

Analiza indikatorskih dijagrama motora s unutarnjim izgaranjem

Martić, Ivan

Master's thesis / Diplomski rad

2017

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Split, Faculty of Maritime Studies / Sveučilište u Splitu, Pomorski fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:164:913345>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-20**

Repository / Repozitorij:

[Repository - Faculty of Maritime Studies - Split -
Repository - Faculty of Maritime Studies Split for
permanent storage and preservation of digital
resources of the institution](#)



UNIVERSITY OF SPLIT



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJ

SVEUČILIŠTE U SPLITU

POMORSKI FAKULTET

IVAN MARTIĆ

**ANALIZA INDIKATORSKIH DIJAGRAMA
MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM U
CILJU OPTIMIZACIJE**

DIPLOMSKI RAD

SPLIT, 2017.

SVEUČILIŠTE U SPLITU

POMORSKI FAKULTET

STUDIJ: BRODOSTROJARSTVO

**ANALIZA INDIKATORSKIH DIJAGRAMA
MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM U
CILJU OPTIMIZACIJE**

DIPLOMSKI RAD

MENTOR:

prof. dr.sc. Gojmir Radica

STUDENT:

Ivan Martić (MB: 0171260400)

SPLIT, 2017.

SAŽETAK

U ovom radu objašnjeni su principi rada dizelskih motora te je detaljno objašnjeno izgaranje u dizel motorima. Također su nabrojani parametri koji imaju najviše utjecaja na izgaranje, izlazne karakteristike i ispušne emisije ovih motora.

Prikazani su osnovni principi snimanja indikatorskih dijagrama analiza kojih predočava važnost dobivenih vrijednosti za izbalansiranost snage po pojedinom cilindru što je preuvjet optimalnog rada brodskog motora. Eventualna odstupanja od projektiranih vrijednosti omogućavaju uvid u stanje samog motora te ukazuju na određenu potrebu za njegovo podešavanje, popravak ili čišćenje. Tim matematičkim i programskim modelima dobivaju se rezultati čije se vrijednosti koriste u daljnjoj analizi procesa u motorima s unutarnjim izgaranjem u cilju pronalaženja njihovog maksimuma funkcije.

Ključne riječi: *Indikatorski dijagrami, dizel motor, optimizacija*

SUMMARY

This work explains the principles of diesel engine operation and detailed description of combustion in diesel engines. It also lists the parameters that have the greatest impact on the combustion, output characteristics and exhaust emissions of these engines.

The basic principles of the recording of indicator diagrams of the analysis are presented, which show the importance of the obtained values for the strength of the cylinder, which is a precondition for the optimum performance of the marine engine. Possible deviations from projected values allow you to view the engine itself and indicate the need for its adjustment, repair or cleaning. The mathematical and program models provide results whose value is used for further process analysis in internal combustion engines to detect their maximum function.

Key words: *Indicator diagrams, diesel engine, optimiza*

SADRŽAJ

SAŽETAK.....	3
1. UVOD.....	3
2. BRODSKI DIZELSKI MOTORI I PRINCIP RADA.....	4
3. PRINCIPI RADA DIZELSKIH MOTORA.....	5
4. IZGARANJE U DIZELSKIM MOTORIMA	8
4.1 Komponente procesa izgaranja	9
4.2 Distribucija goriva i zraka u ubrizgavanju goriva dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem u cilindar	12
4.3 Područje slabog plamena (LFR)	13
4.4 Vanjsko područje slabog plamena (LFOR)	13
4.5 Jezgra ubrizganog goriva (spray core)	14
4.6 Zadnji dio ubrizganog goriva	15
4.7 Naknadno ubrizgavanje ili sekundarno ubrizgavanje	16
4.8 Ostaci goriva na stijenkama košuljice	16
4.9 Porast razvijene topline u DI motorima	18
4.10 Formiranje ubrizganog goriva	19
4.11 Formiranje ubrizganog goriva tijekom procesa ubrizgavanja	20
4.12 Atomizacija ubrizganog goriva	21
4.13 Prodor ubrizganog goriva.....	22
4.14 Distribucija veličine kapljica	24
4.15 Tri faze dizelskog izgaranja.....	25
4.15.1. Zakašnjenje zapaljenja.....	25
4.15.2. Izgaranje prethodno miješane smjese	30
4.15.3. Kontrolirano izgaranje	30
5. NAJUTJECAJNIJI PARAMETRI NA IZLAZNE KARAKTERISTIKE MOTORA	32
5.1 Stehiometrijski omjer u dizelskom izgaranju	33
5.2 Dodatni parametri performanse i njihova definicija	33
5.3 Izlazna snaga	34
5.4 Indicirana snaga	36
5.5 Mehanička učinkovitost	37
5.6 Srednji indicirani efektivni tlak	38
5.7 Srednji efektivni tlak kočenja.....	39
5.8 Specifična potrošnja goriva	40
5.9 Volumetrijska učinkovitost.....	40
5.10 Specifična težina i volumen motora	41

6. 6. UTJECAJNE VELIČINE NA ISPUŠNE EMISIJE	41
6.1 Utjecaj cetanskog broja.....	42
6.2 Vrtloženje	43
6.3 Učinak razrjeđivanja ulaznog zraka.....	43
6.4 Formiranje čestica u dizelskim motorima	43
6.5 Otpuštanje ugljičnih čestica i oksidacija	44
6.6 Ostali izvori čestica	46
6.7 Dim u dizelskim motorima.....	48
7. INDIKATORI CILINDARSKIH TLAKOVA I INDIKATORSKI DIJAGRAMI ..	51
7.1 Električni indikatori	52
7.2 SNIMANJE INDIKATORSKIH DIJAGRAMA (INDICIRANJE).....	53
7.2.1. Snimanje mehaničkim indikatorima	53
7.2.2. Indiciranje električnim indikatorima	54
8. SNAGA MOTORA	57
8.1 IZRAČUNAVANJE INDICIRANE SNAGE	57
8.2 IZRAČUNAVANJE EFEKTIVNE SNAGE	58
9. ANALIZA INDIKATORSKIH DIJAGRAMA SPOROKRETNOG DVOTAKTNOG BRODSKOG PORIVNOG DIZELSKOG MOTORA MAN6S46MC-C S UNUTARNJIM IZGARANJEM S CILJEM OPTIMIZACIJE	60
10. ZAKLJUČAK.....	78
10.1 LITERATURA.....	79
10.2 POPIS ILUSTRACIJA	79

1. UVOD

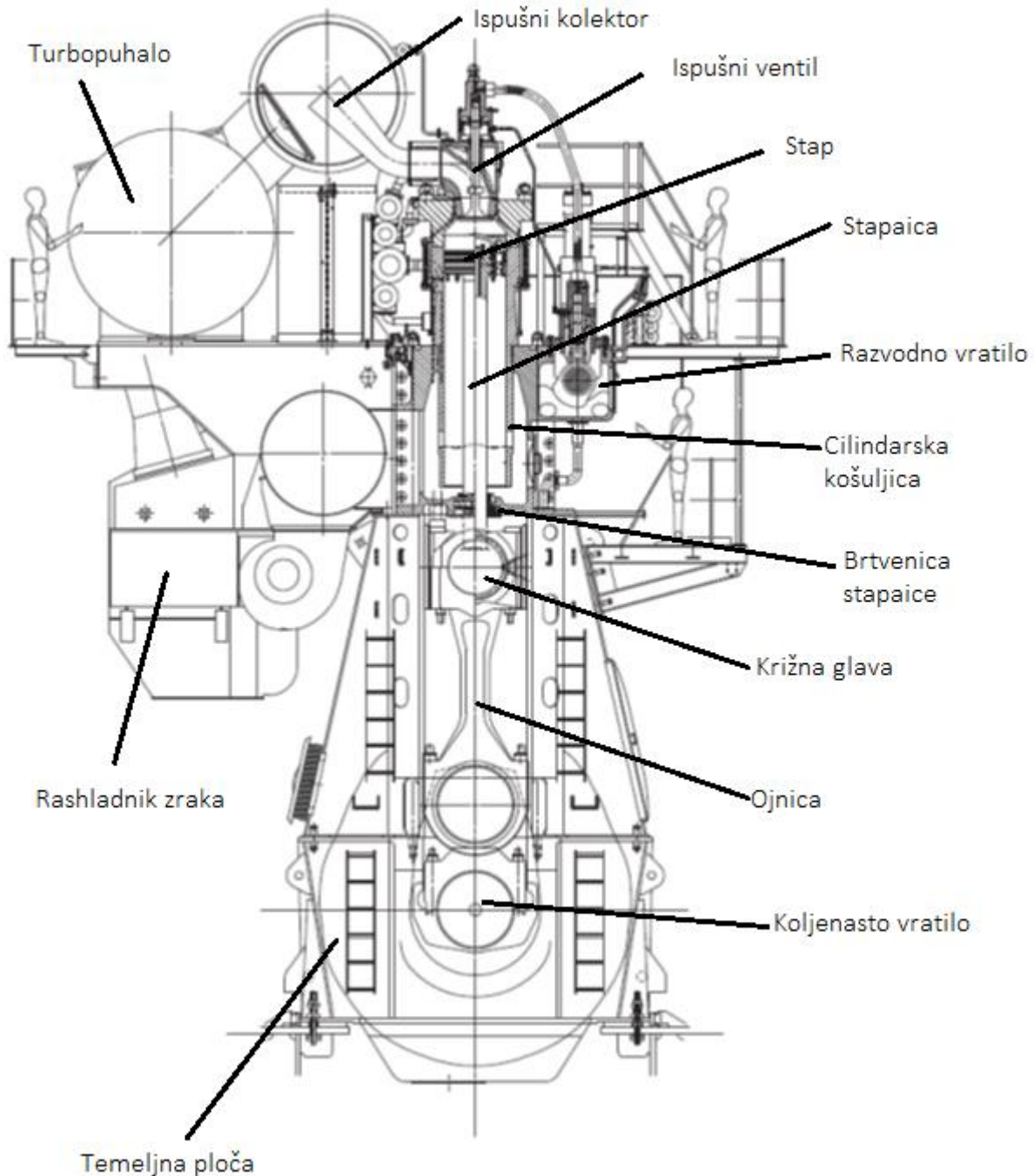
Zbog svoje ekonomičnosti i visokog stupnja iskoristivosti u današnjem se modernom brodarstvu najviše koriste dizelski brodski motori. To su motori s unutarnjim izgaranjem čija je osnovna karakteristika pretvaranje kemijske energije goriva u mehaničku.

U ovom radu bit će opisani principi rada brodskih dizelskih motora i detaljno će se analizirati izgaranje u dizelskim motorima. Zatim će biti riječi o parametrima koji imaju najviše utjecaja na izgaranje, na izlazne karakteristike ovih motora te na ispušne emisije.

Nadalje, ovaj rad prikazat će i osnovne principe snimanja indikatorskih dijagrama kojima se dolazi do podataka o srednjem tlaku potrebnom za izračunavanje snage motora. Analiza tih dijagrama bit će prikazana u zadnjem poglavlju i predočit će koliko je važno da tlakovi cilindara budu unutar prihvatljivih vrijednosti obzirom da je izbalansiranost snage po pojedinom cilindru važan pokazatelj ispravnog i optimalnog rada brodskog motora.

2. BRODSKI DIZELSKI MOTORI I PRINCIP RADA

Brodski dizelski motori su toplinski strojevi koji kemijsku energiju goriva pretvaraju u toplinu a u procesu ekspanzije, toplinu pretvaraju u mehanički rad.



Slika 1. Poprečni presjek broskog dizelskog motora [1]

Brodski dizelski motori izrađuju se kao dvotaktni (2T) i četverotaktni (4T). Dvotaktni dizelski motori rabe se za glavne, porivne strojeve, a četverotaktni služe za glavne porivne i pomoćne strojeve.

Najpoznatije tvrtke koje se bave proizvodnjom brodskih dizelskih motora su MAN, FIAT, DOXFORD, MAN B&W, WARTSILA NSD, MITSUBISHI, i S.E.M.T. PIELSTICU.

Kod dizelskih motora s unutarnjim izgaranjem gorivo direktno uštrcano u prostor izgaranja i raspršeno u najsitnije kapljice samo se zapali u vrućem komprimiranom zraku, ako je temperatura zraka veća od temperature samozapaljenja goriva.

Prednosti dizelskih motora su:

- manji specifični potrošak goriva
- manje opasnosti od požara
- mogućnost primjene teških goriva
- mogućnost direktnog spoja s brodskim vijkom kod velikih sporokretnih motora,
- prikladnost za upotrebu s velikim snagama.

Nedostaci dizelskih motora su:

- veća masa i veće dimenzije
- manja prikladnost za velike brzine
- visoki tlakovi izgaranja i odgovarajuće teški pokretni dijelovi
- jača bučnost i vibracije

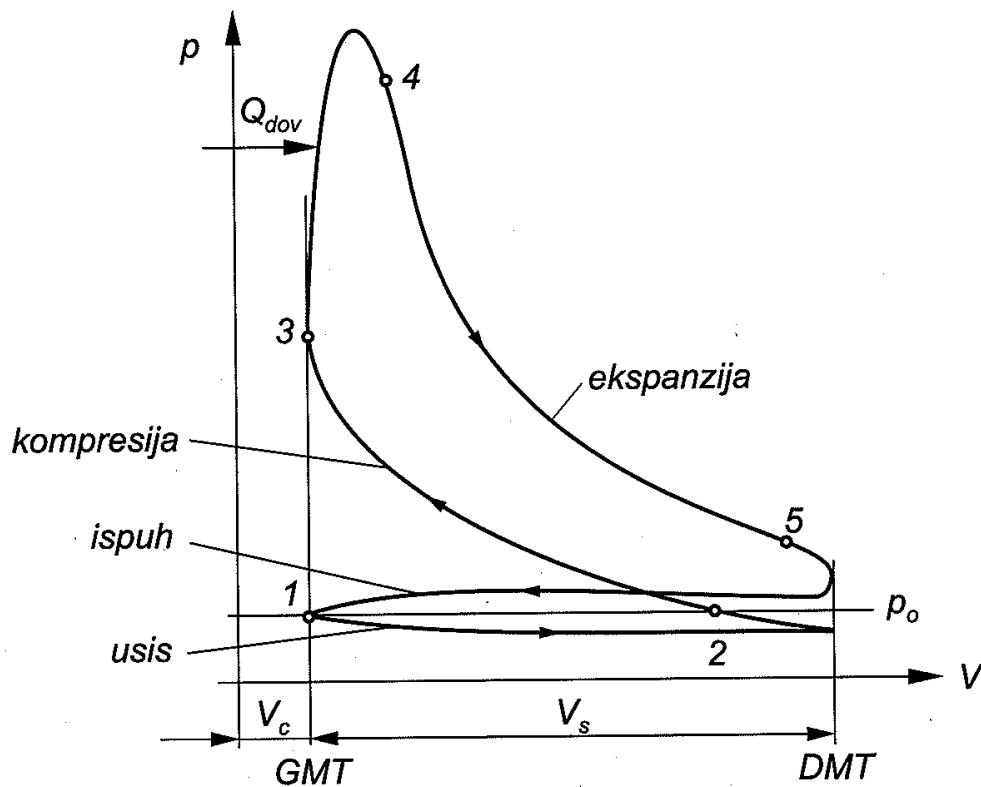
Dizelski motor je danas zbog svoje ekonomičnosti najrašireniji pogonski stroj na trgovačkim brodovima. [1]

3. PRINCIPI RADA DIZELSKIH MOTORA

Brodski motori najčešće imaju dva različita principa rada tako da mogu biti četverotaktni i dvotaktni. Takt je vrijeme gibanja od jedne do druge mrtve točke.

Četverotaktni motor

Kod četverotaktnog motora radni ciklus se odvija za vrijeme dva okreta koljenastog vratila, odnosno četiri takta.



Slika 2. Rad četverotaktnog motora u p-v dijagramu [1]

Linija usisa ide nešto ispod atmosferske linije a zatim slijedi kompresija do točke 3.

Od 3 do 4 je izgaranje i dovodi se toplina Q_{dov} , od 4 do 5 je ekspanzija, u točki 5 otvara se ispušni ventil, a posljednji takt je istiskivanje plinova s tlakom nešto većim od atmosferskog. Od točke 5 do kraja četvrtog takta odvodi se toplina Q_{odv} .

1.TAKT – usisavanje smjese ili zraka

Za vrijeme prvog hoda klipa od gornje mrtve točke do donje mrtve točke otvoren je usisni ventil i goriva smjesa ili zrak ulaze u cilindar. Zbog otpora u dovodnim kanalima i u ventilu tlak je u cilindru niži od atmosferskog. Da bi se cilindar što više napunio gorivom smjesom i zrakom, usisni se ventil otvara nešto prije gornje mrtve točke i zatvara nešto iza donje mrtve točke.

2. TAKT - kompresija i paljenje

Pri dugom hodu klipa komprimira se usisana goriva smjesa ili zrak. Temperatura pri tome raste. Usisni i ispušni ventili su zatvoreni. Stupanj kompresije određen je s omjerom volumena cijelog prostora cilindra kada je klip u donjoj mrtvoj točki prema volumenu kompresijskog prostora koji ostaje iznad klipa u gornjoj mrtvoj točki. Taj stupanj kompresije

kod dizelskih motora mora biti velik, da se ubrizgano gorivo u visoko zagrijanom zraku samo zapali. Kod dizelskih motora stupanj kompresije je $\varepsilon = 12$ do 25

3. TAKT – izgaranje i ekspanzija

Nakon paljenja gorive smjese počinje izgaranje koje se produljuje na putu klipa u trećem hodu prema donjoj mrtvoj točki. Nakon izgaranja dimni plinovi ekspanziraju. Pretpaljenje je potrebno da se dobije više vremena za potpuno zapaljivanje gorive smjese oko gornje mrtve točke. Usisni ventil je za cijelo vrijeme takta zatvoren dok se ispušni ventil otvara prije nego klip dođe u donju mrtvu točku i tlak brzo padne na tlak ispuha.

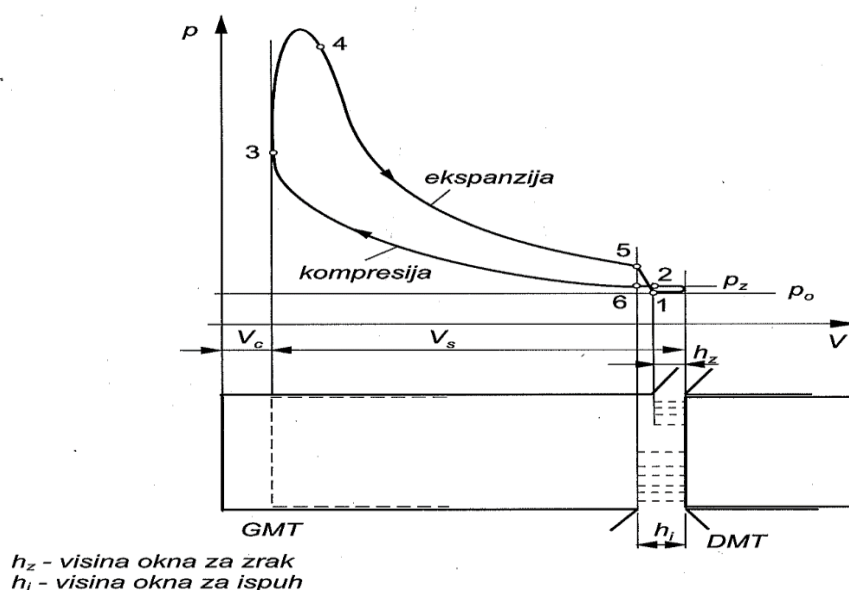
4. TAKT – ispuh i istiskivanje plinova

Četvrti takt služi za potpuno odstranjivanje plinova izgaranja iz cilindra. Pri hodu klipa od donje mrtve točke do gornje mrtve točke ispušni je ventil otvoren a klip istiskuje plinove. Plinovi koji zaostaju u kompresijskom prostoru istiskuju se svježim zrakom ili svježom gorivom smjesom.

Dvotaktni motor

Dvotaktni motor cijeli svoj radni ciklus obavi u dva takta tj. u jednom okretu koljenastog vratila:

1. Kompresijski takt (Propuhivanje, kompresija, paljenje)
2. Radni takt (Izgaranje, ekspanzija, ispuh)



Slika 3. Rad dvotaktnog motora u p-v dijagramu [1]

Goriva smjesa ili zrak koji je ispunio cilindar, komprimira se od točke 6 do 3. Od točke 3 do 4 traje izgaranje gdje se dovodi toplina Q_{dov} . Od točke 4 do 5 plinovi izgaranja ekspandiraju. U točki 5 klip prvo otvara ispušna okna te tlak pada na atmosferski, a tek kada u točki 1 otvara okna za propuhivanje koja su niža, tlak se malo povećava. U točki 2, kada klip opet prekrije okna za propuhivanje, tlak se skoro izjednačuje s atmosferskim, jer je ispuh još otvoren. Kompresija počinje u točki 6, nakon zatvaranja ispušnih okana i traje do točke 3.

Ispuhivanje plinova izgaranja i punjenje svježom gorivom smjesom ili zrakom događa se djelomično u prvom a djelomično u drugom taktu. Kompresija, paljenje, izgaranje i ekspanzija zbivaju se isto kao kod četverotaktnog motora, dok za ispuh, propuhivanje i punjenje svježom smjesom ili zrakom ostaje samo vrijeme na kraju drugog i na početku prvog takta.

Umjesto usisavanja, smjesa goriva ili čisti zrak utiskuje se u cilindar pod malim predtlakom, a istovremeno se istiskuju zaostali dimni plinovi. Jedan se dio smjese ili zraka pri tome gubi, ali veći dio ostaje u cilindru te se zatim komprimira. Ovaj se postupak zove propuhivanje ili ispiranje. Goriva smjesa, odnosno zrak, ulazi, kao što ispušni plinovi izlaze, kroz raspore, koji se nalaze na obodu cilindarske košuljice, i koji se otvaraju i zatvaraju pomicanjem klipa. [1]

4. IZGARANJE U DIZELSKIM MOTORIMA

U dizelskim motorima, gorivo se ubrizgava u cilindar motora pri kraju kompresijskog takta. Tijekom faze poznate kao zakašnjenje paljenja, raspršeno gorivo atomizira se u male kapljice, isparava i miješa sa zrakom. Kako se klip nastavlja približavati gornjoj mrtvoj točki, temperatura miješavine doseže točku zapaljenja goriva, uzrokujući trenutačno zapaljenje nekih unaprijed izmiješanih količina goriva i zraka. Kemijska ravnoteža goriva koja nije sudjelovala u izgaranju prethodno miješanog goriva je iskorištena u fazi kontroliranog izgaranja, također poznatoj kao difuzijska faza.

Rastuća zabrinutost vezana za energente i okoliš povećala je interes za proučavanje strojeva i sustava pretvorbe energije, kao i alternativnih izvora energije. U nekim je slučajevima ova zabrinutost dovela do ozbiljne rasprave o našem načinu života u zapadnom i industrijaliziranom svijetu. U međuvremenu, inženjeri i istraživači povećali su svoje napore

na radikalnom poboljšanju tradicionalnih strojeva za pretvorbu energije kao što su motori s unutrašnjim izgaranjem s ciljem smanjenja emisija ispušnih plinova i potrošnje goriva. Ovo istraživanje uključilo je mnoge, ako ne i sve podsustave motora s unutarnjim izgaranjem.

Dizelski motori imaju izvrsnu reputaciju zbog niske potrošnje goriva, pouzdanosti i trajnosti. Oni su također poznati po iznimno niskim emisijama ugljikovodika i ugljičnog monoksida. Međutim, od strane vodeće javnosti, posebice u Sjedinjenim Državama, odbacili su ih, zbog čađe i mirisa koji je također karakteriziran visokim emisijama dušičnih oksida i čestica. Budući da performanse, potrošnja goriva i emisije onečišćujućih tvari proizlaze iz procesa sagorijevanja, potrebno je najprije proučiti mehanizme izgaranja u dizelskim motorima ako ih želimo poboljšati.

Izgaranje u dizelskim motorima vrlo je složeno, a njegovi detaljni mehanizmi nisu dobro shvaćeni. Složenost ovog procesa i dalje se odupire brojnim pokušajima istraživača da otključaju mnoge tajne, unatoč dostupnosti suvremenih alata kao što su visokofrekventne snimke koje se koriste u "transparentnim" motorima, snaga suvremenih računala i mnogi matematički modeli dizajnirani za oponašanje izgaranja u dizelskim motorima. Ovaj će rad pregledati najčešće utvrđene modele i principe izgaranja kako bi čitatelji postigli uvažavanje dizelskog izgaranja i njegov utjecaj na performanse i stvaranje emisija. [2]

4.1 KOMPONENTE PROCESA IZGARANJA

Osnovna pretpostavka dizelskih izgaranja je njegov jedinstveni način oslobađanja kemijske energije pohranjene u gorivu. Da bi se taj proces izvršio, kisik mora biti na raspolaganju gorivu na poseban način kako bi se olakšalo izgaranje. Jedan od najvažnijih aspekata ovog procesa je miješanje goriva i zraka, što je proces koji se često naziva pripravom mješavine. U dizelskim motorima, gorivo se ubrizgava u cilindar motora pri kraju kompresijskog takta, samo nekoliko stupnjeva koljenastog vrtila prije gornje mrtve točke. Tekuće gorivo obično se ubrizgava pri velikoj brzini kao jedan ili više mlazova kroz male otvore u vrhu mlaznice. Tu se atomizira u male kapljice i prodire u komoru za izgaranje. Atomizirana goriva apsorbiraju toplinu iz okolnog zagrijanog komprimiranog zraka, isparavaju i miješaju se s visokotlačnim zrakom visoke temperature. Kako se klip nastavlja približavati gornjoj mrtvoj točki (TDC), temperatura mješavine (uglavnom zraka) doseže

točku zapaljenja goriva. Trenutačno zapaljenje nekog prethodno miješanog goriva i zraka događa se nakon razdoblja zakašnjenja paljenja. Ovo trenutno zapaljenje smatra se početkom izgaranja i obilježeno je naglim povećanjem tlaka u cilindru pri izgaranju smjese goriva. Povećani tlak koji nastaje uslijed izgaranja prethodno miješanog goriva komprimira neizgoreni dio punjenja i smanjuje zakašnjenje prije zapaljenja. Također povećava brzinu isparavanja preostalog goriva. Atomizacija, isparavanje, miješanje para goriva i zraka i izgaranje nastavljaju se sve dok ubrizgano gorivo potpuno ne izgori.

Najniži omjer zrak/gorivo često se nalazi kod najvećih zakretnih stanja u dizelskim motorima. Kako bi se izbjeglo prekomjerno stvaranje dima, omjer zrak/gorivo pri najvećem zakretnom momentu obično se održava iznad 25:1, znatno iznad omjera ekvivalencije (kemijski ispravan omjer). U dizelskim motorima s turbopuhalom, omjer zrak/gorivo u praznom hodu može premašiti 160:1, što znači da je ukupni omjer zrak/gorivo u dizelskim motorima karakteristično vrlo malen. Zbog toga se višak zraka koji se nalazi u cilindru nakon izgaranja goriva, nastavlja miješati s gorućim i već spaljenim plinovima tijekom procesa izgaranja i ekspanzije. Na otvoru ispušnog ventila, višak zraka izlazi zajedno s produktima izgaranja, što objašnjava oksidirajuću prirodu ispušnih plinova. Iako se izgaranje javlja kada se isparena goriva miješaju sa zrakom, formira se kemijski ispravna smjesa (stehiometrijski omjer) lokalno i postiže se odgovarajuća temperatura zapaljenja, ukupni omjer zrak/gorivo je malen. Drugim riječima, većina zraka koji se uvodi u cilindar dizelskih motora komprimira se i zagrijava, ali se nikad ne zahvaća u procesu izgaranja. Kisik u višku zraka pomaže pri oksidaciji plinovitih ugljikovodika i ugljičnog monoksida, smanjujući ih na izuzetno male koncentracije u ispušnim plinovima.

Iz ove rasprave jasno je da sljedeći čimbenici igraju primarnu ulogu u procesu izgaranja:

- Uvedeni naboj zraka, njegova temperatura i njegova kinetička energija u nekoliko dimenzija.
- Ubrizgano gorivo, njegova atomizacija, raspršivanje, temperatura i njegove kemijske karakteristike.

Iako su ova dva čimbenika najvažnija, postoje i drugi parametri koji mogu značajno utjecati na njih i stoga igraju sekundarnu, ali ipak važnu ulogu u procesu izgaranja. Na primjer:

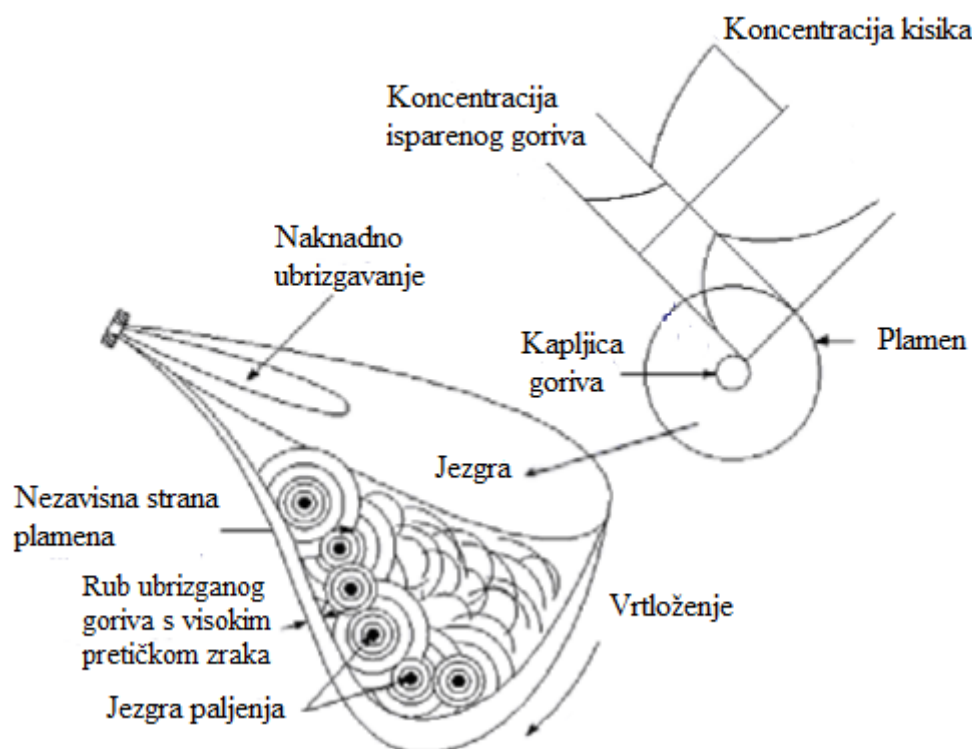
- Dizajn usisa, koji ima velik utjecaj na kretanje naboja zraka (posebno pri ulazu u cilindar) i konačno brzinu miješanja u komori izgaranja. Dizajn usisa može također utjecati na temperaturu ulaznog zraka. To se može postići prijenosom topline iz vodene košuljice do zraka za punjenje kroz površinu ulaznog otvora.
- Veličina usisnog ventila, koja kontrolira ukupnu masu zraka koja se uvodi u cilindar u konačnoj količini vremena.
- Kompresijski omjer, koji utječe na isparavanje goriva i time brzinu miješanja i kvalitetu izgaranja.
- Tlak ubrizgavanja koji kontrolira stupanj atomizacije goriva.
- Geometrija rupice (duljina / promjer), koja kontrolira prodiranje ubrizganog goriva.
- Geometrija ubrizganog goriva, koja izravno utječe na kvalitetu izgaranja kroz korištenje zraka. Na primjer, veći konusni kut ubrizganog goriva može dovesti gorivo na vrh klipa te izvan komore izgaranja u dizelskim motorima s direktnim ubrizgavanjem u cilindar. Ovo stanje dovelo bi do prekomjernog dima (nepotpuno izgaranje) zbog toga što dolazi do zastoja pristupanja goriva zraku koji je dostupan u komori izgaranja. Široki konusni kutovi mogu također uzrokovati da se gorivo raspršuje na stijenke cilindra, a ne unutar komore za izgaranje gdje je to potrebno. Gorivo raspršeno na stijenke cilindra će se na kraju povući dolje do spremnika ulja gdje će skratiti životni vijek ulja za podmazivanje.
- Konfiguracija ventila, koja upravlja položajem mlaznice. Sustavi s dva ventila prisiljavaju nagnuti položaj mlaznice, što podrazumijeva neujednačen raspored raspršivanja koji dovodi do nepogodnog miješanja goriva i zraka. S druge strane, sustavi s četiri ventila omogućuju ugradnju vertikalnih brizgaljki, simetrični raspored raspršivača goriva i jednak pristup dostupnom zraku svakom od raspršivača goriva.
- Položaj gornjeg klipnog prstena, koji kontrolira mrtve prostore između gornjeg dijela klipa (područje između gornjeg dijela klipnog prstena i vrha krune prstena) i košuljice cilindra. Ovaj mrtvi prostor / volumen hvata zrak koji se komprimira tijekom kompresijskog takta i širi se bez ikakvog uključivanja u proces izgaranja.

Stoga je važno shvatiti da sustav izgaranja dizelskih motora nije ograničen na komoru izgaranja, raspršivače i njihovu neposrednu okolinu. Umjesto toga, on uključuje bilo koji dio, komponentu ili sustav koji može utjecati na konačni ishod procesa izgaranja. [2]

4.2 DISTRIBUCIJA GORIVA I ZRAKA U UBRIZGAVANJU GORIVA DIZELSKIH MOTORA S DIREKTNIM UBRIZGAVANJEM U CILINDAR

Proces izgaranja u dizelskim motorima s direktnim ubrizgavanjem u cilindar je nestabilni heterogeni, trodimenzionalni proces. Industrija je razvila dobro konceptualno razumijevanje izgaranja dizelskih motora, ali još uvijek postoje poteškoće u kvantitativnom opisu mnogih njegovih kritičnih pojedinačnih procesa. Ipak, neki modeli koji postoje danas mogu aproksimirati proces izgaranja i doći do razine emisije koje su slične eksperimentalnim mjerenjima.

Istraživanja visokofrekventnih filmova izgaranja u dizelskim motorima s direktnim ubrizgavanjem u cilindar pokazuju da na početku izgaranja ubrizgano gorivo ima sličan oblik koji je shematski prikazan na slici 1. Očekuje se da će se prosječna udaljenost između kapljica mijenjati s njihovim položajem u ubrizganom gorivu i da je najveća u blizini ruba nizvodno od središnje linije ubrizganog goriva, gdje se manje kapljice koncentriraju. Očekuje se da će prosječni omjer lokalnog zraka i goriva, a time i mehanizam izgaranja varirati ovisno o mjestu.



Kao što se može očekivati, lokalni omjer gorivo-zrak je najveći uz središnju ravninu ubrizgavanja i smanjuje se udaljavajući se prema vanjskim stranama konusa za raspršivanje. Naravno, ovaj omjer goriva i zraka varira duž središnje linije raspršivanja. Ova raspodjela varira s radijalnom udaljenosti od rupice mlaznice i uzima u obzir svo gorivo, kako u tekućem tako i u plinovitom stanju. Međutim, na nizvodnom rubu ubrizganog goriva i udaljenosti daljoj od jezgre ubrizganog goriva, omjer zraka i goriva približava se nuli te se povećava krećući se prema jezgri ubrizganog goriva. Također se može pretpostaviti da se većina kapljica koje se odvođe daleko od jezgre uglavnom ili potpuno isparavaju prije početka zapaljenja te da se smjesa blizu nizvodnog ruba ubrizganog goriva sastoji od prethodno miješanih para goriva i zraka. [2]

4.3 PODRUČJE SLABOG PLAMENA (LFR)

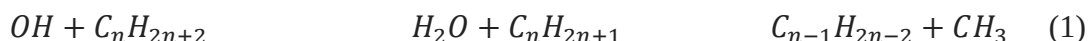
Koncentracija pare između jezgre i nizvodnog ruba ubrizganog goriva nije homogena, a lokalni omjer gorivo i zraka može varirati od nule do beskonačno. Proučavanja snimki izgaranja raspršivanjem u dizelskim motorima pokazuju da zapaljenje počinje u omotaču ubrizganog goriva u blizini nizvodnog ruba. Jezgre zapaljenja obično se formiraju na nekoliko mjesta gdje će se smjesa najvjerojatnije samozapaliti. Ovo je prikazano na slici 1. Kad započne zapaljenje, mali nezavisni neluminozni plamenovi izbijaju iz jezgre i pale zapaljivu smjesu oko njih. Ova smjesa, na temelju masenog prosjeka, je siromašna. Područja u koja ti nezavisni plamenovi izbijaju nazivaju se područja slabog plamena (LFR). U ovom području nastaje dušikov oksid pri visokim lokalnim koncentracijama, pri završnoj fazi izgaranja. Pod vrlo malim opterećenjima, malo se goriva troši i temperatura izgaranja možda nije dovoljno visoka da bi se dobile visoke koncentracije dušikovog oksida. [2]

4.4 VANJSKO PODRUČJE SLABOG PLAMENA (LFOR)

U blizini vanjskog ruba ubrizganog goriva, smjesa je često previše slaba da bi se zapalila ili podržala stabilno izgaranje. Ovo se područje naziva vanjsko područje slabog plamena (LFOR). Unutar LFOR-a mogu se naći neki razgrađeni produkti goriva i djelomične oksidacije. Produkti razgradnje uglavnom su lakše ugljikovodične molekule. Djelomični

oksidacijski produkti uključuju aldehide i druge oksigente. Vjeruje se da je LFOR jedan od glavnih izvora neizgorenih ugljikovodika. Veličina LFOR-a ovisi o mnogim čimbenicima, uključujući temperaturu i tlak u komori tijekom izgaranja, kruženje zraka i vrsti goriva. Općenito, veće temperature i tlakovi dovode do plamenova slabijih smjesa i tako smanjuju veličinu LFOR-a. Povećanje temperature i tlaka proizilazi iz spaljivanja ostatka ubrizganog goriva i može imati sekundarni utjecaj na LFOR. Utvrđeno je da faktori poput ukupnog omjera gorivo-zrak, turbopunjenje i temperature rashladnog medija utječu na tlak i temperaturu plina u cilindru i time utječu na veličinu LFOR-a.

U zoni u kojoj se susreću LFOR i LFR, odvija se primarno izgaranje gdje ugljikovodici reagiraju i formiraju CO, H₂ i H₂O, kao i različite radikalne vrste poput H, O i OH. Također se stvaraju neizgoreni ugljikovodici, koji imaju manje atoma ugljika od početnih molekula goriva. Predloženo je da parafinska molekula u plamenu siromašnog goriva podilazi reakciji prema sljedećem odnosu:



Budući da su ugljikovodični radikali veći od etilnog termički nestabilni, početni radikal C_nH_{2n+1} obično razdvaja CH₃, čime nastaje sljedeći niži etilni spoj kao u jednadžbi (1). Formirani nezasićeni ugljikovodici brzo reagiraju s atomima kisika u ovom području, stvarajući oksidirane ugljikovodike. Ako je reakcija završena, kao u LFR, dolazi do rekombinacijskih reakcija i proizvodnje CO₂ i H₂O. Međutim, ako se plamen ugasi, kao u LFOR-u, tada neizgoreni ugljikovodici, oksidirani ugljikovodici, CO i drugih međuprodukti ostaju neizgoreni. [2]

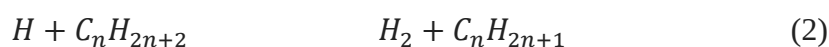
4.5 JEZGRA UBRIZGANOG GORIVA (SPRAY CORE)

Nakon paljenja i izgaranja u LFR, plamen se širi prema jezgri ubrizganog goriva. U ovom području, koje se nalazi između LFR i jezgre ubrizganog goriva, kapljice goriva su veće. One dobivaju toplinu zračenjem već postojećih plamena i isparavaju većom brzinom. Povećanje temperature povećava brzinu difuzije pare zbog povećanja molekularne difuznosti. Ove kapljice mogu biti potpuno ili djelomično isparene. Ako su potpuno isparene, plamen će spaliti svu mješavinu unutar bogatog ograničenja paljenja. Kapljice koje nisu potpuno

isparene mogu biti okružene difuzijskim plamenom kao što je prikazano na slici 1 i izgarati kao pojedinačne kapljice ili ispariti i formirati smjesu bogatu gorivom. Izgaranje ove mješavine ovisi o aerodinamičnim čimbenicima koji kontroliraju brzinu miješanja goriva i zraka, a ne o parametrima kapljica.

Izgaranje u jezgri ubrizganog goriva općenito ovisi o lokalnom omjeru goriva i zraka, na što utječe uglavnom interakcija između jezgre ubrizganog goriva i zraka. Pod radom s djelomičnim opterećenjem, dostupna je odgovarajuća količina kisika i izgaranje obično završava što dovodi do stvaranja visoke količine NO_x-a. Temperatura plamena ovisi o temperaturi lokalne mješavine prije početka izgaranja i topline izgaranja, koja je djelomično funkcija koncentracije teških spojeva u korištenom gorivu. Temperatura područja plamena je glavni čimbenik koji utječe na formiranje NO_x-a.

Pri uvjetima u blizini punog opterećenja, nepotpuno izgaranje javlja se na mnogim mjestima u jezgri bogatog goriva. Neki autori sugeriraju da u plamenovima zasićenih plinova bogatih smjesa, inicijalna reakcija je jednostavno uklanjanje H-atoma, tj.



Može se javiti rekombinacija između ugljikovodičnih radikala te se mogu formirati ugljikovodici teži ili lakši od izvornih molekula goriva. To bi moglo objasniti zašto u dizelskim motorima s jednom vrstom komprimiranog goriva, ispušni plinovi sadrže molekule s više i manje ugljikovih atoma nego izvorno gorivo.

Pored neizgorenih ugljikovodika, ugljikov monoksid, oksidirani spojevi i ugljik mogu se formirati pri punom opterećenju. U tim uvjetima su dušikovi oksidi formirani pri niskim koncentracijama pod ovim uvjetima. [2]

4.6 ZADNJI DIO UBRIZGANOG GORIVA

Zadnji dio ubrizganog goriva sastoji se od velikih kapljica zbog relativno male razlike u tlaku koji djeluje na gorivo blizu kraja procesa ubrizgavanja. To je uzrokovano kombinacijom smanjenog tlaka ubrizgavanja goriva i povećanog tlaka plina u cilindru. Prodor

ovog dijela goriva, koji se naziva „repom“ ubrizganog goriva, obično je loš. Pod uvjetima visokog opterećenja, zadnji dio ubrizganog goriva ima malu šansu za ulazak u područja s dostatnom koncentracijom kisika. Temperatura okolnih plinova je međutim relativno visoka (blizu maksimalne temperature ciklusa), a brzina prijenosa topline na te kapljice je vrlo visoka. Ove kapljice imaju tendenciju da brzo isparavaju i raspadaju se. Raspadnuti produkti sadrže neizgorene ugljikovodike i veliki postotak molekula ugljika. Produkti djelomične oksidacije uključuju ugljikov monoksid i aldehide. [2]

4.7 NAKNADNO UBRIZGAVANJE ILI SEKUNDARNO UBRIZGAVANJE

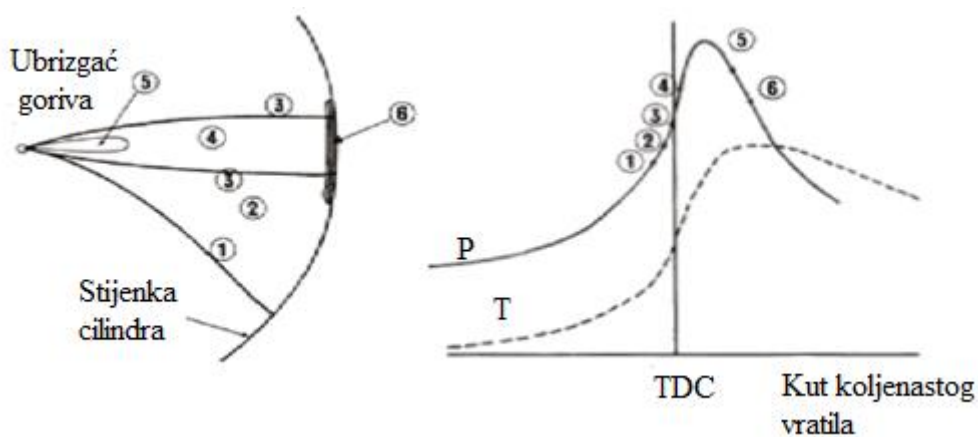
Pod srednjim i velikim opterećenjima, mnogi sustavi ubrizgavanja proizvode naknadno ubrizgavanje. Kada se to dogodi, igličasti ventil raspršivača odbija se od sjedišta ventila i otvara se na kratko vrijeme nakon završetka glavnog ubrizgavanja. Općenito, količina goriva koja se isporučuje tijekom naknadnog ubrizgavanja je vrlo mala. Međutim, ubrizgava se kasno u ekspanzijski takt, pod relativno malim razlikama u tlaku i vrlo maloj atomizaciji i prodiranju. Ovo gorivo brzo ispari i raspada se, što dovodi do stvaranja CO, čestica ugljika (dim) i neizgorenih ugljikovodika. Henein i Bolt proveli su opsežno istraživanje utjecaja naknadnog ubrizgavanja na ispušni dim. Načini i sredstva za učinkovito rješavanje naknadnog ubrizgavanja kao i sekundarnog ubrizgavanja opisani su u dokumentima za ubrizgavanje dizel goriva. [2]

4.8 OSTACI GORIVA NA STIJENKAMA KOŠULJICE

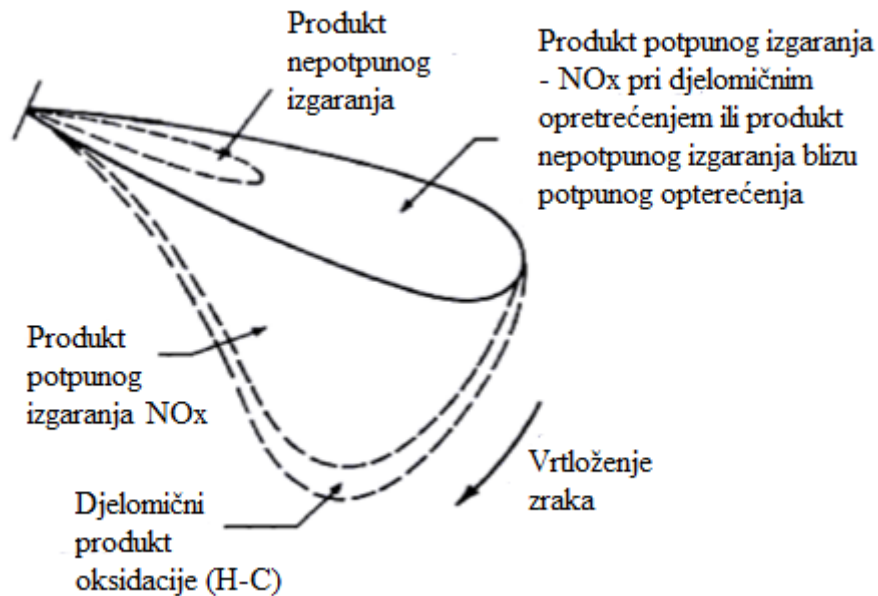
Neke se količine goriva zadrže na stijenkama košuljice cilindra. To je osobito slučaj kod malih brzokretnih DI motora zbog kraćeg mlaza goriva i ograničenog broja ubrizgavanja. Brzina isparavanja tekućeg filma goriva ovisi o mnogim čimbenicima, uključujući temperature plinova i stijenke košuljice, brzinu plina, tlak plina i svojstva goriva. Koncentracija isparenog goriva je maksimalna na površini tekućine i smanjuje se s porastom udaljenosti od površine. Pretpostavljajući da okolni plin ima visoku relativnu brzinu i sadrži dovoljno kisika, plamen se rasprostire u maloj udaljenosti od stijenke. Izgaranje ostatka goriva na stijenkama ovisi o brzini isparavanja i miješanju goriva i kisika. Ako okolni plin ima nisku koncentraciju kisika ili je miješanje slabo, isparavanje se događa bez potpunog izgaranja. Pod ovim uvjetima, ispareno gorivo se raspada i formira neizgorene ugljikovodike, djelomične oksidacijske produkte i čestice ugljika.

Dok se klip kreće kroz ekspanzijski takt, plinovi se gibaju u istom smjeru kao i stap ispunjavajući ekspanzijski prostor između vrha stapa i glave cilindra. U komorama za izgaranje oblika plitke posude, većina procesa izgaranja odvija se u komori izgaranja. U komorama izgaranja nalik na duboke posude, obrnuti tok potiskivanja je značajniji nego u komorama izgaranja oblika plitke posude. U oba slučaja vrtložno kretanje se nastavlja, ali zbog gubitaka uslijed trenja, pri nižoj kutnoj brzini nego kod kompresijskog takta. Kombinirane komponente inverznog potiskivanja i vrtloženja povlače paru goriva i djelomične oksidacijske produkte iz komore izgaranja prema stijenka cilindra. Visokofrekventni filmovi pokazuju teški dim izvan dijela komore izgaranja nalik na posudu od područja gdje se raspršeno gorivo taloži na stijenke košuljice. Dim je heterogen i uslijed izgaranja, izgara sa svjetlosnim plamenom zbog prisutnosti ugljičnih čestica.

Na temelju ovog modela napredak izgaranja ubrizganog goriva, tlak u cilindru te prosječna temperatura izgarajuće mase na početku izgaranja se mogu prikazati kao što je prikazano na slici 5. Formiranje nečistoća koje se očekuje u različitim područjima ubrizganog goriva bez opadanja količine goriva na stijenke košuljice može se prikazati kao što je to napravljeno na slici 6. [2]



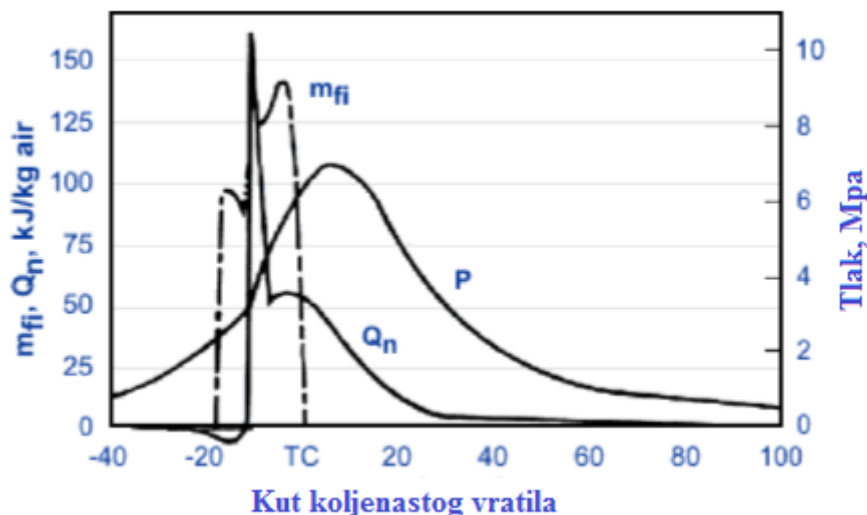
Slika 5. Napredovanje izgaranja, tlaka u cilindru i temperature [2]



Slika 6. Formiranje emisijskih vrsta u ubrizganom gorivu pri zračnom vrtlogu [2]

4.9 PORAST RAZVIJENE TOPLINE U DI MOTORIMA

Mnogi istraživači su proučavali tlakove cilindra kako bi odredili porast razvijene topline. Slika 4 prikazuje primjer dijagrama brzine neto oslobođene topline (Q_n), zajedno s tlakom u cilindru (p), i brzinom ubrizgavanja goriva (M_{fi}). Detalje o obavljenom radu za dobivanje tih parametara je dao Lyn. Početni nagli porast razvijene topline je posljedica izgaranja prethodno izmiješanog dijela goriva. Tijekom zakašnjenja zapaljenja (ID) se formira mlaz i kapljice na vodećem rubu ubrizganog goriva su prve koje ispare te formiraju nehomogenu smjesu goriva, plina i zraka. Kao što je ranije spomenuto, potpuno isparavanje tih kapljica se odvija u mnogo kraćem vremenu nego zakašnjenje zapaljenja. Negativno oslobađanje topline nakon početka ubrizgavanja, na otprilike 20° BTDC je uglavnom zbog prijenosa topline s vrućeg zraka na tekuće gorivo.



Slika 7. Brzina otpuštanja topline, tlak cilindra i brzina ubrizgavanja goriva [2]

Na slici 7 je ukazano da se paljenje dogodilo na oko 15 ° BTDC a stopa izgaranja je dosegla svoj vrhunac na oko 10 ° BTDC. Ovaj primjer pokazuje koliko brzo prethodno izmiješano gorivo izgara u cilindru. Potrebno je bilo samo tri stupnja kuta koljenastog vratila da se postigne vrhunac oslobađanja topline. Kraj zakašnjenja paljenja, 15 ° BTDC, podudara se s početkom izgaranja u području slabog plamena. Zanimljivo je napomenuti da je kod promatranog plamena, do 10 ° BTDC, bila vrlo slaba svjetlost što pokazuje da je izgaranje uglavnom bilo ograničeno na prethodno miješanom dijelu mlaza. U trenutku maksimalne brzine oslobađanja topline, kumulativno otpuštanje topline je oko 5% ukupnog izračunatog oslobađanja topline. Taj postotak odražava približnu količinu goriva izgorjelu ubrzo nakon paljenja ukupne količine goriva u ovom konkretnom slučaju. Međutim, valja napomenuti da ta količina može varirati ovisno o svojstvima goriva. Obično, prva pojava narančastog svijetlog plamena se promatra na oko 10 ° BTDC. Ovaj plamen se ne širi kako bi okružio vrh mlaza, sve do oko 7 ° BTDC. Tijekom ostatka procesa izgaranja primijećeno je da plamen ima visok sjaj zbog prisutnosti čestica ugljika. Visoki sjaj je karakteristika difuzijskih plamenova. [2]

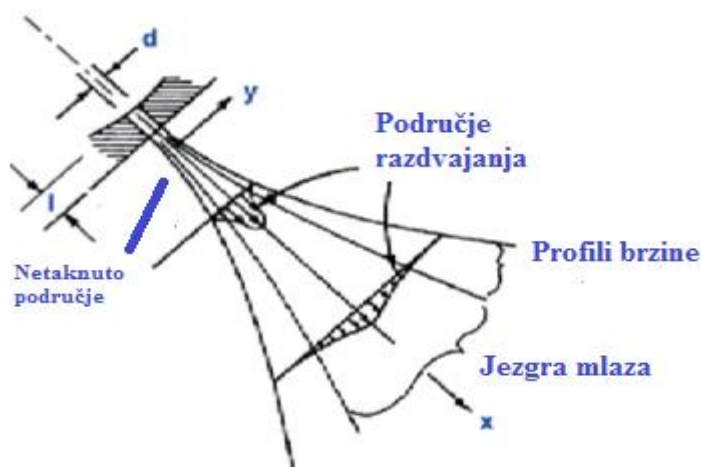
4.10 FORMIRANJE UBRIZGANOG GORIVA

Čimbenik između sustava za ubrizgavanje goriva i procesa izgaranja je ubrizgano gorivo. Zapravo, moglo bi se reći da je komplikacija i sofisticiranost kontrole sustava za

ubrizgavanje goriva uglavnom u svrhu pružanja odgovarajućeg ubrizgavanja u cilindar. Komponenta odgovorna za isporuku ubrizganog goriva je mlaznica. Ubrizgano gorivo se formira uz pomoć diferencijalnog tlaka preko svojih rupica za prskanje. Gorivo se atomizira u kapljice različite veličine i koncentracije u ubrizgavanju. Proces izgaranja ovisi mnogo o razvoju ubrizganog goriva od početka ubrizgavanja, čak i prije nego što je ubrizgavanje u potpunosti razvijeno. Ponašanje ubrizganog goriva pri kraju ubrizgavanja te prekid protoka goriva su vrlo važni radi formiranja emisija. Slijedi dodatni uvid u formiranje ubrizganog goriva za vrijeme ubrizgavanja i njegovo ponašanje nakon prekida dovoda goriva. [2]

4.11 FORMIRANJE UBRIZGANOG GORIVA TIJEKOM PROCESA UBRIZGAVANJA

Slika 5 prikazuje ubrizgano gorivo nastalo iz jedne rupe u mirnom zraku. Nakon napuštanja otvora mlaznice, mlaz postaje turbulentan na maloj udaljenosti od otpuštanja. Zbog turbulencije, izlazeći mlaz postaje djelomično pomiješan s okolnim zrakom. Zrak postaje zatočen unutar mlaza, što rezultira povećanjem masenog protoka u x-smjeru. Istodobno mlaz se širi u y-smjeru i prema načelu očuvanja momenta, brzina mlaza se smanjuje. U međuvremenu, brzina mlaza će se dodatno smanjivati krećući u x-smjeru, zbog otpora trenja. Slika 8 daje raspodjelu brzina na dva poprečna presjeka. Brzina goriva je najveća u simetrali i smanjuje se prema nuli u dijelu između zone raspada i okolnog zraka. [2]



Slika 8. Shema spreja jednostruke mlaznice [2]

4.12 ATOMIZACIJA UBRIZGANOG GORIVA

Atomizacija ubrizganog goriva se može opisati kao raspadanje mlaza goriva kako ono izlazi iz otvora mlaznice. Kapljice nastale ovim raspadom su manje nego promjer otvora mlaznice. Stupanj raspršivanja se povećava zbog raspada velikih kapljica kako se mlaz kreće dalje uz x os (vidi sliku 8). Raspad, stoga atomizacija, se nastavlja sve dok Weberov broj prelazi graničnu vrijednost. Weberov broj definiran je kao omjer inercijskih sila na prema silama površinske napetosti te je izražen formulom:

$$We = \rho d^2 V^2 / s_d \quad (3)$$

Gdje je

ρ – gustoća mase

d – dijametar kapljice

V – uzvodna brzina

s_d – površinska napetost

U nekim slučajevima, granična vrijednost je postignuta kod kritičnog Weberovog broja 10.

Atomiziranje mlaza može se podijeliti u četiri različita režima: niski, srednji, visoki i vrlo visoki režim:

- Na niskoj mlaznoj brzini, raspad se pojavljuje zbog nestabilnog rasta površinskih valova uzrokovanih površinskim napetošću i rezultira u kapljicama većim od promjera mlaza.
- Kako se brzina mlaza povećava (srednja brzina mlaza), snage nastale zbog relativnog kretanja mlaza i okolnog zraka djeluju na površinsku napetost te dovodi do veličina kapljica jednakih promjeru mlaza.
- Daljnje povećanje brzine mlaza (visoka brzina mlaza) rezultira raspadom karakteriziranom divergencijom rasprskanog goriva nakon neometane duljine nizvodno od mlaznice. Porastom kratkovalnih valova potaknuti relativnim kretanjem između tekućine i okolnog zraka stvaraju se kapljice čija je prosječna veličina manja od promjera mlaza.
- Daljnje povećanje brzine mlaza (vrlo visoka brzina mlaza) dovodi do raspada u režimu atomiziranja, gdje se raspad vanjske površine mlaza se pojavljuje na ili prije izlaza iz mlaznice i rezultira kapljicama čija je prosječni promjer mnogo manji od promjera

mlaznice. Aerodinamične interakcije tekućine i plina su važni dio atomizacijskog mehanizma ovog režima .

S obzirom da je atomizacija odgovorna za stvaranje maglovitog medija unutar komore za izgaranje, predmet važnosti je veličina kao i raspodjela tih kapljica. Indikator procesa atomizacije je koliko mala kapljica može biti i koliko velik je broj malih kapljica u odnosu na one veće. Uobičajeni pokazatelj koji se koristi u odnosu s atomizacijom je Sauterov srednji promjer.

$$D_{SM} = (D_d^3 dn) / (D_n^2 dn) \quad (4)$$

Gdje dn je broj kapi koje imaju promjer D_d . Drugim riječima, Sauterov srednji promjer je promjer kapljice koja ima isti omjer površine i volumena kao ukupno ubrizgano gorivo. U dizelskim motorima s direktnim ubrizgavanjem u cilindar opremljeni s modernim sustavima ubrizgavanja goriva koji pružaju visoke tlakove ubrizgavanja, prosječna veličina kapljica je u rasponu od 6 do 15 mikrona. U suštini, na početku ubrizgavanja, gorivo ne može napredovati u komoru za izgaranje zbog otpora zraka koji se počinje kretati duž osi raspršivanja. Kapljice goriva slijedeći ispred ubrizgano gorivo nailazit će na manji otpor, preći kapljice koje nailaze na najveći otpor, te ih prisiliti na periferiju ubrizganog goriva. Kapljice na osi postaju manje atomizirane jer ne nailaze na povlačenje okolnog zraka. Na prednjem dijelu ubrizganog goriva kapljice dolaze do najvećeg aerodinamičnog otpora, no ubrizgano gorivo prodire u zrak jer se kapljice koje su zadržane na prednjem dijelu konstantno zamjenjuju novim kapljicama velikog momenta. Prema tome kapljice negdje u periferiji ubrizganog goriva su najstarije u sekvenci ubrizgavanja. One ispare jako brzo i miješaju se sa zrakom. Prvi plamen pojavljuje se u omotaču na udaljenosti od mlaznice ovisno uglavnom o tlaku ubrizgavanja. Zbog vrlo gustog ubrizganog goriva u netaknutoj zoni plamen nikada ne ulazi u ovu zonu za vrijeme ubrizgavanja (vidi sliku 8). [2]

4.13 PRODOR UBRIZGANOG GORIVA

Dok dobra atomizacija pomaže da kapljica goriva ispari i pomiješa se sa zrakom u njegovoj neposrednoj blizini, zrak za izgaranje je i dalje znatno neiskorišten. Za veću iskoristivost zraka, kapljice moraju putovati dalje u prostor izgaranja kako bi došle do zraka koji je prisutan u komori izgaranja. Što je brže prodiranje ubrizganog goriva u prostor

izgaranja, to je veća brzina miješanja, kao i iskoristivost zraka. S druge strane, nije poželjno da ubrizgano gorivo prodire tako daleko da udara po stijenkama komore izgaranja. Ove površine su relativno hladne i često pridonose manjoj stopi miješanja. Zbog svoje važnosti za proces izgaranja, prodor ubrizganog goriva je ispitivan od strane mnogih. Dent je razvio prediktivni odnos za prodor ubrizganog goriva.

$$S = 3.07 \left(\frac{P}{\rho_g} \right)^{1/4} (t d_n)^{1/2} \left(\frac{294}{T_g} \right)^{1/4} \quad (5)$$

Gdje je:

P – pad tlaka po mlaznici, Pa

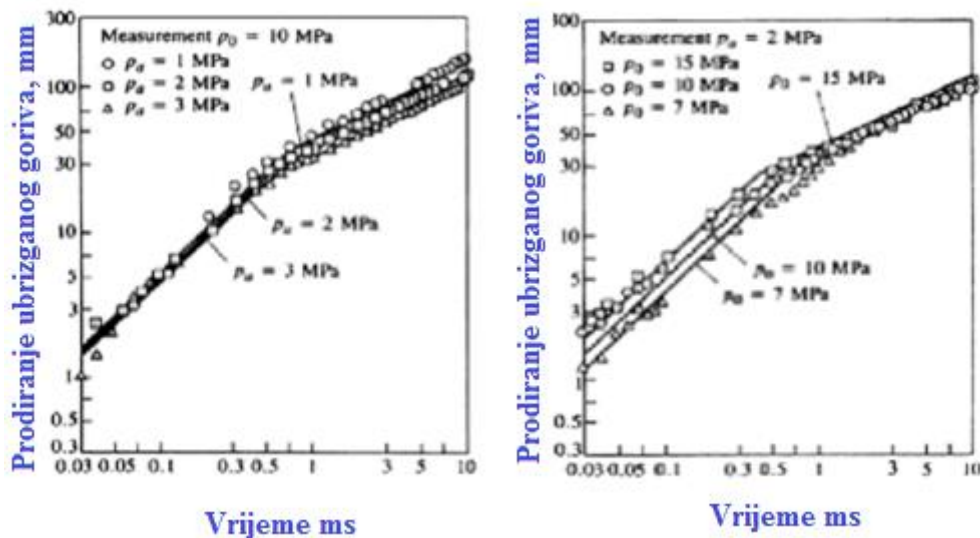
ρ_g – gustoća plina, kg/m³

t – vrijeme nakon starta ubrizgavanja, s

d_n – promjer mlaznice, m

T_g – temperatura plina, K

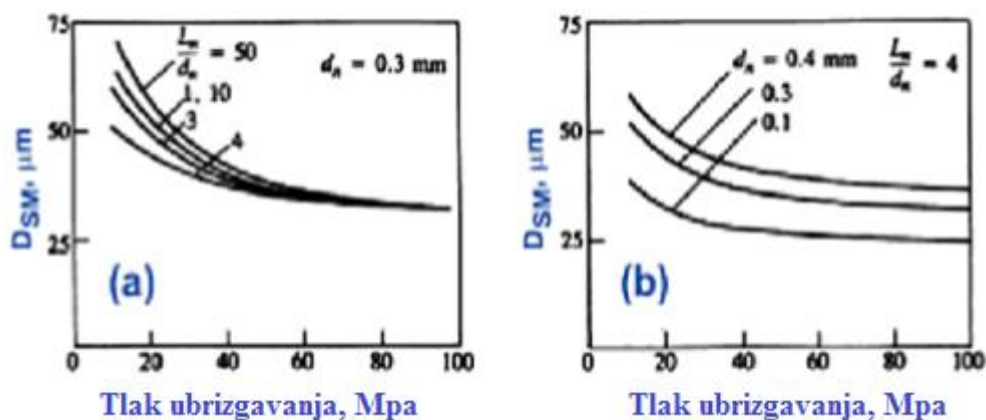
Iz jednadžbe 5, zaključeno je da je prodiranje ubrizganog goriva funkcija tlaka kroz mlaznicu, gustoće zraka ρ_g , promjera otvora mlaznice d_n , vremena t i temperature plina T_g . Slika 9 prikazuje prodiranje ubrizganog goriva u odnosu na vrijeme od početka ubrizgavanja za nekoliko vrijednosti tlaka ubrizgavanja (P_0) i tlaka okoline (P_a).



Slika 9. Prodiranje ubrizganog goriva kao funkcija vremena- u tlaku okoline [2]

4.14 DISTRIBUCIJA VELIČINE KAPLJICA

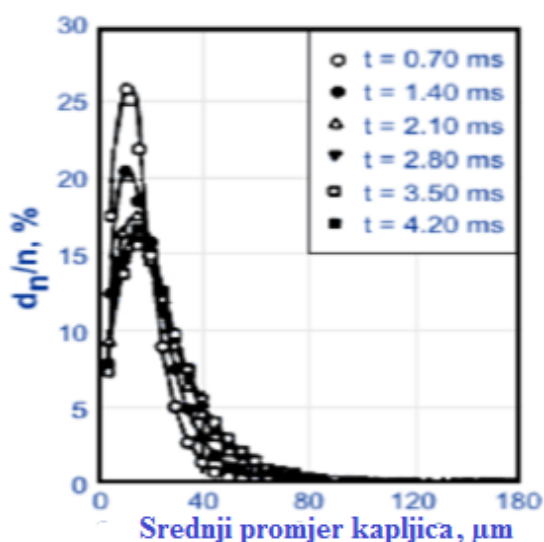
Nakon što je pregledana važnost atomizacije i prodor za pravilan rad dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem u cilindar, također je potrebno preispitati važnost njihovog utjecaja na karakteristike prijenosa topline. Veći broj manjih kapljica dovodi do veće površine koja olakšava prijenos topline od vrućeg komprimiranog zraka do malog volumena goriva sadržanog u tim kapljicama. Također je važno napomenuti da proces ubrizgavanja nije konstantno stabilan proces tijekom kojeg su tlak, geometrijska efektivnost rupa mlaznice i brzina ubrizgavanja fiksni. U stvari, oni se razlikuju od početka do kraja ubrizgavanja. Dakle, očekuje se različita raspodjela veličina kapljica tijekom procesa ubrizgavanja. Kako bi se dodatno zakomplicirao proces izgaranja, toplina u unutrašnjosti komore za izgaranje je nejednolika tijekom izgaranja. Stoga, brzina miješanja varira prema mnogim parametrima, kao što su distribucija veličine kapljica, raspodjela topline unutar komore izgaranja, prodiranje ubrizganog goriva i njegova atomizacija, kvaliteta goriva i brzina njegovog isparavanja, kao i mnogim drugim parametrima. Sposobnost modeliranja ili shvaćanja dizelskih izgaranja ovisi u velikoj mjeri o sposobnosti definiranja svakog od parametara uključenih u ovaj proces, uključujući raspodjelu veličine kapljica. Slika 10 je primjer učinka tlaka ubrizgavanja na veličinu kapljica pod utjecajem geometrije rupa mlaznice (a) i promjera otvora mlaznice (b).



Slika 10. Učinak tlaka ubrizgavanja na veličinu kapljice – Ovisno o geometriji rupe mlaznice (a) i promjeru rupe mlaznice (b) [2]

Raspodjela veličina kapljica na slici 11 prikazuje ubrizgano gorivo u različitim vremenima od početka ubrizgavanja. Pri ubrizgavanju trajanja 0,7 ms, Slika 11 pokazuje da male kapljice imaju visoku frekvenciju. U kasnijim vremenima, kapljice većeg promjera imali su veću frekvenciju od malih kapljica. Drugim riječima, kako se ubrizgavanje nastavlja, frekvencija

manjih kapljica se smanjuje kako se frekvencija većih kapljica povećava, kao postotak od ukupnog broja kapljica. Sustavi ubrizgavanja koji podržavaju visoki tlak ubrizgavanja tijekom većeg dijela ubrizgavanja će najvjerojatnije dovesti do većeg broja malih kapljica. Ovo poboljšava ukupni omjer površine prema volumenu kapljica, čime se povećava njihovo isparavanje i brzina miješanja. [2]



Slika 11. Tranzijentna promjena u distribuciji veličine kapljica [2]

4.15 TRI FAZE DIZELSKOG IZGARANJA

Dizelsko izgaranje je složeno i uključuje fizičke i kemijske korake koje su opisali mnogi. Izgaranje se sastoji od tri različite faze koje su:

- Zakašnjenje zapaljenja
- Izgaranje prethodno miješane smjese
- Kontrolirano izgaranje [2]

4.15.1. Zakašnjenje zapaljenja

Zakašnjenje zapaljenja kod izgaranja u dizelskim motorima je vrijeme potrebno nakon početka ubrizgavanja kod procesa predzapaljenja za proizvodnju jezgre zapaljenja i stvaranja vidljivog izgaranja. Trajanje zakašnjenja zapaljenja je jedan od najvažnijih kriterija, zbog velikog utjecaja na proces izgaranja, mehanička naprezanja, buku motora i ispušne plinove. Za razliku od benzinskih motora, gdje izgaranje počinje električnom iskrom na jednom mjestu, izgaranje u dizelskom motoru počinje samozapaljenjem jezgre na brojnim mjestima u

komori izgaranja. Slika 12 daje pregled fizikalnih i kemijskih koraka nastalih prije, koji dovode do samozapaljenja.



Slika 12. Sažetak koraka prije i poslije samozapaljenja [2]

Fizički procesi uključeni u zakašnjenju zapaljenja (ID) su:

- raspadanje mlaza i formiranje kapljica
- miješanje goriva i zraka
- zagrijavanje tekućeg goriva i isparavanje
- difuzija isparenog goriva u zraku kako bi se dobila smjesa za izgaranje

Ovaj korak se naziva pripremanje smjese iako može sadržavati i više od samog pripremanja. U pripremu smjese je uključeno gibanje zraka provedeno kroz poseban usis, prijenos topline na zrak koji struji kroz usisni otvor, povijest temperature zraka, kao i temperatura neposredno prije ubrizgavanja te bilo koji drugi parametri koji mogu utjecati na kvalitetu smjese goriva i zraka. Većina, ako ne i svi, od tih koraka su fizikalne prirode te se provode u izuzetno kratkom vremenskom periodu.

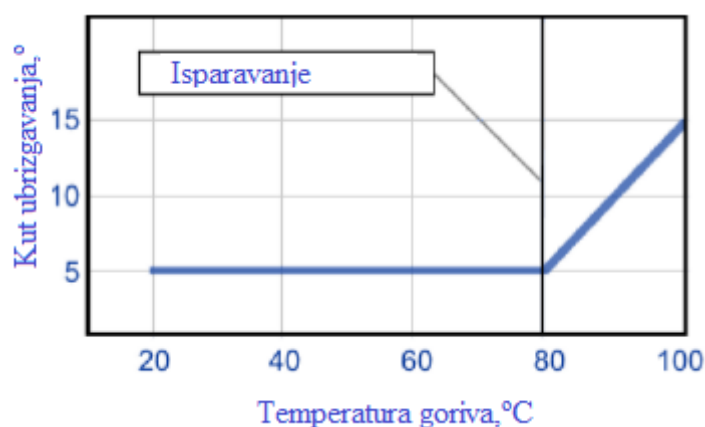
Kemijski procesi koji se događaju u periodu zakašnjenja zapaljenja su:

- Oksidacija predplamena prethodno miješanog goriva
- Lokalizirano zapaljenje koje se dešava na nekoliko mjesta unutar komore izgaranja

Nakon lokaliziranog zapaljenja stvara se dovoljno topline za :

- Raspadanje teških ugljikovodika u lakše komponente i formiranje radikala nastalih samim izgaranjem
- Kemijske reakcije predzapaljenja između raspadnutih komponenti i kisika

Teško je povući jasnu crtu koja razdvaja fizikalne i kemijske procese, jer se preklapaju. Kemijski procesi počinju nakon što pare goriva ostvare kontakt sa zrakom. U vrlo ranim fazama ubrizgavanja, međutim, masa para goriva koja prolazi kroz kemijsku reakciju premalena je da uzrokuje bilo kakve vidljive pojave izgaranja. Stoga, ranim fazama predpaljenja dominiraju fizikalni procesi koji rezultiraju formiranjem gorive smjese. Kasnijim fazama predpaljenja dominiraju kemijske promjene koje dovode do samozapaljivanja. U stvarnim dizelskim motorima temperatura goriva u ubrizgaču je viša od sobne temperature zbog prijenosa topline iz tijela ubrizgača na gorivo i rada pumpe za ubrizgavanje. Za održavanje temperature tijela ubrizgača na prihvatljivoj razini, više goriva cirkulira kroz ubrizgač i vraća se u spremnik za gorivo. Dakle, mlaz goriva često se formira sa zagrijanim gorivom i to ima utjecaj na oblikovanje samog mlaza. Slika 13 prikazuje odnos između temperature goriva i kut konusa raspršivanja. [2]



Slika 13. Odnos između temperature goriva i kuta ubrizgavanja goriva [2]

Isparavanje goriva može biti zbog potpunog/djelomičnog isparavanja ili prijenosa topline na tekuće gorivo s plinova ili površina stijenki. Trenutno isparavanje je rezultat naglog pada tlaka goriva pri ubrizgavanju pri vrlo visokim tlakovima. Ti tlakovi obično prelaze kritične tlakove većine sastojaka goriva. Na primjer, kritični tlakovi n-oktana, 1-dekana, i n-dodekana su 2,49 MPa, 2,14 MPa te 1,88 MPa. Dizelska goriva sadrže ugljikovodike teže od ovih te se njihovi kritični tlakovi smanjuju s povećanjem broja ugljika (brojem ugljikovih atoma u molekuli). Nakon ubrizgavanja, tlak goriva padne na tlak cilindra zraka koji je u rasponu od 2.41-5.86 MPa. Viši tlakovi se mogu postići u motorima s turbopuhlima.

Osim što vrsta goriva, temperatura i uvjeti tlaka utječu na zakašnjenje zapaljenja, na njega utječe još lokalni omjer zraka i goriva. Konačna brzina izgaranja ovisi o brzini isparavanja

goriva, ali u suštini na vjerojatnost da će se ispareno gorivo miješati sa zrakom i formirati stehiometrijsku smjesu zraka i goriva spremnu za izgaranje. Važna stvar je zapamtiti da, iako dolazi do paljenja u fazi pare, oksidacijske reakcije mogu se nastaviti u tekućoj fazi između molekula goriva i kisika otopljenog u kapljicama goriva.

Budući da osobine zapaljenja utječu na kašnjenje zapaljenja, sposobnost goriva da se zapali je vrlo važna u određivanju karakteristika rada dizelskih motora. Učinkovitost pretvorbe goriva, glatkoća rada, emisija dima, buke i lakoća startanja ovisi o kvaliteti zapaljenja. Cetanski broj goriva koristi se za definiranje njegove kvalitete zapaljenja. Cetanski broj određuje se usporedbom kašnjenja paljenja goriva s onom primarnom referencom smjese goriva u standardiziranom testu motora. Za niskocetanska goriva s predugim kašnjenjem zapaljenja, većina goriva ubrizgava se prije nego li dođe do zapaljenja, što rezultira vrlo brzim izgaranjem, s visokim stopama porasta tlaka. Pod ekstremnim uvjetima, kada se dogodi samozapaljenje većine ubrizganog goriva, to daje zvučni signal, često se naziva „dizel kucanje”. Za goriva s većim cetanskim brojem, uz kraće zastoje zapaljenja, zapaljenje se događa prije nego se većina goriva ubrizga. Stope oslobađanja topline i porasta tlaka zatim su pod kontrolom prvenstveno stopom ubrizgavanja i miješanja goriva i zraka, i boljim rezultatima rada motora.

Cetanska ljestvica je definirana mješavinom dvaju čistih referentnim gorivima. Cetanski (n-heksadekan, $C_{16}H_{34}$), ugljikovodik s visokom kvalitetom paljenja predstavlja vrh ljestvice, cetanskog broja 100. izocetane, heptametillonan (HMN), koji ima vrlo nisku kvalitetu zapaljenja, predstavlja dno ljestvice, cetanski broj 15. prema tome, cetanski broj (CN) se dobiva:

$$CN = \%ncetan + 0.15 \cdot (\%HMN) \quad (6)$$

Motor koji se koristi u određivanju cetanskog broja je standardizirani jednocilindrični motor s varijabilnim kompresijskim omjerom s posebnom opremom za opterećenjem i instrumentacijom. Motor, radni uvjeti, kao i postupak ispitivanja su navedeni u ASTM D613 metodi. Operativni zahtjevi uključuju:

- broj okretaja motora od 900 okr/min
- temperatura rashladnog fluida od 100 ° C
- temperatura usisnog zraka 65,6 ° C
- injekcijsko vrijeme od 13 ° prije GMT

- tlak ubrizgavanja od 10.3 MPa

Motor radi u ovim uvjetima sa gorivom čiji cetanski broj se utvrđuje, a omjer kompresije je raznolik dok izgaranje ne započne u GMT, odnosno, kašnjenje paljenja od 13° (2,4 ms na 900 okretaja u minuti) se provodi. Gore navedeni postupak se ponavlja pomoću mješavine referentnog goriva. Svaki put kada se referentno gorivo isproba, omjer kompresije se namješta tako da se dobije isto zakašnjenje zapaljenja od 13° .

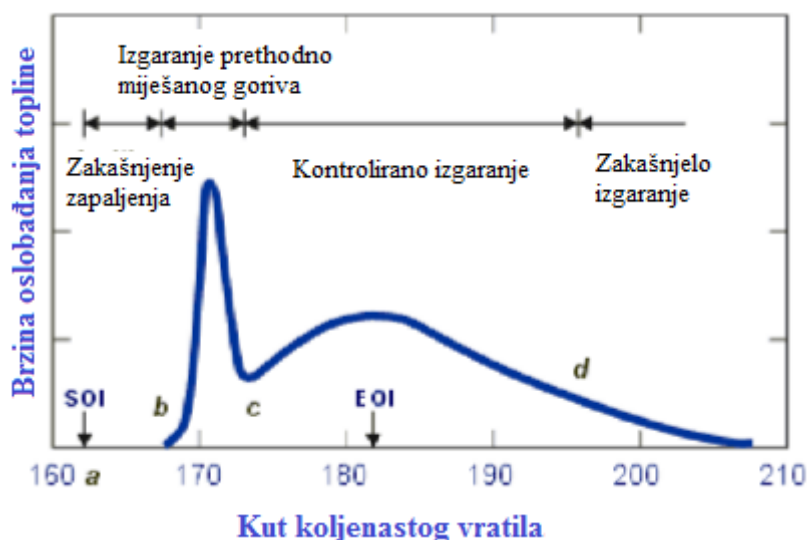
Kada je omjer kompresije potreban za stvarno gorivo ograničen vrijednostima dviju referentnih mješavinama koje se razlikuju za manje od pet cetanskih brojeva, cetanski broj goriva određuje se interpolacijom između omjera kompresije koji su potrebni tim mješavinama. Da bi se izbjegao trošak eksperimentalnog određivanja cetanskog broja, razvijene su mnoge korelacije koje predviđaju kvalitetu zapaljenja na temelju fizikalnih svojstava dizelskih goriva. Izračunati cetanski indeks (CI) često se koristi za procjenu kvalitete zapaljenja dizelskih goriva (ASTM D976 i D4737). Temelji se na API gustoći i srednjem vrelištu (50% temperature isparavanja). Njegova uporaba prikladna je za većinu dizelskih goriva i daje brojeve koji se prilično dobro podudaraju s cetanskim brojem. Također se koristi i dizelski indeks. Temelji se na činjenici da je kvaliteta paljenja povezana s ugljikovodičnim sastavom: n-parafini imaju visoku kvalitetu zapaljenja, a aromatski ugljikovodici i naphteni imaju nisku kvalitetu zapaljenja. Anilinska točka (ASTM D611 - najniža temperatura na kojoj se jednaki volumeni goriva i anilina dolaze u stanje međusobnog miješanja) koristi se, zajedno s API gustoćom, kako bi se dobio dizelski indeks:

$$\text{Dizel Indeks} = \text{anilinska točka } (^{\circ}\text{F}) \cdot (\text{API gustoća}/100) \quad (7)$$

Dizelski indeks ovisi o činjenici da se aromatski ugljikovodici potpuno miješaju s anilinom pri relativno niskim temperaturama, dok parafini zahtijevaju znatno veće temperature prije nego što se dovedu u stanje potpunog miješanja. Slično tome, visoka API gustoća označava nisku specifičnu težinu i visoku parafinsku kvalitetu, kao i dobru kvalitetu zapaljenja. Dizelski indeks obično daje vrijednosti malo iznad cetanskog broja. [2]

4.15.2. Izgaranje prethodno miješane smjese

Pojam izgaranja prethodno miješane smjese odnosi se na izgaranje dijela goriva ubrizgavanog tijekom razdoblja zakašnjenja zapaljenja, označeno kao b na slici 14. Taj dio goriva bio bi podvrgnut atomizaciji, isparavanju i kemijskim reakcijama predzapaljenja. Ovaj dio bi bio pomiješan sa zrakom u kemijski ispravnom omjeru i spreman je za zapaljenje nakon postizanja odgovarajuće temperature (temperatura samozapaljenja). Kada dođe do samozapaljenja, prethodno miješani dio goriva gori pri vrlo visokoj brzini (b do c na slici 14), stvarajući visoku temperaturu, kao i tlak u komori izgaranja. Preostalo gorivo koje nije uključeno u izgaranje prethodno miješane smjese nije ubrizgano, ispareno ili pomiješano s zrakom. Moglo bi biti previše siromašno ili previše bogato da se zapali. Karakteristična buka dizelskih motora također je povezana s ovom fazom. Općenito je prihvaćeno da je brzina porasta tlaka koja nastaje iz izgaranja prethodno miješanog goriva proporcionalna intenzitetu buke u dizelskim motorima. [2]

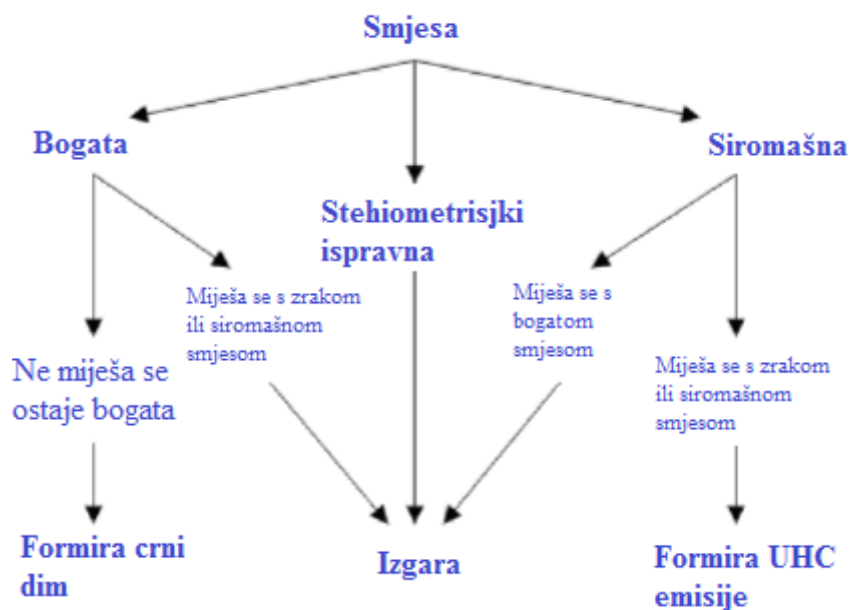


Slika 14. Faze izgaranja u dizelskim motorima [2]

4.15.3. Kontrolirano izgaranje

Ravnoteža goriva koje nije sudjelovalo u izgaranju prethodno miješane smjese predstavlja dio goriva iskorištenog tijekom cijelog ciklusa. U fazi kontroliranog izgaranja, ovo gorivo kontrolira brzinu izgaranja koja ovisi o brzini miješanja s zrakom u svrhu stvaranja smjese za izgaranje. Ovu fazu karakterizira manja najveća vrijednost oslobađanja topline nego što je postignuta u fazi s prethodnim miješanjem. Faza kontroliranog izgaranja se često naziva difuzijsko izgaranje i prikazana je krivuljom između točaka c i d na slici 14.

Slika 15 prikazuje korake izgaranja triju vrsta smjese; bogate, stehiometrijske i siromašne. Za stehiometrijski omjer, izgaranje je potpuno, a produkti su uglavnom voda i ugljikov dioksid. Za bogate smjese postoje dvije mogućnosti. Ako smjesa ostane bogata, izgaranje će biti nepotpuno i to će se očitovati proizvodnjom čađe. Druga je mogućnost da bogata smjesa pronađe siromašnu smjesu ili dodatni zrak s kojim se miješa, stvarajući ukupnu stehiometrijsku smjesu gdje se postiže potpuno izgaranje.



Slika 15. Tri načina od smjese do izgaranja [2]

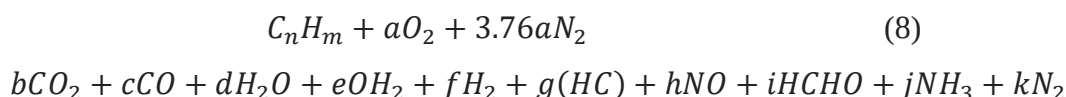
Treća vrsta smjese prikazane na slici 15 je siromašna. Ova mješavina također će imati dva potencijalna puta. Ako se miješa s siromašnom smjesom ili samo zrakom, neće učinkovito izgarati i proizvest će neizgorene ugljikovodike najvjerojatnije u plinovitom stanju. Međutim, ako se siromašna smjesa pomiješa s bogatom smjesom ili više goriva i dostigne stehiometrijski omjer, tada će potpuno izgorjeti.

Dok se proces izgaranja tretira kao da se sastoji od tri različite faze, neki bi željeli razmotriti četvrtu fazu koja opisuje aktivnost u završnoj fazi neposredno prije otvaranja ispušnog ventila. U ovoj završnoj fazi preostalo gorivo koje nije izgorjelo nastaviti će gorjeti, možda na znatno manjoj brzini kao što je prikazano na slici 14. Osim toga, gorivo koje je moglo izgorjeti u kontroliranoj fazi moglo je stvoriti ugljik, a time i dodatnu energiju ukoliko dođe do oksidacije. Uvjeti u ovoj fazi još uvijek nisu ujednačeni u smislu raspodjele temperature i kemijskih sastavnica. Stoga, sve dok postoji gibanje u cilindru, miješanje će se postizati i

omogućiti da gorivo, kao i djelomično spaljeni produkti, potpuno izgore. Ova kasna faza izgaranja je prikazana segmentom od d do e na slici 14. [2]

5. NAJUTJECAJNIJI PARAMETRI NA IZLAZNE KARAKTERISTIKE MOTORA

Iako izgaranje u dizelskim motorima nije predmet ove rasprave, alternativno postupanje s masenom ravnoežom u kontrolnom volumenu može biti korisno, u ovome slučaju u cilindru. Pojednostavljeni izraz zakona očuvanja mase može se ograničiti vrstama reaktanata i reakcijskim produktima kao što su gorivo (C_nH_m) i zrak (uglavnom dušik i kisik) koji reagiraju jedni s drugima u odgovarajućem okruženju i stvaraju ispušne sastojke kako slijedi:



U jednadžbi 13, C_nH_m predstavlja ugljikovodično gorivo koje reagira sa zrakom koji se sastoji od kisika i dušika u volumnom omjeru od 20,99 do 79,01%. Iz toga proizlazi da bi za svaki mol kisika u reakciji bilo prisutno 3,76 mola dušika. Većina vrsta ispušnih plinova su CO_2 , H_2O , N_2 , a u dizelskim motorima je višak i O_2 . U stvari, ove vrste čine oko 99% ispušnih plinova iz motora, ostavljajući samo 1 % za ostale ispušne plinove koji su uglavnom spojevi nepoželjnih vrsta.

Na temelju izmjerene molarne mase dizelskih goriva i omjera ugljik-vodik, prosječna kemijska formula za dizelsko gorivo se može izračunati. Sljedeći izračun temelji se na molarnoj masi dizelskih goriva od 191 (određeno UOP Metodom 375-86). Budući da su molarne mase ugljika 12.0111 i vodika 1.00797, oznaka ugljikovodika dizelskih goriva može se odrediti na sljedeći način:

$$12.0111n + 1.00797m = 191 \quad (9)$$

Iz stvarne analize, svaki kg dizelskih goriva sadrži 0,8616 kg ugljika ili:

$$0.8616 \text{ kg} \frac{C}{12.0111} = 0.07173 \text{ kmol } C \quad (10)$$

Analogno tome

$$0.1251 \text{ kg} \frac{H}{1.00797} = 0.12411 \text{ kmol } H \quad (11)$$

Iz jednadžbi 10 i 11, dobiva se omjer vodika i ugljika

$$\frac{m}{n} = \frac{H}{C} = 0.12411/0.07173 \quad (12)$$

Rješavanjem jednadžbi 9 i 12 možemo definirati dizelsko gorivo kao $C_{13.883}H_{24.053}$. Budući da su dizelska goriva mješavine ugljikovodika različitih spojeva, nailazit će se na varijacije u gore navedenim omjerima ugljika i vodika. [2]

5.1 STEHIOMETRIJSKI OMJER U DIZELSKOM IZGARANJU

Nakon što je sastav dizelskih goriva određen, stehiometrijski omjer je jednostavno izračunati. Prema definiciji, stehiometrijski omjer je omjer zraka i goriva koji, pri potpunom izgaranju, u produktu ostavlja CO_2 , H_2O i N_2 . Ponekad se naziva kemijski ispravan omjer. Primjena ove definicije na dizelsko gorivo iz prethodnog poglavlja daje sljedeće: [2]

$$C_{13.883}H_{24.053} + 94.744[0.21O_2 + 0.79N_2] + 13.883CO_2 + 12.026H_2O + 74.848N_2 \quad (13)$$

Iz jednadžbe 13 molarni omjer zrak / gorivo je 94,744 kmol zraka / kmol goriva. Na masenoj osnovi omjer zrak / gorivo može se izračunati na sljedeći način:

$$\left[94.744 \frac{\text{kmol zraka}}{\text{kmol goriva}} \right] \cdot \left[\frac{28.97 \text{ kg zraka}}{\text{kmol zraka}} \right] \cdot \left[\frac{\text{kmol goriva}}{191 \text{ kg goriva}} \right] = 14.37 \frac{\text{kg zraka}}{\text{kg goriva}} \quad (14)$$

5.2 DODATNI PARAMETRI PERFORMANSE I NJIHOVA DEFINICIJA

Nakon mjeseci i godina projektiranja motora potrebno je provesti ispitivanje mogu li sve pretpostavke dizajna i izbori uistinu učinkovito provoditi predviđene rezultate

performansi motora. Da bi se u potpunosti procijenilo ono što motor može napraviti, inženjer mora biti dobro upućen u znanost o testiranju motora, uključujući laboratorijske alate dizajnirane za tu svrhu, parametre evaluacije i performansi, metode ispitivanja, tumačenje rezultata, statističke alate, kalibraciju opreme i održavanje opreme za ispitivanje i analizu. Od značaja za krajnjeg korisnika je sljedeće:

- Trošak nabave motora
- radne karakteristike motora (izlazna snaga i brzina)
- Trošak rada motora (potrošnja goriva i održavanje)
- Pouzdanost motora i njegova trajnost
- Profil ispuštanja ispušnih plinova motora i troškovi ekološke prihvatljivosti.

Naravno, važnost bilo koje od ovih stavki ovisit će o specifičnoj primjeni motora. Dakle, prioriteti moraju biti uspostavljeni prije nabave motora kako bi se odrazila svrha za koju će se motor koristiti. Ipak, postoje uobičajene metode koje se koriste za procjenu performansi motora i njihovih emisijskih profila. U ovom su odjeljku parametri performansi motora, alati i metode ispitivanja će biti opisani. [2]

5.3 IZLAZNA SNAGA

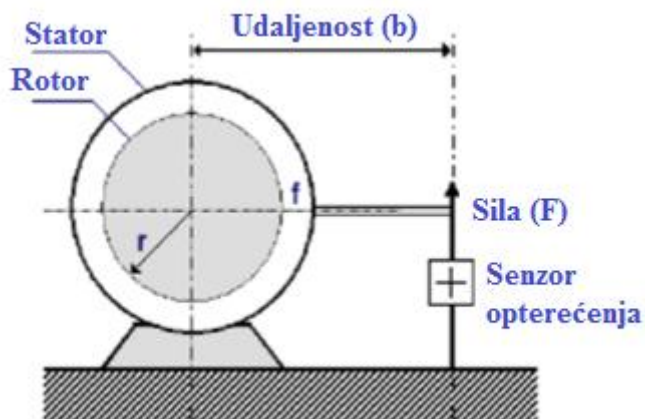
Od primarne važnosti za dizajnera, inženjera razvoja motora, krajnjeg korisnika i druge u industriji je izlazna snaga motora. Izlazna snaga je definirana maksimalnim zakretnim momentom pri određenoj brzini motora. Maksimalna snaga motora, ponekad nazivana nazivnom snagom, definirana je kako slijedi:

$$Izlazna\ snaga = (T \cdot N)/konstanta \quad (15)$$

Gdje T je zakretni moment motora u Nm, a N je broj okretaja motora u minuti. Pojam zakretnog momenta u jednadžbi 15 navodi na traženje općenitije definicije snage uzimajući u obzir temeljnu svrhu korištenja motora. Motor vrši rad koji se koristi u različitim primjenama, a snaga je brzina izvođenja rada. Najčešća metoda mjerenja snage je uređaj dizajniran za kočenje motora i nazvan je dinamometar. Postoje mnoge vrste dinamometara, ali svi imaju određene zajedničke značajke. Većina dinamometara izrađena je s satorom koji se ne rotira i spojen je elektromagnetski na rotor, kao što je prikazano na slici 16. Rotor je druga glavna

značajka dinamometra i koncentrična je s statorom. Također je povezan s motorom i okreće se oko iste osi kao i stator. U elektromagnetskim dinamometrima rotor se pokreće motorom, a električno polje u statoru pokušava se suprotstaviti njegovom kretanju.

Nastala elektromagnetska sila (F) mjeri se senzorom opterećenja koji je smješten na udaljenosti (b) od središta senzora opterećenja kao što je prikazano na slici 16. Produkt sile (F) i udaljenost (b) definira zakretni moment.



Slika 16. Shematski prikaz dijagrama dinamometra motora [2]

$$T = F \cdot b \quad (16)$$

U jednom okretaju, rotor prelazi udaljenost $2\pi r$ pri sili otpora F , stoga je izvršeni rad u jednom okretaju:

$$W = 2\pi r F \quad (17)$$

Zakretni moment rotora (Rf) mora biti uravnotežen s vanjskim zakretnim momentom koji je produkt (Fb) i ovaj odnos se može prikazati kao:

$$Rf = Fb \quad (18)$$

Supstitucijom jednadžbe 18 u 17, rad možemo izraziti kao:

$$W = 2\pi Fb \quad (19)$$

Korištenje odnosa iz jednadžbe 16 kako bi se izrazio rad u jedinici vremena dobiva se sljedeći izraz:

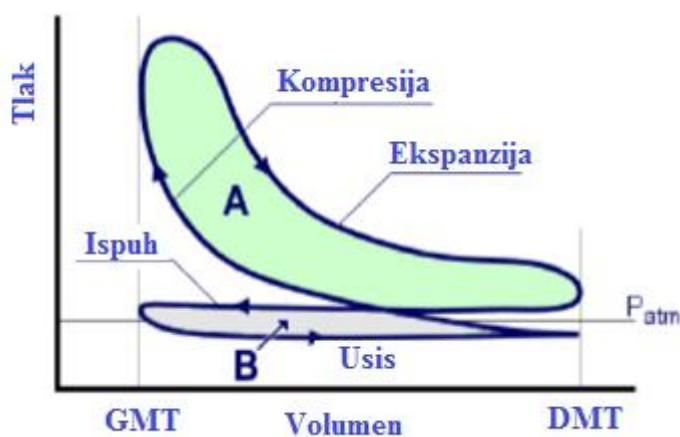
$$\text{Rad u jedinici vremena} = 2pTN \quad (20)$$

Budući da je snaga definirana kao brzina izvođenja rada, možemo napisati sljedeće:

$$\text{Rad u jedinici vremena} = \text{Snaga} = 2pTN \quad (21) [2]$$

5.4 INDICIRANA SNAGA

Snaga kočenja, kao što je gore opisano, tako je nazvana po metodi koja se koristi za njenu izračun. Snaga kočenja je dobra mjera za izračun korisne snage koju proizvodi motor. Indicirana snaga je snaga koja se proizvodi izravnom primjenom tlaka plina na površini klipa. Integriranjem tlaka cilindra tijekom potpunog ciklusa sagorijevanja može se dobiti vrijednost tlaka ciklusa koja se može koristiti za izračunavanje indicirane snage.



Slika 17. Dijagram tlaka i volumena [2]

Na slici 17 tlak primijenjen na površinu klipa je (područje A - područje B). Područje A je obrubljeno strelicama u smjeru kazaljke na satu i smatra se pozitivnim pritiskom na klip. To je konvencionalni način, a ne čisto znanstveni način jer tijekom kompresijskog hoda, klip tlači plin. Slično razmatranje se odnosi na područje B, gdje se ponovno nalazi klip koji gura ispušne plinove dok se kreće od DMT do GMT. Područje B često se smatra količinom

gubitaka. Osim područja B, gubici trenja također se oduzimaju od naznačenog pritiska kako bi se dobila kočena snaga. Drugim riječima:

$$\text{Indicirana snaga} = \text{snaga kočnice} + \text{snaga pumpanja} + \text{snaga trenja} \quad (22)$$

U motorima s turbopuhlima gubici pri pumpanju su relativno mali i mogu se zanemariti te je izraz slijedeći: [2]

$$\text{Indicirana snaga} = \text{snaga kočenja} + \text{snaga trenja} \quad (23)$$

5.5 MEHANIČKA UČINKOVITOST

Pojam "snaga trenja" u jednadžbi 23 uključuje snagu koja je potrebna za ispuštanje ispušnih plinova, uvođenje svježeg zraka, svladavanje trenja klipnog prstena / trenja na košuljici, trenja ležajeva i pogona komponenti motora. Mehanička učinkovitost može biti definirana kao omjer korisne snage (snage kočenja) prema dostupnoj snazi (indicirana snaga). U matematičkom obliku može se izraziti na sljedeći način:

$$\text{Mehanička učinkovitost} = (\text{snaga kočenja})/(\text{indicirana snaga}) \quad (24)$$

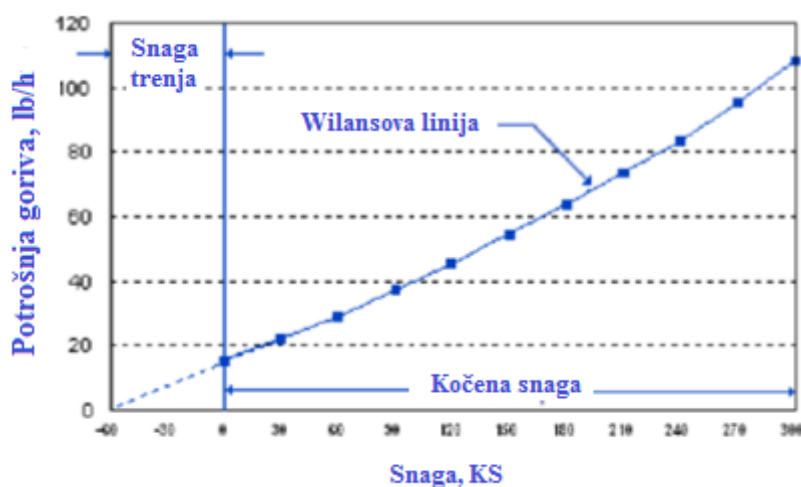
Ili

$$\eta_{meh} = \frac{P_b}{P_i} = 1 - P_f/P_i \quad (25)$$

Gdje je P_i indicirana snaga, P_b kočena snaga, a P_f snaga trenja. Obično se gubici uslijed trenja povećavaju s brzinom motora. Procjena snage trenja se može dobiti iz odnosa normalne snage kočenja motora i potrošnje goriva. Primjer je prikazan na slici 18 gdje se dobiveni podaci o snazi kočenja i potrošnje goriva pri konstantnoj brzini motora mogu koristiti kako bi se izračunla snaga trenja. Postavljanjem snage kočenja na X-os i potrošnje goriva na Y-os, podaci od nula do 300 konjskih snaga prikazani su skoro ravnom linijom, osim pri visokim izlaznim točkama. Budući da je ova linija proširena na lijevu stranu i presijeca X-os, daje nam procjenu snage trenja kao što je prikazano na slici 18. Na mjestu gdje ta linija presijeca vertikalnu liniju pri izlaznoj snazi 0, potrošnja goriva potrebna za prevladavanje trenja motora pri toj brzini se može iščitati (oko 6.80 kg/h u ovom slučaju). Linija koja opisuje kočenu snagu motora prema potrošnji goriva, njezino produženje ulijevo, prikazano u točkastoj liniji

te procijenjena potrošnja goriva za trenje pripisana je Englezu po imenu Willans, a time i naziv koji se dodjeljuje ovoj karakterističnoj liniji.

Iako dizelski motori uobičajeno rade pri kontinuiranim opterećenjima, njihov rad pri velikim brzinama zahtijeva veće količine zraka koji ulazi u cilindar kroz uski otvor usisnog ventila i uzrokuje povećanje gubitaka pumpanja te smanjenje volumetrijske učinkovitosti. Zbog ovoga i drugih razloga, u suvremenim motorima područje ventila je povećano uvođenjem dvaju usisnih ventila po cilindru umjesto samo jednog. [2]



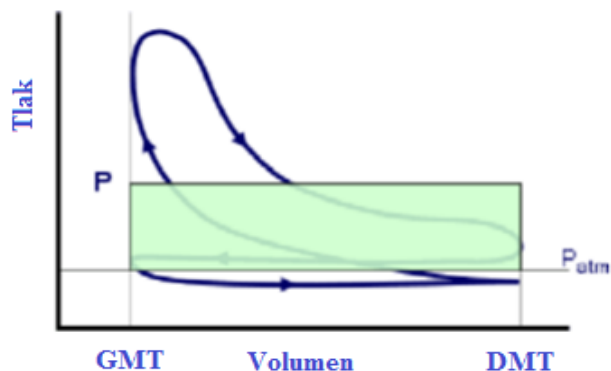
Slika 18. Willansova linija [2]

5.6 SREDNJI INDICIRANI EFEKTIVNI TLAK

Područje A na Slici 17 opisano je kao područje koje prikazuje rad fluida na površinu klipa. Tlak koji nastaje procesom izgaranja, kao funkcija volumena klipa, djeluje na površinu klipa kako bi se proizvela snaga. Navedeni srednji indicirani efektivni tlak ($imep$) je rad koji plin obavi na klipu po jedinici volumena. Sljedeći je izraz $imepa$:

$$imep = \eta_{meh} \left(\frac{P_i}{V_d} \right) dV \quad (26)$$

Na slici 25 prikazan je srednji indicirani efektivni tlak. [2]



Slika 19. Grafički prikaz srednjeg indiciranog efektivnog tlaka [2]

5.7 SREDNJI EFEKTIVNI TLAK KOČENJA

Dok je imep oblik tlaka koji djeluje na površinu klipa, srednji efektni tlak kočenja može se opisati kao dio imep-a koji daje korisnu snagu. On predstavlja rad nakon oduzimanja gubitaka trenjem, pumpanja te ostalih parazitskih gubitaka. Najveći od ovih gubitaka je gubitak trenjem. Postoji odnos proporcionalnosti između srednjeg efektivnog tlaka kočenja (bmep) i zakretnog momenta motora. Umjesto korištenja zakretnog momenta koji ovisi o veličini motora, bmep je poželjan jer je normaliziran parametar kao što je navedeno u jednadžbi 27.

$$bmep = \eta_{meh} \left(\frac{P_b}{V_d} \right) dV \quad (27)$$

Drugi korisni odnosi za bmep dani su u jednadžbama 25 i 26. Numerički, bmep se može izračunati korištenjem njegovog proporcionalnog odnosa prema zakretnom momentu kao što je prikazano u jednadžbama 28 i 29 za dvotaktne i četverotaktne motore.

$$bmep = 75.4 \cdot T/CID, \text{psi} \quad (28)$$

$$bmep = 150.8 \cdot T/CID, \text{psi} \quad (29)$$

Gdje je CID pomak motora u kubičnim centimetrima. Uobičajeno je uspoređivati motore na temelju njihovog bmep-a koristeći njihovu najveću vrijednost zakretnog momenta. Međutim, za precizniju usporedbu motora treba razmotriti cijelu bmep karakteristiku motora u odnosu na njihov raspon brzine. [2]

5.8 SPECIFIČNA POTROŠNJA GORIVA

Potrošnja goriva u masi po jedinici vremena normalno se bilježi tijekom ispitivanja motora. Jedan od načina procjene učinkovitosti motora je omjer potrošnje goriva i korisne snage. Rezultat ove matematičke obrade daje pojam specifične potrošnje goriva (bsfc). U biti, bsfc je mjera koliko goriva troši motor pri proizvodnji jedne konjske snage (vidi jednadžbu 36).

$$\text{bsfc} = (\text{potrošnja goriva po jedinici vremena})/(\text{izlazna snaga kočenja}), \text{lb/bhp} - \text{hr} \quad (36)$$

Motori s jednim cilindrom su popularni u istraživanju motora. Budući da je snaga proizvedena samo jednim cilindrom, trenje i parazitski gubici su neproporcionalno visoki u odnosu sa izlaznom snagom tih motora. U tim slučajevima, umjesto korištenja pojma bsfc, inženjeri računaju indiciranu specifičnu potrošnju goriva (ISFC). Izraz isfc izračunava se na temelju naznačene indicirane snage kako je navedeno u jednadžbi 30. [2]

$$\text{isfc} = \frac{\text{potrošnja goriva po jedinici vremena}}{\text{izlazna indicirana snaga}}, \frac{\text{lb}}{\text{bhp} \cdot \text{hr}} \quad (30)$$

5.9 VOLUMETRIJSKA UČINKOVITOST

Volumetrijska učinkovitost je mjera kvalitete dobave zraka motora. To je omjer mase zraka koji je uveden u motor tijekom njegova usisnog stapaja i teorijske mase zraka koja bi se mogla unijeti s obzirom na pomicanje tog motora. Jednadžba 31 stavlja ovaj odnos u matematički oblik.

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{\text{stvarna uvedena masa zraka}}{\text{teoretski moguća masa zraka s obzirom na pomak}} \quad (31)$$

Obert opisuje tu definiciju pogrešnim nazivom jer je to omjer dvije mase, a ne dva volumena. Ipak, to je konvencionalni način izračunavanja volumetrijske učinkovitosti jer se uzima u obzir gustoća zraka. [2]

5.10 SPECIFIČNA TEŽINA I VOLUMEN MOTORA

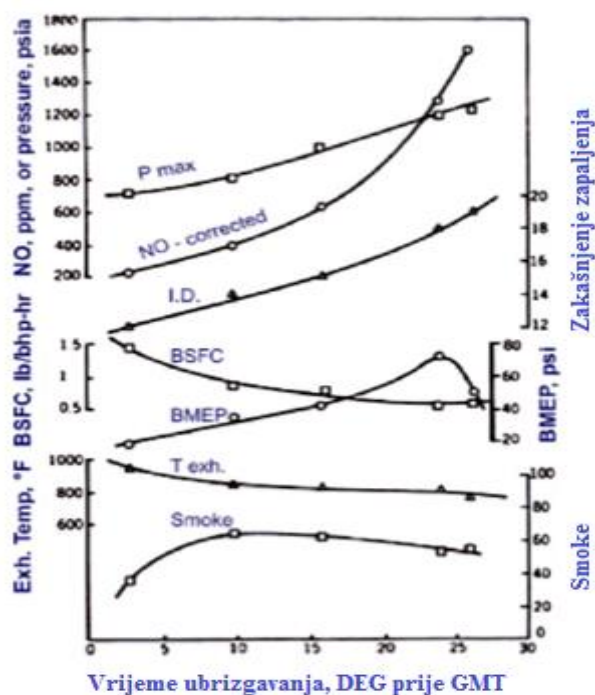
Ukupna težina i volumen motora su vrlo važni za pakiranje i troškove. Motori s pravim izlazom snage i karakteristikama okretnog momenta mogu imati različite volumene gdje bi najmanji volumen bio najveća prednost. Ne samo da je volumen motora vrlo važan, već i njegova težina. Što je lakši motor, to je veća prednost za određenu primjenu jer ne troši gorivo za prijevoz dodatne težine. Izrazi specifična masa motora i specifični volumen motora koriste se za usporedbu motora sličnih izlaznih snaga, koji imaju različite veličine i težine. Jednadžbe 32 i 33 daju izračun za specifični volumen i specifičnu težinu. [2]

$$\text{Specifični volumen} = (\text{Volumen motora})/(\text{Nazivna snaga}) \quad (32)$$

$$\text{Specifična težina} = (\text{Težina motora})/(\text{Nazivna snaga}) \quad (33)$$

6. 6. UTJECAJNE VELIČINE NA ISPUŠNE EMISIJE

Produljenjem vremena ubrizgavanja povećava se zakašnjenje zapaljenja. Razlog ovome je ubrizgavanje goriva pri manjem tlaku i manjoj temperaturi. Što je zakašnjenje zapaljenja duže, time je veći dio goriva ubrizgan tijekom tog razdoblja, a na taj način su bolje šanse miješanja goriva sa zrakom. Drugim riječima, što se prije ubrizga gorivo vrijeme zakašnjenja zapaljenja je veće (Slika 20), a time je veća i prethodno miješana smjesa goriva prije zapaljenja. Formiranje većih količina NO-a je obično vezano za prethodno miješani dio goriva.



Slika 20. Učinak vremena ubrizgavanja na NO i druge parametre [2]

Ukoliko je vrijeme ubrizgavanja zakašnjelo, doživljava se suprotan učinak. Kašnjenje zapaljenja je kraće što rezultira smanjenjem količinom prethodno miješanog goriva. Smanjenje količine prethodno miješanog goriva dovodi do niže razine stvaranja NO-a i prikazano je na slici 20. Budući da zakašnjenje vremena ubrizgavanja ima veliki utjecaj pri formiranju NO-a, postalo je učinkovito sredstvo kontroliranja emisije NO_x-a. Važna nuspojava za ovaj proces je povećanje potrošnje goriva, kao što je prikazano na dijagramu, osim ako nisu poduzete druge mjere kako bi se izbjegao gubitak u potrošnji goriva. [2]

6.1 UTJECAJ CETANSKOG BROJA

Goriva s visokim brojem cetana lakše isparavaju i brže se pale. Stoga su karakterizirani s kraćim razdobljima zakašnjenja zapaljenja. Prema tome, oni sadrže manje količine prethodno miješanog goriva, a time i manje emisije NO-a za isti BMEP u usporedbi s gorivima koji imaju niži cetanski broj. Kod goriva s niskim cetanskim brojem, zakašnjenje zapaljenja obično je duže i više goriva prisutno je u LFR-u kada počinje izgaranje. Ova veća količina prethodno miješanog goriva proizvodi veću temperaturu plina nakon izgaranja u ranoj fazi ciklusa te se više formira više NO-a u LFR-u-. [2]

6.2 VRTLOŽENJE

Kretanje zraka u cilindru utječe na brzinu miješanja goriva i zraka. Dok je visoko vrtloženje ili visoka razina kretanja zraka općenito poželjna, može se doživjeti prekomjerno vrtloženje. Dobar pokazatelj prekomjernog vrtloženja je pogoršanje potrošnje goriva i povećanje emisija HC, CO i čestica. Općenito, povećanje strujanja zraka poboljšava miješanje i potiče učinkovito izgaranje i formiranje više NO-a. Mehanizam odgovoran za povećanu formaciju NO-a je veća početna brzina otpuštanja topline. [2]

6.3 UČINAK RAZRJEĐIVANJA ULAZNOG ZRAKA

Razrjeđivanje naboja usisnog zraka postiže se kroz nekoliko metoda, uključujući dušik, vodu i recirkulaciju ispušnih plinova. Učinak razrjeđivanja ulaznog zraka je smanjenje stvaranja NO-a. Postoje dva mehanizma pri objašnjavanju razloga za smanjenje formiranja NO-a. Prvi je jednostavno pomicanje kisika, što znači da se unos normalnog kisika kroz punjenje svježeg zraka smanjuje ili mijenja razrjeđivačem koji je inertan ili ima manje kisika od svježeg zraka. Smanjenje količine kisika u cilindru dovodi do sporog izgaranja (niža stopa), a time i nižeg maksimalnog tlaka i temperature, kao i niže emisije NO-a. Drugo je objašnjenje da razrjeđivač djeluje kao toplinski izolator u procesu izgaranja. Razrjeđivači s visokom specifičnom toplinskim kapacitetom, poput vode, N₂ ili CO₂, najučinkovitiji su u smanjenju stvaranja NO-a. Njihov visoki specifični toplinski kapacitet u kombinaciji s njihovom znatno nižom temperaturom (u odnosu na temperaturu izgaranja) uzrokuje apsorpciju topline izgaranja, čime se smanjuje sama temperatura izgaranja a time i emisija NO-a. Ovo je jedno od načela na kojima se temelji primjena EGR-a u dizelskim motorima. [2]

6.4 FORMIRANJE ČESTICA U DIZELSKIM MOTORIMA

Od svih reguliranih emisija, najkontroverznija je emisija čestica. Emisija čestica (PM) definirana je kao bilo koja materija u ispuhu motora s unutarnjim izgaranjem koja se može uhvatiti na medij za filtriranje uzoraka na 52 ° C ili manje.

Gore navedena definicija PM koristi sveobuhvatni izraz "bilo koja materija" kako bi opisao ukupni dio PM-a. Općenito, čestice nastaju od organskih i anorganskih tvari koje u motor

ulaze zajedno s gorivom i zrakom. Jedan od glavnih sastojaka PM-a je ugljična tvar koja proizlazi iz heterogenog procesa izgaranja u dizelskim motorima. Male čestice ili jezgre izgaranja nastaju kao rezultat difuzije i plamenova miješanog goriva, a u slučaju plamenova, kao rezultat izgaranja bogatih i siromašnih smjesa. Istraživanja tih čestica, uključujući njihovo nastajanje u plamenu i njihov kemijski sastav, se provode. Prašina (u zraku) ili anorganski materijal (u gorivu ili aditivima goriva) mogu se pojaviti kao čestice u ispuhu (pepel, oksidi, itd.). Tragovi metala uslijed trošenja komponenti motora mogu se prenositi uljem za podmazivanje i eventualno doći u ispušni sustav, gdje se mogu uhvatiti na filter za uzimanje uzoraka.

Prisutnost sumpora u gorivu i ulju za podmazivanje doprinosi formiranju sulfatnih čestica. Dodatni problem povezan s sulfatima je zadržavanje vlažnosti koja može udvostručiti njihovu masu.

Konačno, ugljikovodici s visokim vrelištem i njihovi derivati također su uključeni u PM. Taj materijal, koji se naziva topljivom organskom frakcijom (SOF), sastoji se uglavnom od ugljikovodika dobivenih uljem za podmazivanje. Gubitak kontrole ulja uslijed nepravilnog uhodavanja košuljice cilindra ili trošenja klipnog prstena može biti glavni izvor potrošnje ulja i doprinos neizgorenog sadržaja čestica u ulju. Ostali topljivi organski sastojci uključuju neizgorjeno gorivo, unatoč visokoj učinkovitosti izgaranja koju prikazuju dizelski motori. [2]

6.5 OTPUŠTANJE UGLJIČNIH ČESTICA I OKSIDACIJA

Slika 21 predstavlja sažetak parametara dizelskih motora koji utječu na stvaranje čestica čađe i oksidaciju. Prvi dio grafikona predstavlja mehanizme koji dovode do stvaranja ugljičnih čestica, dok drugi dio grafikona predstavlja mehanizme njihove oksidacije. Podcrtani parametri na desnoj strani grafikona su sredstvo koje pomaže riješiti promatrani simptom. Gornja linija grafikona pokazuje da je povećanje količine nepotpuno miješanog goriva i njegov omjer ekvivalentnosti jedan od uzroka ugljičnog otpuštanja čestica. Dobar primjer nepotpunog izgaranja djelomično je sagorijevani ugljen u obliku čađe. Drugim riječima, ugljične čestice proizlaze iz difuzijskog sagorijevanja umjesto izgaranja dobro izmiješane smjese goriva i zraka čiji omjer je blizu ili jednak stehiometrijskom.

Difuzijsko gorenje očito bi bilo poboljšano pri ubrizgavanju veće količine goriva nakon početka paljenja. Još jedna mogućnost za veće difuzijsko spaljivanje je veći nemiješani dio goriva ubrizgan tijekom razdoblja odgode paljenja. Čimbenici koji mogu utjecati na difuzijsko spaljivanje su dakle razdoblje kašnjenja paljenja i fizički i kemijski događaji koji se u njemu odvijaju, kao i brzina i trajanje ubrizgavanja. Veće početne brzine ubrizgavanja obično povećavaju količinu prethodno miješanog dijela goriva i smanjuju ugljične čestice. Dulje trajanje ubrizgavanja povećava difuzijsko sagorijevanje povećanjem količine goriva ubrizganog nakon početka zapaljenja. Dizajneri sustava dizelskog izgaranja mogu imati nekoliko alata kako bi se izbjeglo prekomjerno difuzijsko sagorijevanje i emisija ugljika. Povećanje cetanskog broja poboljšava proces isparavanja i miješanja i smanjuje difuzijsko sagorijevanje i stvaranje čestica. Drugi parametar dizajna koji bi mogao pomoći je kompresijski omjer, budući da će njegovo povećanje pružiti veću količinu topline koju bi ubrizgano gorivo moglo iskoristiti za isparavanje, miješanje s zrakom i izgaranje kao prethodno miješana smjesa, a ne difuzijsko izgaranje.

Drugi pristup problemu kontrole čestica je njegova oksidacija nakon njenog stvaranja. Drugi dio grafikona na slici 21 predstavlja nekoliko alata za poboljšanje oksidacije ugljika nakon njegovog oslobađanja tijekom izgaranja. Povećanje raspoloživog vremena za proces izgaranja može dati dodatnu priliku za produkte nepotpunog izgaranja kako bi se pronašli izuzetno povoljni dijelovi goriva s kojima se mogu pomiješati. U prisutnosti visoke temperature u cilindru, oksidacija je pojačana, a ispuštanje ugljičnih čestica je smanjeno. Pružanje više vremena za proces izgaranja i oksidacije može se postići smanjenom brzinom motora. [2]

Otpuštanje ugljika



Oksidacija otpuštanja ugljika



Slika 21. Parametri dizelskih motora koji utječu na formiranje čađe i oksidaciju [2]

6.6 OSTALI IZVORI ČESTICA

Gubitak kontrole ulja, kvaliteta izgaranja, hladna početna emisija bijelog dima, neizgoreno gorivo i opći problemi s kvalitetom goriva su među uobičajenim uzrocima emisije čestica. Općenito, izvori čestica u dizelskim motorima mogu se kategorizirati na sljedeći način (izvori su navedeni nasumično, a ne nužno po doprinosu ukupnom broju čestica):

1. gubitak kontrole ulja
2. crni dim zbog prezasićenosti
 - više goriva
 - loše izgaranje
 - prijelazne vrijednosti
3. bijeli dim
 - hladni start

- pogrešno paljenje

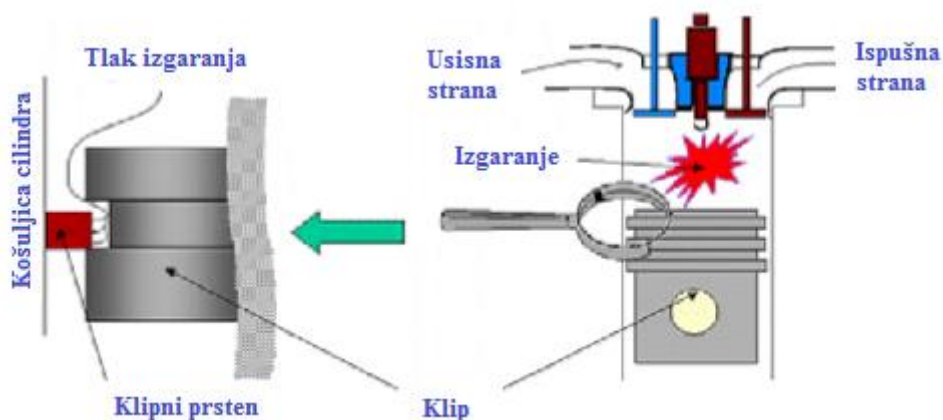
4. Ostala podrijetla ugljikovodika

- propuštanje mlaznice
- sekundarno ubrizgavanje
- naknadno ubrizgavanje

5. Kvaliteta goriva

- Sadržaj sumpora
- sadržaj aromatskih ugljikovodika
- cetanski broj

Gubitak kontrole ulja može biti rezultat mnogih područja unutar motora s unutarnjim izgaranjem. Nepravilno uhodavanje košuljice cilindra, nedostatak brtvljenja klipnog prstena, propuštanje ulja za podmazivanje kroz prevelike vodilice ventila, podmazivanje turbopuhala i nepravilnosti ležaja, produljeno vrijeme rada motora u praznom hodu i prevelika zračnost od klip-cilindar, pridonosi visokoj potrošnji ulja. Mlaznice ulja za podmazivanje obično su sastavni dio primjene velikih dizelskih motora. Ove mlaznice usmjerene su na donju stranu posude izgaranja kako bi se ohladilo cijelo područje krune klipa. Pretjerano protjecanje kroz ove mlaznice je pokazalo da uzrokuje veliku potrošnju ulja. Nadalje, iznenadna ubrzanja ili promjene s malog do velikog opterećenja su sklona stvaranju više neizgorenog ulja za podmazivanje, budući da brtvljenje prstena može biti manje nego poželjno. Pri niskom opterećenju, tlak izgaranja je nizak i uzrokuje smanjenje sile koja djeluje na stražnji dio klipnog prstena. Što je sila brtvenih prstenova manja, to je niža brtva i veća je potrošnja ulja. Ovo stanje je prikazano na slici 22.



Slika 22. Nedostatak brtvljenja klipnog prstena [2]

Formiranje čestica također može biti potaknuto nizom operativnih razloga motora. Na primjer, naglo ubrzanje se provodi trenutnim povećanjem dovoda goriva u motor. Općenito, dostupni zrak za učinkovito miješanje s ovim povećanim gorivom je manji nego što je potrebno. U atmosferskim motorima sposobnost brzog punjenja cilindra zrakom može biti spriječeno smanjenom volumetrijskom učinkovitosti; dok zaostajanje turbopuhala u motorima može uzrokovati trenutni pad tlaka zraka za punjenje. U obje konfiguracije motora dolazi do trenutačnog nedostatka zraka za napajanje i to dovodi do dodatne emisije ugljičnih čestica.

U hladnim ambijentima, toplina nastala kompresijom u većini DI motora s omjerom kompresije od 17 ili 18: 1 ne može podići dovoljno temperaturu komprimiranog zraka kako bi se gorivo isparilo, miješalo s zrakom i izgaralo. Stoga se gorivo djelomično isparava i izlazi iz ispušnog dijela i sustava u obliku bijelog dima. Taj se problem osobito pogoršava dodatnim usporavanjem vremena ubrizgavanja i prekomjernog hlađenja uputnog zraka, a prvenstveno je uzrokovan greškom paljenja.

Doprinos neizgorenih ugljikovodika u čestice već je spomenut. Curenje mlaznice, naknadna ubrizgavanja i sekundarna ubrizgavanja su glavni izvori ugljikovodika na bazi čestica. Ipak, osim ulja za podmazivanje, gorivo je glavni izvor čestica ako nema prave sastojke koji podržavaju dobro izgaranje ili se ne koristi ispravno. Visoka koncentracija sumpora i aromatskih ugljikovodika, zajedno s niskim cetanskim brojem su najbolji uvjeti za stvaranje visokog udjela čestica u ispušnim plinova. [2]

6.7 DIM U DIZELSKIM MOTORIMA

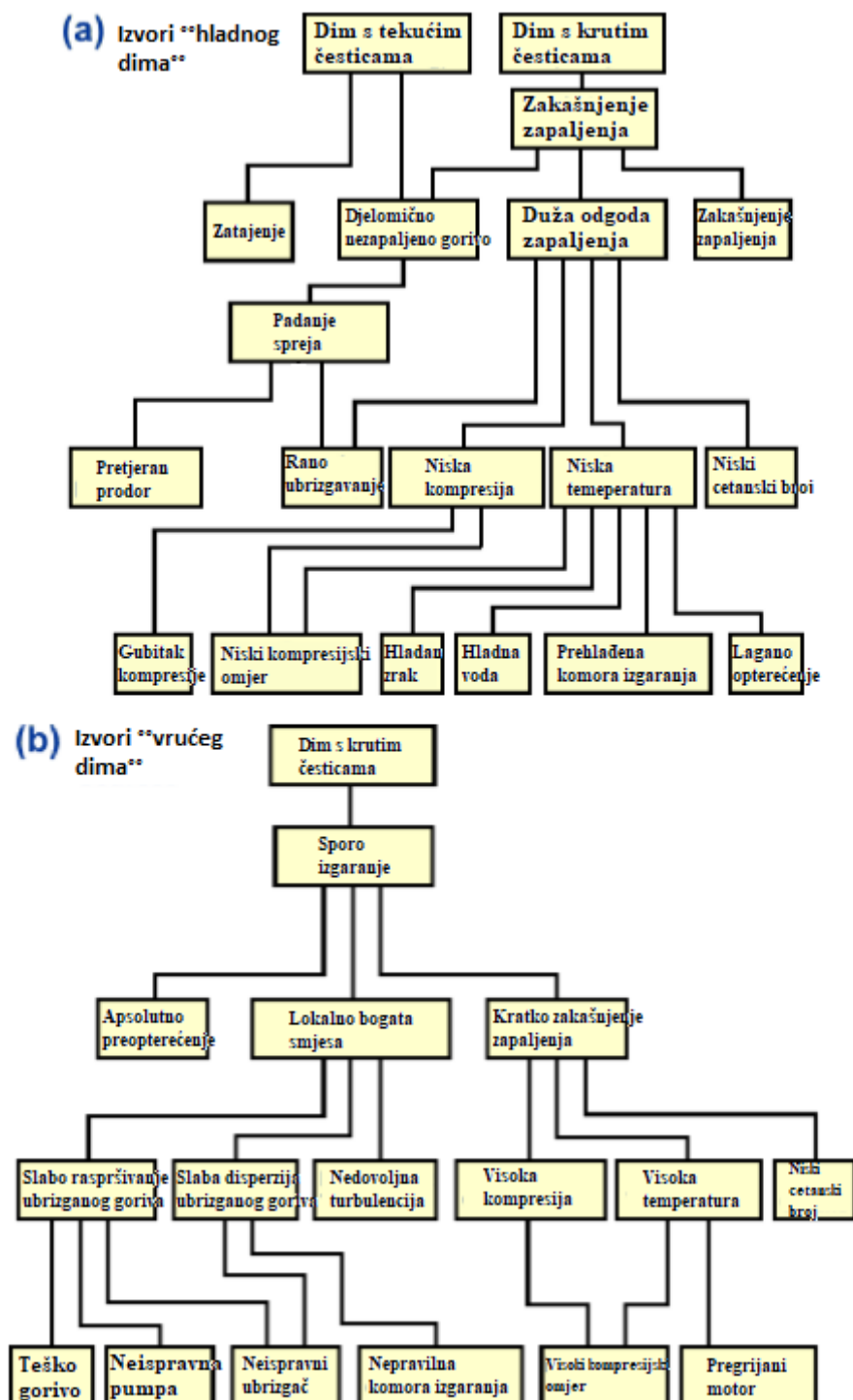
Dim u ispuhu dizelskih motora je naznaka lošeg izgaranja, što je posljedica prevelikog omjera Z / G ili djelomično isparenog goriva tijekom hladnih uvjeta startanja. Emisija dima, pogotovo ako je crn, najgori je neprijatelj dizela, budući da se emitira s jasnim pogledom na javnost, dajući dizelu svoj ugled prljavog motora. Društveni i ekološki pritisci tjeraju proizvođače dizelskih motora na projektiranje i proizvodnju motora koji su gotovo bez dima. Većina industrijaliziranih zemalja stoga je uvela propise različitih stupnjeva složenosti za kontrolu emisije dima.

Dim može biti u obliku čestica, bilo čvrstih ili tekućih zahvaćenih u ispušnim plinovima (aerosoli). Ometa, odražava ili reflektira svjetlost i uzrokuje prljavštinu struktura, kao i ograničavanje vidljivosti. Dim ispušnog sustava dizelskih motora može se klasificirati na sljedeći način:

1. Bijeli u izgledu pod izravnim osvjetljenjem, koji se sastoji od mješavine goriva i ulja za podmazivanje u neizgorenom ili djelomično izgorenom stanju. Ovaj oblik dima ponekad se naziva tekući dim ili magla.

2. Crni u izgledu, koji se sastoji od krutih čestica ugljika iz inače potpunog izgaranja goriva. Ovaj oblik dima često se naziva vrućim ili krutim dimom.

Klasifikacija izvora dizelskih dimova prikazana je na slici 14. Radi jasnoće prezentacije, grafikon je podijeljen na dva dijela, koji opisuju (a) "hladni dim", u tekućem i čvrstom stanju, i (b) "Vrući dim".



Slika 23. Izvori dima u dizelskim motorima [2]

U slučajevima kada je došlo do prekomjerne potrošnje ulja za podmazivanje, emitirani dim dolazi na nijansu plave ili sive boje. Plavi ili sivi dim je stoga indikacija da je motor došao do stanja u kojemu je potrebno provesti intenzivnije održavanje. Međutim, neizgoreno gorivo može se pojaviti i kao plavi dim ako je veličina kapljice oko 0,5 mikrona. Bijela komponenta, s druge strane, uglavnom je rezultat preniske temperature u komori izgaranja tijekom perioda

ubrizgavanja goriva. Ima veličinu kapljice od oko 1,3 mikrona. Taj se fenomen uglavnom događa tijekom hladnog pokretanja, pri niskim temperaturama okoline ili na velikoj nadmorskoj visini. Bijeli dim nestaje zagrijavanjem motora.

Bijeli dim također može biti posljedica goriva koje je prekasno ubrizgano u ciklusu izgaranja ili čak može biti pokazatelj greške u konstrukciji, u smislu da je kompresijski omjer prenizak ili je optimiziran zbog neodgovarajuće kombinacije radnih uvjeta. Nekoliko proizvođača odlučilo se koristiti grijače usisnih cjevovoda. To se obično uključuje oko 30 sekundi prije pokretanja motora u uvjetima hladnog starta. Također se uključuju i isključuju sve dok temperatura vode košuljice ne dođe na 25 do 27 ° C. Granice emisija NO_x-a u 1990-ima diktirale su da se vrijeme ubrizgavanja usporava i da se koristi među-hlađenje zrakom. Obje mjere dovode do povećane vjerojatnosti stvaranja bijelog dima.

Glavni uzroci prekomjerne emisije crnog dima su loše održavanje filtera za zrak i / ili ubrizgača goriva, ili pogrešno postavljanje pumpe/sustava za ubrizgavanje goriva. Takav se dim sastoji uglavnom od čestica ugljika ili koagulata širokog raspona veličina, od 0,02 mikrona do više od 0,12 mikrona srednjeg promjera. Ova distribucija veličine u određenoj mjeri ovisi o vrsti sustava izgaranja, što također utječe na početak emisije dima, budući da se količina ulaznog goriva povećava. [2]

7. INDIKATORI CILINDARSKIH TLAKOVA I INDIKATORSKI DIJAGRAMI

Indikatori se dijele na mehaničke, optičke i električne po principu rada. Kod sporohodnih motora uglavnom su primjenjivi mehanički. Kod optičkih indikatora sa mehaničkim pokretanjem ogledalca mehanizam kazaljke zamijenjen je neinercijskim svjetlosnim sistemom, te su primjenjivi i kod brzohodnih motora, ali se rijetko upotrebljuju. Električni indikatori se primjenjuju kod svih brzina vrtnje motora.

Razlikuju se i po tome da li snimaju $p-V$ dijagram ili $p-\alpha$ dijagram, te da li snimaju kompletan ciklus, ili iz svakog ciklusa samo po nekoliko točaka, tako da je snimljeni dijagram, u biti, srednji dijagram niza uzastopnih ciklusa (elektropneumatski indikator). [3]

7.1 ELEKTRIČNI INDIKATORI

Iako su kompliciraniji i znatno skuplji od mehaničkih indikatora, električni indikatori su našli široku primjenu u labaratorijskom ispitivanju motora . Mogu se primjeniti i za brzohodne motore, zbog toga što su inercijske sile njihovih pokretnih dijelova i prijenosnih sustava vrlo male te što im je vlastiti broj oscilacija važećih sastavnih dijelova, kao npr. davača, vrlo velik.

Na slici 24 prikazan je kapacitivni davač tlaka koji u svom kućištu sadrži i elektroničku jedinicu – karticu za obradu i pretvorbu signala u izlazni napon. Ovdje se koristi ravna keramička opna za membranu kao osjetilo tlaka, čija se deformacija prenosi na jednu kapacitivnu elektrodu i time mijenja ukupni kapacitet prema referentnoj elektrodi.



Slika 24. Kapacitivni davač tlaka s elektroničkom jedinicom [3]

1. Glava za priključak
2. Potenciometar za prilagođavanje
3. Tijelo senzora
4. Adapter
5. Priključak
6. Kabel
7. Zračna ventilacija
8. Kartica s pretvornikom signala

9. Kapsula senzora tlaka

10. O – prsten

Za mjerenje tlaka u cilindru motora koristi se senzor tlaka koji radi na piezo–električnom principu. Kvarc se koristi kao senzorski element. U svrhu priključivanja senzora za mjerenje tlaka u cilindru, motor mora posjedovati Thompsonov priključak (standardni indikatorski pipac). [3]



Slika 25. Senzor za mjerenje tlaka u cilindru sa Thompsonovom spojnicom [3]

7.2 SNIMANJE INDIKATORSKIH DIJAGRAMA (INDICIRANJE)

7.2.1. Snimanje mehaničkim indikatorima

Mehanički indikator za snimanje dijagrama se sastoji od cilindra u kojem je ugrađeno stapalce, a koji je opterećen oprugom određene jačine. Mjerilo opruge ovisi o visini radnog pritiska u cilindru motora. Ako je indikatorski pipac, odnosno indikatorski ventil otvoren, plinovi će ulaziti u cilindar indikatora i tlačiti stapalce. Tlak ispušnih plinova savladava silu opruge i u ovisnosti o promjeni tlaka u radnom cilindru, polužje bit će više ili manje pomaknuto prema gore ili dolje. Konopac bubnja je spojen s polužjem stapnog mehanizma cilindra kojeg snimamo. Polužjem stapnog mehanizma i konopca okreće se bubanj, na kojem je postavljen indikatorski papirić za snimanje dijagrama. Laganim pritiskom na pisaljku polužja upisat će se željeni dijagram na indikatorskom papiru.

Prije snimanja dijagrama treba izvršiti predradnje:

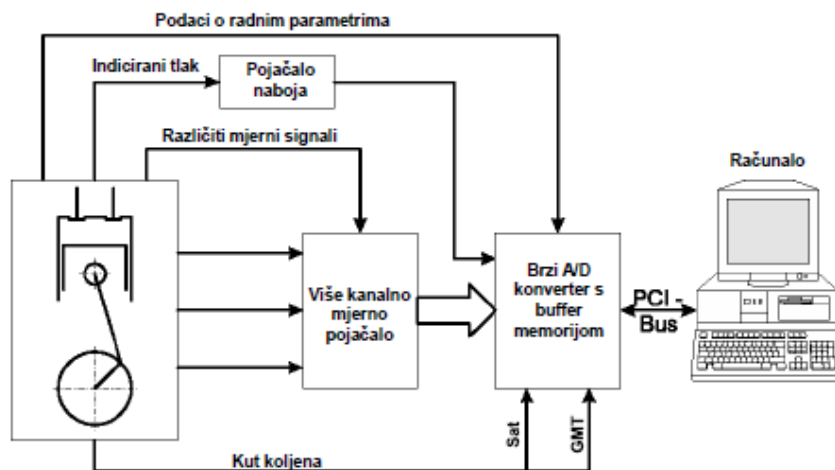
- indikator podmazati i propuhati indikatorski pipac
- stroj postaviti da razvija ekonomičnu snagu, odnosno ekonomski broj okretaja
- indikator postaviti na indikatorski pipac, a onda postaviti papir na njegov bubanj
- pomoću konopca spojiti polužje indikatora sa polužjem stapnog mehanizma

- ucrtati atmosfersku liniju na indikatorskom papiru
- otvoriti pipac i ucrtati jedan od dijagrama, otvoreni, zatvoreni ili okomice tlakova

Na papiru dijagrama moraju biti upisani ime broda, dan snimanja, broj okretaja, broj cilindra. Mehaničke indikatora treba periodično testirati na ispravnost. [4]

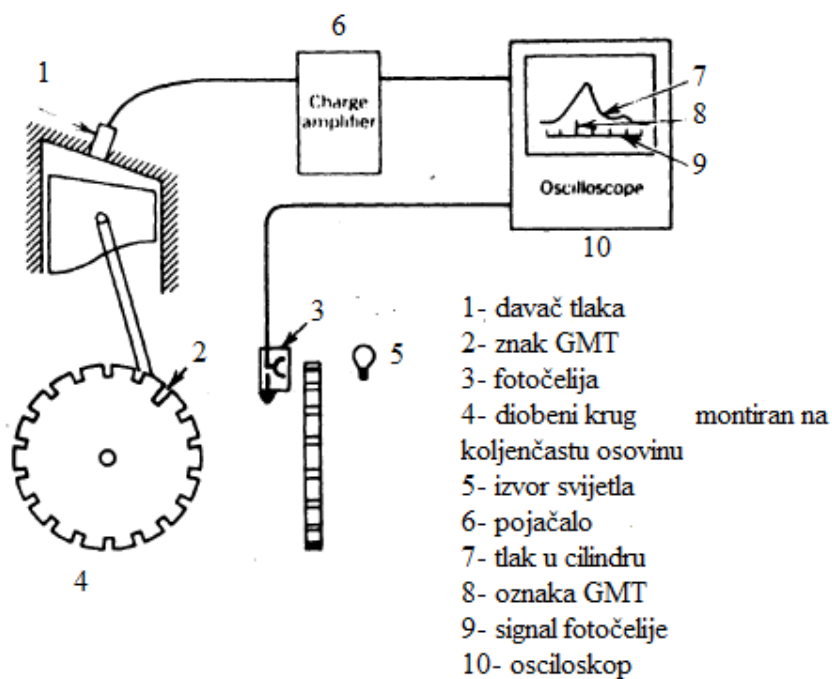
7.1.2. Indiciranje električnim indikatorima

Uređaj za elektroničko indiciranje koristi davače tlaka koji djeluju na bazi piezoelektričkog efekta. Ti davači imaju visoku vlastitu frekvenciju (preko 20 kHz) te omogućuju točno snimanje vrlo brzih promjena tlaka. Signal iz pojačala se vodi u A/D konverter za pretvorbu analognog signala u digitalni signal/podatak radi pohranjivanja u računalu.

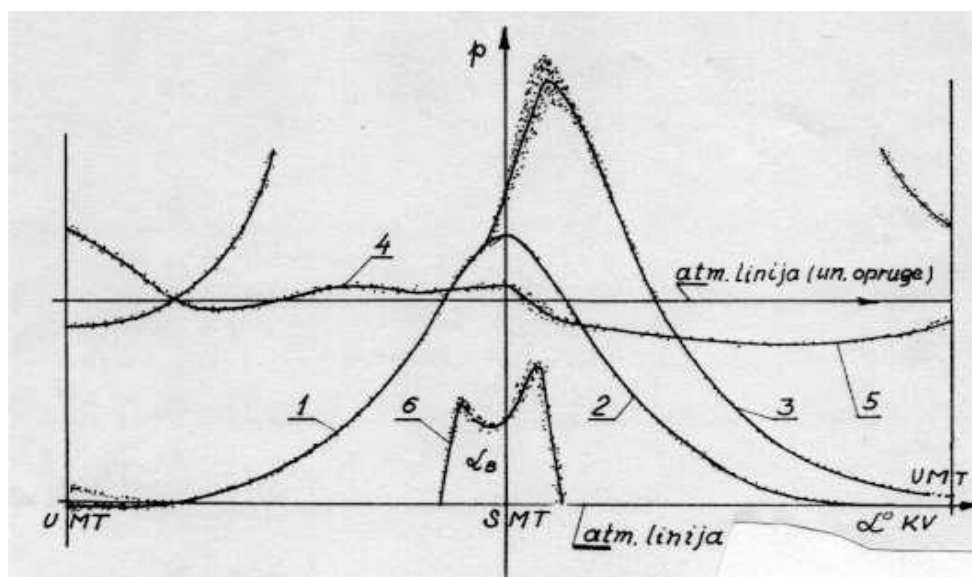


Slika 26. shema sustava za snimanje indikatorskih dijagram pomoću računala [4]

Tlak u cilindru mjeri se piezoelektričnim senzorom tlaka koji je ugrađen u glavu motora, a pozicija GMT-e se mjeri s pomoću fotodiode. Signal sa senzora tlaka se pojačava i proslijeđuje na osciloskop.

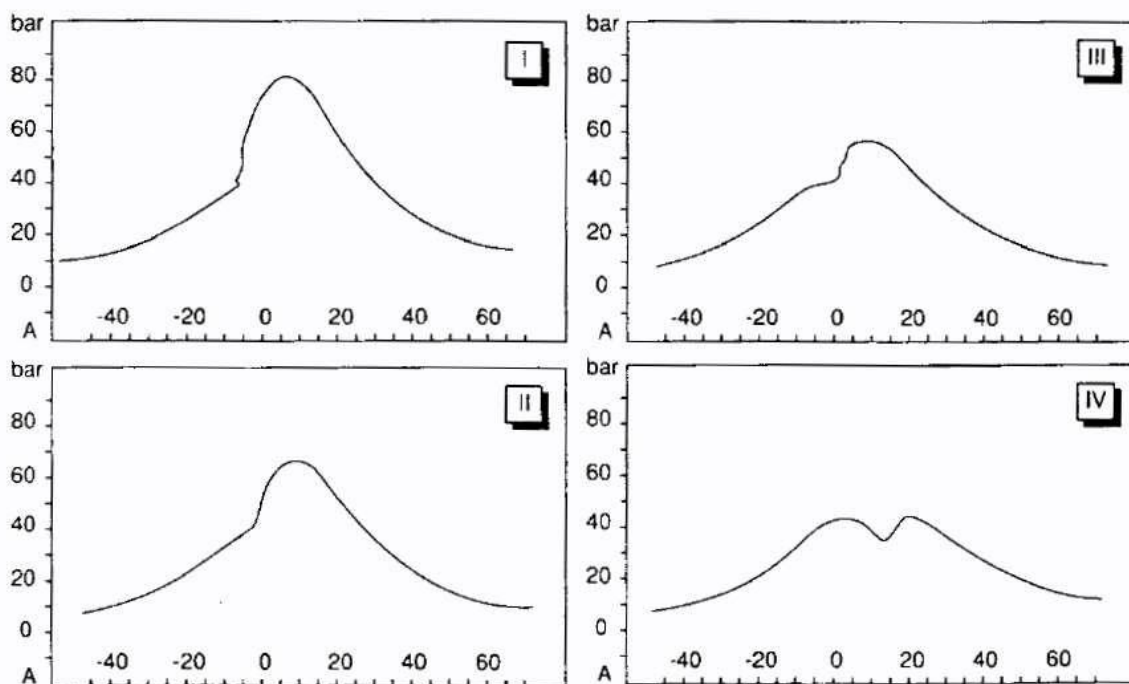


Slika 27. Elektronsko indiciranje motora [4]

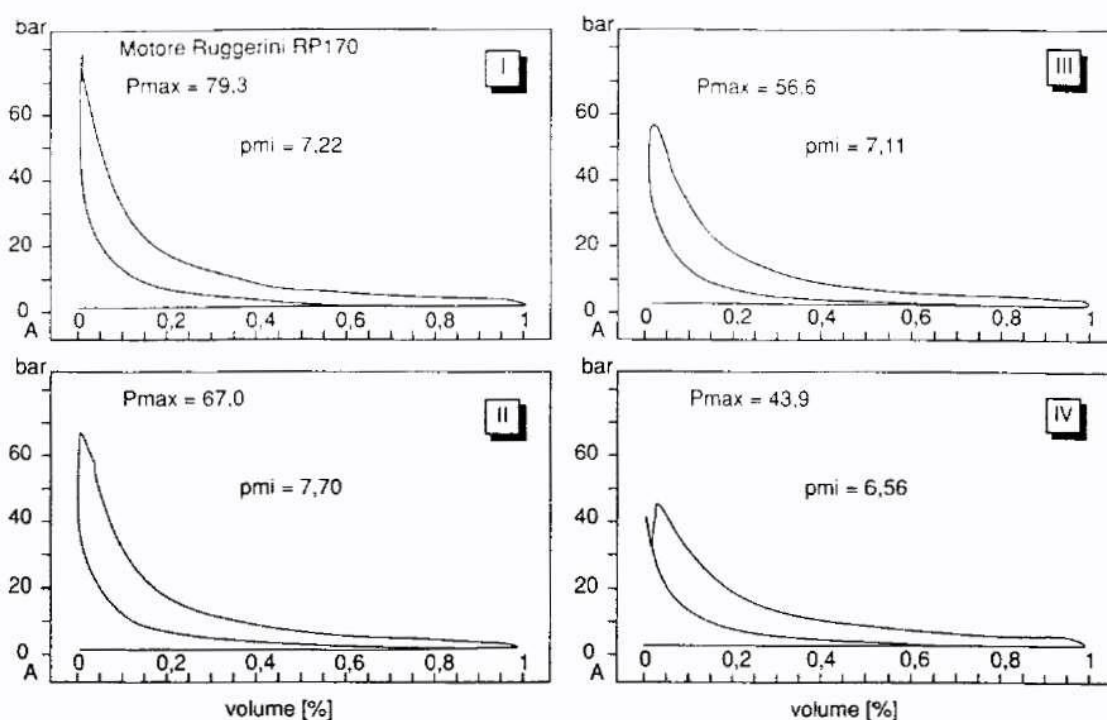


Slika 28. Izgled indikatorskih dijagrama [5]

1. Linija kompresije
2. Linija ekspanzije bez sagorijevanja
3. Linija sa sagorijevanjem
4. Linija ispuha
5. Linija usisa
6. Dijagram tlaka ubrizgavanja goriva



Slika 29. Snimljeni indikatorski dijagrami za motor s različitim kutevima početka izgaranja (na slici I najranije, na slici IV najkasnije) [4]



Slika 30. Snimljeni dijagrami za motor s različitim kutevima početka izgaranja (na slici I najranije, na slici IV najkasnije) [4]

U ovom slučaju indikatorski dijagram je poslužio da se odrede sljedeći parametri radnog procesa:

- Maksimalni tlak radnog procesa
- Srednje indicirani tlak
- Položaj maksimalnog tlaka radnog procesa u odnosu na GMT
- Indiciranu snagu motora
- Tlakove ubrizgavanja goriva [4]

8. SNAGA MOTORA

Snaga motora može se izračunati kao:

1. Teoretska snaga
2. Indicirana snaga
3. Efektivna snaga

Tlak u cilindru stalno se mijenja za vrijeme odvijanja radnog procesa. Za proračun snage motora uzima se prosječni srednji tlak. [6]

8.1 IZRAČUNAVANJE INDICIRANE SNAGE

Srednja indicirana snaga može se izračunati iz mehaničkog rada. Poznato je da je mehanički rad svladavanje sile na određenom putu tj. mehanički rad je umnožak sile na stap i hoda stapa.

$$W = F \cdot s \quad [Nm] \quad (34)$$

a snaga je izvršena radnja u jedinici vremena:

$$P = \frac{W}{t} \quad [kW] \quad (35)$$

Da bi se mogla odrediti indicirana snaga motora potrebno je poznavati silu koja vlada na stapu u toku ekspanzije plinova. Ta sila se mijenja od max. na početku ekspanzije do min. na kraju ekspanzije plinova.

Za proračun snage uzima se kao da je sila na stapu konstantnog inteziteta za vrijeme cijelog hoda stapa jer je p_{si} proračunat iz indiciranog dijagrama konstantna veličina.

Sila na stapu u taktu ekspanzije može se odrediti izrazom:

$$F = A \cdot p = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot p_{si} \quad [N] \quad (36)$$

Rad izvršen za jedan radni hod stapa izračunava se:

$$W = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot p_{si} \cdot s \quad [Nm] \quad (37)$$

a indicirana snaga za n okretaja koljenastog vratila i radnost motora i može se odrediti prema jednadžbi:

$$P_i = F \cdot s \cdot n \cdot i \cdot z \cdot \frac{1}{1000} = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot p_{si} \cdot s \cdot n \cdot i \cdot z \cdot \frac{1}{1000} \quad [kW] \quad (38)$$

gdje je: i – taktnost motora

z – broj cilindara motora

s - hod stapaja

n – broj okretaja motora [6]

8.2 IZRAČUNAVANJE EFEKTIVNE SNAGE

Efektivna snaga je snaga na spojci koljenastog vratila, a može se matematički odrediti ili mjeriti kočenjem pomoću hidrauličke, Pronijeve ili elektromagnetske kočnice. Da bi se matematički mogla odrediti efektivna snaga, mora biti poznat srednji efektivni tlak, a on odgovara umnošku srednjeg indiciranog tlaka i mehaničkog stupnja djelovanja. [6]

Jednadžba efektivne snage odgovara izrazu:

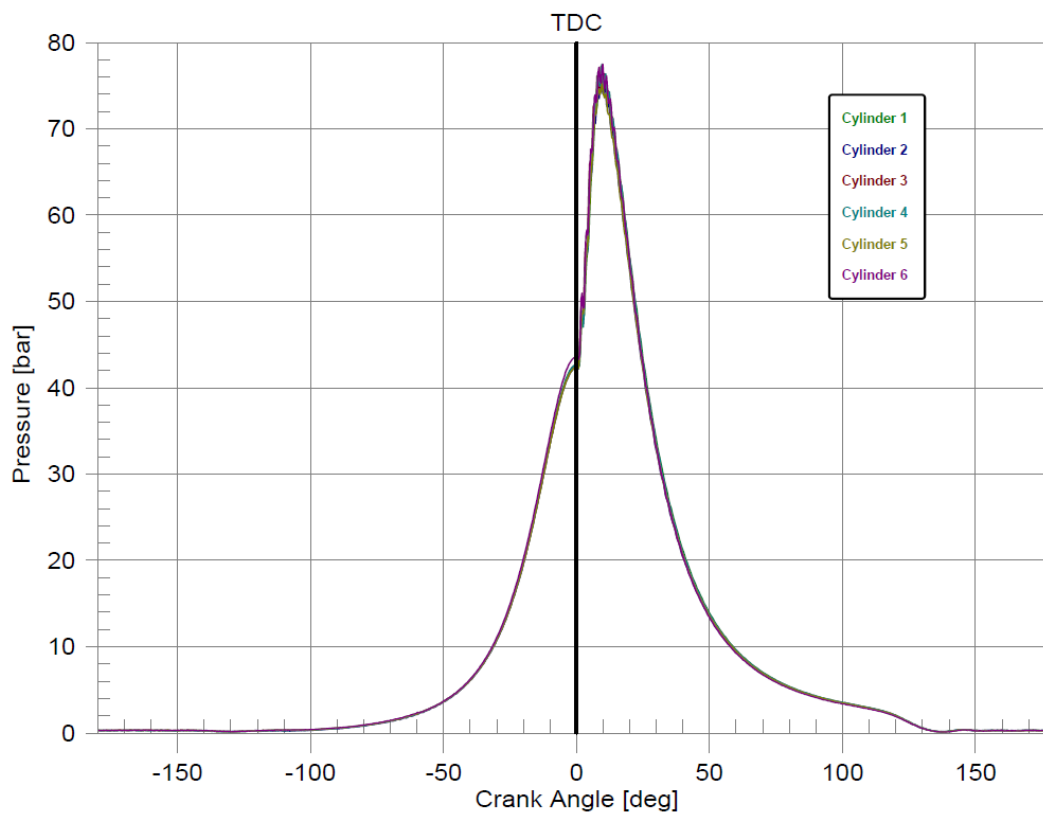
$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad [kW] \quad (39)$$

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot p_{si} \cdot \eta_m \cdot s \cdot n \cdot i \cdot z \cdot \frac{1}{1000} \quad [kW] \quad (40)$$

9. ANALIZA INDIKATORSKIH DIJAGRAMA SPOROKRETNOG DVOTAKTNOG BRODSKOG PORIVNOG DIZELSKOG MOTORA MAN6S46MC-C S UNUTARNJIM IZGARANJEM S CILJEM OPTIMIZACIJE

Podaci s ispitivanja sporokretnog dizelskog motora MAN 6S46MC-C. Motor je ispitivan za rad pri opterećenjima od 25, 50, 67, 75, 100 i 110 % opterećenja.

Analiza indikatorskih dijagrama motora pri 25% opterećenja



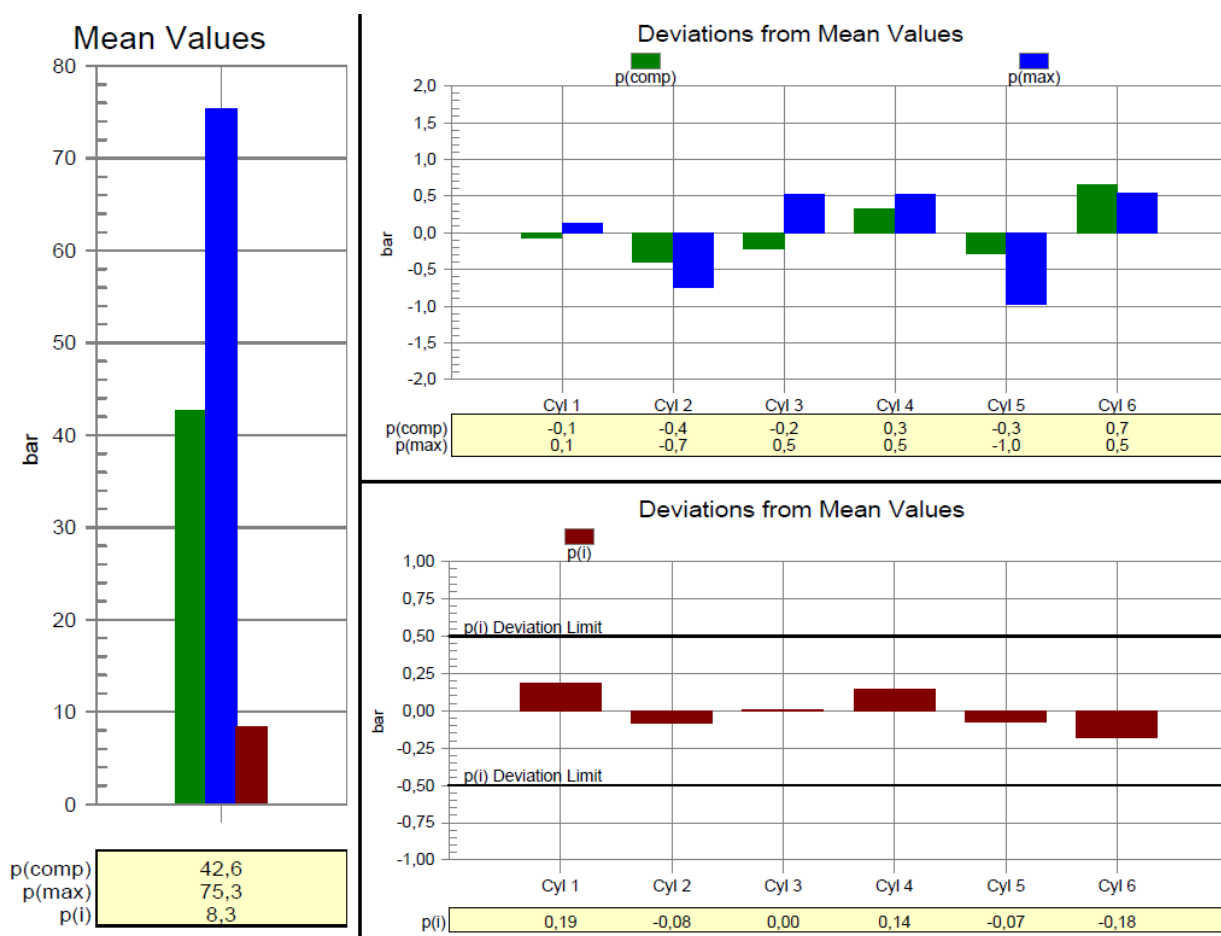
Slika 31. Otvoreni indikatorski dijagram pri 25% opterećenja motora [7]

Na slici 31 se nalaze otvoreni indikatorski p- α dijagrami svih 6 cilindara motora zavisnih o kutu koljenastog vratila. U prosjeku je za 25 % opterećenja tlak kompresije jednak 42.6 bara, dok je prosječni tlak izgaranja jednak 75.3 bara, a prosječni indicirani tlak je jednak 8.33 bara. Po obliku krivulje indikatorskog dijagrama vidljivo je da se vršilo jedno standardno kontinuirano ubrizgavanje. Pri brzini vrtnje od 81 ok/min i pri tlaku ispirnog zraka od 0.3 bara postiže se efektivna snaga od 1906 kW.

Cylinder Number	p(i) [bar]	p(comp) [bar]	p(max) [bar]	Engine Speed [rpm]	Effective Power [ekW]	Effective Power [bhp]	p(i) Deviation [bar]	Index Adjust [-]	Rotation of Link [-]	p(max) Deviation [bar]	Shim Adjust [-]
1	8,52	42,5	75,4	81,0	326	443	0,19			0,1	
2	8,25	42,2	74,6	79,5	308	419	-0,08			-0,7	
3	8,33	42,4	75,8	80,3	315	428	0,00			0,5	
4	8,47	42,9	75,8	80,5	322	438	0,14			0,5	
5	8,26	42,3	74,3	81,6	317	431	-0,07			-1,0	
6	8,15	43,3	75,9	83,1	318	432	-0,18			0,5	
Mean	8,33	42,6	75,3	81,0	318	432					
New Mean	8,33		75,3								
Total					1906	2591					

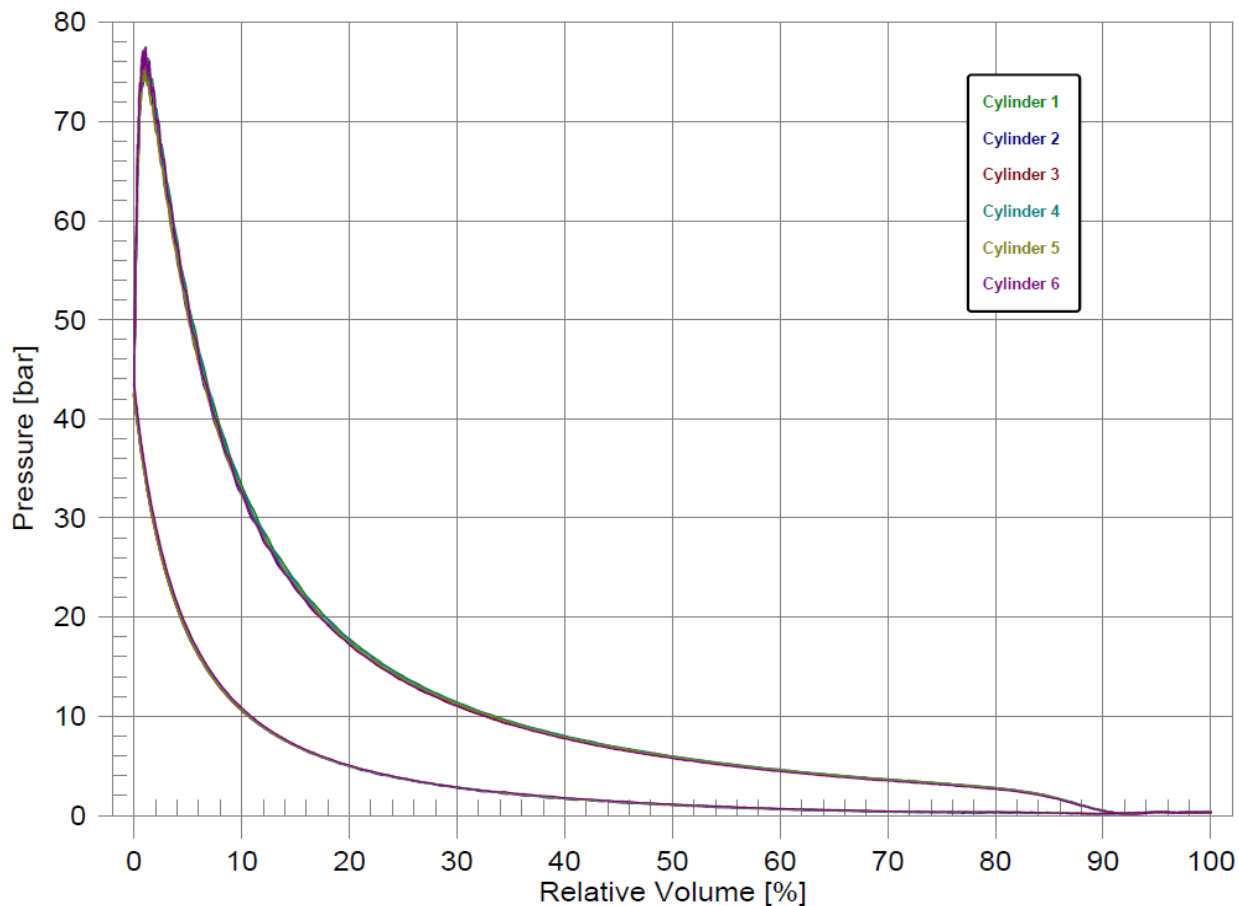
p(scav) = 0,30 bar

Slika 32. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 25% opterećenja [7]



Slika 33. Dijagrami odstupanja pri 25% opterećenja [7]

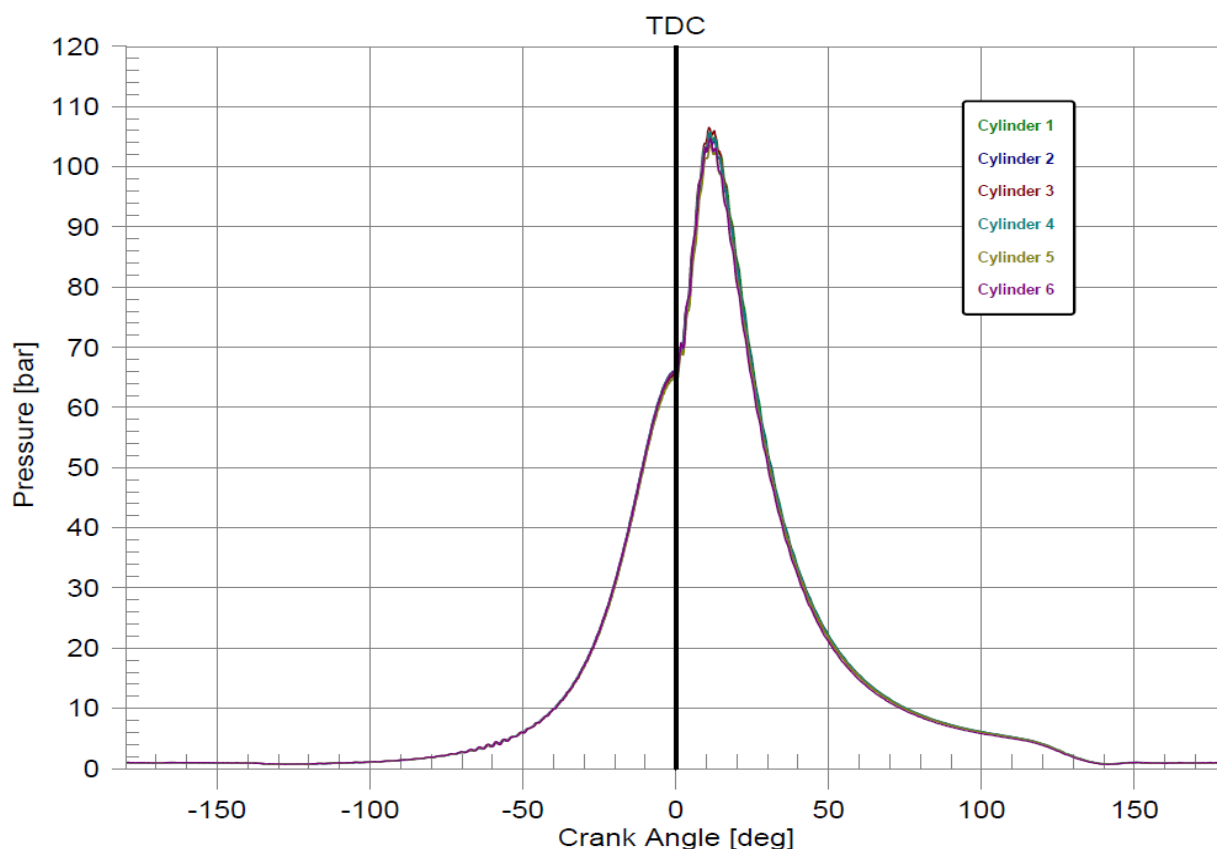
Na dijagramima (slika 33) su prikazana odstupanja pojedinih cilindara od srednje vrijednosti za tlak kompresije, tlak izgaranja i srednji indicirani tlak. Odstupanje vrijednosti p(i) ne bi smjelo premašivati $\pm 2.5\%$, a do odstupanja može doći zbog većih propuštanja kompresijskih prstenova, ubrizgavanja različite količine gorive zbog neispravnih pumpi i ubrizgača.



Slika 34. Zatvoreni indikatorski dijagram pri opterećenju od 25% [7]

Na slici 34 se nalazi zatvoreni indikatorski p-V dijagram. Površina u zatvorenom dijelu dijagrama predstavlja rad motora u jednom radnom procesu ovisno o tlaku i obujmu cilindra, te se zatvorenim indikatorskim dijagramom određuje srednji indicirani tlak. Srednji indicirani tlak može se izračunati iz površine pomoću planimetra, te trapeznom ili Simpsonovom metodom. Srednji indicirani tlak je jedan od važnih pokazatelja rada i opterećenja cilindra motora.

Analiza indikatorskih dijagrama motora pri 50% opterećenja



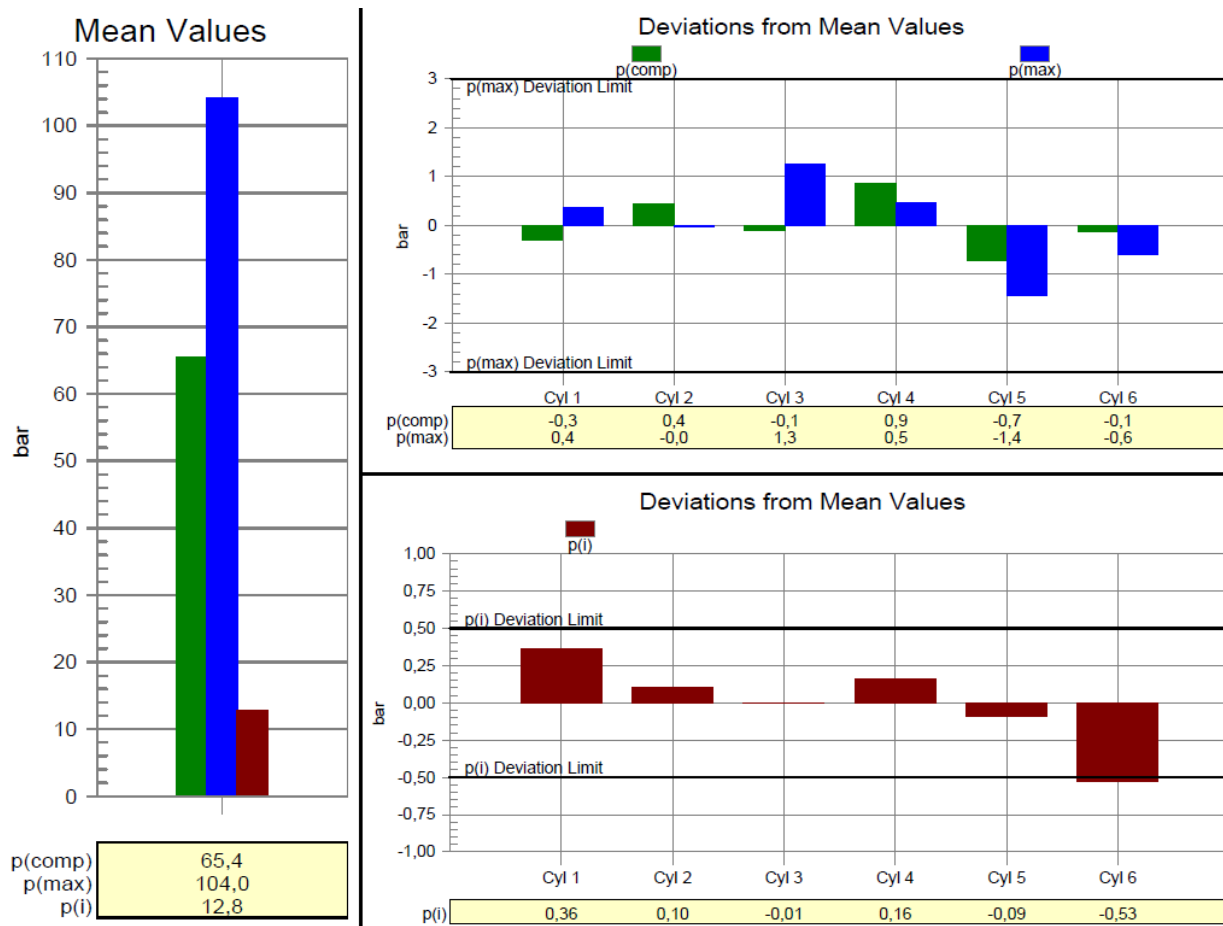
Slika 35. Otvoreni indikatorski dijagram pri 50% opterećenja motora [7]

Na slici 35 se nalaze otvoreni indikatorski p- α dijagrami svih 6 cilindara motora zavisnih o kutu koljenastog vratila. U prosjeku je za 50 % opterećenja tlak kompresije jednak 65.4 bara, dok je prosječni tlak izgaranja jednak 104 bara, a prosječni indicirani tlak je jednak 12.77 bara. Po obliku krivulje indikatorskog dijagrama vidljivo je da se vršilo jedno standardno kontinuirano ubrizgavanje. Pri brzini vrtnje od 102 ok/min i pri tlaku ispirnog zraka od 0.95 bara postiže se efektivna snaga od 3854 kW.

Cylinder Number	p(i) [bar]	p(comp) [bar]	p(max) [bar]	Engine Speed [rpm]	Effective Power [ekW]	Effective Power [bhp]	p(i) Deviation [bar]	Index Adjust [-]	Rotation of Link [-]	p(max) Deviation [bar]	Shim Adjust [-]
1	13,14	65,1	104,4	101,7	661	898	0,36			0,4	
2	12,88	65,8	104,0	102,0	649	882	0,10			0,0	
3	12,77	65,3	105,3	101,9	642	872	-0,01			1,3	
4	12,94	66,3	104,5	102,0	652	886	0,16			0,5	
5	12,68	64,7	102,6	102,0	638	867	-0,09			-1,4	
6	12,24	65,3	103,4	102,0	614	835	-0,53			-0,6	
Mean	12,77	65,4	104,0	102,0	642	873					
New Mean	12,70		104,0								
Total					3854	5240					

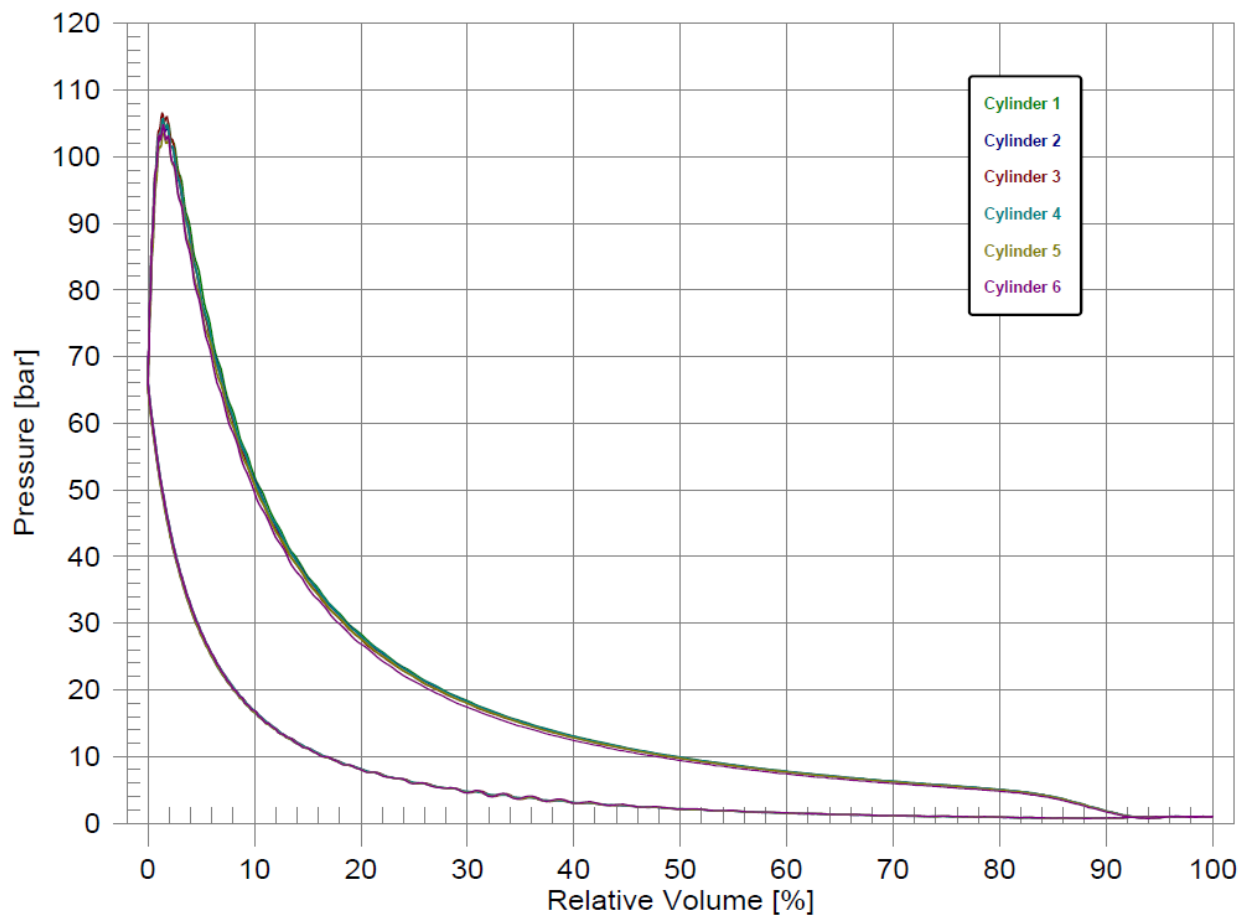
p(scav) = 0,95 bar

Slika 36. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 50 % opterećenja [7]



Slika 37. Dijagrami odstupanja pri 50% opterećenja [7]

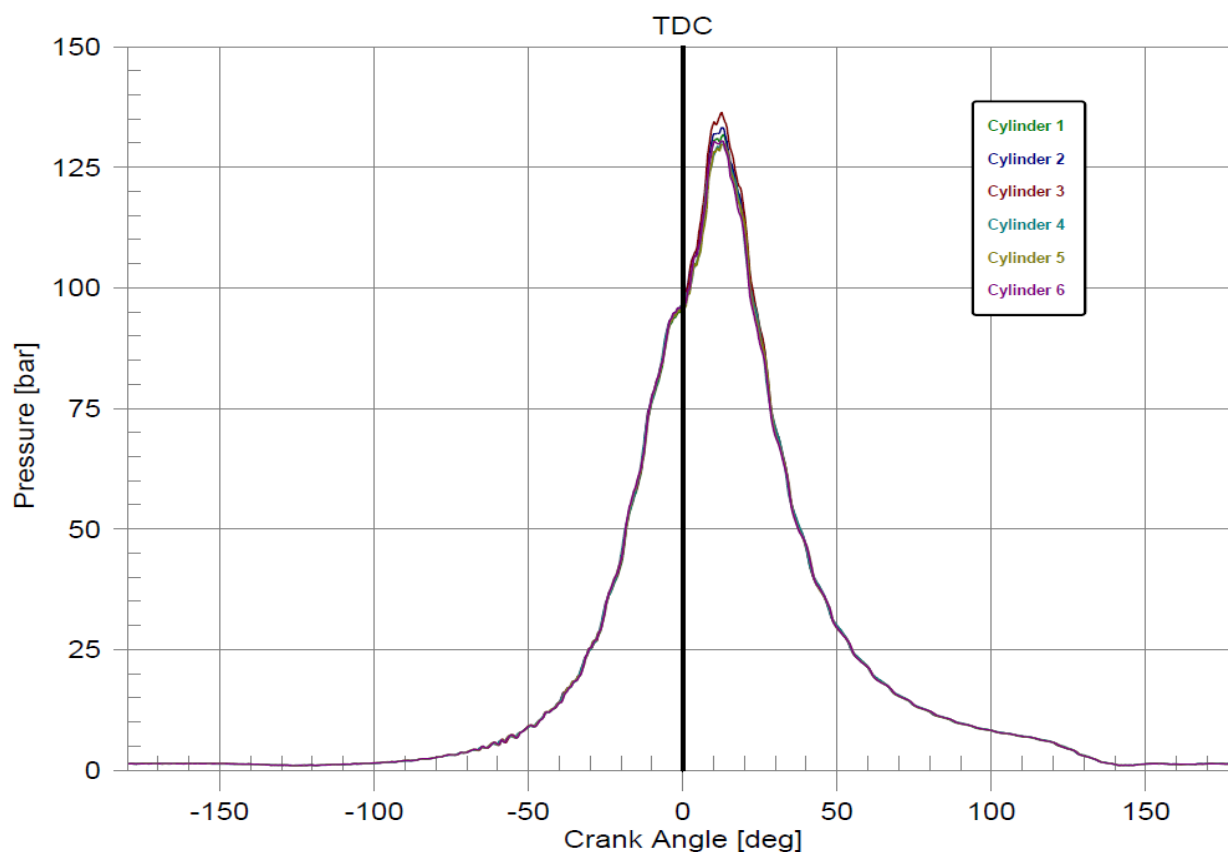
Na dijagramima (slika 37) su prikazana odstupanja pojedinih cilindara od srednje vrijednosti za tlak kompresije, tlak izgaranja i srednji indicirani tlak. Odstupanje vrijednosti p(i) ne bi smjelo premašivati $\pm 2.5\%$, a do odstupanja može doći zbog većih propuštanja kompresijskih prstenova, ubrizgavanja različite količine gorive zbog neispravnih pumpi i ubrizgača.



Slika 38. Zatvoreni indikatoski dijagram pri opterećenju od 50% [7]

Na slici 38 se nalazi zatvoreni indikatoski p-V dijagram. Površina u zatvorenom dijelu dijagrama predstavlja rad motora u jednom radnom procesu ovisno o tlaku i obujmu cilindra, te se zatvorenim indikatoskim dijagramom određuje srednji indicirani tlak. Srednji indicirani tlak može se izračunati iz površine pomoću planimetra, te trapeznom ili Simpsonovom metodom. Srednji indicirani tlak je jedan od važnih pokazatelja rada i opterećenja cilindra motora.

Analiza indikatorskih dijagrama motora pri 67% opterećenja



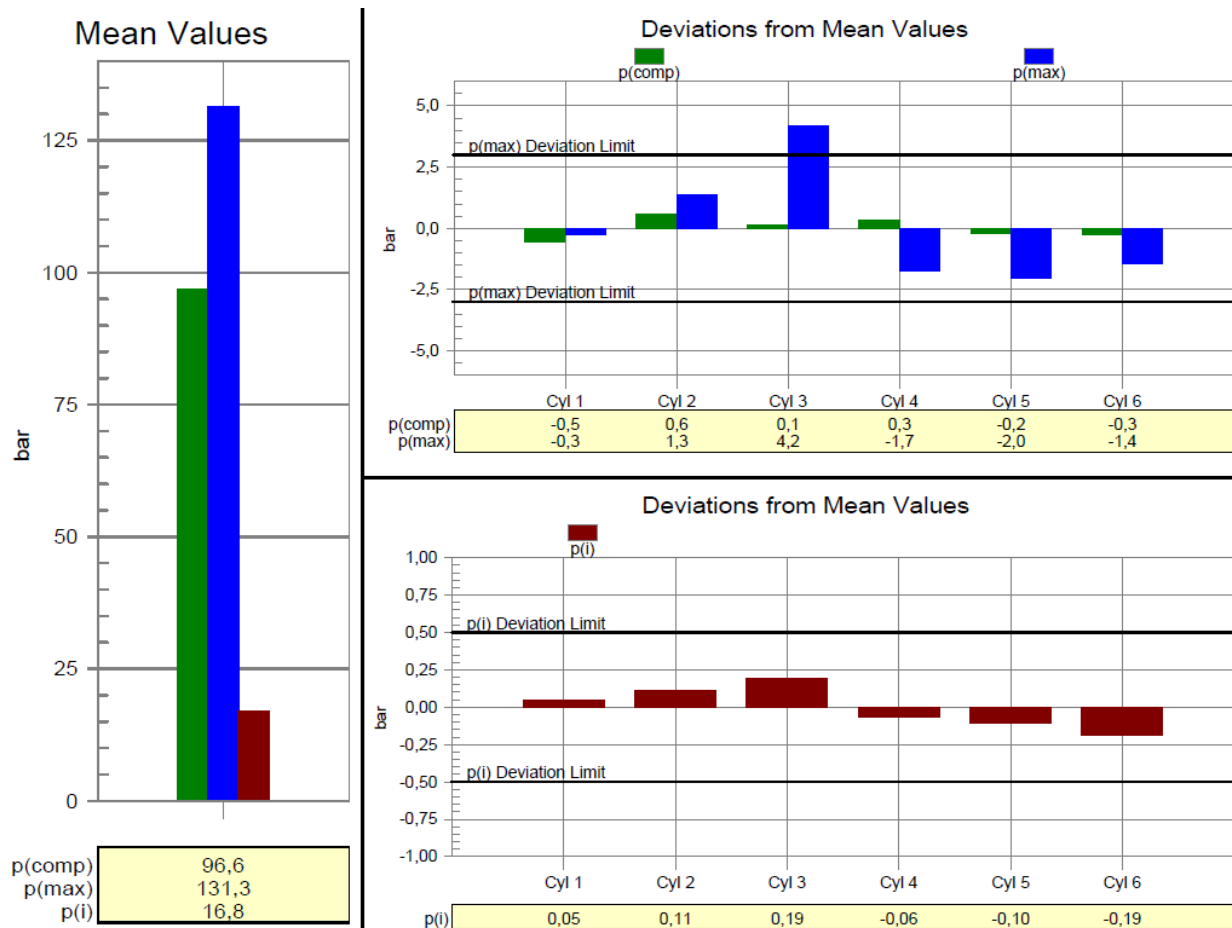
Slika 39. Otvoreni indikatorski dijagram pri 67% opterećenja motora [7]

Na slici 39 se nalaze otvoreni indikatorski p- α dijagrami svih 6 cilindara motora zavisnih o kutu koljenastog vratila. U prosjeku je za 67 % opterećenja tlak kompresije jednak 96.6 bara, dok je prosječni tlak izgaranja jednak 130,4 bara, a prosječni indicirani tlak je jednak 16.77 bara. Po obliku krivulje indikatorskog dijagrama vidljivo je da se vršilo jedno standardno kontinuirano ubrizgavanje. Pri brzini vrtnje od 117 ok/min i pri tlaku ispirnog zraka od 1.29 bara postiže se efektivna snaga od 5927 kW.

Cylinder Number	p(i) [bar]	p(comp) [bar]	p(max) [bar]	Engine Speed [rpm]	Effective Power [ekW]	Effective Power [bhp]	p(i) Deviation [bar]	Index Adjust [-]	Rotation of Link [-]	p(max) Deviation [bar]	Shim Adjust [-]
1	16,82	96,1	131,0	117,0	990	1347	0,05			-0,3	
2	16,89	97,2	132,6	117,0	994	1352	0,11			1,3	
3	16,97	96,7	135,4	117,0	999	1359	0,19			4,2	2,0
4	16,71	96,9	129,5	116,7	981	1334	-0,06			-1,7	
5	16,67	96,4	129,2	117,4	985	1339	-0,10			-2,0	
6	16,59	96,3	129,8	117,2	977	1329	-0,19			-1,4	
Mean	16,77	96,6	131,3	117,0	988	1343					
New Mean	16,77		130,4								
Total					5927	8059					

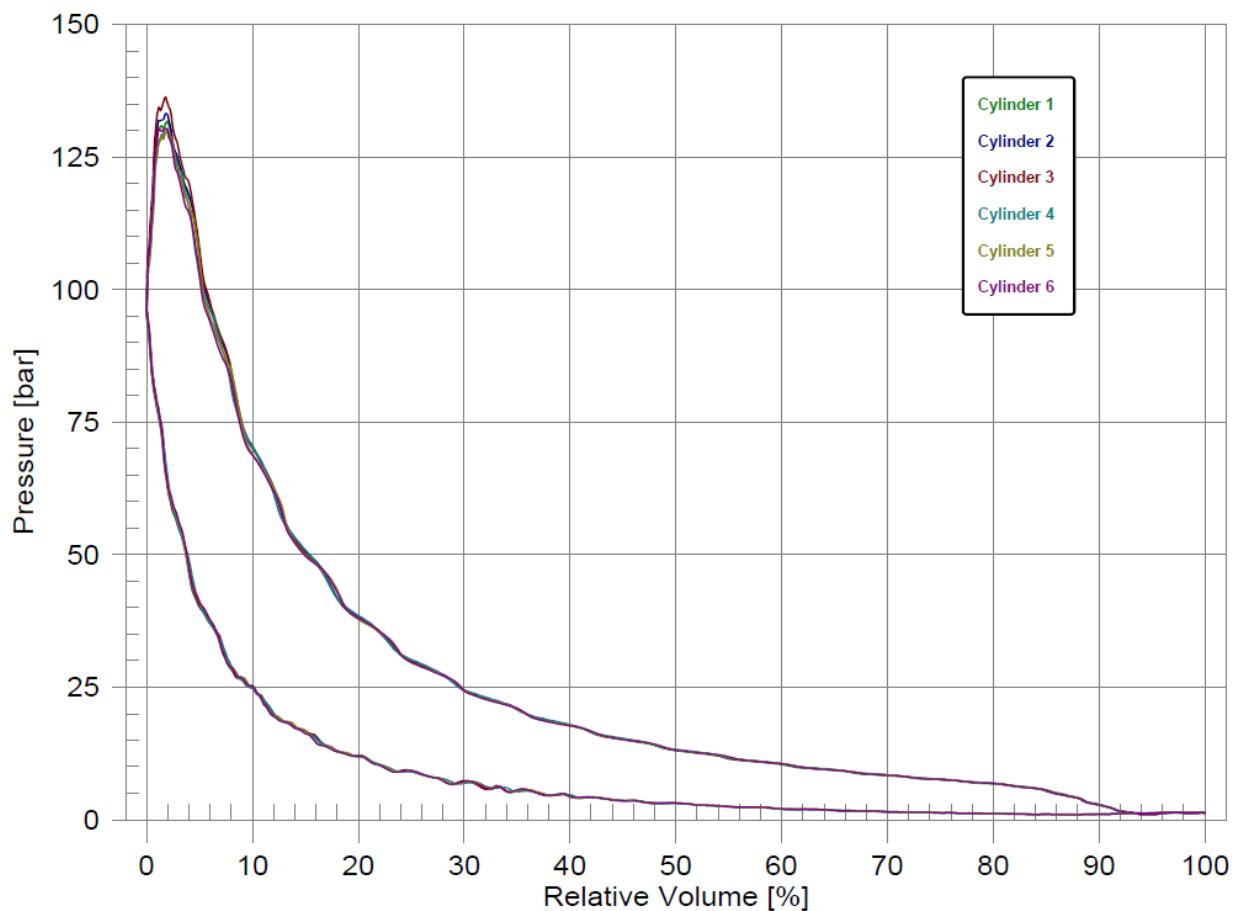
p(scav) = 1,29 bar

Slika 40. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 67 % opterećenja [7]



Slika 41. Dijagrami odstupanja pri 67% opterećenja [7]

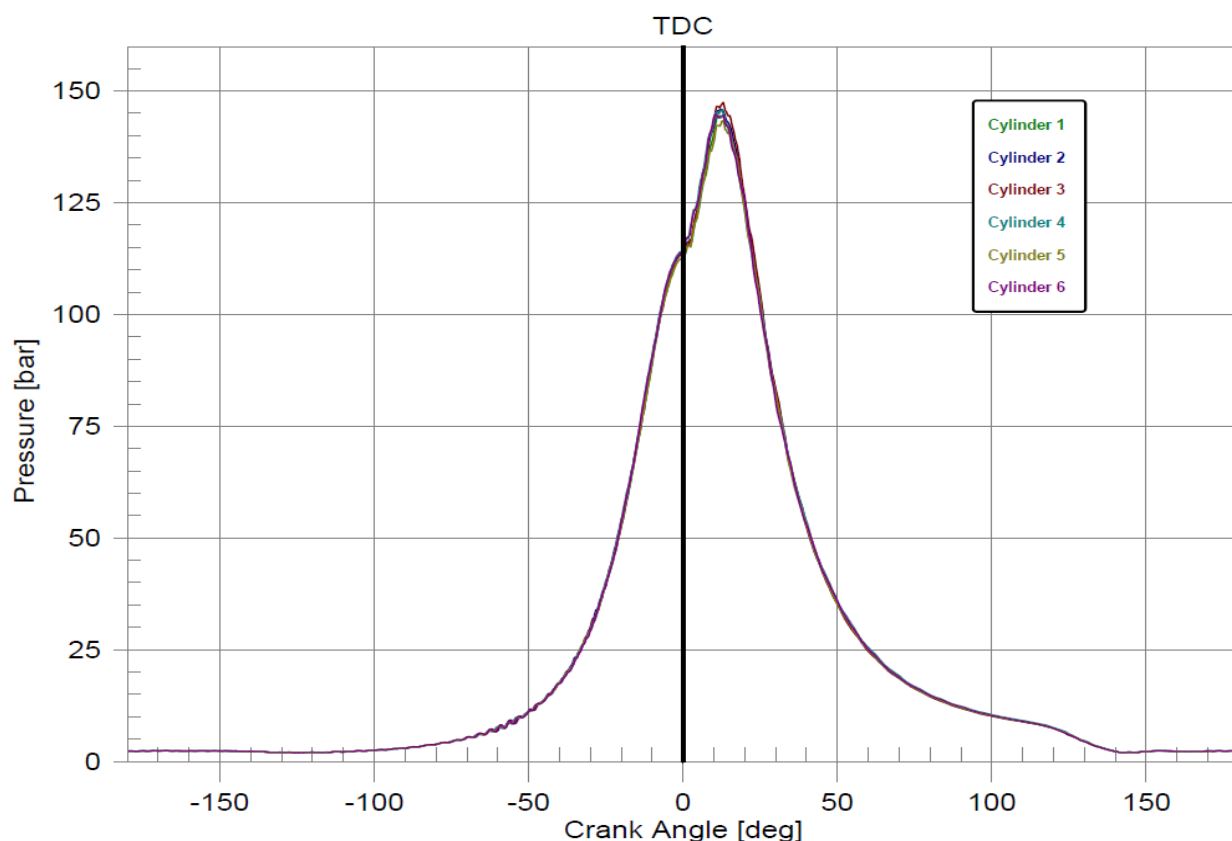
Na dijagramima (slika 41) su prikazana odstupanja pojedinih cilindara od srednje vrijednosti za tlak kompresije, tlak izgaranja i srednji indicirani tlak. Odstupanje vrijednosti p(i) ne bi smjelo premašivati $\pm 2.5\%$, a do odstupanja može doći zbog većih propuštanja kompresijskih prstenova, ubrizgavanja različite količine gorive zbog neispravnih pumpi i ubrizgača.



Slika 42. Zatvoreni indikatorski dijagram pri opterećenju od 67% [7]

Na slici 42 se nalazi zatvoreni indikatorski p-V dijagram. Površina u zatvorenom dijelu dijagrama predstavlja rad motora u jednom radnom procesu ovisno o tlaku i obujmu cilindra, te se zatvorenim indikatorskim dijagramom određuje srednji indicirani tlak. Srednji indicirani tlak može se izračunati iz površine pomoću planimetra, te trapeznom ili Simpsonovom metodom. Srednji indicirani tlak je jedan od važnih pokazatelja rada i opterećenja cilindra motora.

Analiza indikatorskih dijagrama motora pri 75% opterećenja



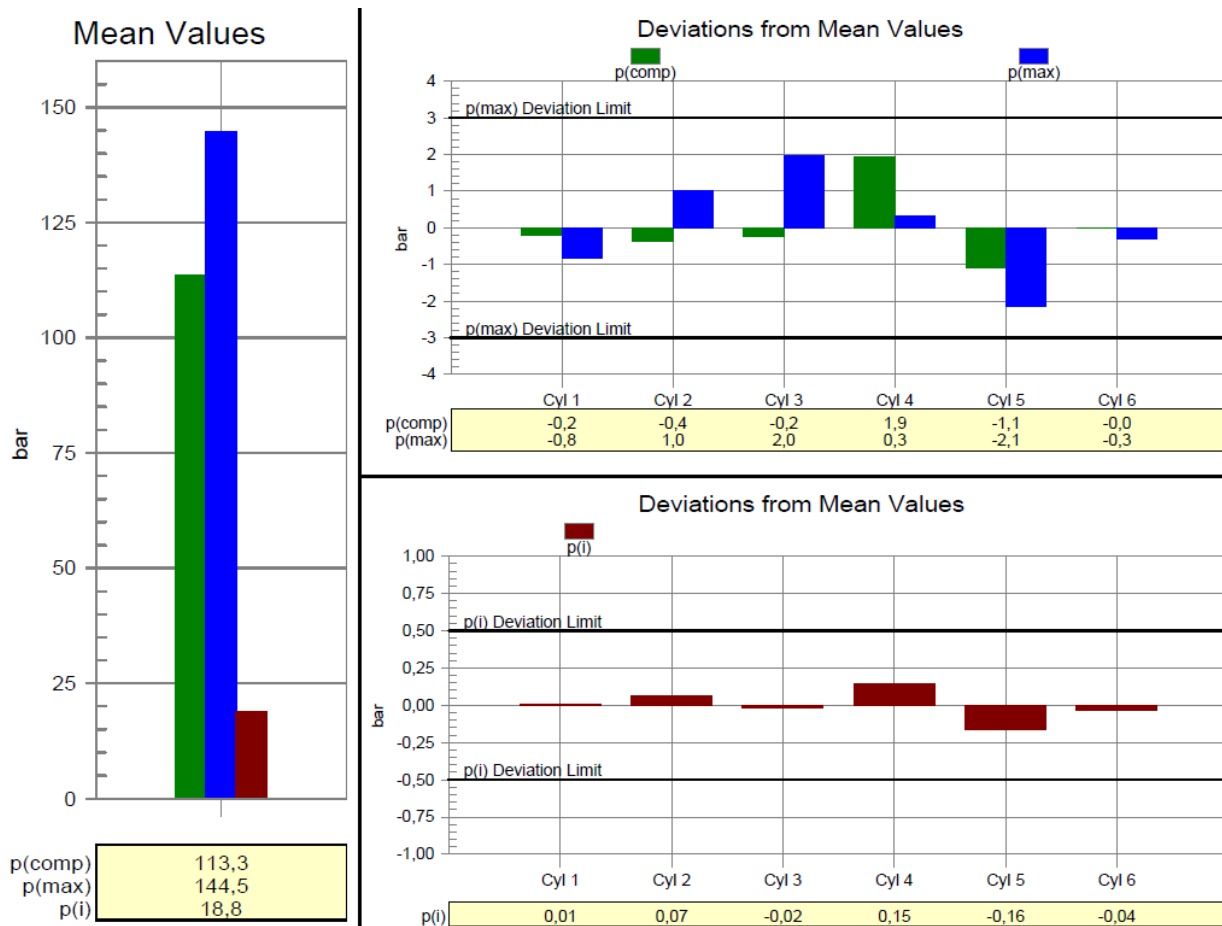
Slika 43. Otvoreni indikatorski dijagram pri 75% opterećenja motora [7]

Na slici 43 se nalaze otvoreni indikatorski p- α dijagrami svih 6 cilindara motora zavisnih o kutu koljenastog vratila. U prosjeku je za 75 % opterećenja tlak kompresije jednak 113.3 bara, dok je prosječni tlak izgaranja jednak 144.5 bara, a prosječni indicirani tlak je jednak 18.82 bara. Po obliku krivulje indikatorskog dijagrama vidljivo je da se vršilo jedno standardno kontinuirano ubrizgavanje. Pri brzini vrtnje od 124.2 ok/min i pri tlaku ispirog zraka od 2.30 bara postiže se efektivna snaga od 7107 kW.

Cylinder Number	p(i) [bar]	p(comp) [bar]	p(max) [bar]	Engine Speed [rpm]	Effective Power [ekW]	Effective Power [bhp]	p(i) Deviation [bar]	Index Adjust [-]	Rotation of Link [-]	p(max) Deviation [bar]	Shim Adjust [-]
1	18,83	113,1	143,7	124,2	1185	1612	0,01			-0,8	
2	18,89	113,0	145,5	124,7	1194	1623	0,07			1,0	
3	18,80	113,1	146,5	124,0	1181	1606	-0,02			2,0	
4	18,97	115,2	144,9	124,0	1192	1621	0,15			0,3	
5	18,66	112,2	142,4	124,0	1172	1593	-0,16			-2,1	
6	18,79	113,3	144,2	124,2	1182	1608	-0,04			-0,3	
Mean	18,82	113,3	144,5	124,2	1184	1610					
New Mean	18,82		144,5								
Total					7107	9662					

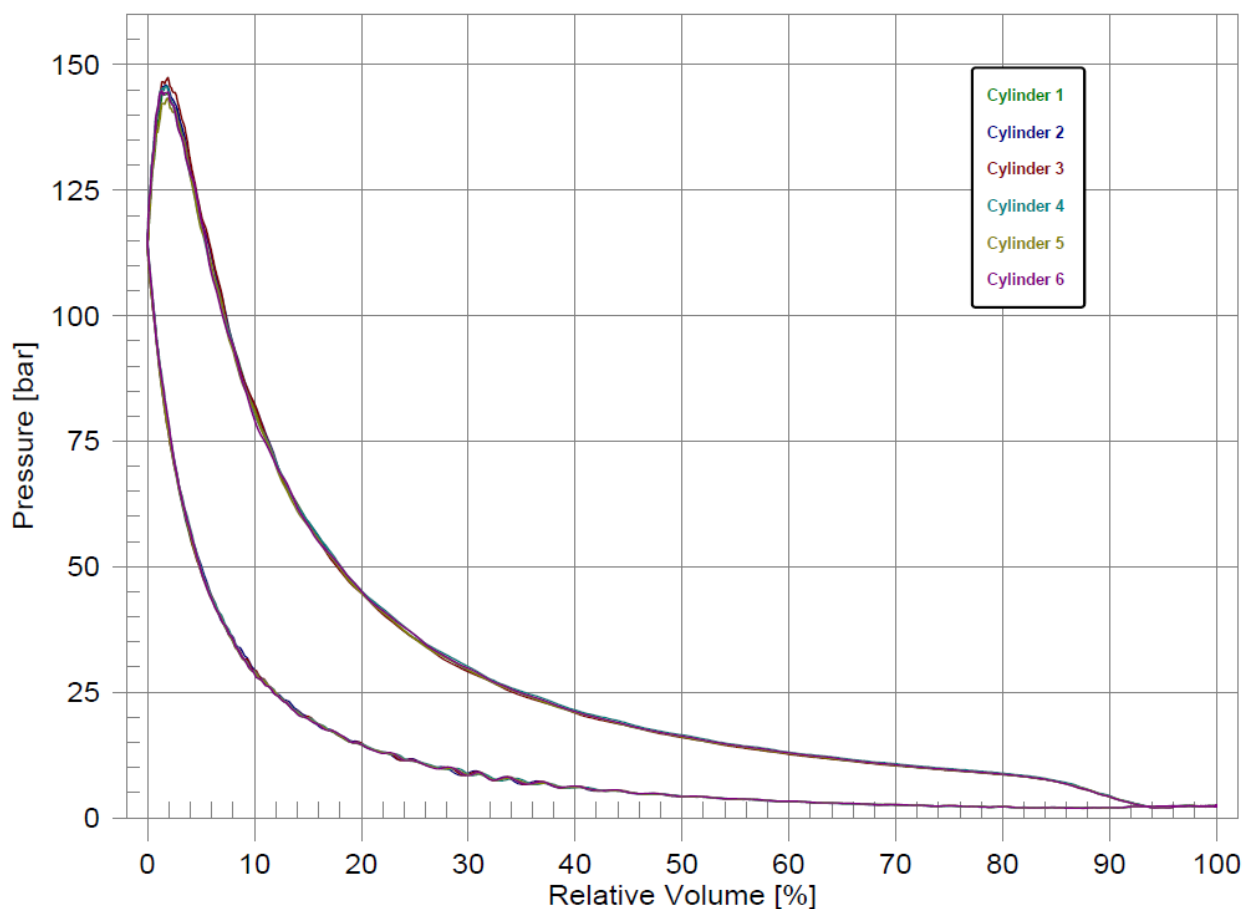
p(scav) = 2,30 bar

Slika 44. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 75 % opterećenja [7]



Slika 45. Dijagrami odstupanja pri 75% opterećenja [7]

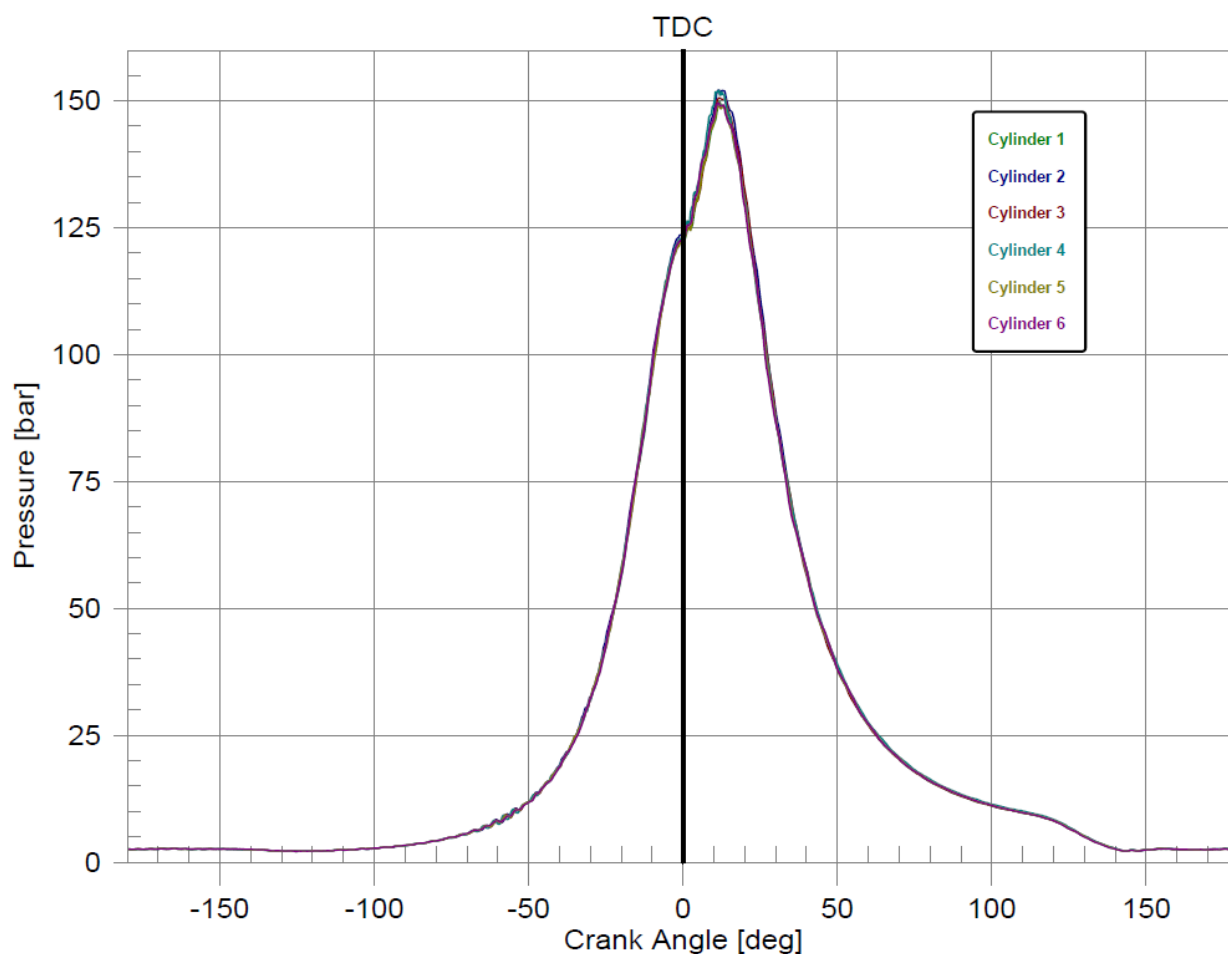
Na dijagramima (slika 45) su prikazana odstupanja pojedinih cilindara od srednje vrijednosti za tlak kompresije, tlak izgaranja i srednji indicirani tlak. Odstupanje vrijednosti $p(i)$ ne bi smjelo premašivati $\pm 2.5\%$, a do odstupanja može doći zbog većih propuštanja kompresijskih prstenova, ubrizgavanja različite količine gorive zbog neispravnih pumpi i ubrizgača.



Slika 46. Zatvoreni indikatorski dijagram pri opterećenju od 75% [7]

Na slici 46 se nalazi zatvoreni indikatorski p-V dijagram. Površina u zatvorenom dijelu dijagrama predstavlja rad motora u jednom radnom procesu ovisno o tlaku i obujmu cilindra, te se zatvorenim indikatorskim dijagramom određuje srednji indicirani tlak. Srednji indicirani tlak može se izračunati iz površine pomoću planimetra, te trapeznom ili Simpsonovom metodom. Srednji indicirani tlak je jedan od važnih pokazatelja rada i opterećenja cilindra motora.

Analiza indikatorskih dijagrama motora pri 100% opterećenja



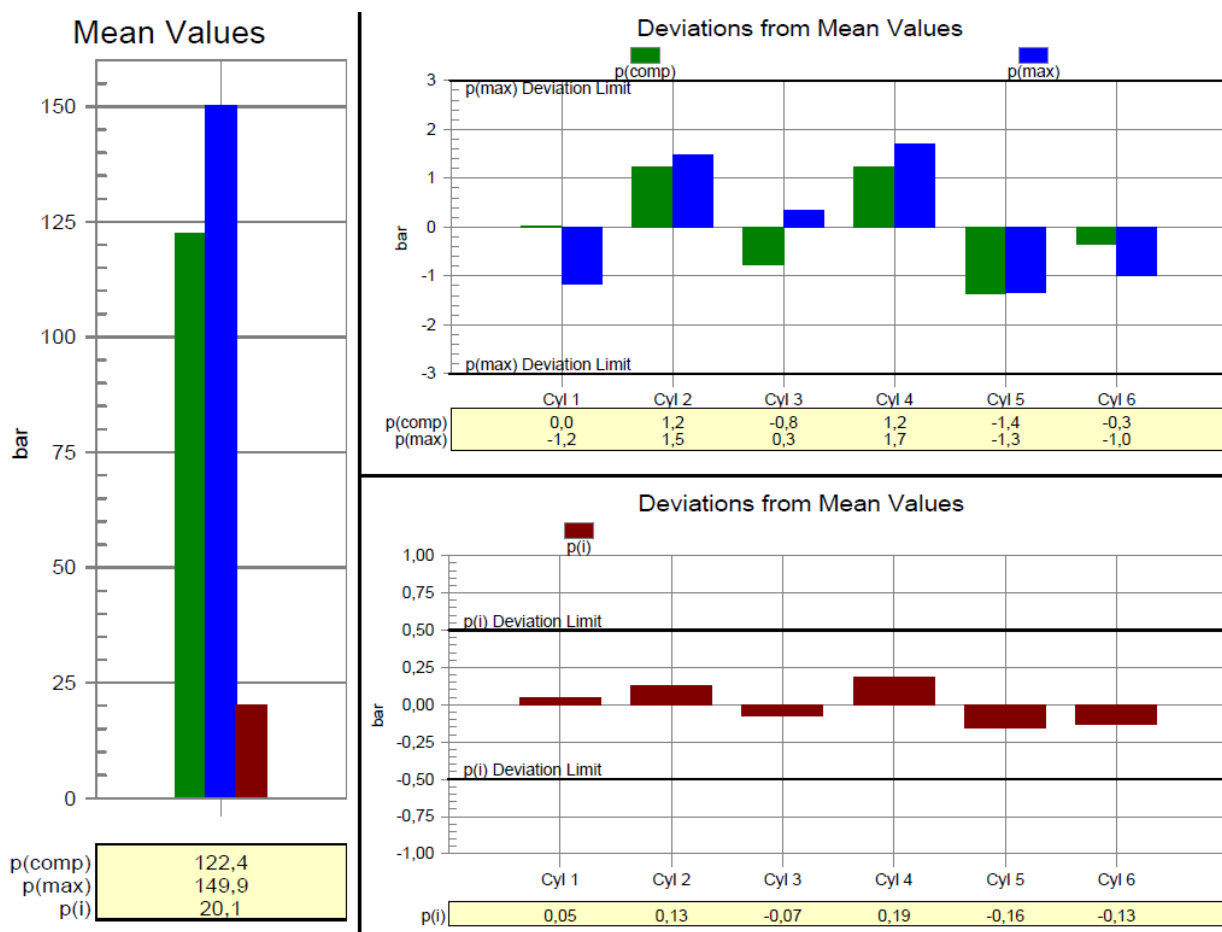
Slika 47. Otvoreni indikatorski dijagram pri 100% opterećenja motora [7]

Na slici 47 se nalaze otvoreni indikatorski p- α dijagrami svih 6 cilindara motora zavisnih o kutu koljenastog vratila. U prosjeku je za 100 % opterećenja tlak kompresije jednak 122.4 bara, dok je prosječni tlak izgaranja jednak 149.9 bara, a prosječni indicirani tlak je jednak 20.05 bara. Po obliku krivulje indikatorskog dijagrama vidljivo je da se vršilo jedno standardno kontinuirano ubrizgavanje. Pri brzini vrtnje od 128 ok/min i pri tlaku ispirnog zraka od 2.55 bara postiže se efektivna snaga od 7879 kW.

Cylinder Number	p(i) [bar]	p(comp) [bar]	p(max) [bar]	Engine Speed [rpm]	Effective Power [ekW]	Effective Power [bhp]	p(i) Deviation [bar]	Index Adjust [-]	Rotation of Link [-]	p(max) Deviation [bar]	Shim Adjust [-]
1	20,10	122,4	148,8	128,8	1316	1789	0,05			-1,2	
2	20,18	123,6	151,4	129,0	1324	1801	0,13			1,5	
3	19,98	121,6	150,3	128,8	1308	1778	-0,07			0,3	
4	20,24	123,6	151,6	128,5	1323	1799	0,19			1,7	
5	19,89	121,0	148,6	128,8	1302	1770	-0,16			-1,3	
6	19,92	122,0	148,9	129,0	1306	1776	-0,13			-1,0	
Mean	20,05	122,4	149,9	128,8	1313	1785					
New Mean	20,05		149,9								
Total					7879	10713					

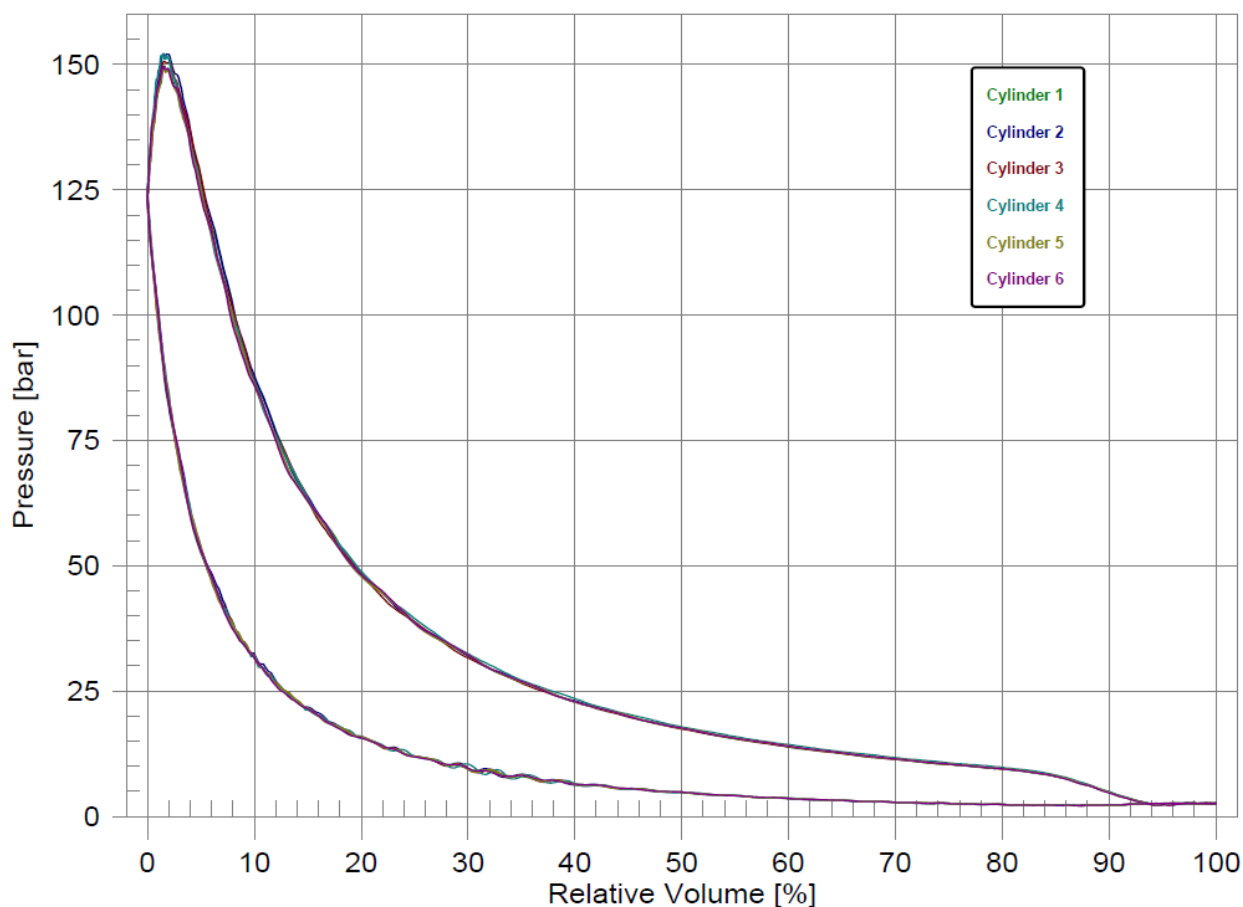
p(scav) = 2,55 bar

Slika 48. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 100 % opterećenja [7]



Slika 49. Dijagrami odstupanja pri 100% opterećenja [7]

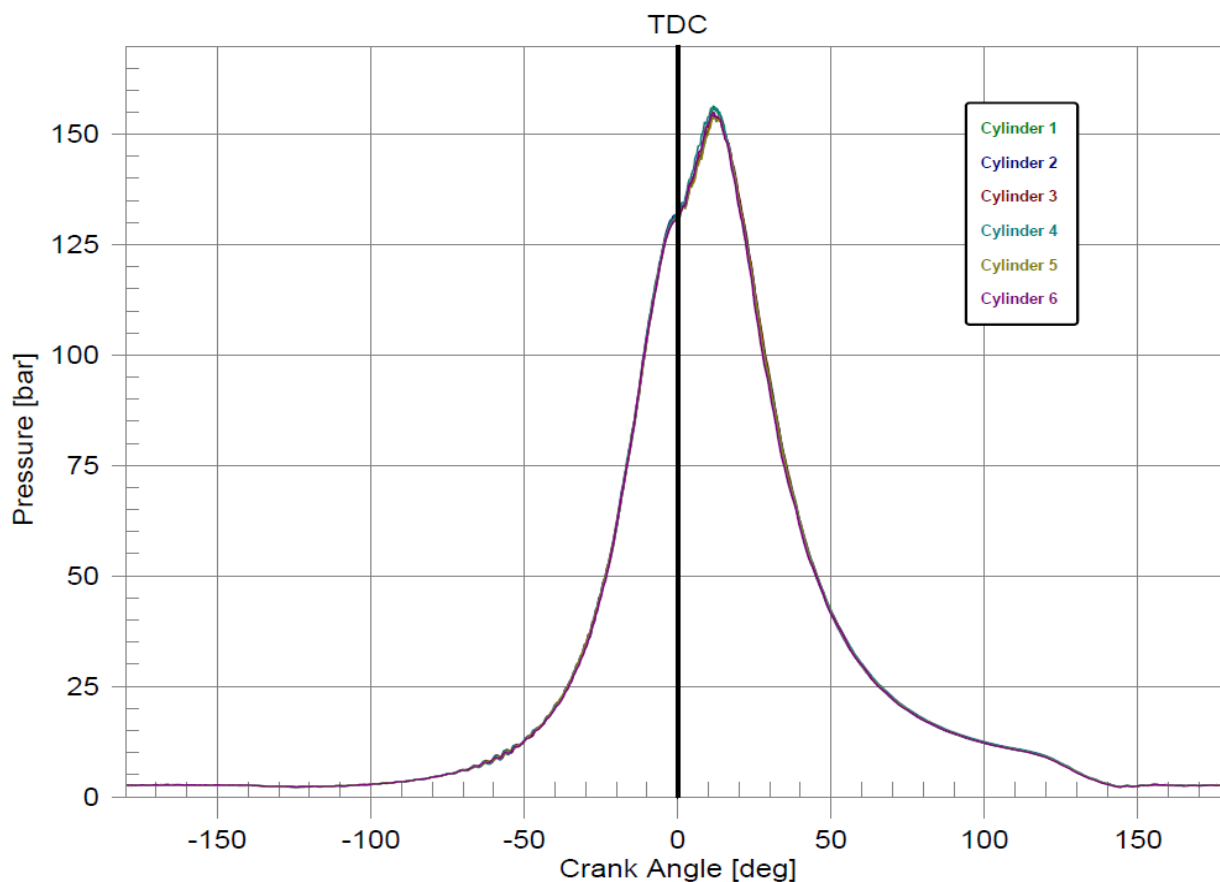
Na dijagramima (slika 49) su prikazana odstupanja pojedinih cilindara od srednje vrijednosti za tlak kompresije, tlak izgaranja i srednji indicirani tlak. Odstupanje vrijednosti p(i) ne bi smjelo premašivati $\pm 2.5\%$, a do odstupanja može doći zbog većih propuštanja kompresijskih prstenova, ubrizgavanja različite količine gorive zbog neispravnih pumpi i ubrizgača.



Slika 50. Zatvoreni indikatorski dijagram pri opterećenju od 100% [7]

Na slici 50 se nalazi zatvoreni indikatorski p-V dijagram. Površina u zatvorenom dijelu dijagrama predstavlja rad motora u jednom radnom procesu ovisno o tlaku i obujmu cilindra, te se zatvorenim indikatorskim dijagramom određuje srednji indicirani tlak. Srednji indicirani tlak može se izračunati iz površine pomoću planimetra, te trapeznom ili Simpsonovom metodom. Srednji indicirani tlak je jedan od važnih pokazatelja rada i opterećenja cilindra motora.

Analiza indikatorskih dijagrama motora pri 110% opterećenja



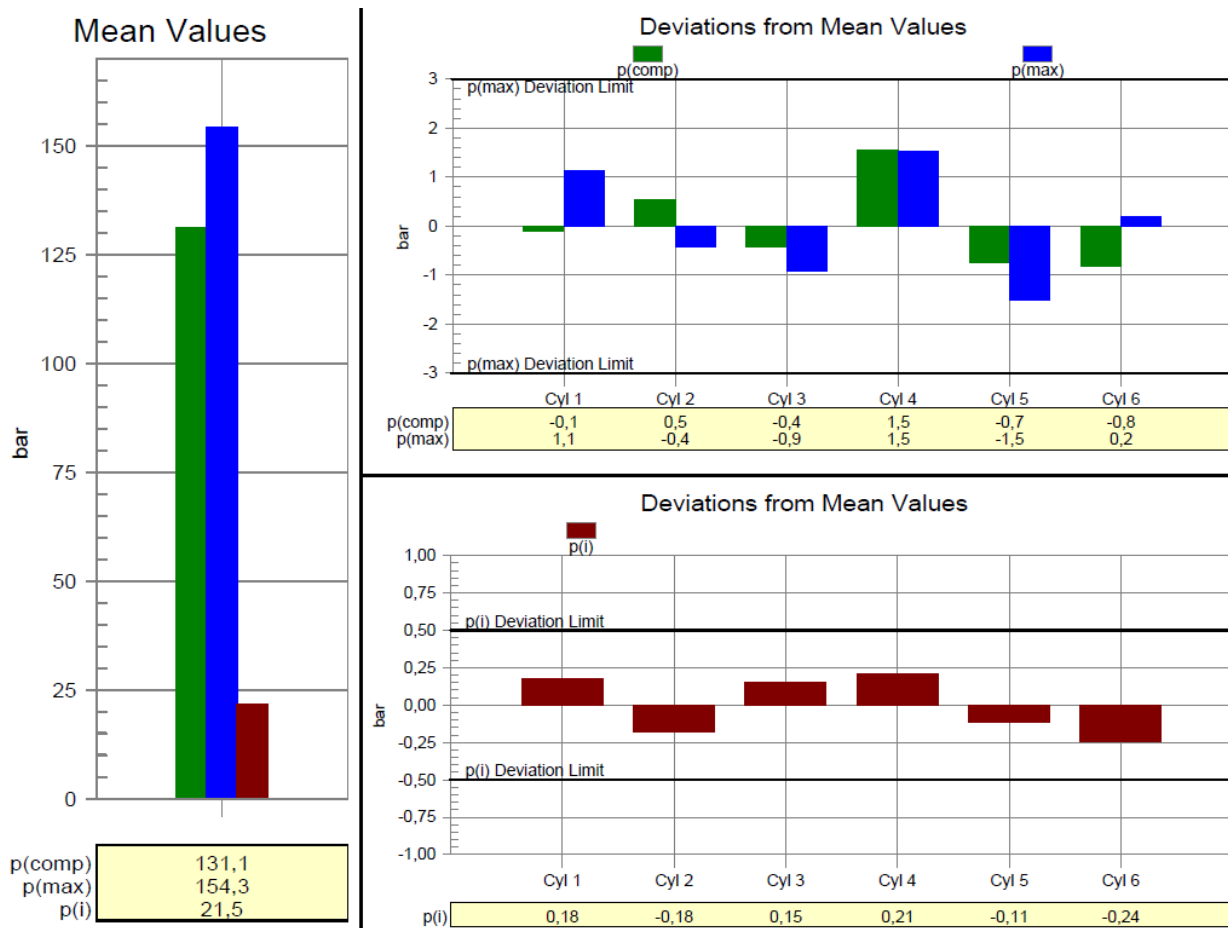
Slika 51. Otvoreni indikatorski dijagram pri 110% opterećenja motora [7]

Na slici 51 se nalaze otvoreni indikatorski p- α dijagrami svih 6 cilindara motora zavisnih o kutu koljenastog vratila. U prosjeku je za 110 % opterećenja tlak kompresije jednak 131.1 bara, dok je prosječni tlak izgaranja jednak 154.3 bara, a prosječni indicirani tlak je jednak 21.51 bara. Po obliku krivulje indikatorskog dijagrama vidljivo je da se vršilo jedno standardno kontinuirano ubrizgavanje. Pri brzini vrtnje od 133.4 ok/min i pri tlaku ispirnog zraka od 2.61 bara postiže se efektivna snaga od 8789 kW.

Cylinder Number	p(i) [bar]	p(comp) [bar]	p(max) [bar]	Engine Speed [rpm]	Effective Power [kW]	Effective Power [bhp]	p(i) Deviation [bar]	Index Adjust [-]	Rotation of Link [-]	p(max) Deviation [bar]	Shim Adjust [-]
1	21,69	131,0	155,4	133,0	1473	2003	0,18			1,1	
2	21,33	131,6	153,8	133,6	1454	1977	-0,18			-0,4	
3	21,67	130,7	153,3	133,6	1478	2009	0,15			-0,9	
4	21,72	132,6	155,8	133,6	1482	2014	0,21			1,5	
5	21,40	130,3	152,7	133,3	1456	1979	-0,11			-1,5	
6	21,27	130,3	154,5	133,3	1446	1967	-0,24			0,2	
Mean	21,51	131,1	154,3	133,4	1465	1991					
New Mean	21,51		154,3								
Total					8789	11949					

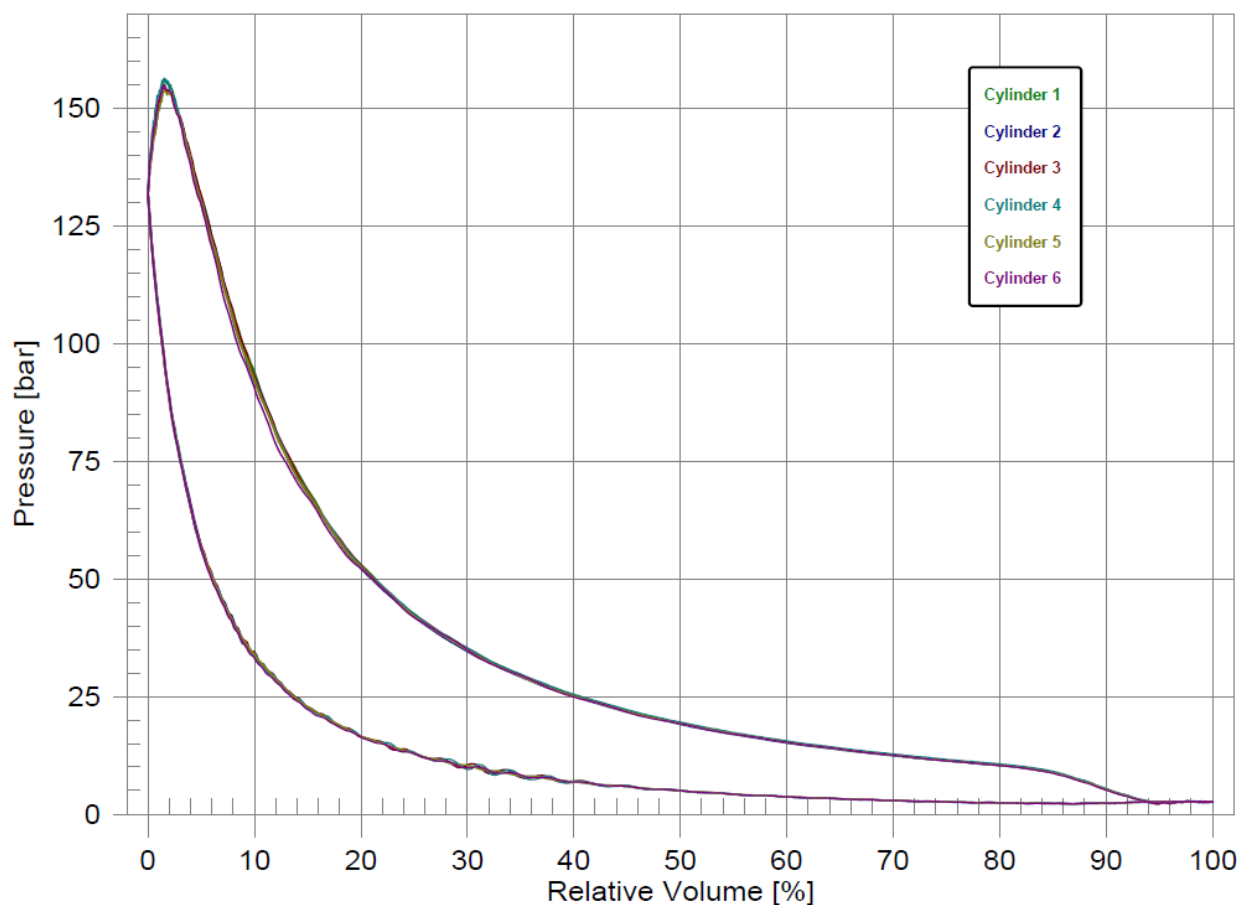
p(scav) = 2,61 bar

Slika 52. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 100 % opterećenja [7]



Slika 53. Dijagrami odstupanja pri 100% opterećenja [7]

Na dijagramima (slika 53) su prikazana odstupanja pojedinih cilindara od srednje vrijednosti za tlak kompresije, tlak izgaranja i srednji indicirani tlak. Odstupanje vrijednosti p(i) ne bi smjelo premašivati $\pm 2.5\%$, a do odstupanja može doći zbog većih propuštanja kompresijskih prstenova, ubrizgavanja različite količine gorive zbog neispravnih pumpi i ubrizgača.



Slika 54. Zatvoreni indikatoski dijagram pri opterećenju od 110% [7]

Na slici se nalazi zatvoreni indikatoski p-V dijagram. Površina u zatvorenom dijelu dijagrama predstavlja rad motora u jednom radnom procesu ovisno o tlaku i obujmu cilindra, te se zatvorenim indikatoskim dijagramom određuje srednji indicirani tlak. Srednji indicirani tlak može se izračunati iz površine pomoću planimetra, te trapeznom ili Simpsonovom metodom. Srednji indicirani tlak je jedan od važnih pokazatelja rada i opterećenja cilindra motora.

10.ZAKLJUČAK

Stvarni proces izgaranja u motoru može se pratiti preko indikatorskih dijagrama koji se dobivaju snimanjem na motoru. Na taj način nastaje učinkovit alat za definiranje značajki procesa izgaranja. Vrijednosti dobivene snimanjem indikatorskih dijagrama i njihova analiza mogu se iskoristiti za optimizaciju emisije štetnih plinova i potrošnje goriva tijekom rada motora. Indikatorskim dijagramima snimaju se maksimalni tlakovi izgaranja, tlakovi ubrizgavanja goriva, tlakovi kompresije, otvaranje i zatvaranje ispušnih ventila te otvaranje i preklapanje usisnih otvora. Odstupanja od projektiranih vrijednosti omogućavaju uvid u stanje samog motora te ukazuju na određenu potrebu za njegovo podešavanje, popravak ili čišćenje. Snimljeni indikatorski dijagrami daju pregled ispravnosti odvijanja radnog ciklusa gdje svaka eventulana nepravilnost može ukazivati na kvar u motoru. Tako se jednostavnim matematičkim i programskim modelima dobivaju rezultati čije se vrijednosti koriste u daljnjoj analizi procesa u motorima s unutarnjim izgaranjem u cilju pronalaženja njihovog maksimuma funkcije.

10.1 LITERATURA

- [1] Parat, Želimir: Brodski motori s unutarnjim izgaranjem, Zagreb, 2005.
- [2] [file:///E:/DIPL/LIT Dieselnet technology guide.pdf](file:///E:/DIPL/LIT/Dieselnet%20technology%20guide.pdf)
- [3] Radica Gojmir, Dijagnostika kvarova, skripta, Pomorski fakultet Split, 2014.
- [4] Komar Ivan; Radica Gojmir, Brodski motori, skripta, Pomorski fakultet Split, 2012.
- [5] Živković Miodrag; Trifunović Radivoje: Ispitivanje motora sa unutarnjim izgaranjem, Mašinski fakultet Beograd, 1987.
- [6] Komar Ivan; Brodski motori, Autorizirana predavanja, Pomorski fakultet Split, 2012.
- [7] 6S46MC-C-PMI.pdf, report, 2006.

10.2 POPIS ILUSTRACIJA

Slika 1. Poprečni presjek brodskog dizelskog motora [1]	4
Slika 2. Rad četverotaktnog motora u p-v dijagramu [1]	6
Slika 3. Rad dvotaktnog motora u p-v dijagramu [1]	7
Slika 4. Shematski prikaz ubrizganog goriva koji se miješa sa zrakom [2]	12
Slika 5. Napredovanje izgaranja, tlaka u cilindru i temperature [2]	17
Slika 6. Formiranje emisijskih vrsta u ubrizganom gorivu pri zračnom vrtlogu [2]	18
Slika 7. Brzina otpuštanja topline, tlak cilindra i brzina ubrizgavanja goriva [2]	19
Slika 8. Shema spreja jednostruke mlaznice [2]	20
Slika 9. Prodiranje ubrizganog goriva kao funkcija vremena- u tlaku okoline [2]	23
Slika 10. Učinak tlaka ubrizgavanja na veličinu kapljice – Ovisno o geometriji rupe mlaznice (a) i promjeru rupe mlaznice (b) [2]	24
Slika 11. Tranzijentna promjena u distribuciji veličine kapljica [2]	25
Slika 12. Sažetak koraka prije i poslije samozapaljenja [2]	26
Slika 13. Odnos između temperature goriva i kuta ubrizgavanja goriva [2]	27
Slika 14. Faze izgaranja u dizelskim motorima [2]	30
Slika 15. Tri načina od smjese do izgaranja [2]	31
Slika 16. Shematski prikaz dijagrama dinamometra motora [2]	35
Slika 17. Dijagram tlaka i volumena [2]	36
Slika 18. Willansova linija [2]	38
Slika 19. Grafički prikaz srednjeg indiciranog efektivnog tlaka [2]	39
Slika 20. Učinak vremena ubrizgavanja na NO i druge parametre [2]	42
Slika 21. Parametri dizelskih motora koji utječu na formiranje čađe i oksidaciju [2]	46
Slika 22. Nedostatak brtvljenja klipnog prstena [2]	47
Slika 23. Izvori dima u dizelskim motorima [2]	50
Slika 24. Kapacitativni davač tlaka s elektroničkom jedinicom [3]	52
Slika 25. Senzor za mjerenje tlaka u cilindru sa Thompsonovom spojnicom [3]	53
Slika 26. shema sustava za snimanje indikatorskih dijagram pomoću računala [4]	54
Slika 27. Elektronsko indiciranje motora [4]	55
Slika 28. Izgled indikatorskih dijagrama [5]	55

Slika 29. Snimljeni indikatorski dijagrami za motor s različitim kutevima početka izgaranja (na slici I najranije, na slici IV najkasnije) [4]	56
Slika 30. Snimljeni dijagrami za motor s različitim kutevima početka izgaranja (na slici I najranije, na slici IV najkasnije) [4]	56
Slika 31. Otvoreni indikatorski dijagram pri 25% opterećenja motora [7]	60
Slika 32. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 25% opterećenja [7]	61
Slika 33. Dijagrami odstupanja pri 25% opterećenja [7]	61
Slika 34. Zatvoreni indikatorski dijagram pri opterećenju od 25% [7]	62
Slika 35. Otvoreni indikatorski dijagram pri 50% opterećenja motora [7]	63
Slika 36. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 50 % opterećenja [7]	63
Slika 37. Dijagrami odstupanja pri 50% opterećenja [7]	64
Slika 38. Zatvoreni indikatorski dijagram pri opterećenju od 50% [7]	65
Slika 39. Otvoreni indikatorski dijagram pri 67% opterećenja motora [7]	66
Slika 40. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 67 % opterećenja [7]	66
Slika 41. Dijagrami odstupanja pri 67% opterećenja [7]	67
Slika 42. Zatvoreni indikatorski dijagram pri opterećenju od 67% [7]	68
Slika 43. Otvoreni indikatorski dijagram pri 75% opterećenja motora [7]	69
Slika 44. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 75 % opterećenja [7]	69
Slika 45. Dijagrami odstupanja pri 75% opterećenja [7]	70
Slika 46. Zatvoreni indikatorski dijagram pri opterećenju od 75% [7]	71
Slika 47. Otvoreni indikatorski dijagram pri 100% opterećenja motora [7]	72
Slika 48. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 100 % opterećenja [7]	73
Slika 49. Dijagrami odstupanja pri 100% opterećenja [7]	73
Slika 50. Zatvoreni indikatorski dijagram pri opterećenju od 100% [7]	74
Slika 51. Otvoreni indikatorski dijagram pri 110% opterećenja motora [7]	75
Slika 52. Tablično poredani podaci ispitivanja motora pri 100 % opterećenja [7]	75
Slika 53. Dijagrami odstupanja pri 100% opterećenja [7]	76
Slika 54. Zatvoreni indikatorski dijagram pri opterećenju od 110% [7]	77