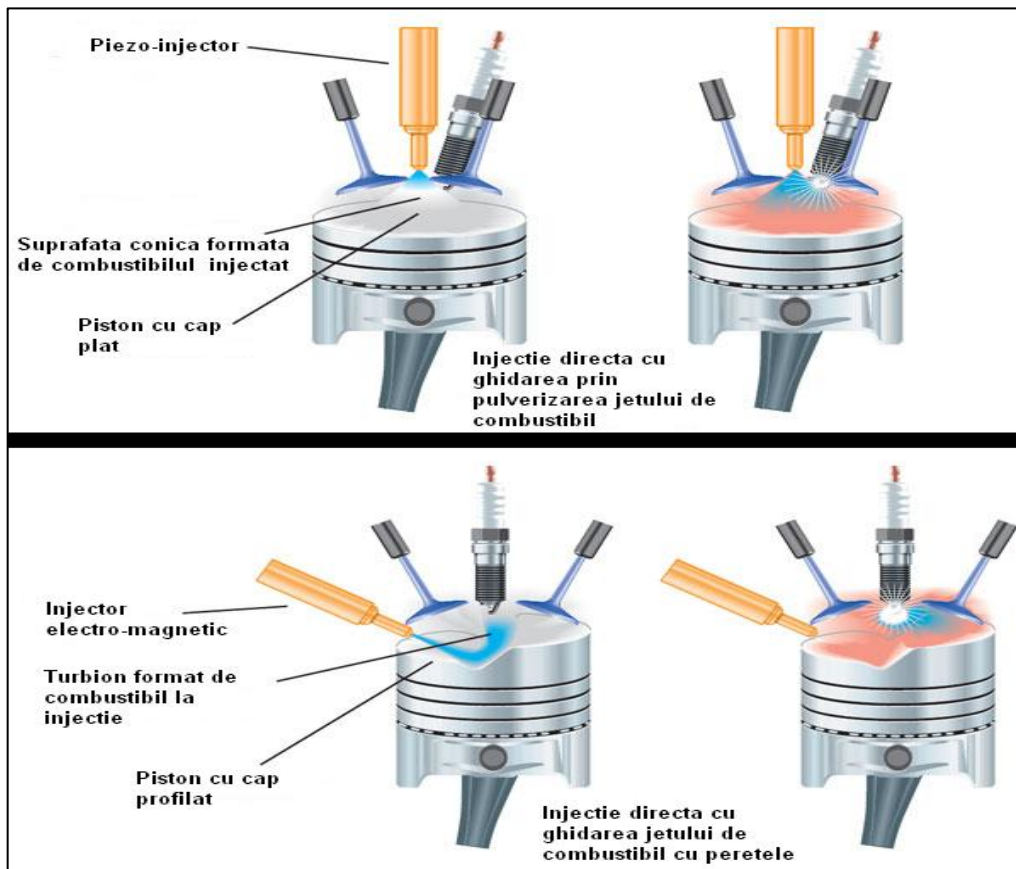


Fig. 2.1. Sisteme de injecție directă de benzină [105]

Astfel, temperaturile înalte de ardere se obțin doar în zonele unde coeficientul de exces de aer este subunitar, iar în zonele cu amestec sărac temperatura nu ajunge la nivelul la care se formează NOx.

Prima generație de motoare cu injecție directă de benzină folosea tehnologia de ghidare a jetului de benzină cu un umăr de pe capul pistonului, pentru a obține omogenizarea amestecului (Fig. 2.1.). A doua generație folosește tehnologia de ghidare prin pulverizare a jetului, care constă în pulverizarea foarte fină a combustibilului, posibilă datorită injectoarelor piezoelectrice și a unei presiuni de injecție de 200 bar.

2.3.1. Sistemul HPi Peugeot

Sistemul de injecție de benzină dezvoltat de Peugeot în colaborare cu Citroen, denumit Hpi (High Pressure Injection) folosește tehnologia de ghidare a jetului de combustibil prin ghidarea cu peretele (resp. capul pistonului).

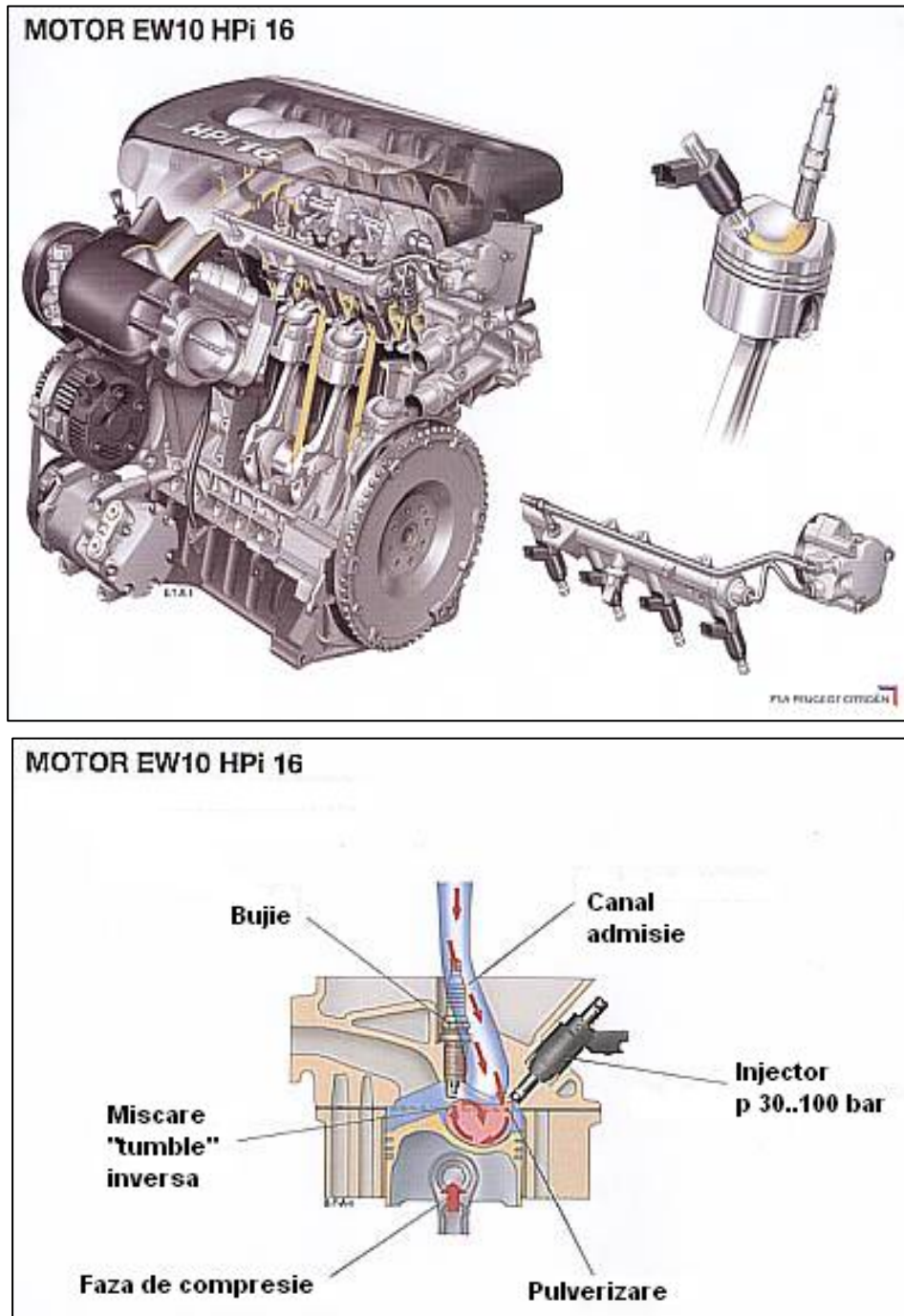


Fig. 2.2. Schema sistemului HPi [114]

Motorul lucrează în două moduri: cu amestec stratificat ($\lambda > 1$) pentru regimuri de turație de până la 3500 rpm și cu amestec omogen ($\lambda = 1$) pentru turații de peste 3500 rpm. Pentru regimurile cu amestec stratificat, funcționarea motorului prezintă următoarele caracteristici:

- aerul proaspăt intră în cilindrii sub formă de vârtej.
- protuberanța de pe capul pistonului ghidează jetul de combustibil spre bujie.
- presiunea de injecție variază între 30 (la sarcini parțiale) și 100 bar (la sarcină maximă).
- amestecul este bogat în centrul camerei de ardere, sărac la periferie.
- Funcționarea cu amestecuri sărace (stratificate) duce la scăderea consumului de combustibil.

2.3.2. Sistemul FSI VW

Firma VW a implementat sistemul FSI prima dată pe modelul Lupo din anul 2000. Următorul model a fost Audi A4 din 2001, după care sistemul FSI s-a extins pe majoritatea modelelor de motoare cu benzină ale concernului (Audi A3-A8, VW Golf, Passat, etc.).

Sistemul este gestionat electronic și este foarte asemănător ca funcționare cu sistemul Motronic pentru injecție în poarta supapei (Fig. 2.3.). Diferă presiunea și locul injecției, precum și graficele 3D ale coeficientului de exces de aer.

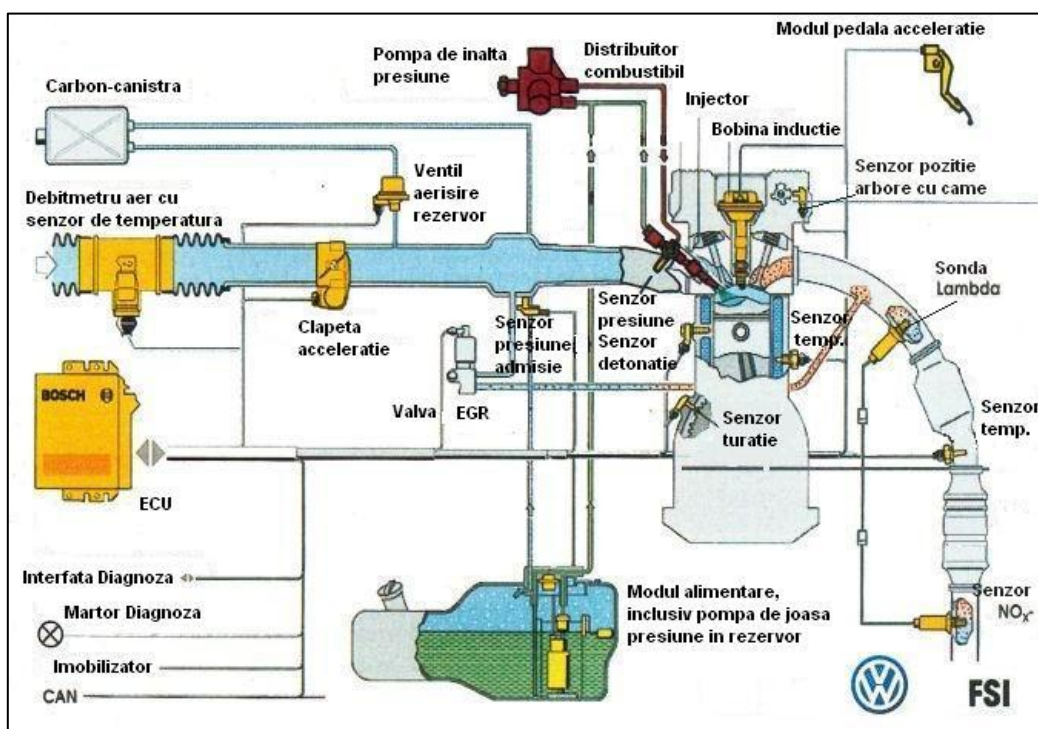


Fig. 2.3. Sistemul FSI de la VW [112]

O pompa de înaltă presiune acționată de arborele cu came duce combustibilul la o presiune maximă de 100 bar, pentru a fi injectat prin intermediul injectoarelor amplasate sub canalul de admisie.

Pentru a controla felul amestecului din cilindrii canalul de admisie are montată o clapeta care influențează curgerea aerului în interiorul cilindrilor. În cazul încărcării stratificate, combustibilul este injectat pe durata compresiei și este preluat de mișcarea aerului ce s-a creat în camera de ardere. Mișcarea aerului este imprimată de clapeta din conducta de admisie, de forma scaunului de supapă și de capul pistonului (profilat). Mișcarea controlată rezultată este cunoscută sub numele de "tumble" (Fig. 2.4.).

Efectul de încărcare stratificată se obține în modul următor: norul de amestec pregătit pentru aprindere este ținut într-un volum limitat și înconjoară electrozii bujiei în momentul declanșării scânteii. Din momentul ce combustibilul este injectat la un unghi RAC foarte restrâns, norul de combustibil intră foarte puțin în contact cu capul pistonului, rezultând așa-numita "ghidare pneumatică a arderii".

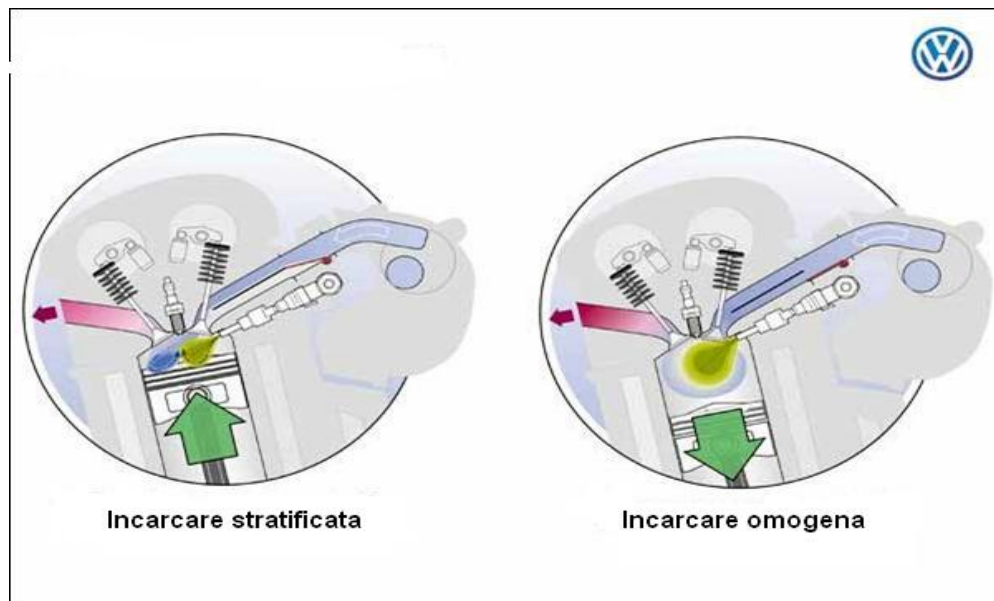
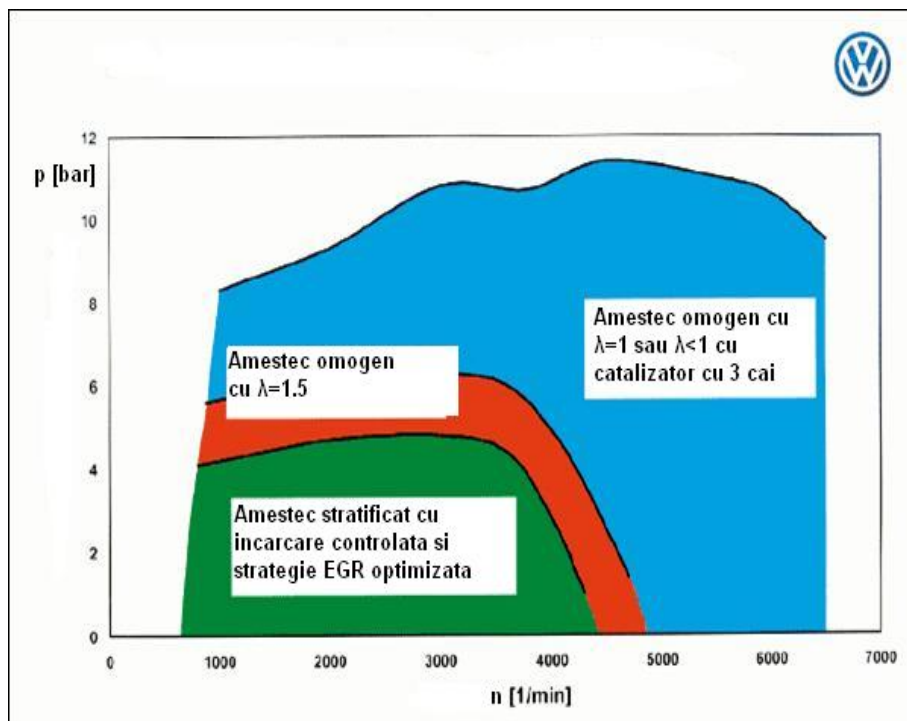


Fig. 2.4. Modul de realizare a amestecului la sistemul FSI [112]

După ardere, între gazele arse și peretele cilindrului rămân pungi izolate de aer, care reduc cantitatea de căldură pierdută prin pereți și îmbunătățesc randamentul motor.



Coeficientul de exces de aer λ atinge valori de 3,5...4 (valori raportate la întreg volumul camerei de ardere), ceea ce este esențial pentru reducerea consumului de combustibil la mers în gol forțat și la sarcini parțiale.

2.3.3. Sistemul Direkt-Einspritzung BMW

Firma BMW a introdus acest sistem la începutul lui 2007 pe modelul 760Li. Sistemul este gestionat la fel ca celelalte sisteme de injecție directă, cu diferența că poziționarea injectorului relativ la bujie este nouă, acestea fiind foarte apropiate. Acest lucru este posibil folosind injectoarele piezoelectrice produse de firma Siemens VDO. Soluția constructivă propusă de BMW (Fig. 2.5.) este nouă, și permite obținerea unor performanțe maxime de la un sistem de injecție directă de benzină, cu consum minim de combustibil.

Noile injectoare piezoelectrice produse de Siemens VDO înglobează de asemenea o tehnologie nouă, care permite injecții repetate la intervale de timp de ordinul miimilor de secundă.

Construcția și legile de mișcare ale acului injectorului se pot urmări pe Fig. 2.6.



Fig. 2.5. Injecția directă de benzină BMW [107]

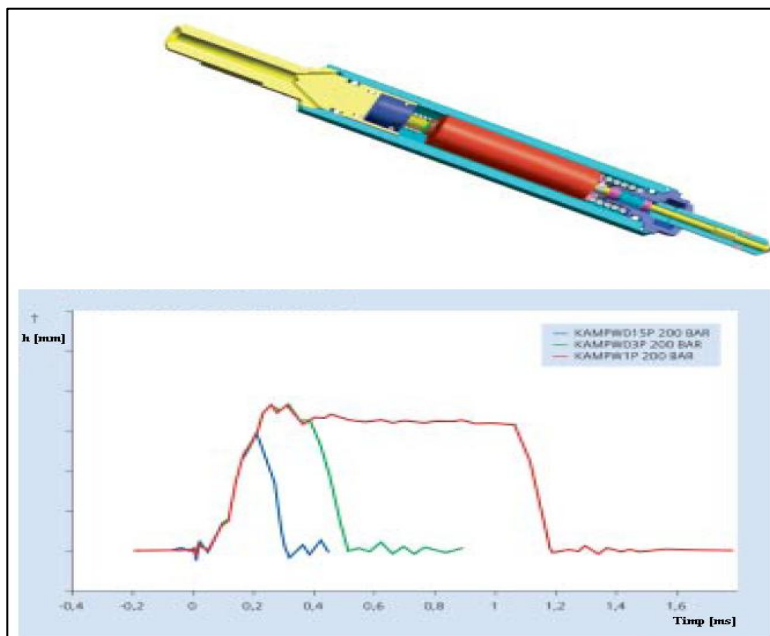


Fig. 2.6. Injecorul piezoelectric Siemens VDO [111]

Acest sistem de injecție se folosește injecții repetate de combustibil pe durata cursei de compresie a pistonului, creând astfel un amestec stratificat. Amestecul mai bogat va fi în zona bujiei, aprinderea fiind astfel optimă. Conul de combustibil injectat este gol la interior, stropii de benzină fiind astfel înconjurați din toate părțile de aer, arderea fiind de asemenea completă.

Sistemul de injecție directă BMW permite economii de combustibil de până la 15% față de sistemele de injecție de benzină existente la ora actuală pe piață.

2.4. Sisteme de injecție indirectă de benzină

Dintre tipurile de sisteme de injecție indirectă utilizate în prezent se pot enumera sistemele: K-Jetronic, KE-Jetronic, L-Jetronic, LH-Jetronic, Motronic. Sistemele Jetronic sunt fie gestionate complet pneumo-hidraulic, fie combinat cu gestiune electronică. Aceste sisteme au evoluat de-a lungul timpului înspre o gestionare complet electronică, pe baza datelor citite de senzori care le transformă în impulsuri electrice interpretate de o unitate centrală de comandă (ECU). Varianta actuală complet gestionată electronic produsă de firma BOSCH se numește Motronic și va fi prezentată în continuare.

2.4.1. Sistemul de injecție Bosch Motronic

Spre deosebire de alte sisteme, cum sunt K-Jetronic cu injecție mecanică sau L-Jetronic cu injecție controlată electronic, Motronic integrează modulul de injecție cu cel de aprindere în același sistem de control. Alimentarea motorului cu câte un injector pentru fiecare cilindru asigură menținerea dozajului corect al combustibilului, cu un grad ridicat de uniformitate, spre deosebire de sistemele de alimentare cu carburator sau Mono-Motronic cu un singur injector.

Componentele principale ale sistemului de injecție Motronic (Fig. 2.8.) sunt cele care controlează debitul de combustibil, aprinderea și rețeaua de senzori prin care unitatea electronică de comandă evaluează condițiile de funcționare ale motorului și elaborează strategia de control.

Combustibilul este pompat din rezervorul (1) cu pompa electrică (2), după care trece prin filtrul (3) unde sunt reținute impuritățile. Unitatea electronică de comandă (4) primește semnale electrice de la senzori și comandă injectoarele (5) pentru a regla cantitatea de combustibil livrată motorului. Pentru ca doza de combustibil injectată în galeria de admisie să fie aceeași indiferent de sarcina motorului, regulatorul de presiune (6) controlează debitul de combustibil care ajunge înapoi în rezervor, prin reglarea presiunii în rampa injectoarelor în funcție de nivelul presiunii absolute din colectorul de admisie.

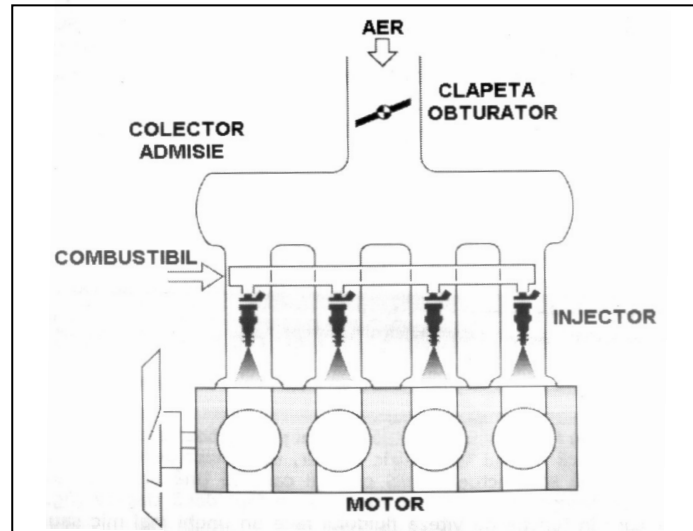


Fig. 2.7. Sistem de injecție multipunct Motronic [92]

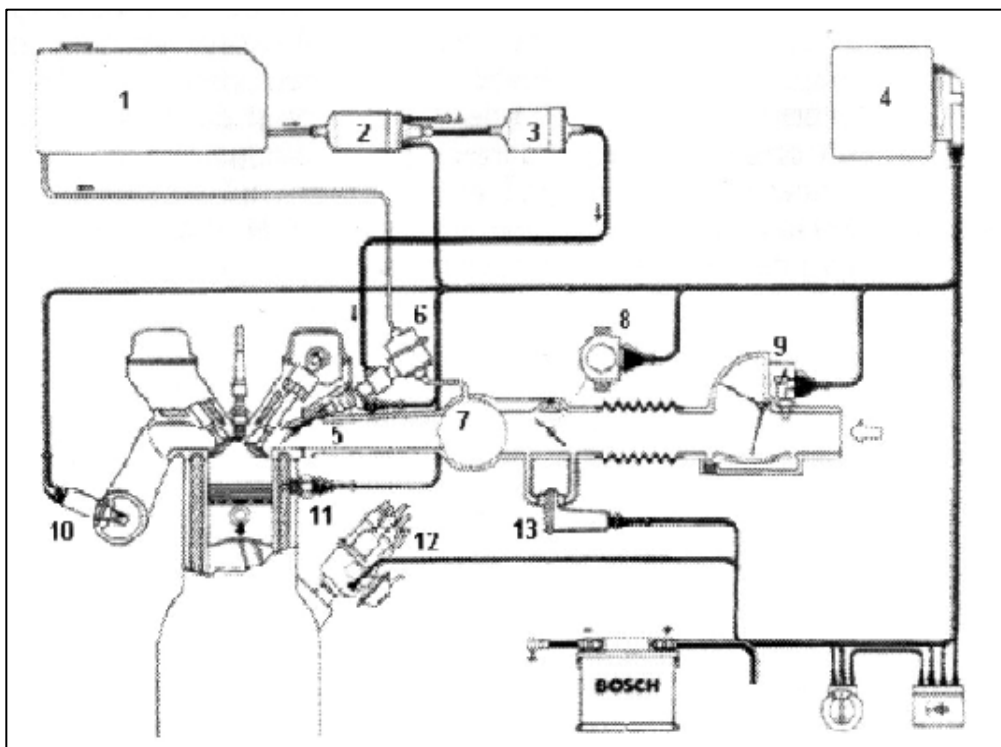


Fig. 2.8. Componentele sistemului de injecție multipunct motronic [92]

Sarcina motorului este determinată în principal prin măsurarea unghiului de înclinare a clapetei de accelerație cu modulul TPS (Throttle Position Control) (8), iar volumul de aer aspirat de motor este măsurat cu debitmetrul (9) cu clapetă cuplată la un potențiomtru. Unitatea electronică de comandă utilizează semnalul de la senzorul de oxigen (10) pentru a menține amestecul carburant cât mai aproape de raportul stoechiometric. Timpul de injecție este corectat în funcție de temperatura lichidului de răcire măsurată prin senzorul de temperatură (11). Distribuitorul de înaltă tensiune (12) asigură închiderea circuitului pentru producerea scânteii la fiecare cilindru atunci când pistonul este la sfârșitul cursei de comprimare. Tensiunea aplicată bobinei de inducție este controlată de unitatea electronică de comandă, astfel încât avansul la producerea scânteii poate fi mai mic sau mai mare. La regim de mers în gol clapeta de accelerație este complet închisă, iar aerul aspirat de motor este controlat prin supapa (13) acționată de un motor electric în trepte.

Funcționarea sistemului integrat de control al injecției și al aprinderii presupune colectarea datelor despre condițiile de funcționare ale motorului și controlul actuatorilor în funcție de aceste condiții.

Senzorii sunt alimentați de către unitatea electronică de comandă cu o tensiune de referință de 5V, astfel încât semnalele furnizate să nu fie perturbate de modificări ale tensiunii în sistemul electric al autoturismului. Pentru simplificare, funcționarea motorului este împărțită în trei regimuri de bază, evaluate prin măsurarea semnalului dat de modulul TPS. La mers în gol clapeta de accelerație este complet închisă, deci tensiunea TPS va fi minimă, sub 1V, iar în sarcină plină tensiunea va avea valoarea maximă, apropiată de 5V. La sarcini parțiale tensiunea furnizată de modulul TPS se va găsi între aceste valori.

În funcție de aceste regimuri unitatea electronică de comandă va adopta strategia pentru controlul injecției și al aprinderii. Pentru mers în gol și sarcini parțiale se urmărește menținerea raportului aer-combustibil cât mai aproape de valoarea stoechiometrică pentru obținerea de consumuri și emisii de noxe minime, în regim de accelerare, când clapeta de accelerație este complet deschisă motorul trebuie să furnizeze puterea maximă, iar amestecul este îmbogățit. Avansul la aprinderea scânteii este de asemenea modificat în funcție de sarcina și turația motorului.

Ca și concept de bază, sistemul Motronic determină debitul de aer aspirat de motor, principala variabilă măsurată. Debitul de aer influențează doza de combustibil injectată în galeria de admisie. Injecția este controlată electronic prin impulsuri care comandă deschiderea injectoarelor, închiderea fiind asigurată prin forța unui arc. La fiecare rotație a arborelui cotit injectorul se deschide o dată, indiferent dacă supapa de admisie este închisă sau deschisă.

Cantitatea de combustibil injectată este dată de timpul de deschidere și de diferența de presiune între nivelul presiunii din rampa injectoarelor și cel din galeria de admisie. Rolul regulatorului de presiune este să mențină această diferență de presiune constantă, indiferent de presiunea absolută din galerie, astfel încât doza de combustibil să depindă doar de timpul de deschidere a injectorului.

Pentru determinarea sarcinii motorului se măsoară tensiunea furnizată de modulul TPS, cu senzorul de tip Hall se măsoară turația, în funcție de temperatura aerului măsurată cu un termistor unitatea electronică de comandă face corecția pentru densitatea aerului, iar senzorul de temperatură a lichidului de răcire dă regimul termic al motorului.

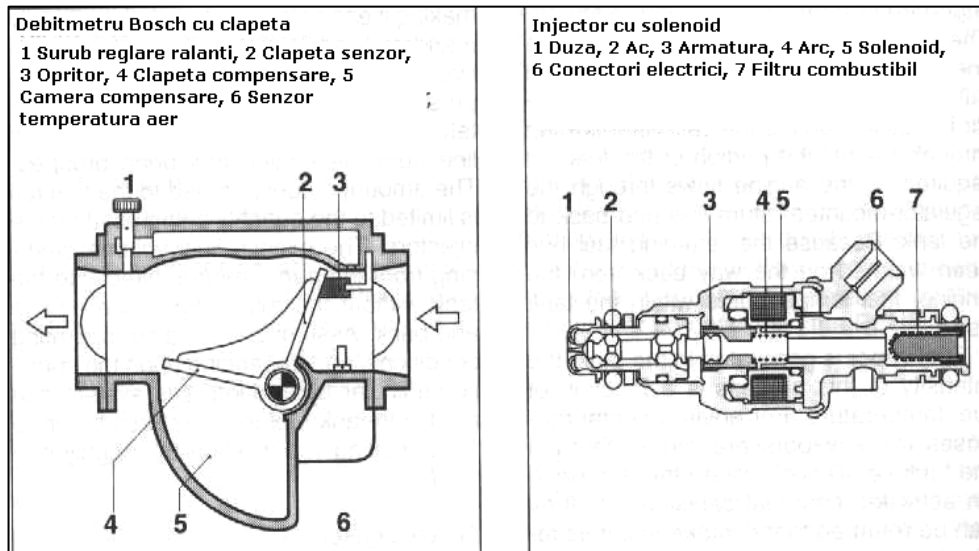


Fig. 2.9. Construcția debitmetrului Bosch cu clapeta și a unui injector cu solenoid [92]

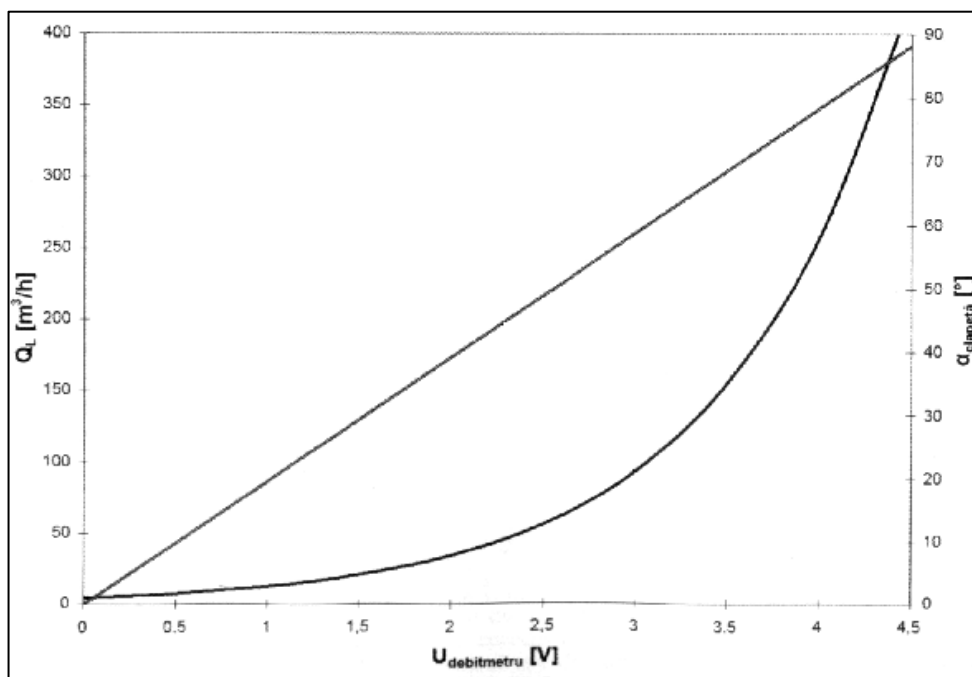


Fig. 2.10. Caracteristica debitmetrului cu clapeta Bosch [92]

Sarcina influențează doza de combustibil injectată, dar mai ales avansul la aprinderea scânteii. Pentru sarcini parțiale avansul trebuie mărit, iar la sarcină plină și accelerări bruște amestecul trebuie îmbogățit pentru asigurarea funcționării stabile a motorului în regim tranzitoriu.

Avansul la aprinderea scânteii trebuie mărit la creșterea turației datorită prelungirii duratei arderii măsurată în grade RAC. Un alt aspect este atingerea turației maxime, când timpul de injecție este redus pentru a opri accelerarea motorului peste această valoare a turației, regim caracterizat de uzură excesivă și care poate provoca deteriorarea componentelor sistemului bielă-manivelă.

Cazuri particulare ale funcționării motorului sunt pornirea la rece și perioada de încălzire, când amestecul este îmbogățit suplimentar (Fig. 2.11.), precum și mersul în gol forțat, situație în care alimentarea cu combustibil este oprită aproape total pentru economisirea carburantului. După pornirea la rece a motorului, amestecul este îmbogățit suplimentar timp de aproximativ 2 minute, până la încălzirea sondei de oxigen. În prima parte a perioadei de încălzire, care durează în jur de 20 de secunde, îmbogățirea se reduce treptat, reducerea fiind proporțională cu timpul. După această primă perioadă factorul de îmbogățire este redus în funcție de temperatura motorului, iar după încălzirea senzorului de oxigen amestecul este menținut la un raport aer-combustibil cât mai aproape de amestecul stoichiometric.

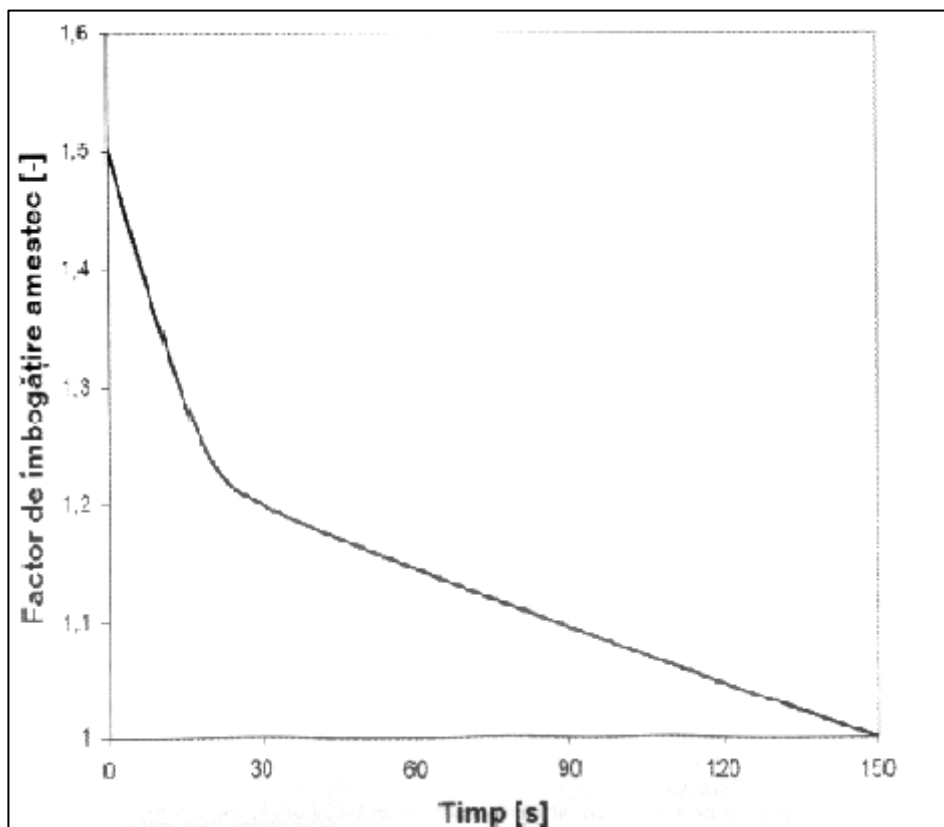


Fig. 2.11. Dependența de timp a factorului de îmbogățire după pornire [92]

Un senzor extrem de important pentru funcționarea motorului la sarcini parțiale și la regim de mers în gol, este sonda lambda, sau senzorul de oxigen. Prin măsurarea concentrației de oxigen în gazele de evacuare este posibil un control foarte precis și rapid al raportului aer-combustibil. Senzorul de oxigen are o precizie foarte ridicată doar în zona raportului stoechiometric (Fig. 2.12.), drept pentru care amestecul nu se reglează în funcție de semnalul dat de acesta în zona amestecurilor bogate sau sărace. Tensiunea ce rezultă între electrozii sondei depinde de presiunea parțială a oxigenului și de temperatura gazelor de evacuare. Deoarece pentru valori ale coeficientului de dozaj al aerului (λ) între 0,99 și 1,01 tensiunea furnizată practic nu depinde de temperatură, sonda de oxigen este un senzor potrivit pentru un sistem cu răspuns rapid.

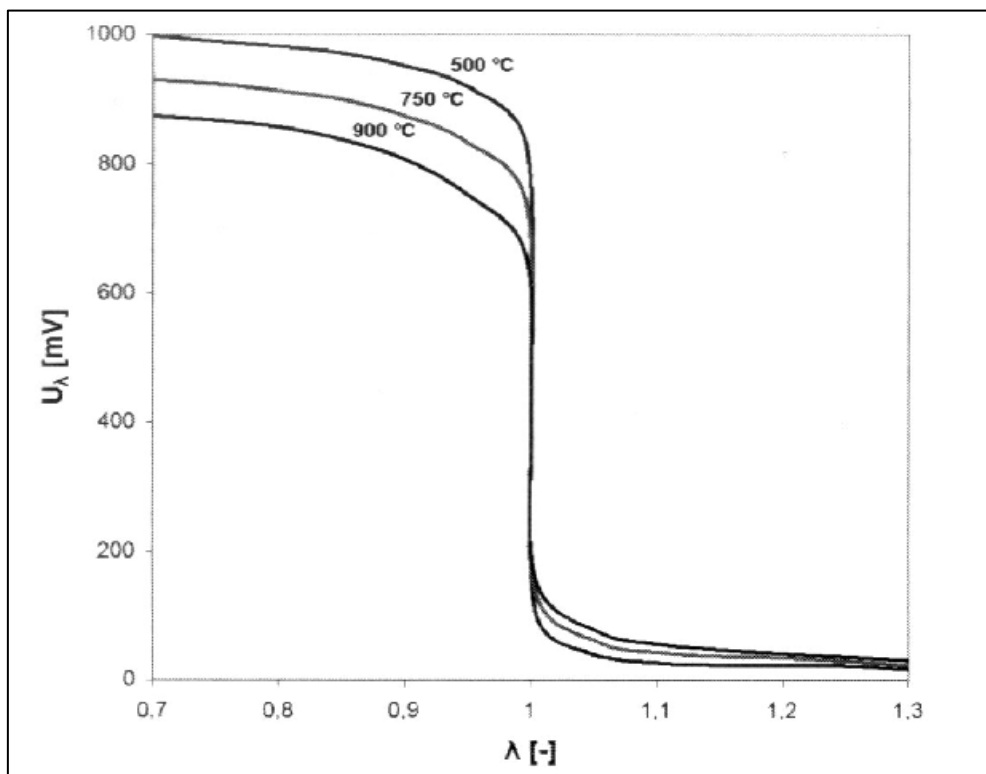


Fig. 2.12. Caracteristica sondei λ [92]

Controlul foarte precis al dozajului în funcție de semnalul electric dat de sonda lambda permite obținerea unui consum scăzut de combustibil și un grad de poluare redus.

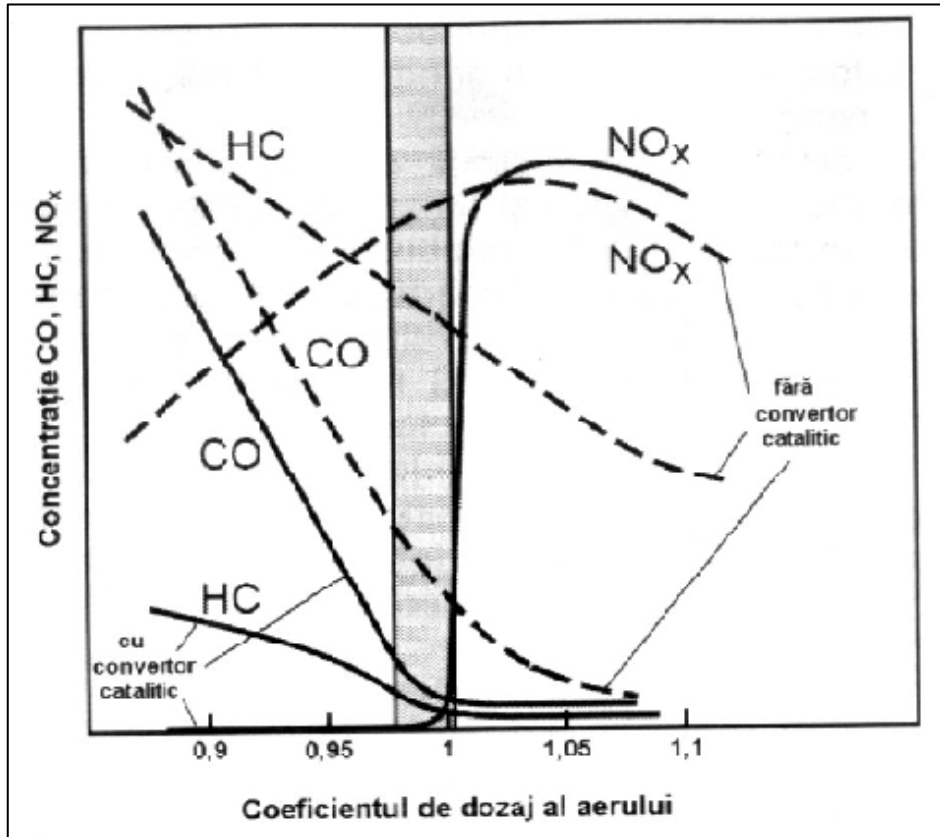


Fig. 2.13. Variația concentrațiilor emisiilor poluante cu și fără convertor catalitic [92]

Menținerea calității amestecului carburant cât mai aproape de raportul stoechiometric este extrem de importantă pentru funcționarea la eficiență maximă a convertorului catalitic. Devierea înspre amestecuri bogate înseamnă consum mare de combustibil dar și emisii crescute de CO și HC. Funcționarea cu amestecuri sărace duce la creșterea randamentului efectiv al motorului, însă favorizează formarea oxizilor de azot și duce la reducerea eficienței convertorului catalitic (Fig. 2.13).

3. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND ROLUL SISTEMELOR DE ADMISIE ÎN FORMAREA AMESTECULUI LA M.A.S. CU INECȚIE DE BENZINĂ

3.1. Schimbul de gaze la m.a.s.

Motorul cu ardere internă cu piston transformă căldura produsă prin arderea unui combustibil în lucru mecanic. Produsele arderii intră în compoziția fluidului motor, iar evoluțiile acestuia se realizează prin intermediul unui piston, a cărui mișcare alternativă în interiorul unui cilindru este transformată în mișcare de rotație de către mecanismul bielă-manivelă [22]. Ciclul motor este o succesiune a proceselor care se repetă periodic în cilindru, iar partea din ciclul motor care se efectuează într-o cursă a pistonului se numește timp.

Motorul în patru timpi execută un ciclu complet în patru curse, ceea ce presupune două rotații ale arborelui cotit. Pentru realizarea unui ciclu motor este necesară introducerea de fluid proaspăt, proces care poartă denumirea de admisie. Comprimarea fluidului motor se interpune între admisie și ardere, cu scopul de a mări eficiența ciclului motor. În timpul procesului de ardere are loc eliberarea energiei chimice a combustibilului sub formă de căldură. Arderea are loc parțial în cursa de comprimare și parțial în cursa de destindere. Destinderea este singurul timp motor care produce lucru mecanic transformat de motor din căldura eliberată prin ardere. Pentru reluarea ciclului, gazele de ardere trebuie evacuate din cilindru, proces care poartă denumirea de evacuare.

Schimbarea gazelor are ca scop evacuarea cât mai completă a gazelor de ardere din cilindru și umplerea acestuia cu o cantitate cât mai mare de fluid proaspăt pentru a relua ciclul motor [22]. Ecuația (3.1.) arată dependența direct proporțională dintre debitul de aer care ajunge în motor și puterea indicată, la turație constantă.

$$P_i = \eta_i \cdot \frac{\dot{m}_a}{\lambda \cdot L_{\min}} \cdot Q_i \quad (3.1.)$$

unde P_i este puterea indicată măsurată în W, η_i randamentul indicat, \dot{m}_a debitul de aer în kg/s, λ coeficientul de exces de aer, L_{\min} aerul minim necesar arderii în kg_{aer}/kg_{combustibil}, Q_i puterea calorică inferioară a combustibilului în J/kg.

Astfel, introducerea și reținerea în cilindru a masei maxime de aer, la deschiderea completă a clapetei de accelerație sau la sarcină plină, reprezintă scopul principal al schimbului de gaze [42].

Schimbarea gazelor cuprinde procesele de admisie și evacuare, care deși nu se succed în cadrul unui ciclu, urmează unul după celălalt la trecerea de la un ciclu la celălalt, în sensul că evacuarea este urmată de admisia ciclului următor. Tratarea acestor două procese împreună în mai multe lucrări este justificată prin influența evacuării asupra procesului de admisie, și datorită fenomenului comun de curgere a gazelor care exercită o influență majoră asupra ambelor procese.

În timpul admisiei fluidul proaspăt pătrunde în cilindrul motorului, motiv pentru care procesul mai poartă denumirea de umplere. Admisia coincide cu deplasarea pistonului în cursa de admisie doar în cazul ciclului ideal Otto.

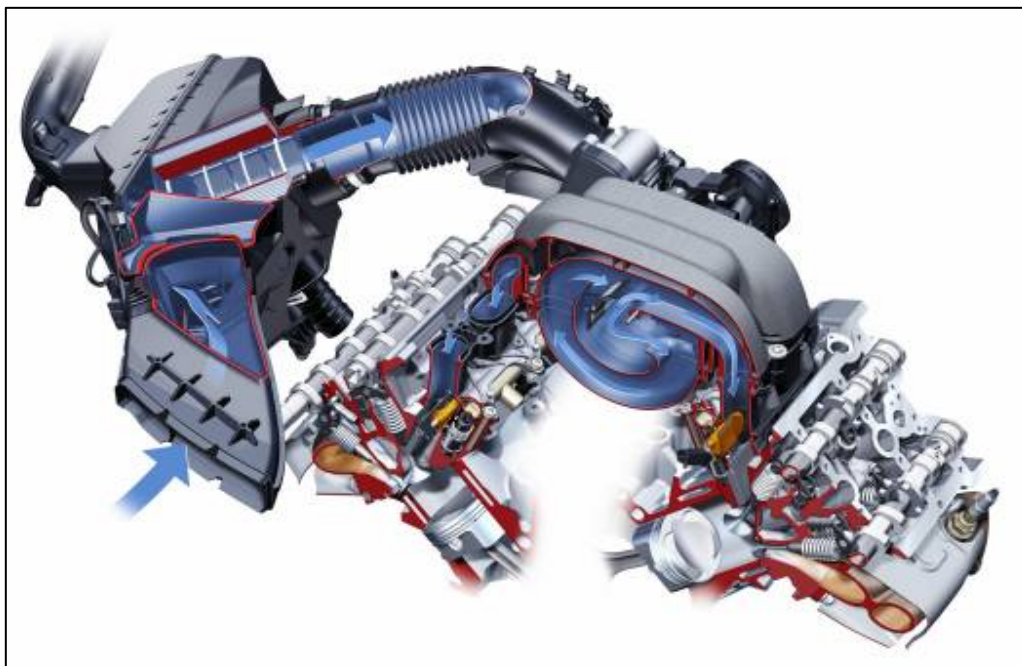


Fig. 3.1. Traseul de admisie al unui m.a.s. cu injecție directă [113]

În realitate amestecul carburant pătrunde în cilindru din momentul deschiderii supapei de admisie până la închiderea acesteia, cu condiția ca presiunea în cilindru să fie mai mică decât cea din galerie. Procesul de admisie poate fi de două feluri, admisie normală când umplerea cilindrului cu fluid proaspăt se face sub acțiunea mediului ambiant, asociată cu efectul de deplasare a pistonului, și admisie forțată, când este utilizat un sistem de supraalimentare.

Aerul, înainte de a pătrunde în cilindru are presiunea și temperatura mediului ambiant. Presiunea în cilindru la sfârșitul admisiei este influențată de pierderile hidrodinamice de pe traseu. În general, traseul de admisie al unui m.a.s. cu injecție de combustibil este compus din filtrul de aer cu carcasa aferentă, tubulatura montată între filtru și corpul clapetei de accelerație, obturatorul cu rolul de a regla cantitatea de fluid proaspăt care ajunge în motor, colectorul și galeria de admisie, la capătul căreia se găsește supapa de admisie cu rolul de a închide și deschide orificiul de trecere dintre galeria practică în chiulasă și cilindru. Rezistențele hidraulice principale de pe traseu sunt filtrul de aer, clapeta de accelerație și supapa sau supapele de admisie (Fig. 3.1).

Pierderile de pe traseul de admisie depind de densitatea fluidului și de factori funcționali cum ar fi turația motorului care influențează direct viteza de curgere. Se pot defini două debite de fluid proaspăt, conform relațiilor (3.2) și (3.3).

$$\dot{m}_{fp0} = \rho_{fp0} \cdot V_s \cdot i \cdot \frac{n}{T_c} \quad (3.2.)$$

$$\dot{m}_{fp} = \rho_{fp} \cdot V_s \cdot i \cdot \frac{n}{T_c} \quad (3.3.)$$

unde m_{fp} este debitul de fluid proaspăt măsurat în kg/s, ρ_{fp} densitatea fluidului proaspăt în kg/m³, V_s cilindrul în m³, I numărul de cilindri, n este turația măsurată în rad/s, T_c durata unui ciclu în rad. Indicele 0 definește condițiile ideale când admisia se face fără pierderi.

Nivelul relativ al pierderilor în timpul procesului de admisie este dat de raportul dintre debitul de fluid proaspăt în condiții reale și debitul în condiții ideale, fără pierderi sau alte influențe. Acest raport se notează cu η_v și poartă denumirea de grad de umplere.

$$\eta_v = \frac{m_{fp}}{m_{fp0}} \quad (3.4.)$$

Gradul de umplere reprezintă un criteriu de perfecțiune a procesului de admisie, iar cu cât η_v are o valoare mai ridicată cu atât pierderile sunt mai mici. El este un criteriu de comparație a sistemelor de admisie a motoarelor.

Relația (3.5.) arată dependența puterii efective față de gradul de umplere.

$$P_e = \eta_e \cdot \frac{Q_i}{1 + \lambda \cdot L_{\min}} \cdot \rho_{fp0} \cdot \frac{V_s \cdot i}{T_c} \cdot n \cdot \eta_v \quad (3.5.)$$

unde P_e este puterea efectivă în W și η_e randamentul efectiv.

Puterea maximă a motorului se obține la valoarea cea mai mare a produsului $(n \eta_v)_{\max}$ datorită scăderii valorii gradului de umplere odată cu creșterea turației, după atingerea unei valori maxime (Fig. 3.2).

Din relația (3.6.) rezultă că momentul motor efectiv M_e nu depinde direct de turație, ci și de gradul de umplere.

$$M_e = \eta_e \cdot \frac{Q_i}{1 + \lambda \cdot L_{\min}} \cdot \rho_{fp0} \cdot \frac{V_s \cdot i}{T_c} \cdot \eta_v \quad (3.6.)$$

unde M_e este momentul efectiv măsurat în Nm.

Deși în punctul mort exterior (PME) viteza pistonului este nulă, fluidul proaspăt are încă o viteză de curgere ridicată. Între momentul în care pistonul începe cursa de comprimare și închiderea supapei de admisie, în cilindru mai pătrunde o masă importantă de fluid proaspăt.

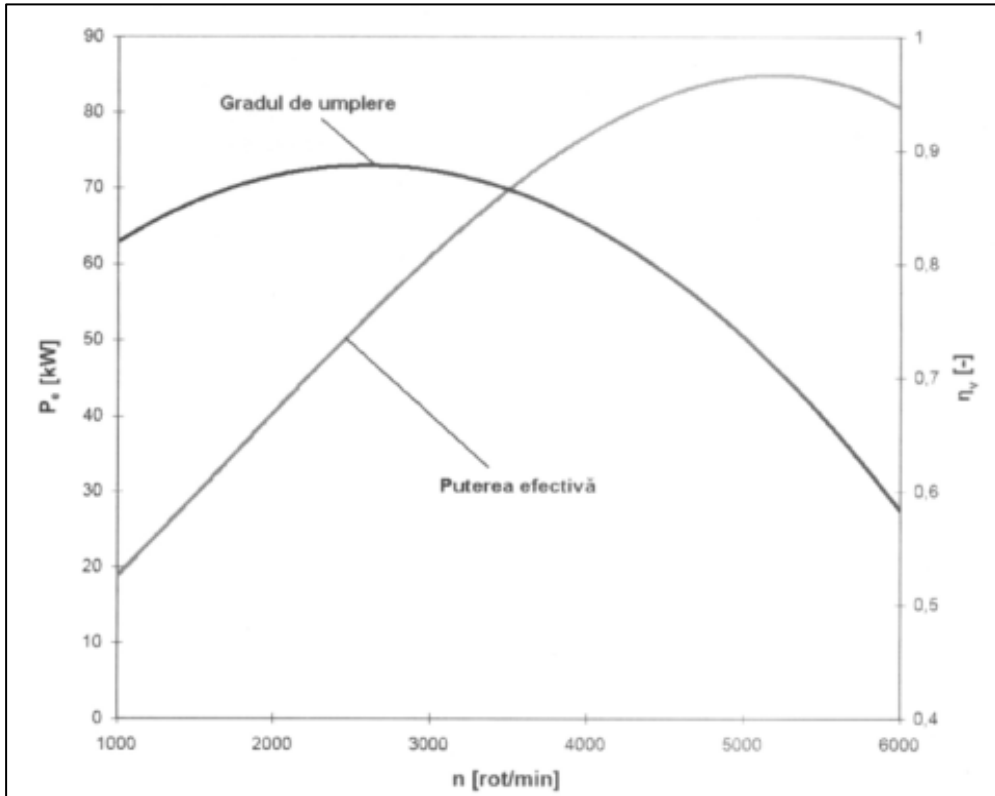


Fig. 3.2. Variația gradului de umplere și a puterii efective cu turația

Fenomenul de umplere a cilindrului după efectuarea cursei de admisie se numește postumplere. Gradul de postumplere este raportul dintre cantitatea de fluid proaspăt care pătrunde în cilindru după PME și cantitatea totală de fluid reținută în cilindru în procesul de admisie. La sarcini și turații ridicate, în general gradul de postumplere este pozitiv, iar la sarcini și turații reduse acesta are valori negative.

La închiderea supapei de evacuare, în cilindru mai rămân gaze de ardere, gaze reziduale care participă la ciclul următor. Raportul dintre numărul de moli de gaze reziduale și numărul de moli de fluid proaspăt reținut în cilindru la sfârșitul admisiei se numește coeficientul gazelor reziduale și se notează cu gr . Pentru calculele termodinamice, în cazul motoarelor în patru timpi cu admisie normală se face o aproximare care simplifică determinarea coeficientului gazelor reziduale.

Se presupune că masa gazelor de ardere existentă în volumul camerei de ardere V_c atunci când pistonul este în punctul mort interior (PMI) rămâne constantă până la închiderea supapei de evacuare. Cunoscând presiunea și temperatura gazelor de ardere la sfârșitul cursei de evacuare, numărul de moli v_r se poate calcula cu ecuația de stare a gazelor.

$$p_r \cdot V_c = \nu_r \cdot R \cdot T_r \quad (3.7.)$$

unde p_r este presiunea gazelor reziduale în Pa, V_c volumul camerei de ardere în m^3 iar T_r temperatura gazelor reziduale în K. Relația (3.8.) evidențiază variația invers proporțională a coeficientului gazelor reziduale cu gradul de umplere.

$$\gamma_r = \frac{p_r}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_r} \cdot \frac{1}{\eta_v(\varepsilon - 1)} \quad (3.8.)$$

unde ε este raportul de compresie. Astfel se explică dezideratul general de micșorare a coeficientului gazelor reziduale pentru mărirea gradului de umplere, pentru a îmbunătăți performanțele m.a.s. actuale.

3.2. Influențe asupra procesului de schimbare a gazelor

Puterea efectivă este proporțională cu produsul dintre densitatea fluidului proaspăt și gradul de umplere, astfel încât temperatura mediului ambiant T_0 exercită o influență majoră asupra gradului de umplere. Densitatea aerului este invers proporțională cu T_0 astfel că, la creșterea temperaturii inițiale, consumul orar de aer scade. Temperatura mediului ambiant variază în funcție de anotimp și locația geografică, astfel încât pe timp de iarnă motorul dezvoltă o putere mai mare.

Presiunea mediului ambiant nu afectează sensibil gradul de umplere, însă densitatea aerului este direct proporțională cu presiunea p_0 . În regiunile muntoase presiunea scade, astfel încât puterea dezvoltată de motor este mai mică, deși temperatura T_0 este și ea mai redusă. Puterea efectivă a motorului măsurată pe stand se corectează în funcție de condițiile de încercare. Coeficienții de corecție raportează puterea motorului la o presiune și o temperatură de referință date de constructor.

Cantitatea de gaze reziduale, cuantificată prin γ_r modifică temperatura fluidului proaspăt și volumul disponibil pentru amestec proaspăt în cilindru. Cu cât coeficientul gazelor reziduale este mai mare, cu atât umplerea este înrăutățită.

Sarcina motorului influențează η_v datorită metodei de reglare. La m.a.s. cu clapetă de accelerație conducta de admisie se obturează parțial la sarcini reduse, astfel încât presiunea în cilindru la sfârșitul admisiei este redusă în comparație cu funcționarea în sarcină. Această metodă de reglare este una cantitativă, comparativ cu metoda calitativă utilizată la m.a.c. aspirate, unde cantitatea de aer care trece prin motor rămâne aproximativ aceeași la turație constantă, indiferent de sarcină. Totodată, crește coeficientul de gaze reziduale datorită cantității reduse de amestec proaspăt care ajunge în cilindru.

Turația motorului influențează gradul de umplere mai ales prin viteza de curgere a fluidului. Viteza de curgere, în condiții staționare, este dată de raportul dintre debitul volumetric și secțiunea de curgere.

În general dimensiunile traseului de admisie sunt proporționale cu alezajul cilindrului, astfel încât vitezele de curgere pe traseu sunt proporționale cu viteza medie a pistonului.

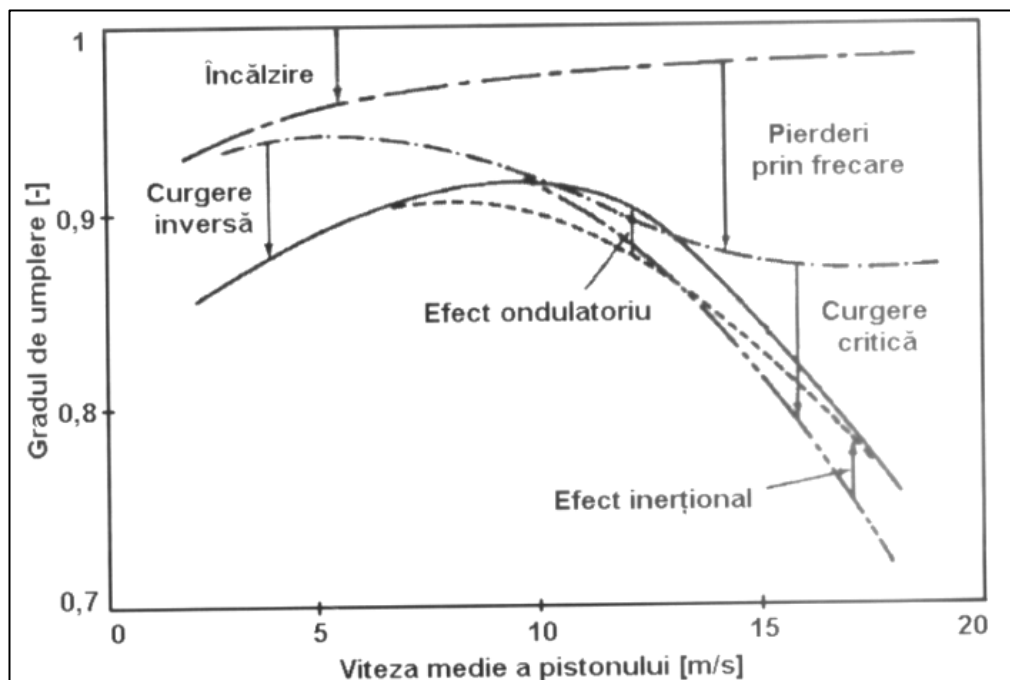


Fig. 3.3. Influența factorilor funcționali asupra gradului de umplere al motorului [43]

Creșterea temperaturii amestecului carburant datorită fluxului de căldură primit de la elementele fierbinți ale traseului de admisie, se manifestă diferit în funcție de turație. La viteze mari de curgere fluidul se încălzește mai puțin datorită timpului mai scurt în care are loc transferul de căldură (Fig. 3.3). La turații mici apare fenomenul de curgere inversă, când fluidul proaspăt ajunge din cilindru înapoi în galeria de admisie datorită închiderii supapei cu întârziere față de PME.

Pierderile prin frecare cresc cu pătratul vitezei de curgere, iar la apropierea de viteza sunetului curgerea devine critică. Viteza mare a fluidului la turații ridicate determină apariția fenomenului inerțial la sfârșitul procesului de admisie care duce la îmbunătățirea umplerii. Datorită închiderii și deschiderii repetate ale supapelor de admisie, apar unde de suprapresiune pe traseu. Acest fenomen ondulatoriu poate fi exploatat pentru creșterea gradului de umplere.

3.3. Fenomene de undă ce însoțesc procesul de admisie

În afară de influențele studiate asupra schimbului de încărcătură, o mare influență o au fenomenele de undă care sunt determinate de curgerea în regim nestaționar pe tubulatura de distribuție.

Dacă sunt exploatate corect fenomenele de undă permit îmbunătățirea consistenței încărcăturii proaspete introdusă în cilindru, realizându-se o supraalimentare dinamică fără suflantă.

Aceasta este asigurată nu neaparat prin exploatarea unor fenomene de rezonanță, cât mai ales prin utilizarea avantajosă a efectelor oscilațiilor periodice.

Exploatarea acestor efecte se poate face în primul rând prin "acordarea" traseului de admisiune pentru care undele de presiune îmbunătățesc umplerea, procedeu utilizat de mai mult timp la mas.

Undele de presiune și viteză care iau naștere pe traseul de admisiune se produc datorită deplasării periodice a pistonului și supapelor, fiind dependente de arhitectura traseului și de proprietățile fizice ale fluidului proaspăt (în primul rând densitatea, modulul de elasticitate și compresibilitatea).

Undele din sistemul de admisiune și evacuare sunt, în general, unde longitudinale care se propagă cu viteze apropiate de viteza sunetului 330-340 m/s. Vitezele atât de ridicate de propagare și lungimea relativ scurtă a traseelor de admisiune ar face ca ele să nu fie manifestate pe aceste trasee. În realitate ele se reflectă la capătul traseului astfel încât, într-o secțiune oarecare din tubulatură vor fi prezente și vor determina variații relativ rapide ale presiunii, vitezei, temperaturii, densității fluidului proaspăt, etc.

Asupra diagramei de pompaj fenomenele de undă pot avea influențe de esență, în sensul că ele pot accelera inițializarea procesului de umplere sau, din contră, pot să o frâneze.

Pentru situația prezentată în Fig. 3.4.a, la sfârșitul evacuării se propagă o undă de depresiune care reduce presiunea din cilindru, astfel încât începutul umplerii se poate înregistra chiar în p.m.i., pentru ca în cazul schițat în Fig. 3.4.b, la sfârșitul evacuării să fie manifestată o undă de suprapresiune, astfel încât datorită timpului necesar destinderii fluidului, începutul umplerii să se înregistreze mult mai târziu, situație care este dezavantajoasă pentru performanțele schimbului de gaze.

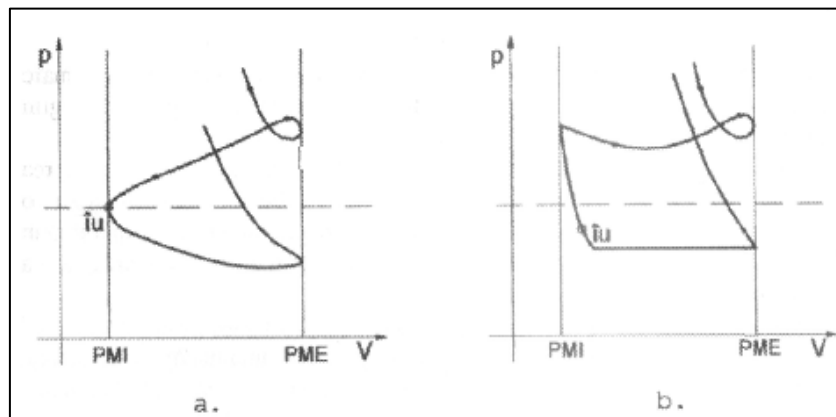


Fig. 3.4. Diagrama de pompaj [80]

Geneza undelor ce apar pe traseul de admisie poate fi explicată prin schema intuitivă din Fig. 3.5. În mișcarea descendentă a pistonului, datorită depresiunii create în cilindru, fluidul se deplasează în direcția I. Această depresiune se transmite însă din aproape în aproape, secvențial în timp, în direcția II. Dacă nu s-ar întâmpla acest lucru, coloana de fluid proaspăt nu s-ar putea pune în mișcare.

Se înregistrează astfel secvențele cronodistante a , b , c , d , e , f , care dau naștere de fapt unei unde de depresiune ce se propagă în sens invers mișcării fluidului proaspăt.

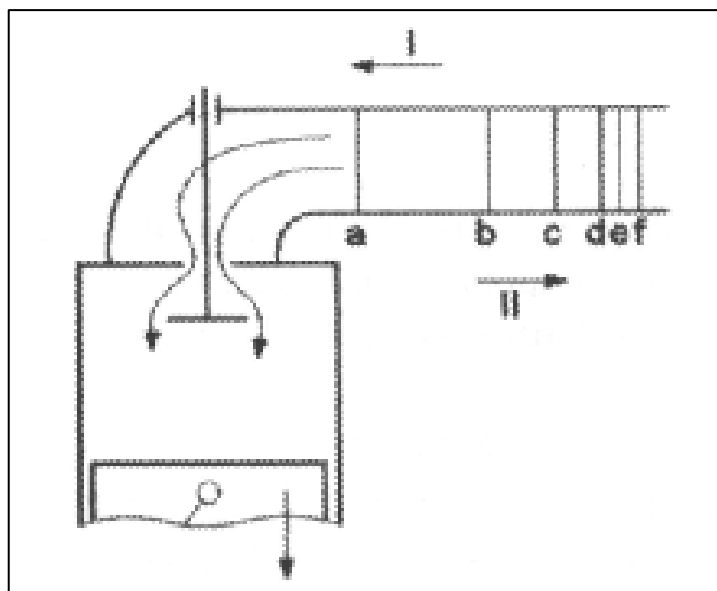


Fig. 3.5. Geneza undelor pe traseul de admisie [24]

Ajungând la capătul liber al conductei, unde $p = p_{atmosferic}$, unda de depresiune se reflectă înregistrându-se un salt de presiune astfel încât, la capătul liber al conductei, unda se reflectă ca o undă de suprapresiune ce se va compune apoi cu unda de depresiune, asupra schimbului de încărcătură fiind manifestată unda compusă din cea incidentă și cea reflectată [24].

Dacă supapa este închisă, unda de suprapresiune reflectată I, ajungând la aceasta, prin efectul de frânare sau de stăvilire pe care supapa îl realizează, se va reflecta tot ca undă de suprapresiune. Deci, la capăt de conductă închis, reflecția se va face fără schimbare de semn pentru undă, iar la capăt deschis cu schimbare de semn.

Când procesul de umplere s-a încheiat, adică supapa de admisiune este închisă, unda continuă să se reflecte multiplu la supapă și la capătul liber al conductei. Prin amortizare datorită frecvenței, amplitudinea ei se reduce treptat astfel încât, la următoarea deschidere a supapei, unda remanentă se poate considera că nu mai există, altfel spus, procesul de undă a fost reluat din nou în condițiile coloanei de fluid proaspăt nestrăbătută de unde.

Dacă ipotetic secțiunea controlată de supapă ar fi constantă și depresiunea din cilindru ar fi constantă, curgerea ar avea regim permanent deoarece această depresiune constantă se propagă și ea, din aproape în aproape, pe traseul de admisiune.

Cum depresiunea din cilindru este variabilă și secțiunea de curgere pe lângă supapă spre cilindru este variabilă, depresiunea transmisă pe coloana de admisie, pentru punerea ei în mișcare, este tot variabilă și curgerea are loc în regim nepermanent cu atât mai pregnant cu cât:

- variația depresiunii din cilindru este mai mare;
- diametrul traseului de aspirație este mai mic, ceea ce face ca în golurile de presiune, ce se propagă rapid în sensul II, să nu poată avea loc efectul de amortizare;

- presiunea medie pe traseu este mai mare, ceea ce înseamnă viteză de propagare mai mare deci proces nestaționar mai sever.

Revenind asupra efectului undelor, pentru ca acesta să fie benefic asupra umplerii, este necesar ca sistemul de admisie să fie astfel acordat încât, în momentul închiderii supapei, presiunea în poarta ei, luând în considerare și efectul inerției coloanei de fluid proaspăt, să fie cel puțin egală cu presiunea din interiorul cilindrului.

În ceea ce privește îmbunătățirea umplerii, o importanță deosebită o are și purificarea cât mai bună a cilindrului de gaze arse reziduale, adică un coeficient al gazelor reziduale cât mai mic, dacă se poate chiar egală cu zero, motiv pentru care trebuie practicat baleajul dinamic. Propagarea undelor de presiune poate realiza în poarta timpul admisiei supapei o presiune superioară presiunii din cilindru în apropierea închiderii supapei de admisie. Deci, la închiderea supapei efectul inerțional de umplere poate fi amplificat prin utilizarea undelor de presiune.

Momentul de închidere a supapei de admisie este analizat în Fig. 3.6.

Momentul optim este redat în varianta a, când presiunea din cilindru p_z este egală cu presiunea din poarta supapei p_s la închiderea acesteia cu unghiul de întârziere β .

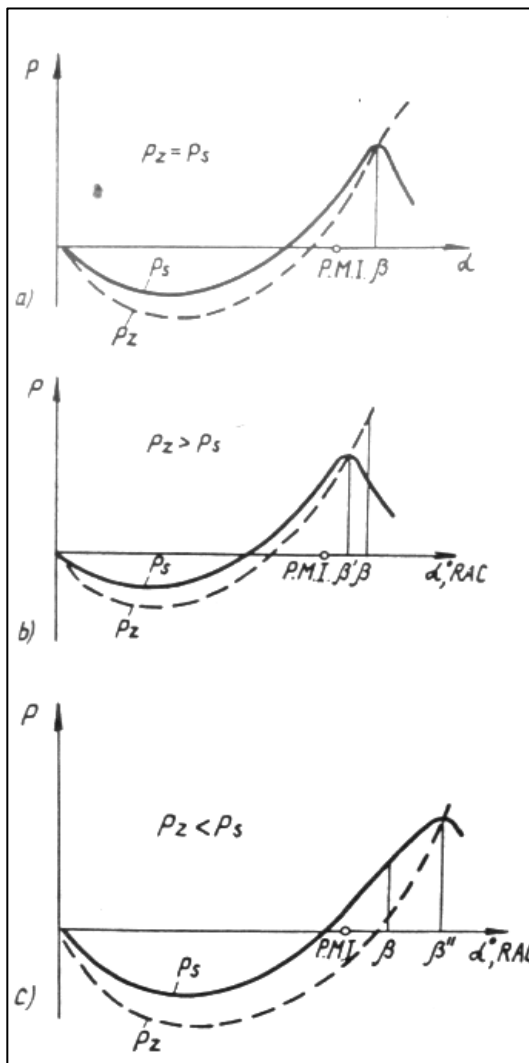


Fig. 3.6. Momentul închiderii supapei de admisie [24]

În cazul când presiunea p_s este egală cu presiunea p_z înainte de închiderea supapei β' ceea ce produce refluxul încărcăturii din cilindru în conductă.

În cazul, când închiderea supapei s-a produs înainte ca presiunile din cilindru și din poarta supapei să se egaleze β'' , nu se utilizează complet efectul undelor de presiune.

Pentru o anumită construcție a sistemului de admisie frecvențele și amplitudinile undelor de presiune variază în funcție de turație.

În Fig 3.7. se prezintă variația coeficientului de umplere în funcție de turație, în cazul când umplerea este avantajată de către undele de presiune (a) și în cazul când undele de presiune au un efect invers (b), provocând scăderea coeficientului de umplere.

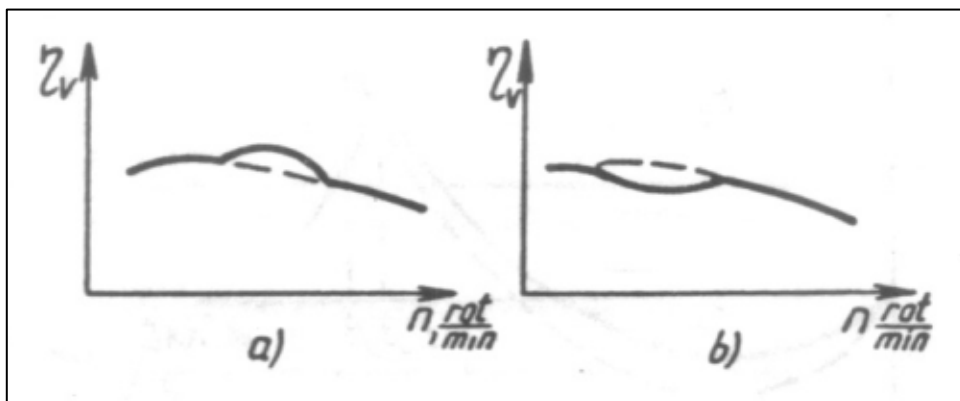


Fig. 3.7. Influența undelor de presiune asupra coeficientului de umplere [24]

3.4. Calculul procesului de admisie

Ecuțiile diferențiale care descriu schimbarea gazelor se pot rezolva cu ajutorul calculatoarelor numerice, însă o metodă de calcul mai simplă dă rezultate suficient de precise pentru a fi utilizată în studiul transferului de căldură și masă în timpul formării amestecului carburant prin injecție în poarta supapei. Ipotezele fundamentale pe care se bazează această metodă sunt următoarele [2]:

- presiunea este constantă în timpul cursei de admisie ($p = p_a$),
- admisia începe în PMI, iar perioada de deschidere simultană a supapelor este nulă,
- la începutul admisiei în cilindru se găsesc gaze reziduale la presiunea p_r , definită de rezistențele gazodinamice ale traseului de evacuare,
- atât fenomenul de postumplere, cât și curgerea inversă se cuantifică prin gradul de postumplere (φ_{pu}),
- fluidul proaspăt se încălzește în contact cu pereții traseului de admisie,
- la sfârșitul, dar și în timpul procesului de admisie, în cilindru se află un amestec omogen de gaze de ardere și fluid proaspăt, care sunt gaze perfecte, inerte chimic,

- parametrii variabili cum ar fi viteza în galeria de admisie (w_{ga}), viteza de curgere pe lângă supapă (w_{sa}), se consideră constanți pe toată durata admisiei.

În urma calculelor rezultă starea fluidului motor la sfârșitul cursei de admisie, în punctul „a” al ciclului, valori care servesc pentru calculul detaliat al proceselor din cilindru.

Determinarea valorii presiunii la sfârșitul cursei de admisie presupune un calcul iterativ. Astfel, traseul de admisie se împarte în mai multe porțiuni, fiecare cu rezistență hidraulică proprie. Filtrul de aer și forma carcasei de filtru, fără a lua în considerare coturile traseului, poate produce o cădere de presiune însemnată la turații mari și o reducere a debitului de aer cu până la 3% [20]. Pentru calculul presiunii în timpul admisiei se va lua în considerare o rezistență hidraulică totală a traseului de admisie până la clapeta de accelerație (ζ_{ta}).

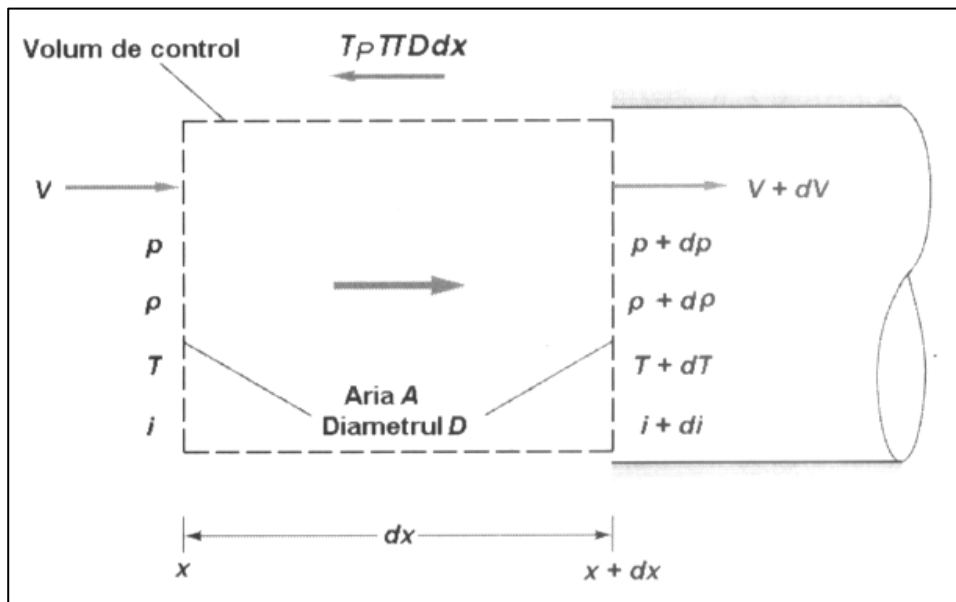


Fig. 3.8. Curgerea cu frecare într-o conductă cu secțiunea constantă

Pentru o precizie ridicată trebuie avute în vedere modificările de presiune, viteză și temperatură asociate curgerii cu frecare a fluidelor pe o porțiune de traseu cu o rugozitate dată [66]. Astfel problema trebuie tratată ca o curgere a unui fluid compresibil printr-o conductă a cărei rugozitate determină apariția frecării. Curgerea este considerată unidimensională și adiabatică, fluidul este un gaz perfect cu căldură specifică constantă, porțiunea de conductă este de secțiune constantă și dreaptă, lucrul mecanic efectuat din exterior asupra fluidului este neglijabil, ca și modificările energiei potențiale, iar forța de frecare cu peretele se corelează cu un coeficient al pierderilor de sarcină distribuite, denumit coeficientul Darcy [79].

Se scriu cele trei ecuații pentru conservarea masei (3.9.), impulsului (3.10.) și a energiei (3.11.), la care se mai adaugă ecuația de stare a gazelor (3.12.) și definirea tensiunii (3.13.) care dă forța de frecare.

$$\frac{dp}{\rho} + \frac{dw}{w} = 0 \quad (3.9.)$$

unde p este densitatea fluidului în kg/m^3 , w viteza de curgere a fluidului în m/s .

$$dp + \frac{4 \cdot \tau_p \cdot dx}{D} + \rho \cdot w \cdot dw = 0 \quad (3.10.)$$

unde p este presiunea statică în Pa , τ_p tensiunea periferică dată de frecarea dintre fluid și perete măsurată în Pa , x dimensiunea pe lungimea conductei în m , D este diametrul conductei în m .

$$c_p \cdot dT + w \cdot dw = 0 \quad (3.11.)$$

unde c_p este căldura specifică a fluidului în J/kg , iar T temperatura fluidului în K .

$$\frac{dp}{p} = \frac{dp}{\rho} + \frac{dT}{T} \quad (3.12.)$$

$$\tau_p = \frac{1}{8} \cdot f \cdot \rho \cdot w^2 \quad (3.13.)$$

unde f este coeficientul local de frecare Darcy.

Pentru un calcul cu o precizie mai redusă care însă este suficientă pentru tema propusă în prezenta lucrare, se poate neglija compresibilitatea aerului. Căderea de presiune pe fiecare element al traseului de admisie se calculează cu relații de forma (3.14.). Porțiunea dinaintea clapetei de accelerație are filtrul de aer ca principală rezistență hidraulică. Având în vedere rezultatele din literatură, coeficientul (ζ_{ta}) se alege astfel încât să rezulte o cădere de presiune care să corespundă unei reduceri cu 3% a debitului de fluid proaspăt la turația maximă.

$$\Delta p_{ta} = \zeta_{ta} \cdot \rho_L \cdot \frac{w_{ta}^2}{2} \quad (3.14.)$$

unde Δp_{ta} este căderea de presiune pe traseul dinaintea clapetei de accelerație măsurată în Pa , iar ζ_{ta} coeficientul rezistenței hidraulice pentru traseul dinaintea clapetei. Coeficientul de rezistență hidraulică pentru clapeta obturator se calculează cu relația (3.15.) [79], unde diametrul clapetei se alege egal cu cel al corpului clapetei.

$$\zeta_{ca} = \frac{120}{Re} \cdot \frac{1 + \frac{1}{2} \cdot (1 + \sin \delta)}{(1 - \sin \delta_i)^2} + \left(1 - \frac{50}{Re}\right) \cdot \left(\frac{1.56}{1 - \sin \delta} - 1\right)^2 \quad (3.15.)$$

unde ζ_{ca} este coeficientul rezistenței hidraulice pentru clapeta obturator, δ unghiul de înclinare a clapetei față de axa curgerii măsurat în rad.

Următoarea rezistență hidraulică importantă de pe traseul de admisie este supapa, al cărei coeficient se calculează cu relația (3.16.) pentru supapă conică.

$$\zeta_{sa} = 2.7 - \frac{0.8}{\frac{h}{d_{0a}}} + \frac{0.14}{\left(\frac{h}{d_{0a}}\right)^2} \quad (3.16.)$$

unde ζ_{sa} este coeficientul rezistenței hidraulice pentru supapa de admisie, h este înălțimea de ridicare a supapei în m, d_{0a} diametrul canalului din chiulasă în m.

Cu valorile obținute pentru coeficientul rezistenței hidraulice pe fiecare element al traseului, se calculează căderea de presiune pe întreg traseul cu o viteză inițial estimată, și rezultă presiunea în timpul admisiei p_a . Pentru determinarea densității fluidului proaspăt este necesară cunoașterea temperaturii în diferitele puncte ale traseului de admisie. Aerul intră pe traseul de admisie în carcasa filtrului de aer și începe să se încălzească în principal datorită fluxului de căldură primită de la pereții colectorului de admisie (Fig. 3.9.).

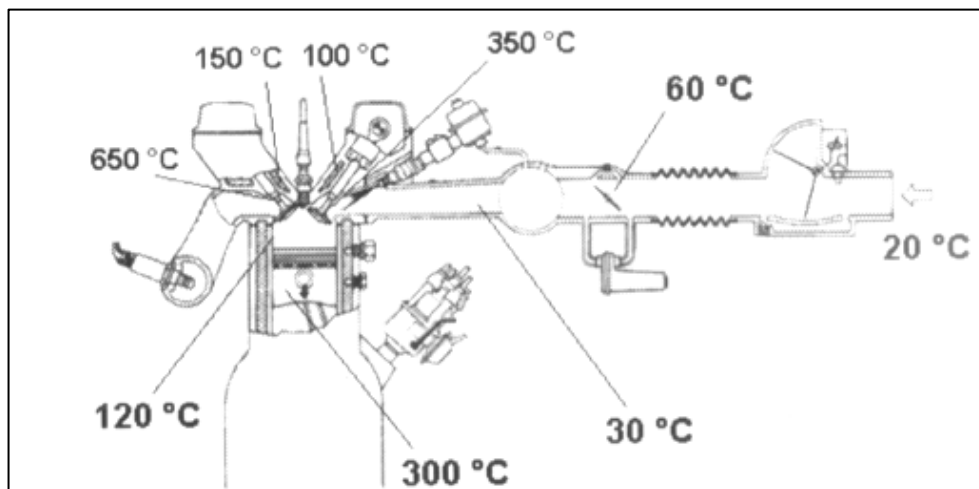


Fig. 3.9. Temperaturile componentelor motorului [1]

Clapeta de accelerație și corpul acesteia reprezintă o altă sursă de încălzire a aerului. Înaintea supapei de admisie, aerul se amestecă cu combustibilul injectat, fenomen care schimbă atât temperatura fluidului cât și proprietățile acestuia. Încălzirea fluidului proaspăt continuă și după pătrunderea în cilindru, prin căldura primită de la chiulasă, piston și mai ales de la suprafața laterală a cilindrului.

Cu presiunea p_a calculată anterior și cu gradul de încălzire Θ dat de calculul schimbului de căldură se poate calcula T_a cu relația (3.17) și mai apoi densitatea fluidului proaspăt la sfârșitul cursei de admisie. Cu densitatea astfel calculată, se poate determina un debit masic care trebuie să corespundă cu debitul presupus inițial.

$$T_a = \frac{k_L \cdot (1 - \varphi_{pu}) \cdot (1 + \Theta) \cdot T_0 + \gamma_r \cdot T_r - \frac{p_a \cdot V_s}{C_{vL} \cdot u_{fp}}}{1 - \varphi_{pu} + \gamma_r} \quad (3.17.)$$

unde T_a este temperatura fluidului proaspăt la sfârșitul cursei de admisie măsurată în K, k_L exponentul adiabatic al aerului, Θ gradul de încălzire al fluidului datorită contactului cu pereții traseului, p_a este presiunea în timpul cursei de admisie în Pa, C_{vL} căldura specifică molară a aerului la volum constant măsurată în J/molK.

Calculul se reia până la convergența rezultatelor, însă temperatura fluidului se evaluează prin calcul după prima iterație. Exponentul adiabatic al amestecului carburant se poate calcula cu o precizie ridicată utilizând formula (3.18.).

$$k_a = 1.627 - 64.7 \cdot 10^{-3} \cdot T^{0.25} + 0.06 \cdot (\lambda - 1) \quad (3.18.)$$

Ecuția (3.17.) obținută din bilanțul energetic al procesului de admisie, se poate rearanja, iar după înlocuirea ultimului termen de la numărător se obține relația (3.19.)

$$T_a = T_0 \cdot \frac{\Theta}{1 - \varphi_{pu} + \gamma_r} \cdot \left[k_a \cdot (1 - \varphi_{pu}) + \frac{1}{\eta_v \cdot \Theta} \cdot \left(\frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_r}{p_0} - (k_a - 1) \cdot \frac{p_a}{p_0} \right) \right] \quad (3.19.)$$

Pentru aplicarea relației (3.19.) este necesară cunoașterea valorilor pentru și γ_r . Coeficientul gazelor reziduale se calculează cu formula (3.8.) după ce sunt determinate presiunea p_r și temperatura gazelor reziduale T_r .

Valoarea pentru gradul de umplere (3.20.) rezultă în urma unui calcul iterativ cu presiunea în timpul admisiei p_a determinată în principal de regimul turației și sarcina motorului. Pentru prima iterație se alege valoarea maximă pentru gradul de umplere ($\eta_v = 1$) și se calculează în ordinea γ_r , T_a , η_v . După fiecare iterație se reface calculul presiunii p_a .

$$\eta_v = \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{1}{1 - \varphi_{pu} + \gamma_r} \quad (3.20.)$$

Valorile pentru presiunea și temperatura în punctul „a”, reprezintă parametrii de stare ai amestecului de fluid proaspăt și gaze reziduale la sfârșitul cursei de admisie. Procesul de admisie continuă și după ce pistonul începe cursa de comprimare (Fig. 3.10.), până la închiderea supapei de admisie (ÎSA), punct în care începe efectiv comprimarea.

Supapa de admisie se deschide cu avans față de PMI pentru a oferi o secțiune de curgere suficientă în momentul în care viteza pistonului crește. La începutul procesului de comprimare supapa se închide cu întârziere față de PME pentru a îmbunătăți umplerea în sarcină și la turații ridicate prin utilizarea efectelor dinamice în conducte. Deoarece efectul inerțional este redus la turații mici, apare fenomenul de curgere inversă care duce la reducerea gradului de umplere. La turații mari însă, datorită vitezelor mari de pe traseul de admisie, curgerea fluidului proaspăt continuă și după schimbarea sensului de deplasare a pistonului.

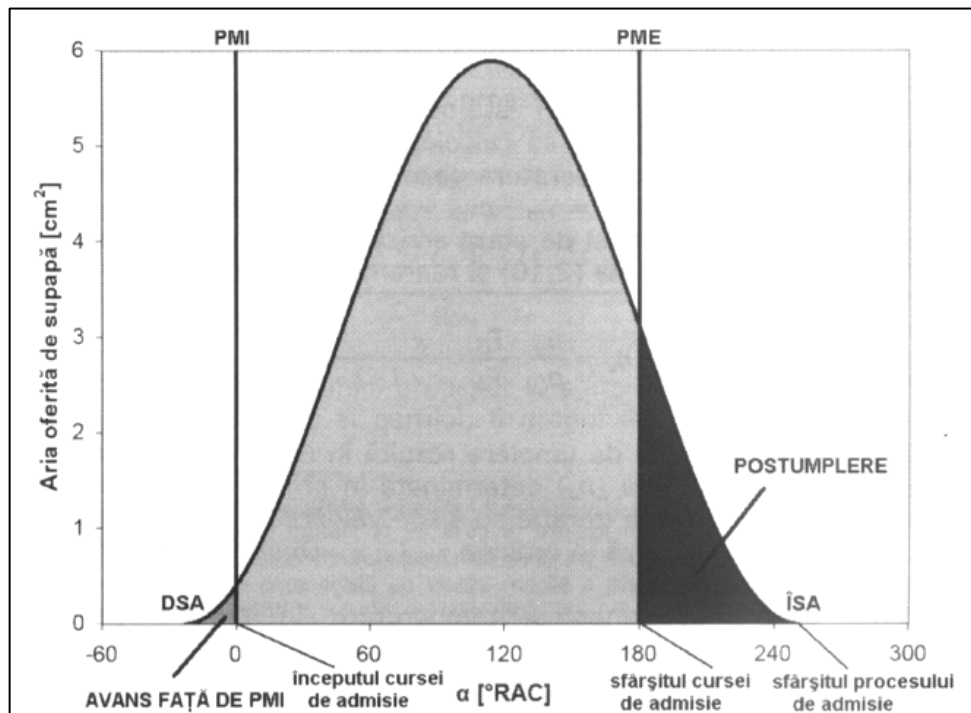


Fig. 3.10. Deschiderea supapei de admisie

Un alt fenomen care se produce în colectorul de admisie este apariția undelor de presiune. Acest efect ondulatoriu este provocat de închiderea și deschiderea supapelor, precum și de mișcările pistonului în cursa de admisie.

Propagarea undelor de presiune în coloana de gaz de pe traseul de admisie se face cu viteza sunetului, astfel încât prin acordarea lungimii traseului cu lungimea de undă a oscilațiilor presiunii se pot obține îmbunătățiri semnificative ale gradului de umplere, chiar o supraalimentare dinamică [24]. Pentru cuantificarea acestor efecte dinamice se pot utiliza criterii de similitudine [80].

$$EI = \frac{L^2 \cdot n^2}{a_{fp}^2} \cdot \frac{V_s}{V_{ca}} \quad (3.21.)$$

unde EI este criteriul de similitudine pentru efectul inertial, L lungimea conductei de admisie în m, n turația în rot/min, a_{fp} viteza sunetului în fluidul proaspăt măsurată în m/s, V_{ca} volumul fluidului din conducta de admisie în m^3 . Ca și în cazul primei părți a procesului de admisie, când pistonul se deplasează în cursa de admisie de la PMI la PME, pentru procesul de postumplere viteza de curgere prin orificiul oferit de supapă se consideră constantă.

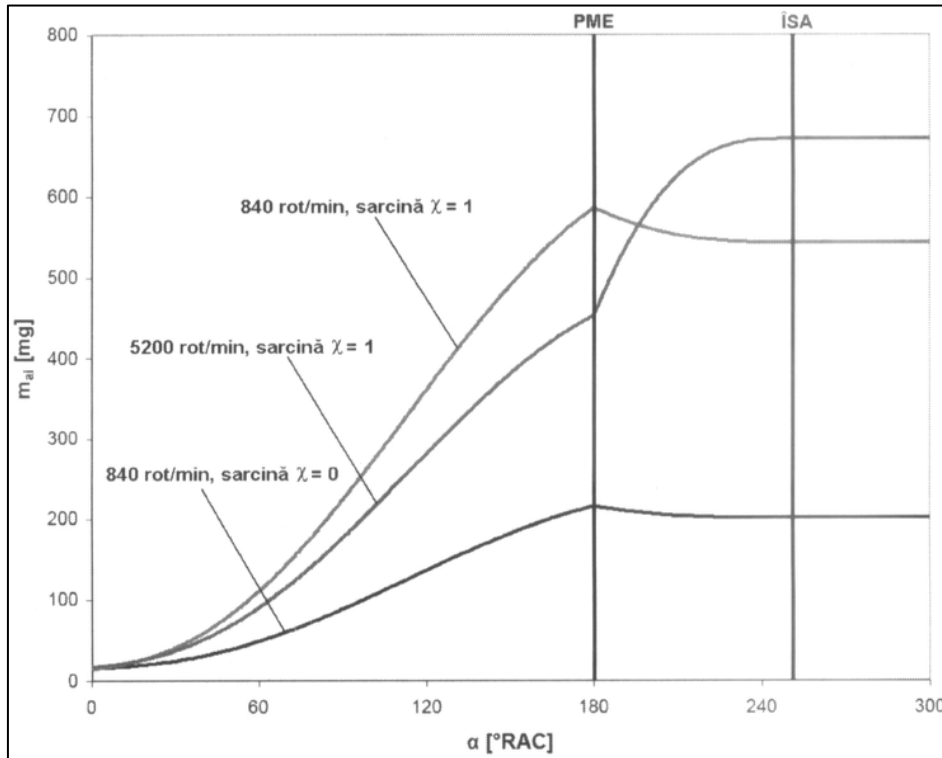


Fig. 3.11. Variația masei de amestec din cilindru pe durata admisiei

Pentru determinarea acestei valori medii a vitezei de curgere pe lângă supapă, pe baza legii de ridicare, se calculează o secțiune medie oferită de supapă. Masa de amestec mai poate fi mai mare sau mai mică la ÎSA comparativ cu cantitatea de fluid proaspăt și gaze reziduale prezente în cilindru la PME, în funcție de semnul gradului de postumplere (Fig. 3.11.).

Temperatura amestecului de fluid proaspăt și gaze reziduale din cilindru se calculează pe baza ecuației de bilanț energetic. Gazele reziduale inițial la temperatură ridicată se răcesc datorită schimbului de căldură cu pereții cilindrului, dar mai ales prin amestecarea cu fluid proaspăt. Este evidentă importanța determinării temperaturii amestecului în poarta supapei cu precizie cât mai ridicată.

Pentru evaluarea fluxului de căldură schimbat de amestec cu pereții cilindrului proprietățile fluidului se consideră constante pe durata unui grad rotație arbore cotit (RAC). De asemenea, pe durata unui grad RAC transformarea termodinamică suferită de amestec se va considera o transformare izobară.

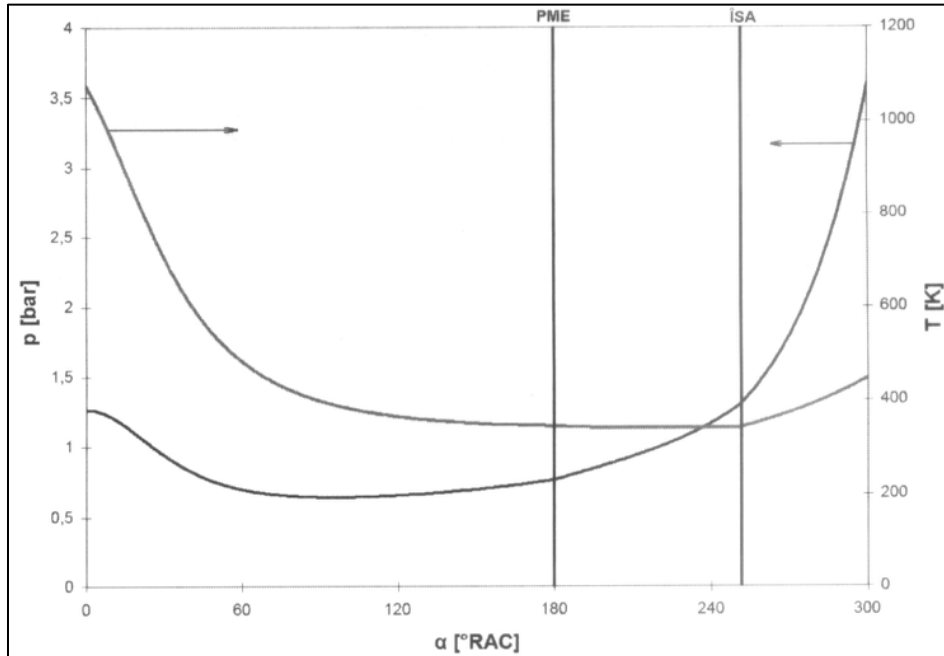


Fig. 3.12. Variația presiunii și temperaturii în procesul de admisie la sarcină plină

Având în vedere faptul că sursa majoră de turbulență este curgerea pe lângă supapă, viteza echivalentă din timpul admisiei se consideră constantă pe toată durata procesului. Presiunea din cilindru inițial presupusă constantă pe durata procesului de admisie, se calculează cu ajutorul ecuației de stare a gazelor.

3.5. Sisteme de îmbunătățire a performanțelor sistemelor de admisie actuale

3.5.1. Distribuția variabilă

Controlul sarcinii fără obturare, asociat cu tehnologia modernă de tratare catalitică a gazelor de evacuare - TWC (*Three Way Catalyst* - catalizatorul care neutralizează trei componenți poluanți), constituie cea mai promițătoare metodă de reducere a consumului de combustibil și a emisiilor poluante la viitoarele motoare cu aprindere prin scânteie. Această concepție modernă de control nu este posibilă în absența distribuției variabile, îmbunătățirile așteptate sunt determinate, în principal, de reducerea pierderilor de pompaj, adaptarea fazelor de distribuție pentru favorizarea regimurilor de pornire, de încălzire și tranzitorii, de dezactivarea supapelor și suspendarea cilindrilor, precum și de optimizarea recirculării gazelor de evacuare.

Pentru motorul cu aprindere prin scânteie fazele de distribuție fixe reprezintă un compromis, care nu permite valorificarea potențialului complet la oricare regim de funcționare. Cu ajutorul distribuției complet variabile există posibilitatea unei întinse zone optime.

Principalele avantaje ale distribuției variabile sunt:

- Posibilitatea funcționării fără obturarea admisiunii, ceea ce conduce la îmbunătățirea semnificativă a economicității la sarcini parțiale;
- Recircularea internă a gazelor de evacuare, care poate fi reglată în concordanță cu cerințele și condițiile limită de funcționare;
- Permite adaptarea cantității de amestec din cilindrii la cerințele de sarcină comandate de către conducător;
- Permite controlul cantității gazelor reziduale astfel încât turația regimului de ralanti să poată fi redusă semnificativ și cu aceasta și consumul de combustibil;
- Permite funcționarea motorului la o presiune constantă în sistemul de admisiune, ceea ce conduce la comportarea excelentă în regimurile dinamice și emisii reduse în regimurile tranzitorii;
- Dezactivarea ușoară a supapelor, ceea ce permite suspendarea cilindrilor la sarcinile parțiale de funcționare;
- Optimizând traseul de admisiune mișcarea aerului poate fi controlată prin fazele de deschidere ale supapelor;
- Emisiile în timpul pornirii la rece și pe durata încălzirii motorului pot fi reduse prin adaptarea corespunzătoare a fazelor de distribuție;
- Procedura de pornire a motorului poate fi îmbunătățită prin activarea consecutivă a cilindrilor.

Se spune că distribuția este variabilă atunci când durata de deschidere și înălțimea de ridicare ale supapelor sunt variabile și, de asemenea, momentele de deschidere și de închidere ale acestora nu sunt fixe. În literatura de specialitate acestea sunt cunoscute sub numele de VVA (*Variable Valve Actuation System*) sau VVT (*Variable Valve Timing System*).

Unele sisteme de distribuție mai puțin sofisticate asigură doar varierea momentelor de deschidere și închidere ale supapelor, fără să modifice duratele fazelor. Altele, mult mai sofisticate, sunt capabile să varieze mai mulți parametri, cum ar fi: începutul și sfârșitul fazelor, înălțimea de ridicare, duratele de deschidere sau combinații ale acestora, fig. 3.13.

Influența distribuției variabile se exercită asupra randamentului, emisiilor poluante, cuplului și puterii efective ale motorului. Consecințele cele mai importante se referă la controlul direct al umplerii cilindrilor prin varierea fazelor supapelor, reducerea pierderilor de pompaj prin eliminarea obturatorului, controlul calității amestecului prin varierea vitezei de curgere și a turbulenței. Toate la un loc îmbunătățesc procesul de ardere.

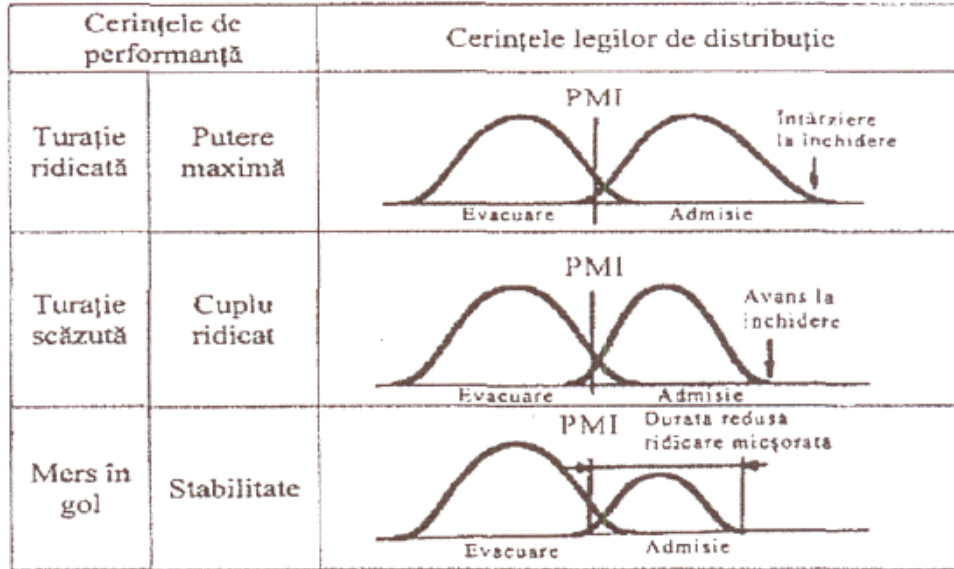


Fig. 3.13. Caracteristicile optime ale legii de ridicare a supapelor [75]

Avantajele sistemului de variere continuă a fazelor de distribuție pot fi sintetizate după cum urmează:

- 1) pierderi de pompaj mai mici;
- 2) optimizarea recirculării interne a gazelor de evacuare;
- 3) controlul turbulenței încărcăturii proaspete din cilindru;
- 4) îmbunătățirea regimurilor de pornire și de încălzire ale motorului rece;
- 5) optimizarea regimurilor tranzitorii;
- 6) dezactivarea supapelor și suspendarea cilindrilor;
- 7) reducerea turației de ralanti;
- 8) simplificarea procedurii de pornire a motorului,
- 9) îmbunătățirea funcționării motorului în regimurile de frânare.

Cel mai mare avantaj al distribuției variabile constă în evitarea pierderilor de pompaj prin eliminarea obturatorului. La motorul cu comandă convențională a sarcinii presiunea din cilindru este redusă cu ajutorul clapetei obturatoare din traseul de admisiune. La sarcini reduse și la ralanti presiunea din cilindru este redusă considerabil și, o dată cu aceasta, pierderile de obturare se măresc corespunzător, putând să ajungă până la 50% din performanța indicată.

Pentru controlul fără obturator al sarcinii se disting două strategii diferite și anume: închiderea timpurie a supapei de admisiune - EIC (Early Intake Closing) și închiderea întârziată a supapei de admisiune - LIC (Late Intake Closing).

Strategia EIC constă în închiderea supapelor de admisiune după ce a fost admisă în cilindru cantitatea de aer (amestec) necesară pentru un anumit regim de funcționare. Această strategie implică durate de deschidere foarte scurte, cel puțin pentru funcționarea la regimuri de sarcină redusă. La aceste regimuri, pentru acționarea supapelor, sunt necesare sisteme electromagnetice de acționare capabile să reacționeze în intervale de timp foarte scurte. Acest lucru devine cu atât mai dificil cu cât turația este mai mare. Ca o alternativă la strategia EIC există strategia LIC. Aceasta înseamnă că o parte din cantitatea admisă în cilindru va fi împinsă înapoi în admisiune de către piston după ce acesta a trecut de PME, urmând ca supapa de admisiune să se închidă în momentul în care în cilindru a rămas cantitatea necesară regimului respectiv de funcționare a motorului.

Ambele strategii de control al sarcinii sunt caracterizate prin pierderi de pompaj semnificativ mai scăzute decât la motorul cu controlul convențional al sarcinii.

La turații mari și sarcini reduse controlul sarcinii prin sistemul preferabil EIC devine inaplicabil, din cauza intervalului de timp foarte scurt de intervenție a electromagnetului de acționare. În această situație cantitatea de încărcătură proaspătă necesară poate fi reglată prin sistemul LIC combinat cu dezactivarea supapelor și suspendarea cilindrilor și chiar printr-o ușoară obturare.

Utilizarea distribuției variabile este impusă și de nevoia reducerii emisiilor poluante. Durata suprapunerii deschiderii simultane a supapelor de admisiune și evacuare, controlabilă cu distribuția variabilă, influențează semnificativ cantitatea de gaze reziduale care evoluează în ciclul motor următor și, prin aceasta, influențează comportarea din punct de vedere al emisiilor poluante. Cu sistemul EIC durata procesului și temperatura gazelor de evacuare la sarcini parțiale sunt micșorate, rezultând emisii mai mari de HC și mai mici de NOx.

Distribuția variabilă influențează semnificativ performanțele motorului, precum și comportarea la ralanti.

Viteza aerului în poarta supapei la diferite turații de funcționare a motorului este evidențiată în fig. 3.14. Masa de aer urmează semnificativ mișcarea pistonului. De aceea, la turații scăzute, aerul este împins înapoi în admisiune după ce pistonul a depășit PME. Momentul optim al închiderii supapei de admisiune ar trebui să fie când pistonul se află la PME.

La turații mari aerul continuă să intre în cilindru și după ce pistonul a trecut de PME, dacă supapa rămâne deschisă. Rezultă că închiderea cu întârziere a supapei de admisiune favorizează umplerea inerțională și, cu aceasta, performanțele motorului.

Se observă că momentul deschiderii supapei de admisiune influențează în mai mică măsură desfășurarea procesului de admisiune, dar are o influență favorabilă importantă asupra funcționării la ralanti, prin reducerea duratei suprapunerii deschiderii simultane a supapelor și, astfel, a cantității de gaze reziduale care evoluează în ciclul următor.

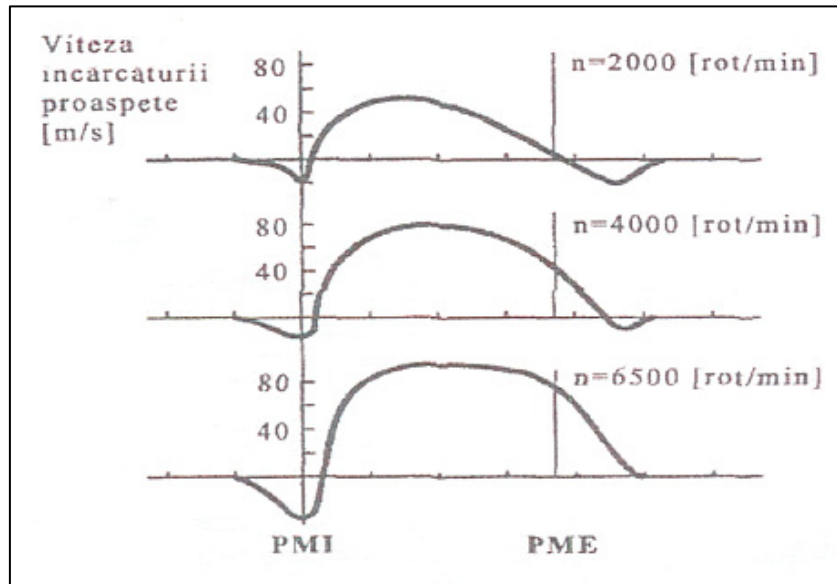


Fig.3.14. Viteza de curgere în poarta supapei la diferite turații ale motorului [80]

Clasificarea sistemelor de distribuție variabilă se poate face în funcție de modul de acționare a supapelor. Astfel, se disting sisteme cu acționare directă, electrică sau hidraulică, și indirectă.

Acestea din urmă pot fi:

1. Cu acționare directă a supapelor
 - electric
 - hidraulic
2. Cu acționare indirectă a supapelor (cu camă)
 - cu camă variabilă sau profil variabil:
 - cu faze variabile
 - cu rotație
 - cu camă spațială
 - cu 2 came diferite
 - cu tchet variabil:
 - mecanic
 - hidraulic

3.5.2. Admisia variabilă

Subiectul este tratat pe larg în capitolul 4 al prezentei lucrări, fiind prezentate diferite soluții tehnice de galerii de admisie cu geometrie variabilă, precum și avantajele acestora, în principal fiind tratate galeriile care creează efectul de supraalimentare prin rezonanță în interiorul traseului de admisie.

3.5.3. Motoare cu raport de compresie variabil (VCR)

Tehnologia VCR ca o metodă de a reduce emisiile și de a îmbunătăți consumul de combustibil a fost obiectul cercetărilor mai multor centre de proiectare. În timp ce teoria este atractivă, dificultățile incluzând sistemele de operare complexe, costul, sunt bariere destul de mari.

Compania olandeză Gomecsys a dezvoltat un concept VCR numit GoEngine care poate îmbunătăți consumul fără a folosi mecanisme complexe. Firma engleză de specialitate Prodrive a petrecut 2 ani dezvoltând un astfel de motor folosind unelte și softul standard din industrie îmbunătățind consumul cu până la 40%.

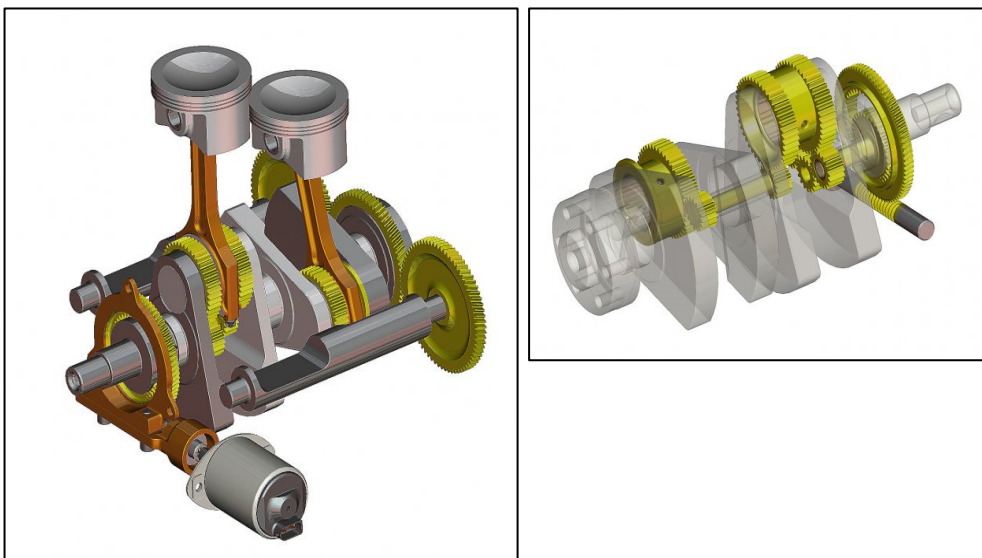


Fig. 3.15. Mecanismul motorului cu raport de compresie variabil Gomecsys [128]

Conceptul celor de la Gomecsys s-a bazat pe menținerea complexității la un nivel minim. Capătul dinspre arbore al fiecărei biele este conectat la arbore printr-un pivot electronic care este angrenat cu un sistem epiciclic ce îi permite să se rotească în jurul arborelui cotit cu jumătate din turația acestuia. În acest fel durata cursei pistonului este variată în timpul a două rotații ale arborelui cotit dintr-un ciclu real de 720° .

A fost o îngrijorare privind realizarea motorului, dar analizele au arătat că încărcările motorului sunt mult mai mici decât la motoarele convenționale. Programul Romax a fost folosit pentru a fabrica și înțelege comportamentul danturii și aspectele de fabricație ale mecanismului epiciclic.

Designul permite variația poziției punctului mort inferior și superior din timpul ciclului motor. Variația poziției punctului mort inferior permite motorului GoEngine să folosească destinderea până la 150%, maximizând energia generată de procesul de ardere și mărind astfel randamentul. Variația poziției punctului mort superior permite crearea unor chiulase cu porți ale supapelor mai mici pentru a permite recircularea gazelor de evacuare la încărcări mici pentru a reduce emisiile.

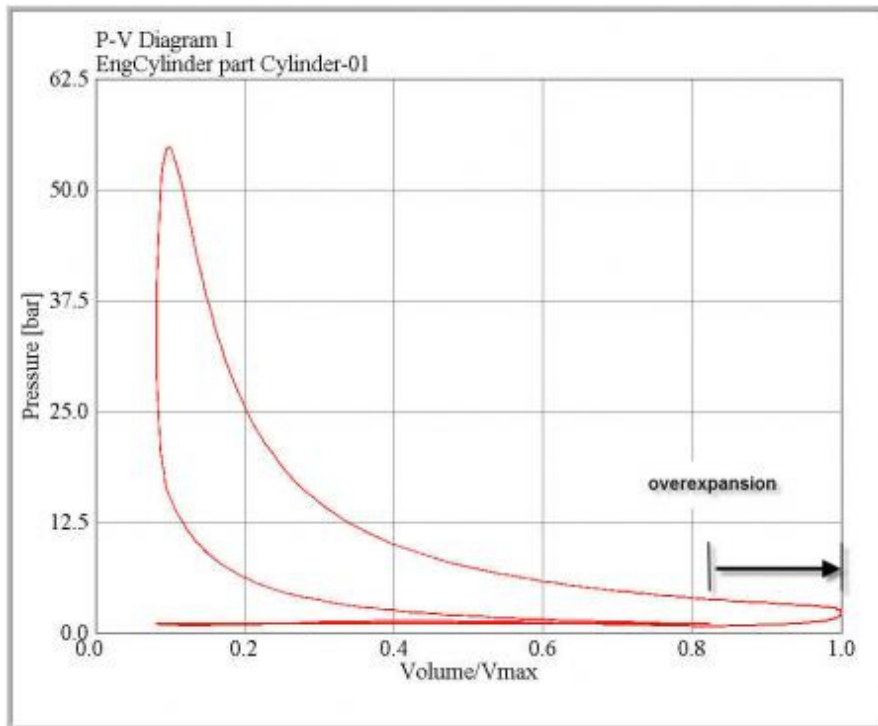


Fig. 3.16. Caracteristica motorului GoEngine [128]

Controlul variației ciclurilor este asigurat prin rotirea inelului rotitor ce controlează mișcarea excentricului. Prin ajustarea poziției roții dințate în timpul rotației arborelui cotit, poate fi atinsă compresia optimă pentru toate condițiile de funcționare.

4. CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE ASUPRA ROLULUI COLECTOARELOR DE ADMISIE ÎN FORMAREA ȘI DISTRIBUȚIA AMESTECULUI CARBURANT

4.1. Cercetări teoretice asupra rolului colectoarelor de admisie

4.1.1. Cerințe generale ale colectoarelor de admisie

Datorită creșterii cerințelor de îmbunătățire a caracteristicilor și complexității proceselor din m.a.s.-urile actuale, scăderii consumului de carburant și ridicarea performanțelor, cerințele galeriilor de admisie au devenit din ce în ce mai complexe. Funcția de bază a colectorului de admisie a rămas însă aceeași: dirijarea aerului proaspăt către cilindrii după filtrarea prealabilă a acestuia. Filtrarea aerului admis în cilindrii presupune separarea particulelor de praf sau altă natură și reținerea vaporilor de apă.

În afară de funcțiile de bază, colectorul de admisie joacă un rol important și în creșterea performanțelor motorului prin supraalimentare datorată formei traseului de admisie. Formarea amestecului și procesul de ardere pot fi îmbunătățite prin instalarea unor clapete care creează mișcarea controlată a curentului de aer. Aceste măsuri duc la scăderea consumului de carburant și implicit a emisiilor nocive.

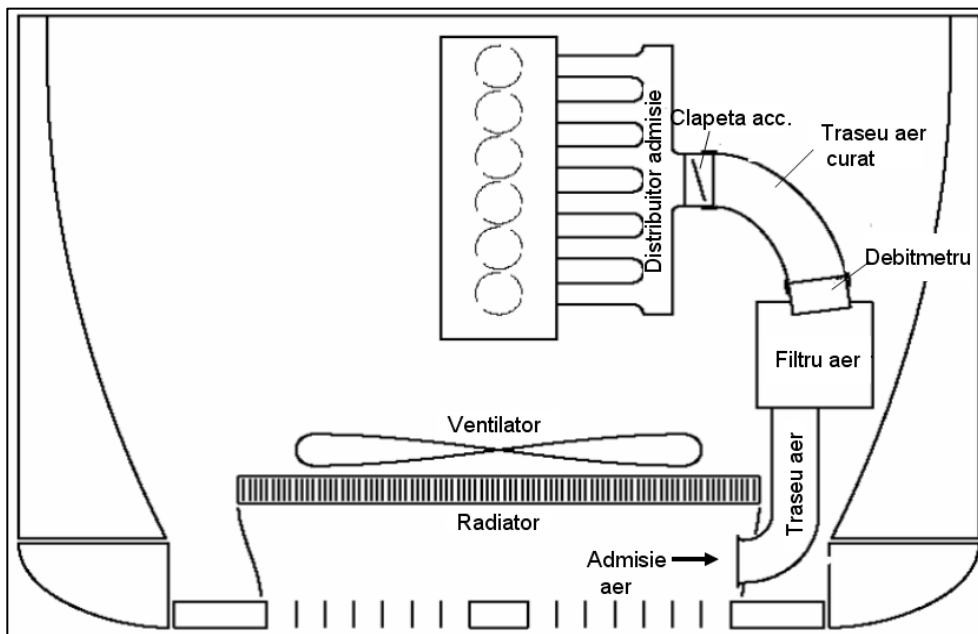


Fig. 4.1.1. Schema generală a colectorului de admisie [114]

Alte funcții suplimentare ar mai fi recircularea gazelor arse (EGR) precum și racirea lor și reducerea zgomotului produs de admisie. Schema generală a unui traseu de admisie se poate urmări în Fig. 4.1.1.

Astfel, în ceea ce privește rolul colectorului de admisie, funcțiile acestuia sunt:

1. Distribuirea uniformă a aerului către cilindrii
2. Filtrarea aerului înainte de admisie în cilindrii
3. Realizarea unei diferențe de presiune cât mai scăzute între intrarea în colector, înainte de filtrul de aer și poarta supapei de admisie
4. Îmbunătățirea performanțelor motorului prin sisteme de rezonanță cu clapete sau tuburi culisante
5. Integrarea unor sisteme de clapete care să influențeze mișcarea aerului respectiv curgerea acestuia în cilindrii (efecte tumble, swirl, etc.)
6. Integrarea debitmetrului de aer în traseul de admisie
7. Integrarea modulului de ventilare a rezervorului via carbon-canistră și supapa de ventilare a rezervorului
8. Recircularea parțială a gazelor arse și reintroducerea lor în cilindrii
9. Reducerea zgomotului produs de admisia aerului în motor precum și de mișcarea acestuia în interiorul colectorului de admisie

Cerintele traseului de admisie, în urma respectării cărora acesta se comportă corespunzător și are o durată de viață corectă sunt:

1. Rezistență mecanică la o depresiune de până la 850mbar, presiunea statică maximă 8bar, presiune dinamică maximă până la 3.5bar la o temperatură de 120°C (grosimea pereților variază de la 2.5 la 4.5mm).
2. Rezistență la temperatură de la -40°C la +150°C
3. Stabilitate chimică la contactul cu ulei de motor, lichid de frână, combustibil, antigel, apă, acid din baterie, etc.
4. Rezistență la curgerea aerului cât mai scăzută, respectiv suprafețe interioare lucioase, raze de curbura mari, fără praguri, admisia cu căderi de presiune cât mai mici, etc.
5. Zgomot cât mai scăzut în funcționare, sub limitele legale impuse
6. Reciclabilitate a materialului din care este construit traseul de admisie.

În continuare se vor discuta uniformitatea admisie aerului în cilindrii precum și îmbunătățirea performanțelor motorului prin intermediul supraalimentării prin efectul de rezonanță, fenomene studiate prin simularea computerizată de tip CFD.

4.1.2. Metode de îmbunătățire a performanțelor m.a.s. prin supraalimentarea cu ajutorul efectului de rezonanță în traseul de admisie

Performanțele motorului, respectiv puterea și cuplul, sunt direct proporționale cu cantitatea de aer proaspăt introdusă în cilindrii și pot fi mărite prin supraalimentare (precomprimarea aerului înaintea introducerii lui în cilindrii). În figura 4.1.2 se poate urmări o comparație între diferite metode de supraalimentare relativ la valorile momentului motor. Obiectivul este obținerea unor valori ridicate ale momentului motor pe o plajă largă de turații.

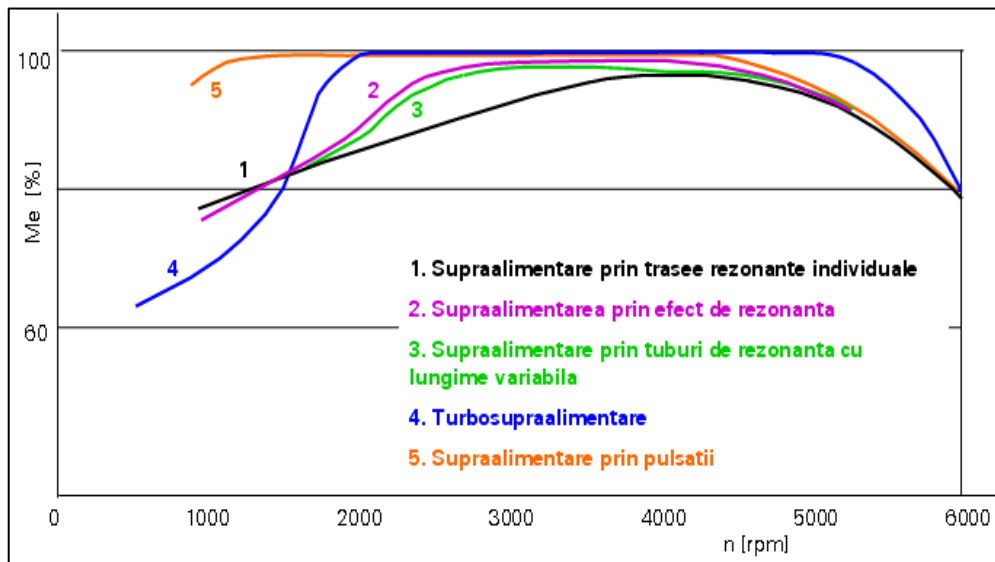


Fig. 4.1.2. Dependența moment motor- metode de supraalimentare [104]

Pentru a determina turația la care se produce efectul de rezonanță pentru un anumit traseu individual de admisie, se pornește de la ecuația de baza a frecvenței unghiulare (4.1.):

$$\omega_0 = \frac{n}{2} \cdot \frac{\pi}{30} \quad (4.1.)$$

dupa care se scrie ecuația frecvenței de rezonanță pentru un traseu individual (4.2.)

$$f = \frac{a}{4 \cdot L} \quad (4.2.)$$

ajungându-se astfel la expresia turației de rezonanță (3.3.)

$$n_{rez} = \frac{30 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T}}{L} \quad (4.3.)$$

Dacă se ia în considerare o singură galerie de admisie, se scrie ecuația (4.4.)

$$\frac{V_{duct}}{V_{cyl}} = \varphi \cdot \tan(\varphi) \quad (4.4.)$$

unde

$$\varphi = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\lambda} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \omega}{a} \quad (4.5.)$$

de unde rezultă valoarea turației de rezonanță pentru o galerie de admisie individuală (4.6.):

$$n_{rez} = \frac{a \cdot 60}{k \cdot \pi \cdot \sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{F}{L \cdot V_{cyl}}} \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1}} \quad (4.6.)$$

Variabilele din ecuațiile prezentate sunt descrise mai jos:

ω = viteza unghiulară

f = frecvența

n = turația motorului

L = lungimea traseu

a = viteza sunetului

R = constanta gazelor

T = temperatura

λ = lungimea de undă

V_{duct} = volumul traseului

V_{cyl} = volumul cilindrului

F = secțiunea transversală a traseului

K = raportul secțiune/ lungime traseu

ε = raportul de compresie

κ = coeficient adiabatic

Metodele de obținere a efectului de rezonanță variază în funcție de procedeul prin care se variază sau nu lungimea traseului de admisie, pentru a obține efectul dorit la o anumită turație, pentru o secțiune dată a galeriei. Anumite construcții permit varierea lungimii traseului astfel încât rezonanța să aibă loc la mai multe regimuri de turație.

4.1.2.1. Efectul de supraalimentare prin trasee rezonatoare de lungime fixă

Cel mai simplu tip de supraalimentare prin rezonanță este cel care utilizează dinamica aerului admis (supraalimentare dinamică). Un tub rezonator de o lungime și diametru date leagă un distribuitor de fiecare cilindru. Energia cinetică a coloanei de gaz este convertită în presiune suplimentară asupra coloanei de aer proaspăt la deschiderea supapei de admisie. Deschiderea supapei de admisie are ca efect generarea unei unde care se reflectă din peretele distribuitorului și se întoarce spre supapa de admisie creând astfel o suprapresiune asupra acesteia (vezi cap. 3.3.). Acordarea optimă a lungimii traseului cu turația va duce la efectul „lovitura de berbec” care va ajunge la supapa de admisie în momentul dinaintea închiderii acesteia, introducând astfel o cantitate suplimentară de aer în cilindru. Schema funcționării acestui sistem se poate urmări în Fig. 4.1.3.

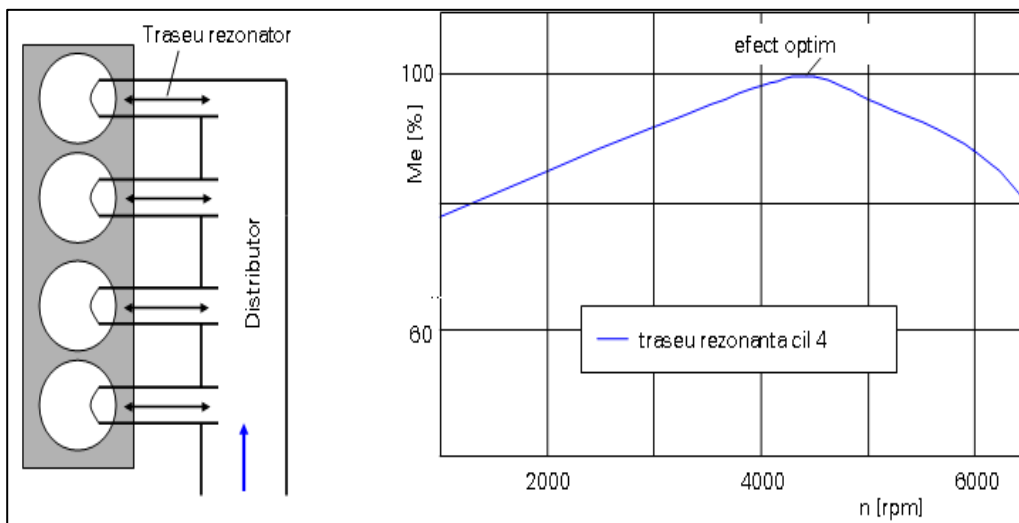


Fig. 4.1.3. Supraalimentarea prin trasee rezonatoare de lungime fixă [104]

Un exemplu de aplicare a acestei metode de supraalimentare se poate urmări în Fig. 4.1.4. (Motor VW 3 cilindri).

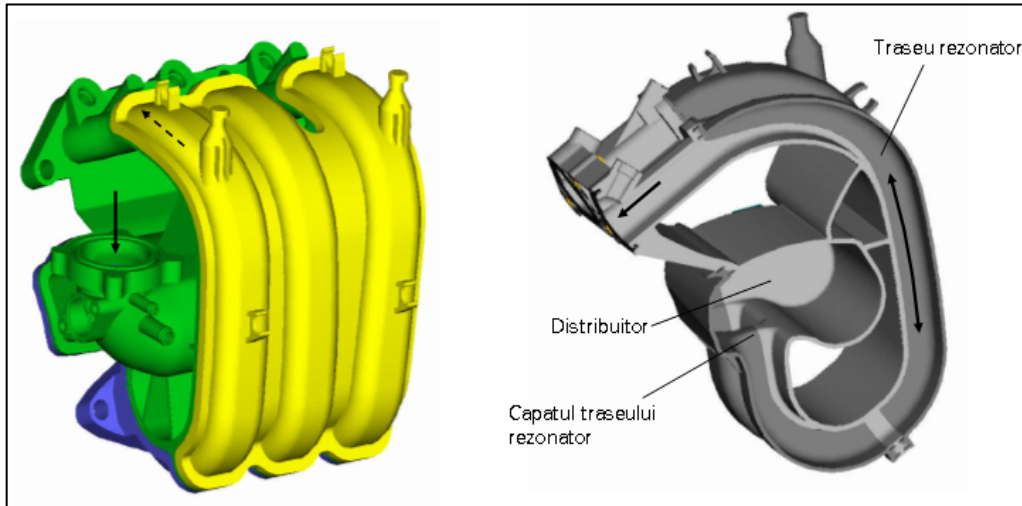


Fig. 4.1.4. Colector de admisie pentru supraalimentare cu traseu de lungime fixă [112]

4.1.2.2. Efectul de supraalimentare prin trasee rezonatoare de lungime fixă și incintă rezonatoare

Incinta rezonatoare va intensifica efectul obținut de construcția anterioară pe o anumită plajă de turație, combinând rezultatele distribuitorului, incintei rezonatoare și a tubului rezonator, în funcție de felul în care acestea sunt acordate. Schema sistemului se poate urmări în Fig. 4.1.5.

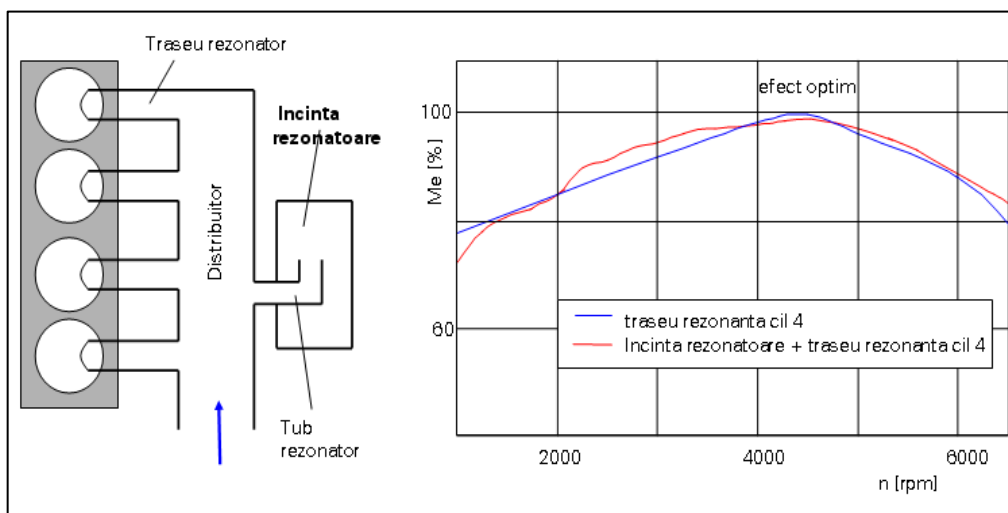


Fig. 4.1.5. Trasee rezonatoare de lungime fixă și incintă rezonatoare [104]

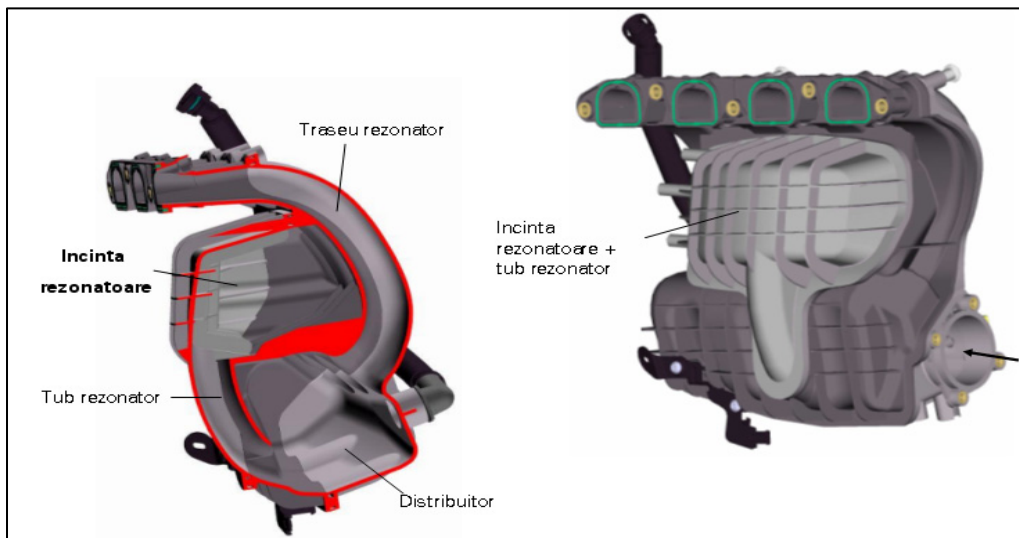


Fig. 4.1.6. Exemple de incintă rezonatoare (Motor BMW 4 cilindri) [107]

4.1.2.3. Efectul de supraalimentare prin trasee rezonatoare de lungime fixa si incinte rezonatoare multiple

În interiorul distribuitorului se grupează cilindrii cu intervale de aprindere egale prin intermediul unei clapete de control a rezonanței (CCR). Aceste grupuri de cilindri sunt conectate prin intermediul unor tuburi rezonatoare cu distribuitorul rezonator.

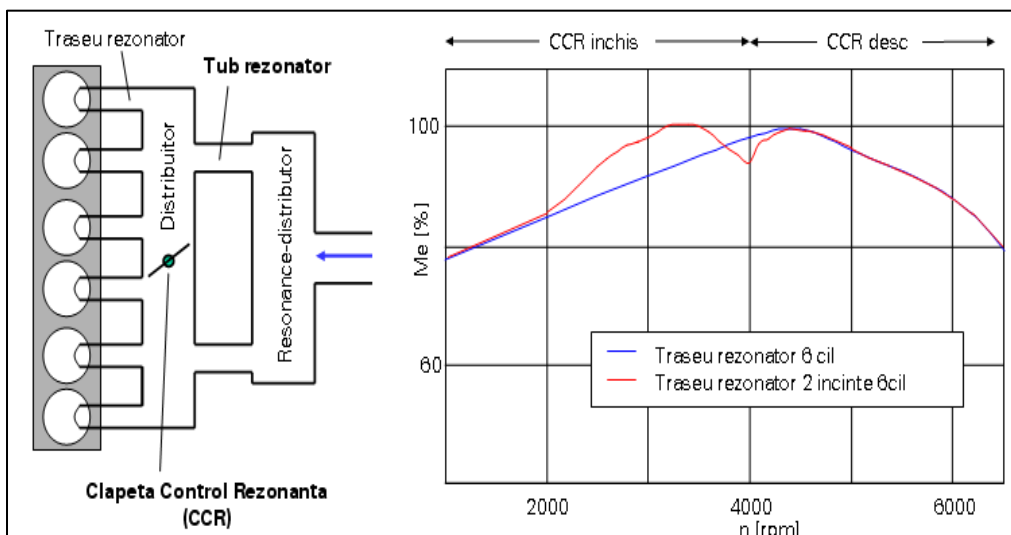


Fig. 4.1.7. Schema traseu rezonanță cu 2 incinte și CCR [104]

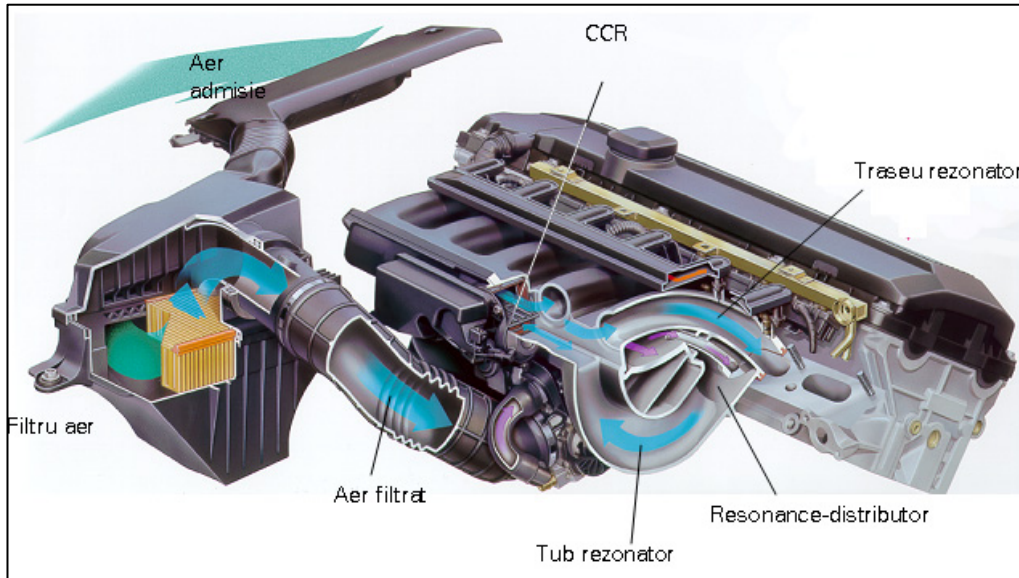


Fig. 4.1.8. Exemple de traseu rezonanță cu 2 incinte și CCR - BMW 6cil L [97]

Clapeta de control este închisă la regimuri de turație joasă, astfel intensificând efectul de rezonanță prin lungimea mare a tuburilor respectiv a coloanelor de aer. La regimuri de turație înaltă, clapeta se deschide, traseele rezonatoare funcționând la fel ca în cazul supraalimentării cu trasee rezonatoare de lungime fixă. Schema funcțională se poate urmări în Fig. 4.1.7.. Exemplu în Fig. 4.1.8, motor BMW 6 cilindri în linie.

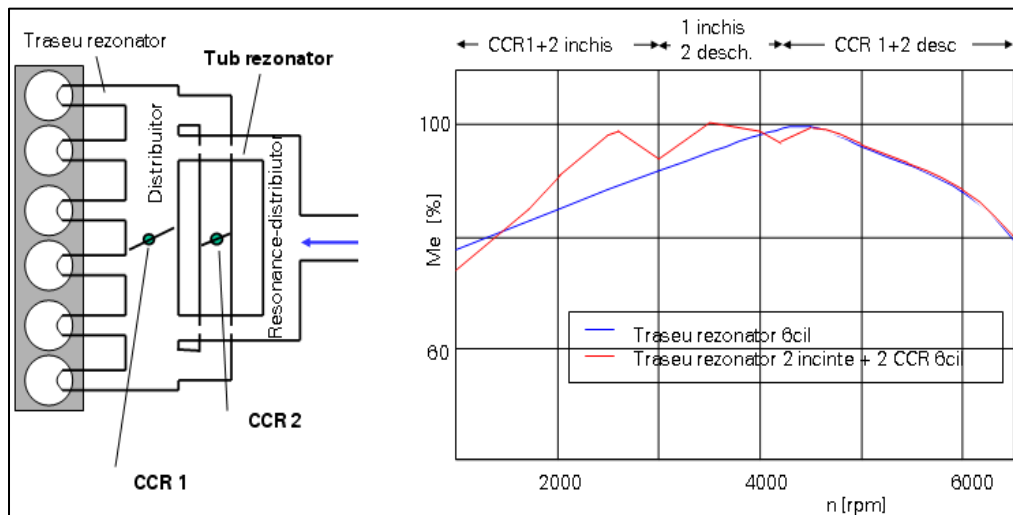


Fig. 4.1.9. Schema funcțională 2 incinte + 2 CCR 6 cil. [104]

Această metodă poate fi pusă în practică și în varianta cu 2 incinte rezonatoare, dar cu două canale de legătură între grupurile de cilindri, rezultatele obținute în acest caz fiind superioare. Astfel, apare o a doua clapetă CCR, deschiderea și închiderea celor 2 clapete putând fi combinată, rezultând astfel supraalimentarea prin rezonanță la mai multe regimuri de turație. Constructiv aplicația a fost pusă în practică de BMW, pentru motoarele din seria M52. Schema funcțională se poate urmări în Fig. 4.1.9..

Cu ajutorul sistemelor CFD, se poate urmări apariția fenomenului de rezonanță în toate cele trei incinte (trasee, distribuitor, tub legătură), datorită modificării vitezelor de curgere a aerului în aceste zone, viteze ce sunt simulate de aceste sisteme. Astfel, asigurând o viteză de curgere egală cu cea reală, se poate urmări frontul de undă care se reflectă în diferite incinte, în funcție de deschiderea clapetelor CCR1 și CCR2.

Funcționarea colectorului în toate cele trei faze precum și aportul adus performanțelor (moment motor) se poate urmări în Fig. 4.1.10.

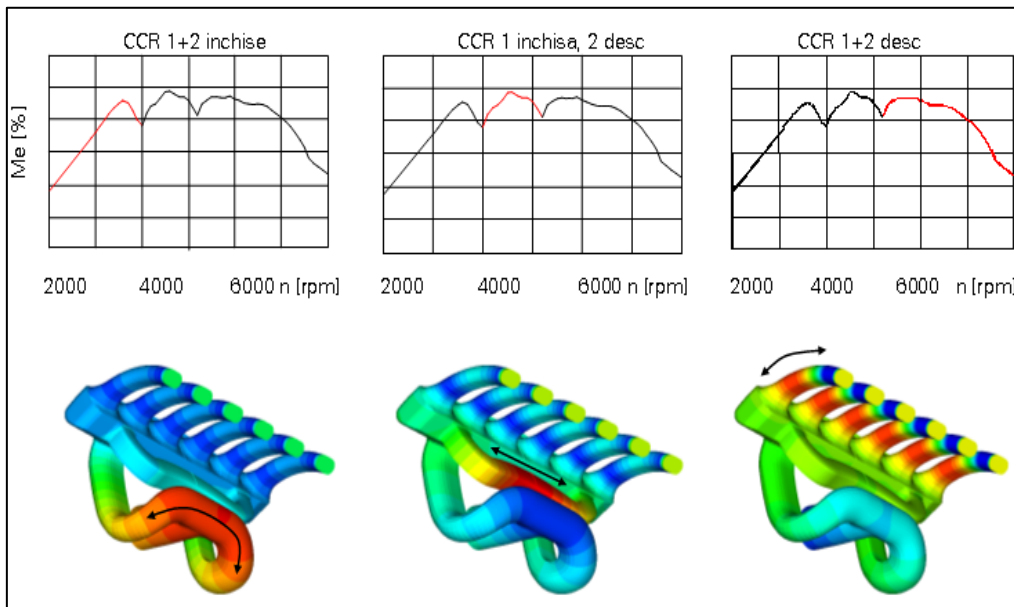


Fig. 4.1.10. Funcționarea galeriei de admisie cu 2 CCR la diferite regimuri de turație [104]

Ca exemplu constructiv se poate urmări galeria motorului BMW M52 în Fig. 4.1.11.

4.1.2.4. Efectul de supraalimentare prin trasee rezonatoare de lungime variabilă

Efectul obținut este același ca în cazurile anterioare, cu excepția că lungimea traseului rezonator se variază direct, nu prin intermediul unor incinte rezonatoare.

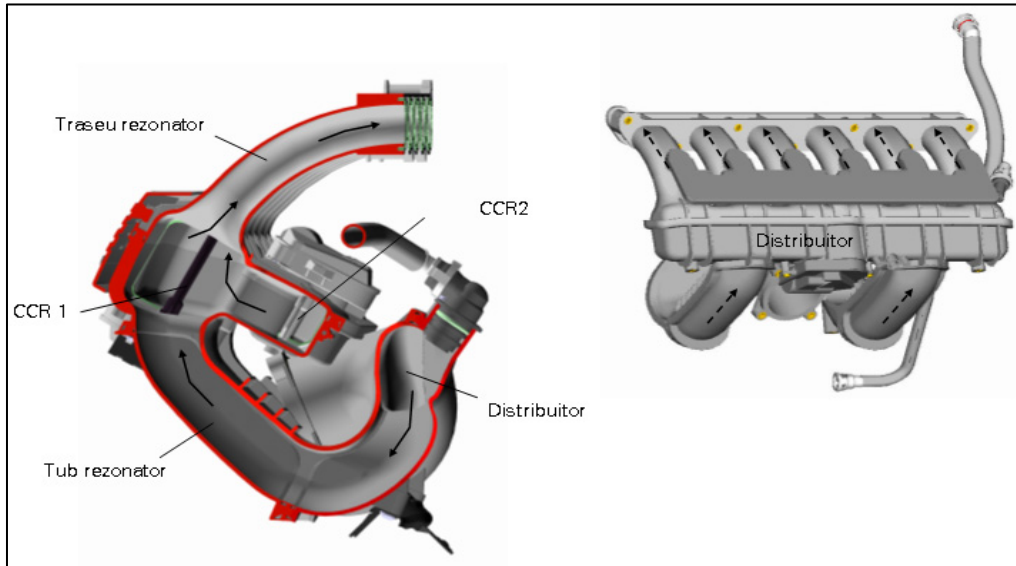


Fig. 4.1.11. Colectorul de admisie BMW M52 [98]

Varierea lungimii se poate face în trepte (cu manson, clapetă, etc.) sau continuu (prin modificarea continuă a deschiderii dintre distribuitor și traseele de admisie), caz în care se poate obține rezonanța pe o plajă largă de turații, la valori constante ale performanțelor.

În Fig. 4.1.12. se poate urmări funcționarea sistemului cu manșon mobil, care închide sau deschide traseul rezonator variind astfel lungimea acestuia. Rezultatele sunt comparabile cu cele ale sistemului cu incintă rezonatoare.

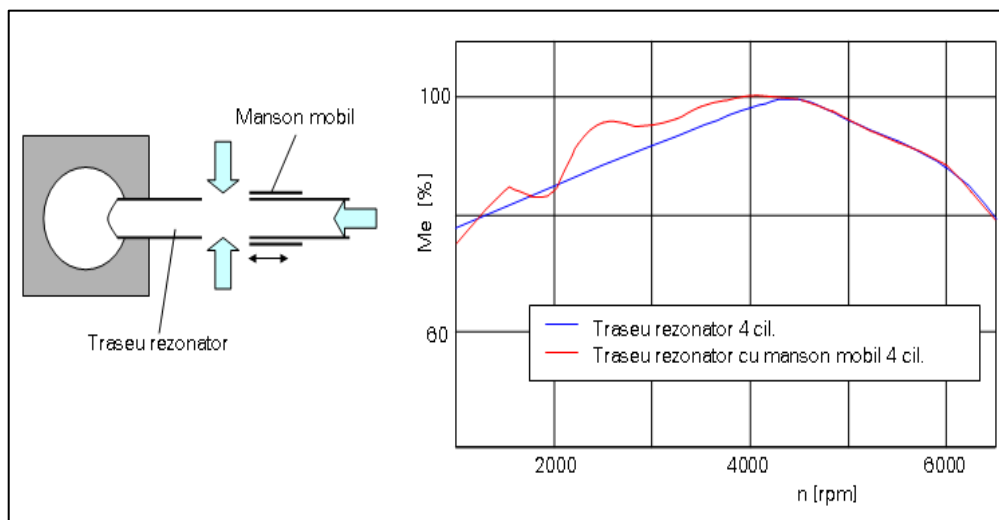


Fig. 4.1.12. Funcționarea galeriei de admisie cu manșon mobil [104]

Dacă manșonul este închis, lungimea traseului este mai mare, rezultând astfel o supraalimentare la regimuri de turație joasă. La deschiderea acestuia, lungimea traseului se scurtează, aerul fiind admis direct din galerie, având deci supraalimentare la regimuri de turație înaltă.

În Fig. 4.1.13 se poate urmări punerea în practică a acestui concept pe un motor BMW cu 4 cil.

Sistemul cu clapetă funcționează similar cu cel cu manșon, diferența fiind ca lungimea traseului rezonator variază prin deschiderea unei clapete (deschis = lungime mai mică a traseului, deci rezonanță la turații înalte) și nu prin culisarea unui manșon. Schema funcțională se poate urmări în Fig. 4.1.14.

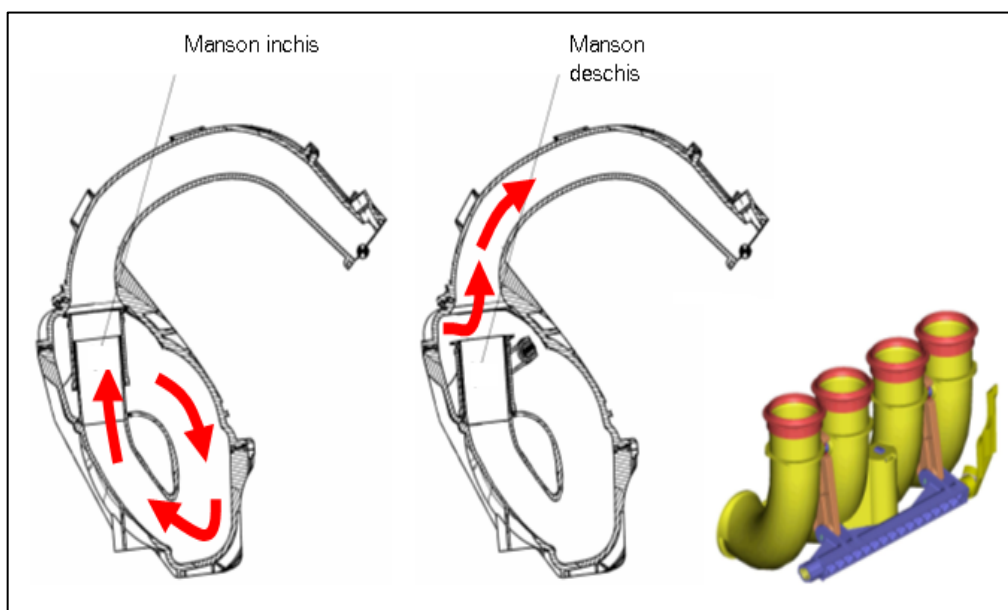


Fig. 4.1.13 . Colector de admisie BMW 4 cil. cu manșon de variere a lungimii traseului rezonator [107]

Construcția unui colector cu trasee de lungime variabilă cu clapeta se poate urmări în Fig. 4.1.15., pe un motor Audi V6. Lungimea traseului rezonator este de 605mm cu clapeta închisă și de 250mm cu clapetă deschisă.

Pentru optimizarea poziționării clapetei de admisie s-a făcut o simulare CFD, poziționarea clapetei făcându-se astfel încât curgerea aerului să ducă la turbulențe și diferența de presiune între admisie și cilindrii minime. Rezultatele se pot urmări în Fig. 4.1.16. Colectoarele cu sistem de variere continuă a lungimii traseului rezonator se bucură de avantajul obținerii unei curbe de cuplu uniforme, fără salturi sau trepte, pe aproape toată plaja de turații a motorului.

Distribuitorul comunică cu fiecare traseu individual printr-o fereastră care poate fi deplasată în raport cu acestea, astfel fiind posibilă modificarea continuă a lungimii traseelor precum și menținerea unei anumite lungimi pentru un anumit regim al motorului. Schema funcțională se poate urmări în Fig. 4.1.17.. Exemplul dat este galeria unui motor BMW V8, la care în interiorul colectorului se află un tambur care se poate roti.

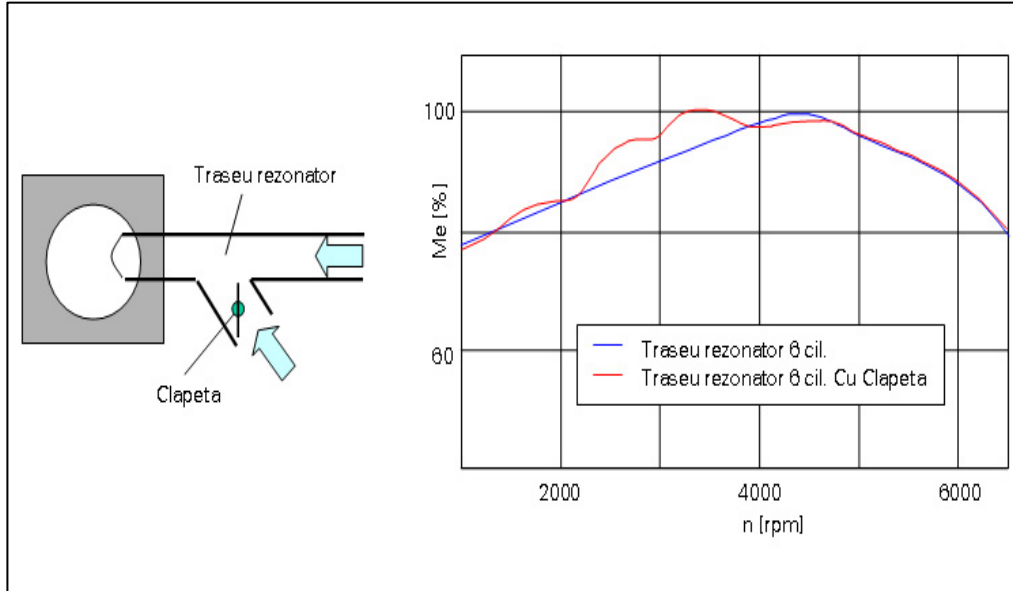


Fig. 4.1.14. Schema funcțională galerii admisie rezonanță cu clapetă [104]

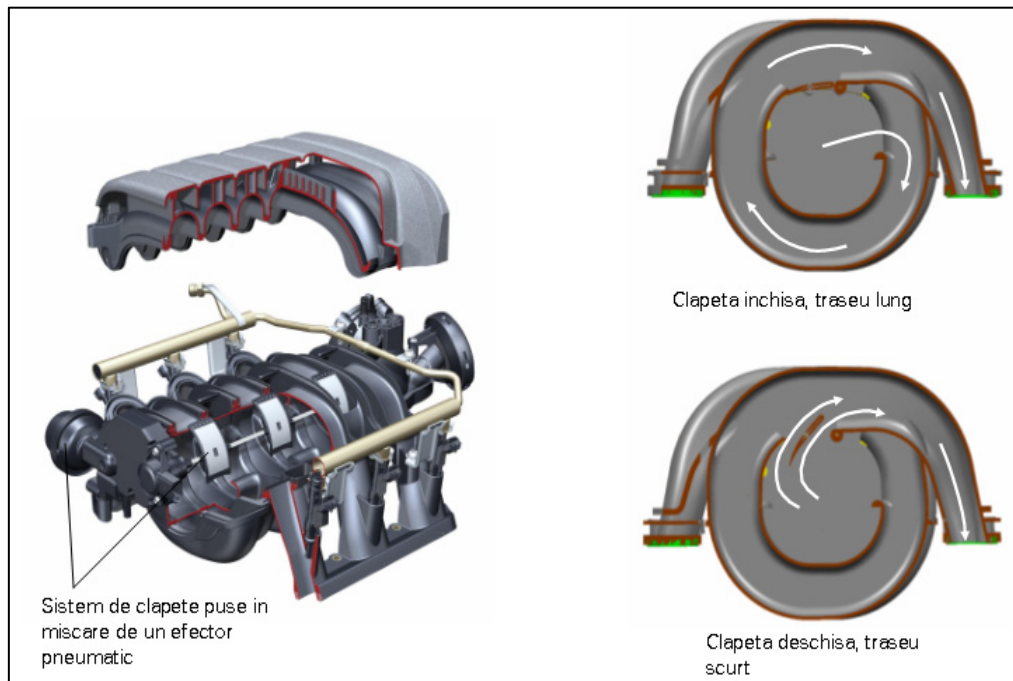


Fig. 4.1.15. Colector de admisie Audi V6 cu clapete de rezonanță [113]

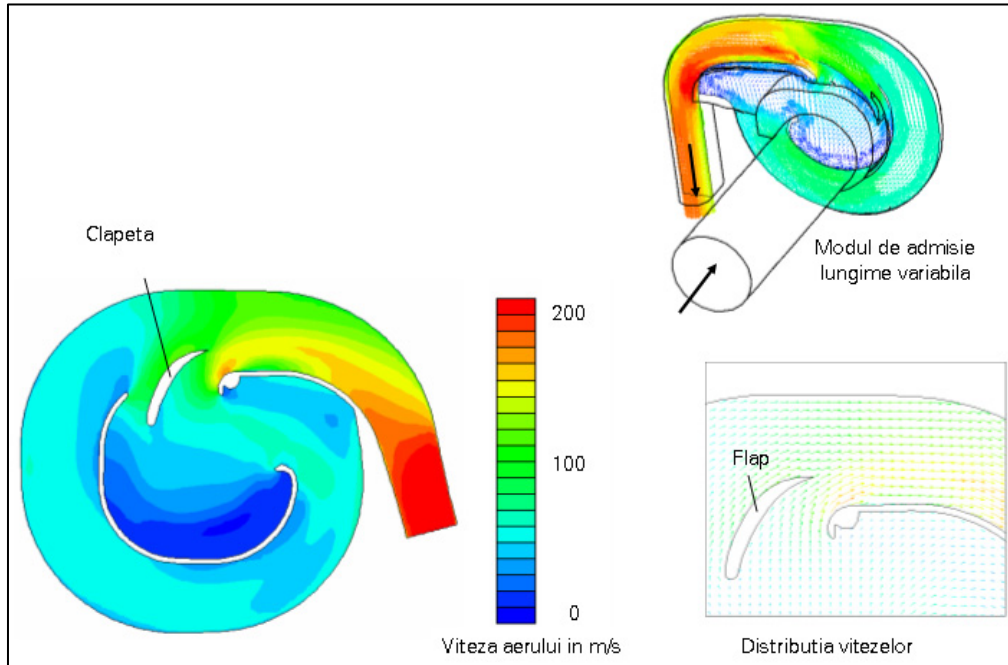


Fig. 4.1.16. Simularea curgerii în interiorul colecteurului Audi V6, pentru optimizarea poziționării clapetei [113]

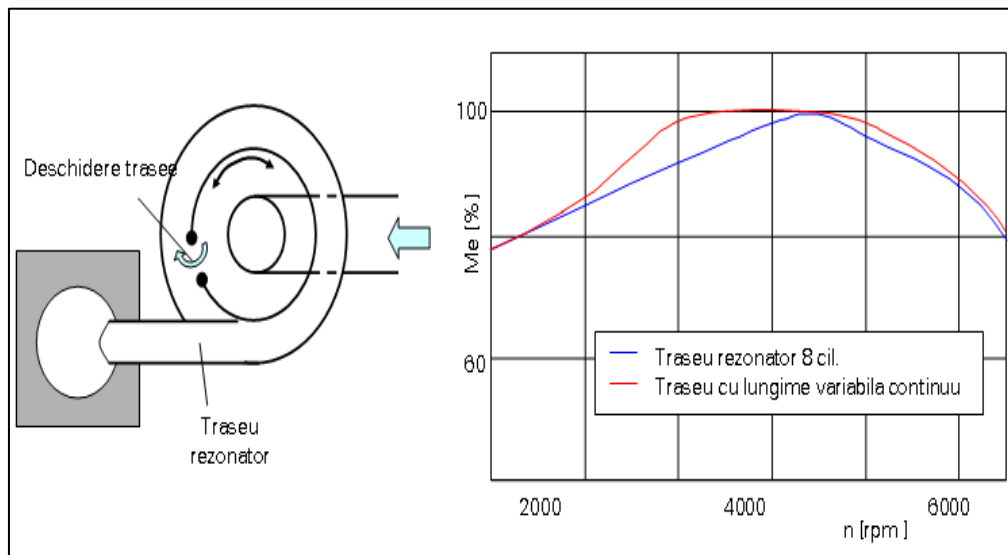


Fig. 4.1.17. Schema funcțională traseu cu lungime variabilă continuu [104]

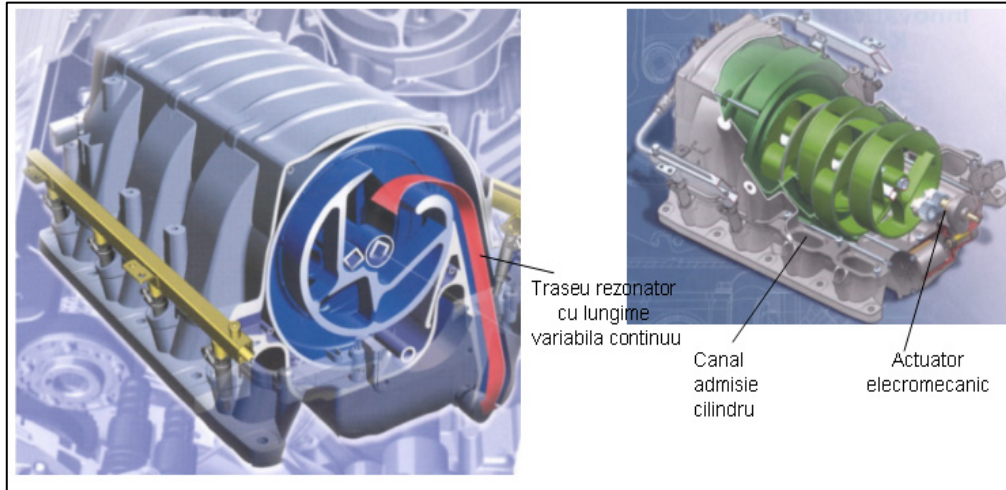


Fig. 4.1.18. Construcția colectorului de admisie BMW V8 cu lungime a traseului rezonator variabilă continuu [96]

Aerul admis este distribuit din interiorul tamburului către cilindrii prin tuburile rezonatoare care comunică cu acesta prin ferestre care se rotesc împreună cu tamburul. Până la turația de 3500 rpm sistemul rămâne la lungimea maximă de 670mm și cu creșterea acesteia poate ajunge la o lungime de 230mm (la turația maximă) (Fig. 4.1.18.).

4.1.2.5. Efectul de supraalimentare prin pulsații

Efectul se obține prin montarea unei clapete de pulsații a aerului (CPA) în traseul rezonator din fața intrării în cilindru care intensifică efectul supraalimentării prin rezonanță prin închideri și deschideri repetate (doua deschideri/inchideri la regimuri de joasă turație și o deschidere/închidere la regimuri de înaltă turație). Rezultatul este o curbă de cuplu foarte aproape de cea ideală (Fig. 4.1.19.).

Clapeta este construită în forma de fluture și realizează o etanșeitate cu pierderi de 5 m³/h la $\Delta p = 600$ mbar. Este acționată printr-un actuator magnetic cu arc care permite oscilația acesteia cu 45° în jurul axei (Fig. 4.1.20.).

În concluzie, se poate observa ușor avantajul sistemelor de supraalimentare cu variația continuă a lungimii traseului rezonator și a celui cu pulsații, care exploatează fenomenele ondulatorii care apar la închiderea supapei de admisie, reflectând unda pe un traseu foarte scurt, ceea ce permite un control mai exact al momentului întoarcerii undei în cilindrii.

Celelalte sisteme au însă avantajul unui cost mai scăzut în condițiile în care au rezultate satisfăcătoare pentru anumite regimuri de funcționare a m.a.s..

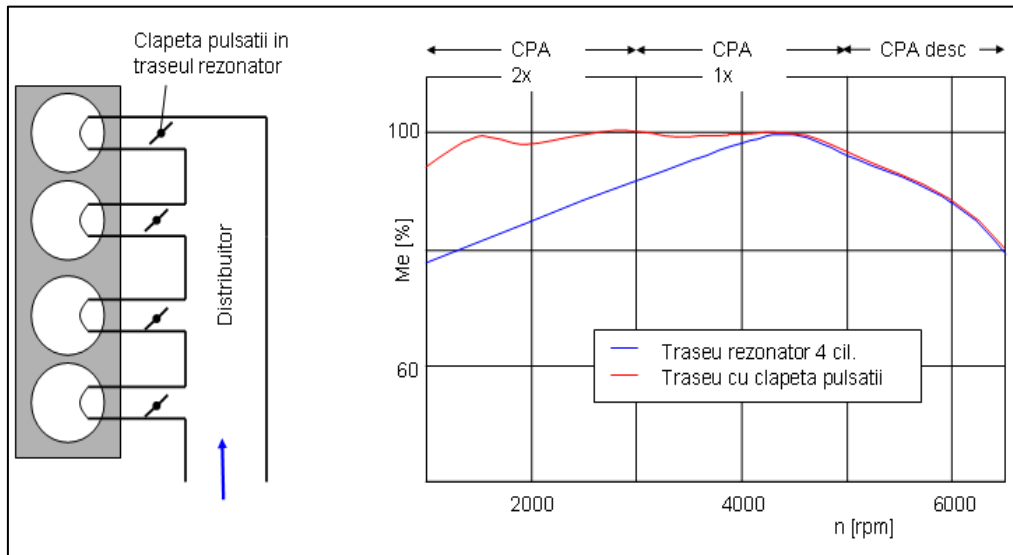


Fig. 4.1.19. Funcționarea sistemului de supraalimentare prin rezonanță / pulsații cu clapete CPA [104]

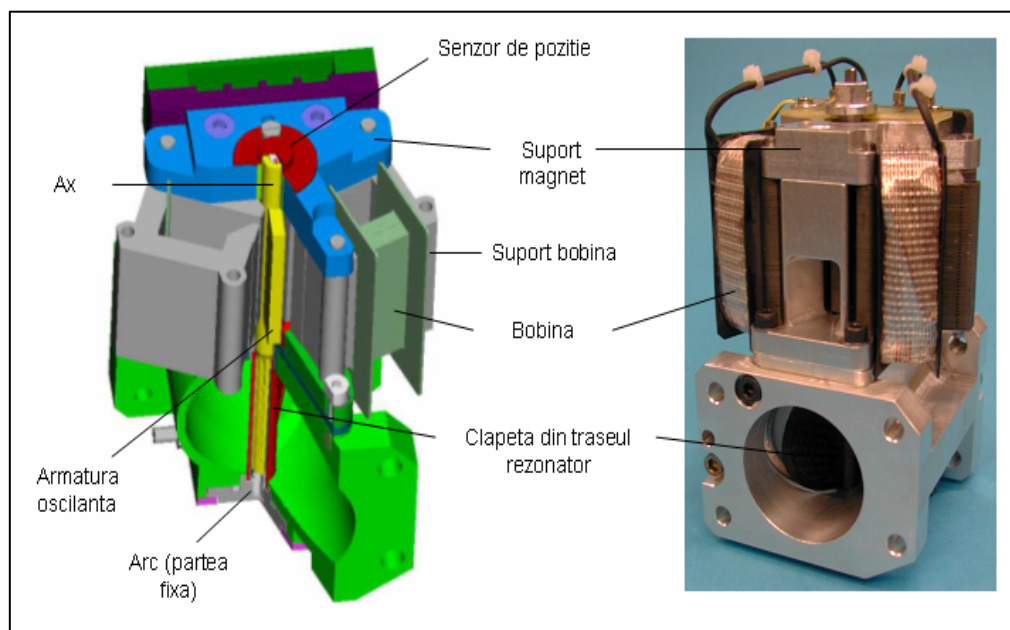


Fig. 4.1.20. Construcția suportului /clapetei de pulsații din traseul rezonator [104]

4.1.3. Distribuția uniformă a aerului în cilindrii determinată prin simulare CFD

Pentru a reduce timpii de proiectare a unei galerii de admisie prin optimizarea formei traseelor se recurge la construirea modelului tridimensional al acesteia și importarea lui în sistemul CFD (computational fluid dynamics) Fluent. Scopul simulării este determinarea distribuției presiunilor pe fiecare canal de admisie aferent fiecărui cilindru pe durata a 4 cicluri de funcționare și analiza uniformității curgerii (caracterizată de distribuția vitezelor de curgere) la suprafața de separație dintre galeria de admisie și chiulasă. Se fac simulări pe un fluid neomogen cu curgere neuniformă pentru a lua în calcul deschiderea secvențială a supapelor de admisie.

Avantajele simulării CFD sunt date de posibilitatea studierii unor zone ale galeriei de admisie în care nu se pot face măsuratori clasice sau sunt foarte dificil de vizualizat. De asemenea, condițiile limită nu pot fi controlate corespunzător în timpul analizelor experimentale, astfel procedura de măsurare putând influența rezultatele datorită turbulențelor create în coloana de fluid.

Simulările CFD dau rezultate mai bune atunci când sunt comparate cu testările experimentale. Acestea însă costă mai mult și realizarea lor durează o perioadă mai mare de timp. În acest caz, cuplarea simulării cu testarea experimentală poate fi necesară, pentru a duce la rezultate mai precise.

Dispersia (diferența dintre traseele individuale de admisie) se calculează cu expresia (4.7.) [73]:

$$D = \frac{(M - m)}{p} \quad (4.7.)$$

unde D este dispersia, M căderea maximă de presiune, m căderea minimă de presiune, iar p căderea de presiune medie în galeria de admisie.

Căderea de presiune este dată de relația (4.8.):

$$PL = \frac{P_o}{P_i} \quad (4.8.)$$

unde PL este căderea de presiune, P_o presiunea la ieșire, iar P_i presiunea la intrarea în galerie.

Astfel, obiectivele sunt minimalizarea caderii de presiune și dispersiei.

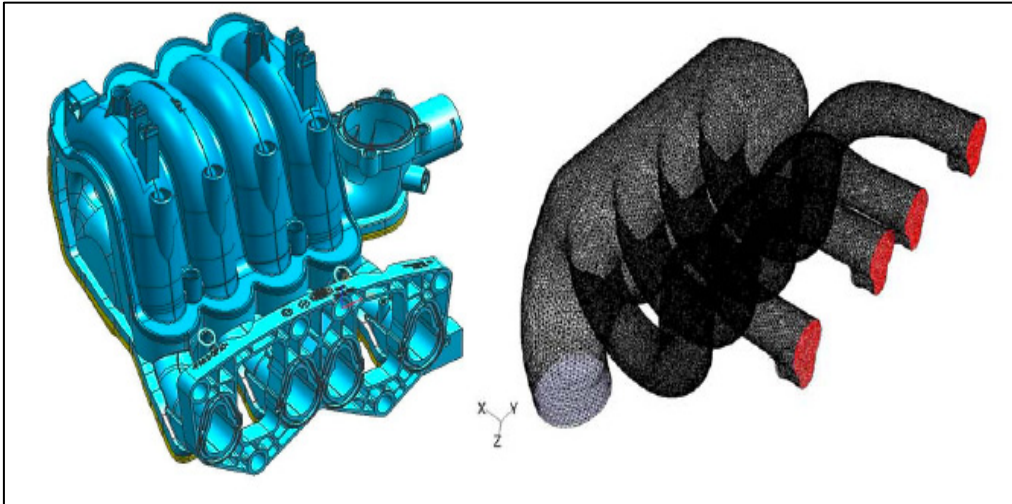


Fig. 4.1.21. Modelul 3D și cel discretizat al galeriei considerate pentru simularea CFD [73]

În continuare se construiește un model discretizat al variantei tridimensionale care ia în considerare toate aspectele curgerii fluidului (vâscozitate, turbulențe). Asupra modelului se aplică o presiune negativă pe un anumit interval de timp pe fiecare traseu individual, respectând ordinea de aprindere a motorului. După 4 sau 5 cicluri de simulare se pot stabili condițiile limită aplicabile admisiei și curgerea atinge un tipar clar în timpul analizei.

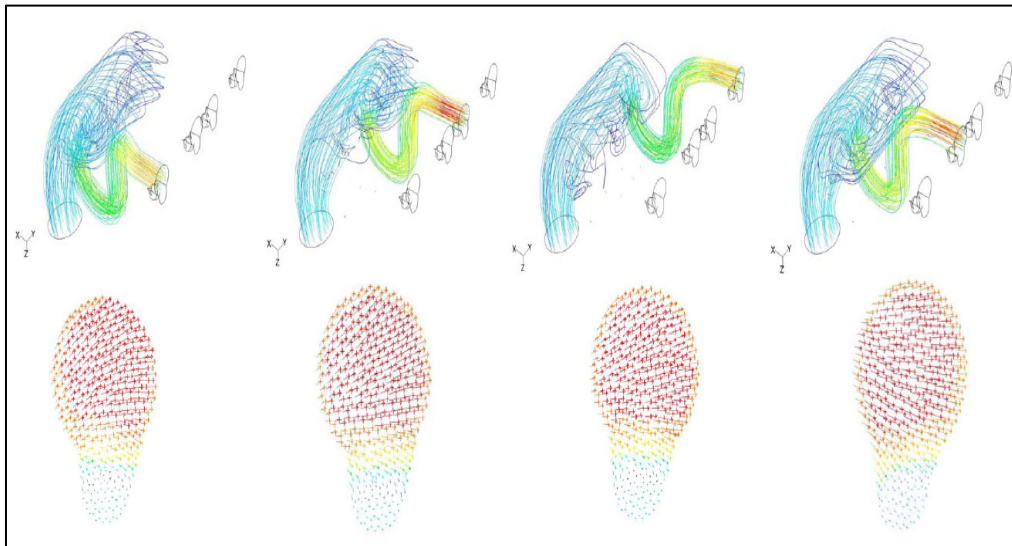


Fig. 4.1.22. Distribuția vitezelor în interiorul colectorului precum și orientarea vectorilor vitezei la ieșirea din canalele individuale [73]

Modelul tridimensional și cel discretizat al galeriei de admisie de pot urmări în Fig.4.1.21. Condițiile impuse în timpul simulării sunt: presiunea definită la ieșirea din canalele individuale -50 mBar, frecvența aplicării presiunii la ieșirile canalelor 1250 de cicluri pe minut, ordinea de aprindere 1-3-4-2 (m.a.s. cu 4 cilindri în linie).

În Fig. 4.1.22. se pot urmări distribuțiile vitezelor pe fiecare canal de admisie în parte, fiecare detaliu reprezentând câte un canal deschis, pentru fiecare ciclu de aprindere. În figurile prezentate se poate urmări variația vitezelor în interiorul galeriei (albastru = viteze scăzute, de la zero la aprox. 50m/s; roșu = viteze ridicate, până la aprox. 200 m/s; culorile variază continuu între aceste limite). Se poate observa scăderea vitezei după intrarea în distribuitor, precum și creșterea acesteia spre ieșirea din canalele individuale, după cum se poate anticipa din punct de vedere fizic.

Lângă fiecare vedere de ansamblu, este prezentată orientarea vectorilor de viteză la ieșirea din canalele individuale, ceea ce este relevant pentru aprecierea nivelului de uniformitate al admisiei aerului în fiecare cilindru.

Valorile obținute precum și dispersia rezultată în urma simulării sunt prezentate în tabelul 4.1. S-au făcut două încercări pentru a putea compara rezultatele obținute în urma optimizărilor aduse. Se poate observa scăderea valorii dispersiei, adică uniformizarea vitezelor din canalele individuale [73].

Tabelul 4.1. Valori obținute în urma simulării

Canal ind.	Caderea de presiune				D (%)
	1	2	3	4	
Sim. 1	8.30	8.60	8.40	9.20	10
Sim. 2	8.60	8.90	8.75	8.75	3.4

Pentru a optimiza curgerea aerului în interiorul colectorului de admisie se fac mai multe simulări cu modificări aduse modelului 3D intercalate între simulări, pentru a observa modificarea curgerii aerului după îmbunătățirile aduse.

Un exemplu de optimizare se poate urmări în Fig. 4.1.23., în care se modifică legătura dintre distribuitor și tubul rezonator al unei galerii, pentru a reduce căderea de presiune înregistrată în interiorul galeriei. Se poate observa reducerea căderii de presiune și uniformizarea distribuției presiunilor în interiorul traseului de admisie în imaginea obținută după modificare.

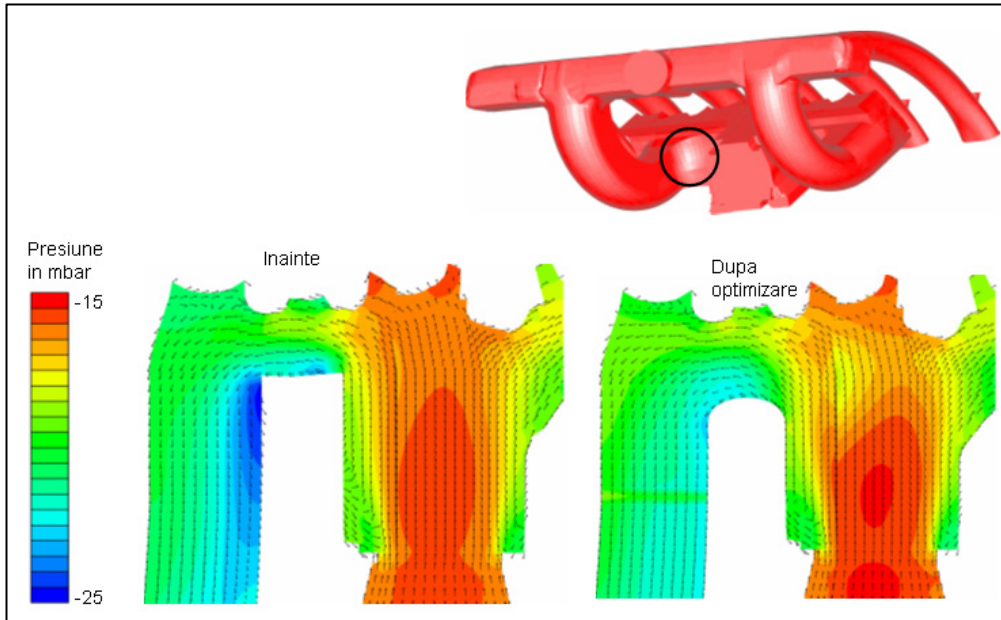


Fig. 4.1.23. Optimizarea unei galerii de admisie și simularea căderii de presiune înainte și după modificările aduse [104]

4.2. Cercetări experimentale asupra rolului colectoarelor de admisie

Pentru a verifica rezultatele obținute în urma simulării CFD a curgerii aerului într-o galerie de admisie, la sfârșitul optimizării modelului 3D se construiește colectorul de admisie care se supune încercărilor experimentale pentru a determina acuratețea valorilor din urma simulării.

Se ia în considerare motorul BMW N52 al cărui colector de admisie se testează pentru a determina valorile debitelor individuale ale canalelor de admisie, astfel putând aprecia uniformitatea funcționării galeriei.

Modelul 3D al galeriei testate se regăsește în Fig. 4.1.24.

Rezultatele teoretice obținute prin simulare cu ajutorul unui soft CFD se pot urmări în Fig. 4.1.25. Se poate urmări distribuția vitezelor în interiorul galeriilor individuale, de aici rezultând uniformitatea funcționării galeriei.

Pentru a corela datele cu testele experimentale galeria se supune unor măsurători efectuate pe un banc de testare construit special pentru măsurarea diferențelor de presiune, astfel deducându-se debitele asigurate de galeriile individuale.

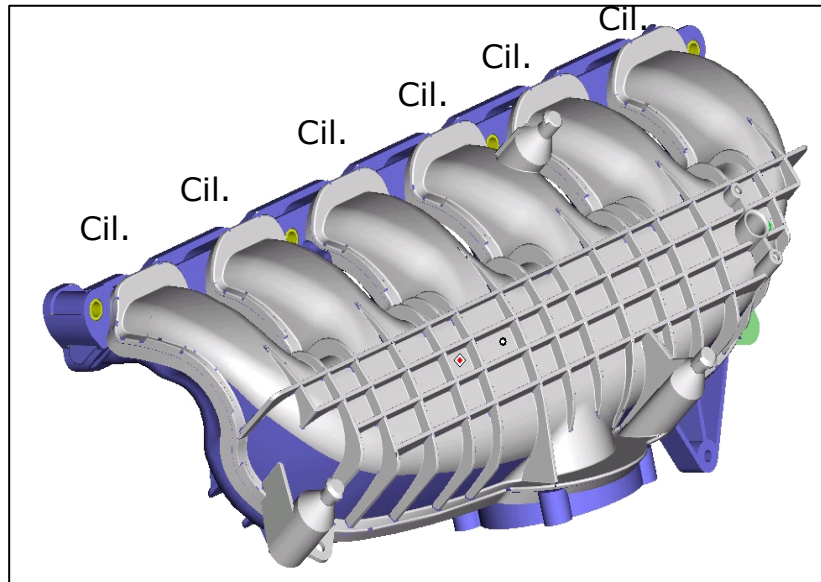


Fig. 4.1.24. Galeria BMW N52 6L supusă testării

Schema bancului de testare este reprezentată în Fig. 4.1.26. Pentru a putea prelua datele se observă montarea a mai multe ajustaje și trasee de lungime fixă, calibrate în prealabil cu aparatele de măsură.

Presiunile sunt citite înainte și după trecerea prin colector, pentru a determina căderea de presiune dintre cele două puncte, deducând astfel debitul asigurat de fiecare traseu de admisie în parte. Rezultatele obținute în urma măsurătorilor sunt prezentate în tabelul 4.2.

În urma măsurătorilor efectuate, datorită diferențelor de uniformitate apărute se poate modifica modelul 3D al galeriei pentru a obține rezultate optime la testarea finală pe bancul de probe. Influența procesului de simulare / experimentare asupra momentului motor se poate urmări în Fig. 4.1.27.

După finalizarea procesului de simulare, respectiv testare, se ridică un grafic comparativ între valorile rezultate în urma simulării și a testării experimentale. Un astfel de grafic se poate urmări în Fig. 4.1.28. Se poate observa diferența relativ mică dintre cele două procese, ceea ce duce la concluzia că programele de simulare actuale duc la valori apropiate de realitate, putând fi considerate un ajutor de încredere în dezvoltarea unor produse cu costuri minime, dar rezultate foarte bune.

Se constată o apropiere destul de bună între rezultatele obținute prin simulare computerizată și testare experimentală, abaterile maxime fiind de 4-5%, observându-se chiar păstrarea alurii celor două curbe în jurul valorii de 4000 rot/min, ceea ce ușurează activitatea de cercetare pentru găsirea soluției optime a galeriei de admisie cercetate.

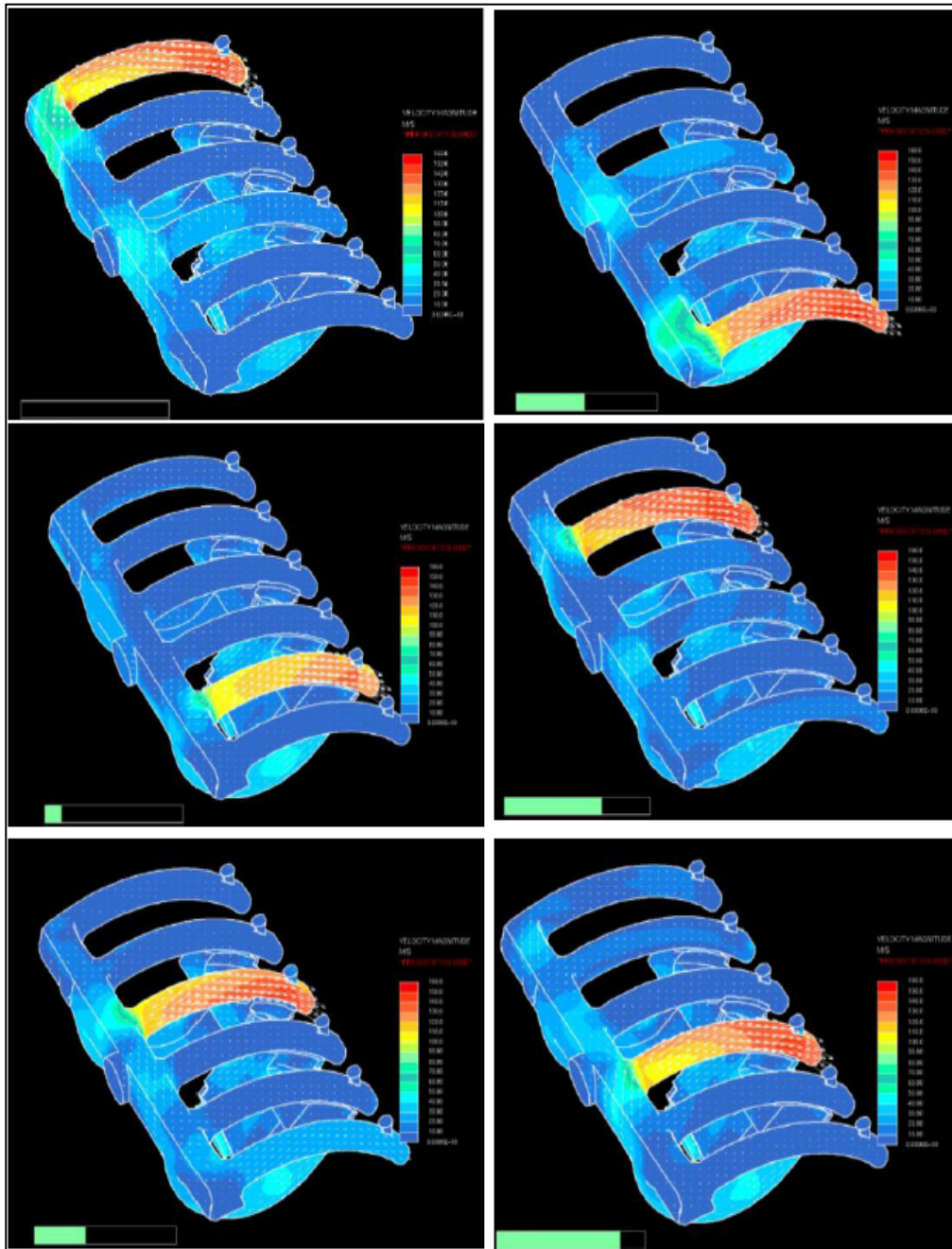


Fig. 4.1.25. Rezultatele simulării curgerii aerului în interiorul galeriilor individuale [104]

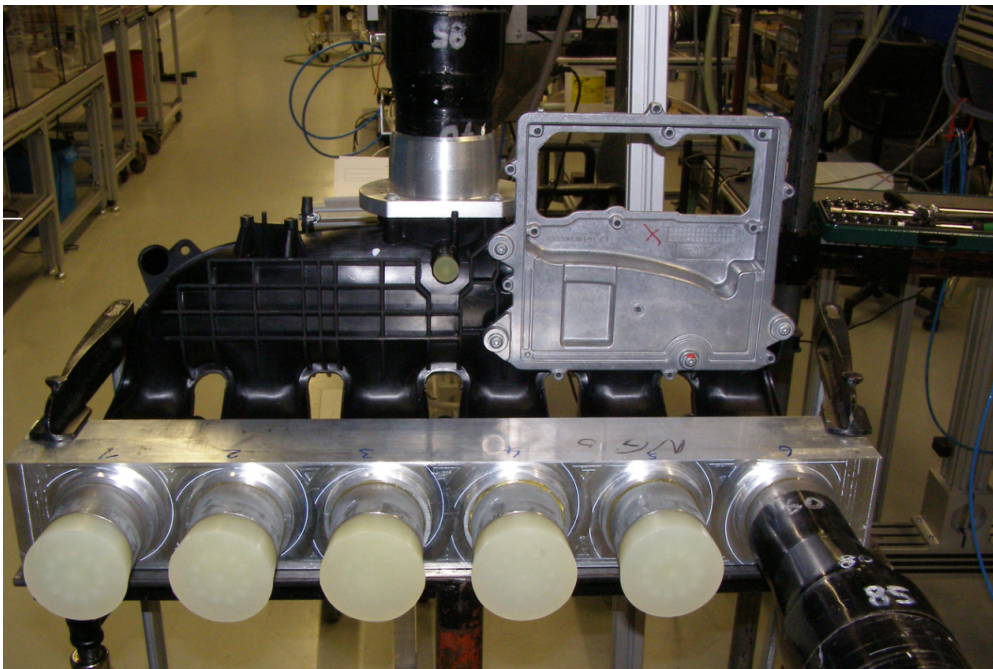
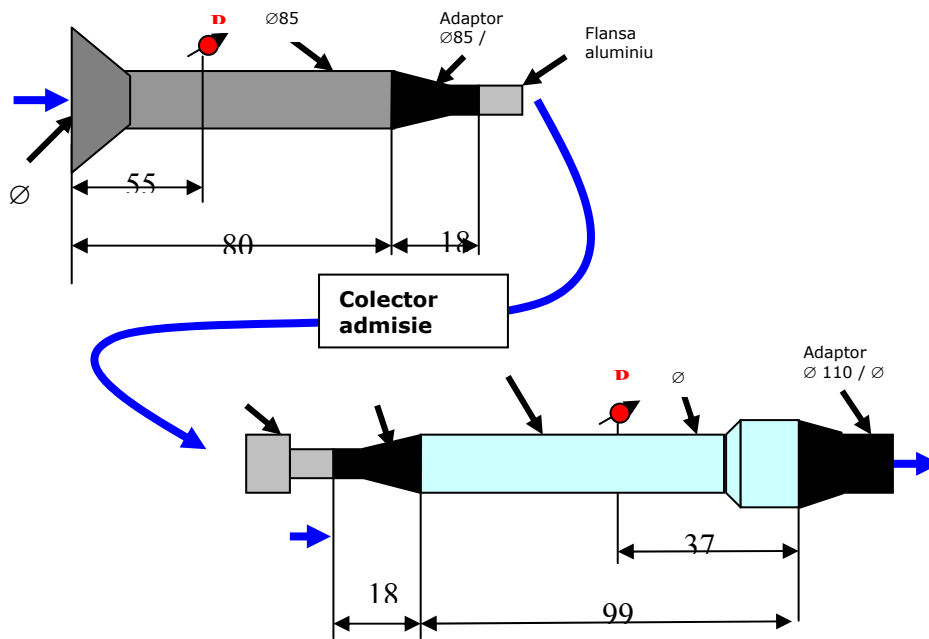
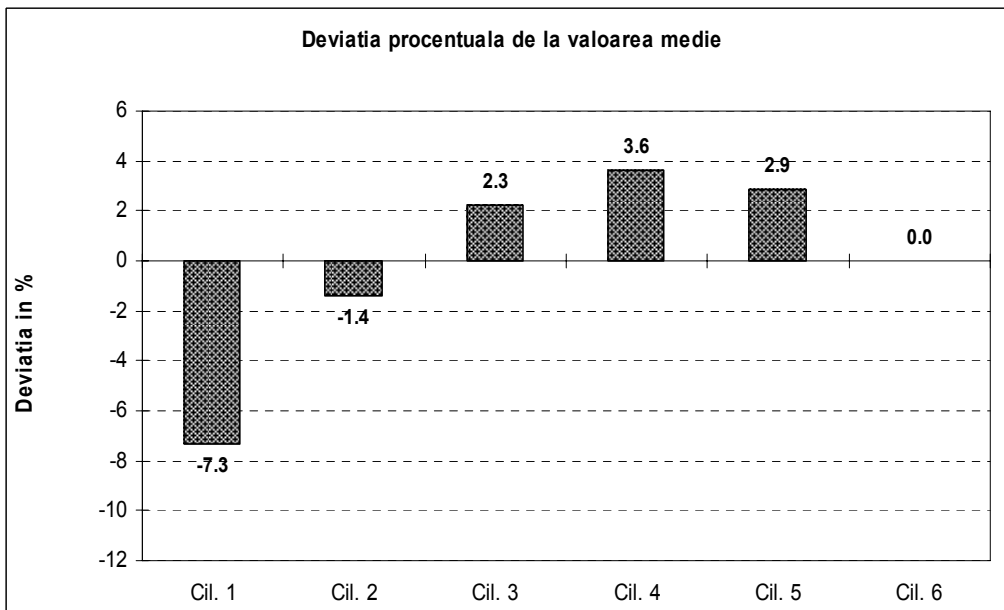
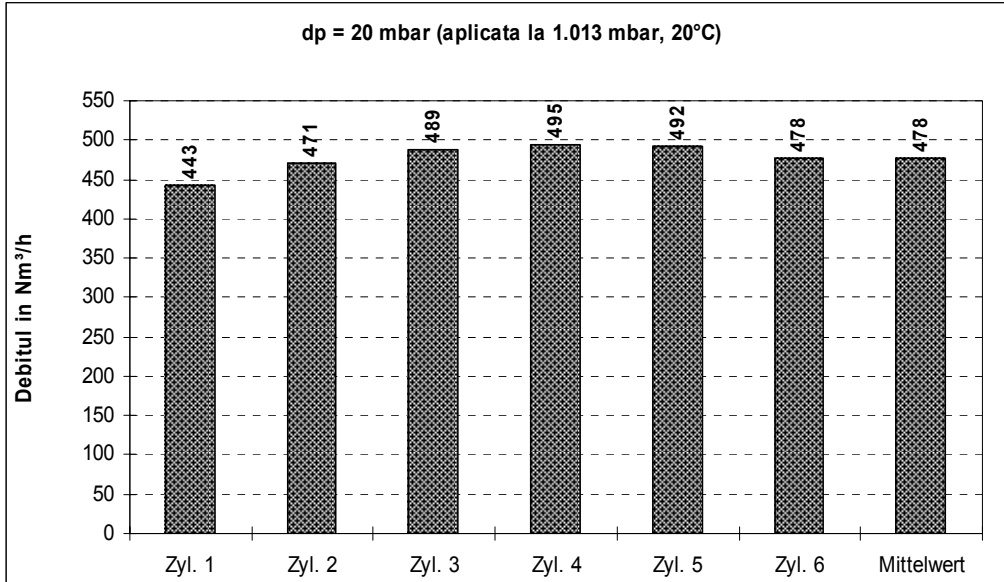


Fig. 4.1.26. Schema funcțională a bancului de testare



Tabelul 4.2. Rezultatele măsurătorilor de pe bancul de măsurare

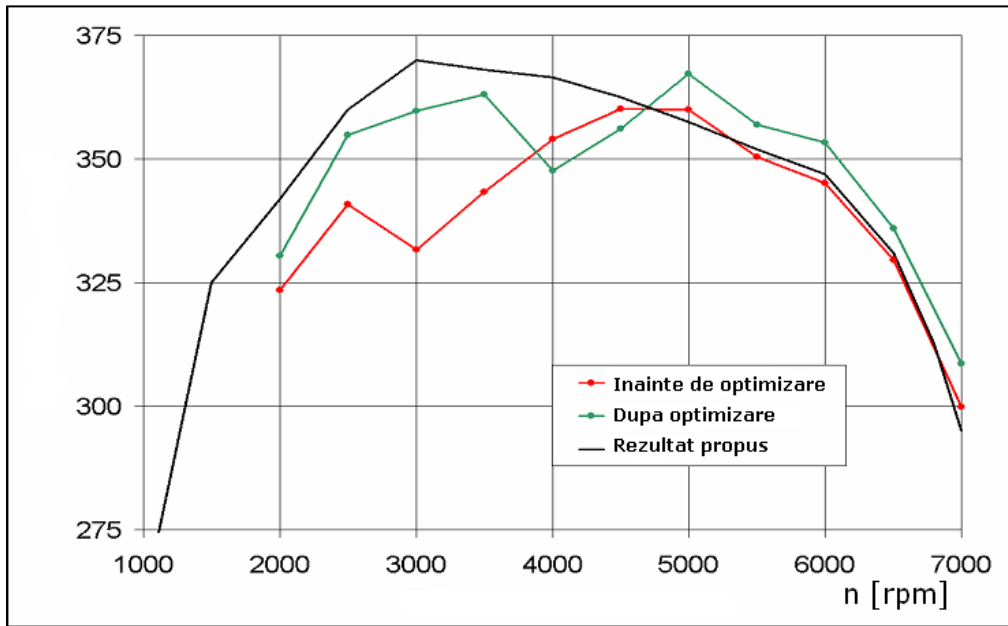


Fig. 4.1.27. Influența simulării respectiv optimizării asupra performanțelor motorului [104]

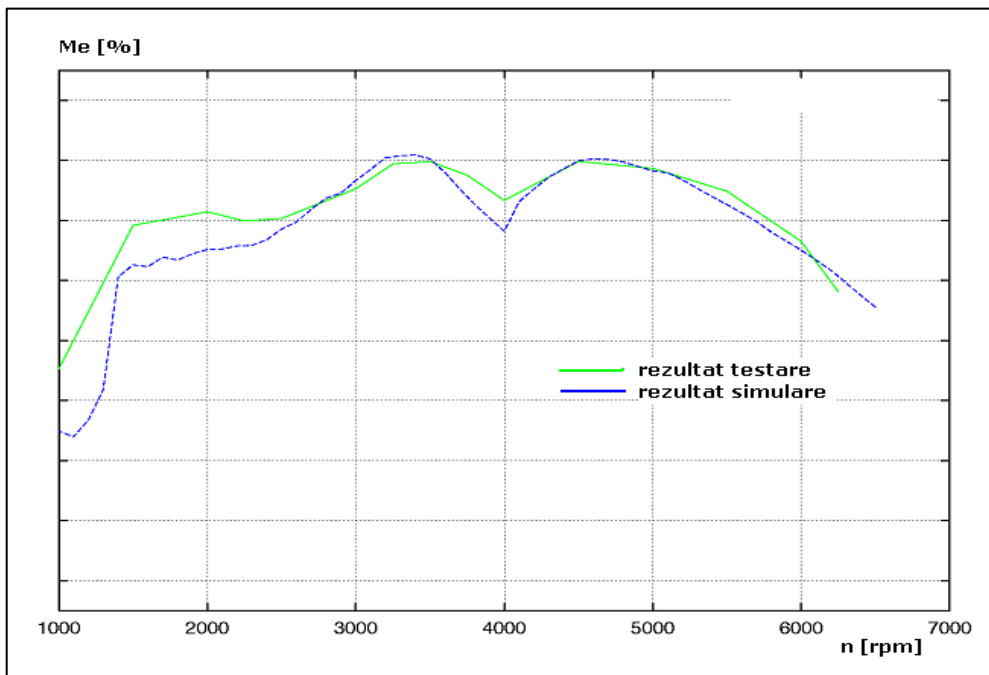


Fig. 4.1.28. Comparație între rezultatele proceselor de simulare computerizată, respectiv testare experimentală [104]

5. INFLUENȚA SISTEMULUI DE FILTRARE AL AERULUI ASUPRA PERFORMANȚELOR UNUI M.A.S. CU INECȚIE DE BENZINĂ

5.1. Rolul și eficiența sistemului de filtrare

Datorită ridicării continue a nivelului de performanțe al motoarelor actuale, sarcinile care revin sistemului de filtrare a aerului admis în motor devin din ce în ce mai complexe. Pentru asigurarea admisiei de aer curat, sistemul de filtrare trebuie să îndeplinească următoarele cerințe:

- filtrarea / separarea particulelor solide din aerul aspirat, pentru a evita pătrunderea acestora în interiorul cilindrilor și în sistemul de ungere, evitând astfel o uzură prematură a componentelor în mișcare ale motorului
- îmbunătățirea performanțelor motorului prin amplasarea optimă în raport cu galeria de admisie și prin adoptarea unei soluții constructive care să asigure o rezistență dinamică cât mai scăzută
- evitarea absorbției apei pentru a nu influența negativ durata de viață a elementului filtrant și a debitmetrului de aer
- preîncălzirea aerului aspirat pentru a contribui la optimizarea curbei de cuplu a motorului, la scăderea consumului și pentru a evita fenomenul de givraj

Condițiile specifice adresate sistemului de filtrare pentru a îndeplini cerințele de mai sus și pentru a funcționa pe un m.a.s. actual sunt:

- gradul de separație total de 99.8% pentru autoturisme
- interval de mentenanță cât mai ridicat, de până la 120.000 km
- căderea de presiune după element $dp = 35$ mbar cu element filtrant curat (nou)
- rezistența la temperaturi între -40°C și 100°C , rezistența la șoc termic și îmbătrânire
- rezistența chimică la ulei de motor, vapori de combustibil și gaze din carter
- rezistență la umezeală, capacitatea de a absorbi vaporii de apă și de a-i filtra fără a modifica structura pliurilor elementului

Schema constructivă a unui sistem de filtrare se poate urmări în Fig. 5.1.1.

Calculul necesarului de aer pentru un m.a.s. în 4 timpi este redat de expresia :

$$\text{Cilindree } [m^3] \times \text{turație } [\text{rot}/\text{min}] \times \text{eficiența de umplere } [0.7 - 0.9] / 2.$$

Acestei relații i se aduc corecturile necesare datorită fenomenelor pulsatorii și supraalimentării și se ia în considerare și diferența între turația nominală și cea medie.

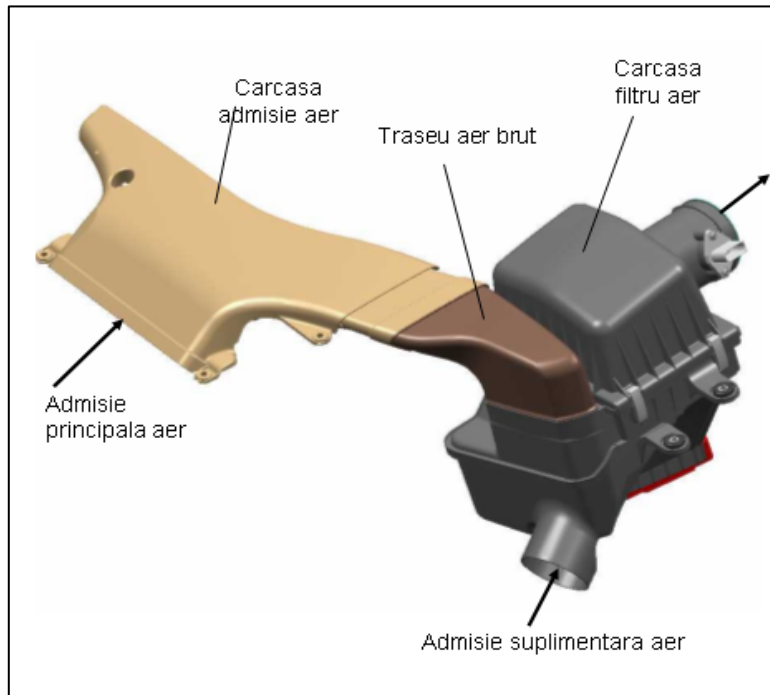


Fig. 5.1.1. Schema constructiva a sistemului de filtrare [104]

Valoarea care se ia în calcul pentru proiectarea unui traseu de admisie nou este de 0.07 m³ / min și KW, cu corecturi pentru o valoare suplimentară în cazul motoarelor supraalimentate. Se ia în considerare un coeficient de aer $\lambda = 1$ pentru un amestec stoechiometric.

Un m.a.s. al unui automobil care are un consum mediu de 10 kg/h consumă aproximativ 121 m³/h (densitatea aerului 1.2 kg/m³ în condiții normale). Variația densității aerului cu condițiile exterioare este redată în relația 5.1..

$$\rho = \frac{\rho_0 \cdot T_{abs} \cdot p}{(T + T_{abs}) \cdot p_0} \quad (5.1.)$$

unde $\rho_0 = 1.293$ kg/m³ la 0°C și 1.013 bar, p presiunea în bar, $T_{abs} = 273.15$ K, T temperatura în K, iar $p_0 = 1.013$ bar.

Modificarea densității aerului odată cu temperatura și presiunea a dus la modificarea debitmetrului de aer de la un senzor care măsoară volumul aerului admis la un senzor care măsoară masa aerului admis.

Poluarea aerului admis se exprimă în concentrația particulelor de praf în mg/m^3 . Concentrația particulelor de praf variază de la $0.6 \text{ mg}/\text{m}^3$ pe autostradă, $3 \text{ mg}/\text{m}^3$ pe un drum de țară, $10 \text{ mg}/\text{m}^3$ pe un șantier de construcții, $20 \text{ mg}/\text{m}^3$ în agricultură, $30 \text{ mg}/\text{m}^3$ într-o coloană de vehicule, la $100 \text{ mg}/\text{m}^3$ în deșert.

Diametrul particulelor de praf se încadrează în medie între 5 și $125 \mu\text{m}$. Pentru a determina performanțele unui element filtrant plat, acesta se supune unui test pe bancul de probe timp de 1 h cu o concentrație de app. $1000 \text{ mg}/\text{m}^3$. Debitul de aer care se ia în calcul, necesar unui vehicul antrenat de un m.a.s. de 50 KW este de app. $300 \text{ m}^3/\text{h}$ pentru o viteză medie de 50 km/h ($6 \text{ m}^3/\text{km}$). La o concentrație medie de $1 \text{ mg}/\text{m}^3$, rezultă $6 \text{ mg}/\text{km}$ particule ce trebuie filtrate.

La concentrații mari de praf în aerul aspirat se recomandă montarea unei instalații de prefiltrare de tipul cicloanelor (eficiența 80%) împreună cu un indicator al intervalului de mentenanță.

În tabelul 3.1. sunt prezentate 4 tipuri de medii de filtrare folosite în prezent în filtrarea aerului admis în m.a.i., împreună cu caracteristicile acestora. Denumirile sunt generice, după norme interne Mahle (fabricant de renume mondial al filtrelor pentru automobile și aplicații industriale).

Odată cu creșterea numărului porilor și a grosimii materialului (până la 0.6mm) permeabilitatea mediului filtrant scade. Marirea grosimii și a greutatei specifice înseamnă însă scăderea numărului de pliuri, deci a suprafeței de filtrare, însă creșterea stabilității pliurilor și a rezistenței la comprimare a elementului.

Adăugarea componentei "meltblown" pe suprafața materialului filtrant (celuloză) mărește eficiența și capacitatea de filtrare a unui element. În interiorul acestui strat de fibre sintetice se rețin particule de praf cu dimensiuni între 3 și $5 \mu\text{m}$ (Fig. 5.1.2., 5.1.3)

Tab. 5.1. Caracteristici medii de filtrare [104]

Material generic	X13	X28	X34	X38
- Dimensiunea porilor (MFP) în [μm]	21	30	21	31
- Dimensiune pori prep. în [μm]	45	65	43	70
- Permeabilitate aer în [$\text{l}/\text{m}^2\text{s}$], la $\text{dp}=2\text{mbar}$	260	700	260	630
- Grosime în [mm]	0,45	0,55	0,6	0,6
- Material	Celuloza	Celuloza	Celuloza + PBT-Meltblown	Celuloza + SP-Meltblown
- Greutate/suprafață în [g/m^2]	120	120	140	143

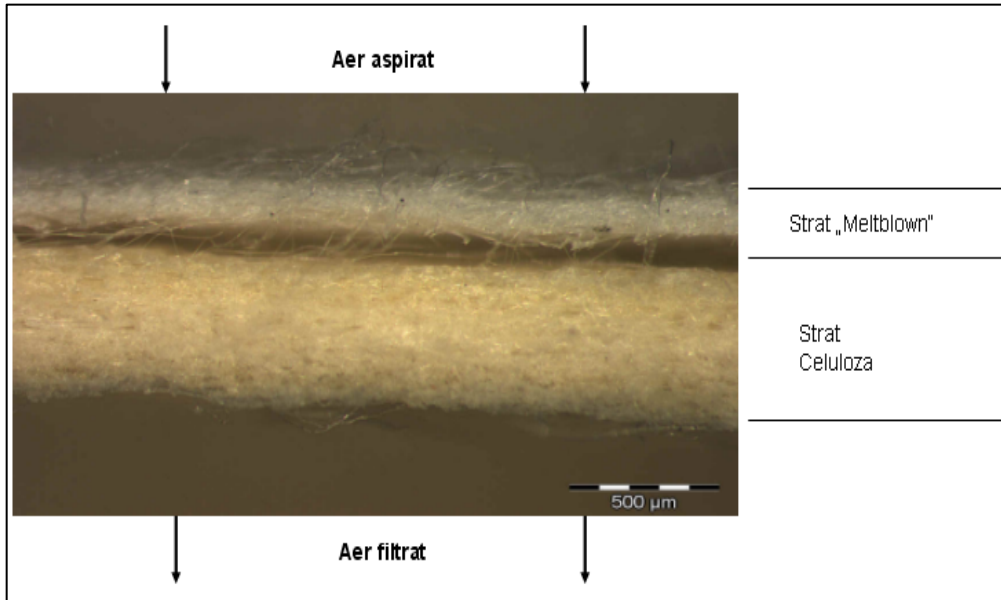


Fig. 5.1.2. Structura mediului filtrant Celuloza + "Meltblown" [104]

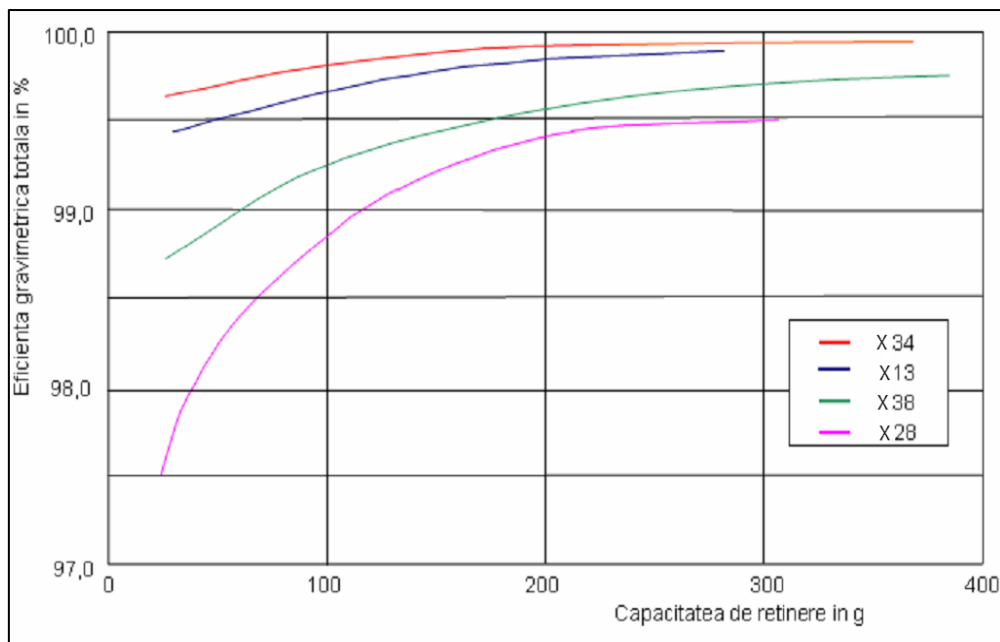
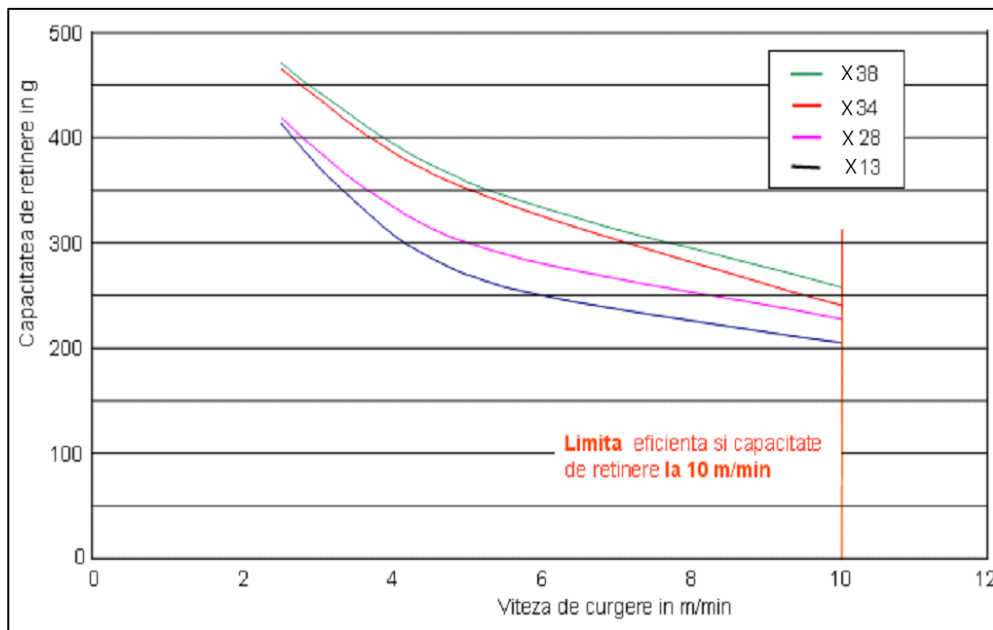


Fig. 5.1.3. Variația eficienței și capacității de reținere, pentru $\Delta p = 30\text{mbar}$ [104]

Tabelul 5.2. Eficiența totală și specifică a mediilor filtrante

Material	X13	X28	X34	X38
Mărimea porilor în [μm]	21	30	21	31
Eficiența inițială în [%]	99,42	97,50	99,63	98,72
Eficiența totală în [%]	99,88	99,45	99,97	99,75
Capacitatea de reținere în [g]	270	303	356	363
Suprafața filtrantă (v.) în [cm ²]	11.407	10.562	9.506	9.506
Capacitatea de reținere specifică în [g/m ²]	237	287	375	382

Fig. 5.1.4. Variația capacității de reținere în funcție de viteza de curgere a aerului în admisie, pentru $\Delta p = 30\text{mbar}$ [104]

În tabelul 5.2. se pot urmări eficiența totală și specifică a materialelor prezentate precum și dependența lor de viteza de curgere a aerului în sistemul de filtrare (Fig. 5.1.4.).

În figura 5.1.5. se poate urmări procesul de producție a materialului "Meltblown". Acesta se obține din granule de polimer, prin combinarea unui proces de țesere cu un curent de aer cald de mare viteză, pentru a obține un material din fibre cu diferite structuri.

Astfel, granulele sunt preluate din extruder și pompate spre un bloc de duze, la ieșirea din care fibrele obținute sunt întinse de curentul de aer cald. Aceste fibre sunt așezate pe o bandă rulantă care permite trecerea aerului cald. De pe banda rulantă, materialul este preluat pe o bobină de către un calandru.

Se pot produce materiale formate din unul sau mai multe straturi. Pentru o prelucrare ulterioară optimă, materialul se produce direct la lățimea necesară aplicației respective.

Intreaga linie de producție este gestionată computerizat, fiind dotată cu senzori și mecanisme de control a parametrilor.

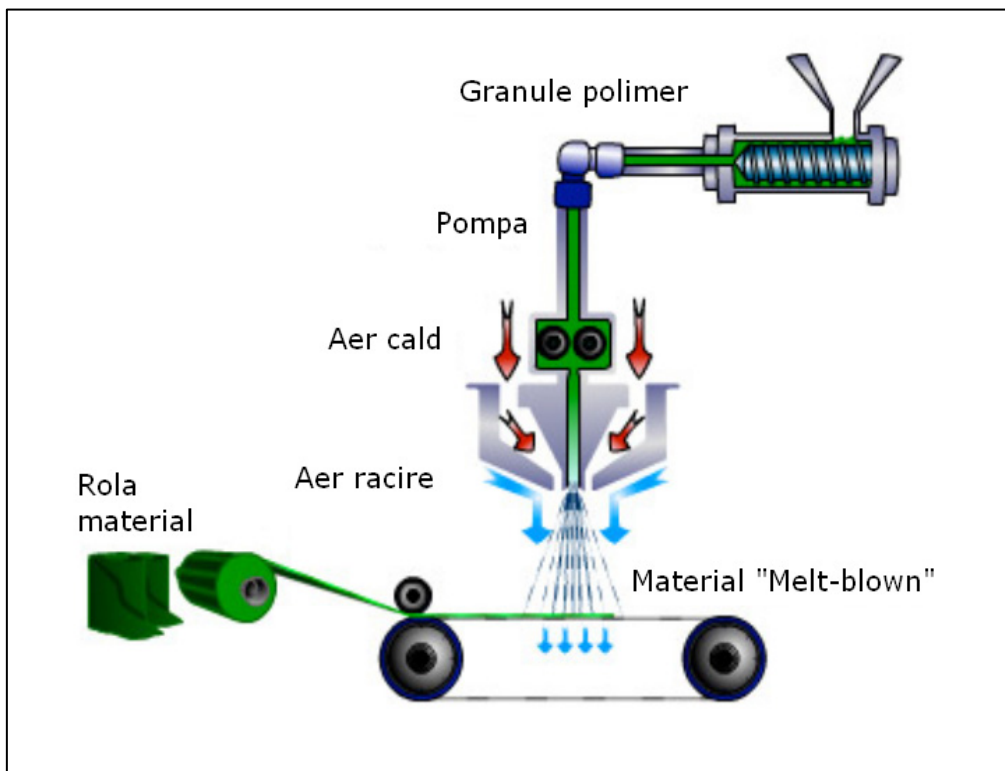


Fig. 5.1.5. Producerea materialului "Melt-blown" [123]

5.2. Soluții constructive ale sistemului de filtrare

La o simplă privire sub capota unui automobil modern se poate observa repede complexitatea agregatelor dispuse în acest spațiu, tendința fiind de creștere a acestora precum și a numărului de piese sau subansambluri montate în vecinătatea motorului. Se poate deduce deci ușor că spațiul destinat sistemului de filtrare este din ce în ce mai redus, de aici tendința actuală de „down-sizing” prezentă inclusiv în dezvoltarea propulsorului însuși.

Posibilitățile de reducere a dimensiunilor sistemului de filtrare cu păstrarea eficienței și caracteristicilor de filtrare în contextul actual sunt:

- medii de filtrare îmbunătățite cu capacități de reținere a prafului ridicate fără a pierde din eficiență, medii cu eficiență sporită
- separarea filtrării aerului de reducerea zgomotului la admisie în carcase diferite, prin mutarea carcasei de reducere a zgomotului într-o locație potrivită
- optimizarea curgerii în interiorul carcasei prin uniformizarea distribuției vitezelor de curgere pe elementul filtrant ceea ce duce implicit la eficientizarea procesului de reținere a particulelor (Fig. 5.2.1.)

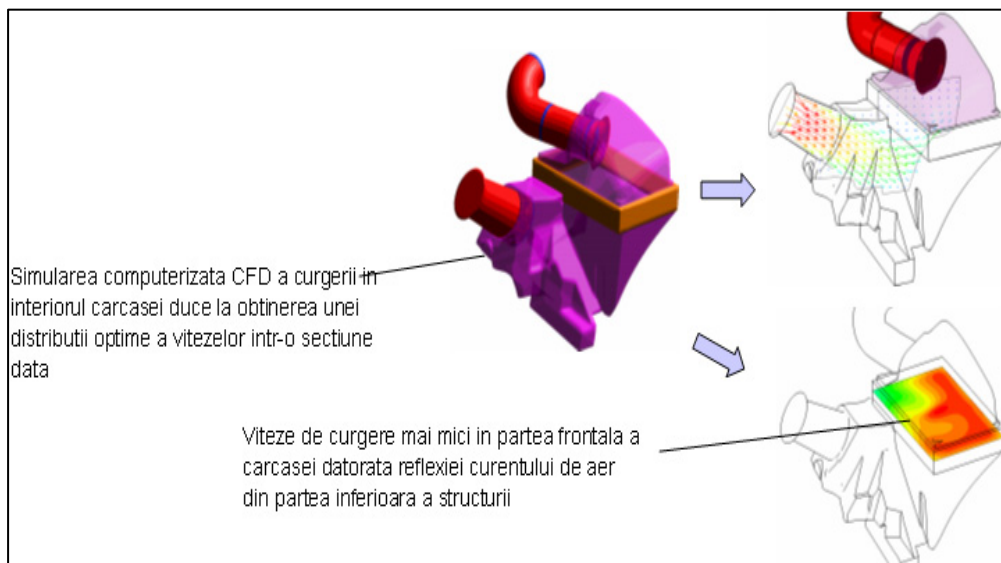


Fig. 5.2.1. Optimizarea CFD a curgerii în interiorul sistemului de filtrare [119]

În continuare se vor prezenta câteva soluții constructive care integrează criteriile expuse mai sus pentru o folosire optimă a spațiului fără pierderea caracteristicilor de filtrare. În marea majoritate a construcțiilor actuale, sistemul de filtrare este compus din traseul de admisie a aerului nefiltrat, carcasa superioară, carcasa inferioară, element filtrant și traseu aer filtrat către galeria de admisie.

În ceea ce privește elementul filtrant, acesta poate fi plat sau cilindric (Fig. 5.2.2.), majoritatea sistemelor actuale având însă elemente plate, care vor fi prezente în construcțiile prezentate în continuare.

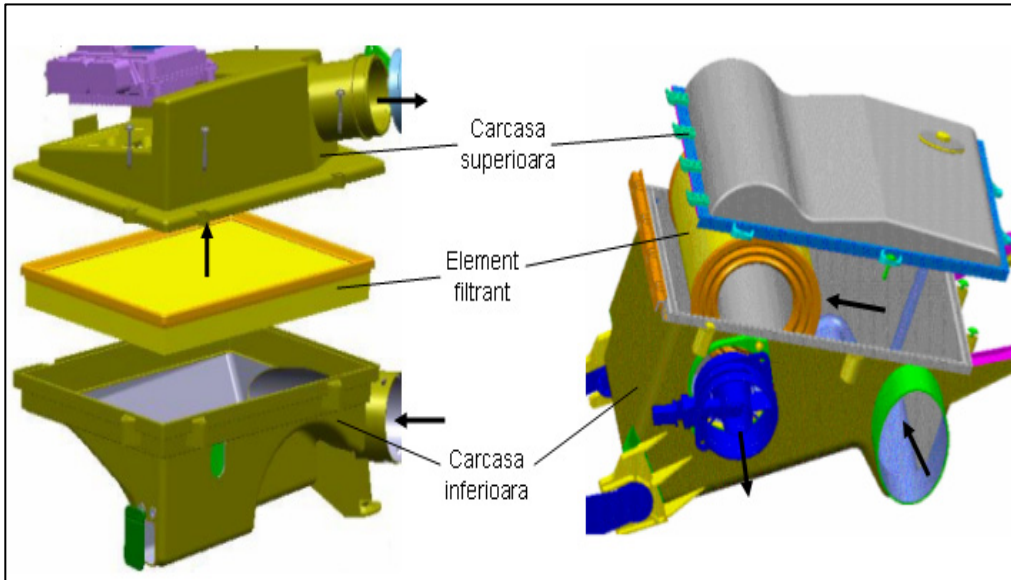


Fig. 5.2.2. Construcția sistemului de filtrare cu element filtrant plat sau cilindric

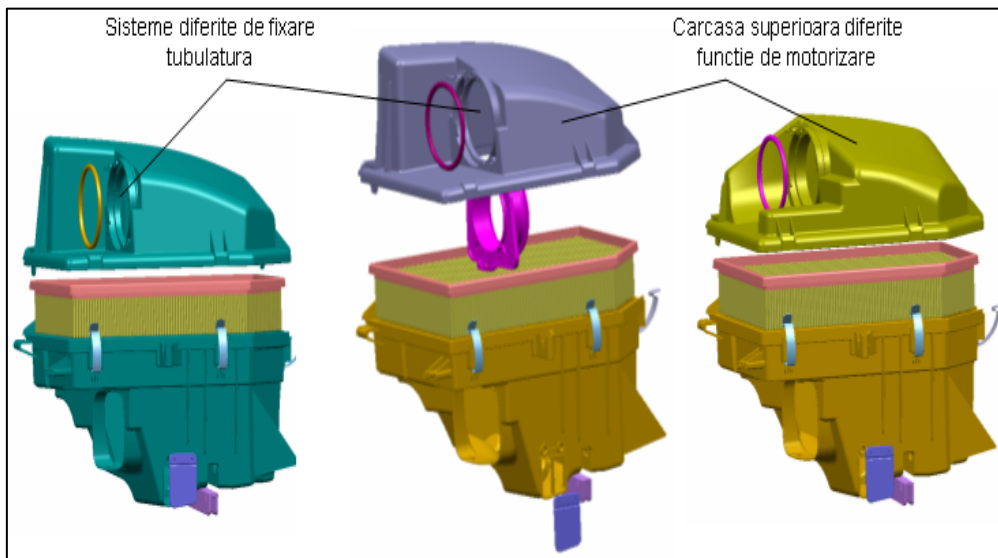


Fig. 5.2.3. Folosirea elementelor comune carcasei pentru a reduce costurile

Pentru a scădea costurile de producție se recurge la re folosirea elementelor carcasei la mai multe tipuri de motorizări. Astfel, carcasa inferioară și dimensiunile elementului filtrant rămân aceleași, în timp ce carcasa superioară se modifică în funcție de motorul echipat (Fig. 5.2.3.).

Integrarea rezonatorului în carcasa superioară se poate urmări în Fig. 5.2.4.. Soluția economisește spațiu prin construirea compactă a rezonatorului ca parte integrantă a sistemului de filtrare.

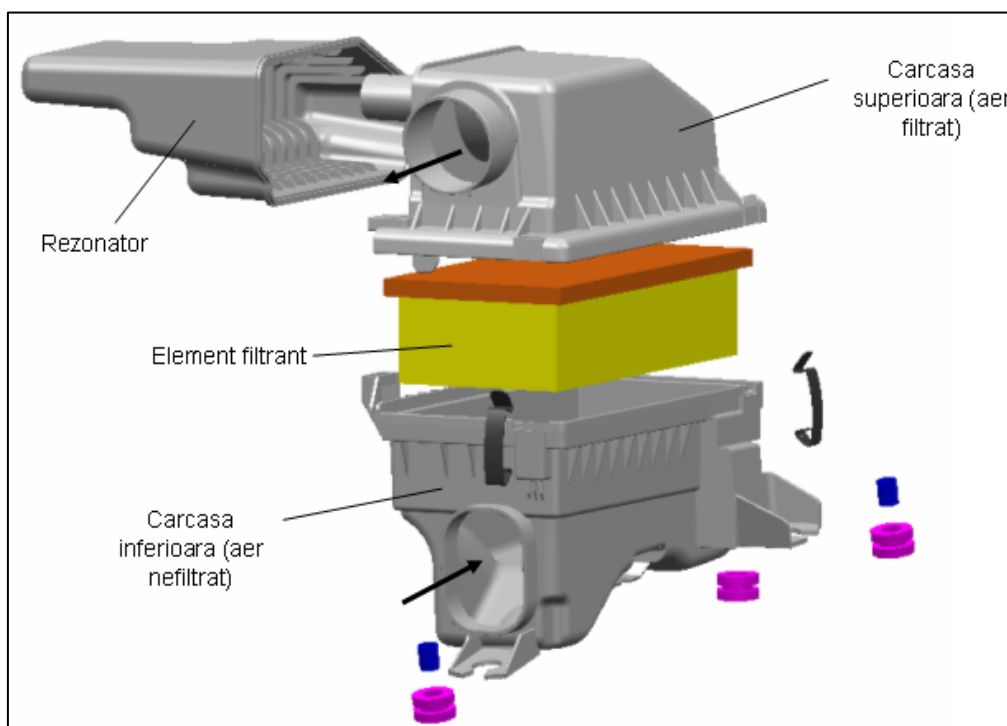


Fig. 5.2.4. Integrarea rezonatorului în construcția sistemului de filtrare

Pentru a optimiza în continuare construcția sistemului de filtrare, constructorii auto au integrat în acesta un alt element comun colectorului de admisie și anume debitmetrul de aer, precum și unitatea de control a motorului (ECU), care este astfel racită de aerul filtrat, imediat după elementul filtrant (Fig. 5.2.5.).

În ceea ce privește elementul filtrant, care este piesa de bază a întregului ansamblu, acesta poate avea la rândul lui diferite forme și soluții constructive.

Pliurile se pot asigura cu adeziv pentru a păstra tot timpul distanța între ele constantă, optimizând astfel curgerea aerului (Fig. 5.2.6.).



Firma Mahle a brevetat un tip nou de element filtrant și anume Symmetrix , element în care curgerea aerului se face axial datorită mediului filtrant dispus în formă de spirală. Această soluție constructivă economisește foarte mult spațiu oferind o suprafață filtrantă maximă în raport cu dimensiunile exterioare (imaginea alăturată) [113].

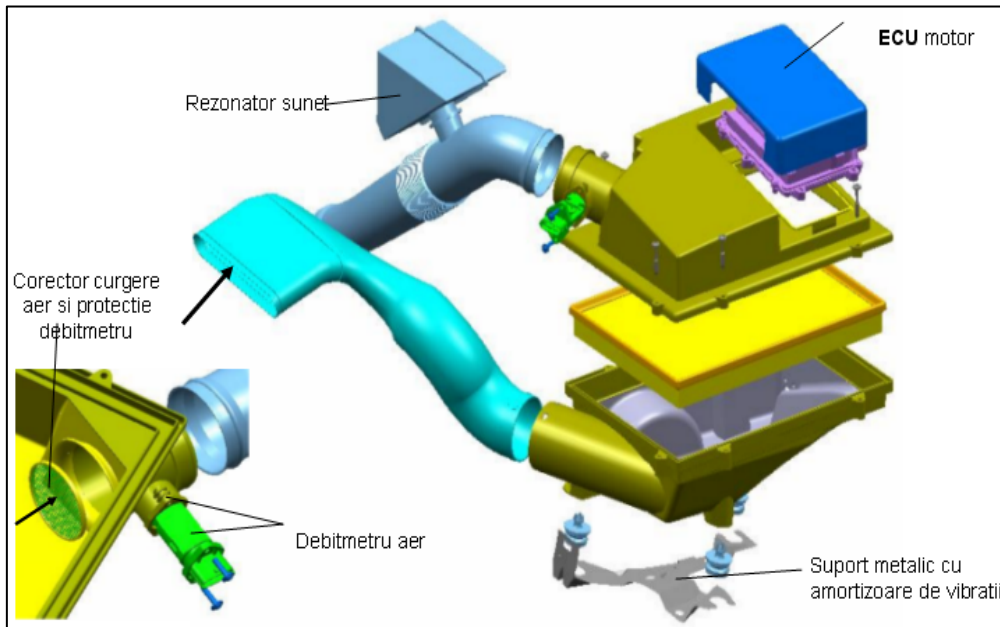


Fig. 5.2.5. Sistem de admisie cu ECU motor și debitmetru integrate

5.3. Influența factorilor externi asupra performanțelor sistemului de filtrare și măsuri de contracarare a acestora

O serie de factori externi pot modifica performanțele sistemului de filtrare a aerului, în direcția alterării acestora datorită acțiunii corozive sau a depunerilor din traseul de admisie, cum ar fi temperatura, particulele corozive sau abrazive din praf, vapori ai diferitelor substanțe cu acțiune chimică agresivă (combustibili, uleiuri, etc.).

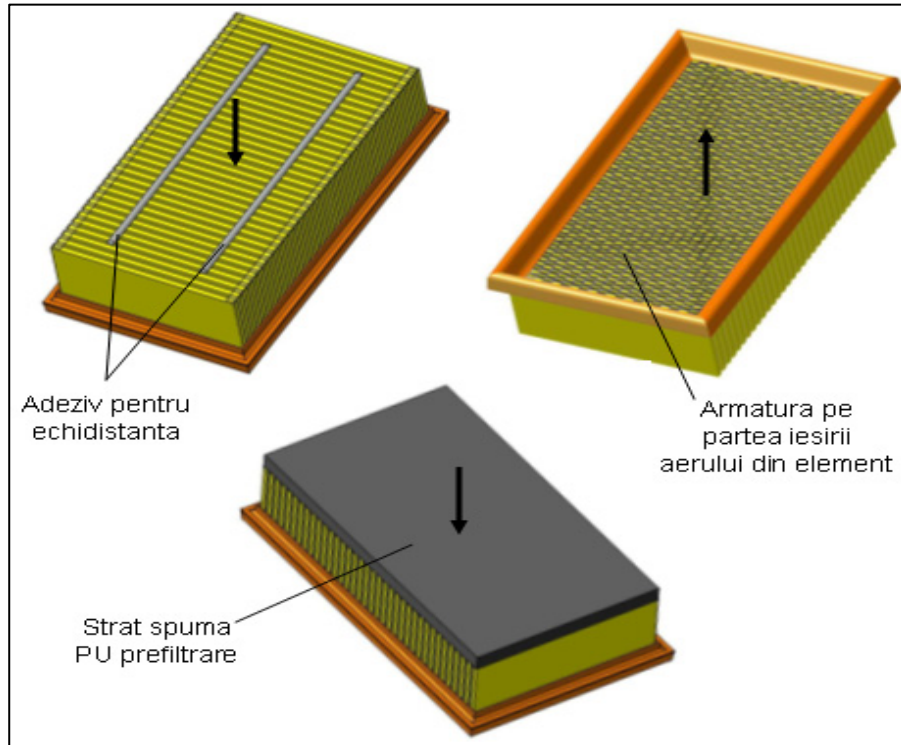


Fig. 5.2.6. Construcția elementelor de aer de tip plat [104]

Însa factorul cu cea mai evidentă influență asupra elementului filtrant și a celorlalte componente este apa, în toate formele de agregare ale acesteia. Vaporii de apă acționează asupra materialului filtrant ajungând până la distrugerea acestuia, zăpada depusă poate obtura complet traseul de admisie. Debitmetrul de aer este influențat la rândul lui de vaporii de apă, rezultatul fiind un semnal eronat trimis unității centrale ECU.

Efectele negative ale vaporilor de apă asupra elementului filtrant pot fi urmărite în Fig. 5.3.1..

Astfel, apa acționează la început prin absorbția vaporilor în materialul filtrant, scăzând performanțele acestuia (2), destabilizând forma pliurilor și îngreunând circulația aerului prin element. În continuare, apa împreună cu praful din atmosferă formează un compus care aderă la suprafața filtrului și care este aproape impermeabil pentru aer (3). Efectul este distrugerea structurii pliurilor și în final a elementului (4), datorită diferenței de presiune care devine prea mare pentru rezistența acestuia.

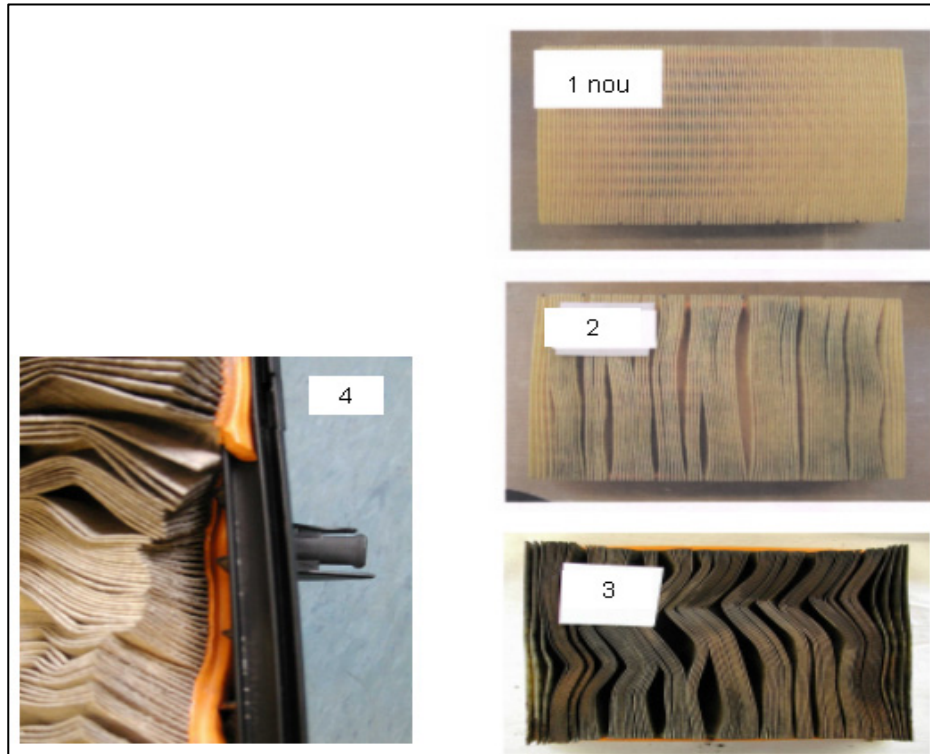


Fig. 5.3.1. Efectele acțiunii apei și a vaporilor de apă asupra elementului filtrant

Efectul apei asupra debitmetrului de aer se poate urmări în Fig. 5.3.2.. Datorită impurităților care aderă la suprafața acestuia semnalul trimis ECU va fi incorect rezultând dozarea greșită a amestecului carburant.

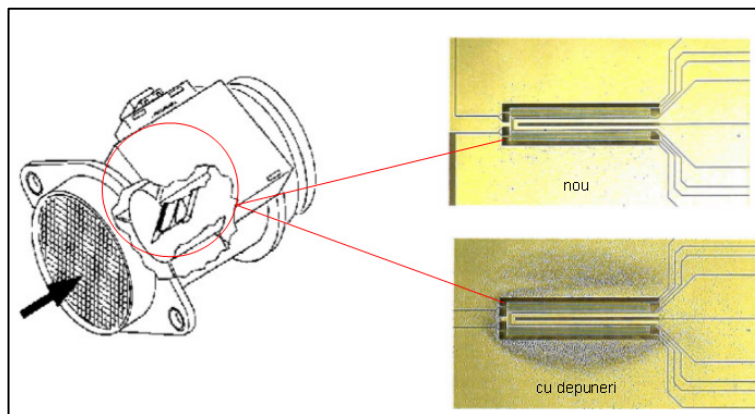


Fig. 5.3.2. Influența vaporilor de apă și a impurităților asupra debitmetrului de aer [111]

Măsurile constructive care se iau pentru a preveni efectele apei și a vaporilor apei asupra sistemului de filtrare sunt:

- protecție a deschiderii de admisie cu capac sau labirint
- ciclon axial în traseul aerului nefiltrat
- separarea apei prin forma traseului
- intrare tangențială în carcasa elementului filtrant în cazul elementelor cilindrice
- scurgerea apei acumulate în carcasa sistemului filtrant

Forma deschiderii traseului de admisie poate fi optimizată pe un banc de teste prin crearea artificială a stropirii cu apă. Soluții constructive pot fi urmărite în Fig. 5.3.3.. Pentru a separa stropii de apă pe traseul aerului nefiltrat se poate crea un ciclon axial din construcția galeriei.

Pentru optimizarea formei constructive se apelează la simulări CFD care permit vizualizarea vitezelor de curgere a aerului (Fig. 5.3.4.). Amestecul de aer cu apă va primi o mișcare de rotație, stropii de apă sedimentând astfel pe pereții traseului datorită inerției mai mari, fiind transportată mai departe de curentul de aer spre un canal de drenaj.



Fig. 5.3.3. Soluții constructive ale deschiderii canalului de admisie pentru separarea picăturilor de apă înainte de intrarea în galerie

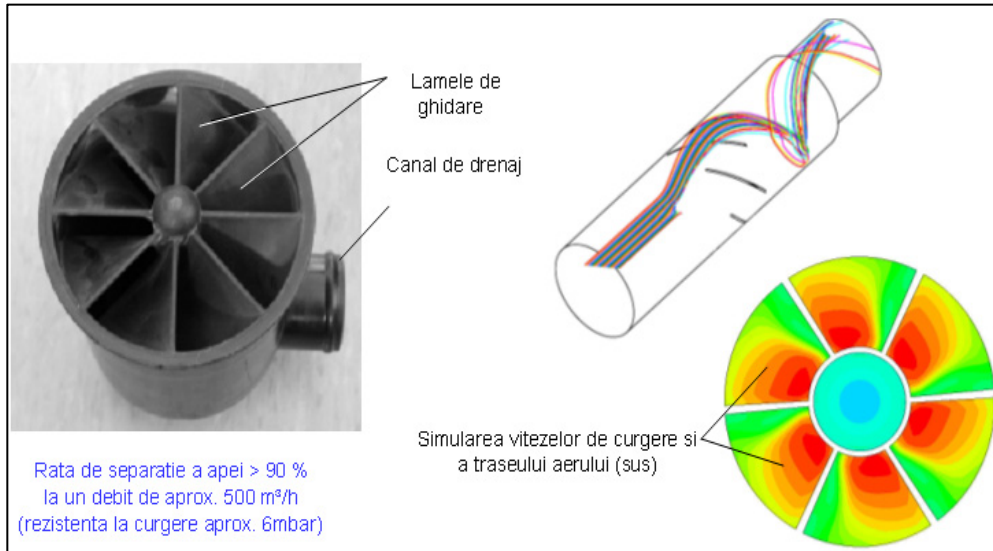


Fig. 5.3.4. Separarea apei prin efect de ciclon, construcție și simulare CFD a vitezelor respectiv a traseului de curgere a aerului în interiorul galeriei

Curburile și deviațiile existente în traseul de admisie datorită constrângerilor constructive pot fi folosite pentru separarea apei folosind inerția picăturilor de apă. În interiorul galeriei excentricitatea și razele de curbura au influența asupra căderii de presiune, mărimea deschiderii pentru separarea apei influențează direct cantitatea de apă separată. Un exemplu de studiu al situației descrise mai sus se poate urmări în Fig. 5.3.5.

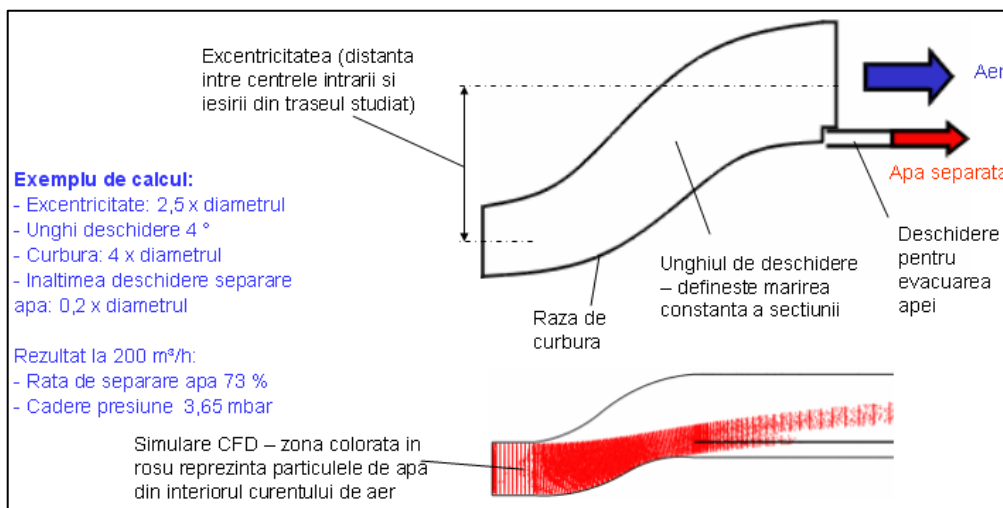


Fig. 5.3.5. Studiul separării apei din aerul admis prin folosirea curburii traseului și a unui prag pentru separare [108]

Un alt exemplu de separare a apei prin integrarea separatorului în carcasa inferioară, împreună cu rezultatele obținute se poate urmări în Fig. 5.3.6.. Tabelul 5.3. prezintă valorile optime obținute respectând compromisul dintre rata de separație și căderea de presiune.

O altă modalitate de separare a apei se poate face folosind principiul mișcării circulare imprimată de curgerea tangențială pe un prag de forma cilindrică. Rezultatele și simularea curgerii se pot urmări în Fig. 5.3.7.

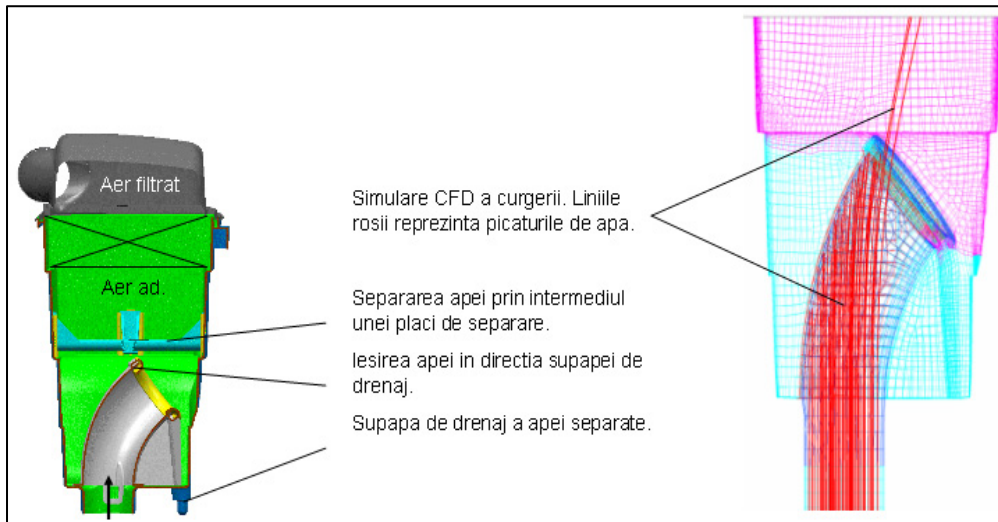


Fig. 5.3.6. Soluție constructivă de separare a apei integrată în carcasa inferioară

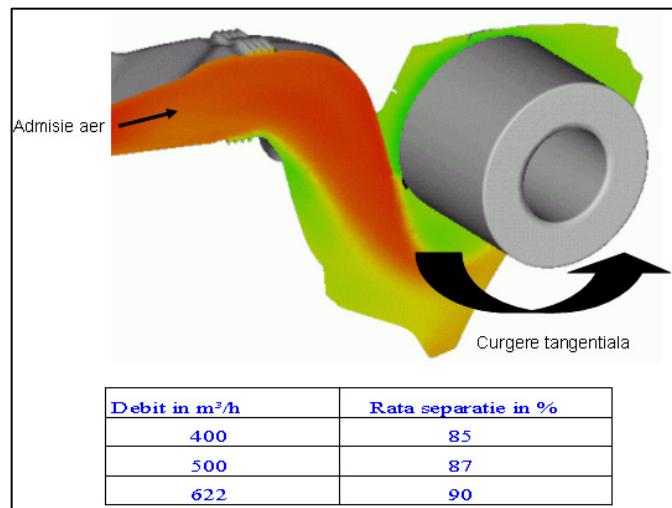


Fig. 5.3.7. Separarea apei prin curgere tangențială pe un prag cilindric

Picaturile de apă sedimentează tot datorită inerției mai mari decât a aerului care este transferat prin mișcare circulară în jurul pragului cilindric. Rata de separare a apei crește direct proporțional cu viteza de curgere a aerului.

Tabelul 5.3. Valori obținute pentru sistemele de separare a apei

Debit aer în m ³ /h	Rata de separare a apei cu și fără sistem de separare %	Rezistența la curgere în mbar cu și fără sistem de separare
200	0 63	7,5 13,5
260	0 71	11,5 20,3
350	0 68	18,9 32,0

În concluzie, este clar că efectele nedorite ale factorilor externi pot fi contracarate sau ameliorate prin soluții constructive la a căror optimizare se folosesc în prezent simulări CFD pentru a studia mai multe posibilități fără a investi în construcția efectivă decât când se alege varianta cea mai potrivită.

Acest proces trebuie însă să găsească o soluție de compromis între valorile ratei de separație și valoarea căderii de presiune pentru a nu influența negativ performanțele m.a.i. prin reducerea volumului de aer admis.

5.4. Studiul curgerii aerului în carcasa filtrului de aer a unui m.a.s. în 4 cilindri

Cercetările s-au concentrat pe comportamentul gazodinamic al carcasei filtrului de aer a unui motor în patru cilindri cu aprindere prin scânteie. Fig. 5.4.1. prezintă sistemul de filtrare analizat, iar în Tabelul 5.4. sunt date principalele caracteristici relative ale motorului.

S-a folosit o analiză numerică cu discretizarea sistemului de filtrare cu volume finite prin utilizarea programului Fluent. Se pot utiliza mai multe procesoare pentru a calcula fâșii mari de suprafață discretizată. Programul utilizează fâșii structurate, nestructurate și hibride [119].

Au fost analizate trei configurații ale sistemului de filtrare pentru a evalua influența principalelor componente asupra distribuției de viteze: carcasa, filtrul de aer și tubulatura admisiei. Cele trei cazuri studiate sunt prezentate în Tabelul 5.5.

La final, valorile numerice au fost comparate cu rezultatele obținute prin măsurare ALD pentru validare modelului de curgere. Mai precis, vitezele au fost măsurate la ieșirea din carcasa filtrului de aer.

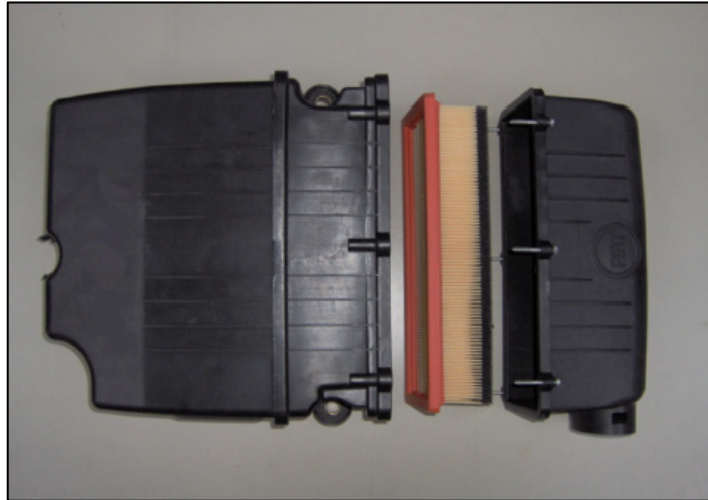


Fig. 5.4.1. Sistemul de filtrare analizat

Fig. 1. Sistemul de filtrare a aeruluiMotor	MAS	
Număr de cilindri	N_c	4
Număr de supape	N_s	8
Cursă / Alezaj	S / D	1.167
Diametru supapă admisie / Alezaj	D_{sa} / D	0.461
Diametru clapetă / Alezaj	D_{ca} / D	0.625
Diametru supapă evacuare / Alezaj	D_{se} / D	0.400

Tabelul 5.4. Caracteristicile motorului

Configurație	Componentă		
	Carcasă	Filtru de aer	Tubulatură
"A"	X		
"B"	X	X	
"C"	X	X	X

Tabelul 5.5. Configurațiile studiate

5.4.1. Aparatura experimentală

Experimentele s-au făcut prin simularea unei curgeri stationare, pe un stand cu o suflantă care alimentează sistemul de admisie al motorului, la o valoare dată de deschidere a supapei. Pe lângă măsurarea debitului masic de aer, aparatura permite determinarea vitezelor locale de curgere prin tehnica ALD. Acest sistem de măsurare cu laser este capabil să determine o singură componentă a vitezei cu o celulă Bragg de modificare a frecvenței.

Sistemul ALD folosește un laser cu Argon ca sursă de lumină (2W în domeniu de lumină verde, cu lungime de undă $\lambda=514.5$ nm) și cabluri cu fibră optică pentru transmiterea și recepționarea luminii.

Mișcarea sondei ALD se obține prin utilizarea unui sistem de deplasare micrometric x-y. Sonda se poate roti în jurul propriei axe și poate fi deplasată pe verticală (axa z). Un procesor de semnal capabil să transforme semnalul inițial prin funcții Fourier este utilizat la analiza semnalului Doppler și asigură eliminarea semnalelor produse de alte particule ce pot fi prezente în volumul de măsurare la momentul desfășurării experimentului. Acest procesor este conectat la un computer pentru a se analiza și înregistra datele. De asemenea, s-a utilizat un generator de abur uzual.

5.4.2. Modelul numeric

Discretizarea ecuațiilor care descriu fenomenul de curgere se bazează pe metoda elementului finit (celula de volum finit). Ecuațiile incompresibile RANS au fost rezolvate model de rezolvare stabil segregat.

Problema s-a rezolvat prin utilizarea modelului k- ϵ turbulent, care elimină dezavatajele modelelor k- ϵ tradiționale (tensiunea normală mai mică decât zero; nerespectare inegalității Schwarz) prin adoptarea unei noi formule eddy de calcul a viscozității și o nouă ecuație pentru termenul de disipație ϵ . Pentru reprezentarea curgerii turbulente în apropierea peretelui s-a folosit o lege specifică.

Pentru reducerea difuziei numerice s-a folosit o funcție de precizie de ordinul doi pentru termenii convectivi și ecuațiile care descriu fenomenele. Independența rezultatelor pe grila de discretizare s-a asigurat prin reducerea scării grilei până când nu s-au mai observat modificări majore ale soluțiilor numerice. Convergența a fost verificată prin examinarea degradării termenilor reziduali și prin monitorizarea variațiilor debitului masic la intrare și la ieșirea domeniului calculat ca funcție de numărul iterațiilor. Termenii reziduali s-au definit ca sumă a diferențelor ecuației de conservare discretizată (e.c.d.) pentru o variabilă generală ϕ pe tot domeniul celulelor calculate.

Calculul iterativ a fost oprit atunci când termenii reziduali devin constanți pentru mai multe iterații (de exemplu 100 sau mai multe). De asemenea, s-a impus un procent foarte mic de variație între debitul masic ded la intrare și de la ieșire.

5.4.3. Domeniul de calcul

S-au definit trei domenii de calcul care reproduc exact geometria sistemului de filtrare. Configurația completă este compusă din volumul dinaintea sistemului de filtrare, tubulatura sistemului, carcasa filtrului, filtrul de aer și tubulatura de la ieșirea carcasei.

Geometria 3D extrem de complexă a sistemului nu a permis simplificarea domeniului de calcul astfel încât calculele să fie efectuate mai rapid. Generatorul de meshuri Gambit a fost utilizat pentru a crea grila de calcul.

Algoritmul "Hex Core" s-a utilizat pentru a crea o fâșie hibridă. Aceasta este compusă dintr-o regiune internă cu elemente hexaedrale și dintr-o regiune externă, aproape de perete, cu elemente tetraedrale.

S-au folosit mai multe modele de grilă pentru a obține o soluție independentă față de modelul grilei.

5.4.4. Condiții la limita domeniului de calcul

La partea de intrare s-a folosit presiunea măsurată în cadrul experimentelor. De asemenea, la intrare s-a impus turbulență nulă, deoarece înainte de intrare în sistemul de filtrare curgerea este laminară. La ieșirea din sistem, valoarea presiunii care determină un debit masic egal cu cel obținut prin măsurare, a fost aleasă iterativ pentru configurația "C".

Aceeași valoare s-a utilizat și pentru celelalte configurații. La perete s-a impus condiția ca vitezele să fie nule. Deoarece numărul Mach este mai mic de 0.1, s-au neglijat efectele de compresie, iar pentru densitate s-a folosit de asemenea valoarea obținută experimental.

5.4.5. Investigații experimentale

Măsurătorile cu tehnica ALD s-au executat pe configurația originală a sistemului de filtrare a aerului ("C" în Tabelul 5.4.), cu filtrul de aer și tubulatura montate. Pentru efectuarea experimentelor s-au practicat găuri pentru acces optic în sistemul de filtrare. Măsurătorile au fost executate pentru un debit masic de aer stabilit și cu clapeta de accelerație deschisă la maxim. Datele s-au colectat la ieșirea din sistemul de filtrare, în planul orizontal de simetrie al filtrului de aer ($z=0$) în 28 de puncte de măsurare definite (Fig. 5.4.2.).

La fiecare punct de măsurare s-au înregistrat două componente ale vitezei (pe direcțiile x și y). Pentru verificare s-a înregistrat o componentă oarecare a vitezei care a fost comparată cu valoarea obținută prin calcul pe baza valorilor măsurate anterior pe x și y , cu o bună concordanță.

Pentru fiecare componentă s-au înregistrat 10 000 de valori pentru fiecare componentă a vitezei. Măsurătorile au fost făcute cu o frecvență medie între 0.1-0.3 kHz cu un procentaj de 70-95 % date utilizabile. Gradul de incertitudine al măsurătorilor cu tehnica ALD a fost sub 2.2 % și s-a datorat în principal reglării sistemului electronic.

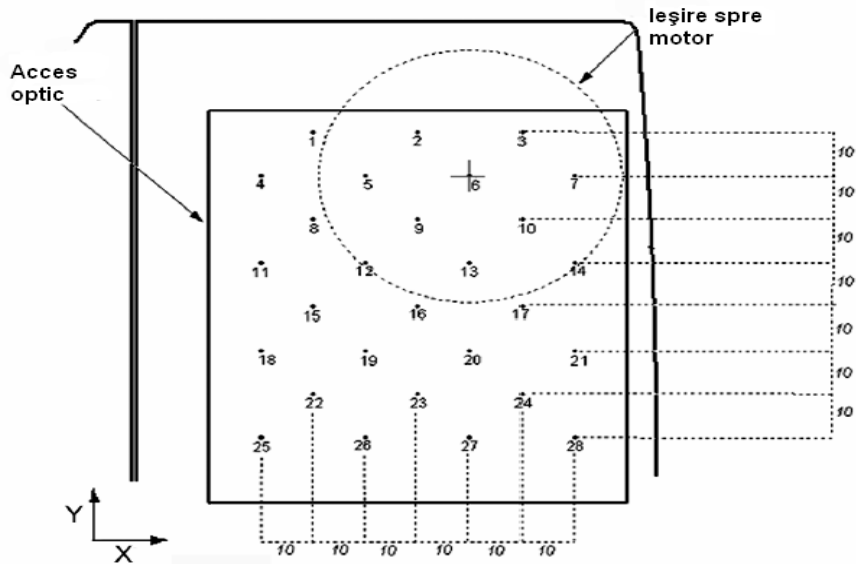


Fig. 5.4.2. Puncte de măsurare cu ALD. Distanțe date în mm

5.4.6. Rezultate obținute

În Tabelul 5.6. sunt prezentate rezultatele pentru debitul masic calculat pentru cele trei configurații la același nivel de presiune. Se observă clar influența celor trei componente ale sistemului de filtrare asupra debitului de aer la intrare. Diferențele relative sunt de cel mult 3.2 %.

Evident, cea mai mică rezistență la trecerea aerului s-a înregistrat la configurația fără filtru. Totodată, din studiul configurațiilor "B" și "C" reiese efectul pozitiv pe care îl are tubulatura sistemului de admisie asupra eficienței volumice.

Configurația	m [kg/s]	$\Delta m/m$ [%]
"A"	0.0482	2.45
"B"	0.0455	-3.12
"C"	0.0470 ¹	-

Tabelul 5.6. Debitul masic de aer și diferențele relative pentru cele trei configurații

¹ Valoarea obținută la studiul experimental este considerată ca nivel de referință pentru debitul masic

Pentru un studiu mai amănunțit al importanței diferitelor componente ale sistemului de filtrare, s-a examinat și câmpul de viteze al curgerii aerului în carcasa filtrului. În fig. 5.4.3 este reprezentat câmpul de viteze CFD în planul de măsurare ($z=0$) pentru cele trei configurații analizate.

La partea de intrare a carcasei filtrului curgerea este sub forma unui jet. Atunci când filtrul lipsește acest jet produce o zonă cu turbulență în mijlocul sistemului de filtrare. Prezența filtrului produce câmpuri de viteze asemănătoare, elimină turbulența din mijloc și are ca rezultat o curgere mai organizată. În plus, tubulatura reduce împrăștierea jetului la intrarea în carcasă și orientează curgerea spre ieșire.

Această comparație subliniază importanța tubulaturii și confirmă faptul că sistemul cu configurația completă are eficiența volumică mai mare, cum se poate observa și în Tabelul 5.5. De fapt, pentru funcționarea carcasei filtrului de aer la parametrii optimi este necesară o distribuție uniformă a diferenței de presiune.

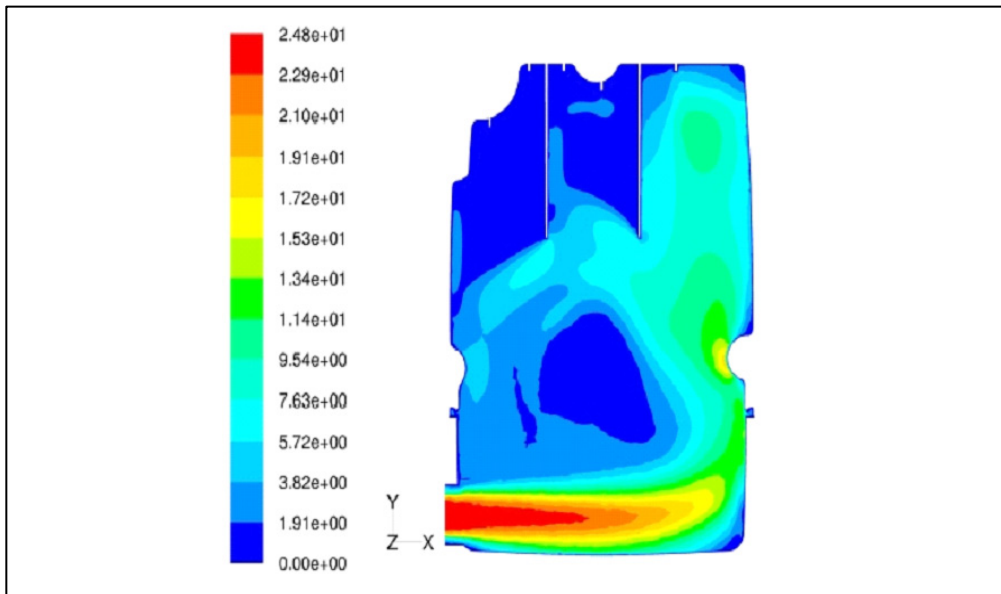


Fig. 5.4.3. Reprezentarea câmpului de viteze CFD în planul de măsurare

Fig. 5.4.4. prezintă comparația între valorile obținute prin simulare și cele experimentale din punct de vedere al valorilor vitezelor. Datele fac referire la ieșirea din carcasă în planul $z=0$. Se observă o bună concordanță între cele două seturi de valori, cu grafice similare.

O concordanță foarte bună este evidentă în zonele unde curgerea este organizată. Diferențe notabile se înregistrează în punctele unde sunt prezente turbioane (Fig. 5.4.5.). Cu toate acestea, poziția și dimensiunile zonelor cu recircularea aerului sunt bine reproduse de simulare.

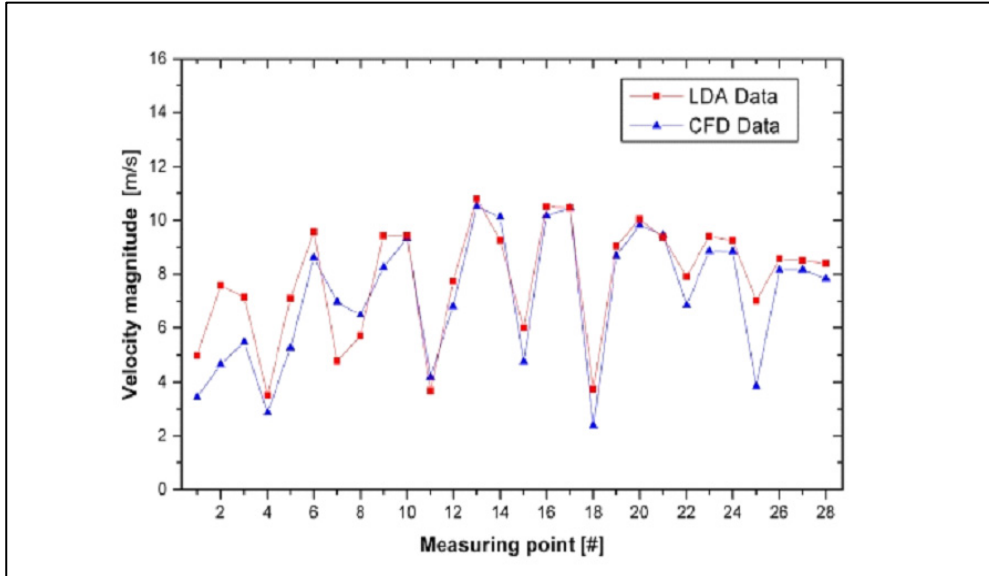


Fig. 5.4.4. Comparația între valorile obținute prin simulare și cele experimentale

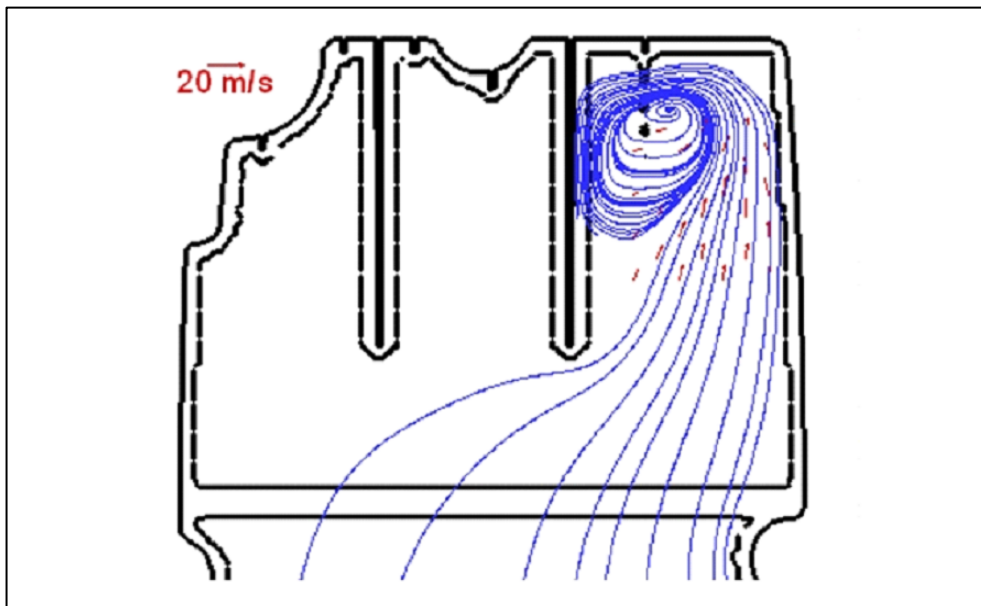


Fig. 5.4.5. Reprezentarea punctelor unde sunt prezente turbioane

5.4.7. Concluzii

S-a studiat curgerea aerului în interiorul carcasei filtrului unui automobil folosind un program de simulare CFD (Computational Fluid Dynamics). S-a urmărit în special influența principalelor componente ale sistemului de filtrare. Pentru aceasta, au fost studiate trei configurații, studiu în urma căruia a rezultat influența importantă a filtrului de aer asupra performanțelor gazo-dinamice ale sistemului. Evident, cea mai scăzută rezistență la înaintare s-a înregistrat în configurația fără filtru de aer. De asemenea, s-a observat o creștere a eficienței volumetrice prin adăugarea tubulaturii de admisie.

În interiorul carcasei filtrului s-a observat o curgere sub formă de jet. Fără filtru, acest jet produce o zonă cu turbulențe de mari dimensiuni. În prezența filtrului de aer se evidențiază două zone de curgere, este eliminată zona cu turbulență și curgerea este mai organizată la ieșirea din sistem. În plus, la adăugarea tubulaturii se reduce difuzia jetului în partea de intrare a carcasei, iar distribuția câmpului de presiuni este mai uniformă. Compararea între datele obținute prin simulare și cele măsurate experimental pentru valorile de viteze sunt a relevat o bună concordanță. În special, zona cu turbulență din apropierea ieșirii din carcasă a fost bine simulată atât în privința poziției cât și a mărimii.

6. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND INFLUENȚA CARACTERISTICILOR SISTEMULUI DE FILTRARE A AERULUI ȘI A NATURII COMBUSTIBILULUI ASUPRA PERFORMANȚELOR ENERGETICE ȘI DE POLUARE ALE UNUI M.A.S. CU INECȚIE DE COMBUSTIBIL

Măsurătorile experimentale au fost efectuate pe un autoturism Opel Omega, echipat cu un m.a.s. alimentat cu sistem de inecție multipunct Bosch Motronic. Pentru a asigura condiții cât mai apropiate de funcționarea motorului în condiții reale, au fost păstrate toate sistemele auxiliare existente pe autoturism, iar măsurătorile de putere au fost efectuate pe un stand dinamic cu role.

La studiul comportării motorului în cazul modificării caracteristicilor elementelor filtrante, s-a urmărit influența suprafeței de filtrare și a finetei mediului filtrant, fără a interveni asupra unității electronice de comandă sau asupra altor module de control ale sistemului de alimentare cu combustibil. La montarea senzorilor aferenți aparaturii de măsură s-a urmărit influențarea cât mai puțin posibil a caracteristicilor traseului de admisie.

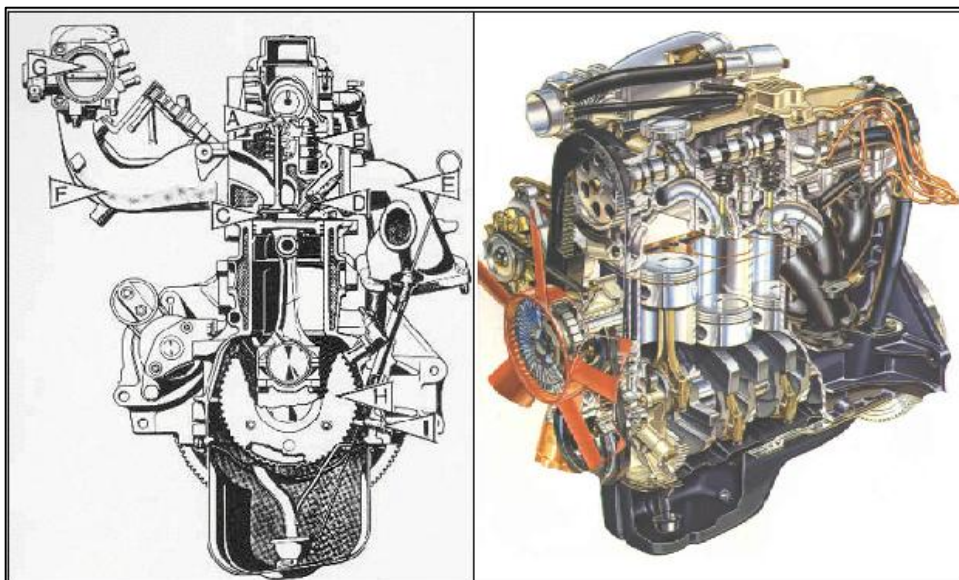


Fig. 6.1.1. Motorul Opel C20NE [110]

Măsurătorile pentru determinarea gradului de poluare s-au făcut fără demontarea convertorului catalitic, astfel ca studiul influențelor asupra emisiilor de noxe să fie cât mai apropiat de situația reală în care autoturismul rulează pe șosea.

Caracteristicile motorului (Tabelul 6.1) și ale sistemului de alimentare fac posibil un studiu experimental complex al influenței stării amestecului asupra performanțelor și nivelului de poluare ale unui m.a.s. cu admisie normală și injecție în poarta supapei.

6.1. Prezentarea standului experimental

Componenta principală a standului experimental este constituită de motorul Opel C20NE care echipează autoturismul tip Omega A. Pe sistemul de admisie al motorului s-a montat un termocuplu K pentru măsurarea temperaturii amestecului. Turația, timpul de deschidere a injectoarelor, tensiunea dată de debitmetrul de aer, și cea de la sonda de oxigen, precum și avansul la declanșarea scânteii s-au înregistrat prin intermediul programului de diagnostică auto Opel Scanner.

Consumul de combustibil și coeficientul de dozaj al aerului au fost determinate pe baza acestor date preluate din sistemul de diagnosticare al autoturismului. Pentru măsurarea puterii efective a motorului s-a utilizat un stand dinamic cu role marca MAHA, tip LPS 3000. Gradul de poluare a fost determinat cu un analizor de gaze AVL 4000 care poate măsura concentrația gazelor CO_2 , CO , NO_x , HC și O_2 pe lângă posibilitatea determinării coeficientului excesului de aer λ . Caracteristica de cuplu și putere a motorului C20NE se poate urmări în Fig. 6.1.2..

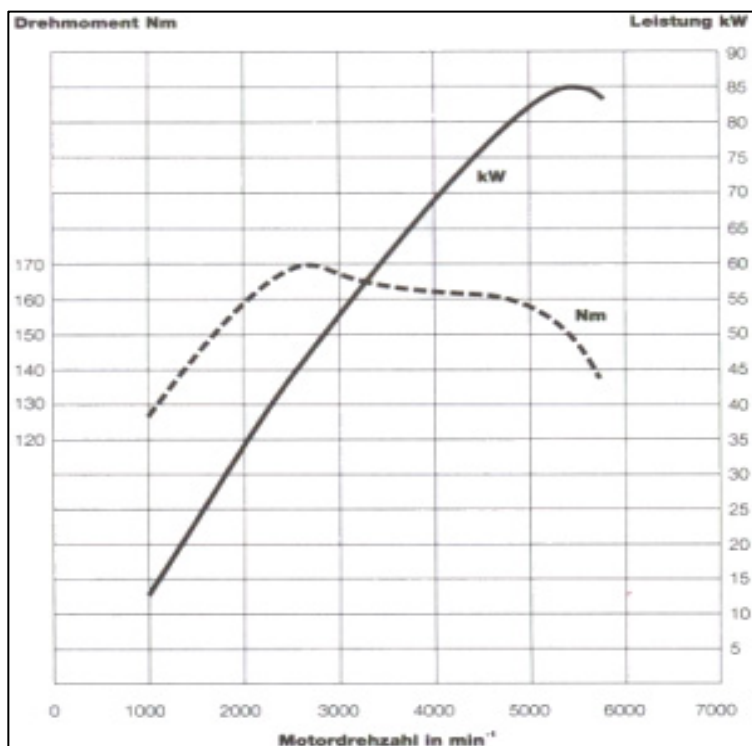


Fig. 6.1.2. Caracteristica de cuplu și putere a motorului C20NE [110]

Tabelul 6.1 Caracteristicile motorului C20NE[110]

Putere maximă [kW]	Moment maxim [Nm]		Cilindree [cm³]		Alezaj x Cursă [mm]		Raport de comprimare
85 la 5200 rot/min*	170 la 2600 rot/min		1998		86x86		9,2
Turație maximă [rot/min]	Alimentare		Presiune combustibil [bar]		Ordine de aprindere		Control poluare
6400	Injectie Bosch Motronic 1.5		2,5-3 în rampa injectoarelor		1-3-4-2		Sondă de oxigen Convertor catalitic
Distribuție	Dimensiuni supape [mm]		Avans la deschidere [°RAC]		Întârziere la închidere [°RAC]		Înălțimea maximă de ridicare [mm]
1 ax cu came în capul pistonului	AD	EV	AD	EV	AD	EV	6,67
	41,8	36,5	23	60	71	35	

6.1.1. Sistemul de injecție Bosch Motronic de pe motorul C20NE

Motorul C20NE face parte dintr-o familie de motoare cu patru cilindri în linie dezvoltate în anii 1970 pentru a echipa autoturismele Opel Ascona B și Kadett D. Performanțele propulsoarelor a crescut prin adoptarea sistemelor de injecție de benzină, iar blocul motor a suferit modificări multiple, alături de sistemele de alimentare și distribuție.

Autoturismul pe care s-au efectuat măsurătorile este echipat cu un motor Opel C20NE cu un sistem de alimentare prin injecție în poarta supapei Bosch Motronic tip 1.5. Acest sistem de injecție este prezentat pe larg în capitolul 2.

6.2. Instrumente de măsură

6.2.1. Standul de măsurare a puterii efective

La măsurătorile pentru determinarea puterii efective s-a utilizat un stand dinamic cu role MAHA LPS 3000. Standul este compus din interfața pentru utilizator, telecomandă și elementul cel mai important, setul de role cuplate la frâna cu curenți eddy. În funcție de versiune, pe acest stand se pot măsura puteri de până la 260 kW și chiar 520 kW, cu o viteză maximă de rulare de 250 km/h, pentru autovehicule

echipate atât cu motoare cu aprindere prin scânteie cât și motoare cu aprindere prin comprimare.

Ca și module opționale, se poate instala un ventilator care să simuleze curgerea aerului pe lângă autoturism și un modul care monitorizează condițiile de presiune, temperatură și umiditate relativă a mediului ambiant. Turația motorului s-a măsurat pe baza calibrării aparatului cu rulare în treapta a patra a cutiei de viteze. Caracteristicile standului se pot urmări în Tabelul 6.2.

Pe lângă măsurarea puterii efective a motorului, la sarcină plină, standul permite efectuarea de măsurători în diferite condiții de viteză constantă sau tracțiune constantă. La măsurătorile efectuate pentru determinarea gradului de poluare s-a utilizat un asemenea program de rulare la viteză constantă, pentru valori ale vitezei de 50 și 100 km/h. Datorită posibilității de a simula rulare pe șosea, inclusiv în privința debitului de aer care curge în jurul autovehiculului, standul permite efectuarea de măsurători foarte apropiate de situația reală.

Tabelul 6.2. Caracteristicile standului MAHA LPS 3000 [101]

Sarcina maximă pe axă [kg]	Diametrul roților [mm]	Distanța dintre role pe axă [mm]	Domeniu de turație [rot/min]
2500	318	540	0.. 10000
Puterea maximă la roată [kW]	Viteza maximă la roată [km/h]	Forța de tracțiune maximă la roată [kN]	Precizie [%]
260	250	6	±2 din valoarea măsurată

6.2.2. Analizorul de gaze

Pentru determinarea gradului de poluare în diferite condiții de funcționare ale motorului, respectiv la alimentarea cu amestec benzină-izopropanol 50%-50%, s-a utilizat un analizor de gaze AVL DiCom 4000 (Fig. 6.2.1.) capabil să măsoare concentrația de dioxid de carbon (CO₂), monoxid de carbon (CO), hidrocarburi nearse (HC), oxizi de azot (NO_x), precum și concentrația de oxigen (O₂) în gazele de evacuare.

Pe baza valorilor măsurate pentru concentrațiile speciilor de gaze amintite, analizorul calculează coeficientul excesului de aer. Deși nu asigură precizia necesară pentru determinarea gradului de poluare conform normelor de poluare cu rulare pe ciclul european de încercare, principiile de măsurare a concentrației speciilor chimice în fluxul gazelor de evacuare sunt conform metodelor de referință, iar pentru scopul temei propuse în lucrare, aparatul utilizat permite enunțarea unor concluzii valabile.

Un aspect important avut în vedere a fost natura diferită a izopropanolului comparativ cu benzina. Totuși, în privința compoziției gazelor de evacuare benzina și acest alcool nu sunt combustibili foarte diferiți, ceea ce permite efectuare de măsurători corecte.



Fig. 6.2.1. Analizorul de gaze AVL DiCom 4000

Caracteristicile analizorului de gaze AVL DiCom 4000 sunt prezentate în Tabelul 6.3.

Tabelul 6.3. Caracteristicile analizorului de gaze AVL DiCom 4000

Parametru măsurat	Domeniu de măsurare	Rezoluție
CO ₂	0..20 % Vol.	0,1 % Vol.
CO	0..10 % Vol.	0,01 % Vol.
HC	0..20000 ppm Vol.	1 ppm Vol.
NO _x	0..5000 Vol.	1 ppm Vol.
O ₂	0..25 % Vol.	0,01 % Vol.
λ calculat	0..9,999	0,001
Tensiune sondă λ	0..5 V	0,04 V
Turație	250..9990 rot/min	10 rot/min
Temperatură ulei	0..150 °C	1 °C
Senzor poziție PMI	-60.. 10 °RAC	0,1 °RAC
Poziție PMI stroboscop	0..60 °RAC	0,1 °RAC
Unghi Dwell	0..100 %	1 %

Valoarea calculată pentru coeficientul excesului de aer a fost corectă chiar și la concentrația de 50% a alcoolului în amestec cu benzina, aspect verificat prin compararea semnalului furnizat de sonda de oxigen de pe traseul de evacuare al motorului, cu valoarea calculată de analizor. De asemenea, o altă verificare a fost efectuată în zona amestecurilor bogate și pentru amestecuri aproape de raportul stoechiometric, prin calcularea valorii pentru coeficientul excesului de aer cu valorile măsurate ale debitului de aer și ale consumului de combustibil.

6.2.3. Interfața de diagnosticare Opel

O parte din parametrii înregistrați au fost măsurați prin interfața de diagnosticare a autoturismului (Fig. 6.2.2.). Turația și timpul de injecție au fost utilizate pentru calculul consumului instantaneu de combustibil, debitmetrul de aer pentru măsurarea consumului de aer, iar prin împărțirea acestor parametri a fost posibilă determinarea coeficientului de dozaj al aerului. Pentru calcularea consumului de combustibil a fost necesară calibrarea unei legi de variație a dozei injectate în funcție de timpul de injecție. La sarcină plină, când presiunea în colectorul de admisie este mare, timpul de deschidere al injectoarelor are valori mari. Din contră, la mers în gol timpul de deschidere al injectoarelor este mic, ca și presiunea în colectorul de admisie. Doza injectată la sarcină plină și timp mare de deschidere al injectoarelor este cu ~30 % mai mare decât cea injectată la ralanti, datorită ponderii mari pe care durată în care acul injectorului parcurge cursele de deschidere și de închidere o are în timpul total de injecție la sarcini parțiale și mers în gol. De altfel, aceasta reprezintă și una din limitările intervalului de deschidere a injectoarelor.

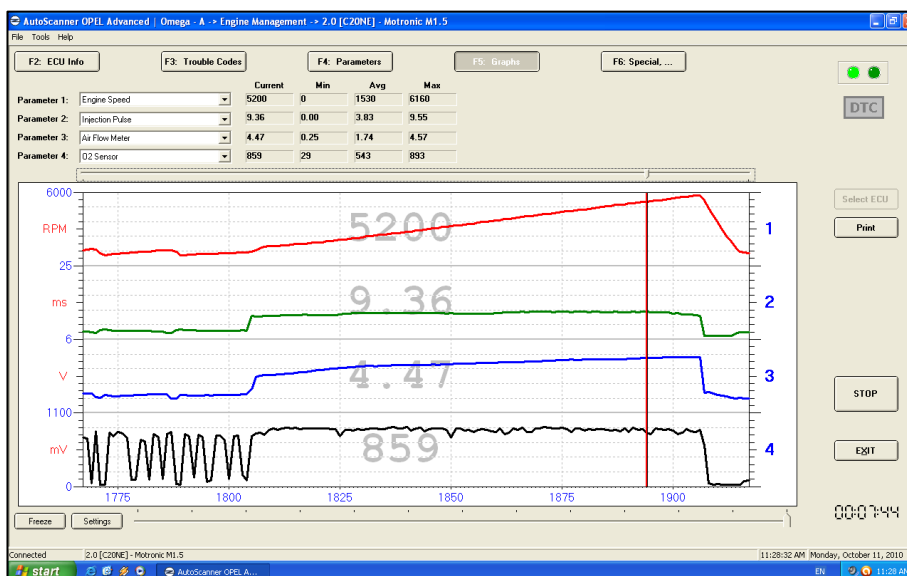


Fig. 6.2.2. Interfața programului de diagnoză Opel pentru funcționarea cu benzină, cu 1 - turație, 2 - timpul de deschidere a injectoarelor, 3 - semnal de la debitmetrul de aer, 4 - semnal de la sonda de oxigen

6.2.4. Măsurarea temperaturilor

Pentru măsurarea temperaturilor s-au utilizat termocupluri de tip K (Tabelul 6.4.), temperatura pereților colectorului de admisie măsurându-se cu termocupluri montate la fiecare extremitate a colectorului, care a fost asemănat cu o grindă încastrată pentru a se determina o temperatură medie a pereților.

Pentru asigurarea unei citiri corecte a temperaturilor, a fost monitorizată temperatura sudurii reci a fiecărui termocuplu, cu ajutorul unui termometru digital de mare precizie și cu răspuns rapid (Tabelul 6.5.). Pentru a asigura viteza de reacție precum și acuratețea datelor, măsurarea temperaturilor s-a făcut în paralel cu achiziția de date (putere, poluare).

Tabelul 6.4. Caracteristicile termocuplei de tip K

Cod	Domeniu de măsurare [°C]	Utilizare / Dimensiuni [mm]	Timp de răspuns [s]	Detalii tehnice
GTF 300-GS	-35..+400	Măsurători rapide în gaze, aer și suprafețe solide / ~1000	~0,3	Două fire izolate cu fibră de sticlă, flexibile, Φ_{ext} 0,2 mm

Tabelul 6.5. Caracteristicile termometrului digital

Cod	Domeniu de măsurare [°C]	Utilizare / Rezoluție	Frecvența de citire [măs/s]	Precizie
GTH 1170	-65..+1150	Măsurători rapide în gaze, aer, lichide și suprafețe solide / 0,1 °C	~3	±0,05 % pentru -65.. 199,9 °C

6.3. Elementele filtrante si combustibilul alternativ folosite

6.3.1. Elementele filtrante

Pentru modificarea caracteristicilor elementului filtrant s-au folosit elemente filtrante similare cu cel original Opel, construite din materiale filtrante diferite si cu suprafete de filtrare diferite. Astfel, s-au variat parametrii mediului filtrant si anume finețea de filtrare și suprafața de filtrare, ceea ce duce implicit la căderi de presiune diferite pe traseul de admisie dintre carcasa filtrului și poarta supapei de admisie. În tabelul 6.6. se pot urmări parametrii elementelor filtrante folosite.

Tabelul 6.6. Caracteristicile elementelor filtrante

Element	Mediu filtrare	Suprafața filtranta [mp]	Permeabilitate [l/m ² s] la dp=200Pa	Marime pori [μm]
<i>C20NE (original)</i>	<i>Celuloza (X13)</i>	0.8	260	21
EF01	Celuloza + Epoxid T1	0.6	860	60
EF02	Celuloza + Epoxid T1	1.2	860	60
EF03	Celuloza + Epoxid T2	0.6	260	35
EF04	Celuloza + Epoxid T2	0.8	260	35
EF05	Celuloza + Epoxid T2	1.2	260	35

În figura 6.3.1. se poate urmări variația permeabilității mediilor filtrante folosite, în funcție de debitul de aer admis in motor.

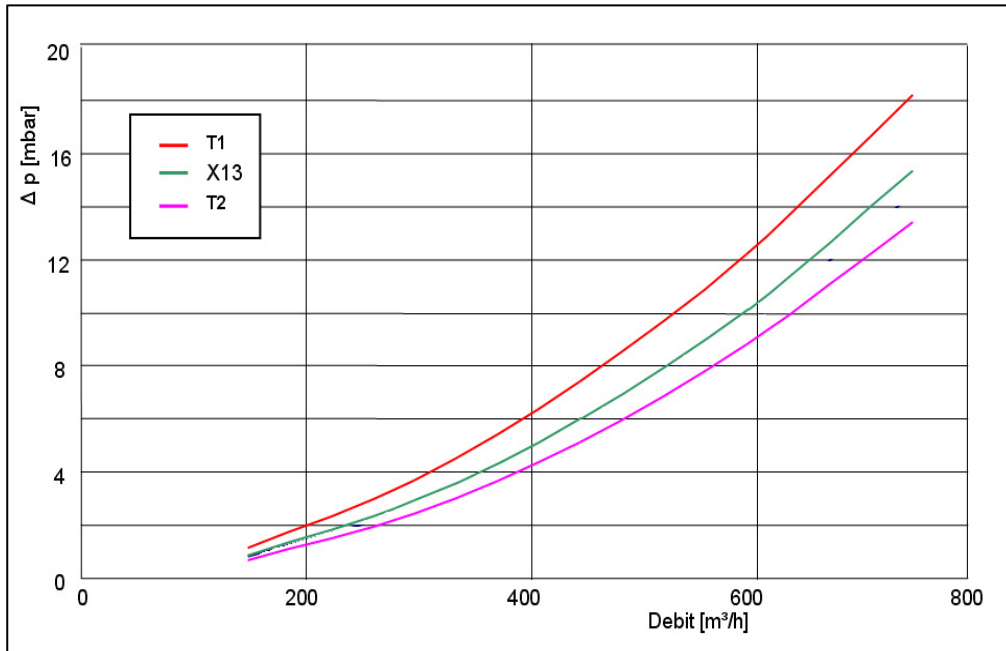


Fig. 6.3.1. Variația permeabilității mediilor de filtrare folosite

Elementele filtrante s-au construit în incinta fabricii Mahle Filtre Industriale din Timișoara, prin adaptarea formelor de turnare ale unui filtru standard plat. Elementul original C20NE s-a relevat în sistemul CAD Solid Works 2008 (Fig. 6.3.2.), adaptându-se liniei de turnare PU existentă în fabrică, pentru a putea turna garnitura din PU.

Profilul garniturii este aproape identic cu cel original Opel, datorită faptului că elementele plate sunt standardizate. Etanșarea laterală a pliurilor s-a făcut după metoda standard industrială, care este diferită de cea a elementului original, fiind realizată prin turnarea unor capete de etanșare a pliurilor, nu prin lipirea capetelor pliurilor, dar asigură aceeași funcție.

Forma de turnare a garniturii este cea a unui element standard plat, modificată pentru a obține dimensiunile elementului original Opel. În figura 6.3.3. este prezentată forma de turnare a garniturii împreună cu șablonul de fixare a pliurilor, iar în figura 6.3.4. se poate vedea instalația de turnare a garniturii și a etanșării laterale a pliurilor.

6.3 - Elementele filtrante si combustibilul alternativ folosite 127

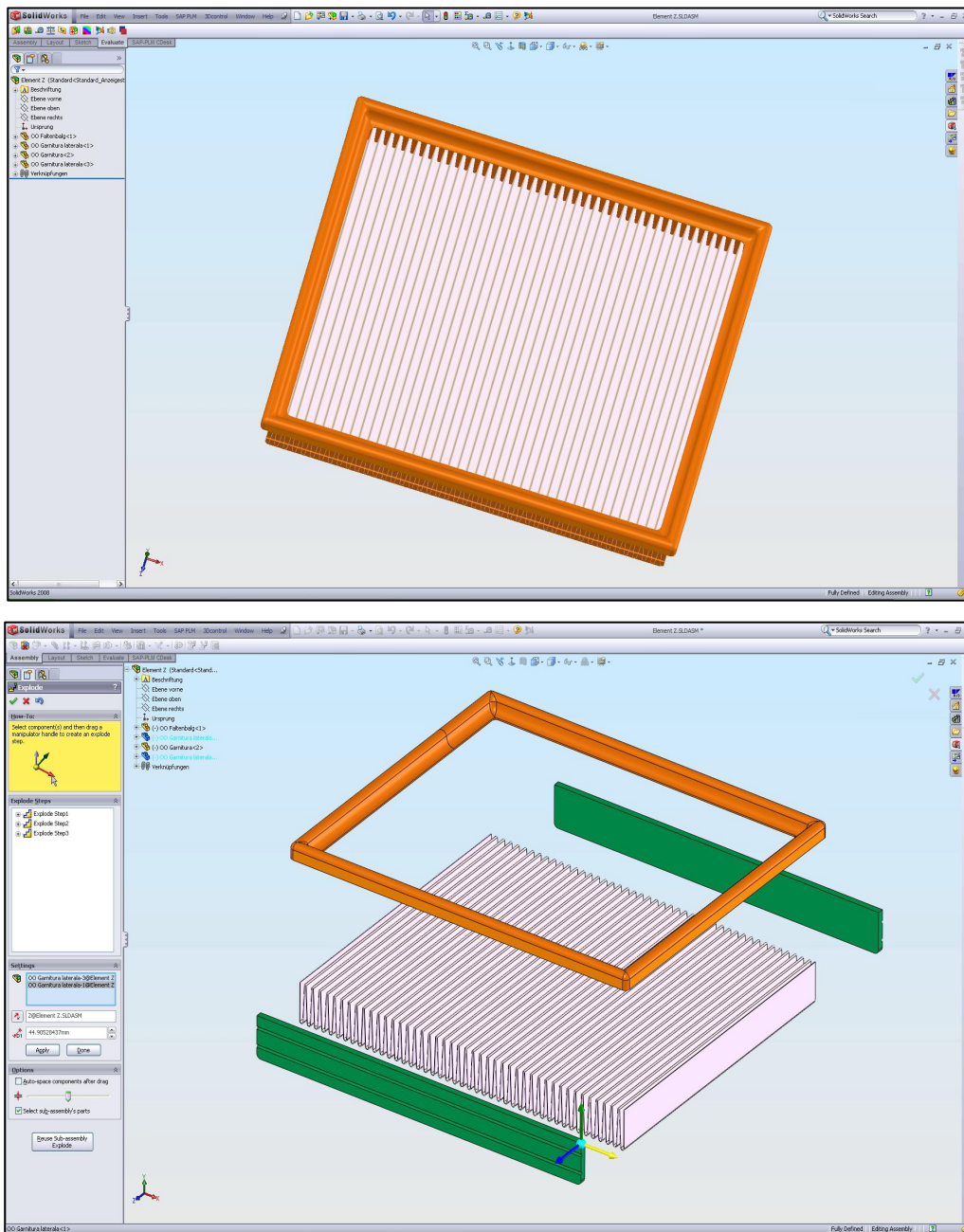


Fig. 6.3.2. Relevarea elementului original in SW2008

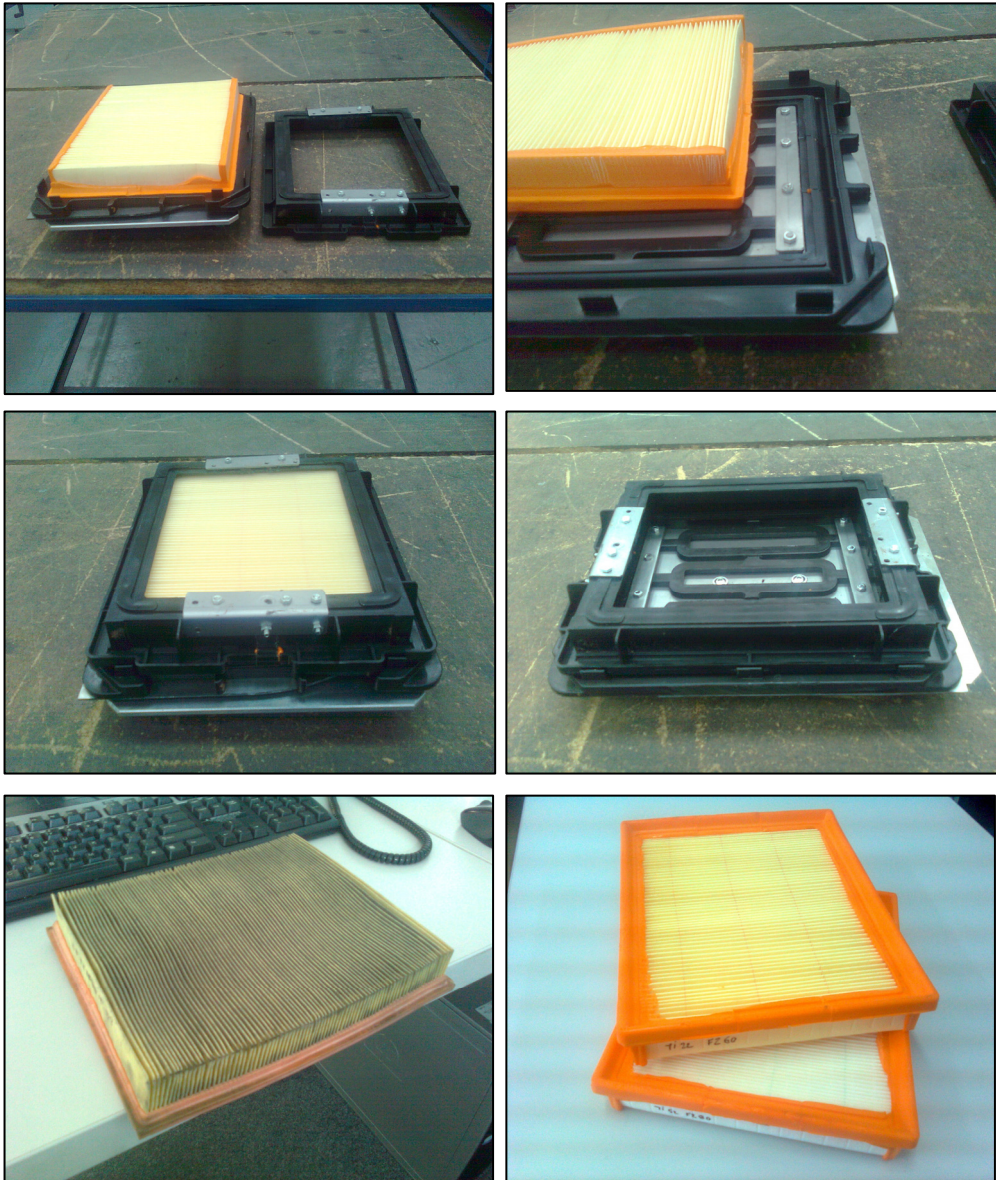


Fig. 6.3.3. Forma de turnare a elementului construit, elementul original Opel si elemente finalizate

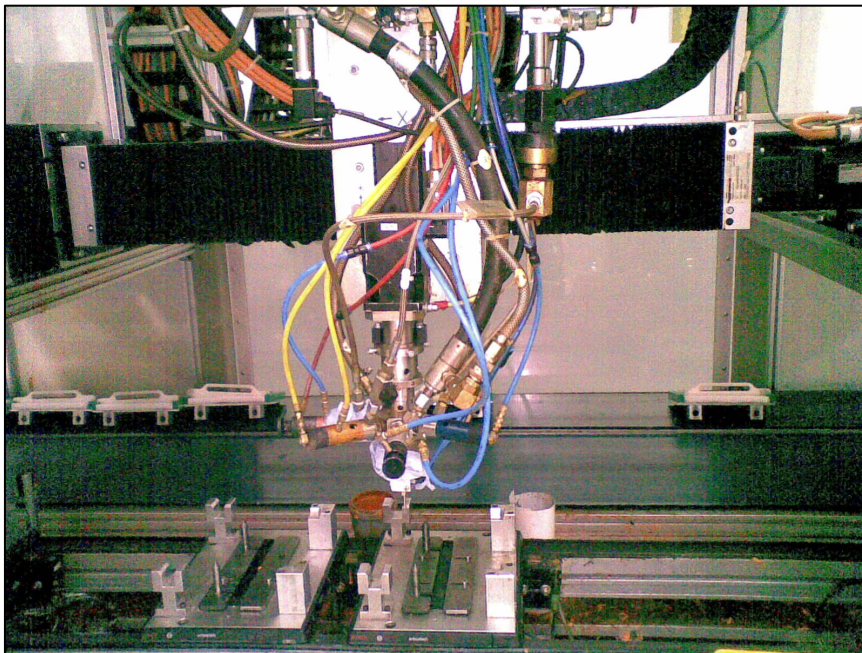
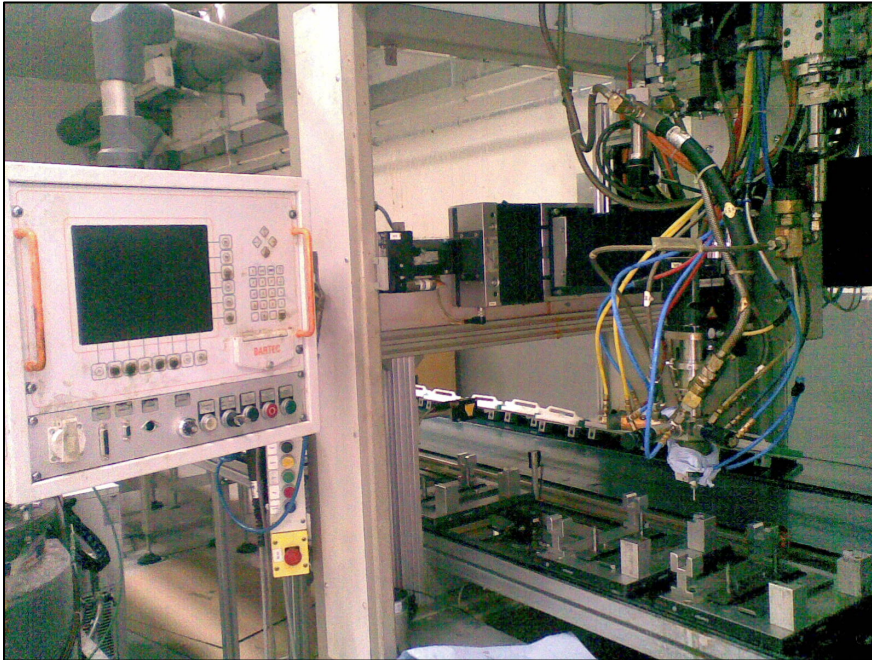


Fig. 6.3.4. Instalația de turnare a garniturii din PU

6.3.2. Combustibilul alternativ

Pentru a răspunde tendințelor actuale de a reduce poluarea generată de automobile prin adoptarea combustibililor alternativi, s-au făcut o serie de măsuratori cu amestec de benzină și izopropanol (C_3H_8O) în proporție de 50-50%.

Izopropanolul se folosește pe scară largă ca aditiv în benzină pentru evitarea înghețării apei din rezervor pe conductele de alimentare, dizolvându-se fara probleme în aceasta. Izopropanolul are multe alte aplicații în industrie care însă nu fac obiectul lucrării de față. Se obține la scară industrială prin combinarea apei cu propilenă (C_3H_6) la presiuni ridicate cu catalizatori acizi, urmată de distilare pentru a separa alcoolul din apă.

Caracteristicile combustibililor se pot urmări în tabelul 6.7. Aceste valori au fost folosite în calculul parametrilor care se vor regăsi în graficele ridicate în urma măsurătorilor efectuate. Este evidentă superioritatea calorică a benzinei, cu toate că se va observa pe parcursul lucrării că valorile randamentului efectiv nu variază între limite largi.

Tabelul 6.7. Caracteristicile combustibilului IP50

Combustibil	Benzină	Izopropanol	Benzină-Izopropanol 50-50%
Q_i [kJ/kg]	43500	30447	36936
ρ_{comb}	760	780	770

Astfel, s-au făcut măsuratori de putere, temperatură a amestecului și poluare, ridicându-se curbele de putere și cuplu precum și de randament efectiv a motorului, acestea fiind comparate cu cele ale motorului alimentat cu benzină 100%.

6.4. Rezultate experimentale

6.4.1. Măsurători efectuate cu elemente filtrante/ medii de filtrare

Pentru a determina variația puterii și a momentului motor s-au făcut măsuratori de putere pentru fiecare dintre cele 5 tipuri de elemente filtrante prezentate în tabelul 6.5.. Condițiile de temperatură, presiune ambiantă și umiditate relativă nu au variat semnificativ în decursul măsurătorilor, acestea fiind făcute în diferite momente ale zilei, putându-se urmări împreună cu graficele ridicate.

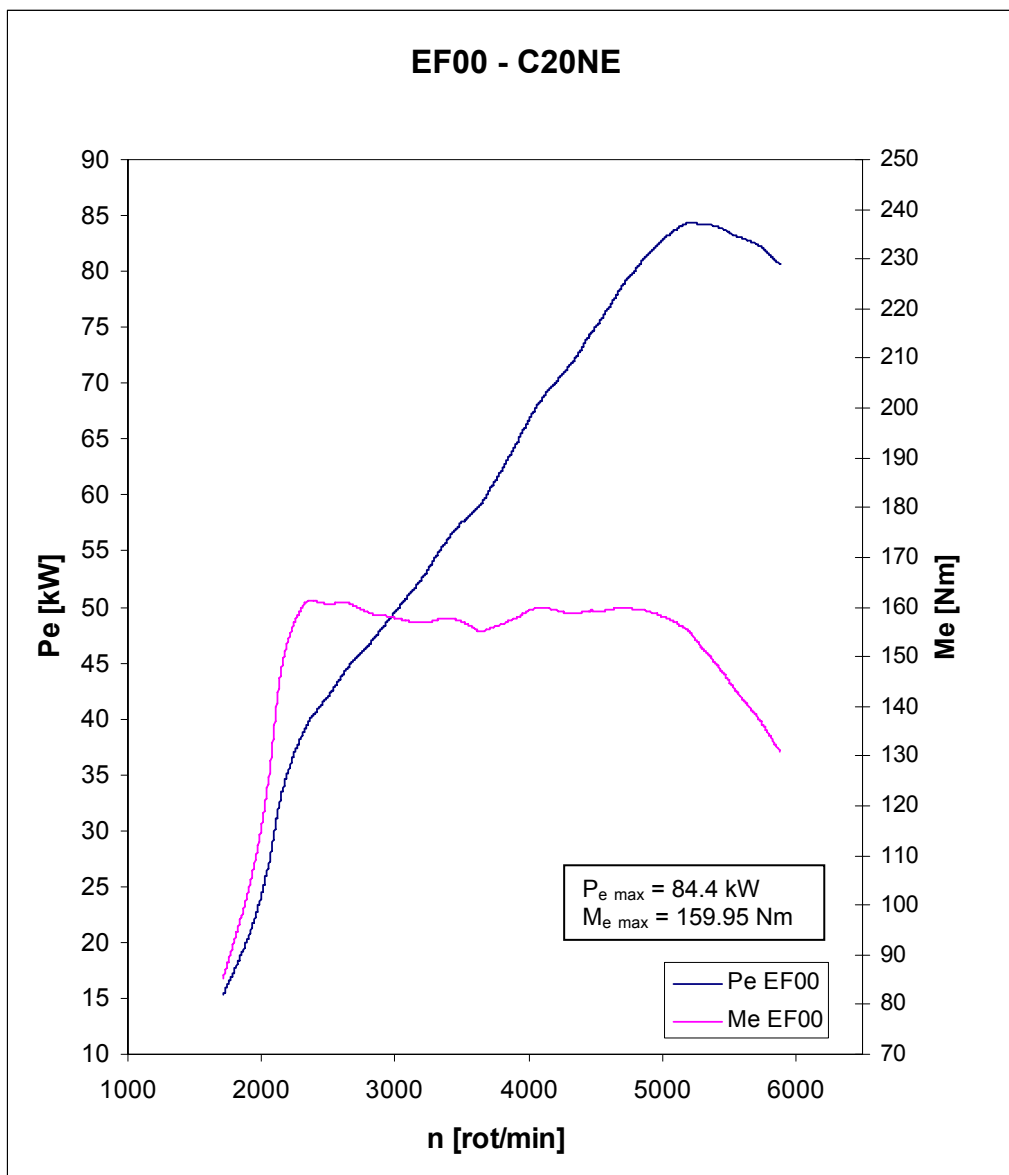


Fig. 6.4.1. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul original $t_{\text{amb}}=24,0$ °C, $\varphi=32,6\%$, $p_{\text{amb}}=1023,0$ hPa

Prima caracteristică ridicată este pentru elementul original și se poate compara cu cea dată de producător (Fig. 6.1.2.) pentru a evalua starea motorului la momentul efectuării măsurătorilor, în figura 6.4.1.. Se poate observa că datorită rulajului parametrilor motorului diferă puțin față de valorile date de constructor.

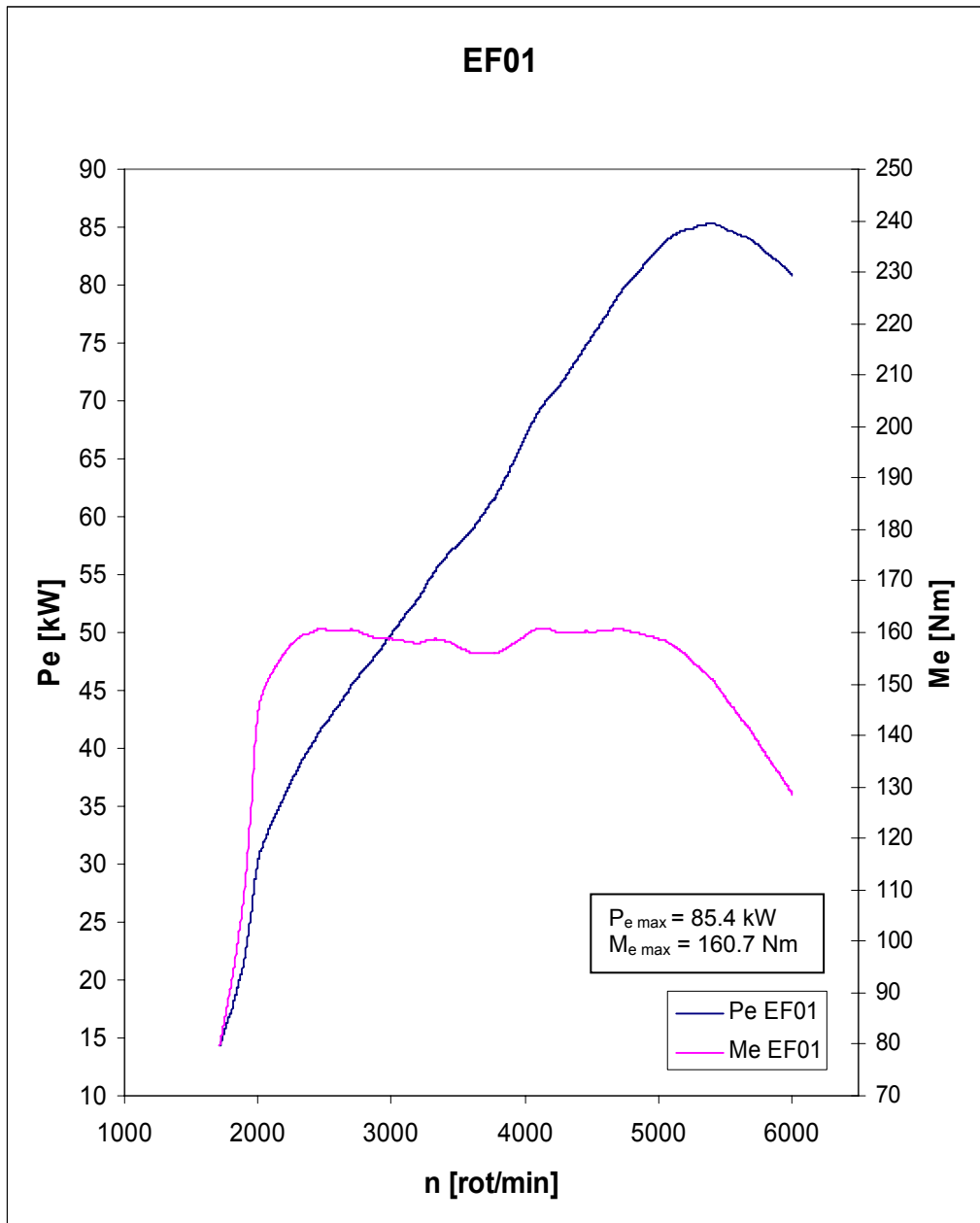


Fig. 6.4.2. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul EF01 – T1 $t_{amb}=24,6$ °C, $\varphi=31,7\%$, $p_{amb}=1022,9$ hPa

Rezultatele măsurătorilor efectuate cu celelalte elemente se pot urmări pe figurile 6.4.3. – 6.4.6. Se poate observa ca influența modificării caracteristicilor mediului filtrant există , dar este de mică amplitudine.

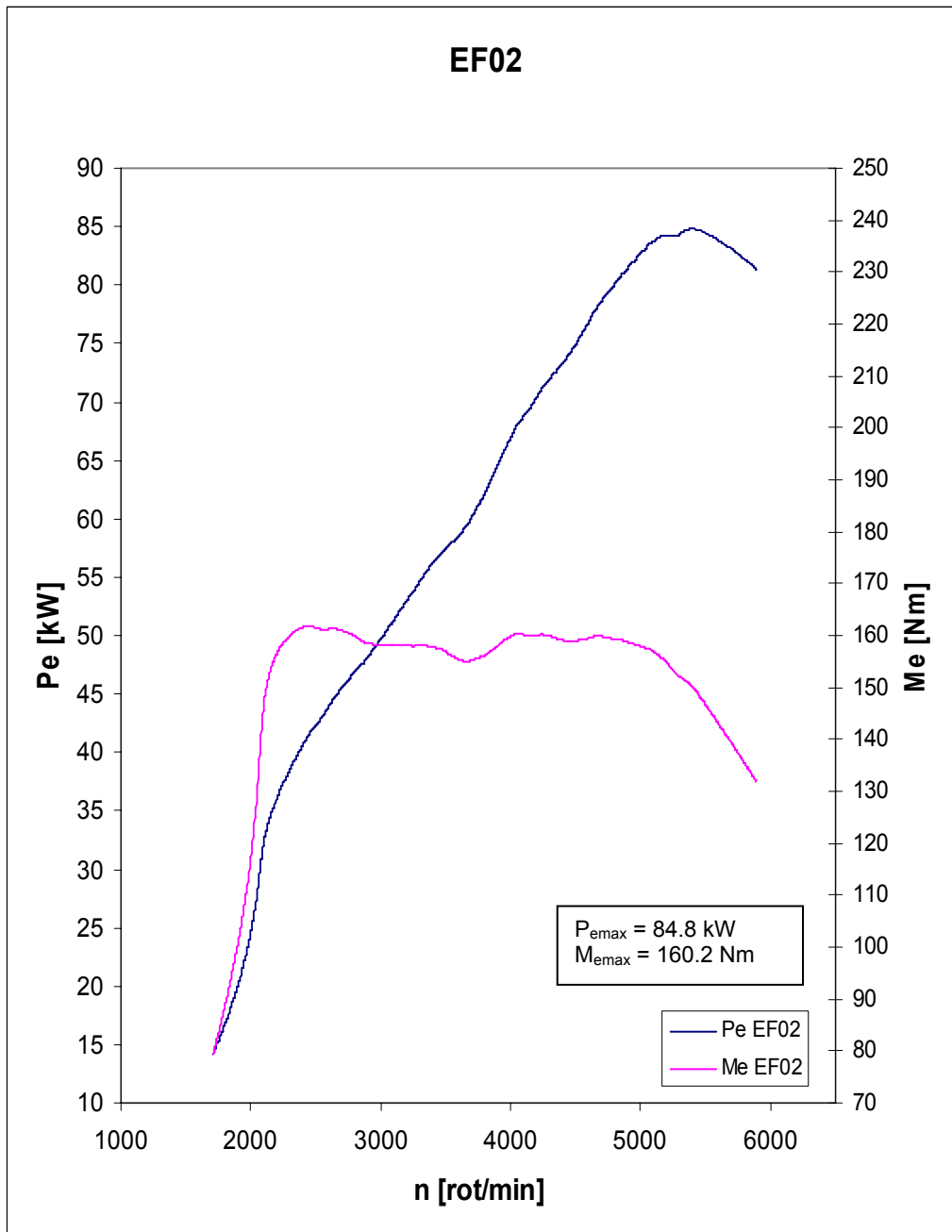


Fig. 6.4.3. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul EF02 – T1 $t_{\text{amb}}=25,3$ °C, $\phi=30,4\%$, $p_{\text{amb}}=1022,6$ hPa

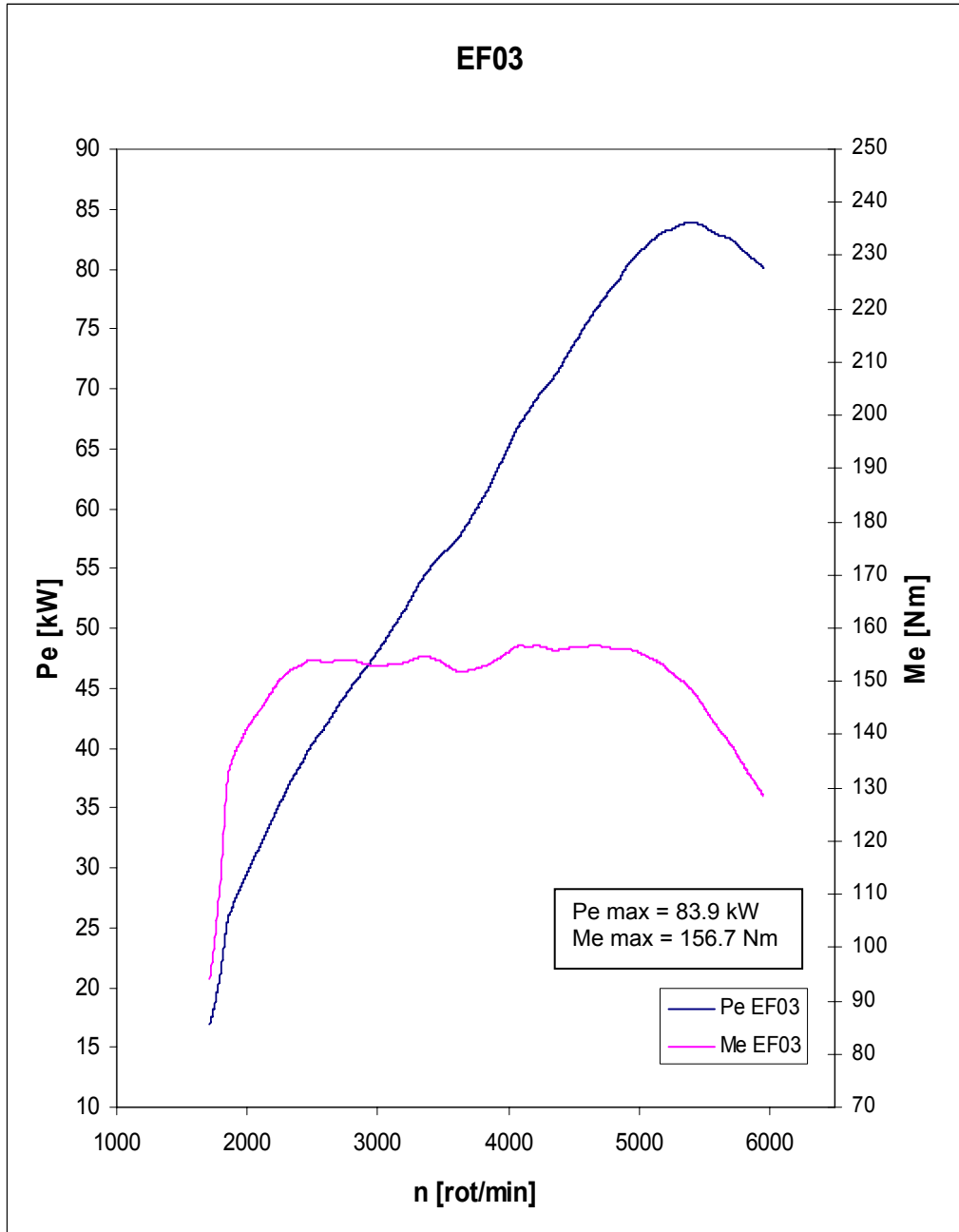


Fig. 6.4.4. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul EF03 – T2 $t_{amb}=26,0$ °C, $\phi=27,9\%$, $p_{amb}=1022,2$ hPa

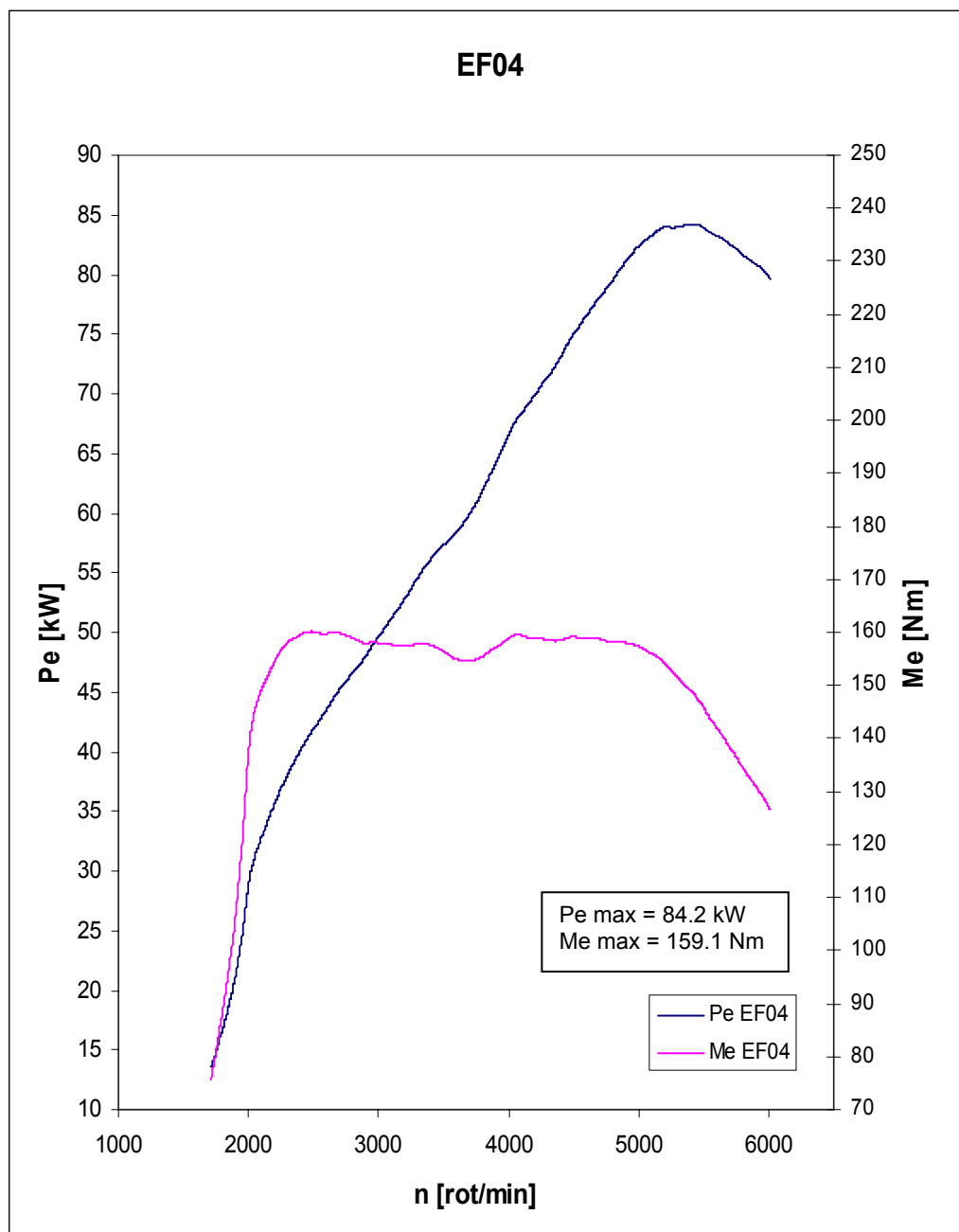


Fig. 6.4.5. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul EF04 – T2 $t_{amb}=26,6$ °C, $\varphi=27,6\%$, $p_{amb}=1021,9$ hPa

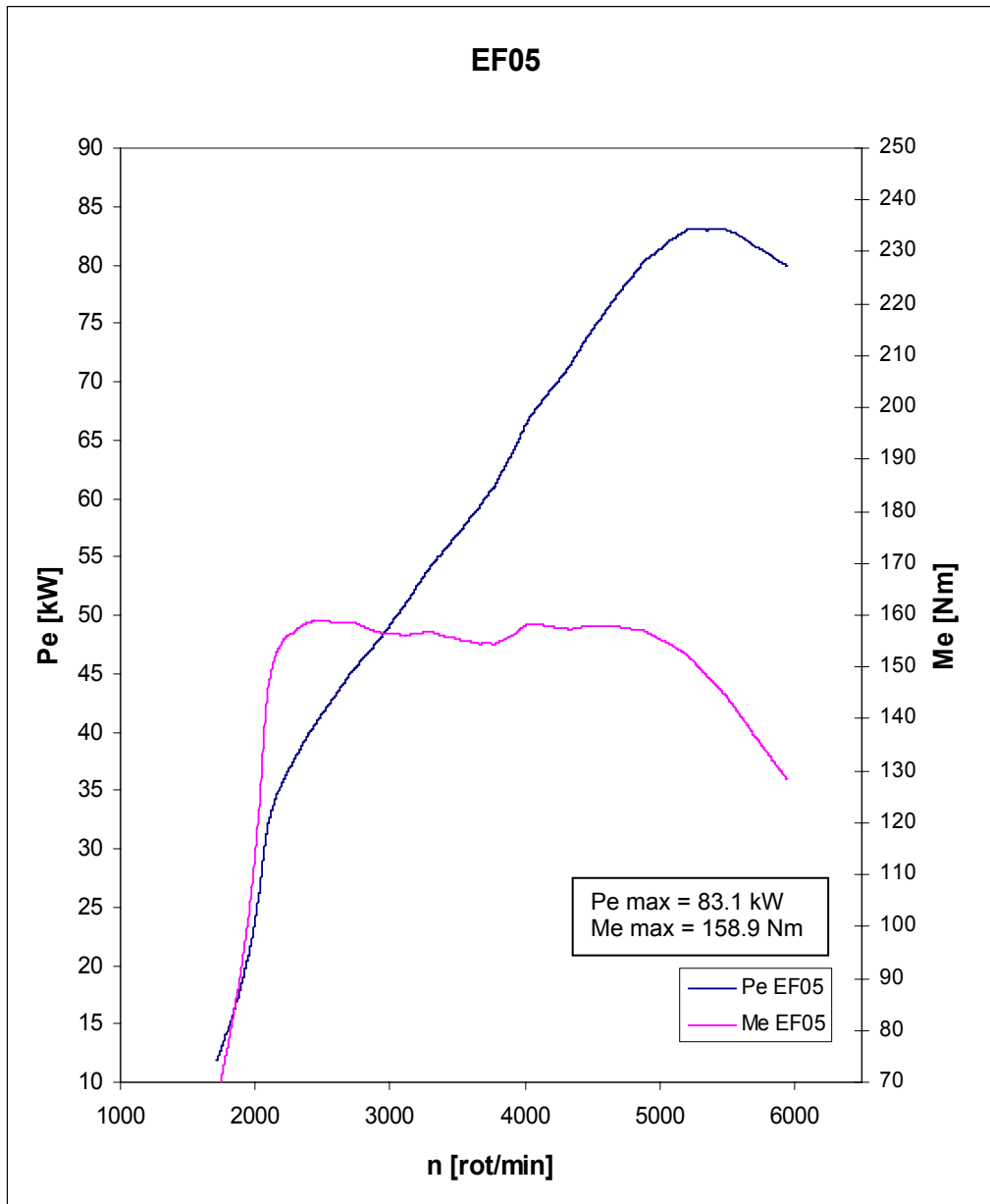


Fig. 6.4.6. Caracteristica de putere și moment ridicată cu filtrul EF05 – T2 $t_{amb}=26,8$ °C, $\varphi=27,4\%$, $p_{amb}=1021,8$ hPa

În figura 6.4.7. se poate urmări o comparație a caracteristicilor prezentate anterior, pentru a aprecia mai ușor variația parametrilor în urma modificării elementelor filtrante.

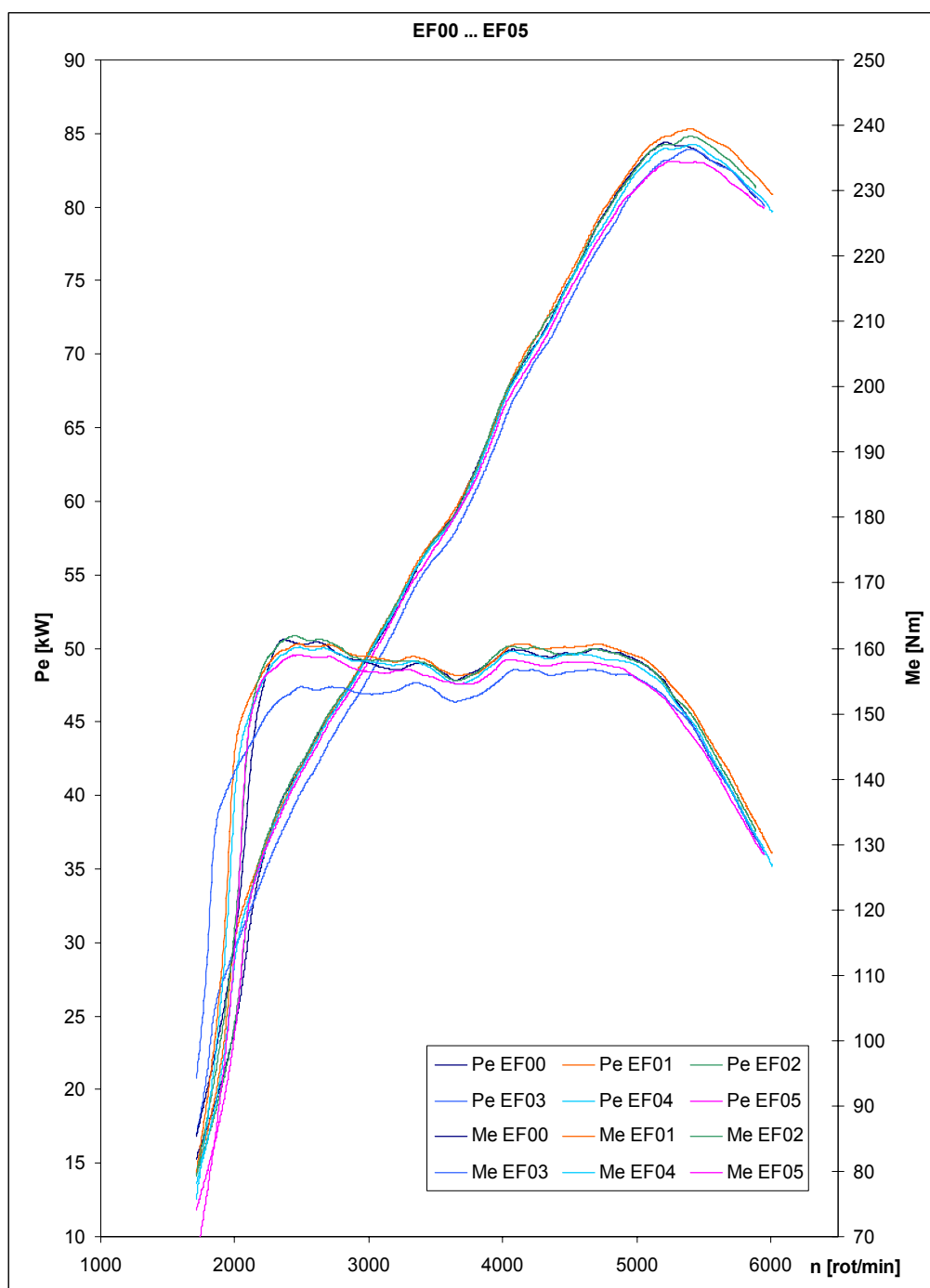


Fig. 6.4.7. Caracteristicile de putere și moment pentru cele 5 elemente filtrante

Dacă se aplică relația prezentată în capitolul 5 pentru determinarea necesarului de aer pentru un m.a.s. în 4 timpi și luând în considerare o eficiență de 0,8 a traseului de admisie al motorului C20NE, precum și valoarea medie (corectată) care se ia în considerare pentru un calcul standard, rezultă un necesar de aer pentru puterea maximă de 350 m³/h (97,2 l/s), la o cădere de presiune de aproximativ 35-40 mbar (element filtrant nou).

Mediile filtrante folosite permit acest debit de aer fără probleme, ele trebuind să asigure necesarul de aer și în condițiile obturării datorată particulelor de praf din atmosferă.

Modificând suprafața de filtrare s-a încercat simularea restricționării, respectiv derestricționării galeriei de admisie la nivelul elementului filtrant, pentru a observa efectele produse la nivelul performanțelor motorului.

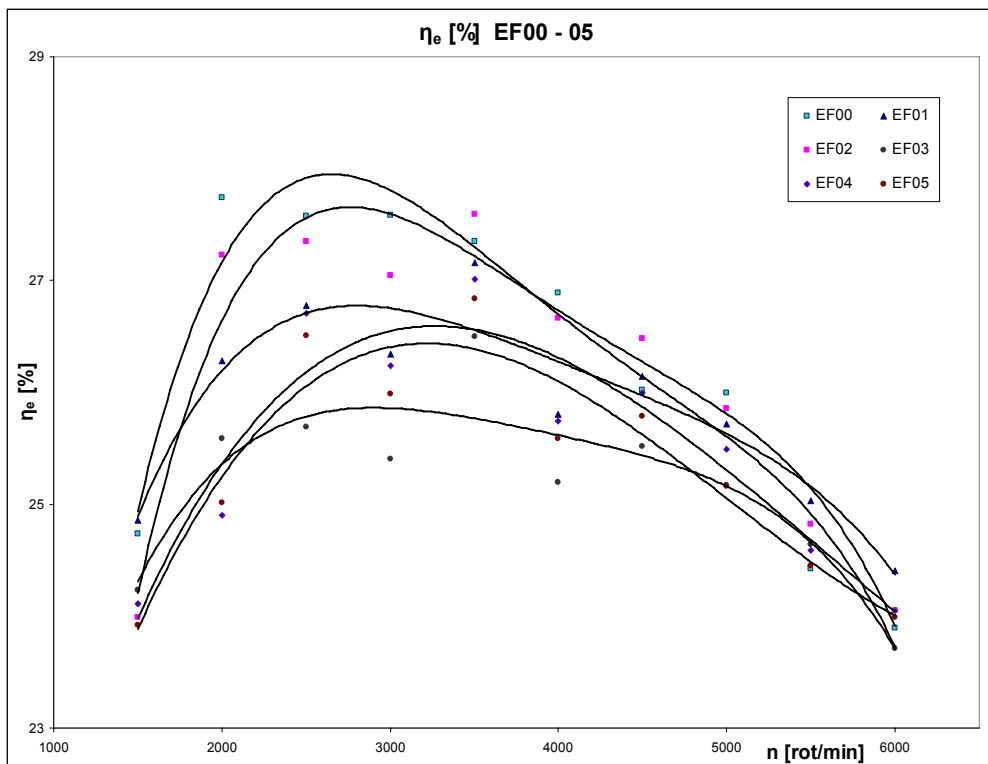


Fig. 6.4.8. Variația randamentului efectiv al motorului funcție de elementul filtrant

Elementele care au influențat mai pronunțat caracteristica motorului au fost EF01 (suprafața de filtrare 0,6m², rezistența la curgere de 4 ori mai bună decât a elementului original) și EF03 (suprafața de filtrare 0,6m², rezistența la curgere la fel cu a elementului original).

Cu toate acestea, influențele asupra caracteristicii de putere a motorului au fost minime, datorită dimensionării elementului filtrant original, care permite un

debit mai mare decât cel necesar motorului, pentru a funcționa fără probleme și în condiții de permeabilitate scăzută (înfundat).

Se constată însă că pierderea de putere este de același ordin de mărime și la puteri mai scăzute, care sunt cele mai utilizate în exploatare. Astfel, se poate trage concluzia că apare un efect de pierdere de putere și mai ales de cuplu, respectiv un randament mai scăzut în zona de exploatare uzuală a motoarelor, de aproximativ 10-12%.

Influența asupra randamentului motor se poate urmări în figura 6.4.8. Și aici, abaterile nu depășesc 2%.

Un fenomen interesant s-a observat la elementele cu suprafața de $1,2 \text{ m}^2$, care datorită apropierii prea mari a pliuilor s-au dovedit a avea o rezistență la curgere mai mare decât a elementelor cu suprafața de $0,6$ sau $0,8 \text{ m}^2$, la care distribuția pliuilor a fost mai avantajoasă. De aici și variația neașteptată a valorilor puterii și cuplului, care nu au crescut în comparație cu cele ale celorlalte elemente, deși datorită suprafeței mai mari permeabilitatea trebuia să fie mai bună.

6.4.2. Măsurători efectuate cu amestec de benzină - izopropanol

6.4.2.1. Măsurători privind performanțele motorului

Pentru determinarea puterii efective a motorului s-au efectuat măsurători în regim de sarcină plină pe intervalul de turație 1720-6000 rot/min. Valoarea de 1720 rot/min a turației corespunde unei valori de 50 km/h a vehicului în treapta a 4-a a cutiei de viteze, viteză la care standul dinamic începe să înregistreze puterea dezvoltată de motor. Valoarea superioară a intervalului de turație s-a ales astfel încât să se evite deteriorarea pieselor componente ale motorului și pentru evitarea uzurii excesive specifică regimurilor de turație înaltă.

Un aspect important avut în vedere la efectuarea măsurătorilor a fost comportarea motorului în diferite condiții de presiune și umiditate relativă a aerului, dar mai ales pentru diferite valori ale temperaturii aerului. Programul de înregistrare al standului dinamic poate aplica corecții valorilor măsurate în funcție de datele înregistrate de modulul pentru monitorizarea presiunii, temperaturii și umidității relative ale aerului din mediul ambiant. Corecțiile se pot face conform normelor impuse de diferite standarde, cum sunt DIN 70020, EWG 80/1269, ISO 1585, SAE J1349 sau JIS D1001. Datorită însă faptului că măsurătorile s-au făcut la diferențe de temperatură, presiune ambiantă și de umiditate relativ mici, influențele acestor factori nu au fost semnificative, putând astfel compara performanțele în condiții ambientale relativ constante.

Pe lângă determinarea puterii efective a motorului în regim de sarcină plină, s-a studiat comportarea la sarcini parțiale, cu măsurarea consumului instantaneu de combustibil și a puterii, date pe baza cărora se poate face determinarea randamentului efectiv.

La măsurătorile efectuate cu amestecuri benzină-izopropanol, pe lângă problema comportării diferite a sistemului de injecție pe anumite perioade, este posibilă apariția fenomenului de detonație datorită sărăcirii amestecului. La proporția folosită în cazul de față însă (IP50 – 50% benzină, 50% izopropanol), motorul s-a comportat bine, performanțele fiind apropiate de cele asigurate în cazul funcționării cu benzină. Reducerea puterii efective pentru IP50 se datorează cel mai probabil intensificării fenomenului de dispersie ciclică datorită sărăcirii amestecului. Sistemul de injecție este astfel conceput încât la alimentarea cu benzină amestecul să fie dozat pentru $0,8 < \lambda < 0,9$, ceea ce pentru IP50 devine $0,91 < \lambda < 1,03$. Evoluția parametrilor în timpul măsurării puterii efective pentru IP50 se poate urmări în figura 6.4.9..

Sărăcirea amestecului la regimul de putere maximă se datorează menținerii aceluiași nivel pentru debitul de combustibil injectat, indiferent de semnalul dat de sonda de oxigen. Chiar dacă sistemul de control al injecției de combustibil ar face o corecție în funcție de semnalul dat de sonda lambda, debitul de combustibil necesar pentru funcționarea corespunzătoare la alimentarea cu concentrații de 50 % de alcool în amestec cu benzina nu ar putea fi asigurat la turația de putere maximă. Totuși, pentru IP50 amestecul carburant poate fi chiar ușor sărac, ceea ce explică intensificarea fenomenului de dispersie ciclică manifestată la măsurătorile efectuate cu acest amestec.



Fig. 6.4.9. Evoluția parametrilor în timpul măsurării puterii efective pentru IP50, cu 1 - turație, 2 - timpul de deschidere a injectoarelor, 3 - semnal de la debitmetrul de aer, 4 - semnal de la sonda de oxigen

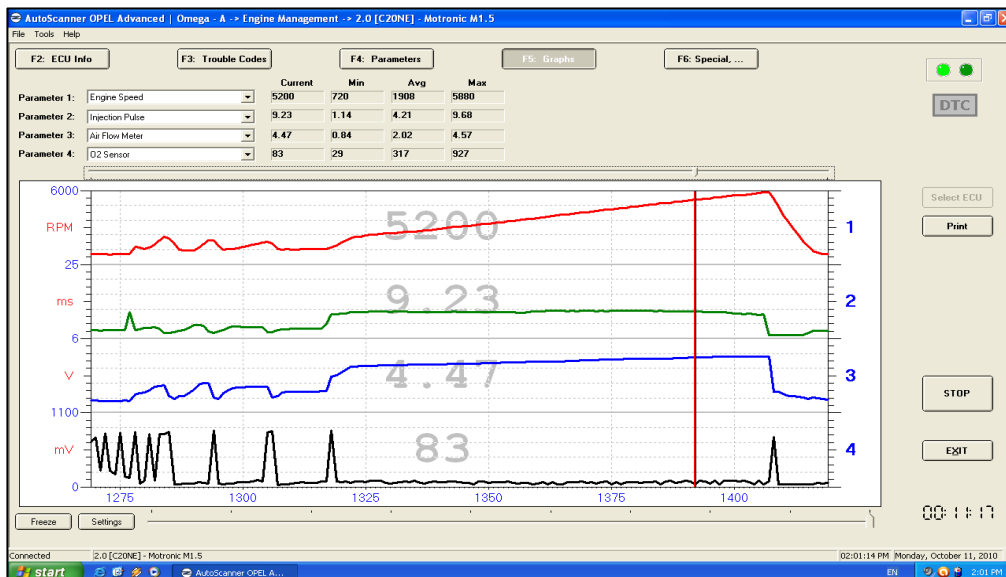


Fig. 6.4.10. Evoluția parametrilor în timpul perioadei de adaptare pentru IP50, cu 1 - turație, 2 - timpul de deschidere a injectoarelor, 3 - semnal de la debitmetrul de aer, 4 - semnal de la sonda de oxigen

Graficele de putere și cuplu ridicate pentru amestecul IP50 se pot urmări în figura 6.4.11., iar comparația dintre performanțele obținute pentru alimentarea cu benzină (element filtrant original) și cele obținute cu IP 50 în figura 6.4.12.

Se poate observa scăderea de putere pentru IP50 (01,02) din perioada de adaptare a motorului (evoluția parametrilor se poate urmări în figura 7.4.9.), precum și apropierea de performanțele obținute cu benzină după această perioadă, abaterile fiind de 1-2%, acceptabil pentru exploatarea motorului la parametri normali.

Alte măsurători efectuate pentru determinarea performanțelor motorului au vizat măsurarea consumului instantaneu de combustibil la sarcină plină, precum și la sarcină parțială. Pe baza acestor valori măsurate (consum și putere), s-a calculat randamentul efectiv al motorului la alimentarea cu amestecul benzină-izopropanol IP50. Evoluția consumului instantaneu la sarcină plină se poate urmări în figura 6.4.13

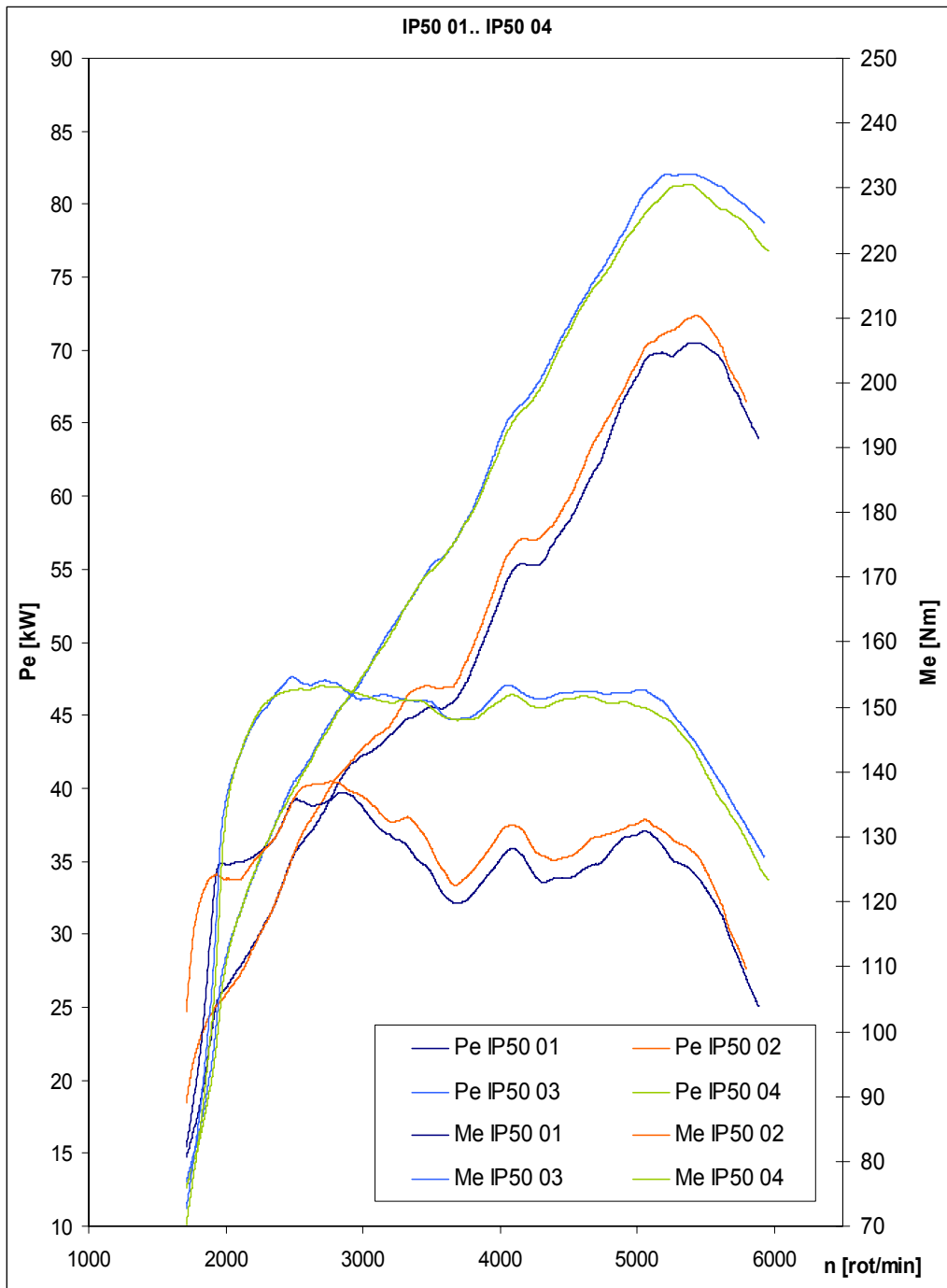


Fig. 6.4.11. Caracteristicile de putere și moment pentru IP50

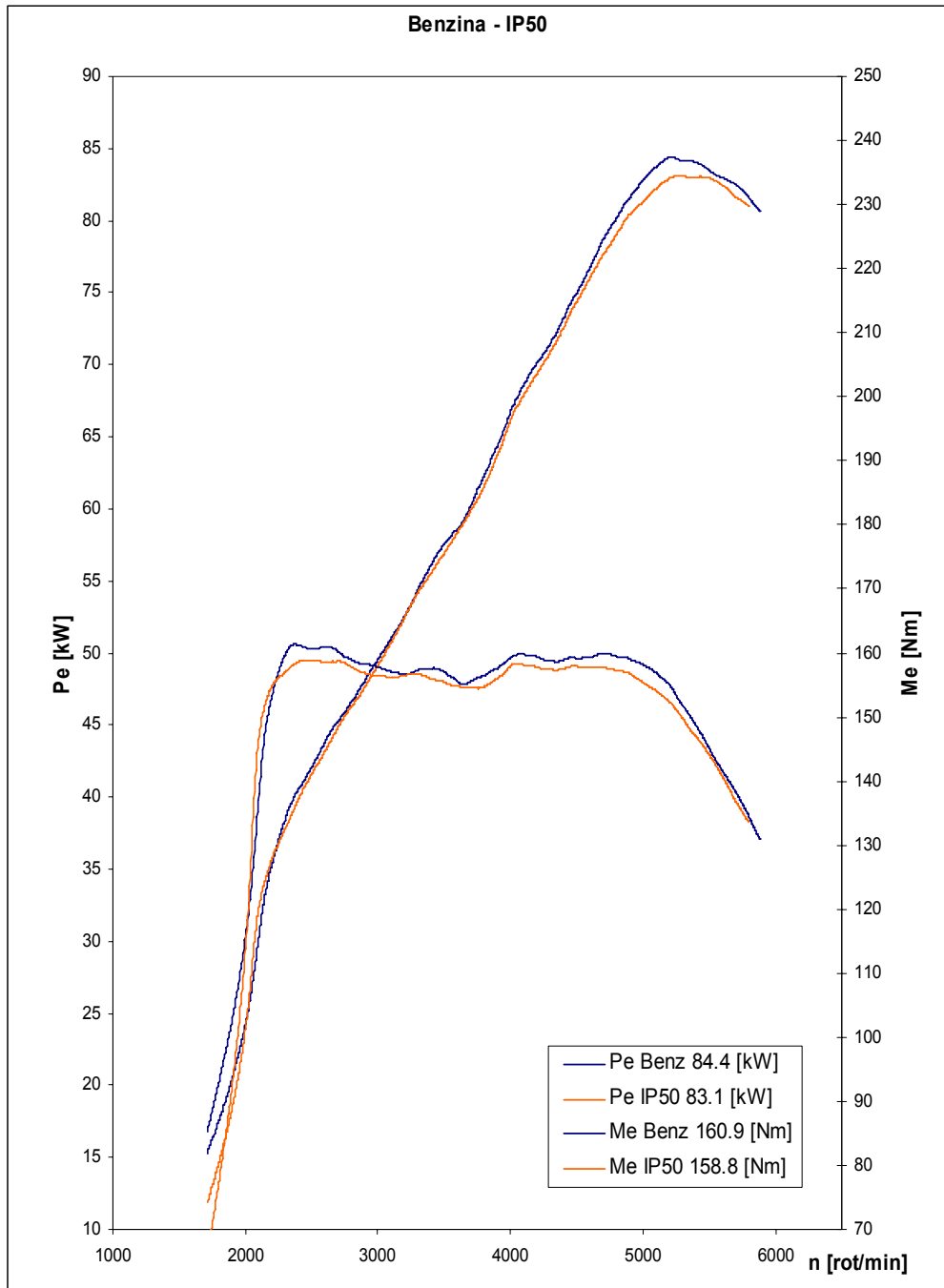


Fig. 6.4.12. Comparație între caracteristicile de putere și moment pentru benzină și IP50

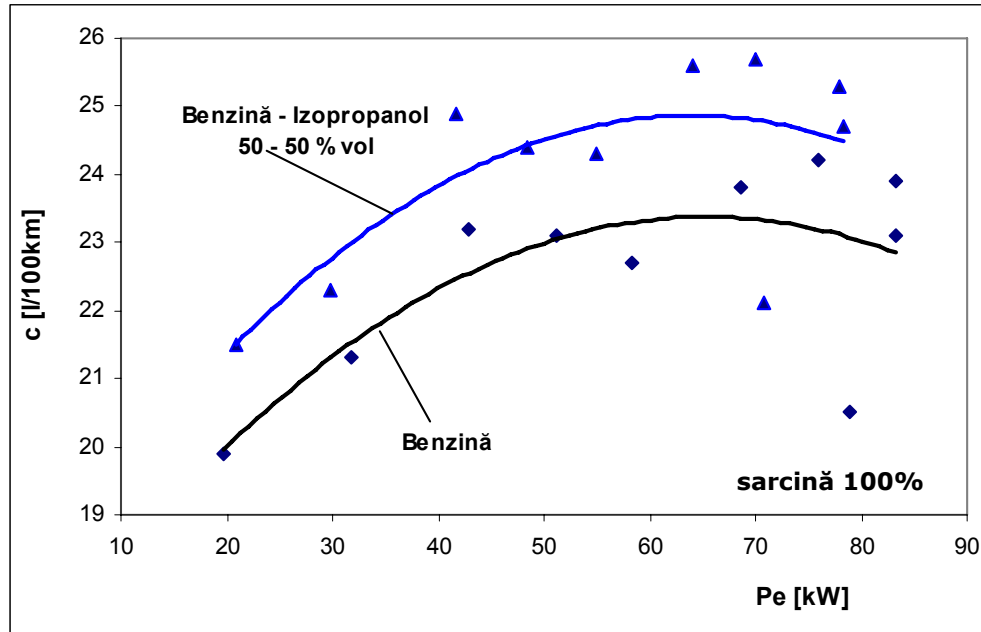


Fig. 6.4.13. Evoluția consumului instantaneu la alimentarea cu benzină, respectiv IP50, la sarcină 100%

Creșterea consumului de combustibil la mărirea concentrației de alcool în amestec cu benzina se datorează conținutului mare de oxigen al izopropanolului, și este în concordanță cu debitul suplimentar de combustibil necesar pentru a menține raportului aer-combustibil la o valoare cât mai apropiată de cea stoechiometrică.

Curbele de randament pentru sarcină plină se pot urmări în figura 6.4.14. Datorită variațiilor de putere din perioada de adaptare pentru benzină (după măsurătorile efectuate cu IP50, s-a revenit la alimentarea cu benzină, pentru a observa evoluția parametrilor din perioada de adaptare), s-a ridicat și pentru acest regim tranzitoriu curba de randament efectiv.

Pentru regimul de sarcină parțială evoluția randamentului se poate urmări în figura 6.4.15. și 6.4.16. (comparativ cu alimentarea cu benzină).

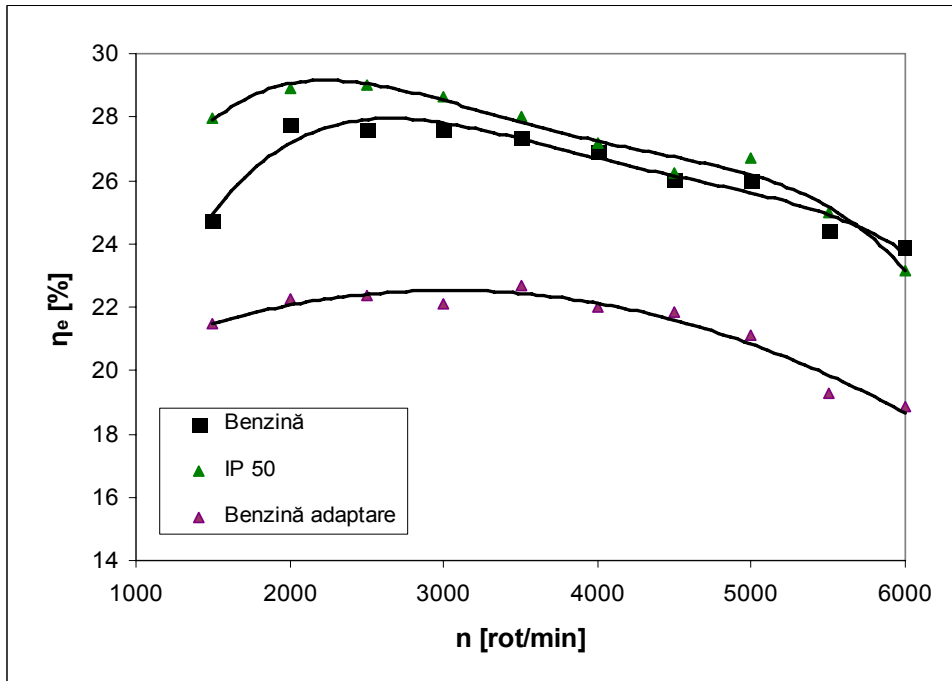


Fig. 6.4.14. Evoluția randamentului la sarcină 100%

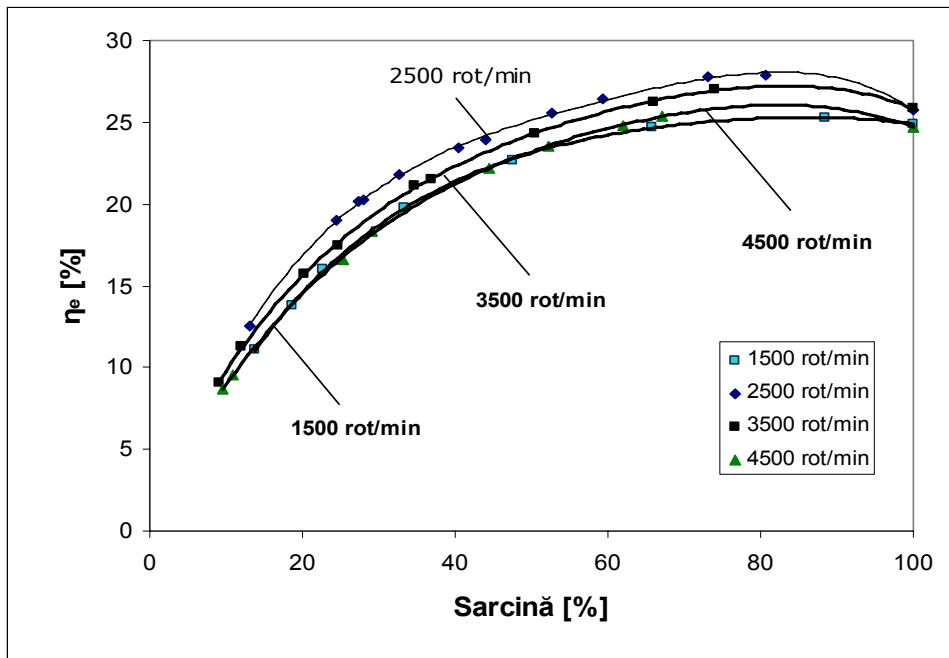


Fig. 6.4.15. Evoluția randamentului la sarcini parțiale pentru IP50

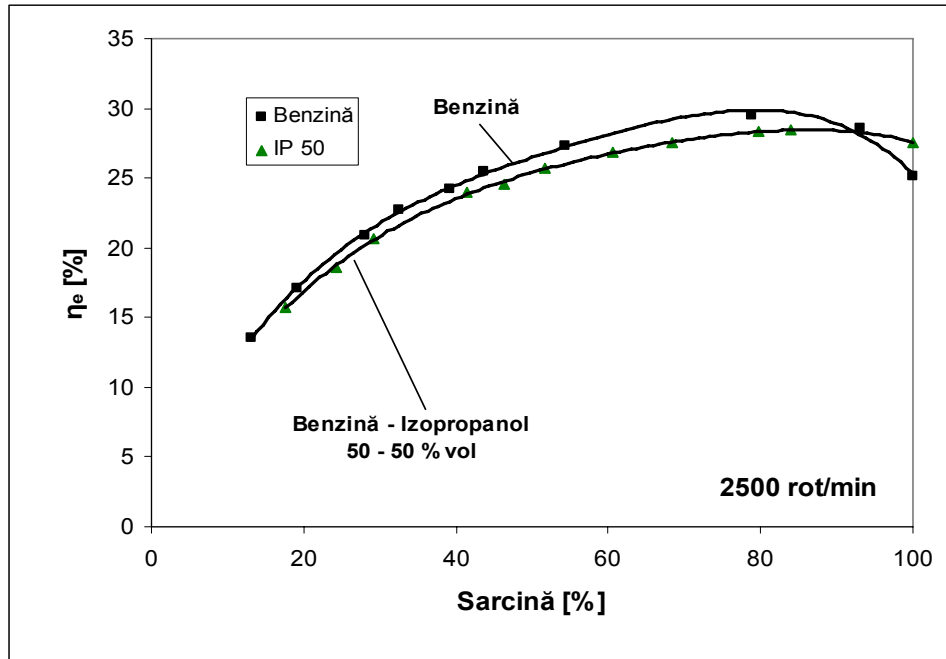


Fig. 6.4.16. Evoluția randamentului la sarcini parțiale pentru IP50 comparativ cu alimentarea cu benzină

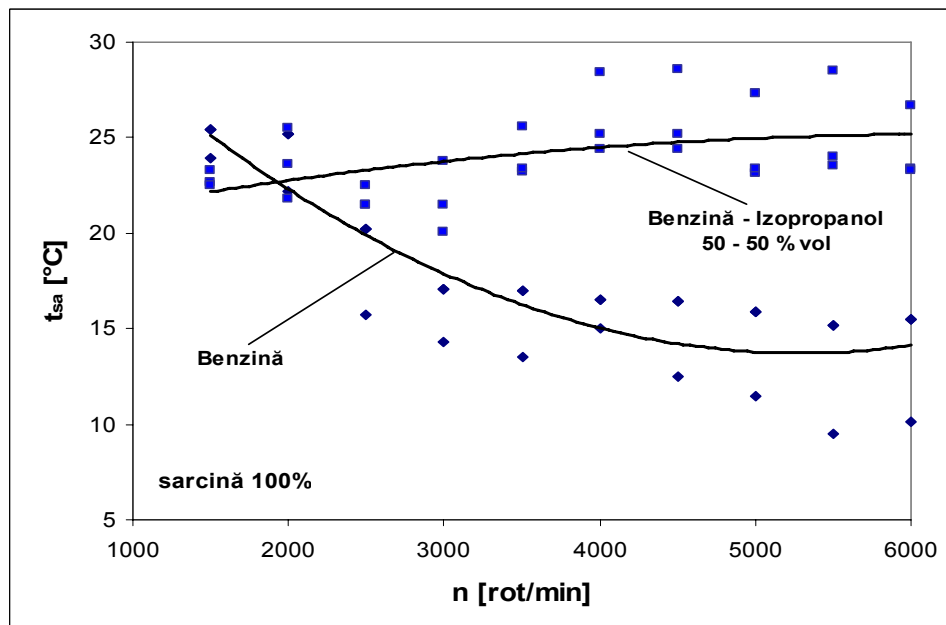


Fig. 6.4.17. Evoluția temperaturii amestecului la sarcină totală pentru IP50 comparativ cu alimentarea cu benzină

Un aspect important al măsurătorilor este evoluția temperaturii amestecului IP50 (t_{sa}) comparativ cu cazul alimentării cu benzină. Temperatura amestecului s-a măsurat pentru sarcină totală fiind prezentată comparativ cu evoluția în cazul alimentării cu benzină (Fig. 6.4.17.), precum și pentru sarcini parțiale (Fig. 6.4.18., 6.4.19.).

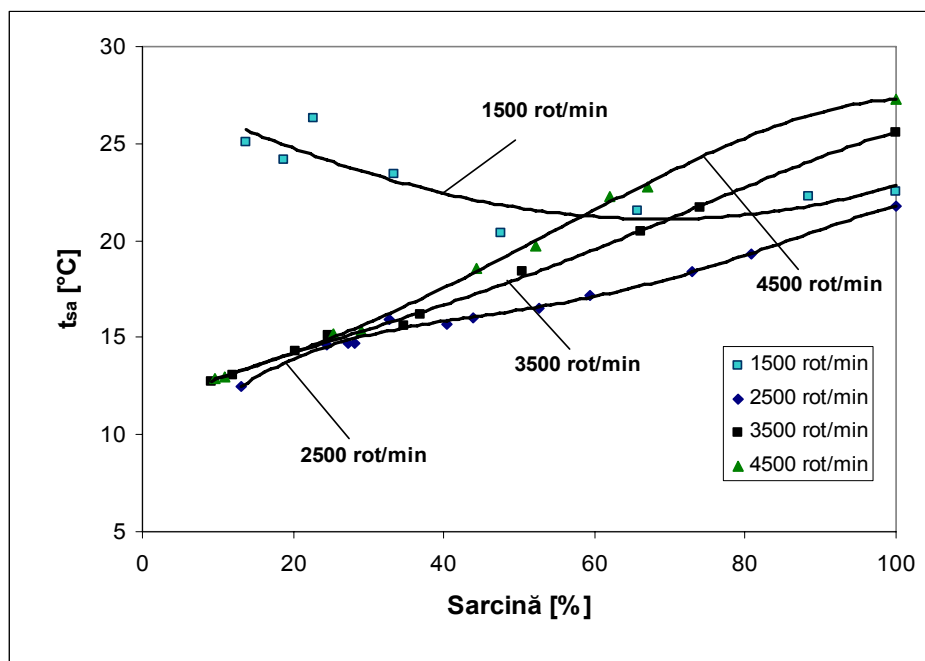


Fig. 6.4.18. Evoluția temperaturii amestecului la sarcini parțiale pentru IP50

Se poate observa evoluția diferită a temperaturii amestecului față de alimentarea cu benzină, trendul curbei de variație în cazul alimentării cu IP50 fiind opus celui pentru benzină.

Motivul acestei evoluții poate fi atingerea unei temperaturi de saturație, de la care amestecul combustibil nu se mai evaporă în interiorul traseului de admisie, căldura absorbită în timpul acestui proces fiind mai scăzută decât în cazul alimentării cu benzină.

Studiul amănunțit al acestui fenomen nu face însă obiectul lucrării de față, fiind însă interesantă menționarea lui datorită evoluției particulare.

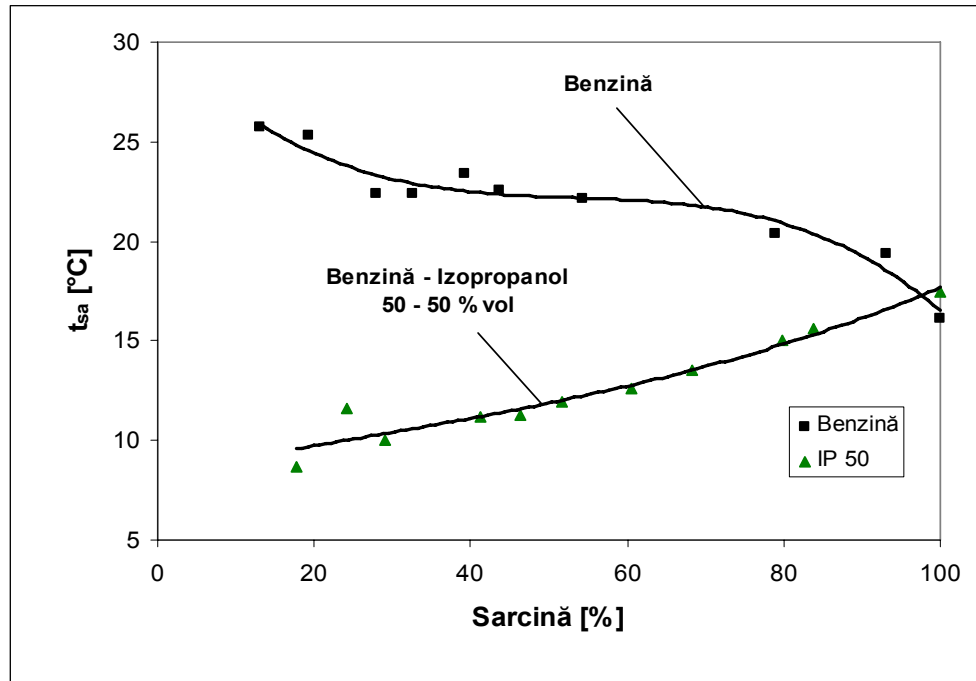
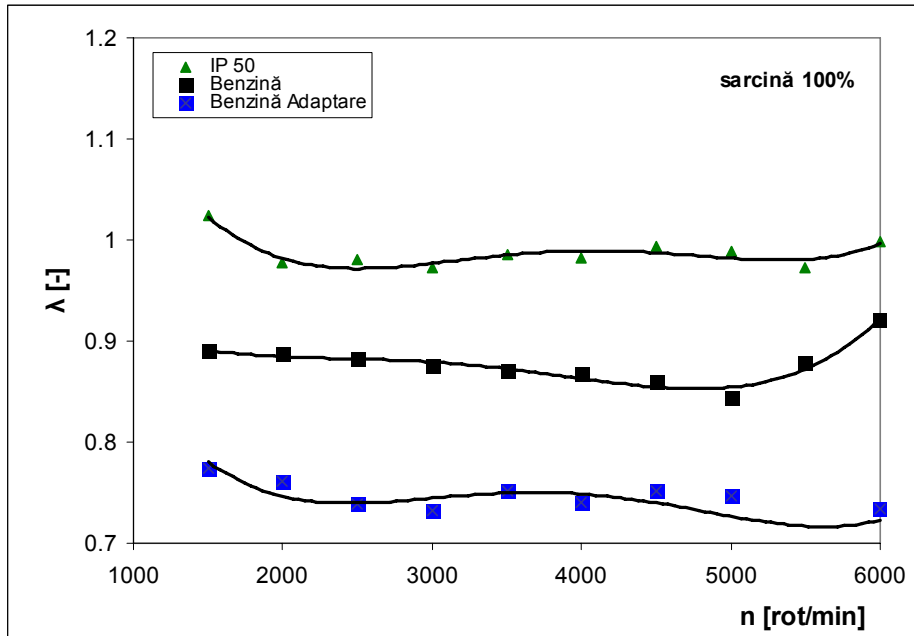
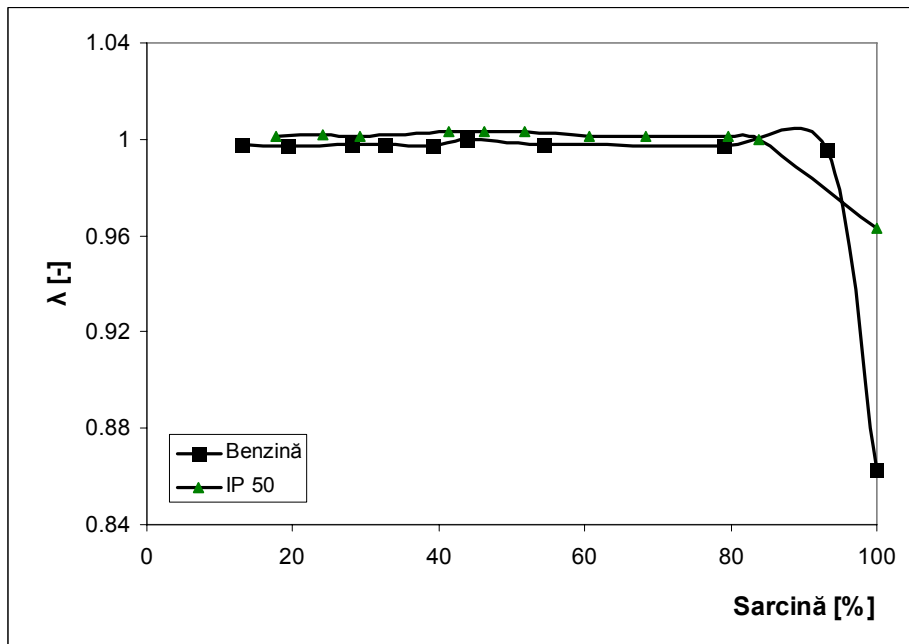


Fig. 6.4.19. Evoluția temperaturii amestecului la sarcini parțiale (2500 rot/min) pentru IP50 comparativ cu alimentarea cu benzină

6.4.2.2. Măsurători privind gradul de poluare

Pentru măsurarea gradului de poluare s-au efectuat măsurători în două situații și anume rulara la sarcini parțiale, precum și la sarcina totală. Parametrii urmăriți au fost emisiile de CO_2 , CO , HC și NO_x , concentrația de oxigen O_2 în gazele de evacuare precum și valorile coeficientului de exces de aer λ (Fig. 6.4.20, 6.4.21.). Graficele ridicate conțin și evoluția acestor parametri pentru perioada de adaptare a motorului la trecerea de la alimentarea cu IP50 la alimentarea cu benzină.

Valorile măsurate pentru emisiile din timpul funcționării motorului alimentat cu benzină se consideră valorile de referință, iar evaluarea modificării gradului de poluare se face prin compararea acestor valori cu cele înregistrate la alimentarea cu amestecuri de benzină și izopropanol. Datorită caracteristicii de eficiență a convertorului catalitic, sistemul de injecție este programat pentru a menține amestecul în zona $0,98 < \lambda < 1,002$.

Fig. 6.4.20. Evoluția coeficientului de exces de aer λ la sarcină totalăFig. 6.4.21. Evoluția coeficientului de exces de aer λ la sarcini parțiale

Astfel se asigură temperatura nominală a convertorului pentru ca materialele catalizatoare să poată determina reducerea oxizilor de azot, precum și oxidarea monoxidului de carbon și a hidrocarburilor nearse. Deși amestecul este ușor bogat, și concentrația de CO și HC în gazele de ardere la ieșirea din motor crește comparativ cu funcționarea cu amestec în zona $0,99 < \lambda < 1,01$, reacția de oxidare a monoxidului de carbon și a hidrocarburilor nearse asigură căldura necesară pentru a menține regimul de temperatură la nivelul de eficiență maximă a convertorului catalitic, iar astfel este posibilă și reacția de reducere a NO_x . Această strategie de funcționare este adoptată datorită variației puternice a eficienței de conversie a oxizilor de azot.

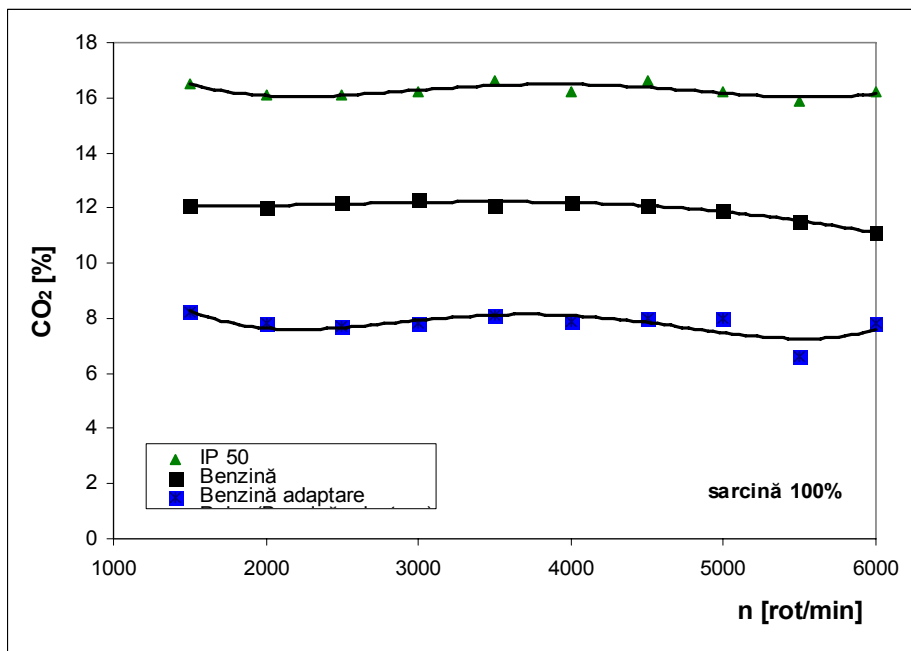
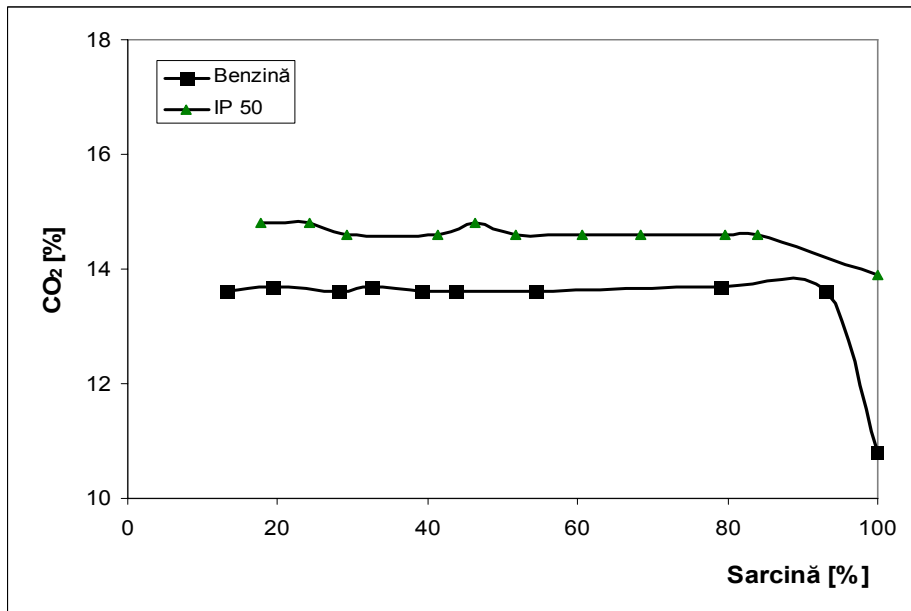
Menținerea coeficientului de dozaj al aerului în jurul valorii de 1,3 ar asigura un randament efectiv mai mare, și o reducere a emisiilor poluante. Totuși, funcționarea motorului în sarcină este practic imposibilă la amestecuri cu $\lambda > 1,05$ datorită intensificării fenomenului de dispersie ciclică, fenomen însoțit de un grad ridicat de instabilitate și variație a puterii efective. Funcționarea motorului cu amestec sărac este în general evitată la m.a.s. cu injecție în poarta supapei tocmai din acest motiv, precum și datorită scăderii eficienței convertorului catalitic.

Un aspect interesant este valoarea relativ mare a concentrației de CO_2 în gazele de evacuare (Fig. 6.4.22., 6.4.23.). În general benzina comercială conține o proporție de 85..88 % carbon și 12..15 % hidrogen, cu un procent foarte redus de oxigen. Astfel, concentrația dioxidului de carbon în gazele de evacuare uscate poate fi în intervalul 14,84..15,89 % de valori maxime. Se constată în cazul folosirii IP50 o creștere a emisiilor de CO_2 cu ca. 35% la sarcină plină și cu ca. 8% la sarcini parțiale pe tot domeniul de turații al motorului.

În timpul măsurătorilor efectuate cu amestecuri benzină-izopropanol sistemul de injecție a menținut raportul aer-combustibil la un raport apropiat de amestec stoechiometric, însă funcționarea se făcea frecvent în zona amestecurilor sărace, cu $0,998 < \lambda < 1,06$. Pentru funcționarea la cald menținerea raportului aer-combustibil în zona amestecurilor ușor sărace este explicația cea mai probabilă pentru scăderea emisiei de CO și HC la adăugarea de alcool în benzină (Fig. 6.4.24., 6.4.25., 6.4.26., 6.4.27.).

Astfel, în ceea ce privește emisiile de CO, se constată valori mai ridicate cu ca. 50% la sarcină plină în cazul benzinei, ceea ce prezintă un avantaj esențial pentru amestecul IP50, având în vedere nocivitatea oxidului de carbon.

Emisiile de hidrocarburi nearse sunt, de asemenea, mai ridicate cu ca. 70% la sarcină plină în cazul benzinei, diferența la sarcini parțiale fiind mult mai pronunțată, un alt avantaj net în favoarea amestecului IP50, datorită nocivității acestor gaze nearse

Fig. 6.4.22. Concentrația de CO₂ în gazele evacuate la sarcină plinăFig. 6.4.23. Concentrația de CO₂ în gazele evacuate la sarcini parțiale

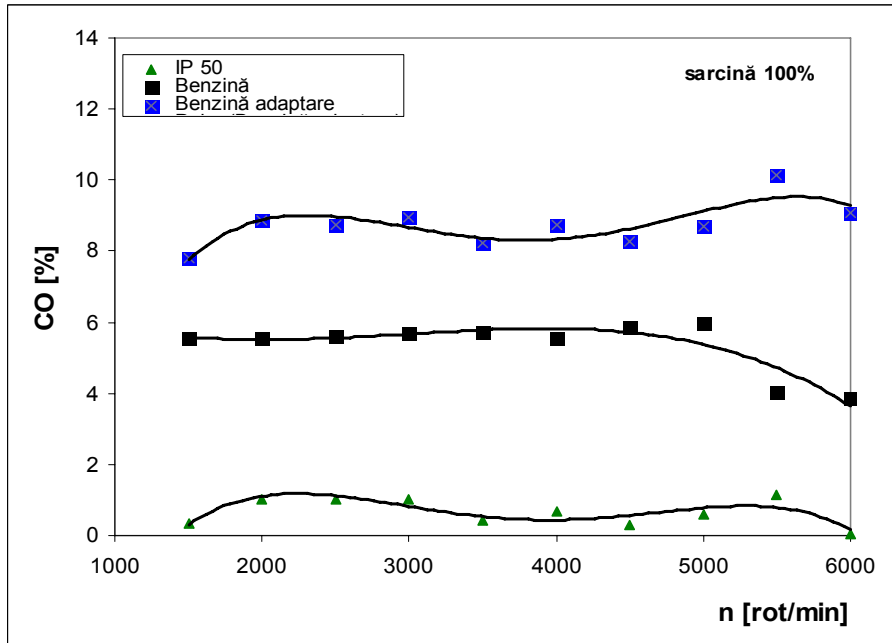


Fig. 6.4.24. Concentrația de CO în gazele evacuate la sarcină plină

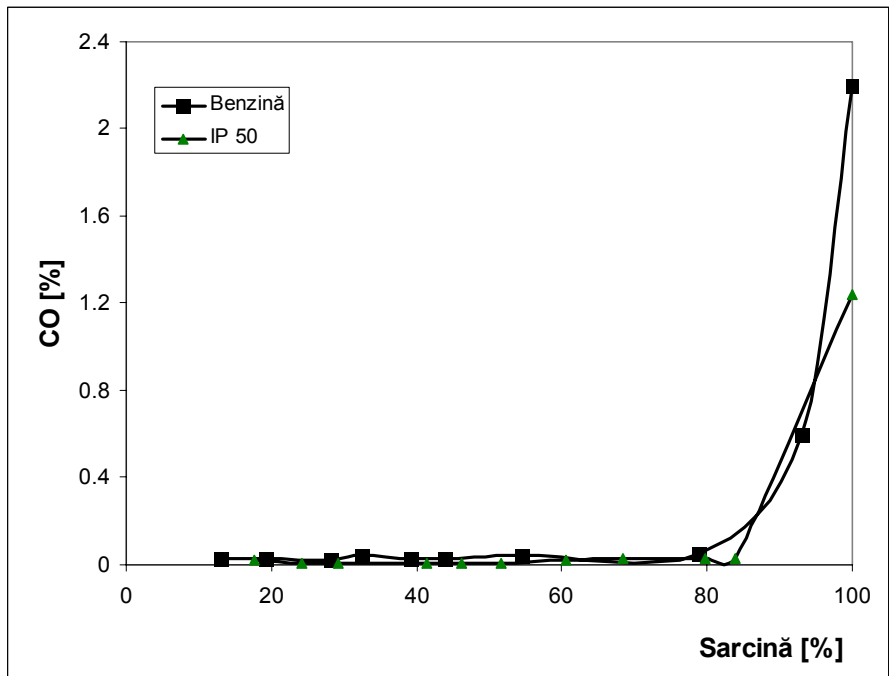


Fig. 6.4.25. Concentrația de CO în gazele evacuate la sarcini parțiale

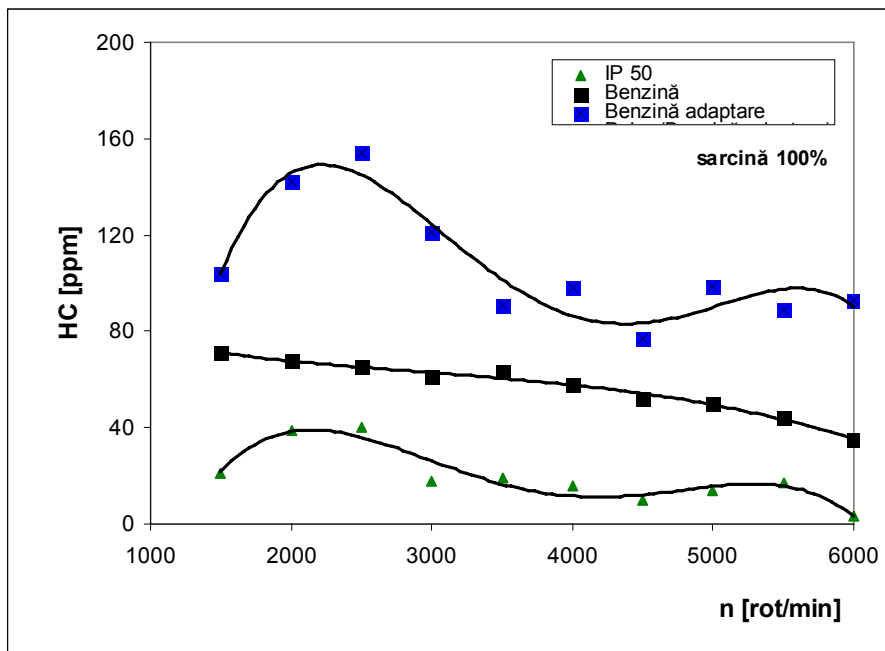


Fig. 6.4.26. Concentrația de HC în gazele evacuate la sarcină plină

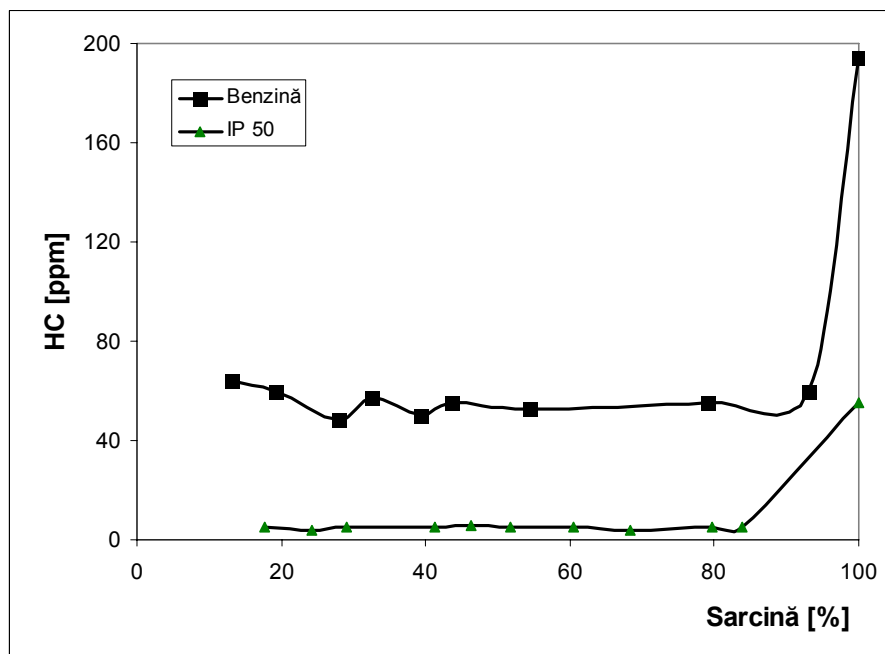


Fig. 6.4.27. Concentrația de HC în gazele evacuate la sarcini parțiale

Creșterea emisiei de NO_x (Fig. 6.4.28., 6.4.29.), precum și a concentrației de O_2 în gazele de evacuare (Fig. 6.4.30., 6.4.31.) susțin ideea variației eficienței de conversie a convertorului catalitic datorită menținerii raportului aer-combustibil în zona amestecurilor ușor sărace la alimentarea motorului cu IP50.

Valorile foarte reduse înregistrate la alimentarea cu benzină pentru emisia de hidrocarburi neare arată o funcționare corespunzătoare a convertorului catalitic. La adăugarea de izopropanol în amestec cu benzina eficiența reacțiilor de oxidare a hidrocarburilor neare și cea de reducere a oxizilor de azot se reduce. Atât concentrația de O_2 cât și mai ales cea de NO_x în gazele de evacuare cresc la alimentarea motorului cu IP50.

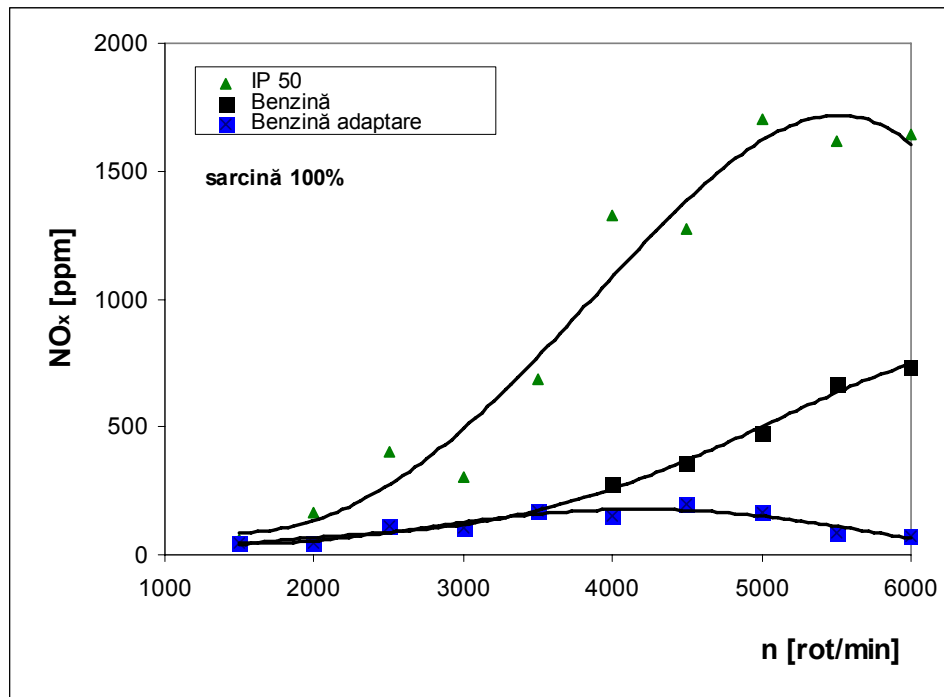
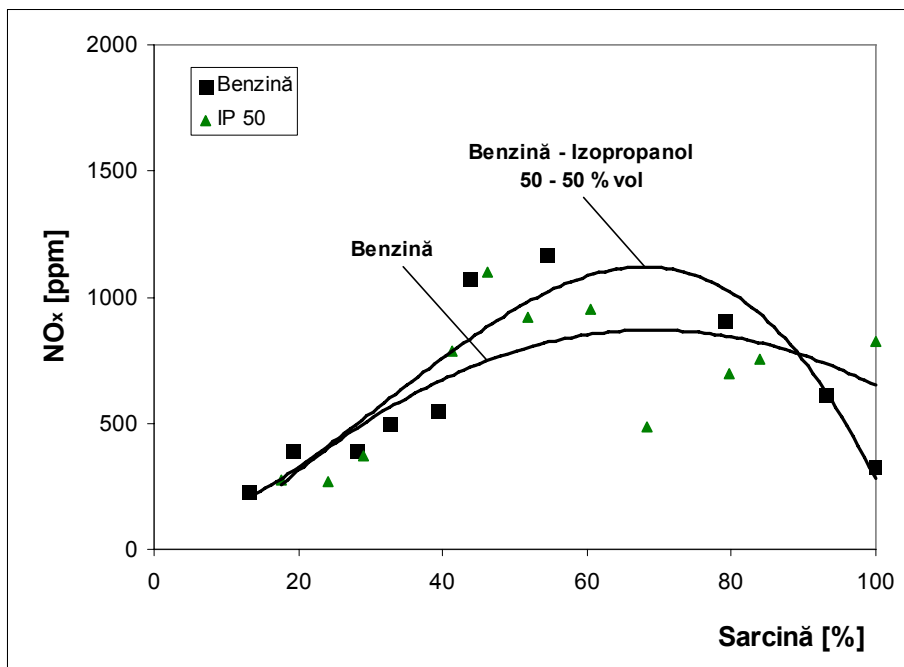
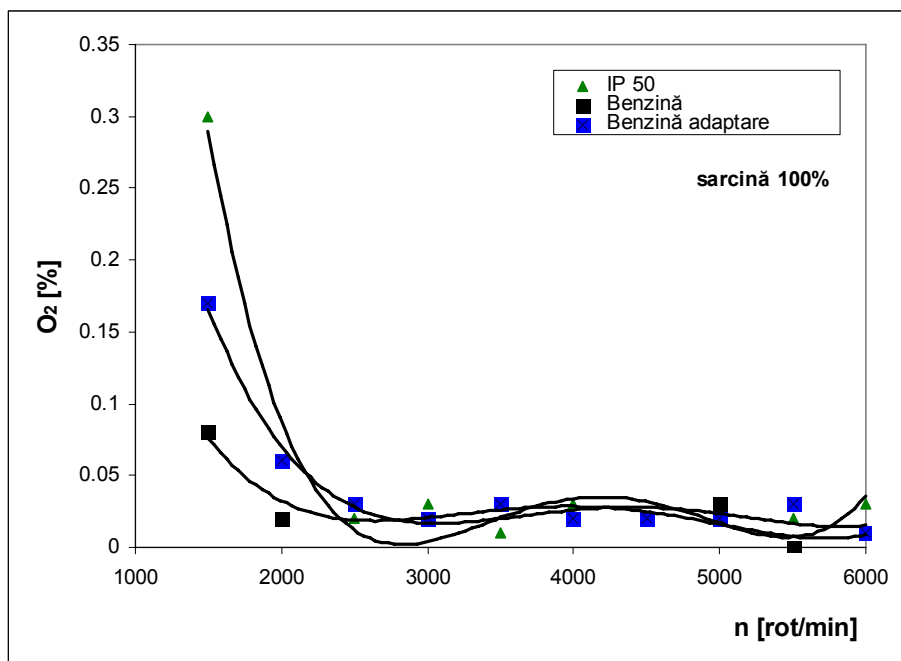


Fig. 6.4.28. Concentrația de NO_x în gazele evacuate la sarcină plină

Această comportare a sistemului de tratare a gazelor de evacuare subliniază necesitatea studierii gradului de poluare a întregului ansamblu, respectiv motorul împreună cu convertorul catalitic.

Chiar dacă prin utilizarea alcoolilor temperatura pe ciclu scade, ceea ce frânează formarea oxizilor de azot, iar arderea este mai eficientă, deci cu emisii de CO și HC mai reduse, gradul de poluare al unui autoturism alimentat cu amestecuri benzină-alcool poate fi mai mare decât în cazul utilizării combustibilului clasic. Toate normele de poluare pentru autovehicule fac referire la gradul de poluare pentru întregul ansamblu și nu doar pentru motorul cu ardere internă.

Fig. 6.4.29. Concentrația de NO_x în gazele evacuate la sarcini parțialeFig. 6.4.30. Concentrația de O_2 în gazele evacuate la sarcină plină

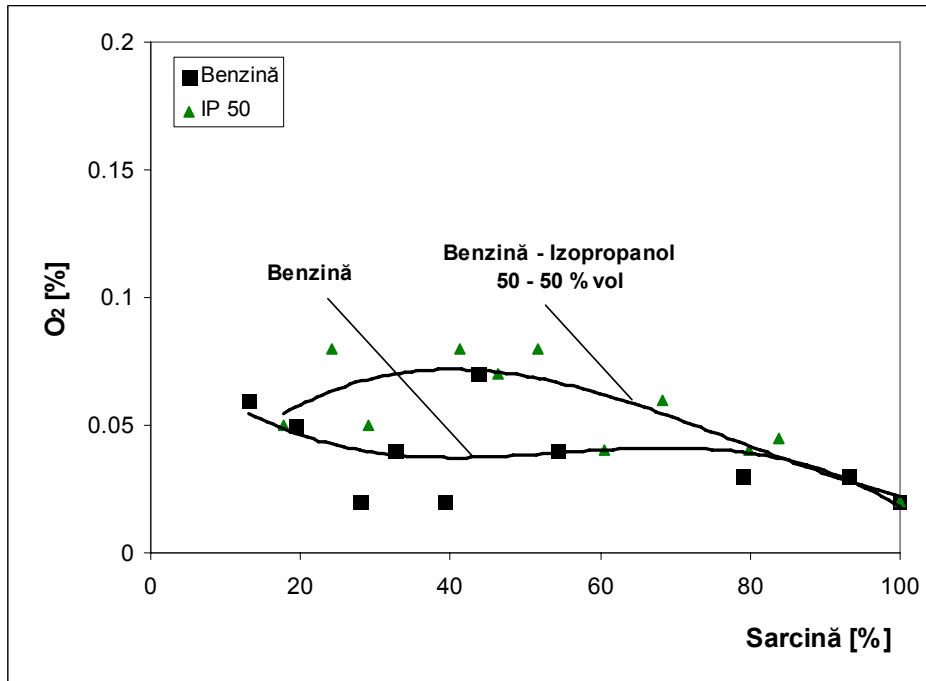


Fig. 6.4.31. Concentrația de O₂ în gazele evacuate la sarcini parțiale

6.5. Concluzii

Măsurătorile efectuate pe motorul echipat cu elemente filtrante care modifică suprafața de filtrare și deci implicit permeabilitatea elementului au dus la rezultate previzibile, având în vedere sistemul folosit în dimensionarea elementului original, care permite debite superioare necesarului motorului, pentru a asigura funcționarea fără probleme a acestuia și în cazul obturării elementului filtrant datorată îmbâcsirii cu impurități din aerul aspirat. Funcționarea fără element filtrant arată foarte clar că nu apare o creștere a performanțelor, ba chiar dimpotrivă, datorită turbulențelor care se creează în carcasa goală (vezi cap. 5).

Un fenomen interesant se produce însă la încercarea de a mări aproape de dublu suprafața filtrantă și anume o ușoară scădere a performanțelor datorită apropierii prea mari dintre pliuri, ceea ce duce la funcționarea elementului similar cu situația în care acesta ar fi obturat.

În ceea ce privește funcționarea motorului cu un amestec carburant de 50% benzină și 50% izopropanol (IP50), comportarea acestuia este bună, cu excepția creșterii consumului datorită conținutului de oxigen al alcoolului și gradului de poluare (NO_x), datorită necordării sistemului motor-convertoare catalitic pentru funcționarea cu amestecuri de benzină-alcool.

Performanțele motorului nu sunt însă influențate semnificativ de alimentarea cu IP50, cu toate că randamentul efectiv al motorului la sarcini parțiale scade ușor, cel mai probabil datorită modificării strategiei de control a aprinderii. Conținutul mare de oxigen în combustibil face ca unitatea electronică de comandă să evalueze greșit sarcina motorului și determină adoptarea unei valori pentru avansul la producerea scântei care nu asigură obținerea randamentului maxim.

Ca și direcție de cercetare pentru viitor se menționează dezvoltarea unui model pentru evaluarea impactului utilizării alcoolilor la alimentarea m.a.s. asupra mediului ambiant. Una din concluziile principale ale studiului pentru determinarea gradului de poluare este necesitatea cercetării emisiilor poluante raportate la întreg autovehiculul și nu doar la motor.

7. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

7.1. Concluzii finale

Rolul galeriei de admisie în pregătirea amestecului carburant a devenit datorită cerințelor tot mai stricte impuse m.a.s.-urilor actuale deosebit de complex. Astfel, asigurarea calității amestecului carburant în toate condițiile de trafic precum și umplerea optimă a cilindrilor la toate regimurile nu mai sunt doar deziderate, ci realități care caracterizează traseele de admisie actuale.

Pentru a asigura cantitatea de aer necesară arderii complete a amestecului carburant se recurge la diferite soluții constructive, cum ar fi trasee de admisie cu geometrie variabilă, trasee la care lungimea galeriei de admisie variază în trepte sau continuu, asigurând astfel lungimea optimă de admisie pentru o plajă largă de turații, efectul dorit fiind cel de supraalimentare prin rezonanță.

Pentru obținerea acestui efect benefic pentru suplimentarea cantității de aer introdusă în cilindrii fără ajutorul unui compresor suplimentar, constructorii actuali propun o serie de soluții care pot asigura supraalimentarea prin rezonanță la un anumit regim de turație al motorului sau la mai multe regimuri, în trepte sau continuu, ultima soluție fiind și cea mai avansată tehnologic (variarea continuă a lungimii traseului de admisie).

Funcționarea fără probleme a sistemelor avansate de admisie prezentate mai sus se poate face numai în prezența unui sistem de filtrare a aerului admis la fel de performant, astfel și acestuia din urmă impunându-i-se cerințe la fel de complexe.

Astfel, se folosesc medii de filtrare eficiente, care asigură separarea particulelor de impurități din aerul aspirat precum și diferite soluții pentru evitarea patrunderii apei în toate formele ei de agregare în sistemul de admisie.

Testarea sistemelor de admisie în timpul dezvoltării acestora se face în prezent cu ajutorul sistemelor CFD (Computational Fluid Dynamics), rezultatele obținute reducând timpul de proiectare precum și orele de testare pe bancul de probe. La obținerea unei versiuni care îndeplinește cerințele impuse de constructor, se produce un prototip care se supune testelor pe bancul de probe.

Testarea pe bancul de probe confirmă de cele mai multe ori valabilitatea sistemului de dezvoltare cu ajutorul CFD, ducând uneori la rezultate mai bune datorită faptului că pe bancul de teste nu se pot măsura viteze de curgere în zone greu accesibile ale sistemelor de admisie.

Pentru a observa influența elementului filtrant asupra eficienței sistemului de filtrare, s-au măsurat caracteristicile motorului la modificarea parametrilor elementului filtrant (permeabilitatea mediului filtrant). Rezultatele obținute arată că elementul filtrant dimensionat corespunzător pentru a asigura debitul de aer necesar și în cazul îmbăcsirii parțiale nu are o influență majoră asupra debitului de aer admis în cilindrii, chiar dacă se dublează sau înjumătățește debitul elementului filtrant.

Datorită adoptării pe scară largă a biocombustibililor, s-a făcut un studiu al influenței pe care acest tip de carburant o are asupra funcționării motorului. Astfel, s-au măsurat parametrii motorului la alimentarea cu un amestec de benzină-izopropanol 50-50%, pentru a observa eventualele influențe ale unui amestec combustibil cu concentrație mare de alcool.

Datorită conținutului mare de oxigen în molecula de izopropanol comparativ cu benzina, este necesar un debit mai mare de combustibil pentru obținerea unui amestec stoechiometric. Creșterea consumului de combustibil în timpul funcționării la cald este în concordanță cu necesarul de debit suplimentar de carburant pentru asigurarea unui raport aer-combustibil cât mai apropiat de valoarea stoechiometrică. Imediat după pornire și până la încălzirea sondei de oxigen consumul de combustibil crește cel mai probabil din cauza modificării strategiei de control al formării amestecului pentru a se asigura o funcționare stabilă a motorului.

Valorile emisiilor de noxe în cazul alimentării cu amestec de benzină-izopropanol rămân în limite apropiate cu valorile obținute pentru benzină. O diferență majoră se observă în cazul emisiei de oxizi de azot, cel mai probabil datorită scăderii eficienței convertorului catalitic. Această concluzie este susținută și de comportarea motorului imediat după pornire și în timpul încălzirii motorului, când regimul de temperatură al convertorului catalitic este mult sub pragul de eficiență maximă, iar gradul de poluare scade odată cu creșterea concentrației de alcool în amestec cu benzina. Dezvoltarea unui model pentru evaluarea impactului utilizării alcoolilor la alimentarea m.a.s. asupra mediului ambiant poate reprezenta o direcție de cercetare pentru viitor.

7.2. Contribuții personale

În capitolul introductiv am prezentat succint un scurt istoric al sistemelor de admisie și injecție, făcând referire și la sistemele de distribuție variabilă, menite să îmbunătățească umplerea cilindrilor, precum și la sistemele de supraalimentare existente în prezent.

În capitolul al doilea am prezentat unele sisteme de injecție de benzină folosite în prezent la m.a.s., fiind trecute unele sisteme mai reprezentative de injecție directă, iar în detaliu fiind prezentat sistemul Bosch Motronic, care echipează majoritatea autovehiculelor actuale.

În „Stadiul actual al cercetărilor privind rolul sistemelor de admisie în formarea mestecului la m.a.s. cu injecție de benzină” am sintetizat o metodă de calcul a schimbului de gaze la m.a.s. a cărei concluzie conduce la dezideratul general de micșorare a coeficientului gazelor reziduale pentru mărirea gradului de umplere, pentru a îmbunătăți performanțele m.a.s. actuale. De asemenea, am prezentat unele influențe asupra procesului de schimbare a gazelor, precum și fenomene de undă ce însoțesc procesul de admisie. Este sintetizată și o metodă de calcul a procesului de admisie a cărei final duce la expresia coeficientului de umplere.

În „Cercetările teoretice și experimentale asupra rolului colectoarelor de admisie în formarea și distribuția amestecului carburant” am prezentat cerințele actuale ale sistemelor de admisie, precum și metode de îmbunătățire a performanțelor m.a.s. prin supraalimentarea cu ajutorul efectului de rezonanță în traseul de admisie. Am menționat cele mai importante sisteme de admisie care folosesc acest efect pentru optimizarea admisiei. De asemenea, capitolul prezintă o metodă de simulare a distribuției aerului în cilindri folosind un sistem CFD, cuplată cu rezultatele obținute în urma testării experimentale a galeriei pentru care am făcut simularea CFD, pentru a compara fidelitatea datelor furnizate de acesta.

În „Influența sistemului de filtrare al aerului asupra performanțelor unui m.a.s. cu injecție de benzină” am prezentat rolul și eficiența sistemelor de filtrare a aerului actuale, soluții constructive care îndeplinesc aceste cerințe, împreună cu

eficientizarea proiectării acestor sisteme. Am prezentat și o serie de soluții constructive menite să contracareze efectele factorilor externi asupra performanțelor sistemului de filtrare, de la simularea efectelor cu ajutorul CFD, la implementarea acestora pe autovehicule.

În „Cercetări experimentale privind comportarea filtrelor asupra performanțelor energetice și de poluare” am prezentat un studiu asupra curgerii aerului în carcasa filtrului de aer al unui m.a.s. în 4 cilindri, fiind descris modelul numeric creat pentru simularea CFD, precum și rezultatele experimentale.

În capitolul dedicat încercărilor experimentale intitulat „Încercări experimentale privind influența modificării naturii combustibilului și sistemului de filtrare a aerului asupra performanțelor energetice și de poluare” am realizat un stand experimental și am adaptat un autoturism echipat cu m.a.s. cu injecție în poarta supapei pentru a face posibilă măsurarea temperaturii amestecului. Pentru determinarea parametrilor de funcționare a motorului, am înregistrat mai multe date preluate prin interfața de diagnosticare a sistemului integrat de control al formării amestecului și al aprinderii.

Măsurarea variației parametrilor motorului la modificarea caracteristicilor elementului filtrant s-au făcut pe un stand dinamic cu role, schimbând de fiecare dată elementul filtrant, astfel încât măsurătorile să fie făcute într-un interval de timp restrâns, influențele condițiilor atmosferice fiind minime.

Comportarea motorului la alimentarea cu amestec de benzină-izopropanol a fost studiată prin efectuarea de încercări la sarcini parțiale și sarcină plină pe un stand dinamic cu role. Caracteristicile standului dinamic precum și modificările minime aduse motorului au permis cercetări în condiții foarte apropiate de situația reală, în care autoturismul rulează pe șosea. Gradul de poluare a fost evaluat prin măsurarea concentrațiilor în gazele de evacuare pentru emisiile de CO₂, CO, HC, NO_x și O₂.

Prin aceste măsurători am pus în evidență necesitatea studierii gradului de poluare pentru întreg ansamblul motor - sistem de tratare a gazelor de evacuare, datorită variației semnificative a eficienței convertorului catalitic în funcție de condițiile de exploatare.

8. ANEXE

Anexa 1

	v	n	t _{sa}	c	P _e	t _{amb}	P _{amb}	P _{steam}	P _{norm}	η	M _{norm}
	[km/h]	[rpm]	[°C]	[l/100 km]	[kW]	[°C]	[mbar]	[mbar]	[kW]	[%]	[Nm]
Benz 01 Filtru original	43.8	1500	18	19.1	15	21.5	1024	9	14.5538	19.5247	92.6994
	58.4	2000	16.3	22.1	30.07	21.5	1024	9	29.1755	25.3704	139.3736
	73	2500	14.5	22.8	41.82	21.5	1024	9	40.5760	27.3606	155.0676
	87.6	3000	12.3	22.9	49.46	21.5	1024	9	47.9888	26.8481	152.8304
	102.2	3500	10.5	24.4	57.35	21.5	1024	9	55.6441	25.0433	151.8946
	116.8	4000	8.3	23.9	66.84	21.5	1024	9	64.8518	26.0733	154.9007
	131.4	4500	6.4	23.6	75.34	21.5	1024	9	73.0989	26.4556	155.1994
146	5000	4.6	20.6	82.7	21.5	1024	9	80.2400	29.9423	153.3248	

Benz 02 Filtru original	43.8	1500	22.3	23.5	20.3	26.8	1014	10	20.0783	21.4760	127.8874
	58.4	2000	20.2	24.7	29.47	27.1	1014	10	29.1686	22.2469	139.3403
	73	2500	15.4	27.3	40.96	26.8	1014	10	40.5127	22.3807	154.8256
	87.6	3000	15.1	27.3	48.49	27.1	1014	10	47.9940	22.0793	152.8472
	102.2	3500	13.5	26.7	56.79	26.8	1014	10	56.1698	22.6626	153.3298
	116.8	4000	14.5	27.9	65.85	27.1	1014	10	65.1764	22.0043	155.6762
	131.4	4500	12.6	28.1	74.07	26.8	1014	10	73.2611	21.8444	155.5438
	146	5000	14.3	27.8	78.77	27.1	1014	10	77.9643	21.1331	148.9763
	160.6	5500	12.7	27.2	77.39	26.8	1014	10	76.5449	19.2917	132.9674
175.2	6000	13.3	24.3	73.65	27.1	1014	10	72.8967	18.8379	116.0775	

Benz 03 Filtru original	43.8	1500	23.9	19.9	19.8	22.7	1023	9.3	19.2615	24.7365	122.6847
	58.4	2000	22.2	21.3	31.69	23.3	1023	9.3	30.8594	27.7415	147.4174
	73	2500	15.7	23.2	42.89	22.7	1023	9.3	41.7235	27.5769	159.4529
	87.6	3000	14.3	23.1	51.26	23.3	1023	9.3	49.9164	27.5843	158.9695
	102.2	3500	13.5	22.7	58.26	22.7	1023	9.3	56.6755	27.3460	154.7102
	116.8	4000	15	23.8	68.65	23.3	1023	9.3	66.8506	26.8918	159.6750
	131.4	4500	12.5	24.2	75.99	22.7	1023	9.3	73.9233	26.0223	156.9497
	146	5000	11.5	23.9	83.29	23.3	1023	9.3	81.1069	25.9921	154.9813
	160.6	5500	9.5	23.1	83.2	22.7	1023	9.3	80.9372	24.4211	140.5974
175.2	6000	10.1	20.5	78.82	23.3	1023	9.3	76.7540	23.8973	122.2198	

Benz 04 Filtru EF01	43.8	1500	25.4	19.9	19.9	25.6	1023	10	19.4822	24.8614	124.0908
	58.4	2000	25.2	21.5	30.3	25.8	1023	10	29.6739	26.2779	141.7541
	73	2500	20.2	23.4	42	25.6	1023	10	41.1183	26.7738	157.1400
	87.6	3000	17.1	23.5	49.8	25.8	1023	10	48.7709	26.3425	155.3213
	102.2	3500	17	22.6	57.6	25.6	1023	10	56.3908	27.1558	153.9331
	116.8	4000	16.5	24.1	66.7	25.8	1023	10	65.3216	25.8027	156.0230
	131.4	4500	16.4	23.9	75.4	25.6	1023	10	73.8172	26.1443	156.7243
	146	5000	15.9	24.1	83.1	25.8	1023	10	81.3827	25.7176	155.5084
	160.6	5500	15.2	23	84.9	25.6	1023	10	83.1177	25.0285	144.3852
175.2	6000	15.5	20.6	80.9	25.8	1023	10	79.2282	24.4088	126.1596	

162 Anexe - 8

Benz 05 Filtru EF02	43.8	1500	25.4	19.9	19.2	25.6	1023	10	18.7969	23.9869	119.7257
	58.4	2000	25.2	21.5	31.4	25.8	1023	10	30.7511	27.2319	146.9003
	73	2500	20.2	23.4	42.9	25.6	1023	10	41.9994	27.3475	160.5073
	87.6	3000	17.1	23.5	51.13	25.8	1023	10	50.0734	27.0460	159.4694
	102.2	3500	17	22.6	58.53	25.6	1023	10	57.3013	27.5943	156.4185
	116.8	4000	16.5	24.1	68.93	25.8	1023	10	67.5056	26.6654	161.2394
	131.4	4500	16.4	23.9	76.38	25.6	1023	10	74.7766	26.4842	158.7613
	146	5000	15.9	24.1	83.56	25.8	1023	10	81.8332	25.8600	156.3692
	160.6	5500	15.2	23	84.2	25.6	1023	10	82.4324	24.8221	143.1947
175.2	6000	15.5	20.6	79.7	25.8	1023	10	78.0530	24.0468	124.2882	
Benz 06 Filtru EF03	43.8	1500	25.4	19.9	19.4	25.6	1023	10	18.9927	24.2367	120.9729
	58.4	2000	25.2	21.5	29.5	25.8	1023	10	28.8904	25.5841	138.0114
	73	2500	20.2	23.4	40.3	25.6	1023	10	39.4540	25.6901	150.7796
	87.6	3000	17.1	23.5	48.03	25.8	1023	10	47.0375	25.4062	149.8008
	102.2	3500	17	22.6	56.2	25.6	1023	10	55.0202	26.4958	150.1917
	116.8	4000	16.5	24.1	65.13	25.8	1023	10	63.7841	25.1954	152.3505
	131.4	4500	16.4	23.9	73.6	25.6	1023	10	72.0549	25.5202	152.9829
	146	5000	15.9	24.1	81.34	25.8	1023	10	79.6591	25.1729	152.2149
	160.6	5500	15.2	23	83.6	25.6	1023	10	81.8450	24.6452	142.1743
175.2	6000	15.5	20.6	78.6	25.8	1023	10	76.9757	23.7149	122.5728	
Benz 07 Filtru EF04	43.8	1500	25.4	19.9	19.3	25.6	1023	10	18.8948	24.1118	120.3493
	58.4	2000	25.2	21.5	28.71	25.8	1023	10	28.1167	24.8990	134.3155
	73	2500	20.2	23.4	41.9	25.6	1023	10	41.0204	26.7101	156.7659
	87.6	3000	17.1	23.5	49.6	25.8	1023	10	48.5750	26.2367	154.6975
	102.2	3500	17	22.6	57.3	25.6	1023	10	56.0971	27.0144	153.1314
	116.8	4000	16.5	24.1	66.55	25.8	1023	10	65.1747	25.7447	155.6722
	131.4	4500	16.4	23.9	74.98	25.6	1023	10	73.4060	25.9987	155.8513
	146	5000	15.9	24.1	82.36	25.8	1023	10	80.6580	25.4886	154.1236
	160.6	5500	15.2	23	83.4	25.6	1023	10	81.6492	24.5863	141.8342
175.2	6000	15.5	20.6	79.7	25.8	1023	10	78.0530	24.0468	124.2882	
Benz 08 Filtru EF05	43.8	1500	25.4	19.9	19.15	25.6	1023	10	18.7480	23.9244	119.4140
	58.4	2000	25.2	21.5	28.84	25.8	1023	10	28.2440	25.0117	134.9237
	73	2500	20.2	23.4	41.58	25.6	1023	10	40.7071	26.5061	155.5686
	87.6	3000	17.1	23.5	49.12	25.8	1023	10	48.1049	25.9828	153.2004
	102.2	3500	17	22.6	56.93	25.6	1023	10	55.7349	26.8399	152.1426
	116.8	4000	16.5	24.1	66.15	25.8	1023	10	64.7830	25.5900	154.7365
	131.4	4500	16.4	23.9	74.38	25.6	1023	10	72.8186	25.7907	154.6042
	146	5000	15.9	24.1	81.3	25.8	1023	10	79.6199	25.1606	152.1400
	160.6	5500	15.2	23	82.95	25.6	1023	10	81.2087	24.4536	141.0689
175.2	6000	15.5	20.6	79.5	25.8	1023	10	77.8571	23.9864	123.9763	

IP01 Filtru original	43.8	1500	20.2	21.5	20.8	25.1	1015	10.4	20.5022	27.9584	130.5874
	58.4	2000	19.1	22.3	29.74	24	1016	9.8	29.2339	28.9058	139.6526
	73	2500	17.5	24.9	41.68	25.1	1015	10.4	41.0833	29.0247	157.0063
	87.6	3000	14.9	24.4	48.35	24	1016	9.8	47.5273	28.6328	151.3608
	102.2	3500	18.7	24.3	54.98	25.1	1015	10.4	54.1929	28.0227	147.9333
	116.8	4000	20.5	25.6	64.14	24	1016	9.8	63.0486	27.1524	150.5938
	131.4	4500	21.2	25.7	70.01	25.1	1015	10.4	69.0077	26.2418	146.5132
	146	5000	18.6	25.3	77.96	24	1016	9.8	76.6334	26.7153	146.4333
	160.6	5500	21.1	24.7	78.3	25.1	1015	10.4	77.1790	24.9851	134.0690
175.2	6000	19	22.1	70.86	24	1016	9.8	69.6543	23.1652	110.9144	

IP 02 Filtru EF01	43.8	1500	23.3	23.6	19.6	28.3	1020	9.6	19.3132	24.0011	123.0141
	58.4	2000	25.5	25.1	30.32	28.4	1020	9.7	29.8872	26.1821	142.7734
	73	2500	22.5	27.7	42.69	28.3	1020	9.6	42.0654	26.7230	160.7593
	87.6	3000	23.8	27.3	49.69	28.4	1020	9.7	48.9807	26.3005	155.9896
	102.2	3500	25.6	26.8	57.37	28.3	1020	9.6	56.5306	26.5131	154.3145
	116.8	4000	28.4	28.2	66.73	28.4	1020	9.7	65.7775	25.6443	157.1119
	131.4	4500	28.6	28.3	73.72	28.3	1020	9.6	72.6413	25.0937	154.2279
	146	5000	27.3	27.9	80.83	28.4	1020	9.7	79.6763	25.1176	152.2476
	160.6	5500	28.5	27.2	81.48	28.3	1020	9.6	80.2878	23.6101	139.4692
175.2	6000	26.7	24.1	76.52	28.4	1020	9.7	75.4278	22.9396	120.1079	

IP 03 Filtru EF05	43.8	1500	22.7	23.5	19.7	26.9	1021	9.4	19.3436	24.2262	123.2079
	58.4	2000	21.8	25.1	31.04	27	1021	9.3	30.4776	26.8038	145.5935
	73	2500	21.5	27.5	41.98	26.9	1021	9.4	41.2206	26.4697	157.5310
	87.6	3000	20.1	27.4	50.81	27	1021	9.3	49.8893	26.7952	158.8833
	102.2	3500	23.2	26.8	57.89	26.9	1021	9.4	56.8428	26.7534	155.1670
	116.8	4000	24.4	28.2	67.73	27	1021	9.3	66.5028	26.0286	158.8442
	131.4	4500	24.4	28.5	75.35	26.9	1021	9.4	73.9870	25.4686	157.0849
	146	5000	23.1	28.1	82.21	27	1021	9.3	80.7204	25.3646	154.2428
	160.6	5500	23.5	27.4	82.55	26.9	1021	9.4	81.0568	23.7456	140.8050
175.2	6000	23.4	24.2	78.06	27	1021	9.3	76.6456	23.3046	122.0471	

IP 04 Filtru EF05	43.8	1500	22.5	23.4	19.4	27.4	1021	9.4	19.0706	23.9593	121.4687
	58.4	2000	23.6	25	31.05	27.1	1021	9.1	30.4955	26.9197	145.6791
	73	2500	21.5	27.5	42.57	27.4	1021	9.4	41.8472	26.8417	159.9255
	87.6	3000	21.5	27.2	50.07	27.1	1021	9.1	49.1758	26.5991	156.6108
	102.2	3500	23.4	26.8	57.93	27.4	1021	9.4	56.9464	26.7719	155.4496
	116.8	4000	25.2	28.2	67.45	27.1	1021	9.1	66.2454	25.9210	158.2295
	131.4	4500	25.2	28.4	74.81	27.4	1021	9.4	73.5397	25.3751	156.1353
	146	5000	23.4	27.9	83.06	27.1	1021	9.1	81.5766	25.8105	155.8789
	160.6	5500	24	27.3	82.5	27.4	1021	9.4	81.0992	23.8181	140.8787
175.2	6000	23.3	24.2	80.01	27.1	1021	9.1	78.5811	23.8867	125.1292	

Anexa 2

v	n	t _{sa}	c	P _w	Pr	Pe	η _t	Sarcina	η
[km/h]	[rpm]	[°C]	[l/100 km]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]	[%]	[%]
43.8	1500	25.1	7.4	0.9	1.8118	2.8303	95.8150	13.6878	11.0530
43.8	1500	24.2	8.1	1.9	1.8118	3.8739	95.8150	18.7353	13.8215
43.8	1500	26.3	8.5	2.7	1.8118	4.7089	95.8150	22.7733	16.0098
43.8	1500	23.4	10.1	4.8	1.8118	6.9006	95.8150	33.3731	19.7448
43.8	1500	20.4	12.5	7.6	1.8118	9.8229	95.8150	47.5061	22.7100
43.8	1500	21.5	15.9	11.2	1.8118	13.5801	95.8150	65.6770	24.6828
43.8	1500	22.3	20.9	15.7	1.8118	18.2767	95.8150	88.3908	25.2720
43.8	1500	22.5	24	18	1.8118	20.6771	95.8150	100.0000	24.8982
73	2500	12.5	7.4	2.1	3.0197	5.3713	95.3150	13.1545	12.5860
73	2500	14.6	9.1	6.5	3.0197	9.9876	95.3150	24.4598	19.0309
73	2500	14.7	9.6	7.6	3.0197	11.1417	95.3150	27.2861	20.1242
73	2500	14.7	9.8	7.9	3.0197	11.4564	95.3150	28.0570	20.2704
73	2500	15.9	10.6	9.7	3.0197	13.3449	95.3150	32.6819	21.8297
73	2500	15.7	12.2	12.7	3.0197	16.4923	95.3150	40.3901	23.4402
73	2500	16	13	14.1	3.0197	17.9612	95.3150	43.9872	23.9569
73	2500	16.5	14.6	17.5	3.0197	21.5283	95.3150	52.7231	25.5679
73	2500	17.2	15.9	20.1	3.0197	24.2561	95.3150	59.4036	26.4522
73	2500	18.4	18.6	25.4	3.0197	29.8166	95.3150	73.0214	27.7961
73	2500	19.3	20.5	28.4	3.0197	32.9640	95.3150	80.7295	27.8821
73	2500	21.8	27.5	35.9	3.0197	40.8327	95.3150	100.0000	25.7463
102.2	3500	12.7	7	0.6	4.2276	5.1458	93.8150	9.1039	9.1047
102.2	3500	13.1	7.4	2.1	4.2276	6.7447	93.8150	11.9326	11.2887
102.2	3500	14.3	9	6.5	4.2276	11.4348	93.8150	20.2302	15.7361
102.2	3500	15.1	9.9	8.9	4.2276	13.9930	93.8150	24.7561	17.5060
102.2	3500	15.6	11.5	14.2	4.2276	19.6424	93.8150	34.7509	21.1548
102.2	3500	16.2	12	15.3	4.2276	20.8150	93.8150	36.8253	21.4835
102.2	3500	18.4	14.5	22.5	4.2276	28.4896	93.8150	50.4031	24.3349
102.2	3500	20.5	17.6	30.8	4.2276	37.3368	93.8150	66.0554	26.2746
102.2	3500	21.7	19.2	35	4.2276	41.8137	93.8150	73.9758	26.9730
102.2	3500	25.6	27.1	48.8	4.2276	56.5235	93.8150	100.0000	25.8328
131.4	4500	12.9	7.8	1	5.4354	7.0475	91.3150	9.6432	8.7038
131.4	4500	13	8.1	1.9	5.4354	8.0331	91.3150	10.9918	9.5536
131.4	4500	15.2	10.7	11.4	5.4354	18.4366	91.3150	25.2271	16.5983
131.4	4500	15.4	11.2	14	5.4354	21.2839	91.3150	29.1231	18.3063
131.4	4500	18.6	14.1	24.2	5.4354	32.4541	91.3150	44.4073	22.1726
131.4	4500	19.7	15.6	29.4	5.4354	38.1486	91.3150	52.1993	23.5571
131.4	4500	22.3	17.6	36	5.4354	45.3764	91.3150	62.0891	24.8361
131.4	4500	22.8	18.6	39.3	5.4354	48.9902	91.3150	67.0340	25.3725
131.4	4500	27.3	28.5	61.3	5.4354	73.0827	91.3150	100.0000	24.7022
73	2500	8.7	7.9	3.8	3.0197	7.1549	95.3150	17.7044	15.7042
73	2500	11.6	9.1	6.3	3.0197	9.7778	95.3150	24.1946	18.6311
73	2500	10	9.9	8.2	3.0197	11.7712	95.3150	29.1271	20.6169
73	2500	11.2	12.1	12.9	3.0197	16.7022	95.3150	41.3287	23.9346
73	2500	11.3	13.2	14.8	3.0197	18.6956	95.3150	46.2612	24.5586
73	2500	11.9	14.1	16.9	3.0197	20.8988	95.3150	51.7130	25.7005
73	2500	12.6	15.8	20.3	3.0197	24.4659	95.3150	60.5397	26.8499
73	2500	13.5	17.4	23.3	3.0197	27.6134	95.3150	68.3279	27.5175
73	2500	15	19.7	27.7	3.0197	32.2296	95.3150	79.7506	28.3680
73	2500	15.6	20.7	29.3	3.0197	33.9083	95.3150	83.9043	28.4037
73	2500	17.5	25.4	35.5	3.0197	40.4130	95.3150	100.0000	27.5884
73	2500	25.7	5.7	1.9	3.0197	5.1615	95.3150	13.1123	13.5076
73	2500	25.3	6.6	4.2	3.0197	7.5745	95.3150	19.2424	17.1194
73	2500	22.4	7.9	7.5	3.0197	11.0368	95.3150	28.0378	20.8397
73	2500	22.4	8.4	9.2	3.0197	12.8203	95.3150	32.5687	22.7665
73	2500	23.4	9.5	11.7	3.0197	15.4432	95.3150	39.2319	24.2488
73	2500	22.6	10.1	13.4	3.0197	17.2268	95.3150	43.7628	25.4424
73	2500	22.1	11.7	17.4	3.0197	21.4234	95.3150	54.4239	27.3136
73	2500	20.4	15.7	26.6	3.0197	31.0756	95.3150	78.9444	29.5254
73	2500	19.4	19.1	31.9	3.0197	36.6361	95.3150	93.0703	28.6123
73	2500	16.1	23.4	34.5	3.0197	39.3639	95.3150	100.0000	25.0934

Anexa 3

Benz 100%

n	λ	CO	CO ₂	O ₂	HC	NO _x
[rot/min]	[-]	[%]	[%]	[%]	[ppm]	[ppm]
1500	0.774	7.79	8.2	0.17	104	44
2000	0.762	8.87	7.8	0.06	142	47
2500	0.738	8.72	7.7	0.03	154	109
3000	0.732	8.95	7.8	0.02	121	107
3500	0.752	8.23	8.1	0.03	91	172
4000	0.74	8.76	7.9	0.02	98	149
4500	0.752	8.28	8	0.02	77	196
5000	0.747	8.7	8	0.02	99	165
5500	0.685	10.12	6.6	0.03	89	87
6000	0.734	9.09	7.8	0.01	93	72

Anexa 4

Benz 2500 rpm

Sarcina	λ	CO	CO ₂	O ₂	HC	NO _x
[%]	[-]	[%]	[%]	[%]	[ppm]	[ppm]
0						
13.11227	0.998	0.03	13.6	0.06	64	228
19.24238	0.997	0.03	13.7	0.05	60	387
28.03777	0.998	0.02	13.6	0.02	48	391
32.56872	0.998	0.04	13.7	0.04	57	497
39.23189	0.997	0.03	13.6	0.02	50	551
43.76285	1	0.03	13.6	0.07	55	1072
54.42392	0.998	0.04	13.6	0.04	53	1171
78.94438	0.997	0.05	13.7	0.03	55	905
93.0703	0.996	0.6	13.6	0.03	60	615
100	0.863	2.2	10.8	0.02	194	325

Anexa 5

IP 100%

n	λ	CO	CO ₂	O ₂	HC	NO _x
[rot/min]	[-]	[%]	[%]	[%]	[ppm]	[ppm]
1500	1.025	0.14	15.5	0.59	19	917
2000	1.002	0.645	3	0.8	36	149
2500	1.005	0.2	15.5	0.06	19	917
3000	0.972	0.87	15.4	0.02	16	353
3500	1.006	0.01	15.4	0.23	5	1996
4000	0.986	0.63	15.8	0.03	11	1207
4500	1.009	0.01	15.4	0.26	5	2352
5000	0.996	0.35	16	0.02	10	1534
5500	0.994	0.44	15.2	0.01	9	1695
6000	0.999	0.01	16.3	0.11	2	2894

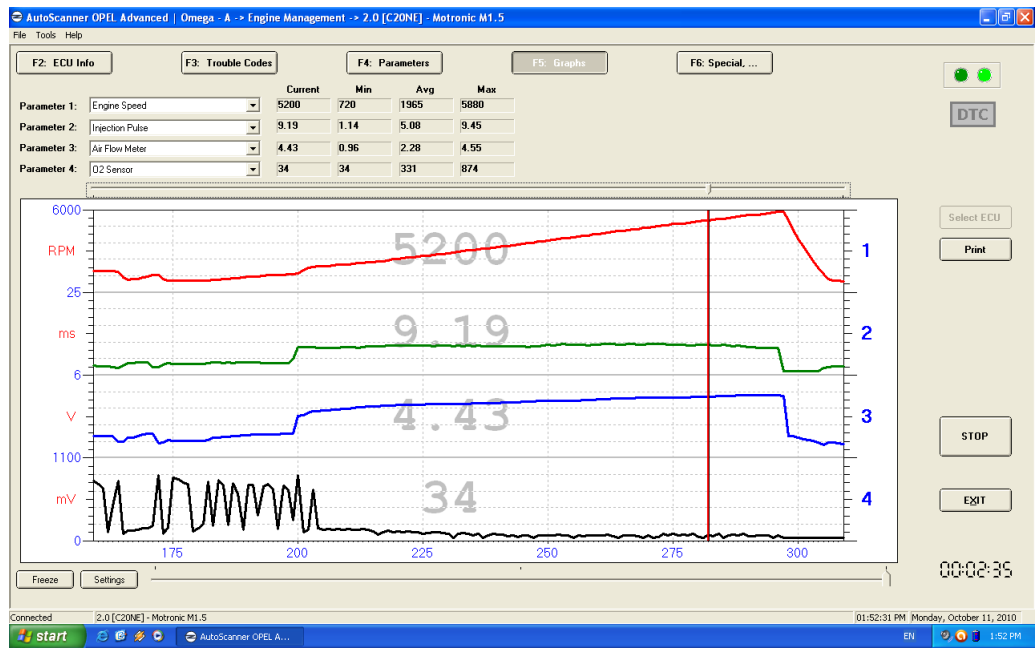
Anexa 6

IP 2500 rpm

Sarcina	λ	CO	CO ₂	O ₂	HC	NO _x
[%]	[-]	[%]	[%]	[%]	[ppm]	[ppm]
17.70441	1.001	0.02	14.8	0.05	5	272
24.1946	1.002	0.01	14.8	0.08	4	271
29.12714	1.001	0.01	14.6	0.05	5	372
41.32869	1.003	0.01	14.6	0.08	5	786
46.26124	1.003	0.01	14.8	0.07	6	1096
51.713	1.003	0.01	14.6	0.08	5	921
60.53965	1.001	0.02	14.6	0.04	5	951
68.32788	1.001	0.03	14.6	0.06	4	487
79.75061	1.001	0.03	14.6	0.04	5	698
83.90433	1	0.03	14.6	0.045	5	757
100	0.963	1.24	13.9	0.02	55	823

Anexa 7







9. BIBLIOGRAFIE

- [1] Dănilă Iorga, Adrian Irimescu, Liviu Mihon, **Radu Hențiu** - Emissions model for spark ignition engines fueled with gasoline-bioethanol blends - International U.A.B. - B.E.N.A. Workshop on Management and Sustainable Protection of Environment, Alba-Iulia, România, May 6-7th, 2009 cu publicare în Journal of Environmental Protection and Ecology, Sofia, Bulgaria, ISSN 1311-5065
- [2] Dănilă Iorga, Adriana Tokar, Walter Svoboda, **Radu Hențiu**, Ioan Hiticaș – EXPERIMENTAL RESEARCHES CONCERNING POLLUTING EMISSIONS FROM MOTOR VEHICLES, TRAFFIC CONDITIONS, WITH AND WITHOUT AIRCONDITIONING FUNCTION– ICOME 2010, Craiova, România
- [3] Dănilă Iorga, Liviu Mihon, **Radu Hențiu**, Ioan Hiticaș – Engine Performance increase by intake manifold resonance supercharging effect – CONFERENG 2010, Târgu-Jiu, România
- [4] Dănilă Iorga, Liviu Mihon, **Radu Hențiu**, Walter Svoboda, Ioan Hiticaș – Improving performance of a diesel-gas engine - International Congress on Automotive and Transport Engineering, CONAT 2010, Brasov, Romania, ISSN 2069-0401, Vol. III, octombrie 2010, pp. 101 – 106.
- [5] Dănilă Iorga, **Radu Hențiu**, Liviu Mihon, Ioan Hiticaș, Daniel Cărăbaș, Walter Svoboda – EXPERIMENTAL RESEARCH ON THE EFFECT OF CHANGING THE PERMEABILITY OF THE FILTER ON THE PERFORMANCE OF A FUEL INJECTION ENGINE - Conferința Națională de Termotehnică cu participare Internațională, 2011, Craiova, România
- [6] Dănilă Iorga, Walter Svoboda, **Radu Hențiu**, Ioan Hiticaș – ISSUES CONCERNING THE STUDY OF PRESENT ENGINE'S INTAKE MANIFOLDS– ICOME 2010, Craiova, România
- [7] Ioan-Daniel Cărăbaș, Narcis Uricanu, Claudiu Ander, Mihai Nagi, **Radu Hențiu** – RESEARCH REGARDING EMISSIONS LEVELS VARIATION BETWEEN PERIODICAL TECHNICAL INSPECTIONS OF PASSENGER CARS POWERED BY COMPRESSION IGNITION ENGINES – Conferința Națională de Termotehnică cu participare Internațională, 2011, Craiova, România
- [8] Agarwal, Z. S. Filipi, D. N. Assanis, D. M. Baker - Assessment of Single- and Two-Zone Turbulence Formulations for Quasi-Dimensional Modeling of Spark-Ignition Engine Combustion - Combustion Science and Technology 1998, Vol. 136, pp. 13-39
- [9] Algieri A., Bova S. - Influence of Valve-Wall Distance on the Intake Flow in High Performance I.C.E. - SAE Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition, SAE paper n. 2004-01-1922 in SAE Book - Direct Fuel Injection, Engine Diagnostics, and New Developments in Powertrain Tribology, CVT, ATF & Fuel Economy - SAE Special Publication 1891, SAE International, 2004.
- [10] Algieri A., Bova S., de Bartolo C., Fortunato F. - Numerical analysis of the flow field in the filter housing of a four-cylinder spark ignition engine - 1st International Conference on Motor Vehicle and Transportation MVT 2006, Timișoara

-
- [11] Algieri A., Bova S., De Bartolo, C., - Experimental and Numerical Investigation on the Effects of the Seeding Properties on LDA Measurements - Journal of Fluids Engineering, 127 (3), pp. 514-522, 2005.
- [12] Al-Sarkhi A., Chambers F. W., - Optimization Technique for Design of Automotive Air Filter Housings with Improved Fluid Dynamic Performance and Filtration - Particulate Science and Technology, 22, 235-252, 2004.
- [13] Apostolescu P., ș.a., Procesul arderii în motorul cu ardere internă, Editura Tehnică București, 1998
- [14] Apostolescu, R., - Procesul arderii în motorul cu ardere internă. Economia de combustibil. Reducerea emisiilor poluante - Editura Tehnică București 1998
- [15] Arden L. Buck - New Equations for Computing Vapor Pressure and Enhancement Factor - Journal of Applied Meteorology , Volume 20, Issue 12, December 1981, pages 1527-1532, ISSN 1558-8424
- [16] Arnone, F., Bozza, G., Rizzo, V., Rocco - La determinazione dei parametri liberi in un modello termodinamico di un M.C.I. ad accensione comandata - ATA Paper No. 10, October 1983
- [17] Audi Engine Management Systems Design and Function Technical Service, Audi Service Training Team, 2002
- [18] Banerjee, R., - Turbulent conjugate heat and mass transfer from the surface of a binary mixture of ethanol/iso-octane in a countercurrent stratified two-phase flow system - International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 51, Issues 25-26, December 2008, Pages 5958-5974, ISSN 0017-9310
- [19] Barata, M., - Modelling of biofuel droplets dispersion and evaporation - Renewable Energy, Volume 33, Issue 4, April 2008, Pages 769-779, ISSN 0960-1481
- [20] Bățașă, N. ș.a., Motoare cu ardere internă, Editura UT – Pres, 2000
- [21] Bățașă, N., Burnete, N., Căzilă, A., Rus, I., Sopa, S., Teborean, I., - Motoare cu ardere internă - Editura Didactică și Pedagogică București 1995
- [22] Berthold, G. - Teoria, construcția și calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
- [23] Boaru-Petruțesc, L., Studii și cercetări privind controlul noxelor pentru motoare cu ardere internă în condițiile interacțiunii cu automobilul, Teză de Doctorat, Universitatea Politehnica Timișoara.
- [24] Bobescu, Gh. ș.a., - Motoare pentru automobile și tractoare, Editura Tehnică, Chișinău, 1995.
- [25] Bobescu, Gh., ș.a., - Motoare pentru automobile și tractoare, vol. III - Editura "TEHNICA-INFO", Chișinău, 2000.
- [26] Bonggyu Kim, Makoto Kaneko, Masaki Mitani, Yuji Ikeda, Tsuyoshi Nakajima - In-cylinder turbulence measurements with a spark plug-in fiber LDV - 11th International Symposium Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics-2002 Lisboa, Portugal
- [27] Brewster, S., - Initial Development of a Turbo-charged Direct Injection E100 Combustion System - SAE International 14th Asia Pacific Automotive Engineering Conference, August 5-8, 2007, Hollywood, California, USA
- [28] Burnete N., ș.a., Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă, Cluj Napoca , Editura Todesco, 2001
- [29] Cădariu, G., Studii și cercetări privind reducerea poluării produsă de mașinile și echipamentele termice, Teză de Doctorat, Universitatea Politehnica Timișoara, 2004

- [30] Charles Fayette Taylor - The Internal Combustion-Engine in Theory and Practice, Volume 2: Combustion, Fuels, Materials, Design - The MIT Press 1985
- [31] Charles O. Probst, SAE, Bosch Fuel Injection and Engine Management, 2007
- [32] Daisho, I., Future Technologies for Low-Emission and Fuel-Efficient Vehicles, FISITA World Automotive Congress 2002
- [33] D'Errico, G., - Prediction of the combustion process and emission formation of a bi-fuel s.i. engine - Energy Conversion and Management, Volume 49, Issue 11, November 2008, Pages 3116-3128, ISSN 0196-8904
- [34] Dillon, H.E., Penoncello, S.G., - A Fundamental Equation for the Calculation of the Thermodynamic Properties of Ethanol - Fifteenth Symposium on Thermophysical Properties, June 22-27, 2003, Boulder, Colorado, U.S.A.
- [35] E. Idelcik - Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice - Editura Tehnică București 1984
- [36] Goryntsev, A. Sadikia, M. Klein, J. Janick - Large eddy simulation based analysis of the effects of cycle-to-cycle variations on air-fuel mixing in realistic DISI IC-engines - Proceedings of the Combustion Institute, Volume 32, Issue 2, 2009, Pages 2759-2766, ISSN 1540-7489
- [37] Hendricks, A. Chevalier, M. Jensen, S. C. Sorenson, D. Trumpy, J. Asik - Modelling of the Intake Manifold Filling Dynamics - International Congress and Exposition Detroit, Michigan, Feb. 26-29 1996 - SAE Technical Paper 960037
- [38] Hildenbrand, S., Staudacher, S., Bruggemann, D., Beyrau, F., Weikl, M.C., Seeger, T., Leipertz, A., - Numerical and experimental study of the vaporization cooling in gasoline direct injection sprays - Proceedings of the Combustion Institute, Volume 31, Issue 2, January 2007, Pages 3067-3073, ISSN 1540- 7489
- [39] Honeywill, T., - Driving range - Automotive Engineer, The Magazine for the Industry, Number 2, February 2009, Volume 34, Pages 15-17
- [40] Honeywill, T., - Thermal currents - Automotive Engineer, The Magazine for the Industry, Number 11, December 2008, Volume 33, Pages 38-39
- [41] Hughes-Cromwick, E., Global Auto Industry Trends, Michigan, 2003
- [42] Iorga, D. - Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă, vol. II - IPTVT Facultatea de Mecanică Timișoara 1986
- [43] Iorga, D. - Construcția, funcționarea și calculul sistemelor de alimentare și reglare a motoarelor cu ardere internă. Motoare cu aprindere prin scânteie, Editura Mirton, Timișoara, 1999.
- [44] Iorga, D. - Contribuții la studiul schimbului de căldură și de substanță în procesul de formare al amestecului la motoarele cu aprindere prin scânteie - Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, Facultatea de Mecanică - 1985.
- [45] Iorga, D.- Contribuții la studiul schimbului de căldură și de substanță în procesul de formare al amestecului la motoarele cu aprindere prin scânteie - Teza de doctorat, Institutul Politehnic „Traian Vuia” Timișoara, Facultatea de Mecanică 1985
- [46] Iorga, D.- Motoare cu ardere internă, vol. I - IPTVT Facultatea de Mecanică Timișoara 1989
- [47] Iorga, D., s.a., Folosirea diagramei i-x aer—combustibil pentru stabilirea stării amestecului carburant la un motor cu aprindere prin scânteie cu

- injecție de benzină, Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică.
- [48] Jalili, N., ș.a., A Piezoelectric Driven Ratchet Actuator Mechanism with Application to Automotive Engine Valves, Mechatronics, 2005
- [49] John B. Heywood - Internal Combustion Engines Fundamentals - Mc-Graw Hill Series in Mechanical Engineering 1988
- [50] Journal of Hazardous Materials, Volume 123, Issues 1-3, August 2005, Pages 29-34, ISSN 0304-3894
- [51] Keiya Nishida, Jiangping Tian, Yasuki Sumoto, Wuqiang Long, Kiyotaka Sato, Masahisa Yamakawa - An experimental and numerical study on sprays injected from two-hole nozzles for DISI engines - Fuel, In Press, Corrected Proof, Available online 31 January 2009
- [52] L. McClellan, Joseph F. Davis Jr., L. Hensch, W. Keith MacNab, Paul R. O'Connor - Chimie: experiențe și principii - Editura Științifică și Enciclopedică București 1983
- [53] Lanzafame, R., - Water Injection Effects in a Single-Cylinder Cfr Engine - SAE paper No. 1999-01-0568, Published March 1999
- [54] M. R. Cavaglieri, R. G. Santos, T. M. Moura - Correlation between Numeric Simulation and Experimental Results on Intake Manifold Development - SAE Brasil 2009 - SAE Technical Paper 2009-36-0274
- [55] M.R. Modarres Razavi - The Effect of Spark Plug Position on Spark Ignition Combustion - 13th International Conference on Thermal Engineering Thermogrammetry THERMO, 18-20 June, 2003, Budapest, Hungary
- [56] Matthew J. Brusstar - High Efficiency with Future Alcohol Fuels in a Stoichiometric Medium Duty Spark Ignition Engine - SAE Paper No. 2007-01-3993, Published October 2007
- [57] Meyer, E. Schiffner - Technische Thermodynamik - VEB Fachbuchverlag Leipzig - 1989.
- [58] Mridul Guatam, Daniel W. Martin - Combustion Characteristics of Higher Alcohol/Gasoline Blends - US Department of Energy, Report 91034, Chapter 19, pages 377-409
- [59] Nagi, M., Bică, M., - Transfer de căldură în regim nestaționar - Editura Universitatea Craiova 2000
- [60] Nagi, M., Iorga, D., - Schimbătoare de căldură - Editura Mirton Timișoara 2006
- [61] Najafi, B. Ghobadian, T. Tavakoli, D.R. Buttsworth, T.F. Yusaf, M. Faizollahnejad - Performance and exhaust emissions of a gasoline engine with ethanol blended gasoline fuels using artificial neural network - Applied Energy, Volume 86, Issue 5, May 2009, Pages 630-639, ISSN 0306-2619
- [62] Negrea, V., - Procese în motoare cu ardere internă - Economicitate. Combaterea poluării, Vol. I - Editura Politehnica Timișoara 2001
- [63] Negrea, V., - Procese în motoare cu ardere internă - Economicitate. Combaterea poluării, Vol. II - Editura Politehnica Timișoara 2001
- [64] Negrea, V., - Procese în motoare cu ardere internă, Editura Politehnică Timișoara, 2003
- [65] Negrea, V., Sandu, V., - Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere - Editura Tehnică București 2000

- [66] Negurescu, N., Pană, C., M. Popa, M.G., Cernat, A., Soare, D., - Experimental Aspects of Ethanol Combustion in IT-92M Engine - Automotive, Environment and Farm Machinery AM MA 2007, 11-13 October 2007, Cluj-Napoca, România, paginile 281-286, ISSN 1121-5872
- [67] Newman A. R., Duran R., Chambers F. W., - Air Filter Test Housing Velocity Profile Effects on Filter Efficiencies - SAE paper n. 970554, 1997.
- [68] Nielsen, L., Eriksson, L., - An ion-sense engine fine-tuner - Control Systems Magazine, Volume 18, Issue 5, Oct 1998, ISSN 0272-1708
- [69] Nishiwaki K. -Advanced Heat Transferand Fluid Dynamics, Ritsumeikan University Kyoto/Japan 1994.
- [70] Olah, G., Goeppert, A., G. K. Surya Prakash - Beyond oil and Gas: The Methanol Economy - Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2006
- [71] Pană, N. Negurescu, M. G. Popa, A. Cernat, D. Soare - Some Experimental Aspects of Ethanol Use in SI Engines - Automotive, Environment and Farm Machinery AMMA 2007, 11-13 October 2007, Cluj-Napoca, România, paginile 295-300, ISSN 1121-5872
- [72] Philip H. Smith, John C. Morrison, Scientific Design of Exhaust and Intake Systems Third Edition, 2007
- [73] R. Siqueira, M. P. Kessler, R. de Araujo, E. C. Rodrigues - Three-dimensional Transient Simulation of an Intake Manifold using CFD Techniques - SAE Brasil 2006 - SAE Technical Paper 2006-01-2633
- [74] Reda M. Bata, Alvon C. Elrod, Thomas P. Lewandowski - Butanol as a Blending Agent With Gasoline for IC Engines - SAE Paper No. 890434, Published February 1989
- [75] Robert Bosch GmbH, Gasoline-engine management, Basics and components, 2007
- [76] S. H. Joo, K. K. Srinivasan, K. C. Lee, S. R. Bell - The behavior of small- and large- scale variations of in-cylinder flow during intake and compression strokes in a motored four-valve spark ignition engine - International Journal of Engine Research, Volume 5, Number 4 / 2004, ISSN 1468-0874
- [77] Shih T. H., Liou W. W., Shabbir A. and Zhu J., - A New $k-\epsilon$ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation - Computers Fluids, 24(3), pp. 227-238, 1995.
- [78] Suhas, V. - Numerical HeatTransferAnd Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- [79] Șoloiu, V., s.a., - Studiul mișcării nestaționare a aerului în planul longitudinal al cilindrului MAI, Teza de doctorat, Universitatea Politehnică București, 1997.
- [80] Șoloiu, V., ș.a., "Modelarea proceselor gazodinamice nestaționare din motoarele cu ardere internă", București, Ed. Printech 1999
- [81] T. Itoh, A. Kakuho, K. Hiraya, E. Takahashi, T. Urushihara - A study of mixture formation processes in direct injection stratified charge gasoline engines by quantitative laser-induced fluorescence imaging and the infrared absorption method - International Journal of Engine Research, Volume 7, Number 5 / 2006, Pages 423-434, ISSN 1468-0874
- [82] T. Justham, S. Jarvis, A. Clarke, C. P. Garner, G. K. Hargrave, N.A. Halliwell - Simultaneous Study of Intake and In-Cylinder IC Engine Flow Fields to Provide an Insight into Intake Induced Cyclic Variations - Journal of Physics: Conference Series 45 (2006) 146-153, ISSN 1742-6596

- [83] Thane, P., - Development in biofuel-powered vehicles - Biofuels International Magazine Issue 4, Volume 2, September 2008, Pages 67-71, ISSN 1745-2170 K. Varde - Control of Exhaust Emissions from Small Engines Using E-10 and E-85 Fuels - Final Report, Department of Mechanical Engineering, University of Michigan-Dearborn, October 10, 2002
- [84] Timmermans L.J.P., VandeVose F.N., Minev P.D. -Taylor-Galerkin-based Spectral Elements Methods for Convection Diffusion Problems, International Journal for Numerical Methods in Fluids, vol 18, 1994.
- [85] Varde, A. Jones, A. Knutsen, D. Mertz, P. Yu - Exhaust emissions and energy release rates from a controlled spark ignition engine using ethanol blends - Journal of Automobile Engineering, Volume 221, Number 8 / 2007, Pages 933-941, ISSN 0954-4070
- [86] VDI Heat Atlas – Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft verfahrenstechnik un Chemieneingenieur wesen – VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf – 1993.
- [87] Walker, D., Engine Management: Optimizing Modern Fuel and Ignition Systems, Technical Editure, 2004
- [88] Wang, Y., Introduction to Engine Valvetrains, SAE 2006
- [89] Wilcox D.C., - Turbulence Modelling for CFD - 2nd Ed., DCW Industries Inc., CA – USA, 2000.
- [90] Winterscheidt D., Surava K. - Version Least Squares Finite Element formulation for two-Dimensional Incompressible Fluid Flow, Intl. Journal for Numerical Methods in Fluids. Vol. 18, 1994.
- [91] Xiao, H., Lisa, M. - In Cylinder Power - Fluent Inc., Fluent News, 2004.
- [92] *** Bosch Handbook for Gasoline Engine Management , 2006
- [93] *** Bosch Automotive Handbook, 2002
- [94] *** BMW Seminar Arbeitsmaterial – E39 M5, 2001
- [95] *** BMW Seminar Arbeitsmaterial – Motor N42, 2001
- [96] *** BMW Seminar Arbeitsmaterial – Motor S62, 2002
- [97] *** BMW Seminar Arbeitsmaterial – Motor M54, 2002
- [98] *** BMW Seminar Arbeitsmaterial – Motor M52, 2003
- [99] *** BMW Seminar Arbeitsmaterial – Motor N55, 2008
- [100] *** BMW Seminar Arbeitsmaterial – Motor N52, 2008
- [101] *** MAHA Chassis Dynamometer LPS 3000 for Passenger Cars - Standard Operating Instructions and User's Manual
- [102] *** <http://www.sae.com>
- [103] *** <http://www.mahle.com>
- [104] *** <http://www.intranet.mahle.com>
- [105] *** <http://www.atz-mtz.de>
- [106] *** <http://www.kfztech.de>
- [107] *** <http://www.bmw.de>
- [108] *** <http://www.kfz-lehrmittel.de>
- [109] *** <http://www.opel.de>
- [110] *** <http://www.opel-infos.de>
- [111] *** <http://www.siemensvdo.com>
- [112] *** <http://www.vw.de>
- [113] *** <http://www.audi.de>
- [114] *** <http://www.kfz-tech.de>

- [115] *** <http://www.bmwworld.com>
- [116] *** <http://www.mecanicavirtual.org>
- [117] *** <http://www.technolab.org>
- [118] *** <http://www.fev.com>
- [119] *** <http://www.fluent.com>
- [120] *** <http://www.tecatengineering.com>
- [121] *** <http://www.cd-adapco.com>
- [122] *** <http://www.vdi.de>
- [123] *** <http://www.melt-blown.com>
- [124] *** <http://www.senatorman.de>
- [125] *** <http://www.opel-scanner.com>
- [126] *** <http://www.en.wikipedia.org/wiki/Isopopanol>
- [127] *** <http://www.aalcar.com>
- [128] *** <http://www.gomecsys.com/uk/>