

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Моторна возила и мотори

Предмет: Моделирање процеса у мотору СУС

Број индекса: 308/2011

Данијел Н Стевановић

**Примена нових технологија у системима за
образовање смеше код ОТО мотора за путничка
возила
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф.др Драгољуб Радоњић - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да обради:

- Критички осврт на развој система за напајање горивом и образовање смеше код ОТО мотора у светлу актуелних захтева који се постављају пред путничка возила
- Анализа утицаја састава смеше на излазне параметре ОТО мотора
- Експерименталне и симулационе методе за одређивање састава смеше код ОТО мотора у различитим режимима рада
- Приказ карактеристичних концепција савремених система за образовање смеше (EFI, GDI, HCCI)
- Анализа термодинамичких, економичних и еколошких карактеристика GDI мотора
- Правци даљег развоја у овој области
- Закључци

Препоручена литература:

[1] Пешић Р., Петковић С., Веиновић С.: Моторна возила и мотори – опрема, Машински факултети Бањалука и Крагујевац, 2008.

[2] Веиновић С.: Мотори са унутрашњим сагоревањем, ото, дизел, двотактни, четворотактни, Центар војних школа ВЈ, Војно-техничка академија, Београд 1993.

[3] Радоњић Д.: Предавања из предмета Мотори СУС 2, Машински факултет Крагујевац

Крагујевац,

18.04.2013.год.

ментор:

Проф. др Драгољуб Радоњић

Резиме рада

У овом раду приказана је примена нових технологија у системима за образовање смеше код ОТО мотора за путничка возила, као и предност нових система у погледу перформанси мотора и употребних карактеристика (токсичност издувних гасова, економичност потрошње горива и снаге мотора). Такође, у раду је приказана анализа утицаја састава смеше на излазне параметре ОТО мотора. Анализирани су различити системи за образовање смеше код ОТО мотора, као и експерименталне и симулационе методе за одређивање састава смеше код ОТО мотора у различитим режимима рада. Приказана је и анализа термодинамичких, економичних и еколошких карактеристика GDI мотора (директно убризгавање горива у цилиндар). На крају рада су приказани правци даљег развоја у овој области.

Кључне речи

Образовање смеше ОТО мотора, директно убризгавање горива у цилиндар

Summary of work

This paper describes the application of new technology in the education of the mixture in spark ignition engine for passenger cars and advantage of the new system in terms of engine performance and usage characteristics (toxicity of exhaust emissions, fuel economy and engine power). Also, this paper analyzes the influence of composition on the output parameters ignition engines. We analyzed the different systems of education mixtures and ignition engine, as well as experimental and simulation methods for determining the composition of the mixture in spark ignition engine in a variety of modes. Is presented and the thermodynamic analysis, economical and ecological characteristics of the GDI engine (direct injection into the cylinder). At the end of the paper presents directions for further development in this area.

Keywords

Mixture in spark ignition engine, direct injection into the cylinder

Садржај:

Увод.....	1
1. Критички осврт на развој система за напајање горивом и образовање смеше код ОТО мотора у светлу актуелних захтева који се постављају пред путничка возила.....	3
2. Анализа утицаја састава смеше на излазне параметре ОТО мотора.....	8
3. Експерименталне и симулационе методе за одређивање састава смеше код ОТО мотора у различитим режимима рада.....	11
-одређивање λ мерење потрошње ваздуха.....	11
-одређивање λ мерењем састава издувних гасова.....	13
-симулациона метода за одређивање састава смеше λ	19
4. Приказ карактеристичних концепција савремених система за образовање смеше (EFI, GDI, HCCI).....	26
5. Анализа термодинамичких, економичних и еколошких карактеристика GDI мотора.....	30
-режим економичне потрошње.....	34
-режим пуне снаге.....	35
-слојевито пуњење.....	36
-двоструко сагоревање.....	36
6. Правци даљег развоја у овој области.....	55
7. Закључци.....	58
8. Литература.....	60

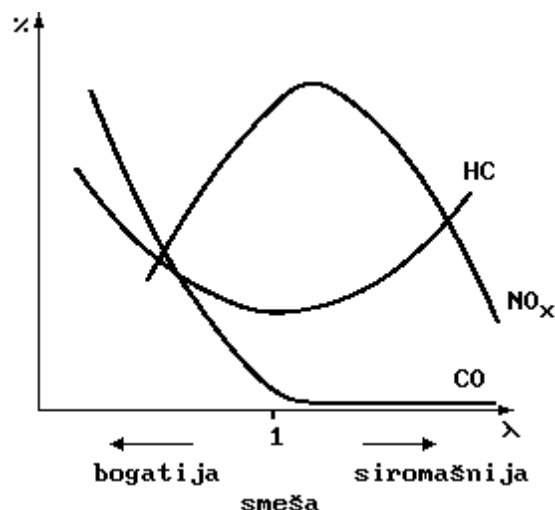
Увод

Све строжији законски прописи могли су се задовољити само новим конструктивним и технолошким решењима. Конструктори мотора су прве интервенције урадили на систему за припрему смеше и на систему паљења са циљем да се на самом извору смањи настајање отровних продуката. Како је квалитет смеше (удео парних фаза горива у смеси горива и ваздуха) од битног значаја за потпуност сагоревања горива у цилиндру и самим тим за стварање отровних продуката сагоревања, том систему се и данас посвећује посебна пажња. У систему за напајање горивом ото мотора данас су возила са карбуратором права реткост, практично је појединачно убризгавање у уисни вод постало стандардна варијанта за савремене моторе.

С обзиром да су произвођачи суочени са практично свакодневним увођењем прописа о ограничењу потрошње и токсичне емисије посебан акценат је стављен на побољшање система за образовање смеше у циљу задовољења тих прописа и опстанку на тржишту аутомобилске индустрије.

Састав гориве смеше посматра се у односу на количину ваздуха која је потребна да потпуно сагори одређена количина горива и однос те количине ваздуха и горива назива се стехиометријска смеша (stechиометријски однос ваздух-бензинске паре је приближно 14,7). У зависности од количине ваздуха у горивој смеси она може бити сиромашна горивом, када постоји вишак ваздуха у односу на стехиометријски однос, и богата горивом, када постоји мањак ваздуха. Однос количине ваздуха у горивој смеси у односу на стехиометријску назива се коефицијент вишка ваздуха и обележава се са λ . Од количине ваздуха у горивој смеси директно зависи емисија штетних гасова.

На слици 1 се види како се мења количина штетних гасова са променом састава бензинске смеше у односу на стехиометријску ($\lambda=1$) код класичних мотора и види се да је најповољније када је смеша блиска стехиометријској. Са друге стране при стартовању мотора и при пуном оптерећењу потребно је да горива смеша буде богата. Практично сваки радни режим захтева другачији састав гориве смеше што усложњава регулацију мотора.



Слика 1. Дијаграм зависности штетних гасова у зависности од λ [3]

Експанзија светске привреде, нарочито у развијеним земљама, резултира повећаним захтевима купаца, подизању укупног техничког нивоа утичући на дефинисање захтева при пројектовању новог модела аутомобила, а самим тим и при пројектовању система за образовање смеше.

Системи за образовање смеше код ОТО мотора имају два основна задатка: стварање смеше горива и ваздуха у заданом односу и припрему за прелазак течног горива у гасну фазу. Ови системи се могу поделити на: карбураторске системе, системе са убризгавањем горива у усисни колектор и системе са директним убризгавањем бензина у цилиндар. Системи са карбуратором су се најдуже задржали на возилима, али с обзиром на немогућност задовољења строгих прописа о емисији издувних гасова неминовно је било увођење модернијих система. Данашња светска продукција аутомобила показује да је број возила у које се уграђује карбуратор занемарљив (Табела 1).

Табела 1: Тренутно стање међу произвођачима аутомобила

Тип система за образовање смеше	Удео у светској продукцији
Карбураторски системи	0,5%
SPI-централно убризгавање	1,5%
MPI-Појединачно убризгавање	98,5%

Карбураторске системе су пре петнаестак година заменили системи са убризгавањем бензина у усисни колектор. Најпре SPI (Single Point Injection) системи, тј. системи са централним убризгавањем, а затим и MPI (Multi Point Injection) системи, тј. системи са појединачним убризгавањем. Међутим, најактуелнија ствар је развој мотора са директним убризгавањем бензина у цилиндар, тј. GDI (Gasoline Direct Injection) мотори, што је годинама био нерешив проблем конструкторима мотора, барем када је серијска производња аутомобила у питању. Системи на путничким возилима код којих се бензин директно убризгава у цилиндар ОТО мотора дуго времена су били нерешив циљ конструкторима. Предност оваквог система (GDI) је могућност убризгавања бензина после затварања издувних вентила (четворотактни мотори) или издувних канала (двотактни мотори). На тај начин се спречава губитак смеше у току преклопа вентила, односно у току испирања. Такође, испаравање горива снижава температуру смеше у самом цилиндру и тако повећава густину, а тиме и масу усисане смеше (већи коефицијент пуњења мотора).

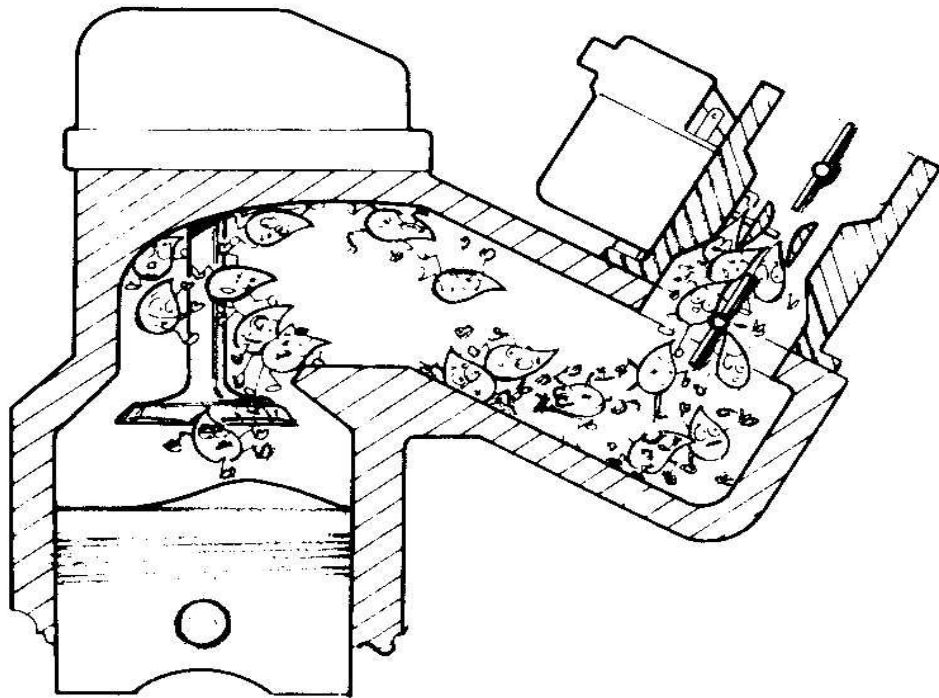
Недостаци GDI система који су онемогућавали њихову примену су: слаба хомогенизација смеше услед недовољног времена убризгавања у релативно спору струју ваздуха, а ако се убризгавање обави раније јављају се губици смеше током преклопа вентила. Недостатак представља и могућност запушења брызгача талозима и смоластим материјама. Због тога је неопходно применити више притиске убризгавања (чак и преко 100 бара), утолико веће уколико је убризгавање касније у току сабијања. Могућност удара млаза горива у супротни зид цилиндра онемогућује примену овог система за цилиндри мањих димензија. Творац овог моторног концепта је Јапанска корпорација Mitsubishi Motors, а прво возило са уграђеним GDI мотором је Mitsubishi Galant, и по прогнозама GDI претендује да постане глобални стандард. О свему томе ће касније бити доста речено.

1. Критички осврт на развој система за напајање горивом и образовање смеше код ОТО мотора у светлу актуелних захтева који се постављају пред путничка возила

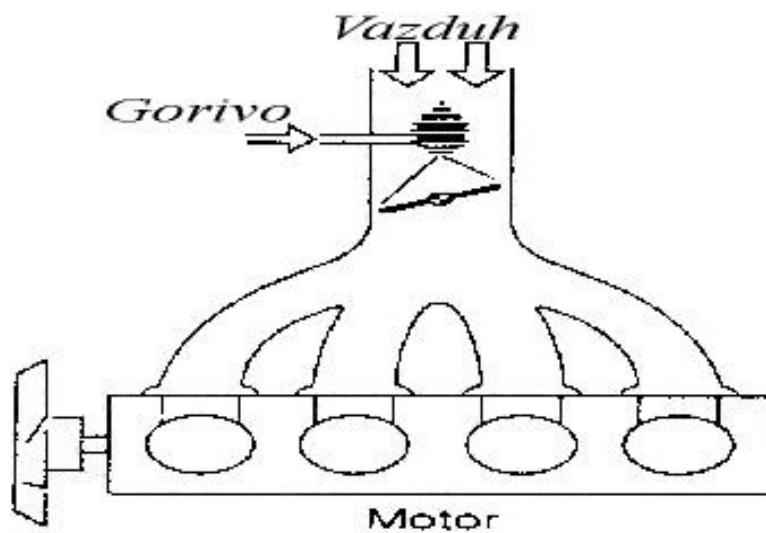
Да би дошло до, у најбољем случају, потпуног сагоревања горива у цилиндру мотора потребно је образовати адекватну смешу ваздуха и самог горива које трансформишемо, на одговарајући начин, у фину пару и тако распршено меша се са ваздухом такође на адекватан начин!

Постоји више система за образовања смеше и то:

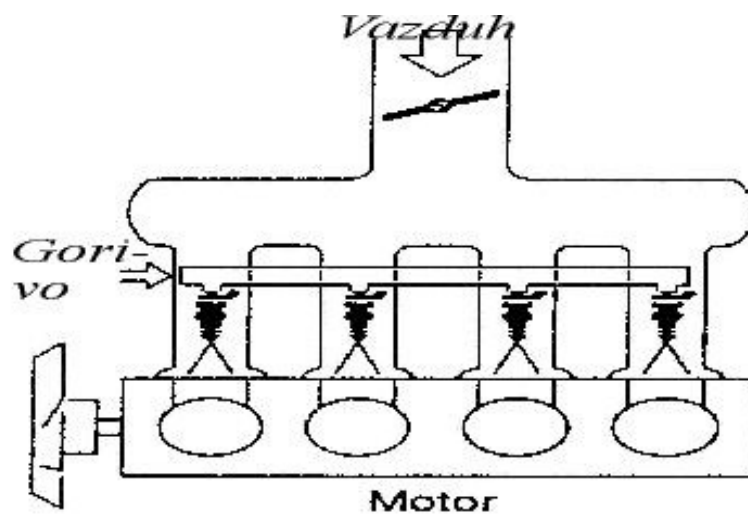
- карбуракторски системи (слика 2)
- системи електронског убригавања горива
 - убризгавање у једној тачки SPI (single point injection) (слика 3)
 - убризгавање у више тачака MPI (multi point injection) (слика 4)
 - убризгавање директно у цилиндар GDI (gasoline direct injection) (слика 5)



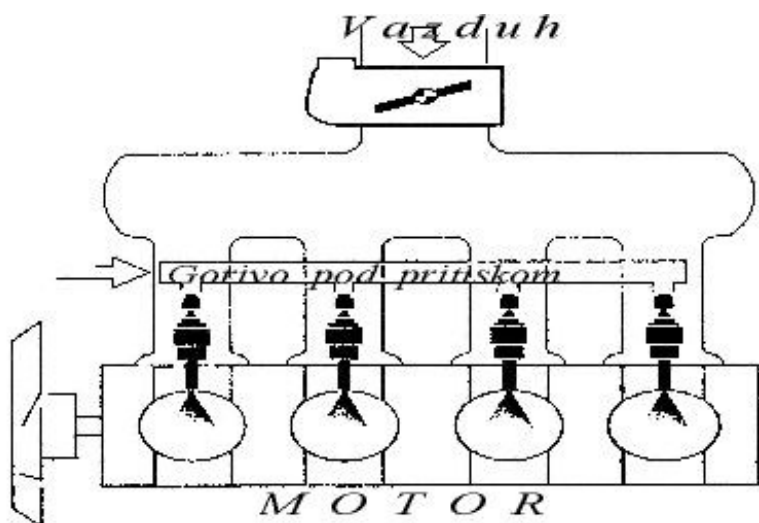
Слика 2. Карбураторски систем образовања смеше [1]



Слика 3. Убризгавање у једној тачки SPI [1]



Слика 4. Убризгавање у више тачака MPI [1]



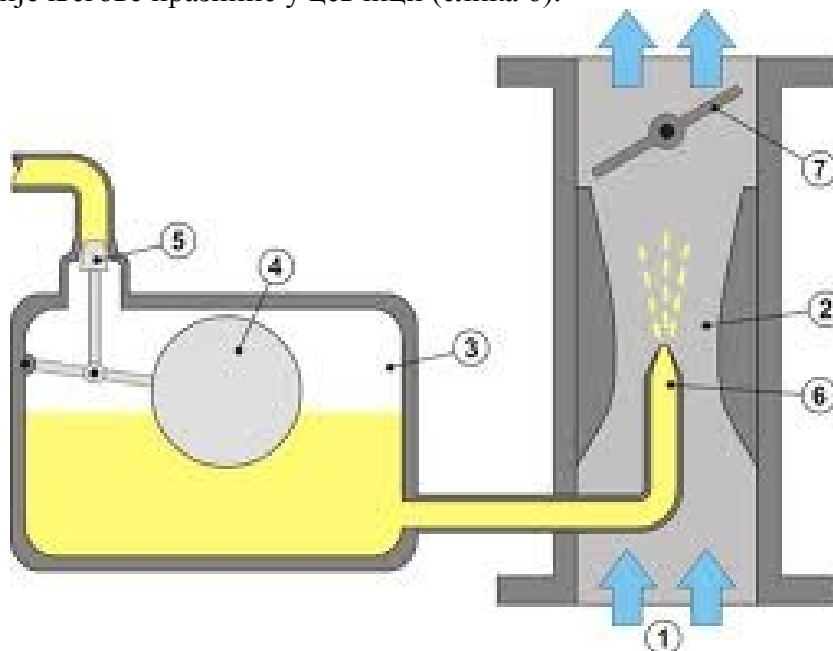
Слика 5. Убризгавање директно у цилиндар GDI [1]

Прва два система убризгавања, убризгавају гориво у уисни колектор мотора, уисни вод с тим што код SPI система, гориво се убризгава, обично, на месту карбуратора па се одатле расподељује цилиндру који је на усисавању. Управљање карбуратором се своди на контролу управљања његовим системима (празан ход, стартовање хладног мотора, примање оптерећења, пуна снага...). Према томе колико система обухватимо толика ће бити сложеност и домет електронских карбуратора. Како су еколошки прописи сваким даном све строжији, тако је ова листа све дужа, а карбуратори све немоћнији. Очигледно је да нису проблеми у карбуратору већ појавама иза њега: неравномерност расподеле смеше између цилиндара квари све излазне показатеље мотора што онемогућује целовито управљање пољем састава смеше у свим радним областима.

Задатак карбуратора је стварање смеше горива која ће при свим захтевима рада мотора бити оптималног састава горива и ваздуха. Његова улога у раду мотора није ништа важнија од, нпр., улоге уисне гране без обзира на једноставност њене конструкције. Ако узмемо у обзир да данашњи мотори имају око 900 покретних делова убрзо ће нам постати јасно како они могу заједно функционисати само ако је све поједностављено до максимума.

Управо зато, сувишних делова нема, а они који су уграђени довољно су значајни да се без њих не може и сваки је једнако вредан. Карбуратор има уисну цев која на једном крају има постављен лептир којим се контролише проток ваздуха. Сада у ту цев, под углом од 90° убодите мању цев. Ову ћемо малу цев потом уронити у лонче с бензином пазећи да његова празнина буде увек при врху отвора цевчице. Ваздух који пролази кроз уисну цев (количина протока регулисана је лептиром) створи ће се подпритисак у цевчици, а то ће потом повући извесну количину горива из ње. Дошавши у струју ваздуха унутар уисне цеви гориво ће се распршити и помешати са ваздухом чиме добијамо смешу.

Дакле, оно што нам је потребно да бисмо конструисали теоријски карбуратор су: уисна цев с лептиром, цевчица за довод горива и посуда у којој се гориво налази, а која има могућност регулације његове празнине у цевчици (слика 6).



Слика 6. Поједностављени приказ основних делова карбуратора [2]

- 1- Струја ваздуха,
- 2- Дифузор у коме струја ваздуха повећава брзину и подпритиском извлачи гориво из млазнице,
- 3- Комора у којој пловак одржава сталну количину горива,
- 4- Пловак,
- 5- Вентил пловка,
- 6- Млазница и
- 7- Лептир гаса.

Што се тиче самог процеса сагоревања, оно се састоји из следећих фаза:

- појава варнице између електрода свећице
- почетак паљења претходно компресоване смеше, појава иницијалних језгара пламена
- ширење сагоревања путем фронта пламена
- експанзија у цилиндру мотора (ширење)
- кретање клипа ка унутрашњој мртвој тачки проузруковано притисним силама експанзије

Течна горива траже не само дозирање одређене количине горива већ и припрему за прелазак у гасну фазу. Дозирање горива није једноставан задатак када су у питању возила јер се обавезно морају задовољити следећи режими:

- стартовање хладног и топлог мотора
- рад на празном ходу
- прихватање оптерећења
- номинални радни режим
- максималне перформансе
- економична вожња
- динамичност

Уређај за напајање мотора горивом и остварење смеше мора имати системе за сваки овај задатак. Потом долазе додатни уређаји за друге функције: токсичност, промењене барометарске услове, режим када возило вуче мотор или када мотор кочи возило и тд.

Своједобно су сва возила имала напајање карбуратора слободним падом горива као што данас имају јефтини мопеди. Код возила то прави тешкоће јер са резервоаром постављеним изнад мотора, постоји опасност од пожара, преплављивања карбуратора и мотора као и отежаног напајања на успону. Због тога је инсталација за напајање горивом код возила нешто сложенија. Пумпа потискује гориво кроз цеви до карбуратора. Проток горива је неколико пута већи од потрошње. У цеви се поставља један или више повратних вентила који спречавају пражњење водова и стварање парних чепова.

Посебан канистар са активним угљем хвата сва испарења из карбуратора и резервоара. Једносмерни вентил пропушта паре из резервоара у канистер, при пуњењу возила бензином. У току рада мотора двосмерни вентил даје везу између канистра и

резервоара. Кроз њега се одржава стални доток ваздуха из канистра и усисне цеви у резервоар. Током стајања возила на топлем месту паре из резервоара иду у канистер.

Јасно је да би у теоријском случају већи притисак на папучицу гаса јаче заокренуо лептир, а што би потом убрзало струјање ваздуха у усисној цеви (наравно и повећало број обртаја мотора) и са собом повукло већу количину горива. Међутим у пракси се овде јавља један мали проблем. Наиме, за потпуно сагоревање бензина потребно је остварити смер великих односа ваздуха и горива од 14,7:1 (тј. за потпуно сагоревање 1 литра бензина, потребно је 14,7 килограма ваздуха). То бисмо могли једноставно остварити прорачунамо ли нашу цевчицу тако да се при свим брзинама рада мотора испушта горива у сталном смеру са ваздухом. Дакле, бржа струја ваздуха у усисном делу повићи ће и више бензина.

Ипак, проблем се јавља у пракси зато што је пораст брзине струјања ваздуха директно везан са слабљењем његове густине. Тако би нам се лако могло догодити да при изузетно високим бројевима обртаја мотора превише горива дође у цилиндрице што би на крају могло створити толико богату смешу да се она не би запалила. Решење је мешање горива са ваздухом пре него што је напустило млазницу (код карбуратора на ваздух под притиском), односно проблем можемо решити и подешавајући количине горива која напушта млазницу (карбуратори с игличастом млазницом).

Код MPI система гориво се убризгава или непосредно пре усисног вентила или на неком другом делу усисне гране. Код система GDI гориво се директно убризгава у цилиндар мотора сходно радном режиму мотора! Више речи у току даљег излагања.

На који начин долази до уструјавања ваздуха у цилиндар и образовања смеше као и њено сагоревање у цилиндру?

У такту усисавања када је клип кренуо ка унутрашњој мртвој тачки, а уз то усисни вентил почео са отварањем долази до појаве подпритиска у усисној цеви као и у цилиндру мотора (пречник клипа доста већи од пречника усисне цеви) па долази до тога да ваздух, кроз усисну цев, крене са уструјавањем у цилиндар. Ваздух за собом повлачи паре горива, ако се ради о карбураторском систему или се у струју ваздуха убризгава гориво као код система SPI, MPI или се пак директно у цилиндар, у усисани ваздух, убризгава гориво, GDI. По завршеној фази усисавања, усисни вентил се затвара а клип почиње да се креће ка спољашњој мртвој тачки сбијајући мешавину и у зависности од угла предпаљења долази до паљења смеше варницом свећице.

Сам процес усисавања, сабијања и паљења смеше зависи од више фактора од којих су најбитнији:

- оптерећење мотора
- положај усисног лептира
- подпритисак у усисној грани
- температура мотора (расхладне течности)
- број обртаја мотора
- температура улазног ваздуха
- концентрација кисеоника у издувном систему

Оптерећење мотора се дефинише преко два параметра, положаја усисног лептира, а самим тим и подпритиска у усисној грани. Уколико је усисни лептир затворен, режим

празног хода (без гаса) подпритисак у усисној грани довољно велик, код карбураторског система се у том тренутку активира систем празног хода, дозира се врло мала количина горива, смеша постаје сиромашна, а сагоревање потпуно док код система SPI, MPI и GDI немамо активирање помоћног система празног хода, већ путем отворености брызгача одређујемо дозирану количину горива. Исто следи и за режим максималног оптерећења када је усисни лептир скроз отворен, а подпритисак у усисној грани мали, активира се систем максималног оптерећења (пун гас), код карбураторског мотора или се мења мапа паљења (мапа количине дозираног горива) код SPI, MPI и GDI система. Сагоревање у овом случају је непотпуно. Потреба за коришћењем ламбда сонди (сонде за концентрацију кисеоника у издувним гасовима) као и катализатора је неопходна.

Температура мотора у многеме утиче на ток образовања смеше као и њеног сагоревања. Уколико је мотор хладан, тежимо да га у што краћем временском интервалу доведемо на радну температуру. То постижемо тако што дозирамо већу количину горива, смеша је богатија а температура сагоревања већа. Активирањем система за хладан старт, код карбураторског система односно већом количином горива код SPI, MPI и GDI система. Када мотор достигне радну температуру процес је супротан од предходног.

Што се тиче броја обртаја мотора, тај параметар има утицаја директно код SPI, MPI и GDI система а индиректног утицаја код карбураторског система. Са порастом броја обртаја, повећава се дозирана количина горива. Са повећањем температуре улазног ваздуха смањује се количина дозираног горива и обрнуто.

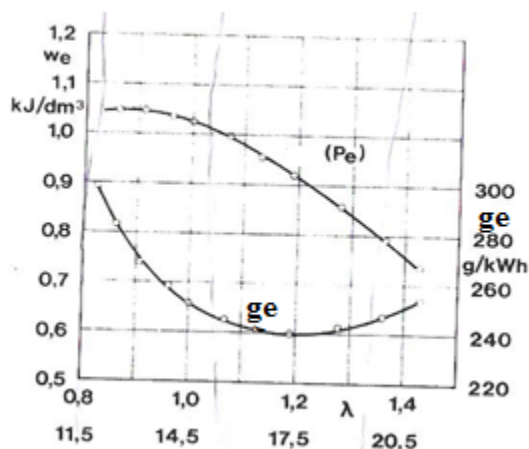
Концентрацију кисеоника у издувним гасовима контролише ламбда сонда. Уколико је смеша богата, неће доћи до потпуног сагоревања и аутоматски ламбда сензор региструје недостатак кисеоника у издуву и обрнуто. По регистровању концентрације, прослеђује информацију централној јединици која повећава или смањује количину убризганог горива (кисеоник у мањку – мања количина горива, вишак кисеоника – већа количина горива) код система SPI, MPI, GDI и електронски регулисаног карбуратора. Ламбда сензор одржава $\lambda \approx 1$.

2. Анализа утицаја састава смеше на излазне параметре ОТО мотора

Припремање смеше гориво-ваздух се код ото мотора врши изван цилиндра мотора, а завршетак стварања смеше и њена припрема за паљење електричном варницом се врши у цилиндрима мотора за време тактова усисавања и сабијања. Циљ је да се сваки цилиндар мотора напуни таквом смешом горива и ваздуха која се може запалити и економично сагоревати без штетних последица по мотор. У идеалном случају ова смеша мора бити потпуно хомогена и гориво се мора налазити у гасном стању. За правилан рад мотора јако је важан однос ваздуха и горива у смеси, јер гориво се може запалити и горети само у случају, када се овај однос налази у одређеним границама.

Смеша горива и ваздуха, у којој су одмерене количине горива и ваздуха у таквом међусобном односу да би након сагоревања изгорела целокупна количина горива и утрошила се целокупна количина кисеоника из ваздуха назива се стехиометријска смеша. Дефинише се тзв. стехиометријским односом ваздух/гориво које је у односу 14,7:1.

Снага мотора у возилу регулише се положајем пригушног лептира који је повезан са педалом гаса возила. Док се код карбураторског мотора на тај начин регулише количина гориве смеше код мотора са убризгавањем регулише се само количина ваздуха у коју се после лептира убризгава потребна количина горива. За обезбеђивање састава гориве смеше у одређеним границама потребан је аутоматски регулатор који дозира количину горива у складу са пропуштеном количином ваздуха у цилиндру.



Слика 7. Дијаграм снаге и специфичне потрошње горива у зависности од λ [5]

У зависности од жељених употребних карактеристика мотора састав гориве смеше варира у врло широким границама. Када се посматра зависност снаге мотора (P_e) и специфичне потрошње горива (g_e) у зависности од коефицијента вишка ваздуха (слика 7) може се видети да је максимална снага мотора при једном саставу гориве смеше (богата смеша) док је минимална потрошња при другом саставу смеше (сиромашна смеша).

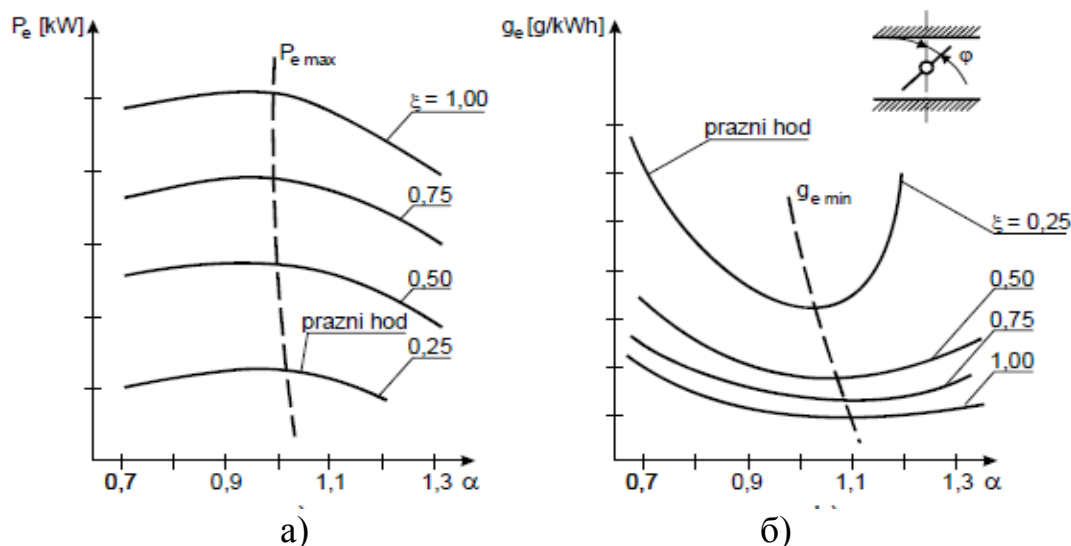
Одступање стварно уисне количине ваздуха од минимално потребне за потпуно сагоревање горива дефинисано је коефицијентом вишка ваздуха α (еквивалентни однос). Код стехиометријске смеше $\alpha = 1$. Ако након сагоревања у продуктима сагоревања остане несагорелог горива онда се ради о богатој смјеси $\alpha < 1$, а ако остане неутрошеног кисеоника ради се о сиромашној смјеси $\alpha > 1$. Граница тежинских односа након којих више није могуће упаљење смеше зову се границе упаљења смеше. Као границе упаљења смеше ваздух-бензин у једноцилиндричном мотору су добивени сљедећи тежински односи 6 : 1 као граница упаљења богате смеше, 20 : 1 као граница упаљења сиромашне смеше, што одговара респективно вредностима $\alpha = 0,4$ и $\alpha = 1,35$.

Немогућност паљења сувише богате смеше, до које се долази или повећањем количине горива или смањењем количине ваздуха у односу на границу упаљења, јавља се као последица сувише мале количине ваздуха, јер се запали само мала количина горива, која потроши сав расположиви кисеоник, те се пламен због недостатка кисеоника (немогућност даљег сагоревања горива) гаси. Немогућност паљења сиромашне смеше преко границе упаљења долази као последица велике удаљености честица горива и превеликих количина ваздуха око сваке честице горива. Тако, при паљењу сиромашне смеше, развијена топлота на електродама свећице није довољна да загрије велику масу зрака до температуре потребне

за паљење осталих делова смеше који су удаљени од свећице и зато се смеша не може упалити. Појам богата или сиромашна смјеша заснива се на количини горива, а не количини ваздуха, у односу на теоријску количину. То значи да у богатој смеши постоји вишак горива у односу на количину горива у теоријској смеши.

У условима сагоревања смеше бензин – ваздух код вишецилиндричних мотора раније напоменути односи за границе упаљења не важе због неједнаке расподеле смеше на поједине цилиндрице па је распон знатно ужи. Максималне вредности средњег индикаторског притиска се јављају при вредностима $\alpha = 0,8 - 0,9$. Рад мотора у подручју $\alpha = 1,0 - 1,15$ обезбеђује потпуно, економично и стабилно сагоревање, док рад мотора на режимима пуне снаге захтева вредности $\alpha = 0,8 - 1,0$.

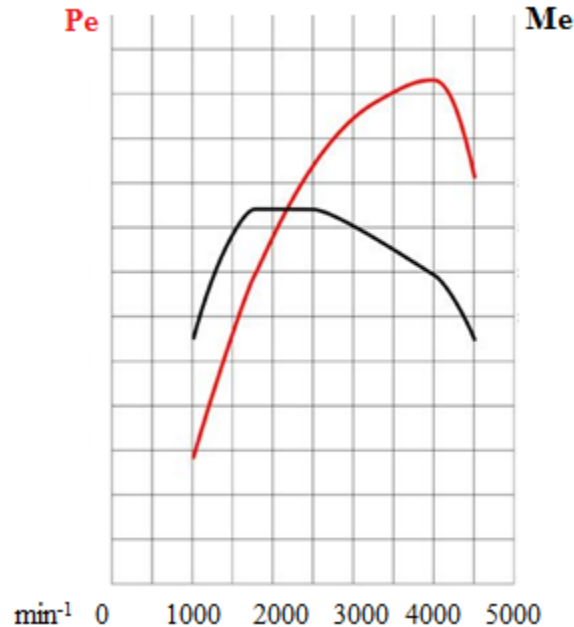
На слици 8 приказана је зависност ефективне снаге и ефективне специфичне потрошње горива у функцији од коефицијента вишка ваздуха (тзв. регулаторске карактеристике). Из слике се јасно види да се оптимална економичност постиже у зони сиромашне смеше ($\alpha \approx 0,95$). Ова испитивања су извршена за константан број обртаја и различите отворе лептира. Са слике се виде положаји максимума снаге и минимума специфичне потрошње горива. Из тока кривих се види да са повећањем α снага у почетку расте, достиже свој максимум, а затим се смањује. Специфична потрошња горива се са порастом α смањује, достиже свој минимум, а затим расте. Релативни положај лептира је дефинисан: $\xi = \phi / 90^\circ$



Слика 8. Утицај еквивалентног односа ваздуха на ефективну снагу а) и специфичну потрошњу горива б) [11]

Свака тачка регулаторске карактеристике (слика 6) снима се при устаљеном топлотном режиму мотора, оптималном углу предпаљења, константном броју обртаја и непромењеном положају лептира. Очигледно је са слике 6 да се састав смеше при коме се постиже максимална снага не поклапа са саставом смеше при којој се постиже минимална потрошња. Ако тачке различитих кривих које одговарају максималној снази спојимо добије се крива $P_{e \max}$, ако се споје тачке које одговарају минималним потрошњама горива добије се крива $g_{e \min}$. На тај начин крива $P_{e \max}$ одговара саставу смеше који обезбеђује максималну снагу, а крива $g_{e \min}$ максималну економичност.

Ако би се карбуратор нарегулисао тако да се омогући рад при коме би се добила максимална економичност, јасно је да се при таквој регулацији не би могла остварити максимална снага. Ако би се карбуратор нарегулисао према максималној снази мотора, тада гориво не би потпуно сагоревало ($\alpha < 1$) и рад мотора би био неекономичан. На слици 9 је приказана спољно брзинска карактеристика ОТО мотора тј. зависност снаге и обртног момента у зависности од броја обртаја мотора. Црвеном бојом је приказана крива снаге у односу на број обртаја, а црном бојом је приказан обртни момент мотора у односу на број обртаја.



Слика 9. Спољно- брзинска карактеристика ОТО мотора [11]

Дакле, мотор има веома велики број различитих режима рада. Прорачунавати мотор за сваки режим рада је немогуће и нецелисходно. Због тога се мотор најчешће прорачунава на номиналном радном режиму. Номинални радни режим је онај за који произвођач даје податке у техничкој документацији мотора.

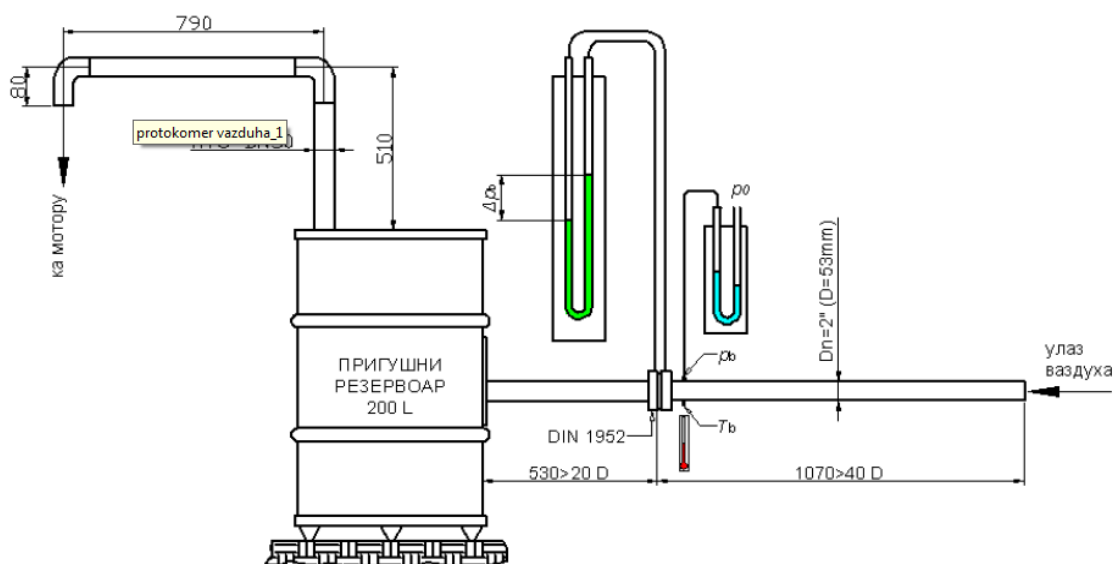
3. Експерименталне и симулационе методе за одређивање састава смеше код ОТО мотора у различитим режимима рада

-одређивање λ мерењем потрошње ваздуха-

На основу познате потрошње ваздуха могуће је израчунавање више радних параметара мотора: запреминског степена пуњења (η_v), просечног коефицијента количине ваздуха смеше (λ), као и специфичне емисије продуката сагоревања. Основни предуслов за прецизно мерење протока помоћу оштрих заслона је устаљеност струјања кроз отвор заслона. Са друге стране, клипни мотор СУС, као циклична машина, генерише изразито нестационарно - импулсно струјање ваздуха у уписном систему, праћено одговарајућим динамичким

феноменима.

Како уређај за мерење протока ваздуха постаје део усисног система мотора, ови феномени се преносе и на мерни део инсталације. Постављањем пригушног резервоара између мотора и мерног дела инсталације добија се део инсталације велике запремине и проточног пресека, који, у математичком смислу, интегрални импулсну функцију протока генерисану мотором. У идеалном случају би се као резултат добио константан проток на улазу у резервоар, односно кроз мерни део инсталације. Генерално, велики однос запремине пригушног резервоара према циклусној потрошњи ваздуха, као и висока учестаност побуде протока, погодују остварењу овог циља. На слици 10 је приказан лабораторијски уређај за мерење протока ваздуха која се састоји од усисног цевовода, пригушног резервоара и мерне инсталације.



Слика 10. Скица уређаја за мерење протока ваздуха [10]

Усисни цевовод је изведен од ПВЦ елемената HTU DN 50 (стандард EN1451) и спаја усисни систем мотора са пригушним резервоаром. Пригушни резервоар има запремину 200 L, а направљен је од лименог бурета са одговарајућим прикључцима. Основу мерног дела инсталације чини заслон (бленда) са оштрим ивицама која је смештена у држачу са прстенастим коморама за узорковање притиска. Сви елементи су димензионисани и изведени према стандарду DIN1952.

Препоруке стандарда о дужинама цевовода пре и након заслона отклањају опасност појаве грешака мерења везане за поремећаје струјања услед промене проточног пресека и конфигурације цевовода. При томе и даље важи услов стационарности протока. Обзиром да сам принцип мерења узрокује неповратни пад притиска у инсталацији, направљено је више заслона са отворима 10, 15, 20, 25 и 30 мм. Образац по коме се одређује коефицијент састава смеше (λ):

$$\lambda = m_{stv} / m_{steh}, \text{ где је,}$$

m_{stv} - мерењем протока ваздуха и

m_{steh} - стехиометриска количина ваздуха (количина ваздуха потребна за потпуно сагоревање горива).

Избор заслона се врши тако да при минималним протоцима пад притиска на заслону буде $\Delta p_b \geq 30 \text{ mmVS}$, а да при максималним протоцима неповратни пад притиска буде мањи од 300 mmVS . Овакви критеријуми избора заслона дају задовољавајућу прецизност мерења без битног утицаја на перформансе мотора.

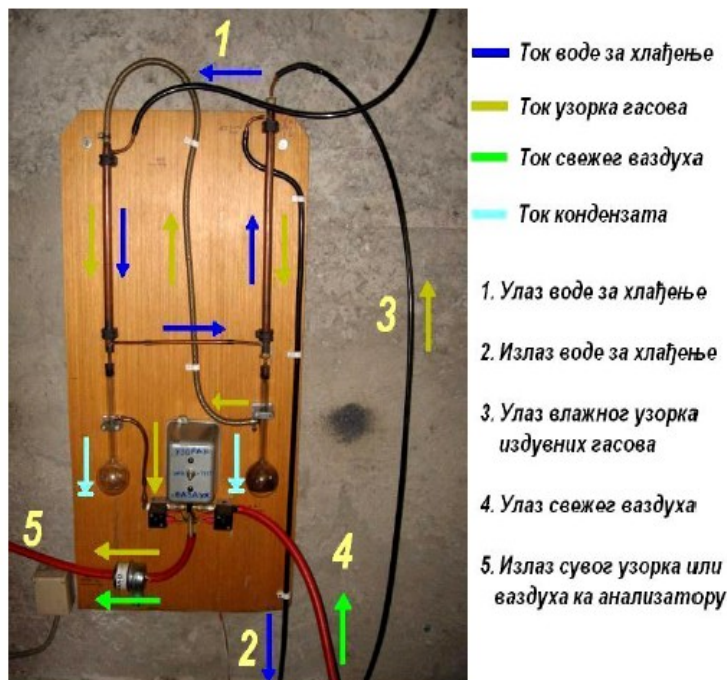
У суштини овај стандард омогућава конструкцију мерног прибора задовољавајуће тачности, без накнадне калибрације. Главни недостатак поступка израчунавања протока је компликовано одређивање коефицијента протока заслона $\alpha = f(\text{Re}, d/D)$ (интерполација табеларних података у функцији Рејндолсовог броја и геометријских параметара заслона) и експанзионог коефицијента $\kappa \epsilon = f(\Delta p_b / p_b, \kappa)$ (номограм). Последица раније наведених критеријума за избор заслона је њихов рад у области границе толеранције, где коефицијент протока заслона $\alpha \neq \text{const}$. С друге стране, због малих падова притиска на заслону, експанзиони коефицијент (узима у обзир стишљивост ваздуха) $\kappa \epsilon \approx 1$.

-одређивање λ мерењем састава издувних гасова-

Током испитивања мултипроцесног мотора, на сваком режиму, мерене су концентрације пет гасовитих компонената сирове издувне емисије : угљендиоксида CO_2 , угљенмоноксида CO , кисеоника O_2 , несагорелих угљоводоника HC и азотових оксида NO_x .



Слика 11. Лабораторијски издувни систем са сондама [10]



Слика 12. Уређај за издвајање кондензата [10]

Између издувног система мотора и стабилног издувног система лабораторије је постављена флексибилна ватроотпорна цев $\Phi 36 \text{ mm}$ ради спречавања преноса вибрација.

Из ње гасови доспевају у дилутациону цев пречника $\Phi 80$ mm која је опремљена са две координатне сонде за узорковање (слика 11.). Интензитет вентилације лабораторијског издувног система је подешен тако да, док мотор не ради, депресија на сондама износи 15 mmVS.

При дуготрајном раду мотора током мапирања у ототу, посебно са алкохолом као горивом, појавио се проблем превелике количине кондензата у анализатору гасова. Зато је направљен уређај за издвајање кондензата из издувних гасова (слика 12.) који се састоји из двостепеног воденог кондензатора са дренажом и електровентилске скретнице узорка гасова. Отварањем вода свежег ваздуха се омогућава нуловање и повремена стабилизација рада анализатора. Овај уређај није коришћен при извођењу финалног експеримента због утицаја на мерење концентрације несагорелих угљоводоника, који се делимично задржавају у кондензату.

За мерење концентрације гасовитих компоненти у издувним гасовима коришћен је уређај AVL DiCom 4000 превасходно намењен за контролу издувне емисије возила на линијама техничког прегледа, као и дијагностику утицајних система. Гасни анализатор је активан при испитивању ототу мотора (PETROL мод) и мери запреминске концентрације следећих гасова:

- Угљендиоксида CO_2 ,
- Угљенмооксида CO,
- Кисеоника O_2 ,
- Несагорелих угљоводоника HC,
- Азотових оксида NO_x .

Прорачун и приказ вредности коефицијента количине ваздуха λ преко анализе гасова су ограничени на примену три врсте горива: бензина (PETROL), течног нафтног гаса (LPG) и компримованог природног гаса (CNG).

Поред ових основних функција уређај има могућност допунских мерења:

- температуре уља 0...120 °C,
- броја обртаја мотора 250...8000 o/min,
- угла педпаљења 0...60 °KV,
- угла предубризгавања 0...60 °KV,
- периода укључености бобине 0...100 %,
- сигнала λ -сонде осцилограм у реалном времену.

Следећи образац представља формулу по којој се одређује λ преко састава издувних гасова:

$$\lambda = \frac{1}{4.762 \left(1 + \frac{3}{C/H} \right)} \left[\frac{99.4 - 0.5CO - \left(\frac{9}{1 + \frac{CO}{3.8CO_2}} - 5 \right) 10^{-4} CH_{FID}}{CO + CO_2 + 6CH_{FID} \cdot 10^{-4}} + \frac{3}{C/H} \left(\frac{1}{1 + \frac{CO}{3.8CO_2}} - 2 \right) \right]$$



Слика 13. Анализатор гасова AVL DiCom 4000 [10]

Током испитивања мултипроцесног мотора није коришћен опациметар. Наиме, логика рада уређаја је таква да при сваком активирању било анализатора гасова, било

опациметра, отпочиње вишеминутна секвенца самокалибрације и стабилизације интегрисаних мерила. Тиме би се процес испитивања мотора недопустиво продужио.

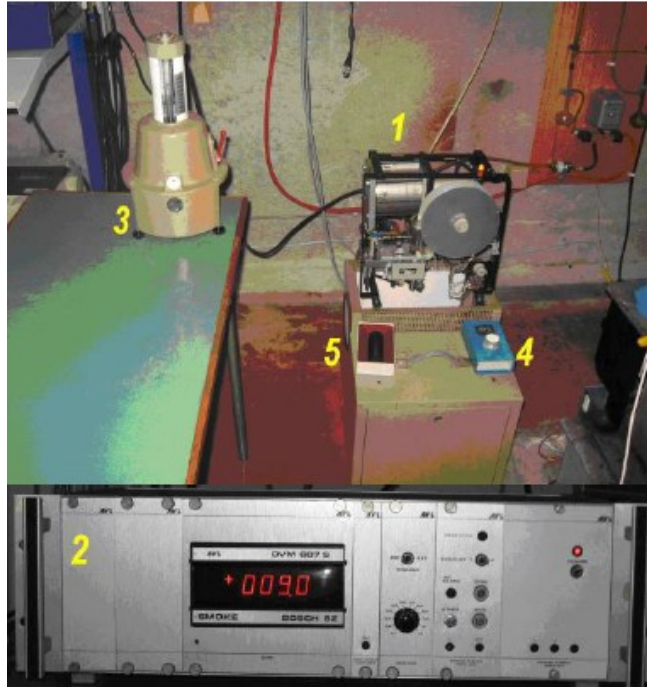
Калибрација гасног анализатора је спроводена непосредно пре извођења завршних испитивања (слика 13). Мерило концентрације кисеоника се аутоматски калибрише при сваком активирању и стабилизацији анализатора, када се у њега доводи свеж ваздух ($O_2 \approx 21\%$). У случају лошег резултата уређај захтева замену сензора кисеоника (ресурс ограничен временски на око 1,5-2 године).

Мерила концентрације CO_2 , CO и HC се калибришу помоћу посебне калибрационе смеше гасова у прописаним односима. У овом случају је коришћена сертифицирована смеша произвођача MESSER, следећег запреминског састава:

- угљендиоксида $CO_2 = 10,00\%$,
- угљенмооксида $CO = 1,91\%$,
- n-пропана $C_4H_{10} = 1910\text{ ppm}$,
- азота N_2 остатак.

Мерило концентрације азотових оксида NO_x овога пута није калибрисано. Ранија контрола овог мерила смешом азотмооксида за медицинску употребу је показала добре резултате. Такође, поређењем измерених вредности концентрације азотових оксида сада и у периоду валидности калибрације нису уочена драстична одступања. Ипак, строго гледано, измерене вредности могу послужити само у компаративне сврхе.

Емисија црног дима мултипроцесног мотора је мерена по BOSCH- методи, пре свега због тога што се коришћењем постојећих корелација може извршити прорачун емисије честица. У ту свху је коришћен димомер AVL 409 E/2M приказан на слици 14. Његова калибрација се састојла из подешавања запремине узорка помоћу контролника 3 и подешавања показне јединице помоћу калибратора 4 и 5.



Слика 14. Димомер током калибрације [10]

Делови димомер-а током калибрације који је приказан на слици 14:

1. Мерна јединица AVL 409 E2 SAMPLER
2. Показна јединица са аутоматиком
3. Контролник запрем. узорка AVL 408 A
4. Калибратор "0" BSN
5. Калибратор "9" BSN

На крају свих испитивања добијени су резултати мерења и помоћу програма Microsoft Office Excel обрађени ради добијања жељених података. У табели на слици су приказани сви измерени подаци, али су за нас најважнији подаци који су везани за λ и λ_1 .

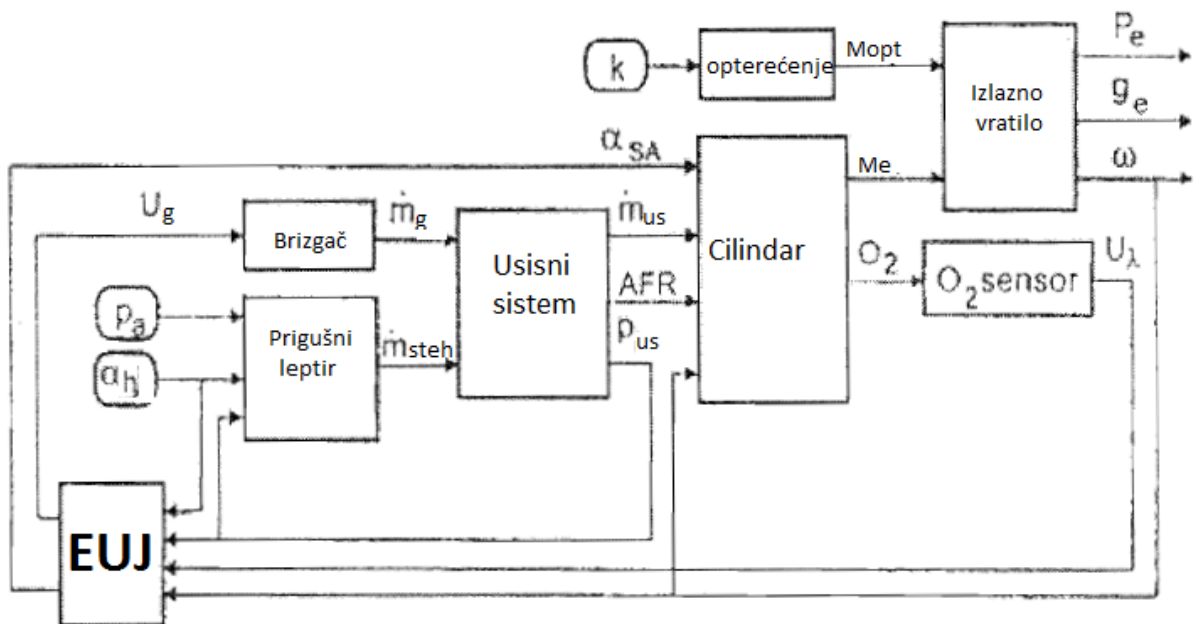
File Edit View Insert Format Tools Data Window Help

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	
1	Gorivo:					K blende 10mm	13.426-0.0007*Δpb																					
2	L0 (kg/kg):	14,71				K blende 15mm	30.602-0.0039*Δpb																					
3	Hd (kJ/kg):	44000				K blende 20mm	53.840-0.0068*Δpb																					
4	ε:	12,6				K blende 25mm	84.229-0.009*Δpb																					
5	Vhu (dm3):	0,454				K blende 30mm	128.83-0.0262*Δpb																					
6	Paljenje:																											
7																												
8																												
9	Datoteka	R. br.	n o/min	pmi bar	Imax kJ/m3	F daN	mg g	tg s	tubr ms	opp (apu) °KV	Δpb mmVS	Kblende	-pus mbar	L %	A	CO %	CO2 %	O2 %	HC ppm	NOx ppm	Tig °C	Tcg °C	T °C	Tulja °C	Tus °C	To °C	Po mbar	ψ %
10	vežbe 001	1	1586,2	1,41	397,5	0,26	10	99,7	4,8	25	4	30,5864			0,984	1,46	13,1	1,24	758		500	98,5		76,5	39,5	23,8	999	60
11	vežbe 002	2	1600,1	2,02	477	0,47	10	90,2	5,2	25	5	30,5825			1,074	0,24	13,3	2,03	493		550	98		74,6	39,7	25,5	999	60
12	vežbe 003	3	1597,2	3,16	662,6	1,06	10	67,6	6,9	20	12	30,5552			1,016	0,68	13,5	1,21	510		625	106,4		79,1	43,2	27,6	999	60
13	vežbe 004	4	1605,3	4,32	865,8	1,55	10	52,9	8,4	15	20,5	30,5205			1,03	0,42	13,7	1,24	415		639	117,7		74,4	42,5	22	999	60
14	vežbe 005	5	1603,6	5,25	1052,7	2,01	10	44,6	10	10	32	30,4772			0,989	0,88	13,7	0,65	323		656	134,6		80,7	47,9	26	999	60
15	vežbe 006	6										30,602																
16	vežbe 007	7										30,602																
17	vežbe 008	8										30,602																
18	vežbe 009	9										30,602																
19	vežbe 010	10										30,602																
20	vežbe 011	11										30,602																
21	vežbe 012	12										30,602																
22	vežbe 013	13										30,602																
23	vežbe 014	14										30,602																
24	vežbe 015	15										30,602																
25	vežbe 016	16										30,602																
26	vežbe 017	17										30,602																
27																												
28																												
29			Pe kW	Kfakt	Pek kW	Gh kg/h	ge g/kWh	mgc g/cikl	We kJ/dm3	Wf kJ/dm3	Pl kW	ηm	ηi	ηe	Qv l/min	Qm g/min	mvc g/ciklus	mvo g/ciklu	λ1	ηv	p							
30	1	0,304	1,02	0,310	0,361	1189,6	0,008	0,051	0,141	0,846	0,359	0,192	0,069	56,50	66,23	0,08	0,11	0,748	0,157	1,172								
31	2	0,554	1,02	0,567	0,399	721,1	0,008	0,091	0,202	1,223	0,453	0,251	0,113	63,34	73,83	0,09	0,12	0,755	0,174	1,166								
32	3	1,246	1,03	1,280	0,533	427,4	0,011	0,206	0,316	1,910	0,653	0,293	0,191	98,38	113,87	0,14	0,16	0,872	0,271	1,157								
33	4	1,831	1,02	1,864	0,681	371,6	0,014	0,302	0,432	2,624	0,898	0,315	0,220	127,25	150,08	0,19	0,21	0,900	0,349	1,179								
34	5	2,372	1,02	2,431	0,807	340,2	0,017	0,391	0,525	3,185	0,745	0,323	0,240	159,82	185,98	0,23	0,25	0,940	0,439	1,164								
35	6	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
36	7	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
37	8	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
38	9	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
39	10	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
40	11	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
41	12	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
42	13	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
43	14	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
44	15	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
45	16	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							
46	17	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000	0,000	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	0,000							

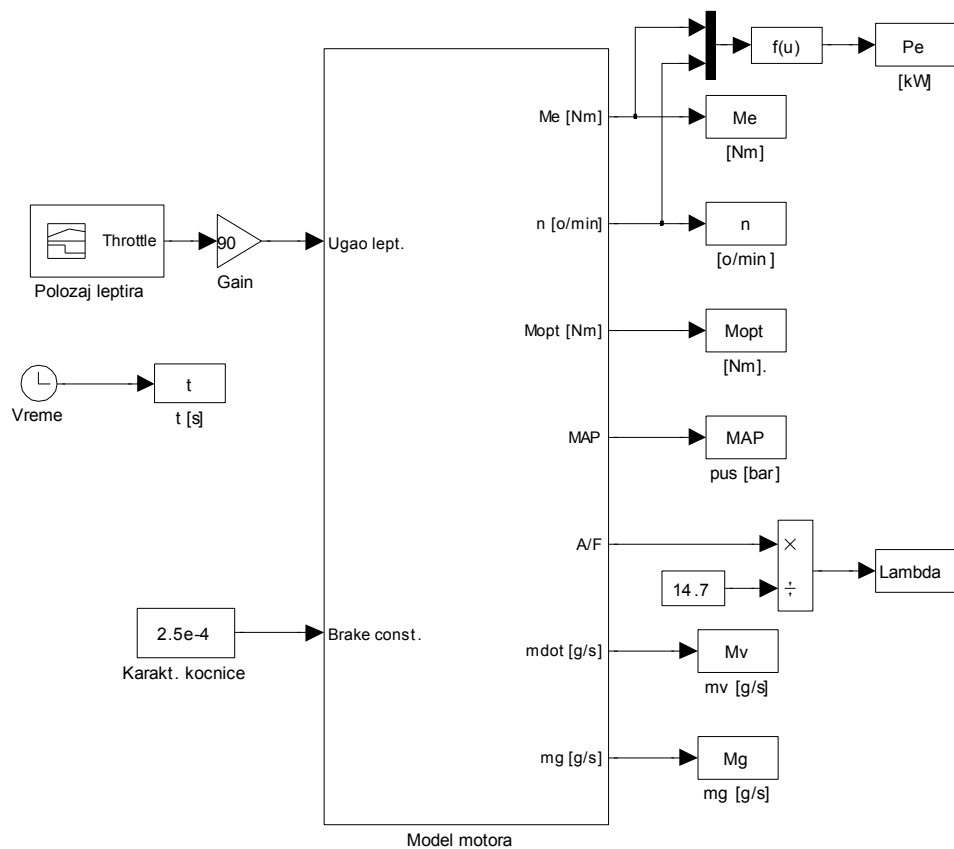
Слика 15. Табела са добијеним резултатима [10]

-симулациона метода за одређивање састава смеше λ -

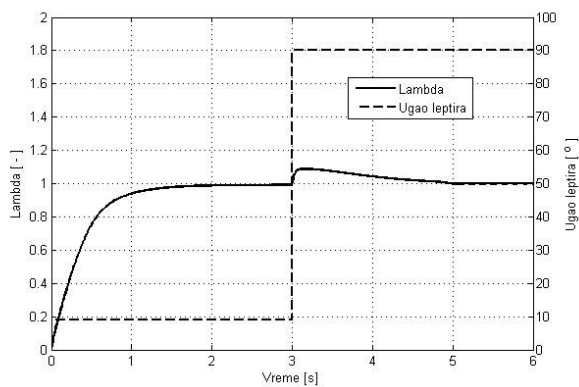
На слици 16 дат је блок дијаграм програма за одређивање састава смеше ОТО мотора у променљивим режимима рада. На дијаграму су приказани елементи потребни за одређивање састава смеше.



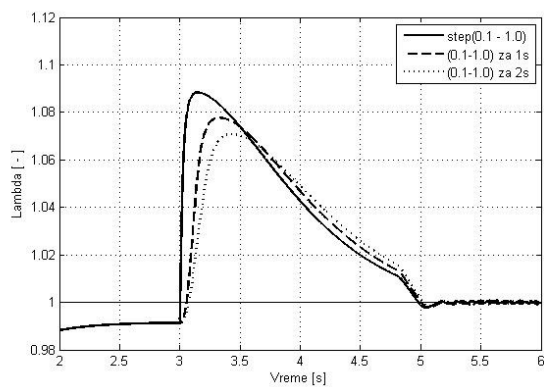
Слика 16. Блок дијаграм програма за одређивање састава смеше ОТО мотора у променљивим режимима рада [12]



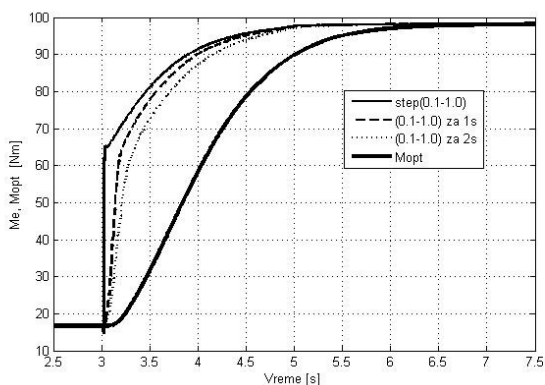
Слика 17. Блок дијаграм у MathLab-у за одређивање коефицијента састава смеше λ



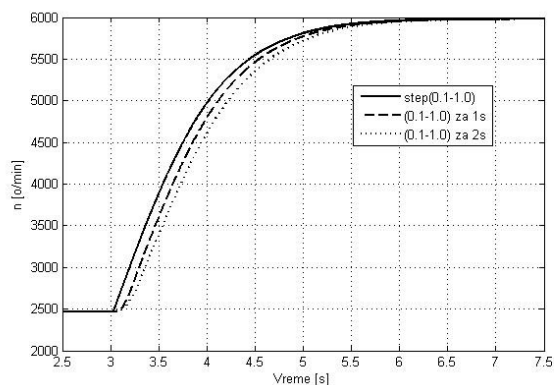
Слика 18. Промена коефицијента λ при наглом отварању лептира



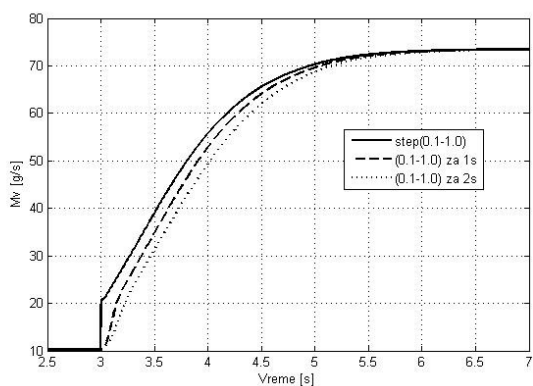
Слика 19. Промена коефицијента λ за различите брзине отварања лептира



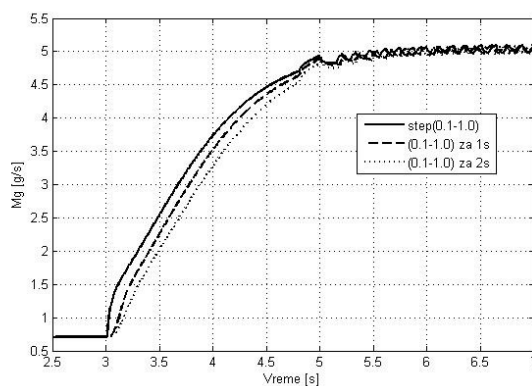
Слика 20. Промена момента мотора M_e и момента оптерећења M_{opt}



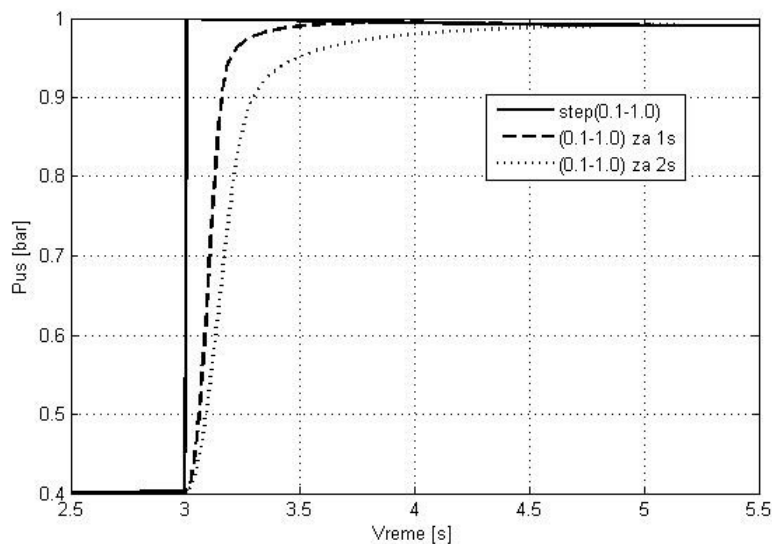
Слика 21. Промена броја обртаја мотора n



Слика 22. Промена количине уисаног ваздуха



Слика 23. Промена количине убризганог горива



Слика 24. Промена вредности притиска у уисном воду

4. Приказ карактеристичних концепција савремених система за образовање смеше (EFI, GDI, HCCI)

Увођење система за убризгавање бензина је било неопходно због отклањања основних недостатака карбуратора, тј. у циљу остварења:

- Равномерне расподеле горива између цилиндара (квалитативне и квантитативне);
- Прецизног дозирања унапред одређене количине горива у свим радним режимима.

Код ових система гориво се води до бризгаљки и убризгава у усисани ваздух у виду врло финог млаза распршеног горива. Дозирање горива се врши помоћу система за регулацију који треба да обезбеди смешу оптималног састава у свим радним режимима узимајући при том у обзир следеће утицајне параметре:

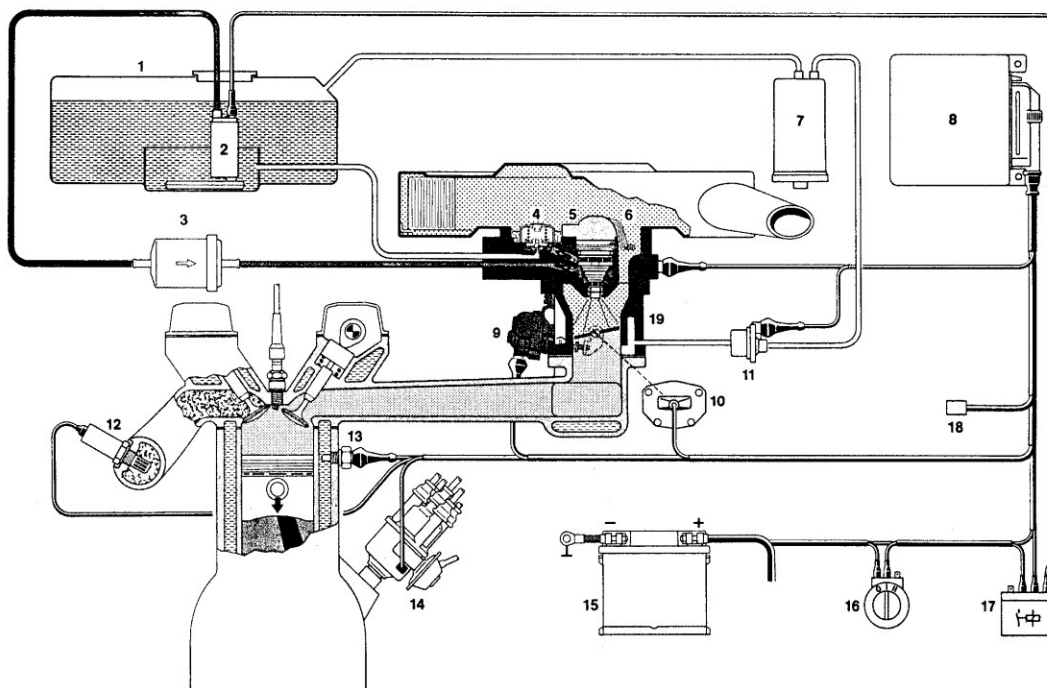
- Проток усисаног ваздуха;
- Број обртаја мотора;
- Притисак и температуру околног ваздуха;
- Режим рада мотора (положај пригушног лептира);
- Ламбда контрола са затвореном петљом;
- Корекцију убризгане количине горива;
- Прекид довода горива (CUT OFF систем);
- Контрола ваздуха на празном ходу;
- Сензор детонације.

Подела система убризгавања бензина се може извршити према различитим критеријумима:

1. Начин обављања основних функција (механички, електронски);
2. Број бризгача (SPI, MPI);
3. Место убризгавања (у усисни колектор, у цилиндар);
4. Притисак убризгавања (висок-преко 14 бара, средњи-4-14 бара и низак испод 4 бара);
5. Начин дозирања горива (механички, електронски);
6. Принцип мерења протока ваздуха (механички, електронски);
7. Техника извођења регулационих кола (механички, електронски);
8. Електронска управљачка јединица (само за мотор, за цело возило).

Развојем електронике омогућено је спрезање система паљења и убризгавања. На тај начин могуће је помирити противуречне захтеве емисије, потрошње, снаге и возивости са једне и високу позданост и конфор са друге стране. Типичан пример оваквих система су BOSCH-ови системи за управљање радом мотора под називом MOTRONIC. Овакав систем обједињује система паљења и убризгавања и електронски контролише оба система. Тако се истовремено оптимизира контрола паљења и дозирање количине бензина.

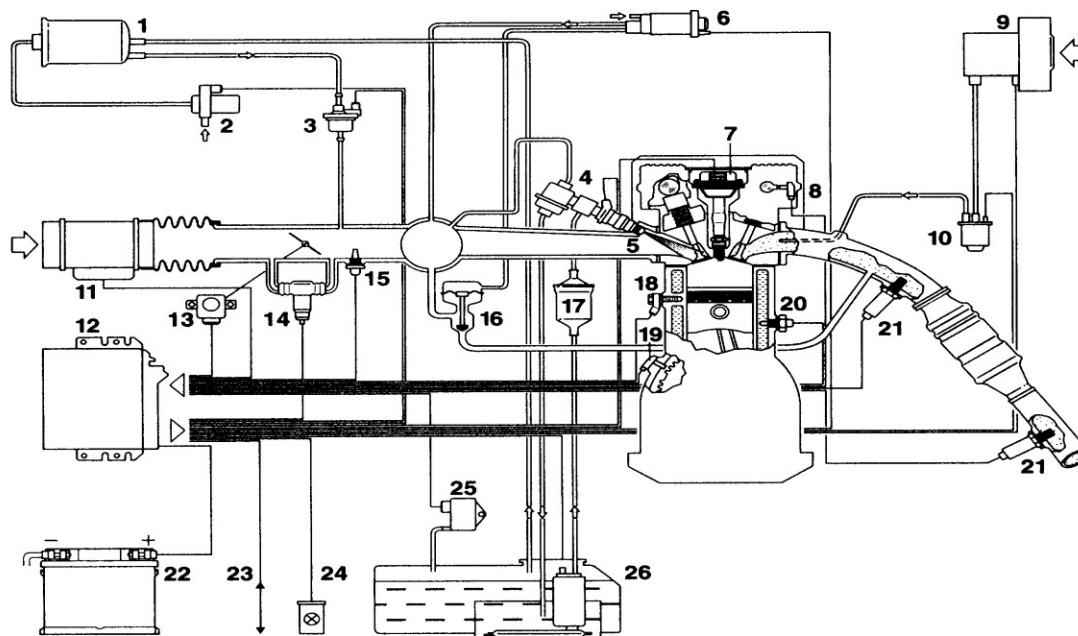
EFI систем делимо на систем са убризгавањем у једној тачки, на лептир у усисном воду, SPI (слика 25) и на систем убризгавања посебно за сваки цилиндар у усисни колектор MPI (слика 26)



Слика 25. Убризгавање бензина у уисни вод, на лептир, SPI [6]

1-резервоар; 2- модул; 3- пречистач; 4- регулатор; 5- брызгач; 6- пречистач ваздуха; 7- канистер; 8- EUI; 9- корачни мотор; 10- потенциометар; 12- ламбда сонда, 13- давач Т; 14- паљење; 15- акумулатор; 16-старт-стоп; 17- релеј; 18-дијагностика; 19- давач депресије за канистер

Носач брызгача је централни део јединице. Састоји се од два дела. У горњем делу су водови за гориво, регулатор притиска (4) и брызгач (5). Корачни мотор (9) и лептир са потен-циометром (10) су у доњем делу. Цела конструкција је пројектована за извођење у различитим варијантама по жељама купаца. Брызгач је изнад лептира и брызга гориво у облику конуса ради бољег распршивања и спречавања стварања филма по уисном воду. Ваздух развлачи бензин, ствара вртлоге и хомогенизује смешу. Mono-Jetronic је пред-виђен за $\lambda=1$ регулацију састава смеше. Иначе је цео систем једноставан и прих-вата корекције битне за режиме рада мотора као што су положај командног лептира или број обртаја. Динамичност се гарантује директним пресликавањем команди на лептир. Статичка подешавања се стално коригују. Слично је са корекцијом због барометарских и густинских варијација одн. компензације температуре. Подешавање празног хода обезбеђује корачни мотор. Усклађивање са ламбда- сондом (12) се врши преко корачног мотора (9) који добија сигнале од давача температуре уисаног ваздуха.



Слика 26. Убризгавање бензина у уисни вод за сваки цилиндар посебно, MPI [6]

1-канистер; 2- вентил са прикључак за уисну цев; 3- одзрачивање канистра; 4- регулатор притиска горива; 5- бризгач; 6- контрола притиска; 7- блок паљења; 8- сензор фазе; 9- пумпа секундарног ваздуха; 10- вентил за секундарни ваздух; 11- мерач протока; 12- ЕУЈ; 13- потенциометар на лептиру; 14- празан ход; 15- давач Т; 16- ЕГР; 17- пречистач горива; 18- давач детонације; 19- давач броја обртаја; 20- давач Т; 21- ламба сонда; 22- акумулатор; 23,24- дијагностика; 25- давач притиска; 26- пумпа за гориво

ME-7 Motronic на слици 26. је са мерачем протока који искључује грешке због промене температуре или висине. Индуктивни давач броја обртаја прима сигнал са зупчаника (60-2 зуба) на коленастом вратилу. Тако се тачно одређена количина горива може убризгати у свакој радној тачки при жељеном углу коленастог вратила. ME има бројне функције: регулатор празног хода, ламбда-регулатор, контролу испаравања из резервоара за гориво у целом радном пољу мотора, регулацију ненормалног сагоревања, ОБД и аутодијагнозу. Предност му је комплексна обрада улазних сигнала и једновременно спрежање поља смеше и паљења.

Предност система MOTRONIC:

- Мања потрошња бензина у поређењу са карбураторским моторима са класичним паљењем, као и поређењу са моторима са убризгавањем бензина и транзисторским паљењем;
- Због одмереног обогаћивања смеше, за време стартовања хладног мотора, постиче се уштеда бензина;
- Такође, одмерено обогаћивање смеше, у зависности од броја обртаја, код функционисања при пуном оптерећењу, постиже се уштеда бензина;
- Смањена потрошња бензина применом система CUT OFF (прекид убризгавања бензина при успоравању);
- Добре карактеристике обртног момента при малом броју обртаја повећавају флексибилност мотора, тако да се постиже штедња бензина при већем степену преноса и мањем броју обртаја;

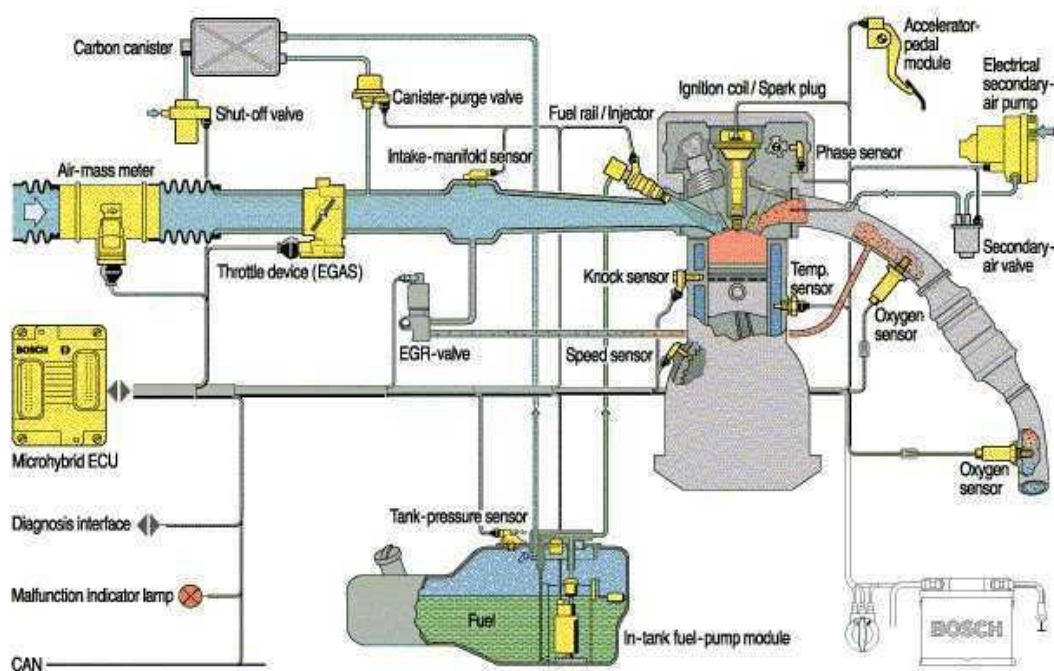
- Оптималан угао претпаљења и одговарајућа количина бензина при стартовању, омогућавају поуздан рад у свим условима експлоатације;
- Стабилан празан ход;
- Угао претпаљења при пуном оптерећењу, подешен за максималан момент и минималну потрошњу бензина, уз задовољење прописаних критеријума за издувне гасове при делимичном оптерећењу;
- Смањена количина штетних издувних гасова, захваљујући прецизном дозирању бензина и подешавању угла претпаљења у зависности од оптерећења;
- Даље смањење издувних гасова омогућено је ламбда-контролом и третманом каталитичког лонца;
- Адаптација на промене у карактеристикама мотора током целог века експлоатације;
- Самодијагноза система и комуникација са дијагностичком опремом (олакшана дијагностика неисправности и одржавање).

MOTRONIC поседује карту карактеристика углова претпаљења, за меморисану у својој ЕУЈ.

Основне функције система MOTRONIC:

- Пријем података од давача (сензора), обрада примљених података и издавање команди извршним органима система Motronic од стране ЕУЈ;
- Напајање мотора бензином;
- Електронско управљање дозирањем бензина;
- Електронска регулација смеше бензин/ваздух (ламбда регулација);
- Регулација бензинских пара (вентилација резервоара за бензин и пражњење канистера);
- Обезбеђење високог напона за паљење смеше;
- Електронско управљање паљењем смеше;
- Аутоматска регулација рада мотора (хладан старт, топао старт, празан ход, пуно оптерећење, прелазни режими, прекид довода горива);
- Регулација рада мотора при укључивању клима уређаја, контрола укључивања клима уређаја.

На слици 27 је дат приказ система убризгавања BOSCH Motronic M7:

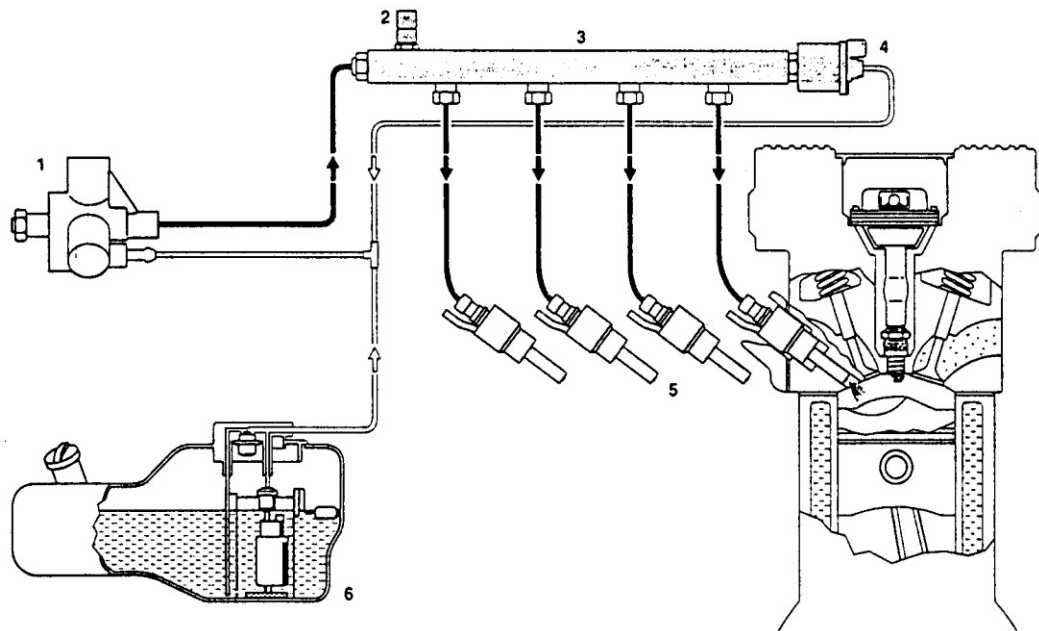


Слика 27: Bosch Motronic M7 [6]

Најважнији део је ЕУЈ са дигиталним микрокомпјутером који се напаја са 5V. Стационарна поља смеше и паљења су фиксирана као база. Свођење смеше на $\lambda = 1$ гарантује лямбда-регулација преко адаптивног поља смеше кроз цео радни век мотора. Статичке линије, односно поља, се користе за фазе старта и устаљених режима. Динамичким комплексним функцијама се покривају режими по углу паљења и саставу смеше у режимима убрзања и успорења. Тако се у фази кочења возила мотором спречава прекорачење броја обртаја искључивањем горива и смањивањем угла паљења; празан ход се одржава деловањем на смешу и угао паљења; пумпа за гориво је такође под директном контролом управљачке јединице; контрола испарења из резервоара спречава промену режима рада мотора због повећаног испарења из резервоар за гориво; сужавањем граница детонације у односу на ненормално сагоревање се огледа у могућем повећању степена компресије што води мањој потрошњи и већем обртном моменту мотора; подешавањем развода се добија већа снага и једновременно мирнији рад на празном ходу; управљањем рецикулацијом издувних гасова прекривамо цело радно поље мотора минималном емисијом.

Као последњу додатну функцију смо навели аутодијагностику која је врло практична за један овако сложен систем какав је управљање радом мотора. Сигнали се могу обрађивати на једном или више других система. Зависно од броја сензора (10 до 15) сигнали се позивају и обрађују. Контрола регуларности сагоревања је селективна по цилиндрима. Поред тога систем има особину адаптивности. То значи да се поље паљења учи и памти према радним условима. У меморији постоји једна стално запамћена вредност угла паљења. Чим мотор почне да ради, за сваки цилиндар посебно, тражи се најповољније паљење по критеријуму детонације. Ово поље рачунар памти за време рада или стајања мотора, а само га коригује при појави детонације. Адаптација једног лямбда-поља је спроведена подешавањем смеше током развоја и пре производње. Поље се приликом одступања од

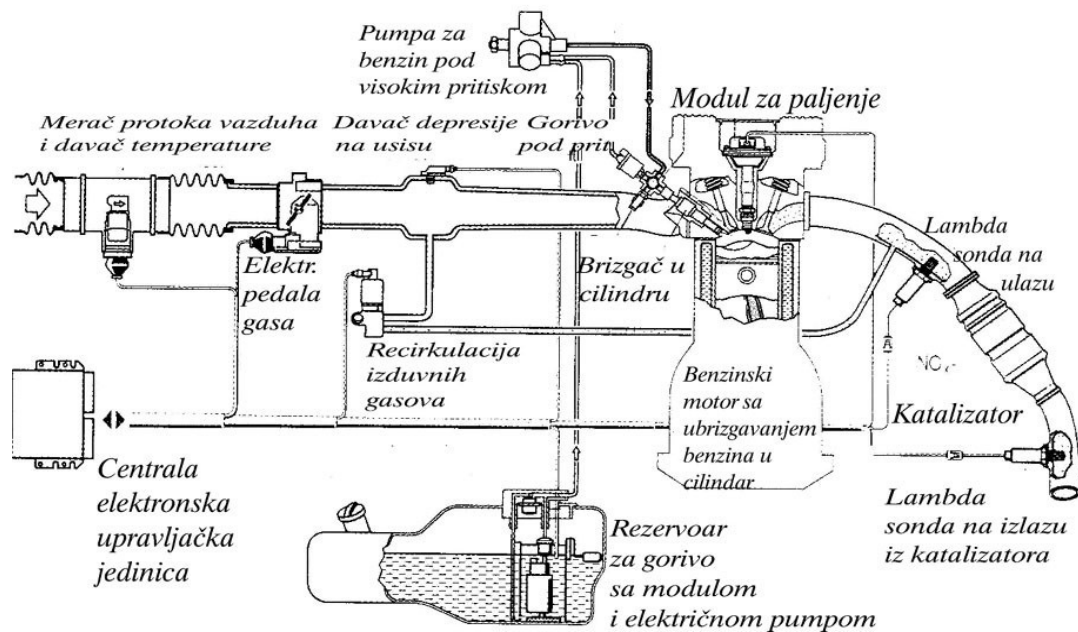
тражене вредности корекцијом ламбда-сондом своди на жељено. Тачна предрегулација је неопходна и због одступања при промени оптерећења. На слици 28 је приказан GDI систем (gasoline direct injection).



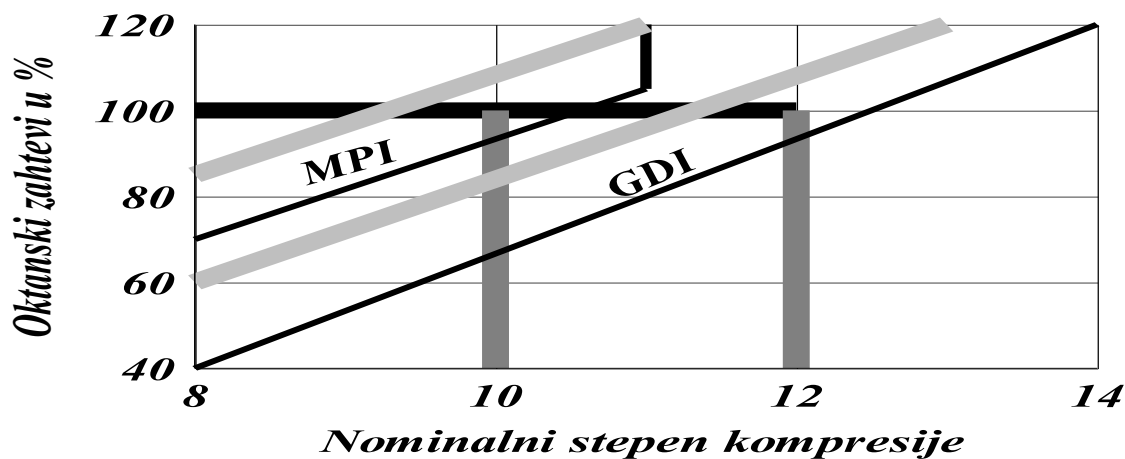
Слика 28. Директно убризгавање у цилиндри мотора, GDI систем [6]

По својој структурној и садржајној шеми системи GDI потпуно подсећају на дизел варијанте убризгавања са заједничком шином (CR- common rail), слика 28. Код модерних возила постоји више сложених система који се спрежу са Motronic-ом, слика 29.

Директно убризгавање бензина може са стандардним бензинима да уђе у економичну област рада, слика 30. Условима високе економичности и ниске емисије одговарају сиромашне смеше.



Слика 29. GDI motronic MED 7 [6]



Слика 30. Октански захтеви GDI и MPI система [5]

HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) систем је релативно ново решење образовања и сагоревања смеше код мотора са унутрашњим сагоревањем. Идеја је била да се направи мотор који би користио више врста горива у оквиру једне конструкције мотора. Сагоревање би било изазвано високим притиском у цилиндру мотора (све врсте горива могу да се упале под одређеним притиском, за нека је потребан виши притисак док за друга мањи) (Слика 31). Сама конструкција овог мотора захтева систем за промену, регулацију, притиска у цилиндру мотора. Најједноставнија контрола притиска у самом цилиндру је преко времена трајања отворености усисног вентила. Стога је потребно поседовати електро – магнетно управљање вентилима, без брегастог вратила, за чије управљање је потребна доста сложена електроника.

За дизел горива, овај систем поседује бризгач, а смеша се пали класично, као и код обичног дизела, под притиском и температуром док за бензин, постоји бризгачка која може

бити испред (SPI, MPI) или иза уисног вентила (GDI), а смеша се пали, такође, под притиском и температуром што значи да немамо свећицу (слика 32), практично слика 33, 34.

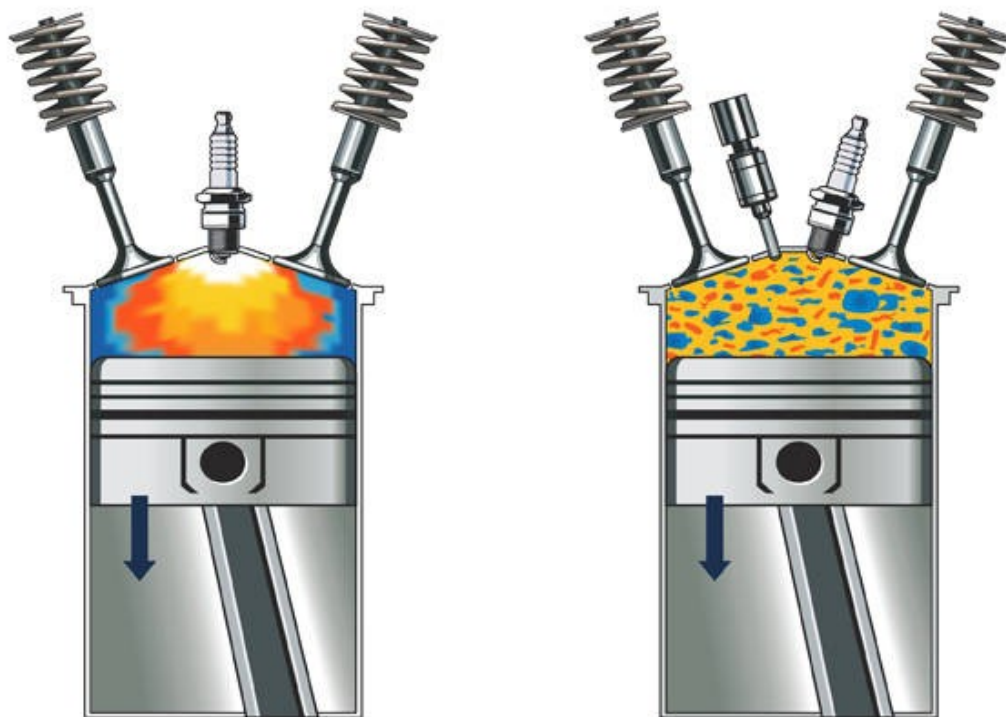
Проблем који се јавља код овог система је тај што врло тешко можемо контролисати тренутак паљења смеше. За сада се то изводи, такође, помоћу отворености издувног или уисног вентила.

Проблем неконтролисаног паљења и сагоревања код HCCI система може се решити на следеће начине

- подељено директно убризгавање у негативном преклопу вентила
- промењиво време отворености вентила
- контролисано мешање две горива (бензин, дизел)

Фокусираћемо се на први принцип где је убризгавање горива раздељено на Пилот и Главно убризгавање, (слика 35).

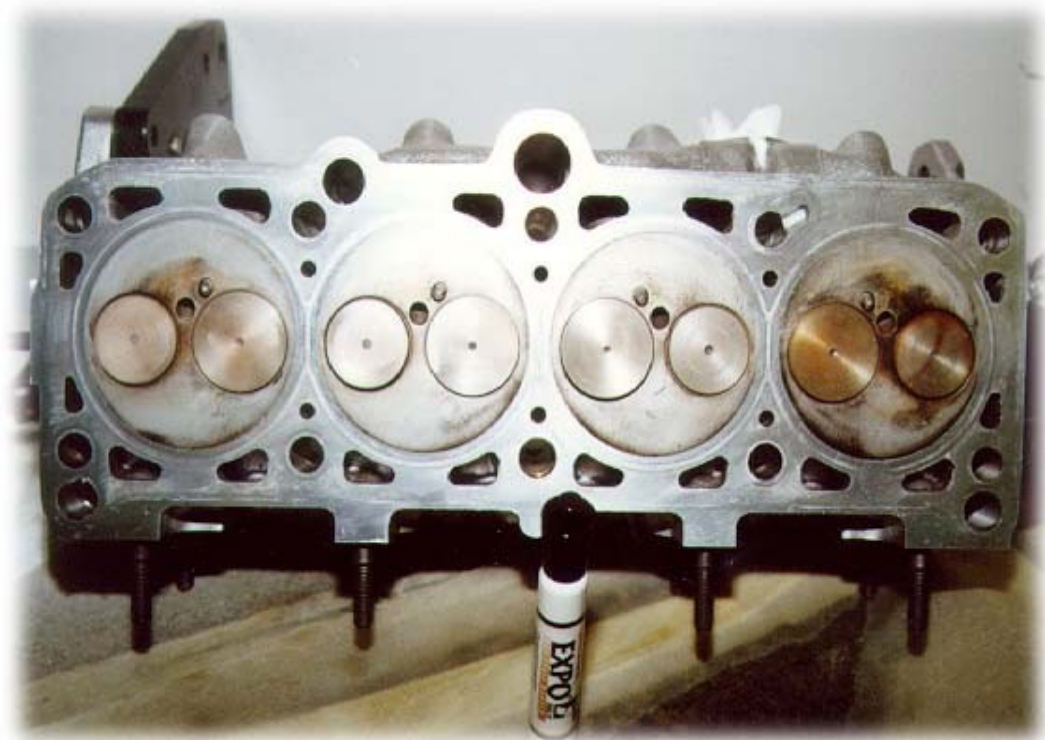
Генерално гледано, главно убризгавање је контролисано оптерећењем мотора док пилот убризгавање служи за добијање прописаног степена сагоревања. Главна разлика између пилот и главног убризгавања је та што се пилот одвија пре СМТ негативног преклопа вентила док се главно убризгавање одвија после СМТ. Показало се да је температура мешавине виша ако се употребљава убризгавање пре СМТ негативног преклопа вентила него код само-паљења мешавине при убризгавању после СМТ. То значи да ако се убризга бензин у току пилот убризгавања долази до његовог паљења, а самим тим и до повећања притиска у цилиндру. Експеримент са једноцилиндричним мотором потврђује ослобађање топлоте за време негативног преклопа вентила када ја пилот убризгавање пре СМТ. Резултат тога је повећање температуре на крају хода клипа што ће условити побољшане само-паљења смеше. Из овога произилази да мењањем количине убризганог пилот – горива, можемо контролисати време почетка сагоревања смеше ко система HCCI.



Слика 31. HCCI систем [8]



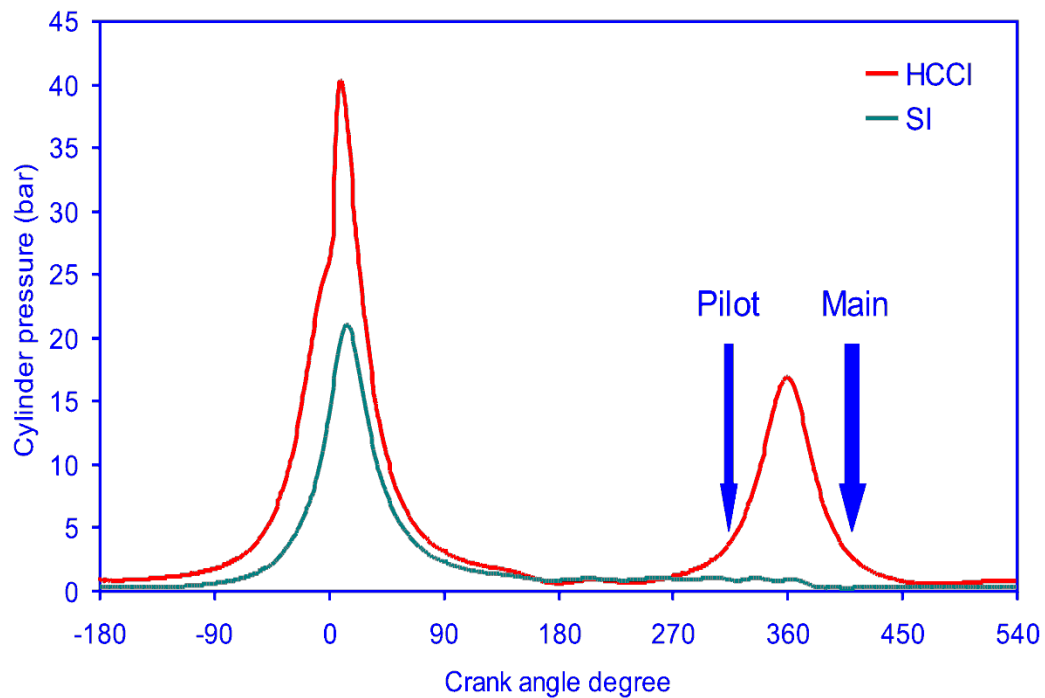
Слика 32. Положај брызгача и брызгальке [8]



Слика 33. Експериментална глава мотора са НССІ системом [8]



Слика 34. Експериментални НССІ мотор [8]



Слика 35. Притисак у цилиндру HCCI мотора [8]

5. *Анализа термодинамичких, економичних и еколошких карактеристика GDI мотора*

Када је о моторизацији реч, последњих година сведоци смо тренда смањења потрошње горива, токсичности издувних гасова, укупне тежине погонског агрегата уз повећање снаге и обртног момента, а све то по нижој производној цени.

Продор је омогућен развојем технологије микро хибридних процесора отпорних на високу температуру, вибрације, ударе и електро магнетне таласе што је реална радна средина аутомобилског моторног рачунара. Имплементација процесорско управљачке јединице, у чијој су меморији похрањене оптималне мапе убризгавања и паљења у зависности од радних параметара, већ данас даје изузетне резултате чинећи моторе класичне концепције неконкурентних. У овој трци, покренутој жестоком конкуренцијом али ништа мање и законским нормативима, опстаће само најспособнији.

Таква возила су опремљена бензинским моторима код којих се гориво убризгава директно у цилиндар (Слика 36) што је до недавно, у свету аутомобила, била привилегија дизел мотора. Творац овог развојног концепта је јапанска корпорација Mitsubishi Motors у моделу Misubishi Galant GDI и како ствари стоје GDI озбиљно претендује да постане глобални стандард.

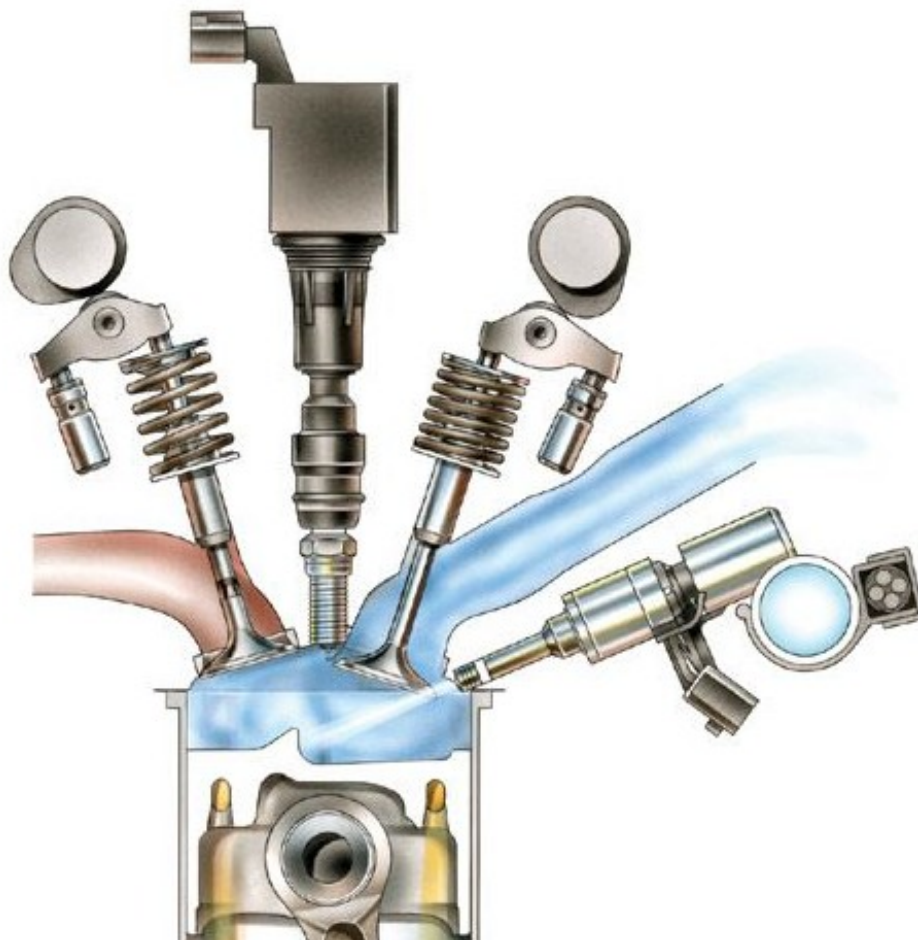
GDI мотор је крупан корак у технологији бензинских (ОТО) мотора. Реч је о мотору са директним убризгавањем бензина у цилиндар, који представља степену еволуције ОТО мотора који су се све до 80-тих година израђивали са карбуратором, што је имало низ лоших особина. Како се смеша формирала ван цилиндра, уисни канали којима је стизала до

цилиндра задржавали су део још не испареног горива (посебно штетна појава при хладном старту) а поједини цилиндри, услед разлике у дужини водова, пуњени су различитим количинама радне смеше приближно истог састава у приближно исто време циклуса. Ово је резултирало повећаном потрошњом и токсичношћу издувних гасова, неравномерним радом и хабањем.

Ове недостатке GDI (gasoline direct injection) мотори потпуно отклањају – у сваки цилиндар се у истом циклусном транутку убризгава прецизно одмерена количина горива која се пали у правом моменту гарантујући при том да ће се процес сагоревања спровести потпуно, иувлачећи тако максимум енергије из сваког грама горива уз минимално загађивање околине. Овај погонски агрегат нуди снагу и агилност једног бензинца уз економичност диесел мотора. Овакву тврдњу подупиру резултати при поређењу са еквивалентом MPI конструкцијом: 20% мања потрошња, 20% мања емисија CO₂ и 10% већа снага.



Слика 36. Серијски мотор са системом GDI [9]

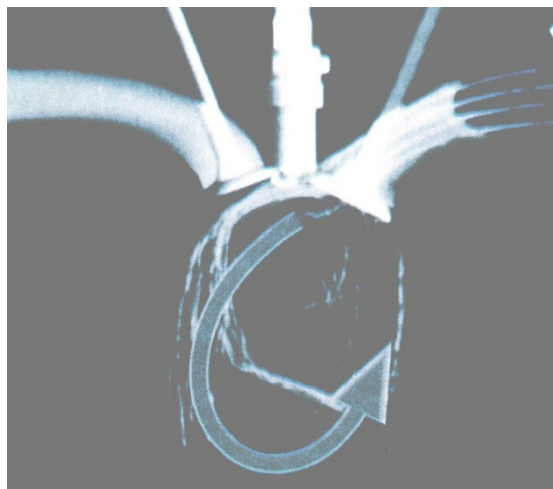
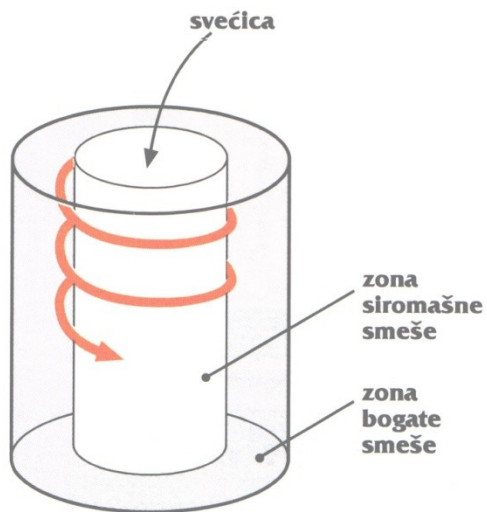


Слика 37. Комора за сагоревање GDI код мотора [9]

На слици 37 је приказана комора за сагоревање код GDI мотора, заједно са усисним и издувним каналом, брызгачем, клипом и вентилима.

Интензивном применом регулаторске електронике и иновативне конструкције омогућена је висока флексибилност GDI мотора на услове експлоатације. Услов високе ефикасности процеса ослобађања енергије унутар цилиндра мотора је формирање што повољнијих услова за то, односно стања смеше у зависности од услова (оптерећење, броја обртаја...). У овом погледу од пресудног значаја је облик вртложне струје и у његовом формирању наилазимо на новитете. Специјално конструисана усисна грана (Upright Straight Intake Port) омогућава вртложење у равни осе цилиндра, насупротив вртложењу око осе цилиндра коју генеришу класичне конструкције (Слика 38). Због положености усисне гране смеша при уласку у цилиндар “кваси” свећице и тиме претходно отежава стварање варнице. (Слика 39).

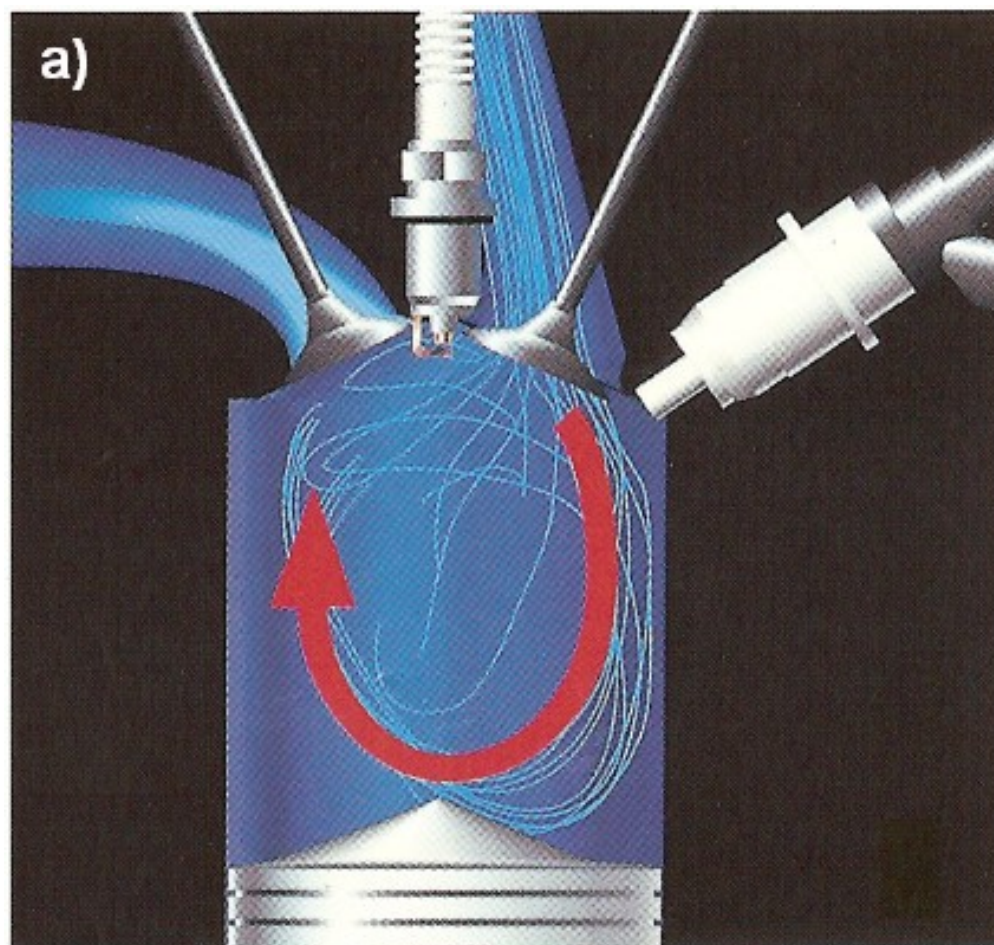
Усправна усисна грана, примењена код GDI мотора, формира струјање које отклања наведене мане. Ваздух струји од врха цилиндра ка дну (челу клипа), и назад ка кружном току. Бризгачка је тако постављена да минимални део формиране смеше влажи зид цилиндра, док је чело клипа посебно обликовано ради повољног усмеравања тока струје. Распоред богате и сиромашне смеше је при том значајно повољнији и смећица се налази унутар зоне адекватног састава смеше.



Слика 38. Upright Straight Intake Port [9]

Слика 39. Квашење свећице [9]

Поред овога, очигледно је да свећица није на удару струје смеше, те не долази до ефекта њеног “квашења” (Слика 40).

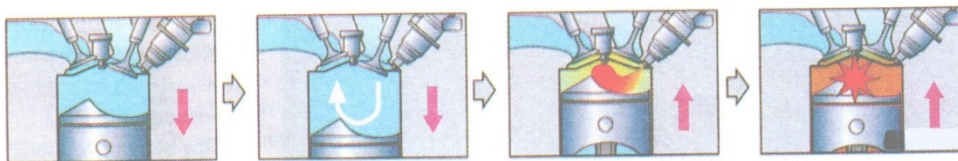


Слика 40. Положај уисног вода код GDI система [9]

Овакав амбијент омогућава рад мотора и са смешом односа ваздух-гориво 40:1. Важно је напоменути и да због смањених струја отпора усправна усисна грана има већу моћ пуњења цилиндра што резултује бољим коефицијентом пуњења и утиче на повећање ослобођене енергије, односно ефективне снаге агрегата.

Уместо режима рада мотора одређеног његовом конструкцијом и регулацијом снабдевања горива, GDI мотор функционише у три основна режима (мода) у зависности од захтева вожње што је омогућено примено двоположајне вихорне брызгалке високог притиска и регулацијом њеног рада од стране моћног моторног компјутера.

-режим економичне потрошње-



Слика 41. Режим економичне потрошње [7]

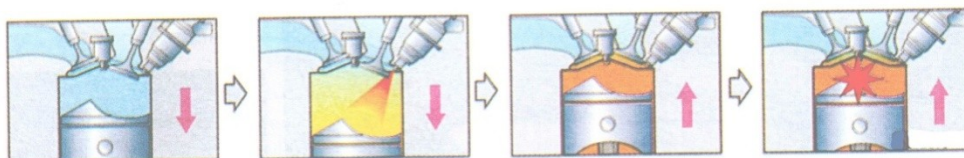
Током такта усисавања, велика количина ваздуха уструјава из усправне усисне гране, усмерено струји преко чела клипа и враћа се назад креирајући моћно вртложење у равни осе цилиндра. При ходу клипа ка СМТ-у вртложна струја ваздуха се разбија у велики број мањих вртлога. У овакву средину, касно у ходу такта сабијања, вихорна брызгалка убризгава гориво ка челу клипа. Кључ успеха овог режима је то што брызгалка убризгава гориво у облику уске, вртложне спирале (Слика 42).



Слика 42. Убризгано гориво у облику спирале [7]

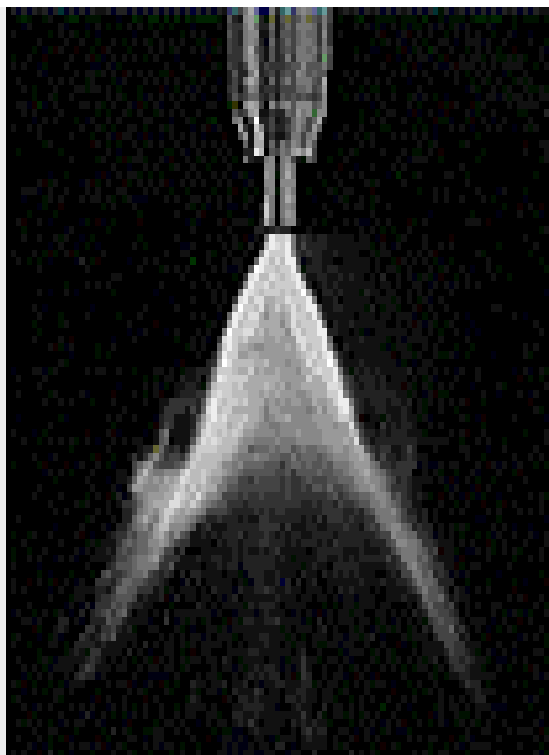
Ово вртложно кретање заједно са високом густином компримованог ваздуха и малим вртлозима одржава млаз компактним што је изузетно важно за стабилно сагоревање изразито сиромашне смеше. Гориво је сконцентрисано око свећице а раслојавање одлично – смеша је богата у средини а сиромашна на периферији. У тачно дефинисаном тренутку свећица баца варницу која изазива паљење смеше. Фронт пламена, контролисан сферичном шупљином у челу клипа, се моментално шири ланчаном реакцијом – нема расипања грива. Резултати су импресивни: смањење укупне потрошње за 20%.

-режим пуне снаге-



Слика 43. Режим пуне снаге [7]

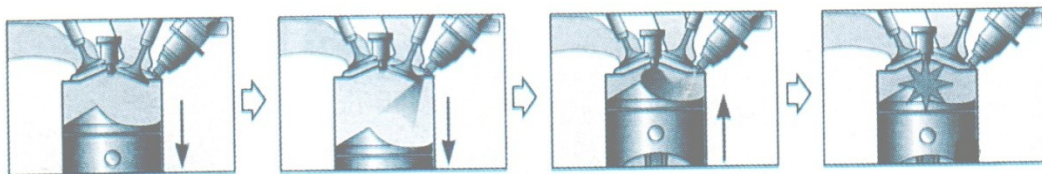
При нормалним возним условима GDI мотор ради у “економичном” режиму. Ако се пак јаве захтеви за већом снагом и обртним моментум, у случају када брзина возила прелази 120 km/h или услед великих оптерећења (нагиба, терета, лоше подлоге...) долази до аутоматског преласка на “режим пуне снаге”. У овом режиму рада гориво се убризгава у току такта усисавања да би се у цилиндру, кроз испаравање, створио ефекат хлађења. Ради појачања овог ефекта вихорна бризгаљка мења режим рада и испоручује гориво у дугом конусном млазу ради распршивања кроз цилиндар (Слика 44).



Слика 44. Облик млаза бризганог горива при пуној снази [7]

Ефекат хлађења смањује опасност од детонантног сагоревања и спречава самопаљење радне смеше у цилиндру које се може појавит при високој компресији и температури. На овај начин, уз висок кефицијент пуњења могући је рад и при високом степену сабијања од 12,5. Природно, велик степен компресије генерише моћан обртни момент, јер је сагоревање изведено на високом притиску односно на вишем енергетском нивоу. Повећање момента опет, при истим бројевима обртаја значи већу снагу уз већу економичност. Одавде следи закључак да висок кефицијент пуњења омогућен због присуства процеса хлађења унутар цилиндра као и дугим усправним каналом, ствара ефекат сличан прехрањивању мотора.

-слојевито пуњење-

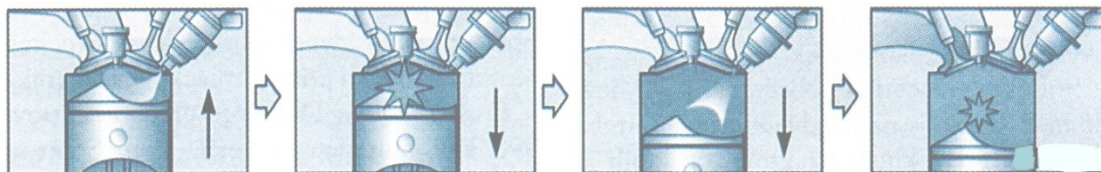


Слика 45. Слојевито пуњење код GDI мотора [7]

Слојевито пуњење је карактеристика GDI мотора код кога је могуће дозирати нове количине горива упркос затвореном усисном вентилу. Такозвано слојевито пуњење представља убризгавање горива па “слојевима” у зависности од режима рада мотора. При усисавању ваздуха дозира се главна количина горива да би се потом, понављамо, од режима рада, дозирале додатне количине горива, при сабијању или при сагоревању.

У зони малих бројева обртаја долази до повећања опасности од детонантног сагоревања које представља спонтано (неконтролисано) сагоревање богате радне смеше при високој компресији. Особина овог процеса је изузетно брзо ослобађање целокупне енергије унутар цилиндра што доводи до великих осцилација притиска те до недозвољеног механичког и топлотног оптерећења мотора. Овакво напрезање је пропраћено негативним последицама, а ако овај режим рада потраје резултира трајним оштећењем и отказом. Да би се ово избегло, вихорна бризгачка у току такта усисавања најпре распршује малу количину горива и формира врло сиромашну смешу која при сабијању не погодује појави детонантног сагоревања. Оваква смеша се сабија и тек при крају овог процеса долази до убризгавања главне количине горива у облику концентрисаног млаза. На овај начин добијена слојевита смеша се пали и долази до сагоревања њеног богатог дела што за резултат има повећање обртног момента уз одсуство ризика од детонантног процеса.

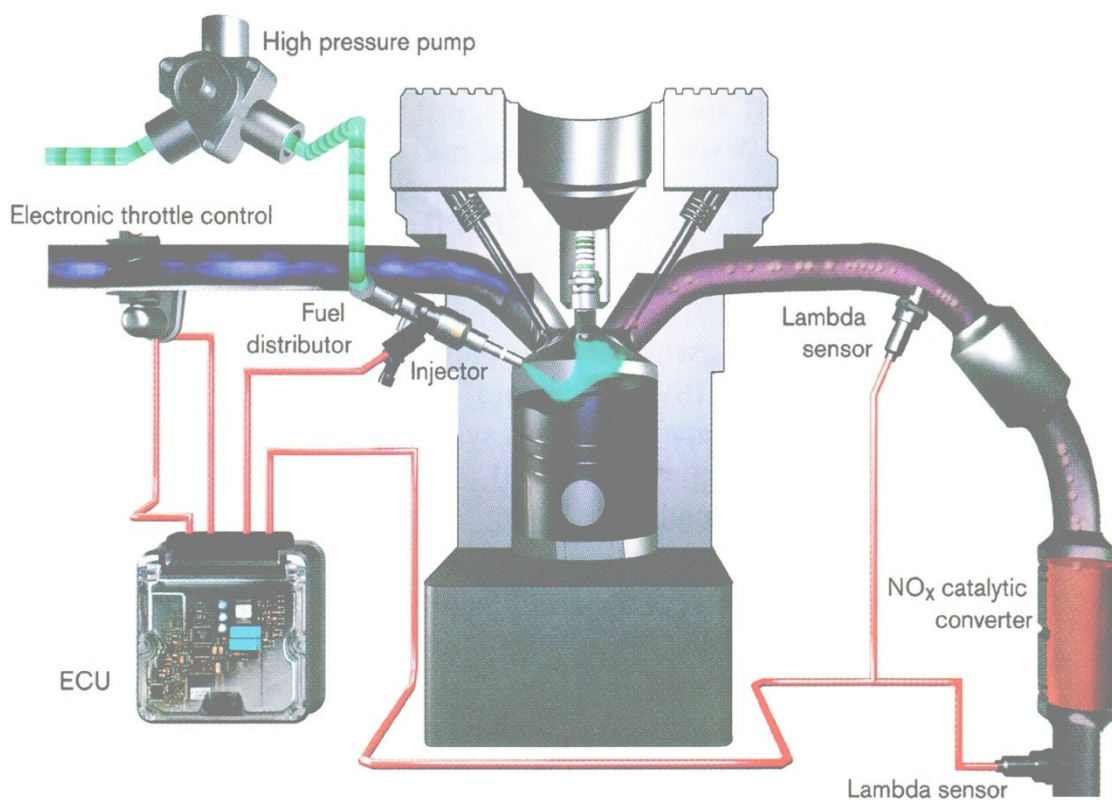
-двоструко сагоревање-



Слика 46. Двоструко сагоревање [7]

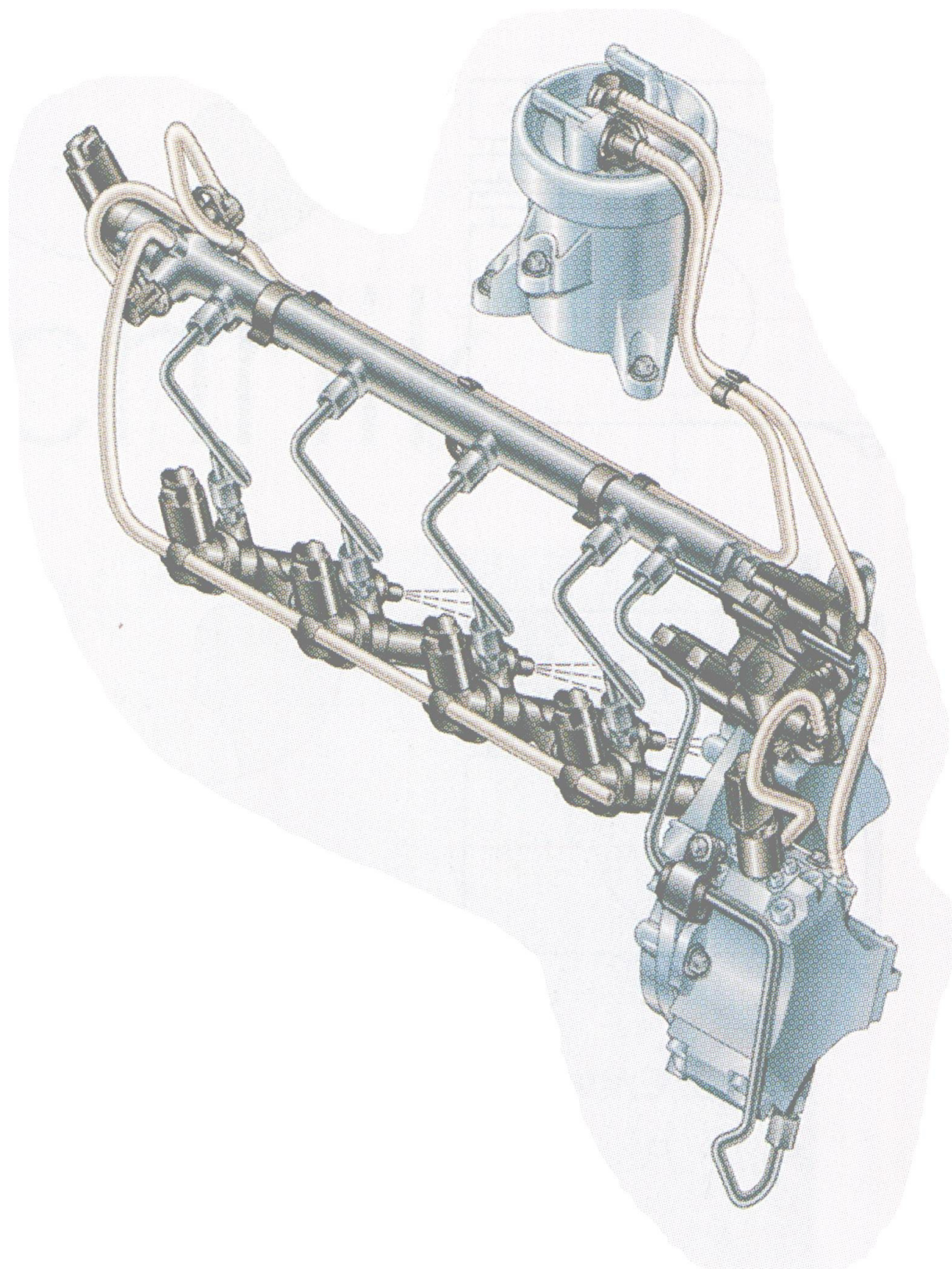
Проблеми везани за немогућност рада катализатора на температурама испод 250°C што је чест случај у градској возњи, такође су значајно смањени. У ту сврху температура издувних гасова се подиже двоструким (двостепеним) сагоревањем чији принцип је дат на слици.

Након убризгавања мале количине горива касно у такту сабијања, долази до сагоревања изазваног варницом свећице. Ово је праћено другим убризгавањем горва у такту експанзије и његовим паљењем услед високе температуре заосталих гасова (тек сагореле смеше). Овај механизам подиже температуру издувних гасова на око 800°C што поред активирања дејства катализатора доводи до бржег загревања мотора и достизања радне температуре. Процес двоструког сагоревања скраћује време загревања са 100 на одприлике 50 секунди.



Слика 47. Шема GDI система [8]

- High pressure pump – пумпа високог притиска
 - Electronic throttle control – електронски управљан лептир
 - ECU – Electronic Computer Unit – електронска јединица
 - Fuel distributor – разводник горива (common rail, код дизела)
- (Слика 48)
- Injector – брызгач
 - Lambda sensor – ламбда сонда
 - NO_x catalicit converter – катализатор NO_x -а



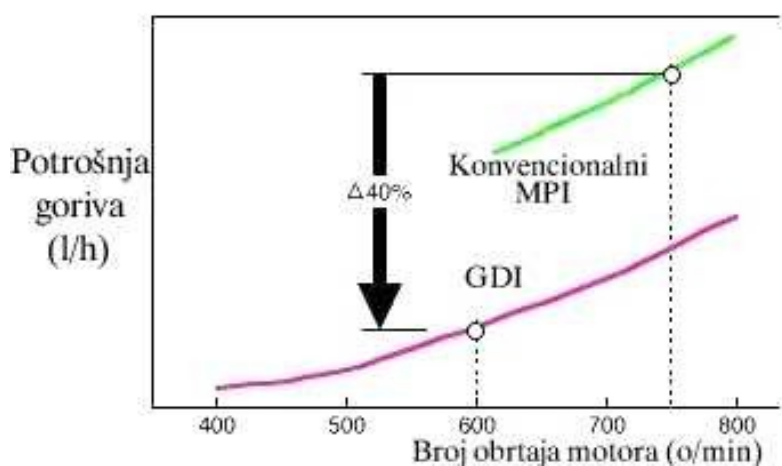
Слика 48. Разводник горива код GDI система [8]



Слика 49. Обликовано чело клипа као комора брзог сагоревања [7]

Побољшање у перформансама GDI мотор не реализује се уз повећану токсичност издувних гасова и потрошњу горива, већ напротив.

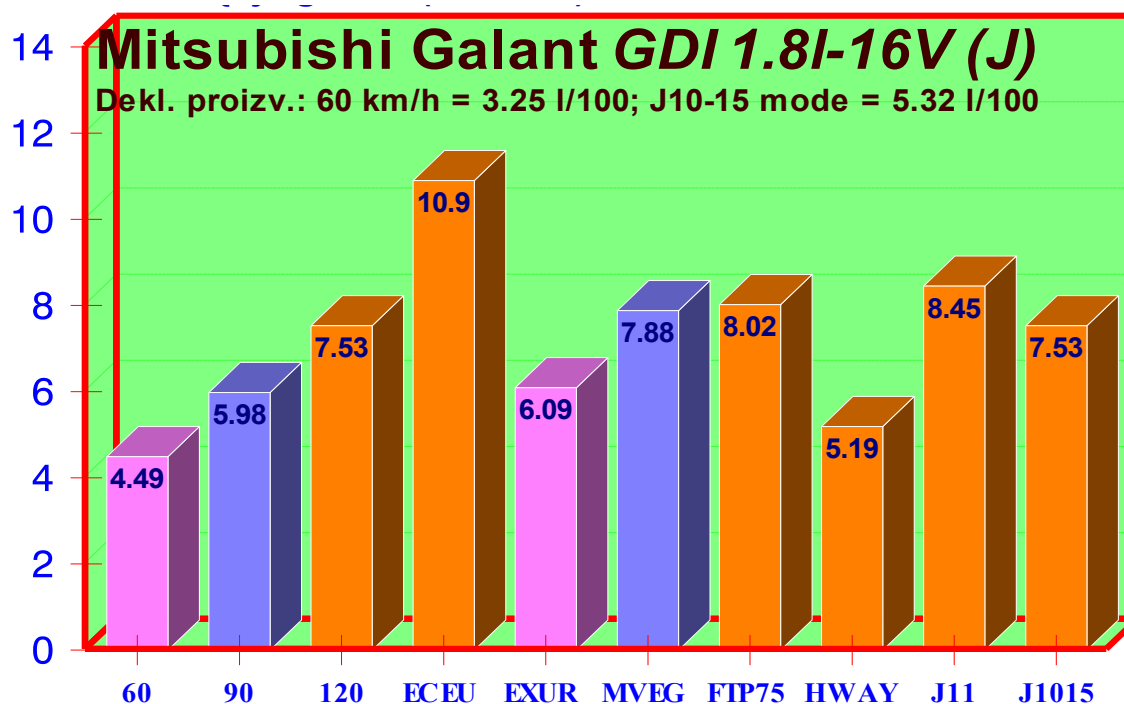
GDI мотори обезбеђују стабилно сагоревање смеше чак и при ниским бројевима обртаја на празном ходу. На том режиму су флексибилнији у односу на конвенционалне моторе исте запремине и у поређењу са њима GDI мотори имају на празном ходу нижу потрошњу и до 40% (слика 50).



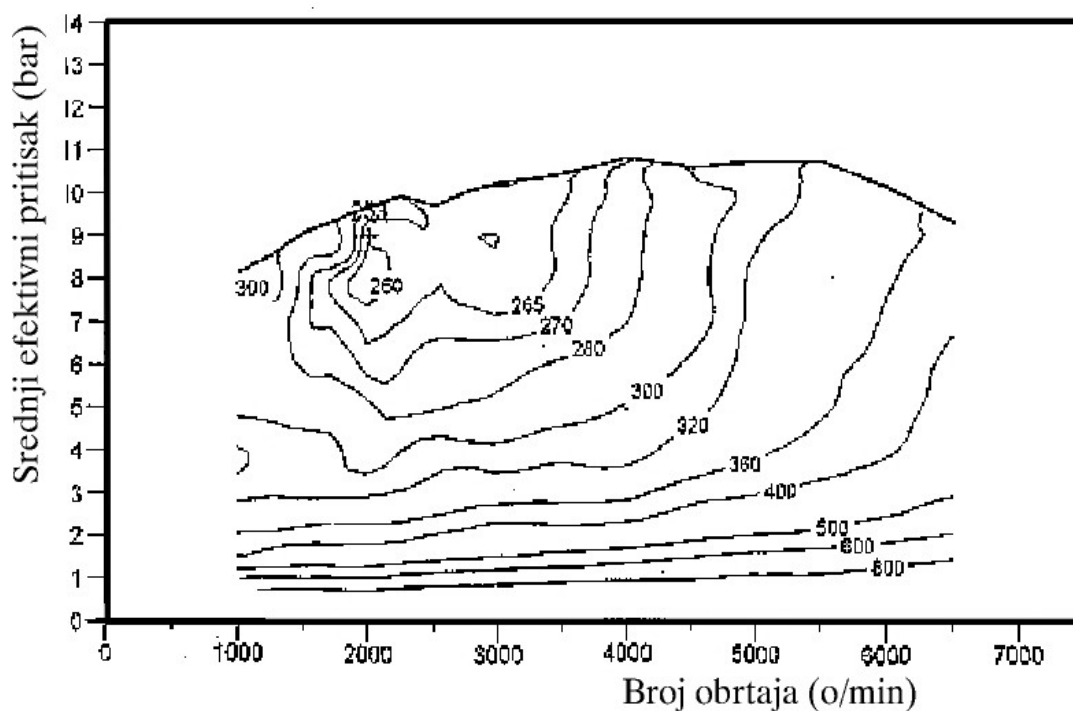
Слика 50. Карактеристика потрошње горива у зависности од броја обртаја [7]

По Јапанском 10x15 mode тесту GDI мотори троше 35% мање горива од конвенционалних бензинских мотора исте запремине.

На слици 51 је приказана анализа потрошње горива извршена према неколико тестова, а на слици 52 специфична потрошња.

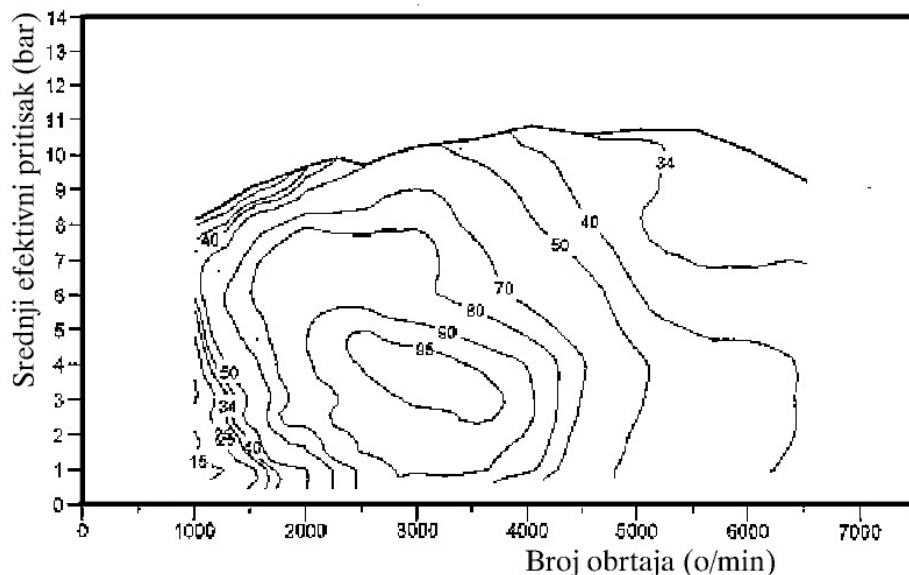


Слика 51. Анализа потрошње горива [9]



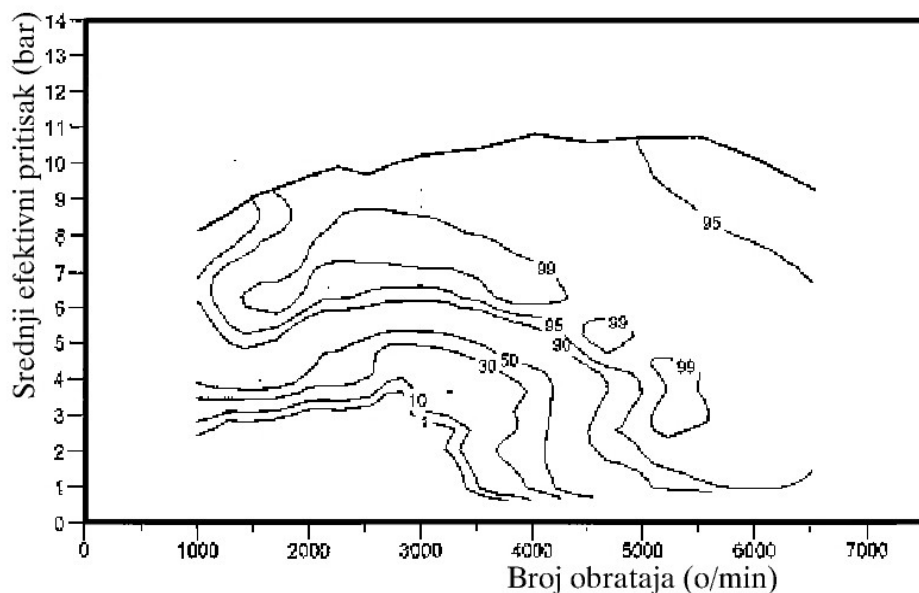
Слика 52. Специфична потрошња горива [9]

Сагоревање сиромашне смеше при повољним условима гарантује потпуније сагоревање уз мању потрошњу горива што директно смањује емисију CO за 20%. На слици 53 је приказана ефикасност каталитичке конверзије HC.



Слика 53. Ефикасност каталитичке конверзије HC [9]

Смањење NO_x (слика 54) је знатно компликованији проблем јер конвенционални системи каталитичке конверзије нису делотворни при раду са смешама сиромашнијим од стехиметријске што онемогућава примену при раду GDI мотора у "економичном" режиму.



Слика 54. Смањење NO_x [9]

Смањење NO_x се постиже у три фазе. Прво, GDI мотор редукује примарну емисију за 60% без икаквог катализатора. Даље, због веома стабилног сагоревања при свим режимима

рада омогућена је рецикулација велике количине издувних гасова што смањује садржај издувних гасова за још 30%. Преосталих 10% морају бити третирани каталитичком реакцијом.

У циљу редукције издувних гасова у сиромашним смешама развијени су посебни типови катализатора SRT (Selective reduction type) и NO_x TT (NO_x Trap type).

Извршени тестови су утврдили да иако нови NO_x TT катализатори реализују већи проценат конверзије NO_x у односу на SRT они имају и два значајна недостатка. Прво, лоша ефикасност при раду мотора са сиромашним смешама, што је највећи предвиђени период експлоатације GDI мотора. Друго, при дужем излагању високим концентрацијама сумпора јавља се интензиван пад способности конверзије.

Двостуко сагоревање. Пошто катализатори не могу да раде на температурама испод 250°C, неопходно је што пре подићи температуру на радни режим.

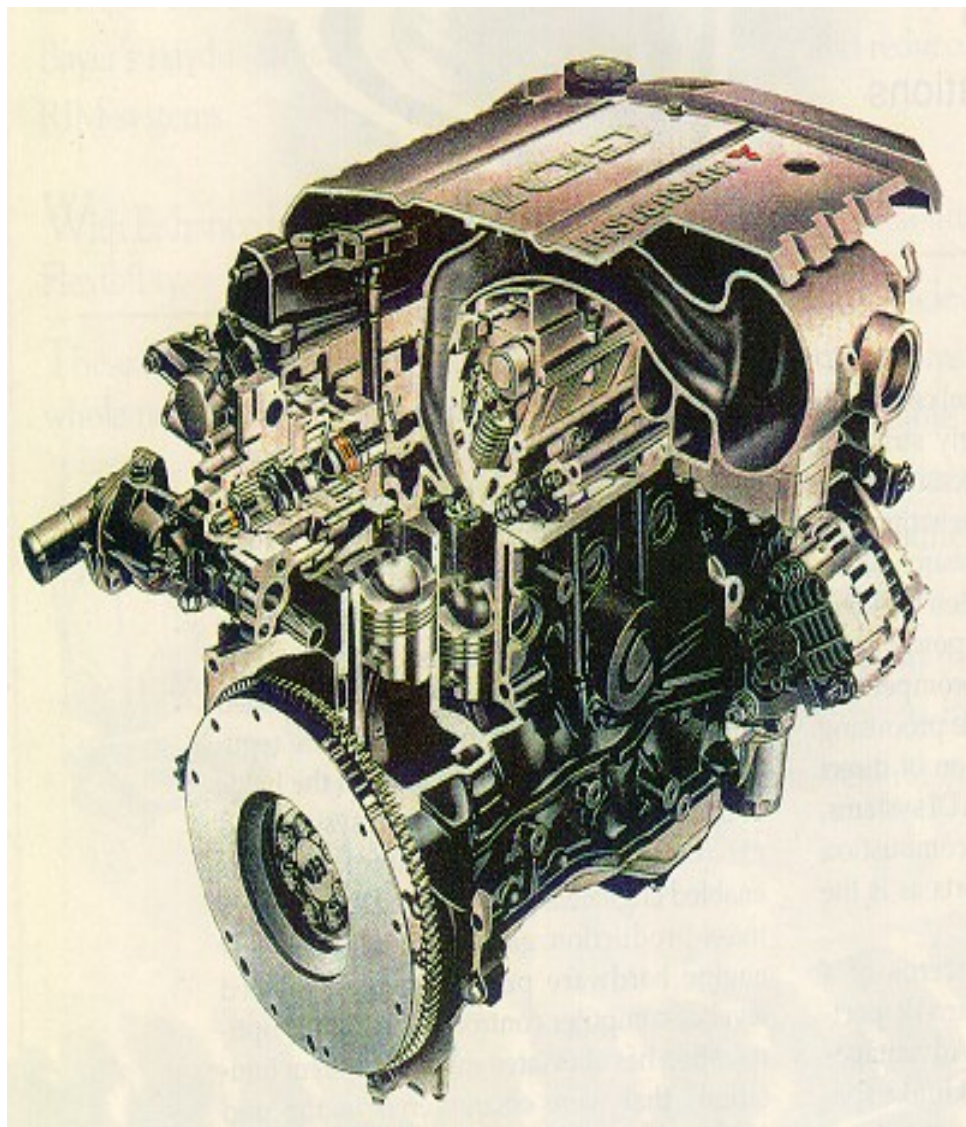
Након убризгавања мале количине горива касно у току такта сабијања, долази до сагоревања изазваног варницом свећице. Ово је праћено другим убризгавањем горива у такту експанзије и његовим паљењем услед високе температуре заосталих гасова (тек сагореле смеше). Овај механизам подиже температуру издувних гасова на око 800°C што поред активирања дејства катализатора доводи до брже загревања мотора и достизања радне температуре.

Процес двостурког сагоревања скраћује време загревања са 100 на отприлике 50 секунди, а заједно са реакторским дејством издувне гране која продужава сагоревање издувних гасова након напуштања цилиндра, на свега 20 секунди. Резултат је рапидно смањење емисије угљоводоника (НС) непосредно након стартовања мотора.

Ако се зна да једно загревање мотора на ниским температурама (око -20°C) уз остале штетности може да скрати век мотора и до 400 пређених километарау аутомобилу под нормалним устаљеним условима, скраћење периода загревања код GDI мотора је једна од битних предности у односу на конвенционалне моторе данашњица.

Поред овог, емисија несагорелих угљоводоника, изазвана непотпуним сагоревањем, значајно је смањена минимизирањем запремине цепова у комори сагоревања применом нових заптивних елемената од нерђајућег челика.

Пошто је већ речено на почетку излагања о GDI моторима да је фирма MITSUBISHI Motors творац GDI система у свом моделу Mitsubishi Galant GDI, у даљем излагању ће бити речи о неким од карактеристика тог мотора.



Слика 55. Изглед Mitsubishi Galant GDI мотора [9]

Mitsubishi Galant GDI

Запремина мотора: $V_h = 1834 \text{ cm}^3$

Снага мотора: $P_e = 110 \text{ kW}/6500 \text{ o/min}$

Обртни момент мотора: $M_t = 182 \text{ Nm}/5000 \text{ o/min}$

Однос ход/пречник клипа: $S/D = 89/81$

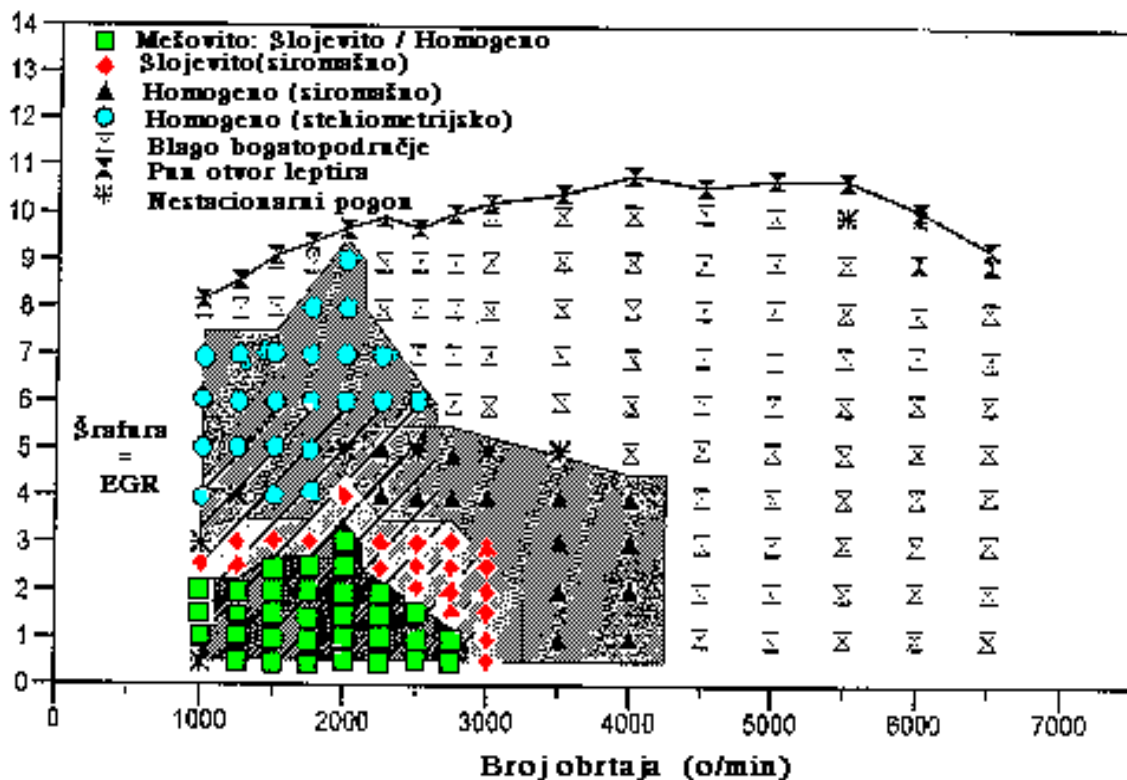
Степен компресије: $\epsilon = 12$

Линеарна EGR

Притисак убризгавања: $p = 50 \text{ bar}$

Дводелни катализатор (Iridium DENOX + TWC)

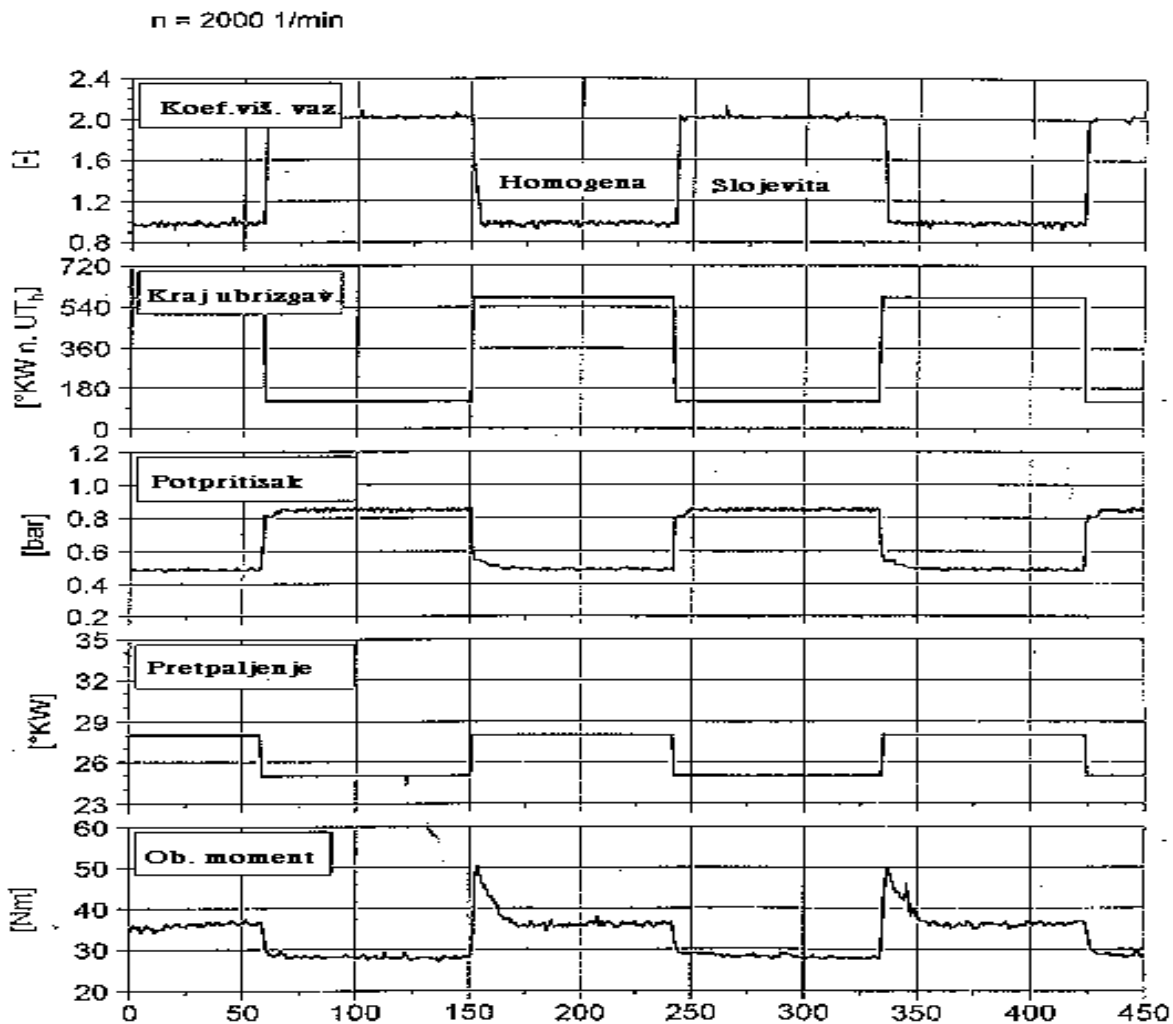
На слици 56 приказане су карактеристичне области регулације састава смеше у зависности од броја обртаја.



Слика 56. Карактеристичне области регулације састава смеше мотора [9]

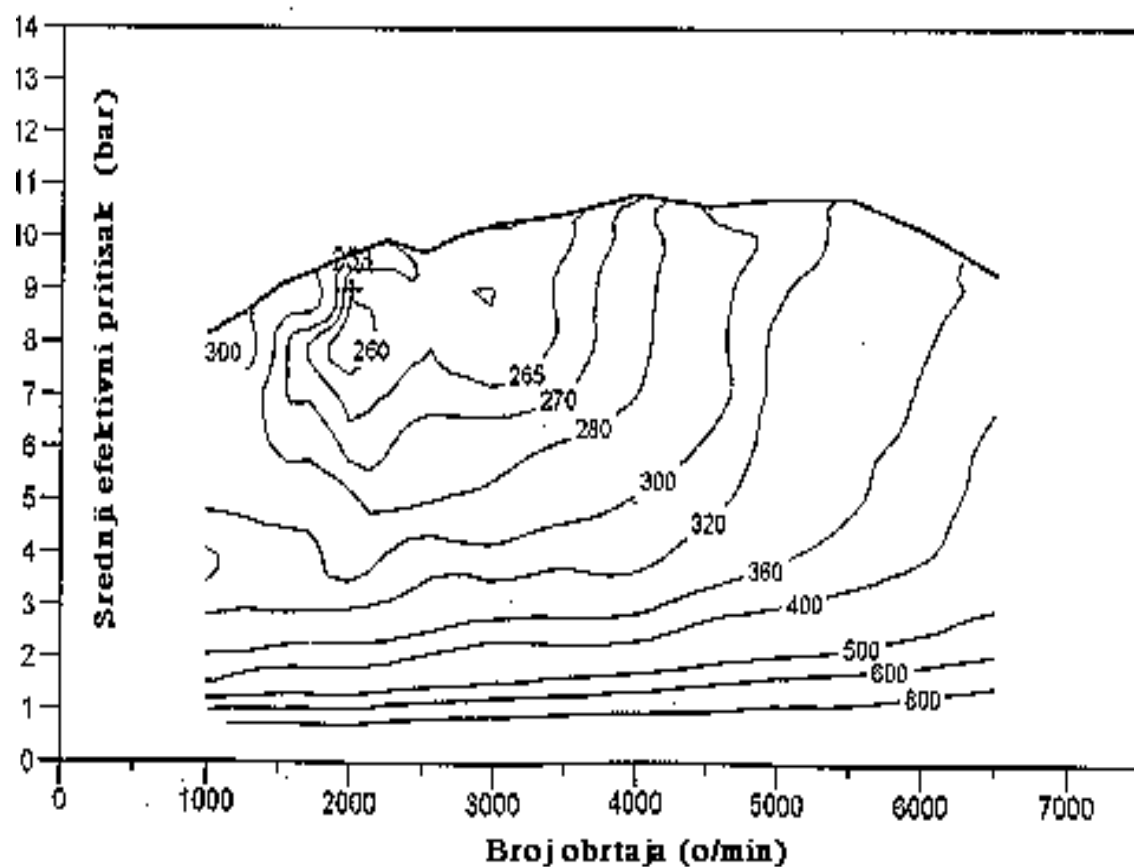
На слици 56 је приказана област наизменичне регулације хомогене и слојевите смеше. Са дијаграм се види да мотор ради са различитим смешама у односу на број обртаја мотора и оптерећења. Црна линија приказује максимални притисак, максимални број обртаја је 6500 обртаја/минут, што се и види са дијаграма. Такође, са слике се види да је област стехиометриске смеше у оптималном режиму рада који износи 2500 обртаја/минут.

На слици 57 је приказан дијаграм зависности и корекције смеше у односу на разне параметре мотора. Са првог дијаграма се види у ком режиму рада мотор има стехиометријску смешу односно ламбда износи 1.



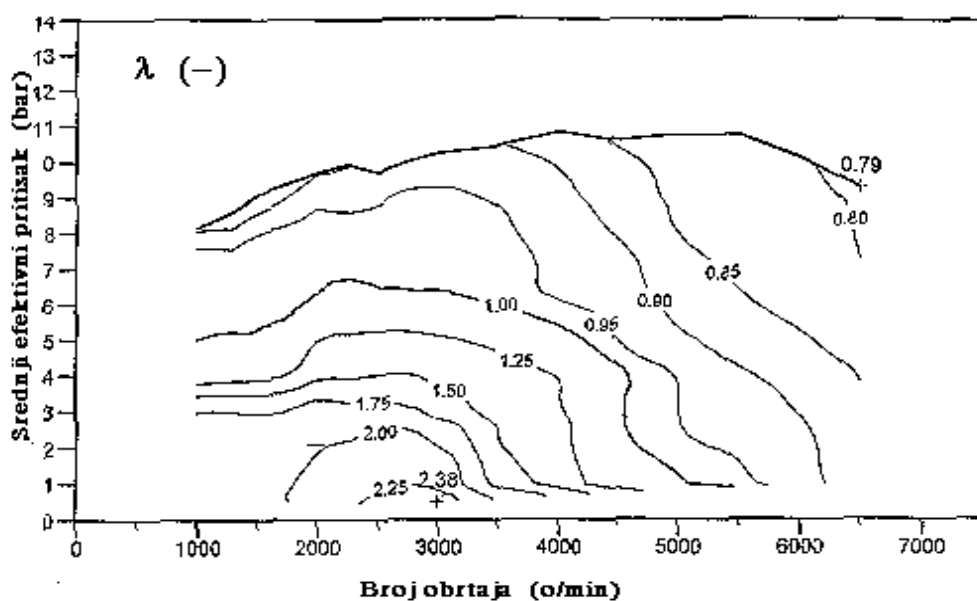
Слика 57. Област наизменичне регулације хомогене и слојевите смеше [9]

На слици 58 је приказан шкољкасти дијаграм специфичне потрошње горива (g/kWh). Са слике се види да је најмања потрошња на око 2000 обртаја/минут и притиску од око 8 bar-и. Такође се и види да са порастом броја обртаја, расте и потрошња горива.



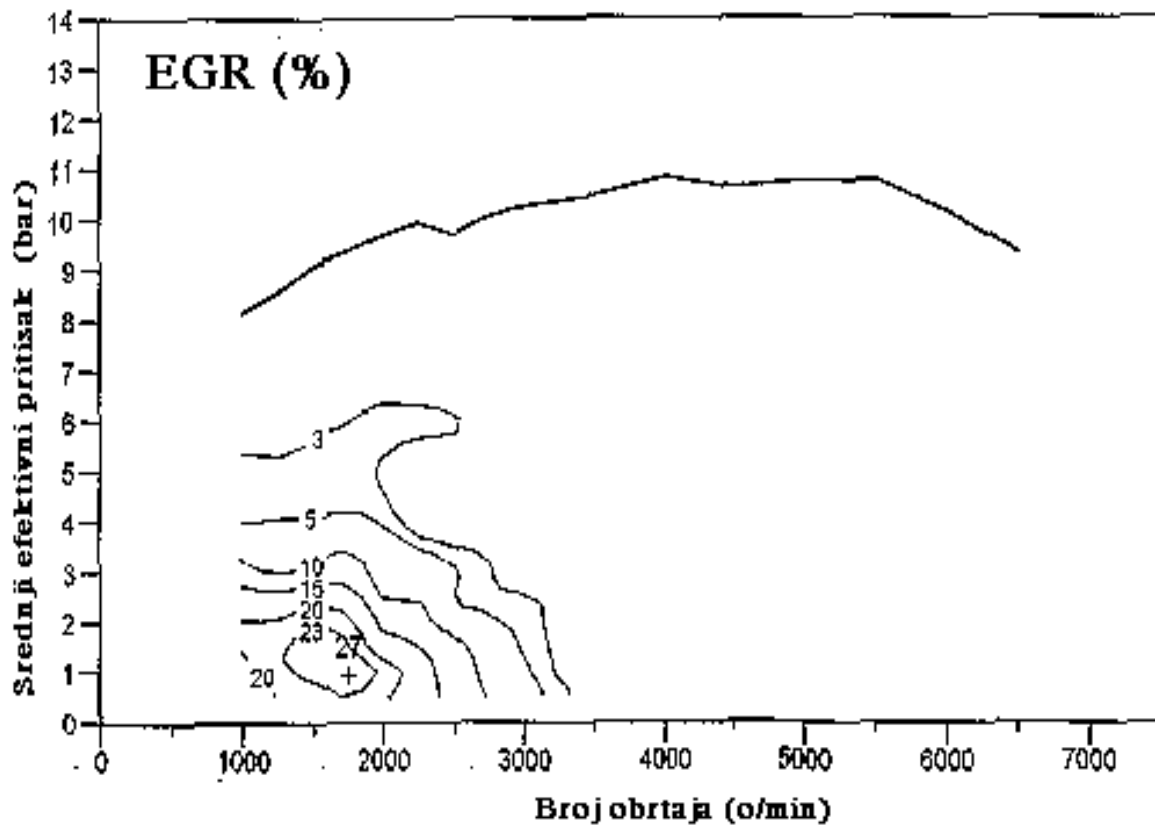
Слика 58. Специфична потрошња горива [9]

На слици 59 је приказан шкољкасти дијаграм коефициента вишка ваздуха. Са слике се види да мотор у граници од 0,79-0,95 ради са богатом смешом, а да у граници од 1-2,38 ради са сиромашном смешом.



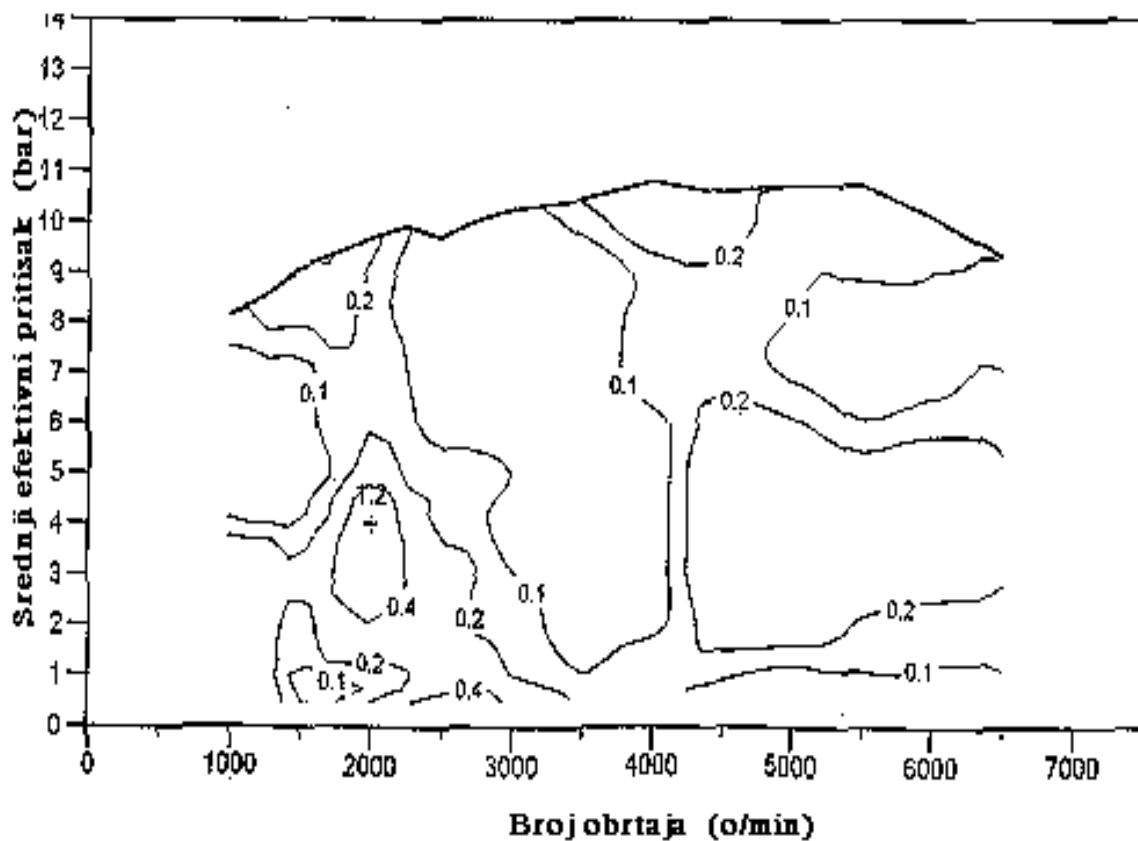
Слика 59. Дијаграм коефициента вишка ваздуха [9]

На слици 60 је приказан проценат рецикулације издувних гасова. Као што се може видети са слике највећа рецикулација издувних гасова је при повећаном броју обртаја и притиску мотора. У том режиму рада се највећа количина издувних гасова враћа у мотор на додатну обрату и учествовање у процесу сагоревања па се на тај начин знатно смањује емисија штетних издувних гасова који загађују животну средину.



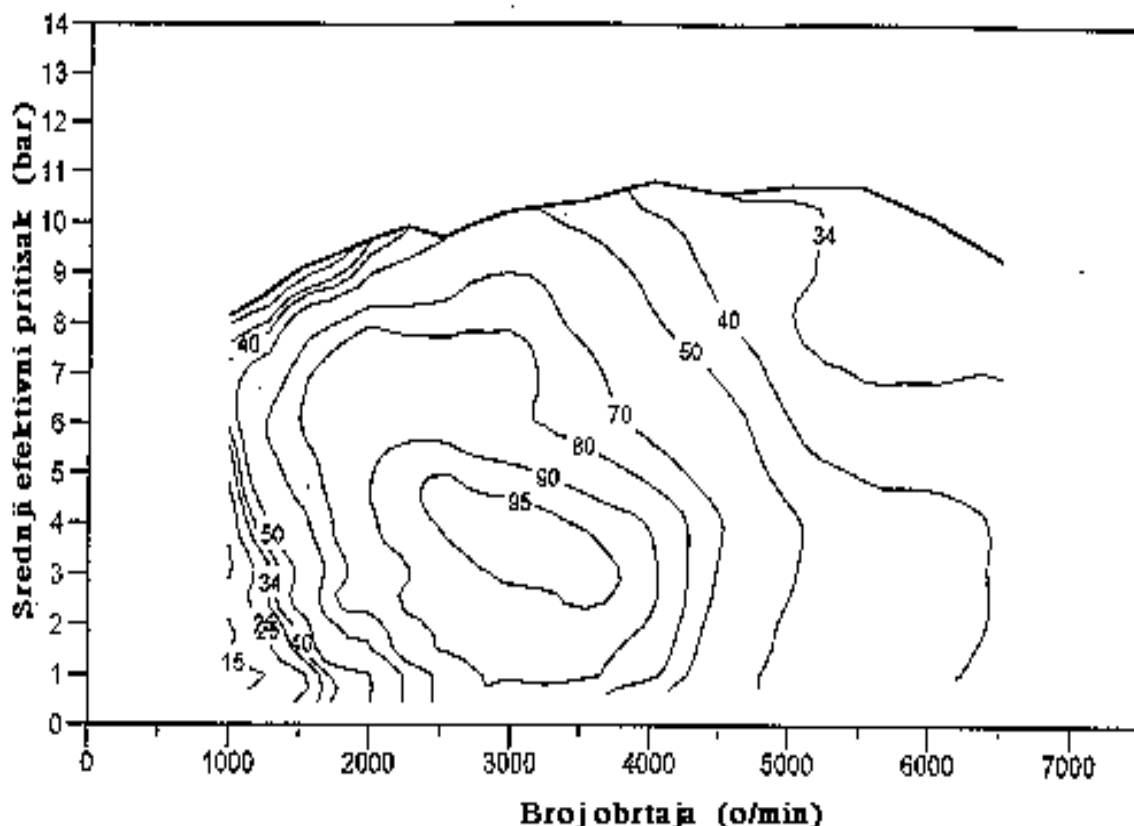
Слика 60. Проценат рецикулације издувних гасова [9]

На слици 61 је приказан шкољкасти дијаграм емисије црног дима. Као и што се види са дијаграма, највећа концентрација црног дима је у реону 1,2 , а најнижа у реону 0,1.



Слика 61. Дијаграм емисије црног дима [9]

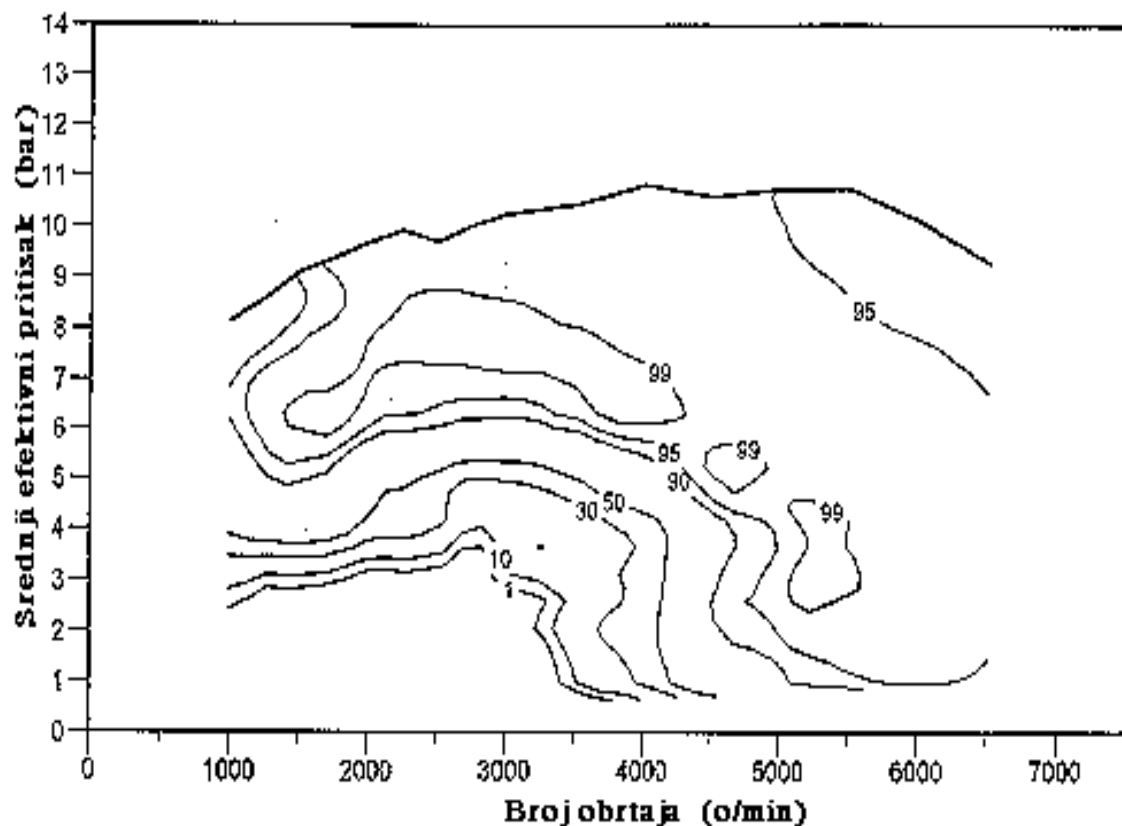
На слици 62 је приказан шкољкасти дијаграм ефикасности каталитичке конверзије НС. НС конверзија је најбоља у реону 95% јер је тада скоро елиминисана емисија НС, а у реону од 15 % је најлошија конверзија.



Слика 62. Ефикасност каталитичке конверзије HC (%) [9]

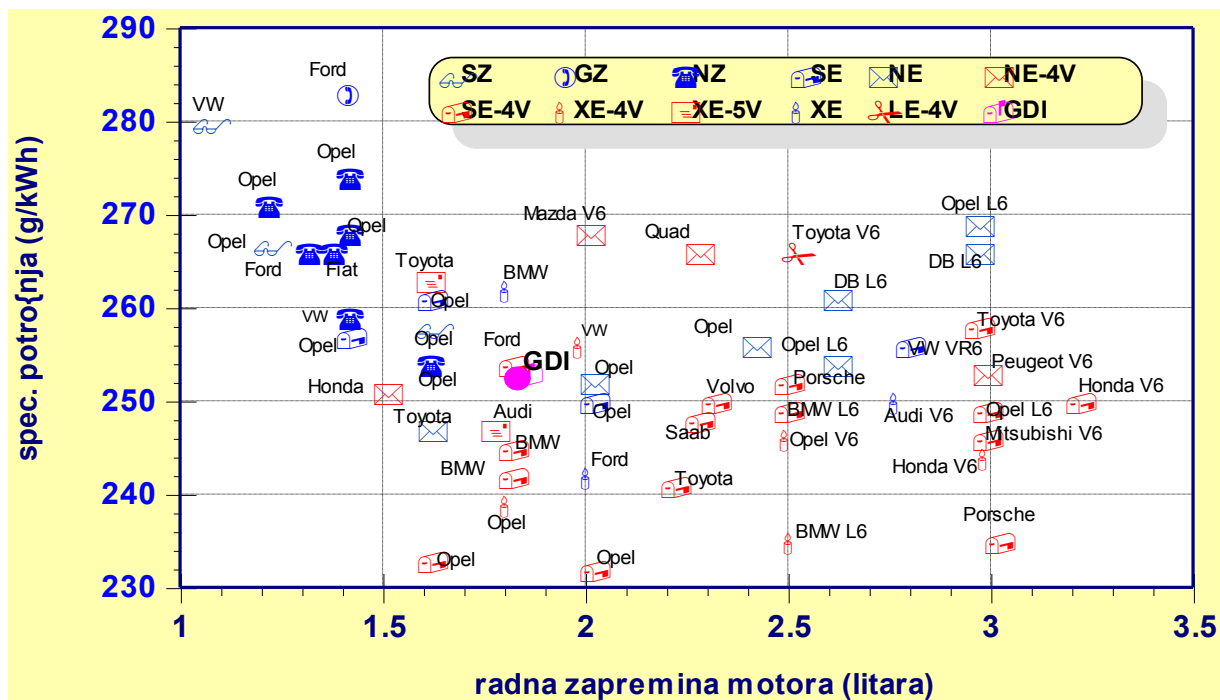
На слици 63 је приказан шкољкасти дијаграм ефикасности каталитичке конверзије NO_x (%). У почетку су мотори радили са богатом смешом и тако подешени су без проблема постизали максималну пројектовану снагу. Собзиром да такви мотори пуно загађују околину уведена је норма о дозвољеној емисији издувних гасова. Норма је прописивала да смеша буде стехиометријска односно да коефицијент ламбда буде 1. Довођењем мотора у стање да својим радом задовољавају законе о емисији издувних гасова, због повећања садржаја кисеоника у смеши долазило је до осиромашења смеше и појаве NO_x .

С обзиром да је NO_x такође штетан по здравље приступило се уградњи каталитичких конвертора који су имали за циљ неутрализацију ове штетне материје у издувним гасовима.



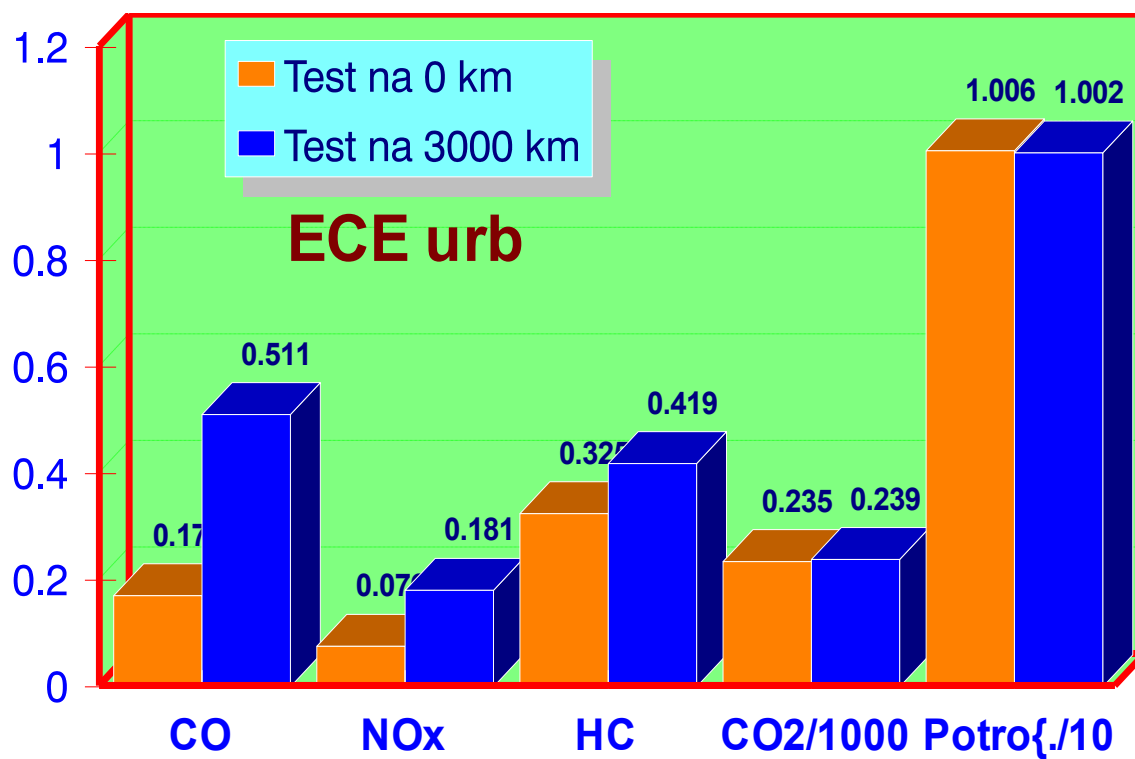
Слика 63. Ефикасност каталитичке конверзије NO_x [9]

На слици 64 је приказана минимална потрошња горива за путничка возила у периоду од 2004-2006. Розе бојом је приказана потрошња горива GDI мотора, код којих је мотор у граници од 1700ccm- 2000ccm. Такође, са слике се види да су сва возила која су приказана изнад GDI мотора су возила са већом потрошњом у односу на GDI возила, што доводи до закључка да је GDI мотор, врло економичан.

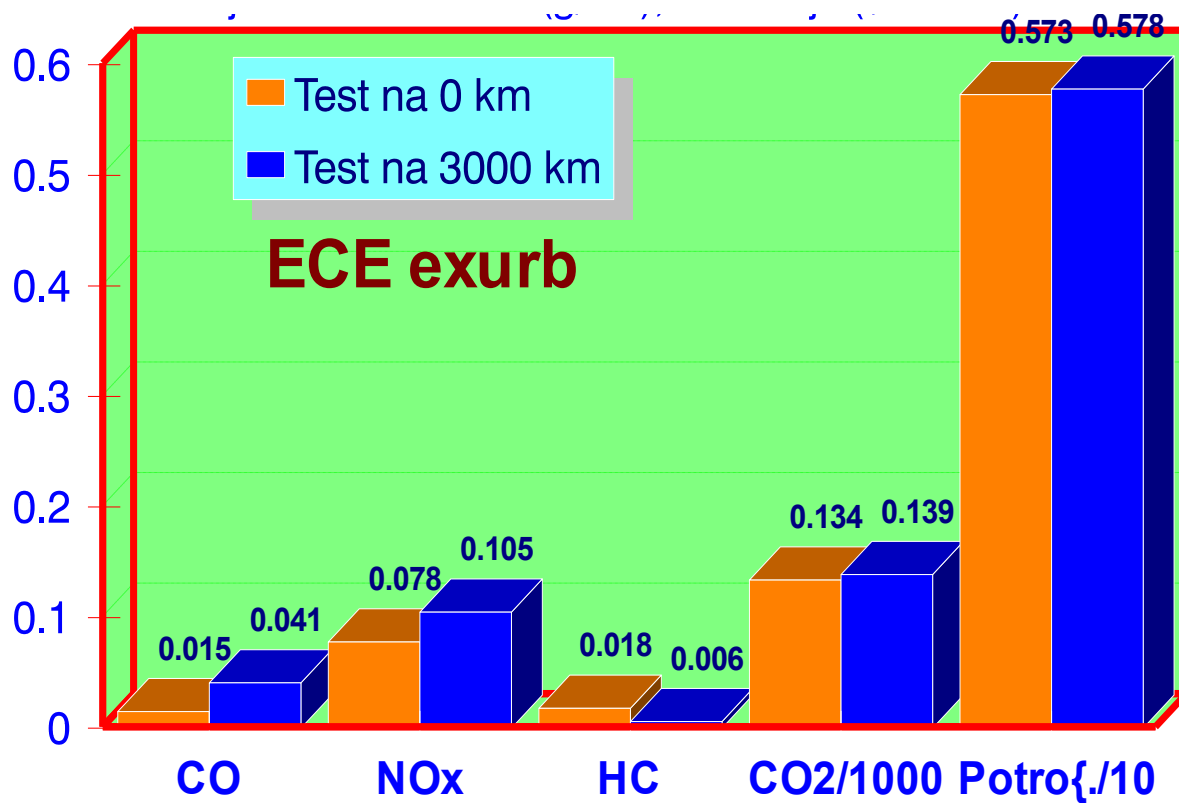


Слика 64. Минимална специфична потрошња горива за путничка возила у периоду од 2004-2006 [9]

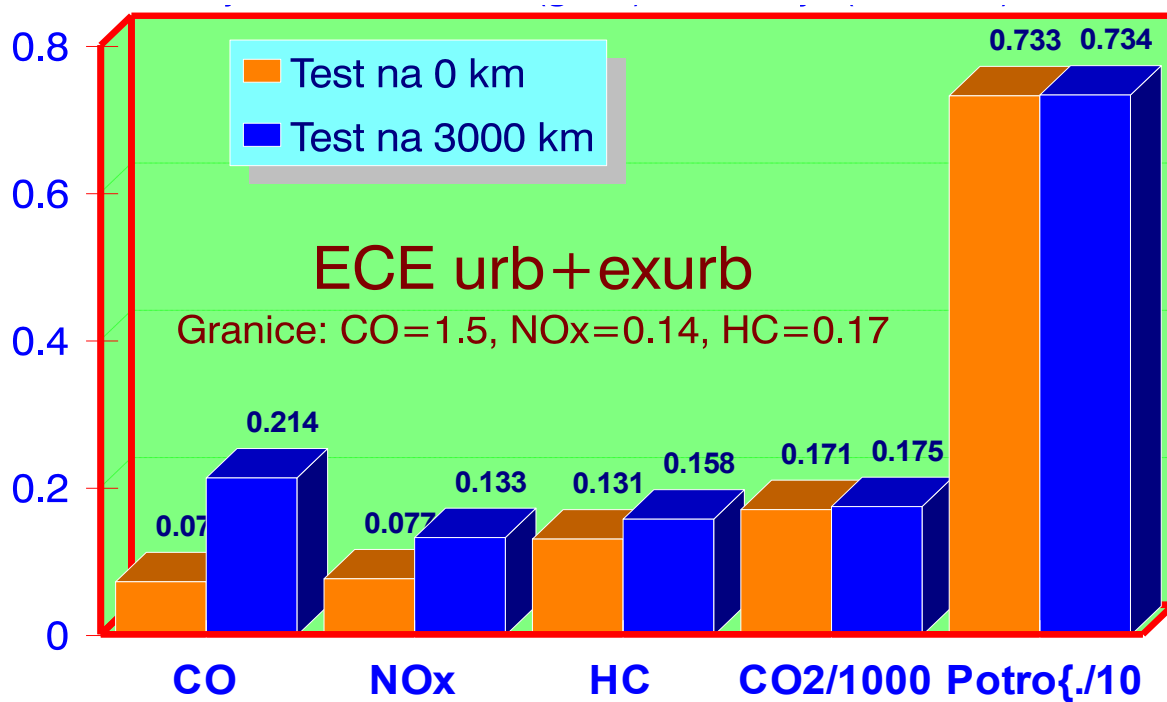
На сликама 65, 66 и 67 је приказана емисија и потрошња горива у градским и приградским условим као и потрошња горива на укупном тесту за модел MITSUBISHI Carisma 1.8 l-16v GDI. Са слика се види да је концентрација штетних материја (CO , NO_x , HC и CO_2) много израженија у градској возњи него у приградској као и потрошња горива, што је и очекивано, јер аутомобили раде у режиму стани- крени.



Слика 65. Емисија и потрошња горива у градском тесту [9]

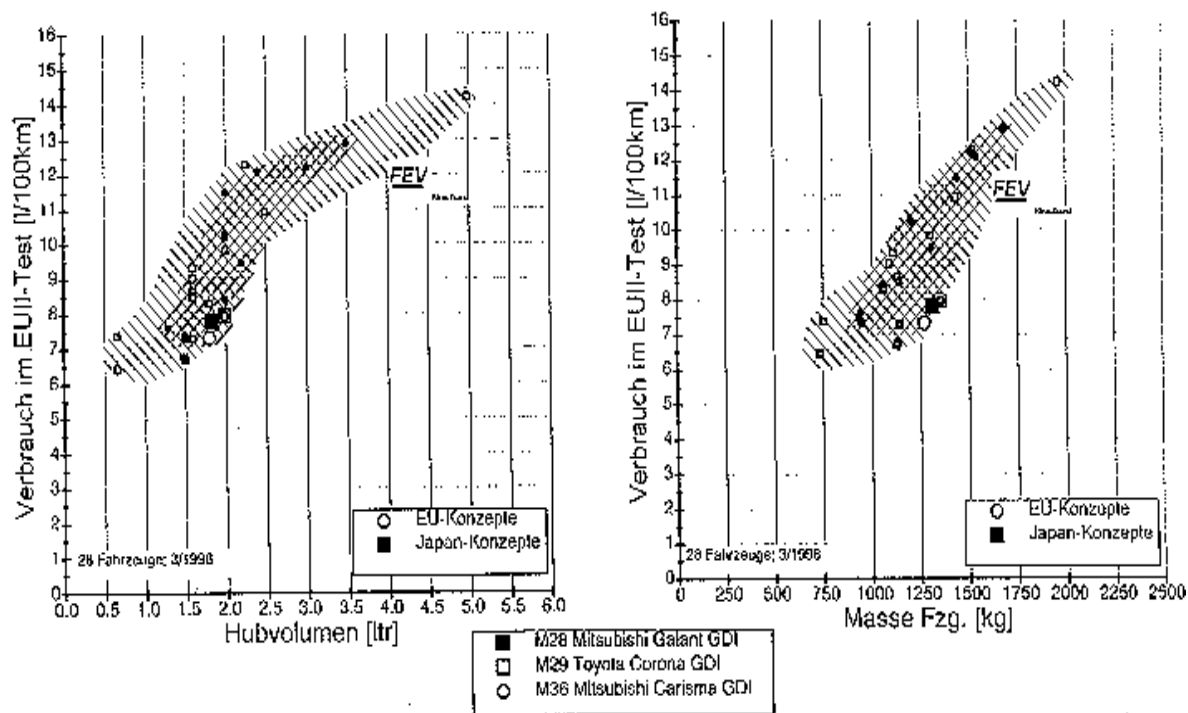


Слика 66. Емисија и потрошња горива у приградском тесту [9]



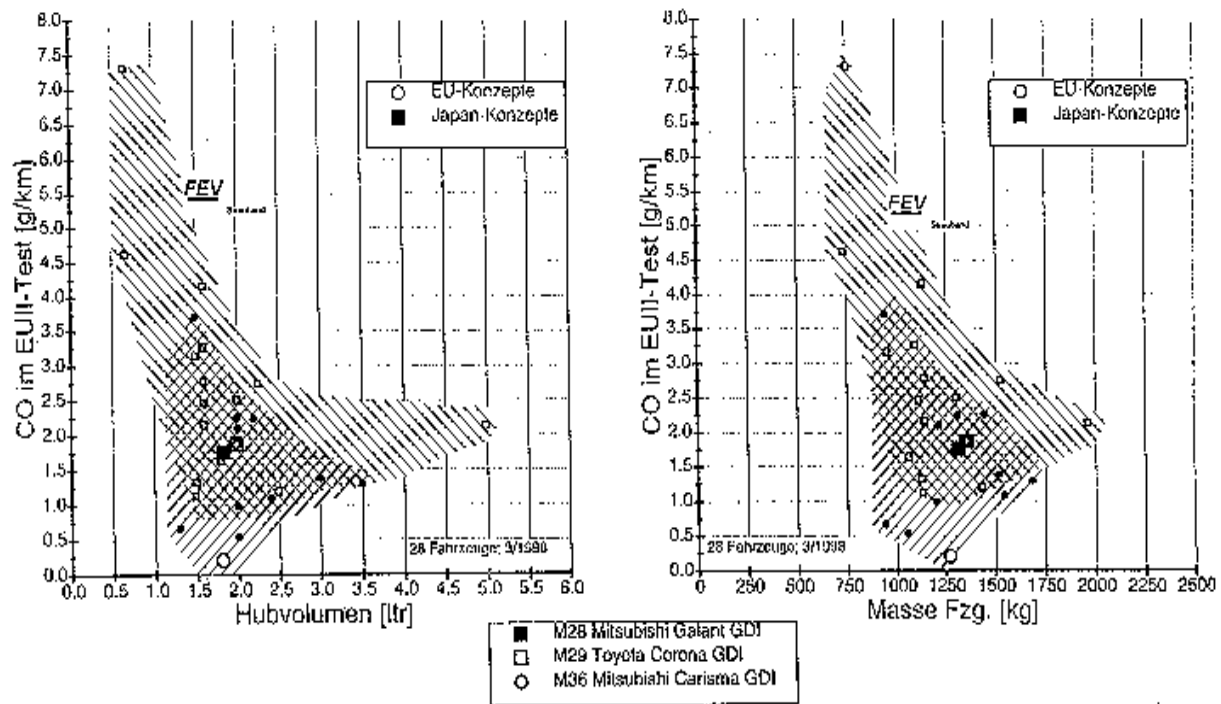
Слика 67. Емисија и потрошња горива у укупном тесту [9]

На слици 68 је приказан дијаграм упоређење потрошње горива GDI мотора са постојећим новим јапанским и европским возилима.



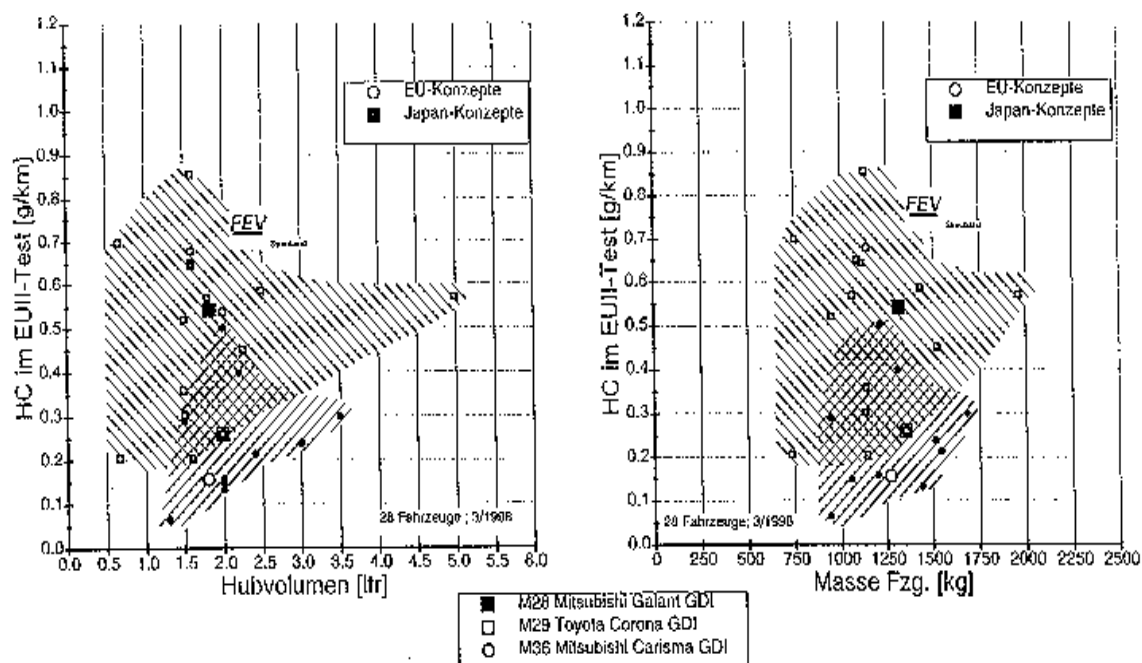
Слика 68. Упоређење потрошње горива GDI мотора са постојећим новим јапанским и европским возилима [9]

На слици 69 је приказан дијаграм упоређење емисије CO GDI мотора са постојећим новим јапанским и европским возилима



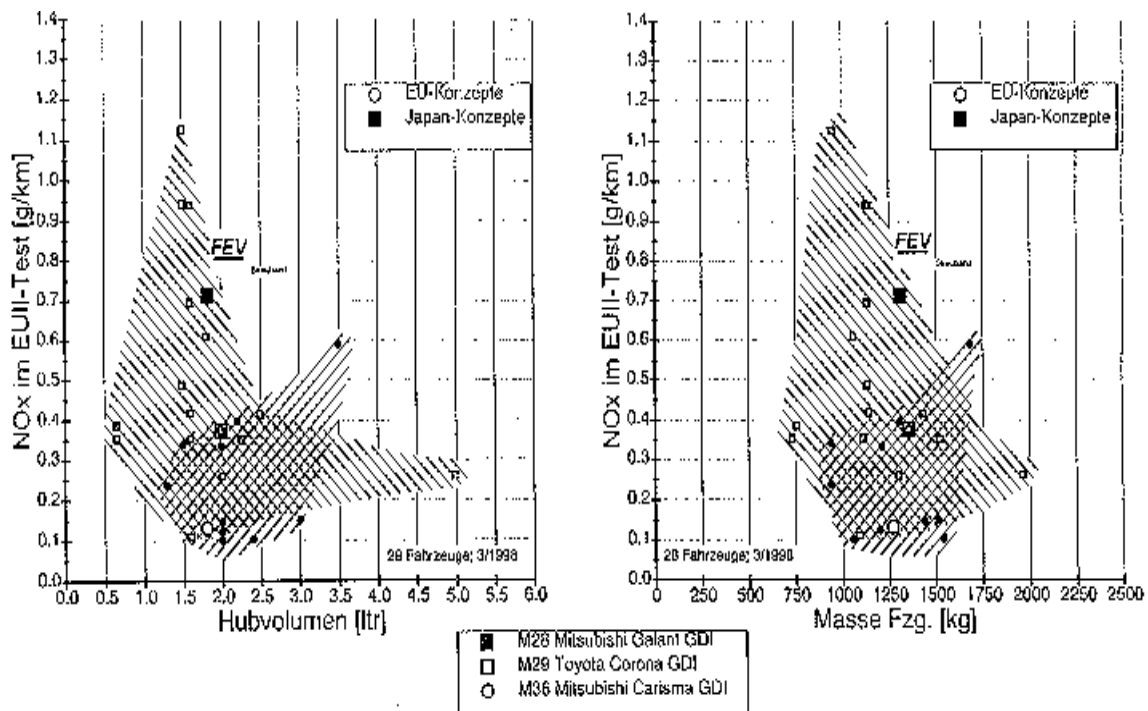
Слика 69. Упоређење емисије CO GDI мотора са постојећим новим јапанским и европским возилима [9]

На слици 70 је приказан дијаграм упоређења емисије HC GDI мотора са постојећим новим јапанским и европским возилима.



Слика 70. Упоређење емисије HC GDI мотора са постојећим новим јапанским и европским возилима [9]

На слици 71 је приказан дијаграм упоређења емисије NO_x GDI мотора са постојећим новим јапанским и европским возилима.



Слика 71. Упоређење емисије NO_x GDI мотора са постојећим новим јапанским и европским возилима [9]

6. Правци даљег развоја у овој области

GDI мотор претставља крупан корак у технологији бензинских мотора. Како се смеша формирала ван цилиндра, уисни канали којима је стизала до цилиндра задржавали су део још не испареног горива (посебно штетна појава при хладном старту), а поједини цилиндри, услед разлике у дужини водова, пуњени су различитим количинама радне смеше приближно истог састава у приближно исто време циклуса. Ово је резултирало повећаном потрошњом и токсичношћу издувних гасова, неравномерним радом и хабањем.

Мотори са MPI системом добрим делом елиминишу недостатке карбураторских мотора, али их тек GDI мотори у потпуности отклањају - у сваки цилиндар се у истом циклусном тренутку убризгава прецизно одмерена количина горива која се пали у правом моменту гарантујући при том да ће се процес сагоревања спровести потпуно, извлачећи тако максимум енергије из сваког грама горива уз минимално загађење околине.

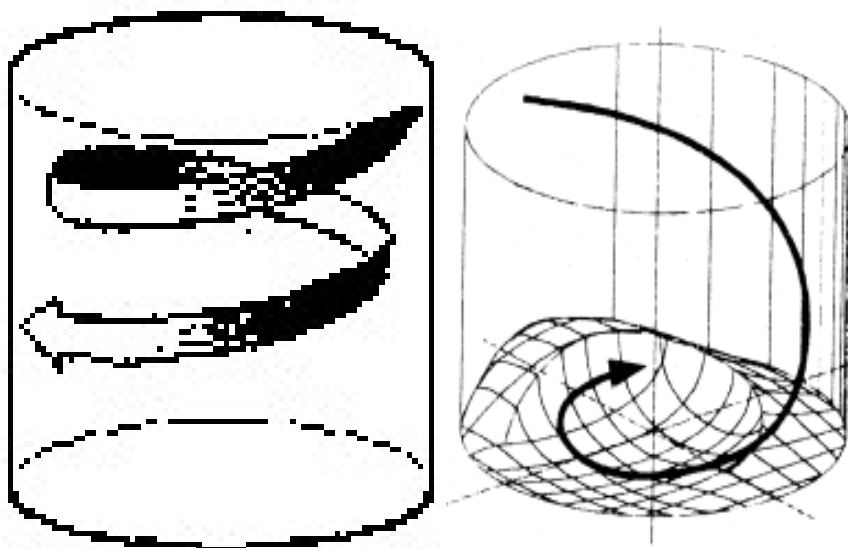
Резултати поређења GDI-а са еквивалентом MPI конструкције су импресивни: 20% мања потрошња, 10% већа снага и знатно мања емисија.

Код GDI мотора се наилази на неке специфичности у конструкцији. Велика ефикасност процеса ослобађања енергије унутар цилиндра је последица формирања повољних услова за

то, тј. стања смеше у зависности од услова (оптерећење, број обртаја, варијабилност режима итд). У том смислу пресудан је облик вртложне струје (слика 72). Специјално конструисана усправна усисна грана омогућава вртложење око осе цилиндра које је карактеристично за моторе класичних конструкција. Ваздух струји од врха цилиндра ка дну (челу клипа) и назад ка кружном току. Бризгаљка је тако постављена да минимални део формиране смеше влажи зид цилиндра, док је чело клипа посебно обликовано ради повољног усмеравања тока струје. Распоред богате и сиромашне смеше је при том значајно повољнији и смећница се налази унутар зоне адекватног састава смеше.

Код GDI мотора примењена је усправна усисна грана тако да ваздух струји од врха цилиндра ка дну (челу клипа) и назад у кружном току. Положај бризгача омогућује да минимални део формиране смеше квази зид цилиндра, док је чело клипа посебно обликовано ради повољног усмеравања тока струје. Распоред богатог и сиромашног дела смеше је такав да се свећница налази у зони богатог дела (слика 73).

Због смањених струјних отпора усисна грана има већу моћ пуњења цилиндра што резултује бољим коефицијентом пуњења и утиче на повећање ефективне снаге агрегата. Развоја код GDI мотора се конкретно односе на нижу потрошњу горива, нижу емисију издувних гасова, као и већу снагу. Да би се све то постигло, у сваки цилиндар се у истом циклусном транутку убризгава прецизно одмерена количина горива и то под екстремно високим притиском, да би се спречило лепљење и зачепљење призгаљке, као и да би се спречило стварање талоба на зидовима цилиндра.



Слика 72. Вртложна струја у комори GDI мотора [9]



Слика 73. Положај свећице у зони богате смеше [9]

Извршена испитивања у неутралним лабораторијама су показала (дијаграми на сликама 56-71), да резултати нису тако револуционарни и сензационални као што се често претставља. Ипак ниво емисије и потрошње горива GDI мотора код Mitsubishi Motors је на нивоу најбољих возила са конвенционалним ОТО моторима. Потенцијал GDI мотора за постизање будућих строжијих захтева у погледу смањења токсичне емисије и потрошње горива је сасвим реалан.

Правци даљег испитивања и истраживања у област СУС мотора су да се дође до потпуно новог решења, а то је да један мотор користи више врста погонског горива. То се успело са проналаском НССИ мотора код кога се сагоревање смеше врши под врло високим притиском. Сама конструкција овог мотора захтева систем за промену, регулацију, притиска у цилиндру мотора.

7. Закључци

Читајући литературу која ми је помогла за израду овог рада, дошао сам до закључка да је развој новог мотора и увођење нових система директно повезано са следећим трендовима:

- смањење емисије издувних гасова,
- смањење потрошње горива,
- већа снага мотора.

Са становишта заштите човекове околине веома је битно смањење емисије издувних гасова, а нарочито смањење честичне емисије. Управо је ово разлог доношења новијих стандарда који имају само један циљ, а то је смањење емисије на најмању могућу меру.

Дуги низ година директно убризгавање бензина у цилиндар је био нерешив проблем конструкторима мотора, барем када је у питању серијска производња аутомобила. То је била привилегија искључиво дизел мотора.

Постојећи системи на моторима СУС све теже задовољавају строге прописе у погледу потрошње и издувне емисије, а тренд показује следеће: смањење потрошње горива, токсичности издувних гасова, укупне тежине погонског агрегата уз повећање снаге и погонског момента, а све то нижој производној цени. Све то је омогућено применом микро хибридних процесора отпорних на високу температуру, вибрације, ударе и електромагнетне таласе.

Мотор са унутрашњим сагоревањем је давно пронађен и испитан. И до дана данашњег његова конструкција се, битније, није променила. На чему данас инжињери раде? Од инжињера се очекује пројектовање погонских агрегата који ће имати мању потрошњу, а такође и могућност коришћења других погонских горива (природан гас, TNG, водоник, алкохоли, био гориво, етри, и тд.).

Имајући овај тренд у виду, инжињере ове струке, којима ћу се ја и моје колеге ускоро придружити, чека дуг и веома тежак пут ка новим решењима.

Убризгавање бензина директно у цилиндар први пут је примењено 1938.г. у Шпанском грађанском рату на моторима авиона Messerschmit 109. Тај систем за убризгавање бензина развио Bosch и носио је ознаку Me 109, данашњи системи имају ознаку Motronic MED7.

Шездесет година касније директно убризгавање бензина (GDI- Gasoline Direct Injection) постаје поново актуелно, јер омогућава смањење потрошње, сагласно емисије CO₂ и токсичне емисије, наиме мотор са директним убризгавањем емитује исту количину CO₂ као и данас усавршени дизел мотор са директним убризгавањем. Европски (AUDI DISI) и Јапански (TOYOTA D-4, HONDA VVTC, MITSUBISHI GDI) произвођачи се утркују да конструишу нови мотор са директним убризгавањем бензина.

Предности директног убризгавања бензина су евидентни само ако мотор ради са сиромашном смешом. Тада стандардни “тро-компонентни” катализатор не може ефикасно да редукује емисију NO_x . Због тога се данас интензивно ради и на развоју катализатора за NO_x при раду са сиромашним смешама.

Паралелно са интервенцијама на систему за припрему смеше вршено је усавршавање и оптимирање система за паљење у смислу појачања енергије варнице због сигурног упаљења и сиромашне смеше, јер неколико изостајања упаљења смеше у цилиндру може уништити катализатор, као и оптималне промене угла претпаљења у читавом опсегу рада мотора.

У даљем тексту приказано је како се један од водећих произвођача и пионир у производњи аутомобила са GDI мотором Mitsubishi креће ка даљем усавршавању у овој области.

Према фирми Mitsubishi, за смањење емисије издувних гасова возила, смањење потрошње горива и повећање снаге треба применити следеће технологије:

- оптимирање процеса сагоревања,
- високи притисци убризгавања горива у комору за сагоревање,
- стварање вртлога помоћу специјано конструисане коморе,
- бризгалку треба поставити тако да минимални део формиране смеше кваси зид цилиндра, а да не долази до квашења свећице и
- чело клипа треба посебно обликовати ради повољног усмеравања тока струје.

Ради се на томе да се побољшају поједини системи на самом мотору, као што су систем за паљење, уисни систем, систем издувавања и др. Проналазиће се и откривати нова побољшања на већ постојећим системима као и њихово усавршавање. Мотори су, слободно можемо рећи, достигли свој зенит.

8. Литература

- [1] Р. Пешић, С. Петковић, С. Веиновић- ОПРЕМА МВМ, Бања Лука- Крагујевац, 2008
- [2] Веиновић Стеван, Радоњић Драгољуб, Завада Јосип- Карбуратори аутомобилских мотора, Научна књига, Београд, 1985
- [3] prof.dr. Стеван Веиновић- Мотори са унутрашњим сагоревањем, ОТО, дизел, двотактни, четворотактни; центар војних школа војске Југославије, универзитет војске Југославије, Војно техничка академија, Београд, 1993
- [4] Радоњић Драгољуб, Пешић Радивоје- Топлотни прорачун мотора СУС, Крагујевац, 1996.
- [5] Грујовић Александар- Катализатори и системи с катализатором на путничком возилу, Монографија, Крагујевац, 1995
- [6] Сервисно упутство за електронско убризгавање и паљење Motronic 4.6, Крагујевац, 1990
- [7] Ауто часопис ВРЕЛЕ ГУМЕ, март 2002
- [8] Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), октобар 2003
- [9] Подаци фирме Mitsubishi Motors
- [10] Давинић А., Лабораторијске вежбе из Мотора СУС 2, летњи семестар школске 2011/2012 године, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2012.
- [11] Иван Филиповић, Моторна возила и мотори, Машински факултет универзитета у Тузли, Тузла, фебруар 2006.
- [12] Радоњић Д.: Симулационе методе за одређивање састава смеше у програмском пакету Math Lab, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2013