Analiza rada i optimizacija sporokretnih dvotaktnih diesel motora

Muše, Ante

Master's thesis / Diplomski rad

2018

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:164:581961

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-28**

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

zir.nsk.hr

UNIVERSITY OF SPLIT

dabar
DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI

SVEUČILIŠTE U SPLITU

POMORSKI FAKULTET

ANTE MUŠE

ANALIZA RADA I OPTIMIZACIJA SPOROKRETNIH DVOTAKTNIH DIESEL MOTORA

DIPLOMSKI RAD

SPLIT, 2018.

SVEUČILIŠTE U SPLITU

POMORSKI FAKULTET

STUDIJ: BRODOSTROJARSTVO

ANALIZA RADA I OPTIMIZACIJA SPOROKRETNIH DVOTAKTNIH DIESEL MOTORA

DIPLOMSKI RAD

MENTOR: **STUDENT:**

Prof. dr. sc. Gojmir Radica **Ante Muše (MB: 0171261803)**

SPLIT, 2018.

SAŽETAK

Zbog dodatnih pooštravanja propisa koji se odnose na ograničavanje emisije štetnih ispušnih plinova brodskih sporokretnih dvotaktnih Diesel motora postoji nužnost istraživanja motora u fazi projektiranja te predstavlja ključan korak u proizvodnji motora i postizanju željenih zahtjeva, stoga se provode intenzivna istraživanja za poboljšanje procesa izgaranja, postizanje željenih performansi i dozvoljenih razina štetnih ispušnih plinova. Višezonski model izgaranja posebno je razvijen model izgaranja koji se koristi za predviđanje karakteristika izgaranja kod Diesel motora s direktnim ubrizgavanjem te je u ovom radu primijenjen na brodski sporokretni dvotaktni Diesel motor. Pri proračunu u računalnom programu Boost izračunavaju se procesi promjene stanja i sastava plina u svim dijelovima motora. Proračunski model razmatranog motora vrši jednodimenzionalne proračune koji su daleko točniji od dosadašnjeg pristupa 0-dimenzijskih modela. Izvršena je kalibracija i validacija modela s dobivenim rezultatima ispitivanja motora pri 75 % opterećenja te je izvršena analiza utjecajnih parametara i optimizacija motora.

Ključne riječi: *Sporokretni dvotaktni brodski Diesel motor, Višezonski model izgaranja, optimizacija*

ABSTRACT

Due to the more stringent regulations regarding the limitation of emissions of harmful exhaust gases from marine slow speed two stroke Diesel engines, there is a need for engine research at the design stage and it is a key step in engine production and achievement of desired requirements, so intensive research is carried out to improve combustion processes, achieve desired performance and permissible levels of harmful exhaust gases. The Multi-zone combustion model is a specially developed combustion model that is used for the prediction of the combustion characteristics of a direct injection Diesel engine and it is applied in this paper on a marine slow speed two stroke Diesel engine. Calculation model of the engine considered performs one-dimensional calculations that are far more accurate than the existing approach of 0-dimensional models. The calibration and validation of the model with the results of the 75 % load test was carried out, and an analysis of the influence parameters and engine optimization was carried out.

Key words: *Slow speed marine Diesel engine, Multi-zone combustion model, optimization*

SADRŽAJ

1. UVOD 1

2. MEĐUNARODNI PROPISI KOJI SE ODNOSE NA ONEČIŠĆENJE ZRAKA S TRGOVAČKIH BRODOVA 3

3. BRODSKI MOTORI 6

3.1. ANALIZA RADA BRODSKOG SPOROKRETNOG DVOTAKTNOG DIESEL MOTORA 7

3.2. CIKLUS BRODSKOG SPOROKRETNOG DIESEL MOTORA 8

3.3. PREDNABIJANJE ISPIRNOG ZRAKA TURBOKOMPRESOROM. 11

3.4. PROCES IZGARANJA U BRODSKIM SPOROKRETNIM DVOTAKTNIM DIESEL MOTORIMA 14

3.4.1. KARAKTERISTIKE MLAZA GORIVA 14

3.4.2. RASPAD MLAZA GORIVA 16

3.4.3. IZGARANJE 20

3.4.4. IZGARANJE HOMOGENE SMJESE 21

3.4.5. IZGARANJE HETEROGENE SMJESE 23

4. ISPUŠNE EMISIJE I FORMIRANJE ONEČIŠĆIVAČA ZRAKA TIJEKOM PROCESA IZGARANJA U DIESEL MOTORU 26

4.1. NOx EMISIJE 27

4.2. HC EMISIJE 27

4.3. CO EMISIJE 27

4.4. CO_2 EMISIJE 28

4.5. SOx EMISIJE 28

4.6. KRUTE ČESTICE 28

5. METODE SMANJIVANJA EMISIJE ŠTETNIH ONEČIŠĆUJUĆIH TVARI IZ BRODSKIH DIESEL MOTORA 30

5.1. PRIMARNE METODE 31

5.1.1. PREINAKE SUSTAVA IZGARANJA 31

5.1.2. IZRAVNO UBRIZGAVANJE VODE 37

5.1.3. KORIŠTENJE EMULZIJE VODE I GORIVA 38

5.1.4. PREINAKE SUSTAVA ZA DOVOD ZRAKA 39

5.1.5. RECIRKULACIJA ISPUŠNIH PLINOVA 41
5.2. SEKUNDARNE METODE 42
5.2.1. SELEKTIVNA KATALITIČKA REDUKCIJA 42
5.2.2. UPOTREBA GORIVA S NISKIM POSTOTKOM SUMPORA 44
5.2.3. SUSTAV SMANJENJA EMISIJE POMOĆU PLAZME 44
6. VAŽNE ZNAČAJKE DIESEL MOTORA 46
6.1. SNAGA 46
6.2. KORISNOST 46
6.3. POTROŠNJA GORIVA 47
6.4. POTROŠNJA ZRAKA 48
6.5. PRETIČAK ZRAKA, OMJER MIJEŠANJA 48
6.6. INDICIRANI I EFEKTIVNI RAD, SREDNJI TLAK, SPECIFIČNI RAD, SNAGA 49
6.7. REFERENTNO STANJE, NORMNO STANJE 51
6.8. OSTALE ZNAČAJKE 52
6.9. DEFINICIJE SNAGE MOTORA 53
6.9.1. DEKLARIRANA SNAGA 53
6.9.2. INDICIRANA SNAGA 53
6.9.3. SNAGA NA KOČNICI 53
6.9.4. TRAJNA SNAGA 53
6.9.5. SNAGA PREOPTEREĆENJA 54
6.9.6. SNAGA GRANIČNOG POLOŽAJA RUČICE GORIVA 54
6.9.7. ISO STANDARDNA SNAGA 54
6.9.8. POGONSKA SNAGA 54
6.9.9. POGONSKA STANDARDNA SNAGA 54
6.9.10. PODEŠAVANJE SNAGE 55
6.9.11. OPTEREĆENJE 55
7. MODELIRANJE DVOTAKTNOG SPOROKRETNOG DIESEL MOTORA 56
7.1. IZRAČUNAVANJE SVOJSTAVA PLINOVA 56
7.2. CILINDAR 57
7.2.1. PRORAČUN PROCESA U CILINDRU SA ZATVORENIM ISPIRNIM KANALIMA I ISPUŠNIM VENTILOM 61

7.2.2. PRORAČUN PROCESA U CILINDRU ZA VRIJEME IZMJENE RADNOG MEDIJA *61*
7.2.3. PRORAČUN MASENOG PROTOKA PLINOVA KOJI ULAZE I IZLAZE IZ CILINDRA *61*
7.2.4. MODEL ISPIRANJA *62*
7.2.5. PRORAČUN KINEMATIKE STAPNOG MEHANIZMA *63*
7.2.6. PRIJENOS TOPLINE U CILINDRU *64*
7.2.7. PRIJENOS TOPLINE U USISNIM I ISPUŠNIM KANALIMA *65*
7.2.8. PRORAČUN GUBITAKA USLIJED STRUJANJA PLINOVA PORED STAPA *66*
7.2.9. MODEL IZGARANJA (BRZINA OSLOBAĐANJA TOPLINE IZGARANJEM) *67*
7.3. AVLMZCM MODEL IZGARANJA **67**
7.3.1. Dobava zraka do mlaza goriva *68*
7.3.2. Model zagrijavanja i isparavanja kapljice goriva *69*
7.3.3. Model zakašnjenja paljenja *70*
7.3.4. Model izgaranja *71*
7.3.5. Povrat izgorenog plina u mlaz goriva *71*
7.3.6. Prijenos topline između zona *72*
7.3.7. Modeli tvorbe polutanata *72*
7.4. MODELI ISPUŠNIH EMISIJA **73**
7.4.1. Model stvaranja Nox-a *73*
7.4.2. Model stvaranja CO-a *73*
7.4.3. Model stvaranja čađe *74*
7.5. PRORAČUN STRUJANJA U CIJEVIMA **75**
7.5.1. Trenje u cijevi *76*
7.5.2. Prijenos topline na stijenke cijevi *76*
8. IZRADA MODELA **77**
8.1. KONTROLA SIMULACIJE **77**
8.1.1. Broj ciklusa *77*
8.1.2. Kontrola konvergencije *78*
8.1.3. Postavke goriva *79*
8.1.4. Početni uvjeti *79*

8.1.5. Izlazna kontrola ... 80
8.2. POSTAVLJANJE I POVEZIVANJE KOMPONENTI MODELA ... 80
8.3. MODEL MOTORA ... 81
8.4. SUČELJE MOTORA ... 82
8.5. GRANICE SUSTAVA ... 82
8.6. CIJEVI ... 83
8.7. MODELIRANJE CILINDRA ... 84
8.7.1. Opći podaci ... 84
8.7.2. Model ispiranja ... 85
8.7.3. Početni uvjeti u cilindru ... 85
8.7.4. Model izgaranja ... 86
8.7.5. Model prijenosa topline ... 89
8.7.6. Specifikacija ventila ... 90
9. KALIBRACIJA MODELA ... 92
10. UTJECAJ RAZNIH PARAMETARA NA PERFORMANSE I EMISIJE ŠTETNIH ISPUŠNIH PLINOVA MOTORA ... 94
10.1. UTJECAJ KOMPRESIJSKOG OMJERA ... 94
10.2. UTJECAJ KUTA POČETKA UBRIZGAVANJA ... 96
10.3. UTJECAJ KUTA OTVARANJA ISPUŠNOG VENTILA ... 98
10.4. UTJECAJ KUTA ZATVARANJA ISPUŠNOG VENTILA ... 101
10.5. UTJECAJ PROMJERA SAPNICE ... 103
10.6. UTJECAJ TLAKA UBRIZGAVANJA ... 105
11. OPTIMIZACIJA ... 109
11.1. OPTIMIZACIJA MOTORA KOD MIJENJANJA TLAČNIH PROFILA UBRIZGAVANJA ... 109
11.1.1. Optimizacija parametra 2. ... 112
11.1.2. Optimizacija parametra 3. ... 114
11.1.3. Usporedba najvažnijih rezultata variranjem parametara 1., 2. i 3. nakon optimizacije 117
12. ZAKLJUČAK ... 120
LITERATURA ... 122

POPIS TABLICA 124

POPIS SLIKA 125

POPIS KRATICA 129

1. UVOD

Trgovački brodovi značajno doprinose globalnom zagađenju s ispušnim emisijama kao što su dušični oksidi (NOx), sumporni oksidi (SOx), fine čestice (PM), ugljikovodici (HC) i ugljikovi oksidi (CO, CO_2). Procjena utjecaja procesa njihovih stvaranja, emitiranih količina i utjecaji emisije, važni su čimbenici za donošenje odluka u razvoju propisa, kao i za projektante motora koji imaju za cilj poboljšanje sporokretnih dvotaktnih brodskih Diesel motora, zbog dodatnih pooštravanja propisa koji se odnose na ograničavanje emisije štetnih ispušnih plinova [1]. Ovakvi zahtjevi postavili su nužnost istraživanja u fazi projektiranja motora kao ključan korak u proizvodnji motora i postizanja željenih zahtjeva, stoga se provode intenzivna istraživanja za poboljšanje procesa izgaranja, postizanje željenih performansi i dozvoljenih razina štetnih ispušnih plinova. Procesi koji se odvijaju u motoru za vrijeme njegova rada vrlo su složeni te su pri procjenjivanju ponašanja izgaranja u cilindru jedan od najznačajnijih parametara razvijeni tlakovi u cilindru. Da bi se ovakve dijagrame razvijenih tlakova za neki motor moglo dobiti još u fazi razvoja motora, njegove performanse i emisije ispušnih plinova ili da bi se moglo vidjeti kako određena promjena na nekom dijelu motora djeluje na taj motor, procese u motoru treba matematički što vjernije i što točnije opisati [5]. Istraživači su razvili nekoliko modela sporokretnih Diesel motora za istraživanje performansi motora. Andreadis et al. koristi sporokretni dvotaktni Diesel motor, pri punom radnom opterećenju da bi utvrdio strategije predubrizgavanja goriva koristeći simulacije računalne dinamike fluida s evolucijskim algoritmom [19]. Guan et al. koristi modularni nuldimenzionalni model motora koji je napravljen u MatLab-u te u Simulink okruženju kako bi istražio rad sporokretnih dvotaktnih Diesel motora [20]. Varbanets et al. svrha istraživanja bila je utvrditi metode s kojima se proces izgaranja u brodskom Diesel motoru može unaprijediti [21]. Cilj ovog rada je izvršiti analizu rada sporokretnog dvotaktnog Diesel motora, izvršiti analizu stvaranja ispušnih emisija u motoru i načine smanjivanja istih, zatim izraditi kalibrirani i validirani model sporokretnog dvotaktnog Diesel motora te istražiti i analizirati utjecaje raznih parametara na performanse i emisije štetnih ispušnih plinova te naposljetku izvršiti optimizaciju motora.

Ovaj rad se sastoji od 10 dijelova. U prvom dijelu rada bit će opisani međunarodni propisi koji se odnose na onečišćenje zraka s trgovačkih brodova. U drugom, trećem i četvrtom dijelu rada primijenit će se znanstvena metoda analize. U drugom dijelu rada biti će opisan princip rada brodskih sporokretnih dvotaktnih Diesel motora i detaljan opis procesa izgaranja. Nadalje u

trećem dijelu rada bit će opisane ispušne emisije motora i proces formiranja emisije štetnih ispušnih plinova tijekom procesa izgaranja u motoru. U četvrtom dijelu rada će se opisati metode smanjivanja emisije štetnih ispušnih plinova koje će se podijeliti na primarne i sekundarne metode. U petom dijelu rada će se opisati važne značajke Diesel motora. U šestom dijelu rada koristit će se znanstvena matematička metoda gdje će se prikazati proračun procesa u motoru upotrebom programskog paketa AVL Boost s višezonskim modelom izgaranja. Nadalje u sedmom, osmom, devetom i desetom dijelu rada koristit će se znanstvena metoda modeliranja. U sedmom dijelu rada opisat će se proces modeliranja sporokretnog dvotaktnog Diesel motora snage 6505 kW pri 93.6 o/min u računalnom programu AVL Boost. Zatim će se u osmom dijelu rada opisati proces kalibracije modela s ciljem dobivanja validiranog modela koji je kalibriran na rezultate mjerenja istog motora na probnom stolu. U devetom dijelu rada izvršit će se istraživanje utjecaja raznih parametara na performanse i emisije štetnih ispušnih plinova motora. U zadnjem dijelu rada izvršit će se optimizacija motora kod mijenjanja tlačnih profila ubrizgavanja.

2. MEĐUNARODNI PROPISI KOJI SE ODNOSE NA ONEČIŠĆENJE ZRAKA S TRGOVAČKIH BRODOVA

Propisi koji se odnose na onečišćenje zraka s trgovačkih brodova razvili su se na svjetskoj razini. Budući da je brodarstvo inherentno međunarodno, od iznimne je važnosti da je subjekt jedinstvenih propisa o pitanjima kao što su emisije ispušnih plinova s brodova. Brodarsku industriju uglavnom regulira Međunarodna pomorska organizacija (engl. *International maritime organization - IMO*)[1]. IMO se sastoji od odbora i pododbora koji su centar za tehnički dio posla donošenja zakona ili razvijanja i adaptiranja novih regulativa, koji djeluju kroz sastanke u kojima se susreću pomorski stručnjaci iz različitih zemalja, članica IMO-a. Jedan od tih odbora, koji je izravno vezan za sprječavanje onečišćenja zraka je Odbor za zaštitu morskog okoliša (engl. *Marine Environment Protection Committee - MEPC*). Među ostalim, najvažnija konvencija donesena od strane IMO-a, odnosno MEPC-a, je Međunarodna konvencija o sprječavanju onečišćenja s brodova (engl. *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships - MARPOL*) iz 1973. godine, koja je modificirana 1978. godine i od tada stupa na snagu s oznakom MARPOL 73/78. Konvencija ne pokriva samo nesreće zagađenjem naftom već i zagađenja kemikalijama, robom u pakiranoj formi, otpadnim vodama, smećem i onečišćenjem zraka [2].

MARPOL73/78 sadrži 6 dodataka koji se odnose na sprječavanje različitih oblika onečišćenja mora s brodova, a dodatak VI odnosi se na emisije ispušnih plinova brodskih motora i postrojenja: konvencija regulira emisije sumpornog oksida, dušičnog oksida i čestica iz ispušnih plinova te zabranjuje namjernu emisiju tvari koje oštećuju ozonski omotač.

Također sadrži odredbe koje omogućuju stvaranje posebnih područja kontrole emisije (engl. *Emission control area - ECA*) s još strožim nadzorom emisija onečišćujućih tvari u zrak. Dodatak VI. implementiran je 19. svibnja 2005. godine i postavlja granice za dušikove okside, sumporne okside i hlapive organske spojeve (engl. *Volatile organic compound - VOC*) iz ispušnih plinova i zabranjuje namjernu emisiju tvari koje oštećuju ozonski sloj. Regulativa 13 Dodatak VI, dušični oksidi (NOx), primjenjuje se na Diesel motore iznad 130 kW koji se ugrađuju na brodove izgrađene 1. siječnja 2000. ili kasnije, osim motora za hitne slučajeve kao što su generator u slučaju nužde, motor brodice za spašavanje itd. [1].

Na temelju datuma gradnje broda primjenjuju se tri različite razine NOx kontrole, kako slijedi:

- Razina 1 (engl. *Tier 1*) je implementirana 2005. godine i odnosi se na brodske Diesel motore ugrađene na brodove koji su izgrađeni na ili nakon 1. siječnja 2000. godine i prije 1. siječnja 2011. godine.

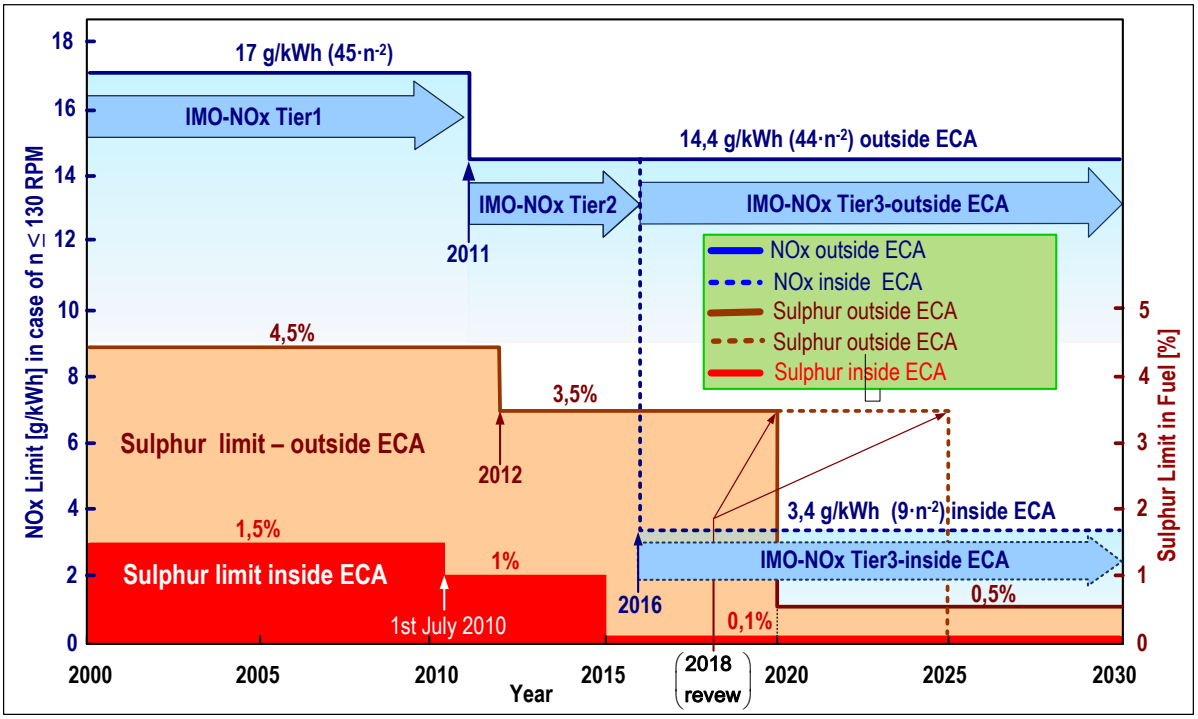
- Razina 2 (engl. *Tier 2*) je implementirana 1. siječnja 2011. godine i zamijenila je Razinu 1 standarda NOx emisija globalno. Primjenjuje se globalno na nove brodske Diesel motore ugrađene na brodove koji su izgrađeni na ili nakon 1. siječnja 2011. godine. Razina 2 standarda NOx emisija odgovara smanjenju od oko 20 % od standarda NOx emisije Razine 1. Razina 2 primjenjuje se izvan Razine 3 posebnih područja kontrole emisije ECA.

- Razina 3 (engl. *Tier 3*) je implementirana 2016. godine te se odnosi na nove brodske Diesel motore > 130 kW ugrađene na brodove koji su izgrađeni na ili nakon 1. siječnja 2016. godine tijekom rada motora unutar područja ECA. Razina 3 standarda NOx emisija odgovara smanjenju od oko 80 % od standarda NOx emisije Razine 1. Granice NOx emisije izražene su u ovisnosti o brzini motora u okretajima u minuti (o/min), kako je prikazano u tablici 1. i na slici 1. [1].

Tablica 1. Ograničenje NOx-a prema MARPOL-u Dodatak VI [29]

Razina (engl. *Tier*)	Datum izgradnje broda na ili nakon	Granica emisije NOx-a (g/kWh) n = nazivna brzina motora (o/min)		
		n < 130	n = 130 - 1999	n ≥ 2000
I	1. siječnja 2000	17.0	$45 \cdot n^{(-0.2)}$ Npr., 720 (o/min) – 12.1	9.8
II	1. siječnja 2011	14.4	$44 \cdot n^{(-0.23)}$ Npr., 720 (o/min) – 9.7	7.7
III	1. siječnja 2016	3.4	$9 \cdot n^{(-0.2)}$ Npr., 720 (o/min) – 2.4	2.0

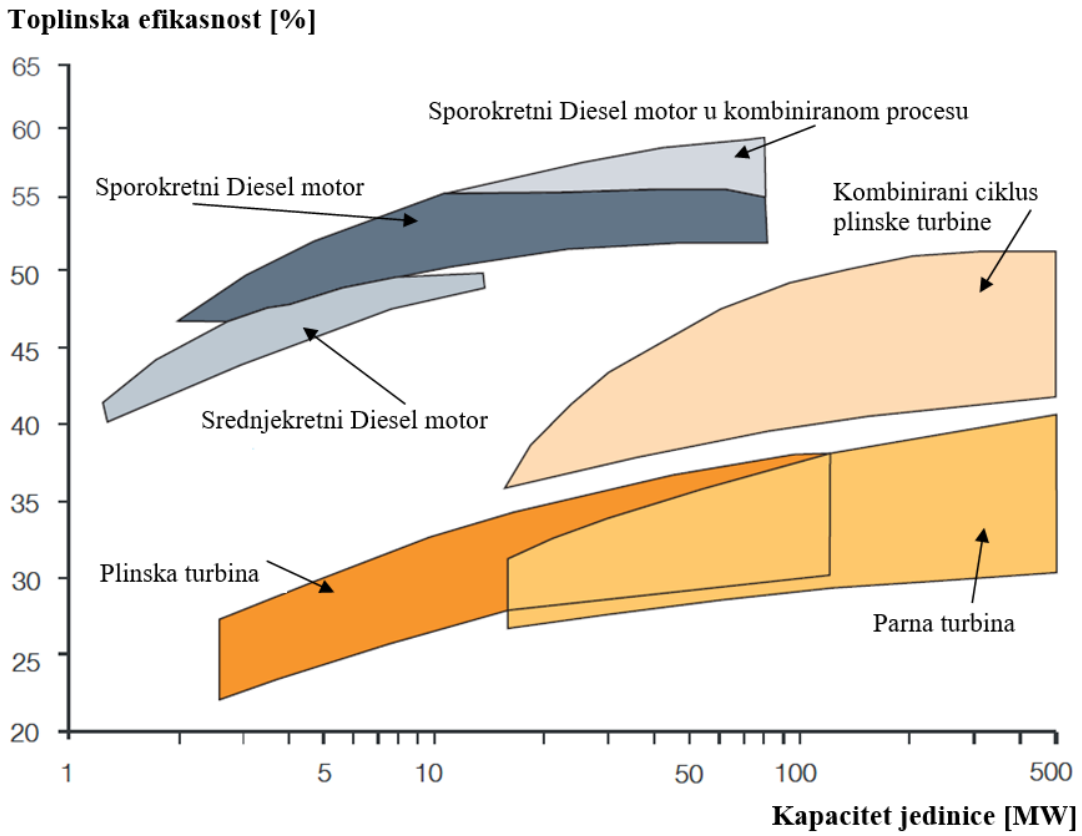
Za motore brzine manje od 130 o/min granica Razine III iznosi 3.4 g/kWh. Kada motor radi izvan ECA područja, tada mora zadovoljiti granicu Razine II od 14.4 g/kWh. Motori s brzinom većom od 130 o/min moraju zadovoljiti još niže granice. Može se prihvatiti svaka dodatna tehnologija smanjenja emisije NOx-a na traženu razinu. Nadalje, MARPOL dodatak VI je postavio maksimalnu globalnu granicu sumpora u gorivu koja iznosi 3.5 % u težini za sva goriva koja se koriste na brodu, dok će ta granica iznositi 0.5 % u težini od 1. siječnja 2020. godine. Dodatak VI također sadrži odredbe koje omogućuju uspostavljanje posebnih područja kontrole emisije SOx-a (ECA) uz strože razine emisija sumpora. U ECA području, količina sumpora u gorivu koji se koristi na brodu ne smije prijeći 0.1 % u težini. Iako se zahtjevi za SOx mogu zadovoljiti korištenjem goriva s niskim sadržajem sumpora, odredba omogućuje smanjenje emisija SOx-a alternativnim metodama na odgovarajuću razinu. Pravila za emisije SOx-a odnose se na sve brodove bez obzira na datum izgradnje broda. MARPOL-ov dodatak VI ponovno je na razmatranju radi daljnje namjere smanjenja emisija štetnih ispušnih plinova s brodova [1].



Slika 1. Smanjenje NOx-a i sumpora u gorivu na globalnoj razini i unutar ECA područja [1]

3. BRODSKI MOTORI

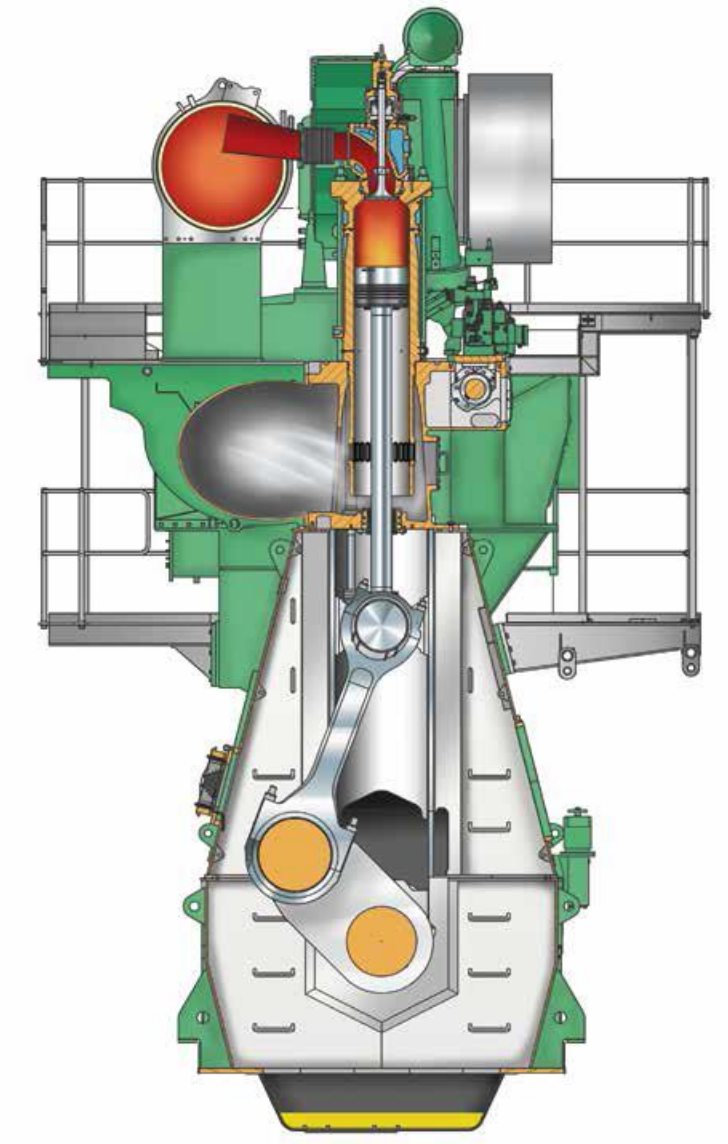
Potrebna snaga na brodovima dobiva se iz primarnih pokretača koji se mogu podijeliti na Diesel motore, plinske turbine, parne turbine i elektromotore. Sporokretni dvotaktni Diesel motor je najzastupljeniji primarni pokretač brodova trgovačke mornarice kao najefikasniji samostalni toplinski stroj s efikasnošću od 40 % do 56 % i s razvojem snage do 100 MW kod najvećih motora. Nadalje imaju nisku specifičnu potrošnju goriva od 160 do 185 g/kWh, relativno su neosjetljivi na kvalitetu goriva odnosno mogu raditi s lakim kao i s teškim gorivima, pa čak i s plinskim gorivima kod motora na dvojno gorivo (engl. *Dual fuel engines*) te imaju visoku pouzdanost. S druge strane glavni nedostaci su visoke emisije štetnih ispušnih plinova, vibracije, buka i nizak omjer snage naspram težine, ako se uspoređuje s plinskom turbinom [3]. Zbog niskog broja okretaja, (do 130 o/min) takvi su motori spojeni izravno na brodski vijak preko voda vratila, čime se isključuje upotreba reduktora te se postiže veća efikasnost postrojenja.



Slika 2. Usporedba efikasnosti i snage brodskih primarnih pokretača [24]

3.1. ANALIZA RADA BRODSKOG SPOROKRETNOG DVOTAKTNOG DIESEL MOTORA

Diesel motor je toplinski stroj s unutrašnjim izgaranjem u kojem se kemijska energija goriva procesom izgaranja pretvara u toplinsku energiju te se u procesu ekspanzije toplinska energija pretvara u mehanički rad.

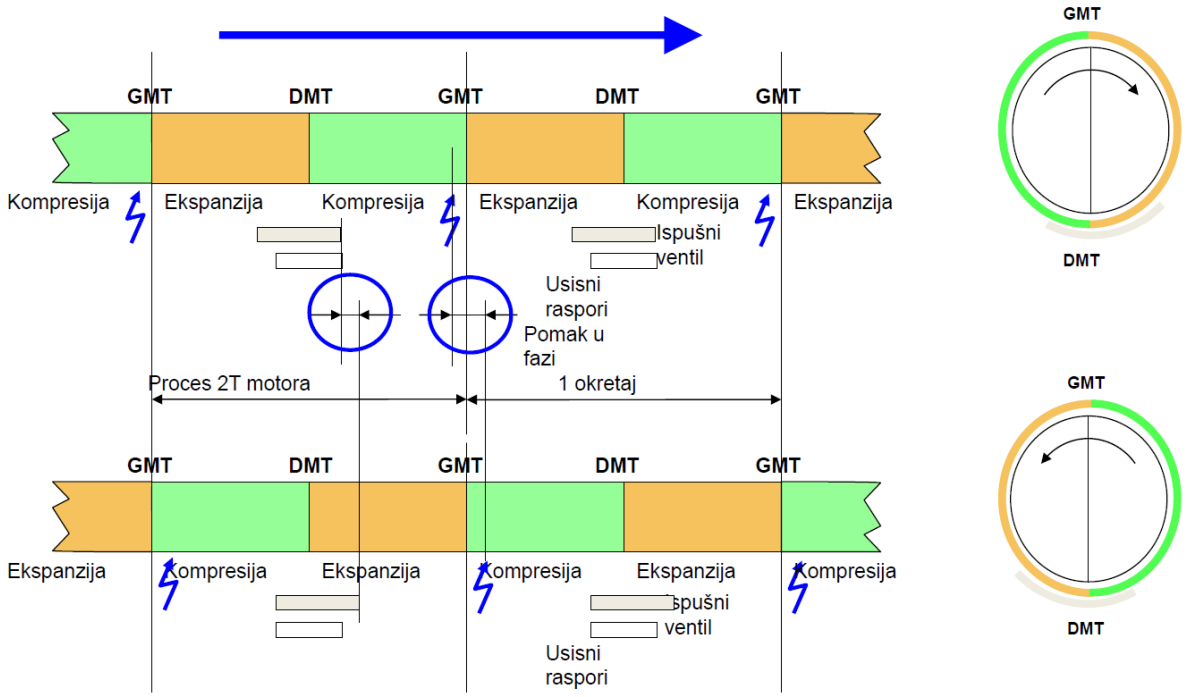


Slika 3. Poprečni presjek MAN S50ME-B sporokretnog brodskog Diesel motora [5]

3.2. CIKLUS BRODSKOG SPOROKRETNOG DIESEL MOTORA

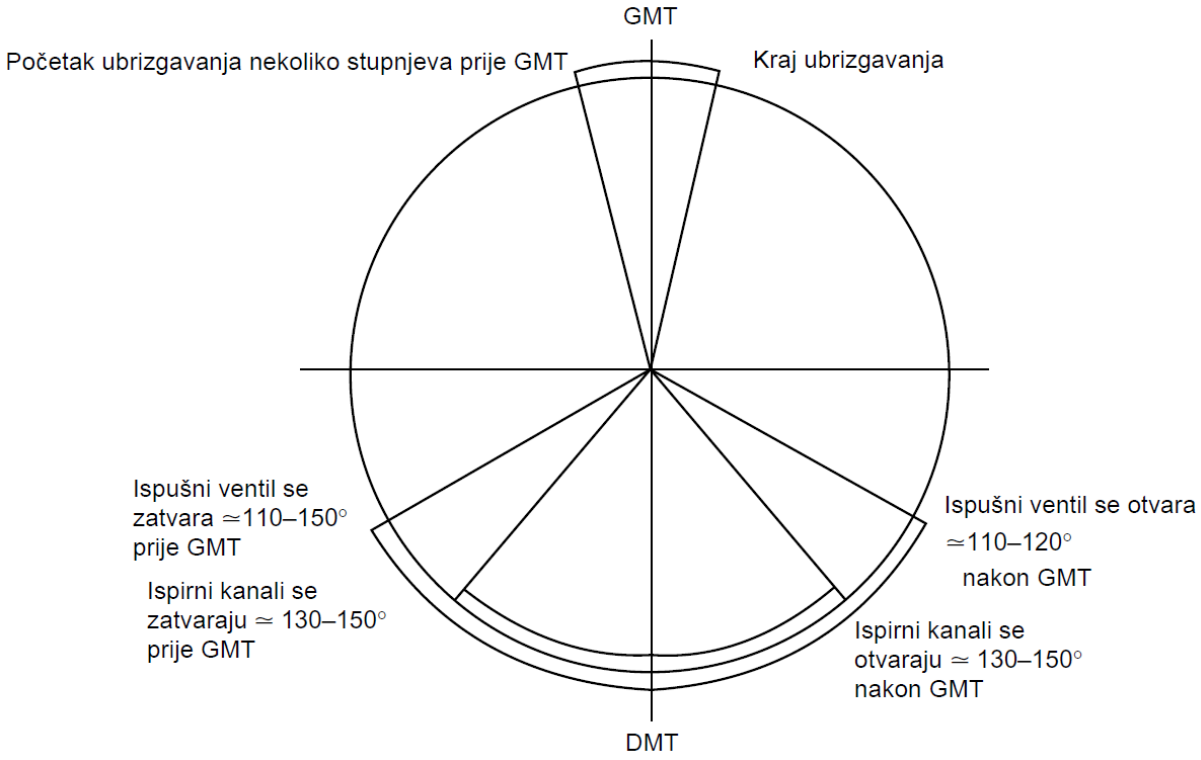
Ciklus u motoru može se obaviti u dva takta (jedan okret koljenastog vratila) ili u četiri takta (dva okreta koljenastog vratila). Takt (stapaj) definira se kao duljina puta stapa između donje mrtve točke (DMT) i gornje mrtve točke (GMT). Sporokretni brodski motori rade na principu dvotaktnog ciklusa, što znači da motor ima jedan radni takt po okretaju koljenastog vratila [3]. Radni proces dvotaktnih motora, događa se u dva hoda stapa (klipa) ili dva takta na sljedeći način:

- Takt kompresije: Ispiranje, kompresija, ubrizgavanje goriva i paljenje.
- Radni takt: Izgaranje, ekspanzija, ispuh i početak ispiranja [4].



Slika 4. Proces sporokretnog dvotaktnog Diesel motora u oba smjera vrtnje [8]

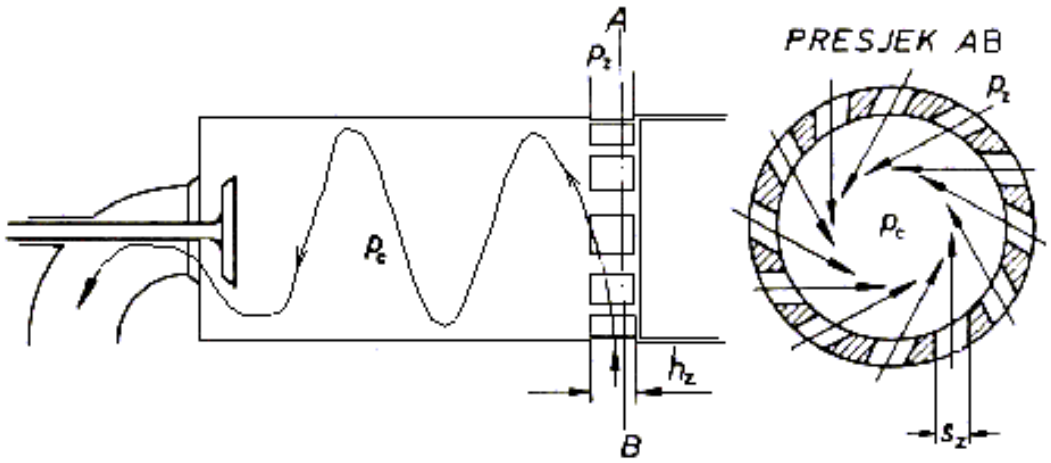
Tijekom takta kompresije, ispirni kanali i ispušni ventil su zatvoreni te je određeni volumen zraka zarobljen u cilindru. Stap se giba prema GMT, čime se komprimira zrak te dolazi do porasta tlaka i temperature (od 110 do 160 bara i od 600 do 800 °C ovisno o tipu motora) koja je dovoljna za samozapaljenje goriva koje se ubrizgava nekoliko stupnjeva prije GMT ovisno o brzini motora [3,5].



Slika 5. Ciklus dvotaktnog sporokretnog Diesel motora [5]

Pri kraju takta kompresije, počinje izgaranje i nastavlja se od 30 do 50 °KV nakon GMT tijekom radnog takta. Plinovi izgaranja ekspandiraju i obavljaju rad na stapu, tlačeći ga od GMT do DMT. Pri kraju ekspanzije, ispušni ventil se otvara pri 110 do 120 °KV nakon GMT kako bi se potaknulo brzo ispiranje, a ispušni plinovi padaju na tlak ispušnog kolektora te se ovaj proces naziva slobodni ispuh [3, 5]. Na ovaj način inercija ispušnih plinova, koji se gibaju oko brzine zvuka potiče brzi protok ispirnog zraka kroz cilindar uz minimalno miješanje s ispušnim plinovima, jer bilo koja neispuhana količina ispušnih plinova smanjuje volumen zraka koji se može ubaciti za idući takt [5]. U prvom dijelu slobodnog ispuha, do tlaka u cilindru od otprilike 2 bar-a, istjecanje je natkritično i odvija se brzinom zvuka. Pri temperaturi od oko T = 1000 K brzina istjecanja iznosi 500-600 m/s. U drugom dijelu slobodnog ispuha istjecanje je potkritično i brzina naglo pada. Do trenutka kada se ispirni kanali otvore, tlak u cilindru doseći će tlak niži od tlaka ispirnog zraka [6]. Ispirni kanali otvaraju se pri 130 do 150 °KV nakon GMT te tada započinje ispiranje cilindra ispirnim zrakom, a ova faza se naziva prisilni ispuh. Ispiranje koje se događa kada se stap giba prema DMT, završava kada se stap giba prema GMT. Ispirni kanali i ispušni ventil zajedno su otvoreni pri čemu prednabijeni i ohlađeni zrak iz ispirnog kolektora ulazi u cilindar i pritom prisiljava ispušne plinove kroz ispušni ventil. Opisani proces ispiranja naziva se uzdužno ispiranje [3, 6]. Ova faza naziva se gubitak punjenja ispirnog zraka, ako se

ispirni kanali zatvaraju prije ispušnog ventila, te svježe punjenje još izlazi dok se tlak u cilindru ne izjednači s ispuhom. U slučaju da se ispirni kanali zatvaraju poslije ispušnog ventila (svježa smjesa još ulazi u cilindar dok se ne zatvore ispirni kanali), dolazi do dodatnog punjenja/nabijanja, pri čemu tlak raste [6]. Ispirni kanali bit će zatvoreni pri onoliko stupnjeva nakon GMT, pri koliko su bili otvoreni nakon GMT, a to je pri 130 do 150 °KV, dok se ispušni ventil zatvara pri 110 do 150 °KV prije GMT [5]. Suvremeni dvotaktni brodski Diesel motori koriste uzdužni sustav ispiranja. Kako bi zrak, koji ulazi na donjem dijelu košuljice cilindra, što bolje isprao unutrašnjost cilindra, struje zraka u cilindar uvode se tangencijalno [6]. Uzdužno ispiranje cilindra karakteristično je po strujanju zraka uzduž osi cilindra kojim se istiskuju ispušni plinovi uz minimalno miješanje s njima uz koeficijent zaostalih plinova γ_r od 0,05 do 0,09. Ispirni kanali za uzdužno ispiranje smješteni su na donjem dijelu košuljice po cijelom obodu. Takav raspored raspora omogućuje dostatno velike otvore za strujanje zraka, pri relativno maloj visini raspora, također i ravnomjerno raspoređivanje zraka po presjeku cilindra. Svi su otvori jednake visine i oblika [4].

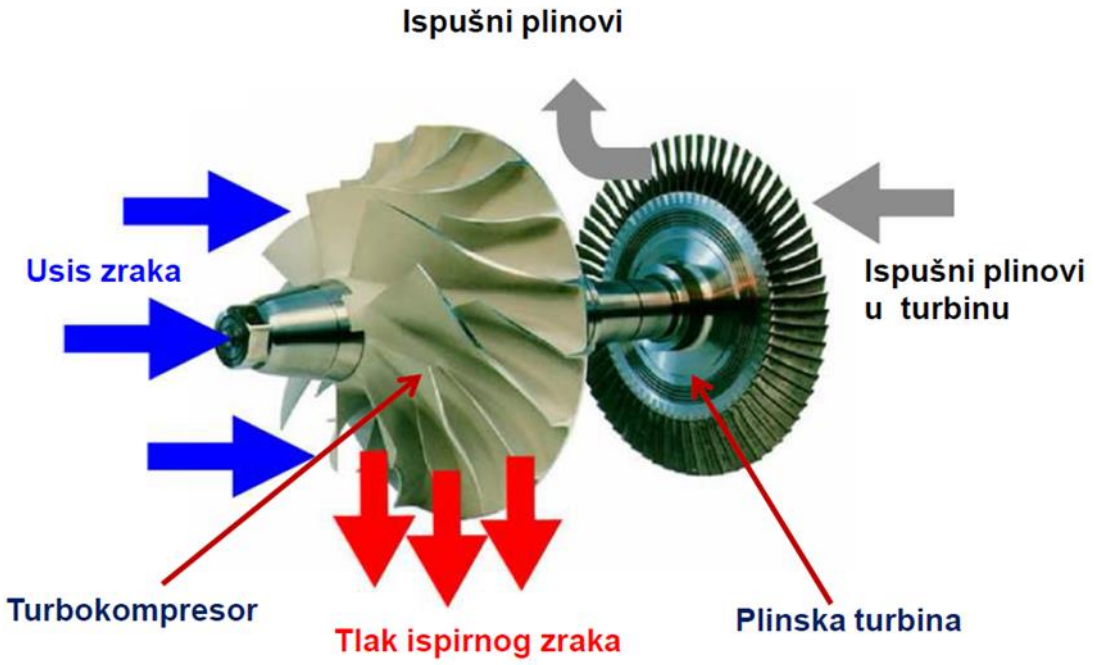


Slika 6. Uzdužno ispiranje dvotaktnih Diesel motora [6]

Tangencijalno usmjeren zrak na ulazu u cilindar osigurava njegovo strujanje kroz cilindar prema ispušnom ventilu po vijčanoj stazi. Uslijed rotacije nastali vrtlog zraka je vrlo stabilan, ne skreće te se takvo strujanje zadržava do kraja kompresije, što poboljšava uspostavu kvalitetnije smjese zraka i goriva [4, 6]. Da bi se ispiranje moglo obaviti ispirni zrak je potrebno prednabiti pomoću turbokompresora [3].

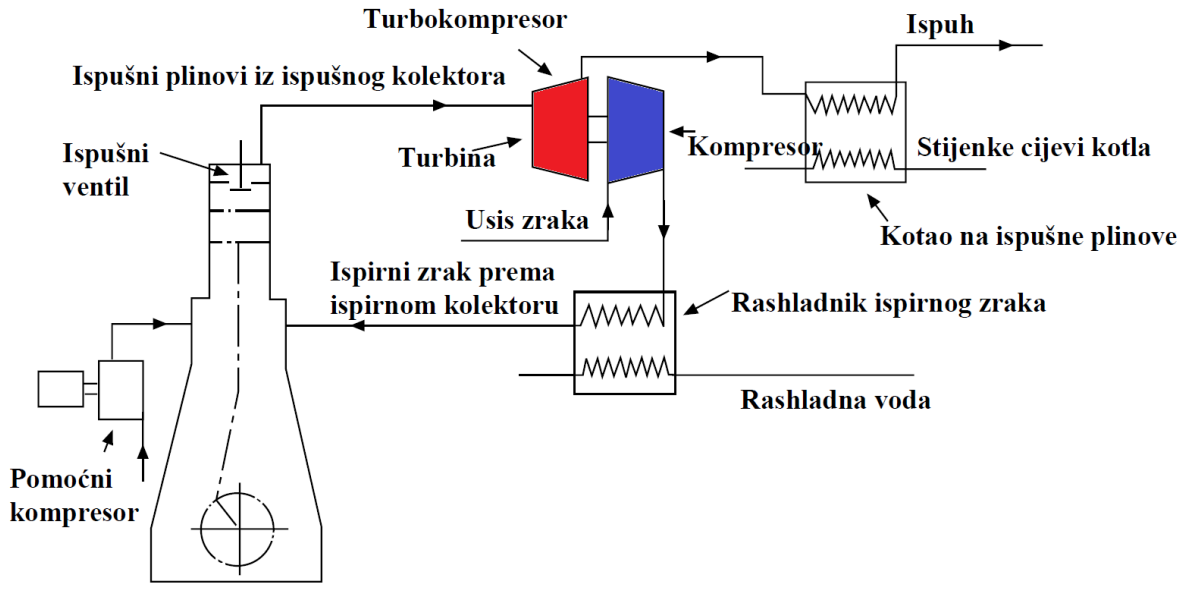
3.3. PREDNABIJANJE ISPIRNOG ZRAKA TURBOKOMPRESOROM

Izgaranjem goriva u sporokretnim dvotaktnim Diesel motorima oslobađa se toplina od koje se 40-56 % pretvara u korisni mehanički rad, a sve ostalo su gubici za motor. Gotovo 25 % topline odlazi u atmosferu preko ispušnih plinova. Tehničkim usavršavanjem i nadograđivanjem Diesel motora poboljšava se ekonomičnost brodskog pogona iskorištavanjem otpadne topline ispušnih plinova, topline koja se ranije ispuštala u atmosferu. Jedan dio te topline iskorištava se u plinskim turbinama za pogon kompresora koji dobavljaju ispirni zrak potreban za izgaranje goriva, a dio energije iz ispušnih plinova može se rabiti i u raznim kogeneracijskim postrojenjima za brodske potrebe ili za vračanje energije na vratilo motora, čime se postiže veća efikasnost postrojenja [4]. Na sporokretne Diesel motore za potrebe ispiranja ugrađuje se turbokompresor. Budući da gustoća zraka određuje ukupnu količinu goriva koja se može izgorjeti u cilindru tijekom radnog ciklusa, ona također određuje i maksimalnu snagu koja se može razviti u motoru. Povećanjem gustoće ispirnog zraka prikladnim kompresorom, povećava se i dovedena masa zraka u cilindar tijekom radnog ciklusa, čime se omogućuje izgaranje veće mase goriva s posljedičnim porastom snage motora [5].



Slika 7. Turbokompresor izvan kućišta s aksijalnom turbinom i radijalnim kompresorom [4]

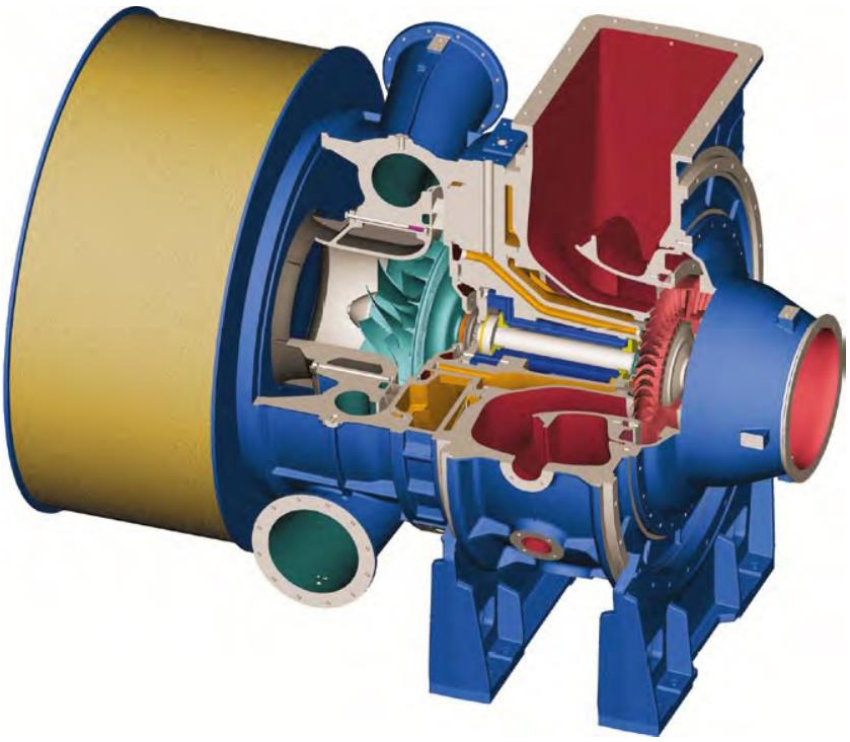
Turbokompresor se sastoji od kompresora kojeg pokreće plinska turbina, koja snagu dobiva iz otpadne toplinske energije ispušnih plinova motora koji protječu kroz nju, koja se pretvara u mehaničku energiju za pogon kompresora. Kompresor i turbina izravno su spojeni preko vratila te su ugrađeni u zajedničko kućište. Plinska turbina koja je obično jednostupanjska turbina aksijalnog tipa, nalazi se iza kolektora ispušnih plinova koji prikuplja ispušne plinove svih cilindara motora. Jednostupanjski centrifugalni kompresor komprimira zrak te ga provodi kroz rashladnik ispirnog zraka u kolektor ispirnog zraka koji opskrbljuje sve cilindre motora [3, 4].



Slika 8. Sustav prednabijanja sporokretnog dvotaktnog brodskog Diesel motora [5]

Povećanje gustoće zraka je međutim djelomično umanjeno povišenjem temperature zraka nakon adijabatske kompresije u kompresoru, čija količina ovisi o efikasnosti kompresora. Ovo smanjenje gustoće zbog povišene temperature, podrazumijeva gubitak snage motora. Stoga je potrebno ispirnom zraku oduzeti toplinu nakon kompresije u rashladniku ispirnog zraka. Hlađenje ispirnog zraka ima dvostruki utjecaj na performanse motora, tako što se hlađenjem zraka povećava njegova gustoća, a s tim i masa zraka koja ulazi u cilindar te se smanjenjem temperature zraka smanjuje maksimalni tlak u cilindru, temperatura ispušnih plinova i toplinsko naprezanje motora. Rashladnik ispirnog zraka mora biti dizajniran s niskim padom tlaka na zračnoj strani, jer bi u protivnom za postizanje potrebnog tlaka zraka bilo potrebno povećati brzinu okretanja turbokompresora. Čudna činjenica je da ispušni plinovi motora podižu tlak zraka na strani kompresora na tlak veći od srednjeg tlaka samog ispušnog plina. To se događa zbog iskorištavanja kinetičke energije ispušnih plinova koji izlaze iz cilindra i toplinske energije

uslijed ekspanzije u plinskoj turbini [5]. U sustavu dobave zraka rabe se i pomoćni kompresori pogonjeni elektromotorima koji se automatski aktiviraju pri upućivanju motora ili pri radu motora s niskim opterećenjem, kod približno 30 % nazivne snage, kad plinska turbina turbokompresora ne dobiva dovoljno toplinske energije ispušnih plinova. Pomoćni kompresori smješteni su obično na krajevima ispirnog kolektora, a pri radu usisavaju zrak kroz filter turbokompresora [4]. Budući da sporokretni Diesel motori dulje vrijeme rade u ustaljenom režimu rada i nemaju potrebe za naglim promjenama opterećenja, koristi se prednabijanje konstantnim tlakom. Kod ove izvedbe prednabijanja nije potrebno paziti na priključivanje cilindara na istu ispušnu cijev, tako da se koristi samo jedna zajednička ispušna cijev odnosno ispušni kolektor. Volumen ispušnog kolektora je velik i najčešće veći od deseterostrukog stapajnog volumena jednog cilindra. Motor je vrlo lijen u prihvaćanju opterećenja, tako da je potrebno voditi računa o brzini kojom se motor opterećuje, kako ne bi ispao iz pogona. Ukupni stupanj djelovanja turbine kod takvoga pogona je veći nego kod impulsnog prednabijanja jer su promjene tlaka pred turbinom male. Uvjeti strujanja na turbini su većinom vremena optimalni. Zbog velike površine stijenke ispušnog kolektora, prijelaz topline na stijenke je veći. Zbog toga je potrebno da ispušni kolektor bude što bolje toplinski izoliran, kako bi se očuvala što veća entalpija ispušnih plinova za rad na turbini.



Slika 9. Turbokompresor tvrtke MAN serije TCA [5]

3.4. PROCES IZGARANJA U BRODSKIM SPOROKRETNIM DVOTAKTNIM DIESEL MOTORIMA

Proces izgaranja uključuje različite fizikalno-kemijske procese, kao što su: ubrizgavanje mlaza goriva u komoru izgaranja, raspršivanje mlaza goriva u sitne kapljice i raspodjela u sve dijelove prostora izgaranja, zagrijavanje kapljica, isparavanje kapljica, miješanje para goriva sa zrakom, zakašnjenje paljenja, samozapaljenje, izgaranje homogene faze, difuzijsko izgaranje i dogorijevanje [1, 3]. Dobra prostorna raspodjela goriva tijekom ubrizgavanja utječe na pravilan, mekan i ekonomičan rad motora. Da bi se postigla dobra prostorna raspodjela goriva, ono se mora ubrizgati pri brzini od oko 150-400 ms^{-1}, što zahtijeva tlak iznad 800 bar-a. Kvaliteta raspršivanja određena je brzinom ubrizgavanja, površinskom napetošću goriva, viskoznošću goriva, gustoćom zraka u cilindru, turbulencijom i kavitacijom u mlaznici. Bolja turbulencija, miješanje sa zrakom i izgaranje može se postići boljim prodiranjem i širenjem mlaza goriva. Kod sporokretnih motora ubrizgavanje se vrši s 2-3 ubrizgača raspoređena po poklopcu cilindra sa sapnicama koje tangencijalno usmjeravaju gorivo u komoru izgaranja [6]. Pod utjecajem aerodinamičkih sila stlačenog zraka, mlaz goriva se širi i raspada u sitne kapljice. Kvaliteta raspršivanja goriva određena je srednjim promjerom kapljica i njihovom ujednačenosti. Bolje raspršivanje goriva postiže se manjim promjerima sapnice ubrizgača goriva, višim tlakovima ubrizgavanja i višim tlakovima kompresije unutar cilindra [3].

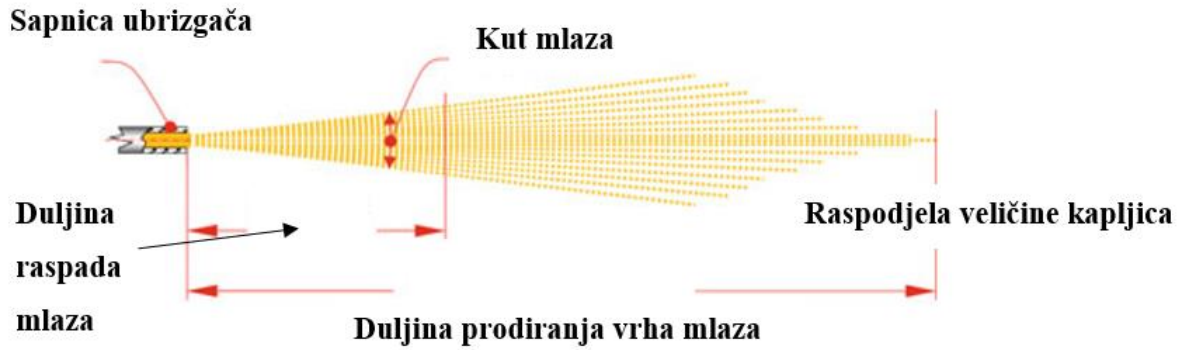
3.4.1. KARAKTERISTIKE MLAZA GORIVA

Najvažnije karakteristike mlaza Diesel goriva mogu se podijeliti kao makroskopske karakteristike koje su prodiranje vrha mlaza goriva i kut mlaza te kao mikroskopske karakteristike kao što je veličina kapljice. Sve karakteristike mlaza goriva utječu na proces izgaranja i posljedično na karakteristike potrošnje i emisija te performansi motora. Prodiranje vrha mlaza goriva L_p definirano je kao maksimalna udaljenost izmjerena od ubrizgača do vrha mlaza goriva. Ovo predstavlja maksimalnu duljinu prodiranja koja se postiže kapljicama u sredini mlaza.

Kut mlaza goriva θ definira se kao kut između dvije ravne linije koje potječu od sapnice ubrizgača, koje su tangenta na konturu mlaza goriva. Ovaj kut je obično između 5 i 30 ^{o}.

Veličina kapljice goriva obično se mjeri po srednjem promjeru kapljica d_{32}, koji se naziva Sauterov srednji promjer. Ova vrijednost može se koristiti za određivanje kvalitete raspršivanja goriva.

Prodiranje mlaza goriva određuje se ravnotežom dvaju faktora, linearnim momentom ubrizganog goriva i otporom radnog fluida u kontrolnom volumenu. Zbog trenja, kinetička energija goriva se progresivno prenosi na radni fluid. Ovaj prijenos energije konstantno smanjuje kinetičku energiju kapljica sve dok njihovo gibanje ne ovisi isključivo o gibanju radnog fluida. Nekoliko istraživanja je pokazalo da je prodiranje mlaza goriva veće nego prodiranje jedne kapljice goriva. To je zbog toga što kapljice na vrhu mlaza ubrzavaju okolni fluid, tako uzrokujući manji aerodinamički otpor kapljica koje slijede (Hiroyasu and Arai 1990; Gao et al. 2009.). Potrebno je naglasiti da je mlaz Diesel goriva kompaktnog tipa, koji uzrokuje veće duljine prodiranja mlaza [18].

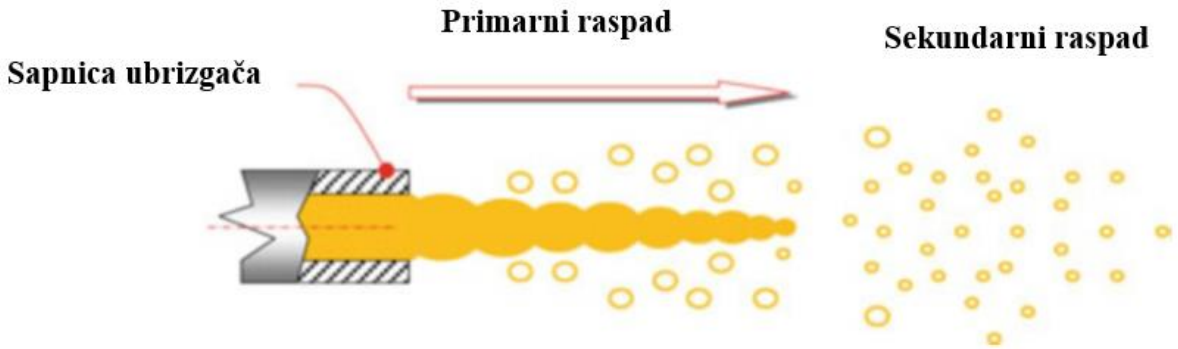


Slika 10. Karakteristike mlaza goriva [18]

Prodiranje mlaza Diesel goriva ovisi uvelike o tlaku ubrizgavanja, svojstvima goriva i geometriji sapnice ubrizgača. Povećanjem tlaka ubrizgavanja povećava se brzina prodiranja mlaza, što znači povećani linearni moment goriva i bolje prodiranje. Svojstva goriva kao što su gustoća, viskoznost i površinska napetost također značajno utječu na prodiranje mlaza, stoga je potrebno napomenuti da varijacije u temperaturi goriva utječu na njegovu gustoću. Povećanje temperature obično uzrokuje smanjenje gustoće, što uzrokuje smanjenje prodiranja mlaza. Na kut mlaza goriva najviše utječu geometrijske karakteristike sapnice ubrizgača, gustoća goriva i zraka te Reynolds-ov broj za gorivo. Nadalje, kut mlaza raste s povećanjem tlaka ubrizgavanja i sa smanjenjem radne temperature goriva. Promjer kapljica ovisi o tlaku ubrizgavanja, temperaturi goriva i o svojstvima goriva. Promjeri kapljica se smanjuju s povećanjem tlaka ubrizgavanja. Nadalje, temperatura i svojstva goriva utječu na brzinu isparavanja, koja također utječe na promjer kapljica. Naime, povećanjem temperature goriva, brzina isparavanja raste što posljedično uzrokuje da kapljice malog promjera ispare potpuno u vrlo kratkom vremenskom intervalu. S druge strane kapljice s većim promjerima, održavaju stabilnu geometriju neko vrijeme dok ne ispare potpuno. U mlazu goriva, kapljice goriva isparavaju dok se gibaju dalje od sapnice ubrizgača. Maksimalna udaljenost koju kapljice mogu postići prije nego sve ispare

zove se duljina tekućine. Kada se postigne duljina tekućine, ispareno gorivo nastavlja prodirati u okolni plin te se ta duljina prodiranja naziva duljina para goriva. Duljina tekućine stabilizira se nakon kratkog vremena razvoja mlaza te nakon toga ostaje približno konstantna. S druge strane duljina para goriva u tipičnom vremenskom rasponu (nekoliko milisekunda) ubrizgavanja goriva u Diesel motorima ne postiže stabilno stanje.

Formiranje mlaza goriva je poprilično sofisticirani fizički proces koji počinje od raspada tekuće jezgre u kapljice kratko nakon izlaza goriva iz sapnice te se to naziva primarni raspad mlaza. U sljedećoj fazi formirane kapljice se raspadaju u još manje kapljice te se to naziva sekundarni raspad mlaza [18].



Slika 11. Primarni i sekundarni raspad mlaza goriva [18]

3.4.2. RASPAD MLAZA GORIVA

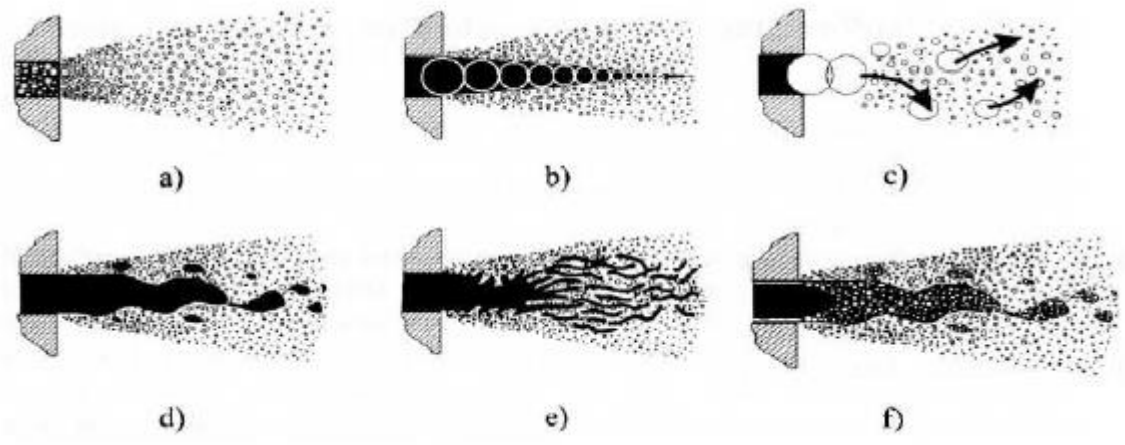
Raspad goriva u kapljice dijeli se na primarni raspad i sekundarni raspad. Kod primarnog raspada mlaza goriva događa se sljedeće:

- zbog nestabilnosti površine mlaza goriva (pojave turbulencije) izdvajaju se kapljice,
- tekuća jezgra se kida u ligamente, a oni se raspadaju u kapljice,
- implozija se javlja kod kavitacijskih mjehurića pare.

Sekundarni raspad (već stvorenih kapljica) opisuje se sljedećim pojavama:

- sudari kapljica (kolizija) mogu dovesti do stapanja ili daljeg raspada kapljica,
- udar kapljica o stijenku može uzrokovati razbijanje, odbijanje ili raspršivanje kapljica,
- s površina pojedinih kapljica izdvajaju se manje kapljice,
- ako u kapljici goriva ima kapljica vode, voda isparava pri nižoj temperaturi od goriva i nastali mjehuri pare dodatno raspršuju kapljicu [6].

3.4.2.1 Mehanizam primarnog raspada



Slika 12. Raspad mlaza kod primarnog raspada goriva [6]

Primarni raspad goriva na izlazu iz sapnice može se podijeliti prema Fathu, na više različitih tipova raspada prikazanih na slici 12.

a) Mlaz se dijeli već u mlaznici kroz kavitacijski efekt i turbulenciju, tako da fina magla kapljica napušta mlaznicu.

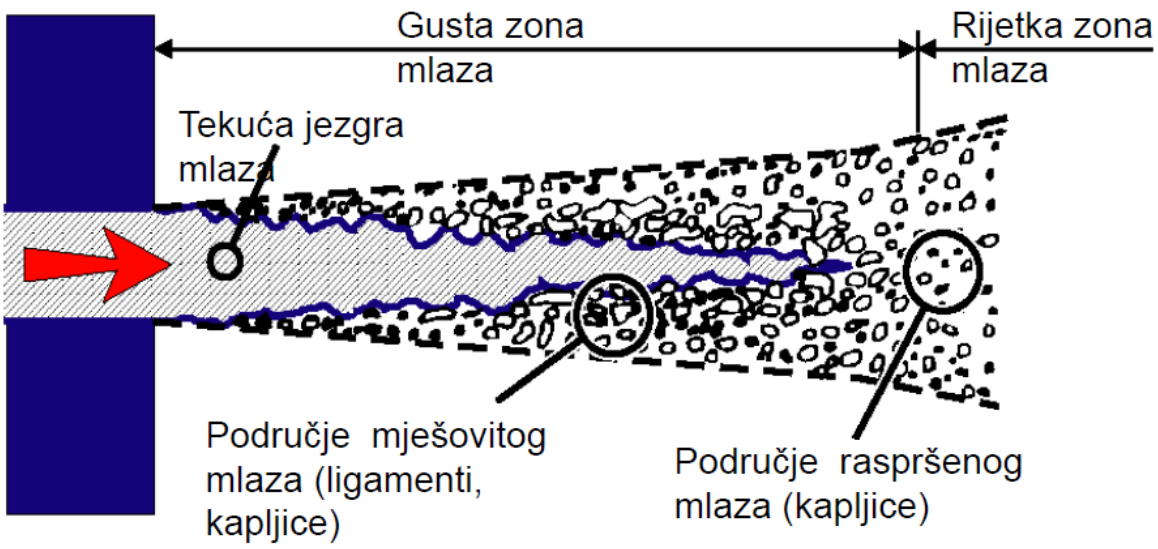
b) Prema Obermaieru kavitacija je ovdje zanemariva, a raspad uglavnom ovisi o utjecaju aerodinamičkih sila. Kapljice izlaze iz stožaste forme tekuće jezgre i dalje se raspadaju.

c) Kod ovog modela prema Reiu i Mayu kapljice napuštaju mlaznicu s veličinom promjera sapnice i raspadaju se djelovanjem aerodinamičkih sila.

d) Prema Andrewsu jezgra mlaza ovdje pokazuje valnu formu s promjenljivim stupnjem djelovanja tekućine s okolnim plinom od koje se odvajaju veći segmenti koji se dalje raspadaju.

e) Prema Yuleu jezgra mlaza se sastoji iz više odvojenih masa goriva u obliku traka, koje se raspadaju u kapljice.

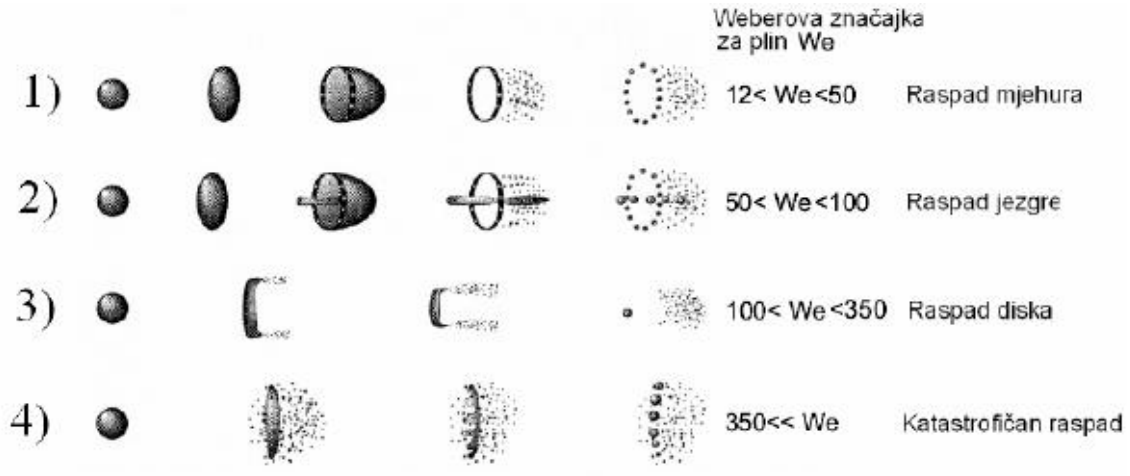
f) Najnoviji model predložio je Fath. On počiva na optičkom ispitivanju dvofaznog strujanja, kombiniranim s modelima a) i b) [6].



Slika 13. Područja primarnog raspada mlaza [8]

3.4.2.2 Mehanizam sekundarnog raspada

Na primarni raspad kapljice nadovezuje se djelovanje aerodinamičkih sila koje izazivaju sekundarni raspad. Na slici 14. predstavljen je sekundarni raspad kapljice u ovisnosti o Weberovoj značajki, prikazan prema ispitivanjima Pilicha i Ermana. Pri tome su predstavljena četiri tipa raspada.



Slika 14. Raspad mlaza kod sekundarnog raspada goriva prema Ermanu [6]

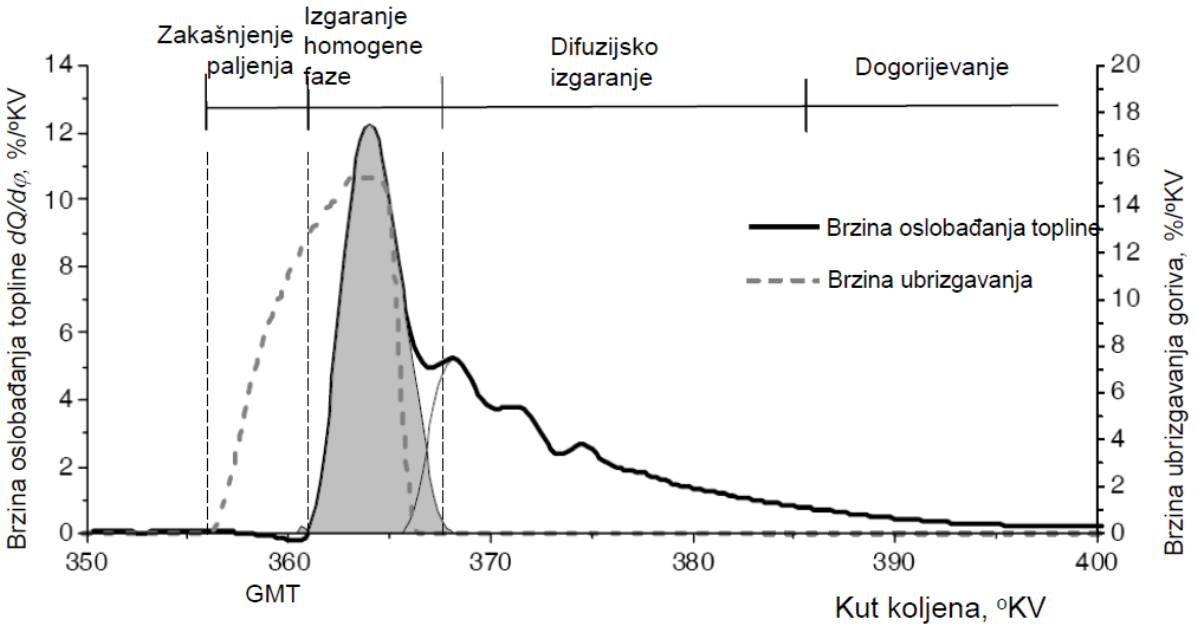
1. Prema analogiji mjehura sapunice, kapljica se oblikuje u disk, a nakon deformacije se razvija u mjehur. Proces raspada odvija se pucanjem membrane.

2. Raspad jezgre je sličan raspadu mjehura. Uz membranu, pojavljuje se stup tekućine paralelan strujanju, koji se raspada na sastavne dijelove. Daljnjim povećanjem Weberove značajke mijenja se mehanizam raspada te se dalje otkidaju dijelovi s rubova kapljice.
3. Proces se odvija aerodinamičkim raspadom kratkovalnim smetnjama uz odvajanje malenih kapljica iz površine tekućine.
4. Kapljice se raspadaju u kaskadnoj formi u sitne dijelove. Ovaj se raspad još naziva i katastrofičan.

Nakon što se gorivo raspadne u kapljice, slijede tri faze koje teku paralelno i imaju međusobni utjecaj (zagrijavanje kapljice, isparivanje kapljice, izgaranje).
Zagrijavanje kapljice: Iz tople plinovite mase, toplina se prenosi na kapljicu i zagrijava je. Veći dio energije prenosi se konvekcijom. Nakon početka izgaranja veliki dio topline prelazi zračenjem na površinu kapljice. Time se povećava temperatura kapljice dok ne dostigne temperaturu isparivanja. Isparivanje počinje nastankom fazne ravnoteže u graničnom sloju kapljice (promjenom tlaka mijenja se i temperatura isparivanja).
Isparivanje kapljice: Gorivo isparuje, a pare goriva difuzijom prodiru u okolni plin. Tako nastaje goriva smjesa oko kapljice. Prema istraživanju Strehlowa (1985.): kvadrat promjera kapljice smanjuje se linearno s vremenom.
Izgaranje kapljice: Nakon zapaljenja isparenog goriva izgaranje mirujuće kapljice se odvija sferno simetrično laminarnim difuzijskim plamenom. Smanjenje promjera kapljice ne odvija se kao kod isparivanja, nego je gradijent smanjenja veći.
Zapaljivanje kapljice goriva ovisno je od niza čimbenika, stoga je nužno uočiti vrijeme potrebno da se gorivo upali definirano zakašnjenjem paljenja. Razlikuju se dvije faze zakašnjenja paljenja i to: fizičko i kemijsko zakašnjenje paljenja.
Fizičko vrijeme zakašnjenja paljenja podrazumijeva fizičku pripremu goriva (tvorba mlaza goriva, isparivanje i miješanje s oksidansom).
Kemijsko zakašnjenje paljenja ovisno je o tlaku, temperaturi, prostoru izgaranja i sastavu goriva. Isparivanje se odvija brže kod većih temperatura u prostoru izgaranja, pa prije dolazi do predreakcija. Zapaljenje se pojavljuje najprije na rubnim dijelovima mlaza i to kod manjih kapljica nakon kemijskog zakašnjenja paljenja. Time se počinje oslobađati toplina, koja je ovisna o pripremljenosti smjese. Nakon zakašnjenja paljenja pripremljena smjesa će brzo izgorjeti, a daljnje izgaranje će biti ograničeno brzinom pripreme gorive smjese (brzina isparivanja preostalog tekućeg goriva [6].

3.4.3. IZGARANJE

Proces izgaranja može se podijeliti u četiri faze a to su: zakašnjenje paljenja, izgaranje homogene faze, difuzijsko izgaranje i dogorijevanje.



Slika 15. Faze procesa izgaranja u Diesel motoru [8]

Gorivo se ubrizgava u visoko stlačeni zrak, koji se u tijeku kompresije zagrije preko temperature samozapaljenja goriva. Fino raspršeno gorivo miješa se sa zrakom, te na rubovima mlaza dolazi do isparavanja. Stvara se goriva smjesa para goriva i zraka, te dolazi do samozapaljenja, čime se počinje oslobađati toplina.

Prva faza procesa izgaranja naziva se zakašnjenje paljenja. Vrijeme od početka ubrizgavanja goriva do početka termičkog paljenja naziva se zakašnjenje paljenja te ono ima utjecaj na stvaranje zračno onečišćujućih tvari. Ono se može podijeliti na fizičko i kemijsko zakašnjenje paljenja. Fizičko zakašnjenje paljenja prouzročeno je fizičkim procesom pripreme goriva (raspršivanje mlaza, isparavanje i miješanje) dok je kemijsko zakašnjenje paljenja ovisno o tlaku i temperaturi u prostoru izgaranja i o vrsti goriva.

Druga faza izgaranja naziva se izgaranje homogene faze. U početku izgaranja dolazi do naglog paljenja homogene smjese ranije isparenog goriva i zraka. Izgaranje započinje istovremeno na više mjesta i odvija se intenzivno pri čemu dolazi do naglog porasta tlaka i temperature.

Treća faza izgaranja naziva se difuzijsko izgaranje. Dio toplinske energije koja se oslobađa koristi se za isparavanje kapljica preostalog goriva. Nastale pare miješaju se sa zrakom i

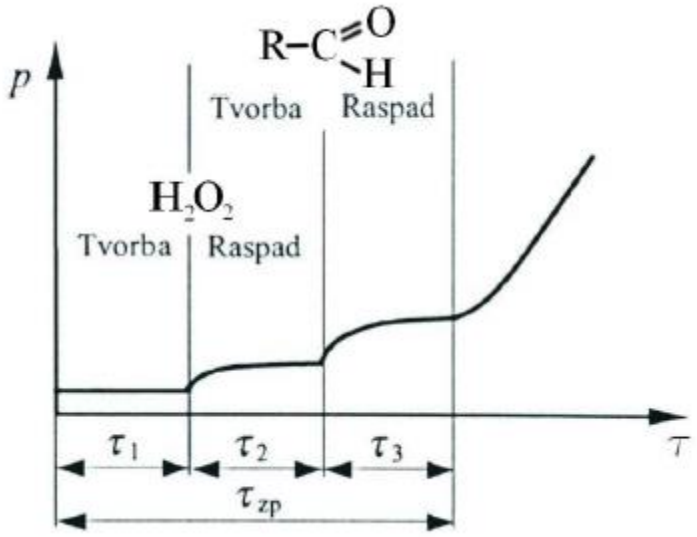
uključuju u reakcije plamena, jer je brzina izgaranja upravljana procesom difuzije, miješanja i turbulencije goriva i zraka. Tlak u cilindru pada zbog ekspanzije koja je u tijeku, a temperatura dostiže svoj maksimum.

Četvrta faza izgaranja naziva se dogorijevanje. U završnom dijelu izgaranja brzina odvijanja reakcija pada s temperaturom, koja se smanjuje tijekom ekspanzije. Usporavanju reakcije doprinosi i sve manja koncentracija sudionika u reakcijama. Završni dio izgaranja traje otprilike polovicu ukupnog trajanja izgaranja. Pravilno stvaranje smjese i izgaranje kod Diesel-skog motora daje miran rad motora. Dobro vrtloženje zraka i povoljne značajke sustava ubrizgavanja utječu na potpuno izgaranje. Ako nije ostvareno dobro miješanje goriva i zraka, za vrijeme difuzijskog izgaranja dolazi do stvaranja čađe. Za brodske sporokretne motore primjenjuje se teško gorivo (HFO) kvalitete prema ISO 8217:2010, koje isparava pri višim temperaturama. Vrijeme zakašnjenja paljenja u početku ovisi o nizu parametara. Što je viši tlak potrebna je viša temperatura za isparavanje. Viša temperatura uzrokuje brzo zagrijavanje kapljice goriva i brzo isparavanje. Za vrijeme kemijskog zakašnjenja paljenja, brzina kemijskih reakcija linearno je proporcionalna tlaku i eksponencijalno proporcionalna temperaturi. Viši tlak znači veću koncentraciju sastojaka i veću brzinu reakcije, tj. kraće zakašnjenje paljenja. Što je viša temperatura također je kraće zakašnjenje paljenja. S ekološkog aspekta nastoji se sniziti dugo vrijeme zadržavanja reakcija u području bogatom kisikom i na visokoj temperaturi. Na difuzijsku fazu utječe pretičak zraka, a što je on veći lakše dolazi do potpunog izgaranja. Bolje vrtloženje utječe povoljno na ostvarenje smjese i izgaranje, ali uzrokuje veće toplinske gubitke. Ne smije doći do naknadnog ubrizgavanja goriva jer dolazi do nepotpunog izgaranja goriva, povećanih temperatura ispušnih plinova te dodatnih toplinskih opterećenja motora. Pravilan proces ostvarivanja smjese i izgaranja kod Diesel-skog motora daje miran i tiši rad motora. Pravilan oblik prostora izgaranja i dobro vrtloženje zraka daje bezdimno, potpuno i pravodobno izgaranje, sa što manjim koeficijentom pretička zraka. Time se postižu optimalne značajke motora u pogonu te povoljna toplinska i mehanička naprezanja dijelova motora. [1, 3]

3.4.4. IZGARANJE HOMOGENE SMJESE

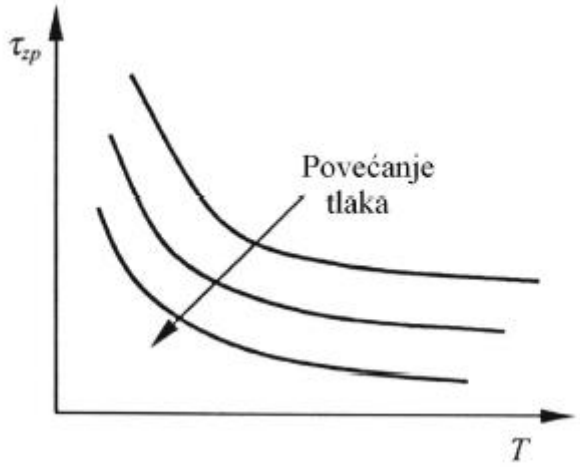
U homogenoj smjesi izgaranje se odvija u turbulentnom području. Pri dovoljno maloj turbulenciji stvaraju se lokalne fronte plamena, koje s vremenom porastu u sveukupni plamen. Turbulentni plamen homogene smjese, koji se zove i plamen ranije pomiješane smjese, za razliku od difuzijskog plamena, daje visoke temperature izgaranja bez čađe. Plamen ima slabi intenzitet svjetla, a boja plamena je plava do plavozelena. Zapaljenje smjese ugljikovodika je

složen proces, koji ni do danas nije u potpunosti razjašnjen. Ako se nekoj homogenoj smjesi ugljikovodika i oksidansa dovede dovoljna količina topline, u svrhu dovođenja smjese u područje zapaljenja, zapaljenje smjese će nastupiti tek nakon određenog vremena. Ovo se vrijeme naziva period indukcije ili zakašnjenje paljenja (τ_{zp}) i ima utjecaja na tvorbu štetnih sastojaka [6].



Slika 16. Faze reakcije tijekom zakašnjenja paljenja [6]

Povećanjem temperature povećat će se srednja brzina molekula, a time i broj djelotvornih sudara. Povećanjem tlaka smanjuje se razmak molekula pa je time vjerojatnost sudara veća.

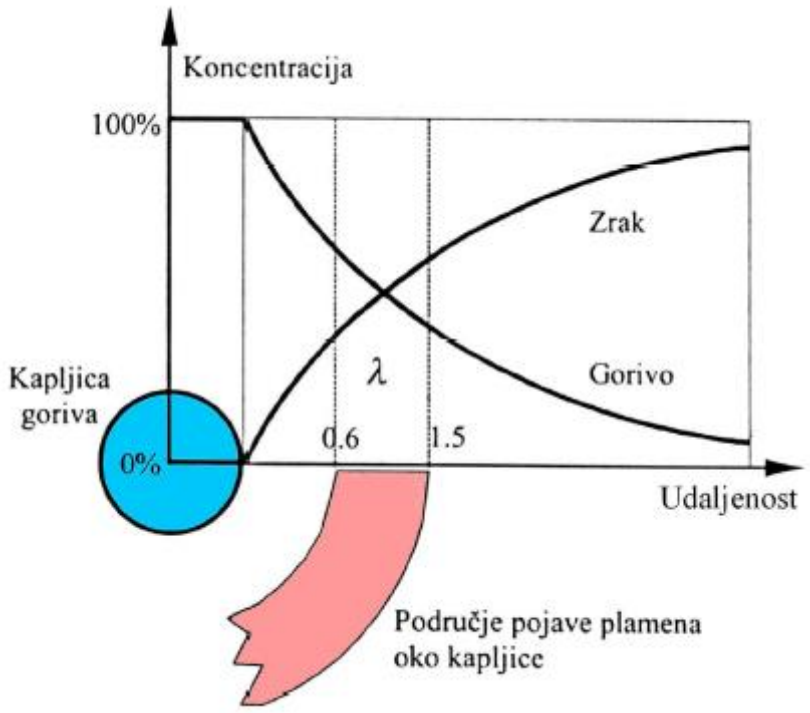


Slika 17. Utjecaj tlaka i temperature na zakašnjenje paljenja [6]

Iz slike 17. vidljivo je da je zakašnjenje paljenja ovisno o tlaku i temperaturi, ali je isto tako ovisno i o sastavu gorive smjese. Prisutnost inertnih plinova usporava širenje plamena. Bogatija ili siromašnija smjesa ima manju brzinu širenja plamena od stehiometrijske smjese [6].

3.4.5. IZGARANJE HETEROGENE SMJESE

Izgaranje heterogene smjese definira se kao difuzijsko izgaranje. Ono se odvija u turbulentnom području strujanja. Plamen kod izgaranja heterogene smjese zrači od intenzivno žute do bijele svjetlosti zbog toplinskog zračenja užarenih čestica čađe, koje se formiraju u području bogate gorive smjese. Kod difuzijskog izgaranja miješanje goriva i oksidansa odvija se za vrijeme reakcije i dijelom neposredno prije reakcije. Uzrok tome je ulazak sudionika reakcije u prostor izgaranja iz dva različita izvora (para goriva iz površine kapljice goriva, a kisika iz plina u okolini kapljice). Miješanje se odvija difuzijom molekula i nakon toga dolazi do reakcije. Osnovna razlika između homogenog i difuzijskog izgaranja jest što kod difuzijskog izgaranja u prostoru izgaranja postoji velika razlika u lokalnoj koncentraciji reaktanata. Promjena koncentracije kapljice goriva može se predstaviti dijagramom na slici 18. Dovođenjem topline kapljici nastat će isparavanje goriva, a koncentracija goriva će se smanjivati udaljavanjem od površine kapljice.

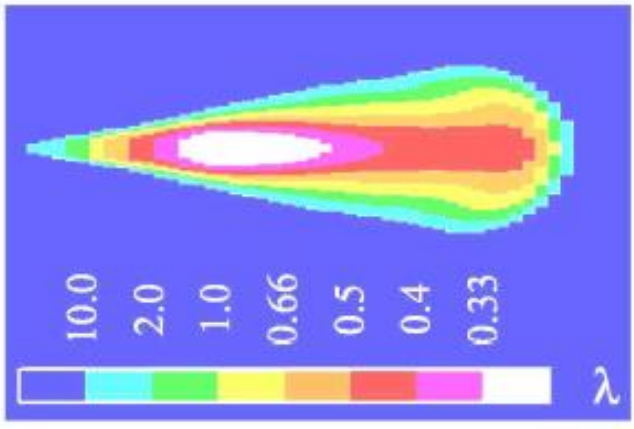


Slika 18. Promjena koncentracije goriva i zraka u funkciji udaljenosti od površine kapljica [6]

Također će se mijenjati i lokalni pretičak zraka, od nule na samoj površini kapljice do beskonačno dovoljno daleko od površine kapljice. Stoga će se uvijek uspostaviti povoljan odnos λ na nekoj udaljenosti od površine kapljice, da bi se zapaljenje moglo odviti bez obzira na ukupni pretičak zraka. To je razlog što je kod Dieselovih motora moguće izgaranje u znatno širem području ukupnog pretička zraka, nego kod motora s čistom homogenom smjesom.
Promatranjem kapljice goriva i njezina zagrijavanja iz zone reakcije, povećat će se broj djelotvornih sudara. Ako u tom slučaju u neposrednoj blizini kapljice goriva nedostaje oksidans, doći će do reakcije raspada ugljikovodika. Najprije dolazi do dehidrogenacije, dok ne ostane jezgra od čistog ugljika u obliku čađe. Difuzijskim miješanjem s oksidansom doći će do izgaranja po obodu kapljice. Ako jezgra čistog ugljika ne dospije u kontakt s oksidansom, izlazit će s ispušnim plinovima u obliku čađe. Za difuzijski plamen može se zaključiti:

- heterogena je smjesa, a miješanje se odvija difuzijski tijekom reakcije;
- u zoni reakcije uvijek postoji na nekom mjestu odgovarajući sastav gorive smjese, pogodan za zapaljenje bez obzira na ukupan pretičak zraka;
- zagrijavanjem bogate smjese na površini kapljice raspadaju se molekule ugljikovodika do strukture čistog ugljika, odnosno čađe.

Lokalni se pretičak zraka mijenja i u području mlaza goriva. Eksperimentalna istraživanja Kossa potvrdila su dobro poklapanje isparenog mlaza s proračunom. Istraživanja su vršena s n-heptanom, a lokalni se pretičak zraka mijenjao kao što je vidljivo na slici 19. Raspored lokalnog pretička zraka nije izglađen, ali se ipak dobro uočava kakav je po presjeku mlaza. Time je lakše razumjeti probleme izgaranja. Stehiometrijsko miješanje je na granici žutog i zelenog područja. Bijelo područje je ograničeno pretičkom zraka λ=0,33.

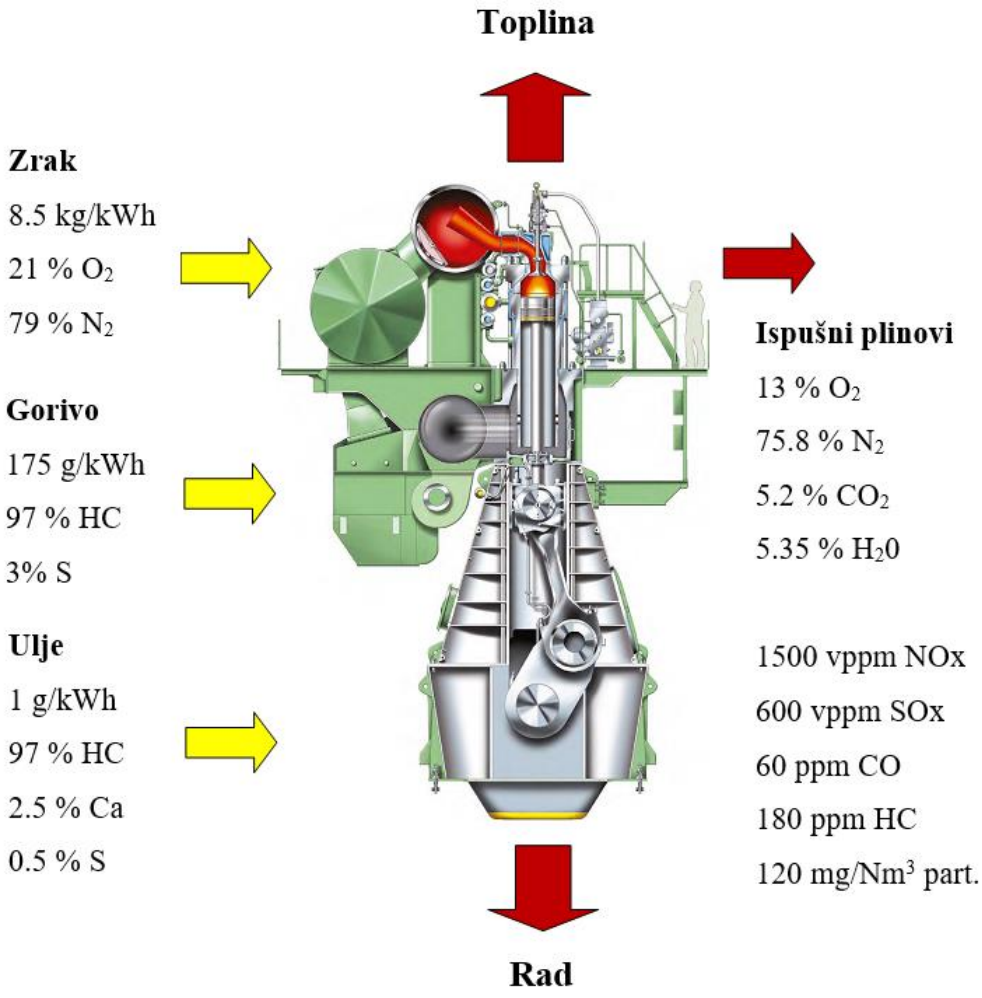


Slika 19. Lokalni pretičak zraka u strukturi mlaza goriva [6]

U motorima s unutarnjim izgaranjem strujanje u prostoru izgaranja je turbulentno. Kod ovakvog strujanja miješanje je znatno pojačano. Suprotno laminarnom strujanju, turbulentno strujanje je karakterizirano brzim kolebanjem: brzine, gustoće, temperature i sastava. Ova su kolebanja posljedica vrtloga, koji se stvara smicanjem između slojeva fluida. Kod Diesel motora pojavljuje se homogeno i difuzijsko izgaranje. Granicu između ova dva izgaranja vrlo je teško definirati. Difuzijski se plamen uspostavlja na granici između goriva i oksidansa, a održava se difuzijom s obje strane fronte plamena. Plamen homogene smjese ima izmiješane reaktante s oksidansima s jedne strane fronte plamena, dok se s druge strane fronte plamena stvaraju produkti izgaranja. Tvorba čađe je locirana u zoni bogate smjese, odnosno u samoj jezgri glavne plamene zone. Budući da u tu zonu dotiče dovoljno kisika, izgaranje se odvija kod visoke temperature, a time kontinuirano raste tvorba policikličkih aromatskih ugljikovodika (PAH) i njihova konverzija u čađu. Čađa se ne zadržava u stehiometrijskoj zoni, koja se nalazi između bogate i siromašne smjese, zbog postojanja aktivnih OH radikala. Prolaskom kroz tu zonu čađa izgara. NO se formira duž relativno uske granice na strani siromašne smjese glavnog difuzijskog plamena. Iz razvoja plamena može se zaključiti kakav je razvoj tvorbe, naročito čađe i NO. Kvaliteta goriva (sklonost goriva ka samozapaljenju), koja je definirana Cetanskim brojem, također može značajno utjecati na tvorbu štetnih sastojaka i na smanjenje NOx-a, može utjecati s 10 %, a na smanjenje čađe s 30 %. Kod Diesel-ovih motora, s obzirom na postojeće propise o dopuštenim emisijama ispušnih plinova, i na one koji će uskoro uslijediti, najveće probleme stvaraju dušikovi oksidi i čestice. Stoga im se i posvećuje posebna pažnja radi smanjenja njihovih koncentracija u ispušnim plinovima motora [6].

4. ISPUŠNE EMISIJE I FORMIRANJE ONEČIŠĆIVAČA ZRAKA TIJEKOM PROCESA IZGARANJA U DIESEL MOTORU

Ispušne emisije motora s unutrašnjim izgaranjem ovise o procesu izgaranja, korištenom gorivu, stanju motora i o mogućim sustavima za kontrolu ispušnih emisija ugrađenih na motoru. Produkti nepotpunog izgaranja ugljikovodičnih goriva sačinjavaju samo manji dio frakcije ispušnog plina. Tipični sastav ispušnih emisija brodskog motora i ulaznih medija u motor je prikazana na slici 20. [2].



Slika 20. Sastav ispušnih emisija i ulaznih medija brodskog motora [2]

4.1. NOx EMISIJE

Glavnina emisije dušičnih oksida (engl. *Nitrogen oxides* – NOx) dolazi od visoko temperaturne reakcije atmosferskih dušika s kisikom prisutnim u procesu izgaranja. Sekundarni izvor NOx emisije dolazi od dušika vezanog za smjesu goriva. Na oksidaciju atmosferskog dušika utječu lokalni uvjeti u komori izgaranja kao što su maksimalni tlak u cilindru, lokalne vršne temperature i lokalni omjer zrak-gorivo. Proces izgaranja stvara, gotovo u potpunosti, NO, otprilike 90 % ukupnog volumena koji tijekom ekspanzijskog procesa oksidira dalje u NO_2. Ovisno o zadržavanju u ispušnom sustavu (ovisno o volumenu ispušnog sustava) i temperaturi ispušnog plina, NO se tipično preoblikuje u NO_2 , u količinama od 5 do 7 % od ukupne količine NO-a. Emitirani NO nastavlja dalje oksidirati u atmosferi, dobivajući karakterističnu žutosmeđu boju. Ovisno o formiranju mlaza uštrcanog goriva i miješanja, u komorama izgaranja stvaraju se različite temperature izgaranja za svaki motor posebno te zbog velikog utjecaja temperature na stvaranje NO-a dobivaju se različiti rezultati NOx emisija. Nadalje, različita goriva korištena za izgaranje, izgaraju pri različitim temperaturama, te iz tog razloga također variraju u količinama stvorenog NOx-a. Emisije dušičnih oksida su od posebnog interesa zbog njihovih štetnih učinaka na disanje i biljni život, kao i njihov značajan doprinos kiselim kišama [2, 3].

4.2. HC EMISIJE

Emisije ugljikovodika (engl. *Hydrocarbon* - HC) imaju nekoliko izvora. Veliki udio HC emisija dolazi od neizgorenog ili poluizgorenog ulja za podmazivanje košuljica cilindra i zbog curenja ubrizgača goriva kao rezultat nedovoljne temperature za izgaranje procurenog goriva. Kada se uspoređuje emisija HC-a iz standardnih Diesel goriva i teških Diesel goriva, uglavnom se pokazuje da teška goriva imaju manje emisija HC-a [2, 3].

4.3. CO EMISIJE

Stvaranje ugljičnog monoksida (engl. *Carbon monoxide* – CO) rezultat je nepotpunog izgaranja goriva zbog nedostatka kisika ili niske temperature kod nekih točaka u komori izgaranja. Stvaranje CO-a određeno je omjerom zrak/gorivo u komori izgaranja i stoga dobar proces

miješanja goriva i zraka te pretičak zraka, koji je dostupan kod svakog sporokretnog dvotaktnog motora s turbokompresorom, baza je za minimalnu CO emisiju [2, 3].

4.4. CO_2 EMISIJE

Ugljični dioksid je jedan od osnovnih produkata izgaranja te nije otrovan, međutim povezan je s "efektom staklenika" i globalnim zagrijavanjem. Ispušni plinovi iz Diesel motora sadrže CO_2 kao posljedicu izgaranja ugljika (C) i kisika O_2. Maksimalna koncentracija ugljičnog dioksida će se stvarati tijekom stehiometrijskog izgaranja, tj. kada potpuna količina goriva reagira s kisikom iz zraka tijekom izgaranja. Stvarna koncentracija CO_2 ovisi o relativnom sadržaju ugljika (C), vodika (H) i ostalim gorivim elementima u gorivu [3].

4.5. SOx EMISIJE

Standardna HC goriva su organskog podrijetla, stoga različita goriva sadrže različite količine sumpora koje dolaze u komoru izgaranja. Tijekom procesa izgaranja sumpor oksidira u različite sumporne okside (SOx), uglavnom SO_2 i SO_3. Iz tog je razloga SOx emisija iz brodskih motora u funkciji sadržaja sumpora u gorivu. Nadalje, manji udio u emisiji SOx-a ima i sadržaj sumpora u ulju za podmazivanje, koje također izgara u cilindru. SO_2 i SO_3 na sebe spajaju i dio sadržaja vode u ispušnim plinovima. SO_2 i SO_3 kondenziraju se u sumpornu kiselinu koja se pojavljuje na svim hladnijim mjestima u motoru gdje se doseže točka kondenzacije, a to je najčešće oko ispirnih kanala. Iz ovih razloga, da bi se spriječila korozija na motoru, u ulja za podmazivanje ubacuju se različiti aditivi za neutralizaciju kiselina. SOx se može kontrolirati ili uklanjanjem sumpora iz goriva ili uklanjanjem SOx-a iz ispušnih plinova [2, 3].

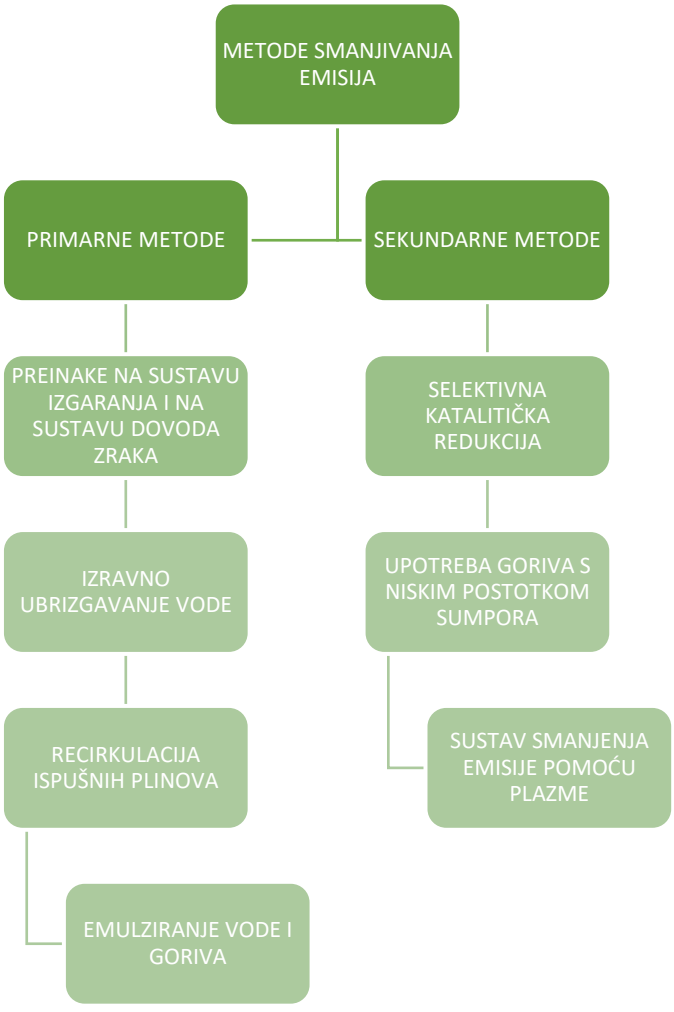
4.6. KRUTE ČESTICE

Krute čestice su mješavine organskih i anorganskih tvari koje u velikoj mjeri sadrže elementarne ugljike, minerale pepela, teške metale, kondenzirane sumporne okside, vodu i razne neizgorene ili djelomično izgorene ugljikovodične komponente goriva i ulja za podmazivanje. Više od polovice ukupne mase čestica je čađa (anorganske čestice ugljika), od kojih su vidljivi dokazi dim. Tijekom procesa izgaranja, čađa se formira procesom raspadanja

ugljikovodika te poslije oksidacijom ovih produkata raspadanja. Spojen s konglomeratima čađe je i pepeo sastavljen od nekoliko metalnih oksida. Tijekom ekspanzijskog procesa te kasnije i u ispušnom sustavu (ili atmosferi) različiti ugljikovodici i metalni oksidi nastavljaju kondenzirati u čestice, formirajući konačne krute čestice. U svrhu analize čestica iz ispušnih plinova koje ugrožavaju ljude i okoliš, adaptirana je metoda razrjeđenja ISO 8178 za mjerenje mase krutih čestica. Ova metoda razrjeđenja ispušnih plinova sakuplja materijal na filter koji se zadržava na temperaturi od maksimalno 51 ºC te se naknadno analizira. Nekoliko metoda se temelji i na mjerenju čađe pomoću stupnja zacrnjenja bijelog filter papira kroz koji prolazi točno određena količina plinova. Na kraju, je i optička metoda mjerenja koja se temelji na postotku svijetla koje se probija kroz određenu količinu ispušnog plina do instrumenta za mjerenje jakosti svijetla. Prednost ove metode je brzina dobivanja rezultata, odnosno u svakom se trenutku može znati stanje ispušnih plinova. Čestice čađe (neizgoreni - elementarni ugljik) nisu same po sebi otrovne, ali mogu uzrokovati nakupljanje vodenih ugljikovodika (HC), a neki od njih se smatraju kancerogenima. Čestice tvore najviše 0,003 % ispušnih plinova motora. Gotovo cijela masa Diesel-skih čestica je u razini finih čestica promjera od 10 mikrona ili manje. Oko 94 % mase tih čestica je promjera manje od 2,5 mikrona. Krute čestice su od posebne brige jer predstavljaju opasnost za rak pluća kod ljudi, kao i opasnost od ostalih bolesti dišnog sustava kao što je upala pluća [2, 3].

5. METODE SMANJIVANJA EMISIJE ŠTETNIH ONEČIŠĆUJUĆIH TVARI IZ BRODSKIH DIESEL MOTORA

Kao odgovor na propise za smanjenje emisije štetnih ispušnih plinova razvijene su različite tehnologije za kontroliranje emisije. Razvoj ovih tehnologija leži uvelike na razumijevanju kemijskih puteva stvaranja i odstranjivanja ovih onečišćivača. Metode koje se koriste mogu se podijeliti u dvije osnovne skupine i to na primarne i sekundarne. U primarne metode spadaju tehnička rješenja kojima se sprječava nastanak štetnih tvari u samome motoru, dok se sekundarnim metodama neutraliziraju već nastale štetne tvari. U primarne metode spadaju: preinake na sustavu izgaranja i sustavu dovoda zraka, izravno ubrizgavanje vode, recirkulacija ispušnih plinova, emulziranje vode i goriva. U sekundarne metode spadaju: selektivna katalitička redukcija, upotreba goriva s malim postotkom sumpora, sustav smanjenja emisije pomoću plazme. Primarnim metodama je moguće smanjiti emisiju dušičnih oksida (NOx) za 10 % - 50 %, a sekundarnim čak i do 95 %.



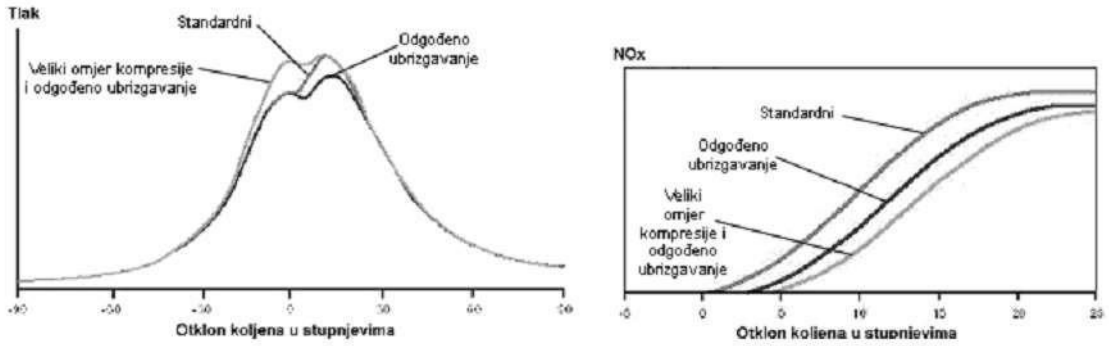
Slika 21. Metode smanjivanja emisije štetnih ispušnih plinova [2]

5.1. PRIMARNE METODE

5.1.1. PREINAKE SUSTAVA IZGARANJA

5.1.1.1 Omjer kompresije i odgođeno vrijeme ubrizgavanja

Jedna od najčešćih metoda podešavanja motora je povećavanje omjera kompresije u kombinaciji s odgođenim vremenom ubrizgavanja. Vršni tlak je jednak kao i kod standardnih motora i javlja se pri približno istom kutu koljena, iako kod ovih motora izgaranje počinje kasnije nego kod standardnih motora. To znači da kod ovih motora ima manje naknadne kompresije ranije izgorenih plinova, tako da se ne postižu toliko visoke temperature, kao kod standardnih motora te se taj motor nalazi pod visokim temperaturama kraće vrijeme. Povećani omjer kompresije također povećava i potrošnju goriva kao rezultat odgođenog vremena ubrizgavanja [2]. Dovođenje topline pri višim tlakovima dovodi do većeg termodinamičkog stupnja iskoristivosti i veće snage koju motor razvija. Kod elektronskog motora moguće je ugađanje rada tako da je razlika veličine između tlaka kompresije i maksimalnog tlaka izgaranja unutar određenih pogodnih granica zbog štetnosti udarnih mehaničkih opterećenja uslijed velikih i naglih tlačnih skokova u cilindrima motora [7].



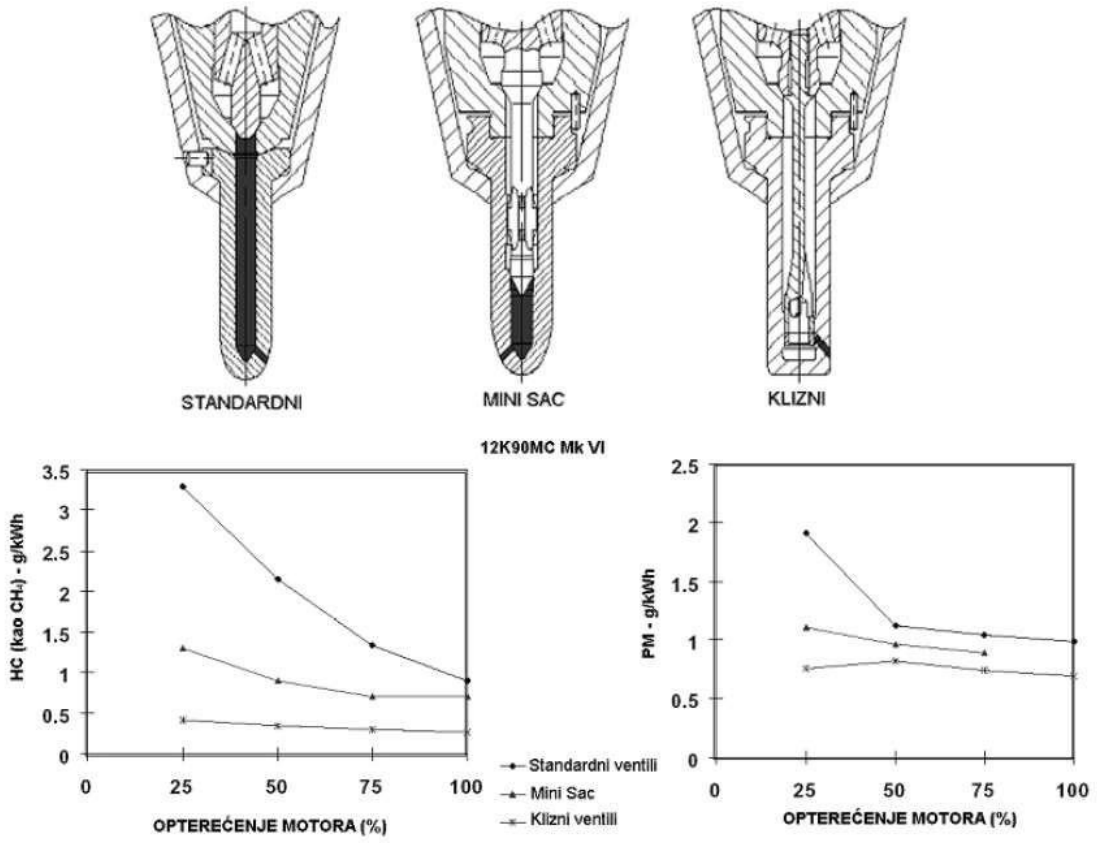
Slika 22. Tlak u cilindru i emisija NOx kod Wärtsilä RTA motora u slučaju standardnog omjera kompresije, odgođenog ubrizgavanja i odgođenog ubrizgavanja kombiniranog s povećanim omjerom kompresije [2]

Tvrtka Wärtsilä je procijenila da je maksimalno moguće smanjenje emisije NOx-a kod sporokretnih motora, s povećanjem omjera kompresije i odgođenim vremenom ubrizgavanja, 25 % uz povećanje potrošnje goriva za 1 %. Ako se povećanje geometrijskog omjera kompresije postiže smanjenjem zračnosti, prostor za izgaranje bit će ispunjeniji, što će rezultirati povećanim hlađenjem plamena preko površine komore za izgaranje, što će nadalje dovesti do povećanja čađe, ali i smanjenja NOx-a. Oblik komore za izgaranje i geometrija

raspršenog goriva moraju se podesiti da bi se kompenziralo smanjenje visine komore za izgaranje. Tvrtka Wärtsilä je kod svojih Vasa 32 srednjekretnih Diesel motora izvršila neke preinake kojima je postignuto smanjenje emisije NOx-a. Preinakama je postignuta idealna kombinacija omjera kompresije, vremena ubrizgavanja i omjera ubrizgavanja. Povećanjem omjera kompresije i povećanjem tlaka izgaranja, uz odgođeno vrijeme ubrizgavanja goriva i povećani omjer ubrizgavanja, postignuto je smanjenje NOx-a s 15 *g/kWh* na 10-11.5 *g/kWh* te je smanjena potrošnja goriva za 4 %. Preinake zahtijevaju novi stap, konstruiran da izdrži veće tlakove i modificiranu opremu za ubrizgavanje goriva. Pumpa za ubrizgavanje goriva je konstruirana da izdrži visoke tlakove ubrizgavanja. Visoki tlak ubrizgavanja osigurava dobro raspršivanje goriva i kratak period ubrizgavanja potreban za izgaranje sa što manjom emisijom NOx-a. Pumpa je opremljena ventilom za rasterećenje konstantnog tlaka, koji služi za sprječavanje kavitacije pri niskim opterećenjima i sekundarno ubrizgavanje pri visokim opterećenjima. Rupice sapnice ubrizgača goriva imaju zaobljene unutarnje rubove. Takav optimalan hidraulički oblik sprječava eroziju/kavitaciju koja se pojavljivala kod konvencionalnih sapnica. Stap je također napravljen od materijala koji su otporni na visoke tlakove [2].

5.1.1.2 Preinake na ubrizgaču i povećanje broja ubrizgača

Smanjenje emisije NOx-a se kod sporokretnih Diesel motora može postići korištenjem dvaju ili triju ubrizgača goriva smještenih blizu vanjskog ruba komore za izgaranje. Svaki od tih ubrizgača ima sapnicu s velikim brojem rupica za ubrizgavanje. Interakcija između raspršenog goriva iz tih triju sapnica znatno utječe na količinu stvorenog NOx-a. Postoji optimalan broj rupica sapnice za minimum NOx-a. Dokazano je da se oko raspršenog goriva pri izgaranju stvaraju prstenasta područja s povećanim formacijama NOx-a. Ako sapnica ima mali broj rupica, zakašnjela interakcija između individualnih područja visoke temperature, uz prisustvo kisika u prostoru između raspršenog goriva, dovodi do povećane koncentracije NOx-a. Kod srednjeg broja rupica, stvaraju se izolirane visokotemperaturne zone, koje su jako blizu jedna drugoj, tako da je u prostoru između njih moguća jako mala količina kisika. Kod velikog broja rupica, interakcija među ubrizganim gorivom je jako brza tako da je i mogućnost stvaranja NOx-a znatno smanjena.

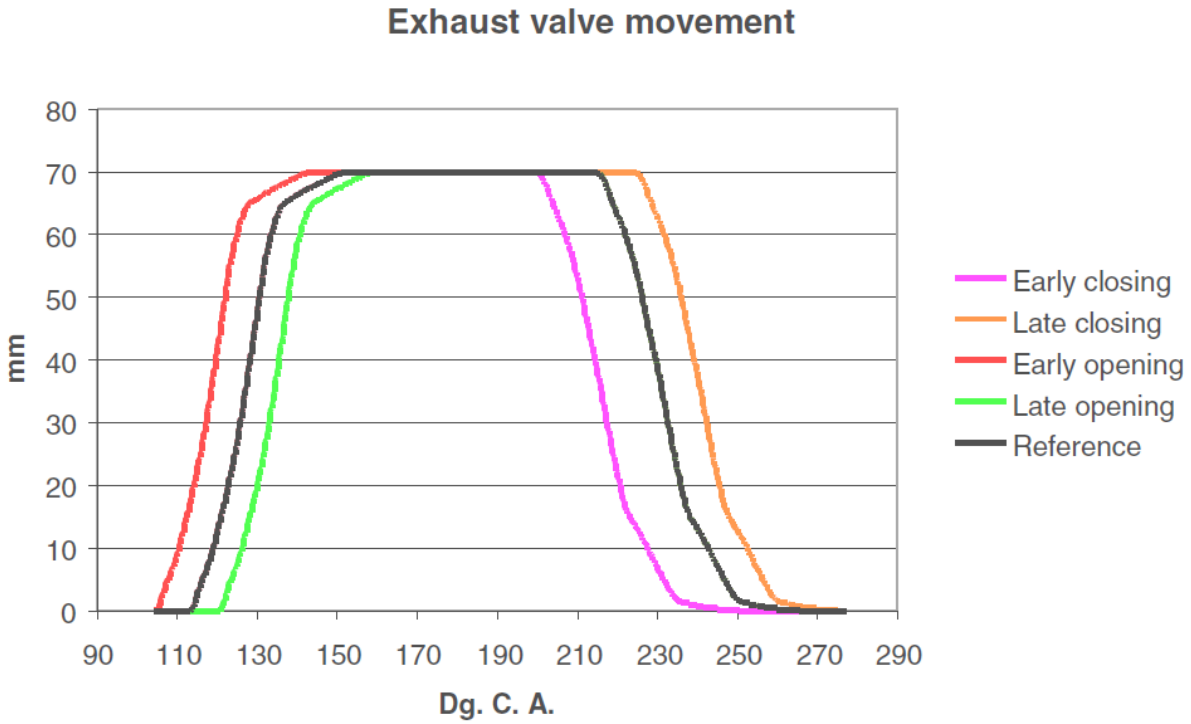


Slika 23. Primjer smanjenja emisije upotrebom kliznih ventila goriva u odnosu na standardne [2]

Tvrtka MAN je radi smanjenja emisije štetnih tvari kod svojih sporokretnih motora uvela klizni tip ventila za ubrizgavanje goriva. Kod ovog tipa ventila je minimalizirana mogućnost ulaska goriva u komoru za izgaranje nakon ubrizgavanja. To izravno dovodi do smanjenja emisije ugljičnog monoksida (CO) i štetnih organskih komponenti (VOC), jer kod motora s ovakvim tipom ventila nema nepotpunog izgaranja goriva zbog naknadnog curenja goriva u cilindar. Istovremeno s razvojem kliznog ventila tvrtka MAN je optimizirala i sapnicu zbog smanjenja emisije NOx-a. Na taj se način postiglo smanjenje NOx-a za 25 % pri opterećenju motora od 90 %, u odnosu na standardni ventil i sapnicu, s povećanjem potrošnje goriva od samo 1 %. Također je kod ovih motora postignuto smanjenje emisije dima. Povećanjem broja ubrizgača po cilindru omogućena je bolja kontrola procesa izgaranja i efikasnije izgaranje. Ovime se može smanjiti emisija NOx-a i do 30 %, ali se povećavaju troškovi zbog većeg broja ubrizgača, cijevi i dodatne opreme[6]. Uz tri ubrizgača može se izvesti i slijedno ubrizgavanje, tako da pojedini ubrizgač započinje ubrizgavanje u različito vrijeme. Takav način ubrizgavanja daje smanjenje NOx-a od 20 % uz povećanje potrošnje goriva od 7 %. Ovaj efekt je rezultat promjene u ukupnom razvoju tlakova u cilindru i interakcije između mlazova goriva[3].

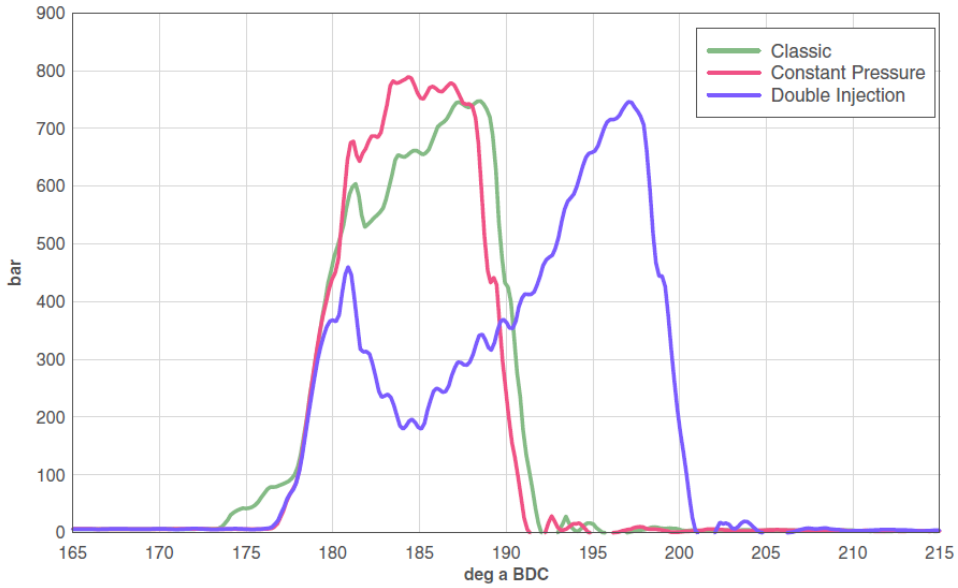
5.1.1.3 Mogućnost profiliranja tlakova ubrizgavanja goriva i upravljanje ispušnim ventilom

Kod elektronski upravljanih motora postoji mogućnost optimizacije procesa izgaranja preko cijelog raspona radnog opterećenja. Glavne prednosti elektronskih upravljanih motora su varijabilno vrijeme ubrizgavanja, profiliranje tlakova ubrizgavanja, varijabilan tlak ubrizgavanja i varijabilno otvaranje i zatvaranje ispušnih ventila čime se postiže optimizirana potrošnja goriva i bezdiman rad pri bilo kojem radnom opterećenju, razvijanje većih snaga, stabilan rad i pri najmanjim brzinama vrtnje [3, 6]. Varijabilno zatvaranje ispušnih ventila daje mogućnost mijenjanja efektivnog kompresijskog omjera.



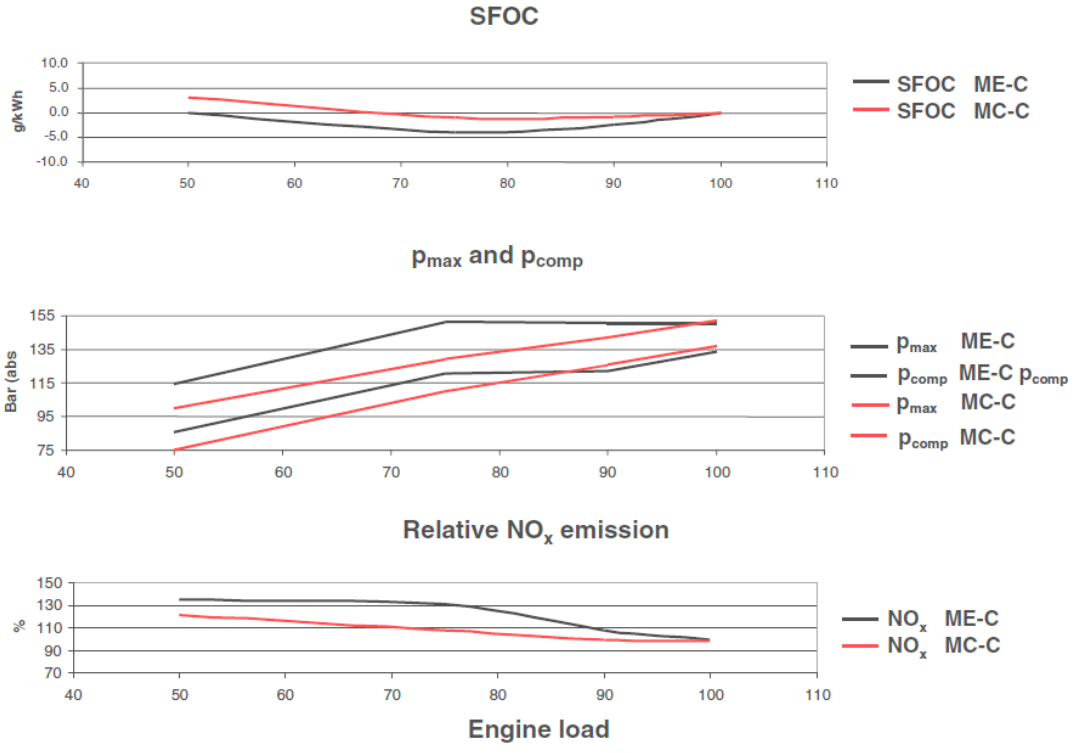
Slika 24. Varijabilno otvaranje i zatvaranje ispušnog ventila MAN 7S50ME-C motora [23]

S varijabilnim vremenom ubrizgavanja i s upravljanjem ispušnim ventilom moguće je optimizirati kašnjenje paljenja i kompresijski omjer preko cijelog raspona opterećenja da bi se vršni tlakovi mogli održati i pri nižim opterećenjima te da bi se izbjegli prekomjerni tlakovi na višim opterećenjima [3]. Na slici 25. je prikazana mogućnost profiliranja tlakova ubrizgavanja goriva kod elektronskog 7S50ME-C motora. Primjeri su klasično ubrizgavanje (engl. *Classic injection*), ubrizgavanje konstantnog tlaka (engl. *Constant Pressure*) te dvostruko ubrizgavanje (engl. *Double injection*) [7].



Slika 25. Tlačni profili ubrizgavanja goriva MAN 7S50ME-C motora pri 75 % trajnog radnog opterećenja [23]

Slika 26. prikazuje usporedbe karakteristika specifične potrošnje goriva, radnih tlakova i emisije dušikovih oksida 7S50MC-C i 7S50ME-C motora u rasponu od 50 % do 100 % trajnog radnog opterećenja. Karakteristike pokazuju da je specifična potrošnja goriva manja kod elektronskih motora te da rade pri višim radnim tlakovima, međutim emisije dušikovih oksida su veće kod elektronskih motora zbog većih temperatura i tlakova u cilindru tijekom procesa izgaranja [7].

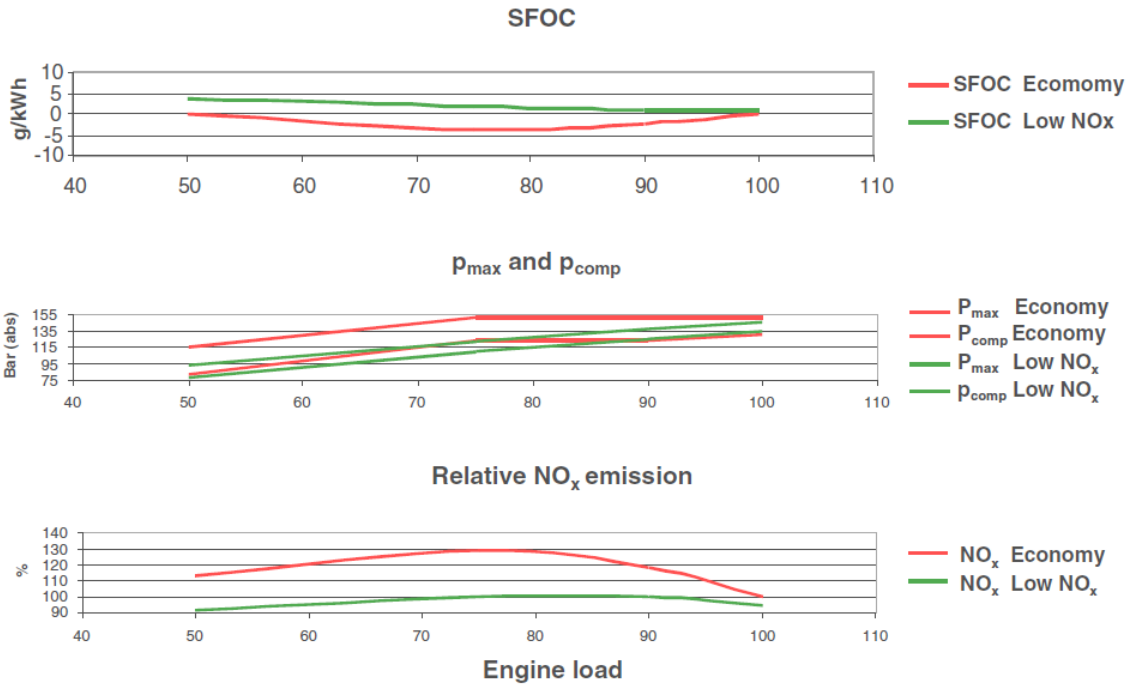


Slika 26. Usporedba karakteristika 7S50ME-C i 7S50MC-C motora [23]

Elektronski motori emitiraju veće količine dušikovih oksida zbog prosječno većih radnih temperatura i tlakova što se kompenzira time da je razvijen režim rada za koji je specifično dvostruko ubrizgavanje goriva, odnosno koristi se predubrizgavanje goriva u cilindar, rezultat čega su smanjenje vršne temperature izgaranja goriva u cilindru a time i nastanak dušikovih oksida. Potonje je razlika u profilu ubrizgavanja goriva i kao rezultat toga smanjenja emisije dušikovih oksida [7].

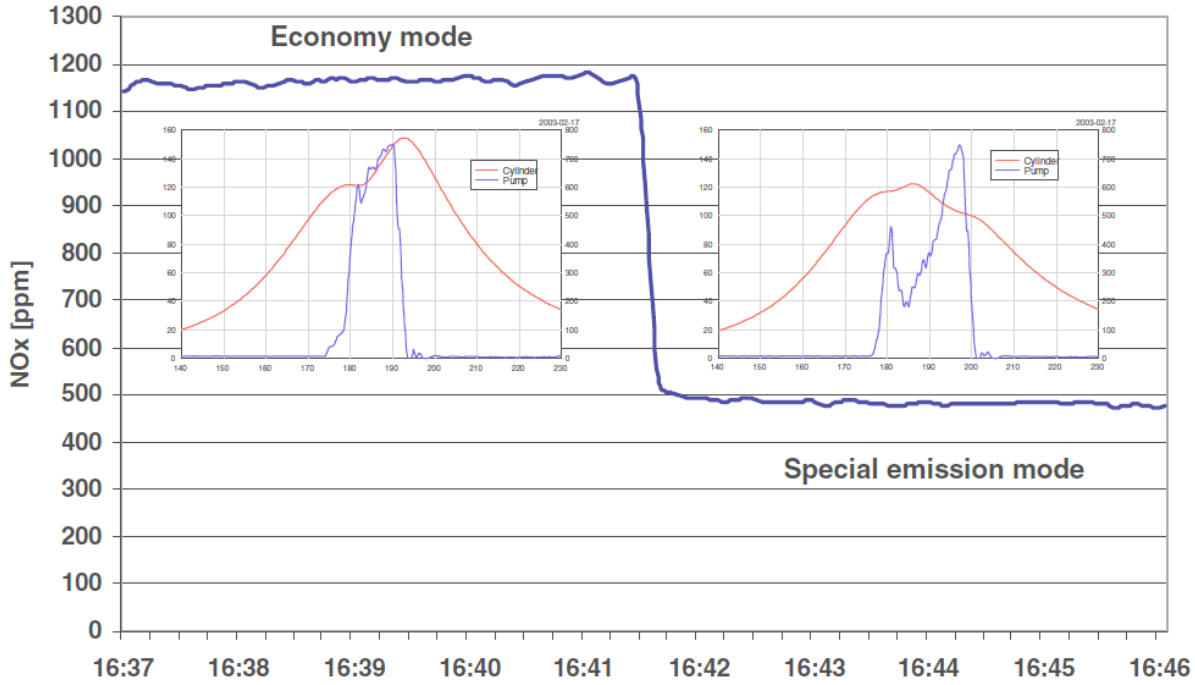
Slika 27. prikazuje usporedbu karakteristika specifične potrošnje goriva, radnih tlakova i emisije dušikovih oksida elektronskog 7S50ME-C motora ovisno u kojem režimu rada radi:

- ekonomični režim rada, koji je režim rada niske specifične potrošnje goriva ili
- režim rada niske emisije dušikovih oksida (NOx).



Slika 27. Usporedba karakteristika 7S50ME-C motora pri radu u režimu ekonomične potrošnje goriva i režimu niske emisije NOx-a [23]

Na slici 28. prikazan je trenutni prijelaz rada iz režima ekonomične potrošnje goriva u režim niske emisije NOx-a te znatno smanjenje razine NOx-a od oko 40 %.



Slika 28. Prikaz prijelaza iz režima ekonomične potrošnje goriva u režim rada niske emisije NOx kod 7S50ME-C motora pri 75 % trajnog radnog opterećenja [23]

5.1.2. IZRAVNO UBRIZGAVANJE VODE

NOx je glavni produkt izgaranja goriva. Smanjenje emisije NOx-a može se postići smanjenjem temperature tijekom procesa izgaranja, a to se postiže izravnim ubrizgavanjem vode u komoru izgaranja. Sustav izravnog ubrizgavanja vode je vrlo jednostavan način za značajno smanjenje emisije NOx-a. Taj sustav zahtijeva samo čistu vodu i nekoliko dodatnih dijelova, a prednosti su sljedeće:

- smanjenje emisije NOx-a za 50 % - 60 %
- emisija NOx-a iznosi 4 - 6 g/kWh za motore koji koriste lako gorivo te 5 - 7 g/kWh za motore koji koriste teško gorivo
- nema negativno djelovanje na komponente motora
- motor može raditi bez ubrizgavanja vode ako zatreba i na takav rad se može prebaciti pri bilo kojem opterećenju
- u slučaju alarma dolazi do automatskog prelaza na rad bez ubrizgavanja vode
- za smještaj opreme za izravno ubrizgavanje vode treba jako malo prostora tako da se sustav može ugraditi na bilo koju instalaciju
- investicija i troškovi rada su niski
- omjer ubrizgane vode u odnosu na ubrizgano gorivo iznosi 0,4 - 0,7

Glavni dio tog sustava je ventil kroz koji se ubrizgava i voda i gorivo. Izravno ubrizgavanje vode smanjuje emisiju NOx-a za 50 % - 60 %, bez štetnog djelovanja na izlaznu snagu i dijelove motora. Ugrađen sigurnosni sustav omogućuje trenutni prestanak ubrizgavanja vode u slučaju prevelikog protoka vode ili curenja, a kako je sustav vode u potpunosti odvojen od sustava goriva i nakon zatvaranja sustava vode motor će nastaviti normalno raditi. Motor sa sustavom izravnog ubrizgavanja vode je opremljen s kombiniranim ventilom za ubrizgavanje i sapnicom koji omogućavaju ubrizgavanje vode i goriva u cilindar. Sapnica ima dvije odvojene igle, čije je upravljanje također odvojeno. Voda se ubrizgava prije goriva i tako hladi komoru za izgaranje, čime se smanjuje emisija NOx-a. Ubrizgavanje vode prestaje prije početka ubrizgavanja goriva u cilindar tako da proces paljenja i izgaranja teku nesmetano. Tlak vode koja se ubrizgava iznosi 210-400 bara, ovisno o tipu motora. Takav tlak vode postiže se pomoću visokotlačne pumpe vode. Niskotlačna pumpa je također potrebna da bi opskrbljivala visokotlačnu pumpu dovoljnom količinom vode. Prije niskotlačne pumpe voda se filtrira da bi se iz nje otklonile krute čestice. Na strani poklopca cilindra ugrađuje se osigurač protoka čiji je zadatak da prekine dovod vode u cilindar u slučaju da se igla u sapnici zaglavi. Vrijeme početka ubrizgavanja vode i vrijeme trajanja ubrizgavanja kontroliraju se elektronski pomoću kontrolne jedinice, koja dobiva ulazni signal iz izlaza motora [2].

5.1.3. KORIŠTENJE EMULZIJE VODE I GORIVA

Miješanje vode s gorivom znatno smanjuje emisiju NOx-a. Ova metoda koristi se češće kod kopnenih postrojenja nego na brodovima. Standardni motor dozvoljava emulziju goriva s 20 % vode pri punom opterećenju, iako su testirane i količine vode 50/50 % gorivo/voda. Utjecaj emulziranog goriva varira, ovisno o vrsti motora, ali u osnovi jedan posto vode smanjuje emisiju NOx-a za jedan posto. Kod teških Diesel goriva, moguća je čista emulzija vode i goriva, dok je kod benzina moguća samo uz pomoć emulzirajućeg agenta. Tipični takvi agenti su jeftini biljni proteini, koji se koriste kao industrijska hrana za stoku. Regulacija količine vode koja se miješa s gorivom može se obavljati na temelju protoka goriva i na temelju količine emitiranoga NOx-a na ispuhu. Kod brodova koji koriste emulzirano gorivo, postoji posebno dizajnirani sigurnosni sustav tako da se u slučaju nestanka električne energije ne naruši stabilnost miješanja vode i goriva te da se motor može uputiti u rad bez prebacivanja na gorivo bez vode [2].

5.1.4. PREINAKE SUSTAVA ZA DOVOD ZRAKA

5.1.4.1 Hlađenje ispirnog zraka

Smanjenjem temperature ispirnog zraka smanjuje se temperatura izgaranja, a time i emisija dušičnih oksida (NOx). Za svaka 3 °C smanjenja temperature ispirnog zraka, NOx se smanji za oko 1 %. Smanjenje temperature ispirnog zraka rezultira smanjenjem cjelokupne temperature i smanjenjem gubitka topline, što nadalje rezultira poboljšanom toplinskom efikasnošću. Ovakve mjere vrlo je teško postići korištenjem standardne tehnike hlađenja [2].

5.1.4.2 Povećanje tlaka ispirnog zraka

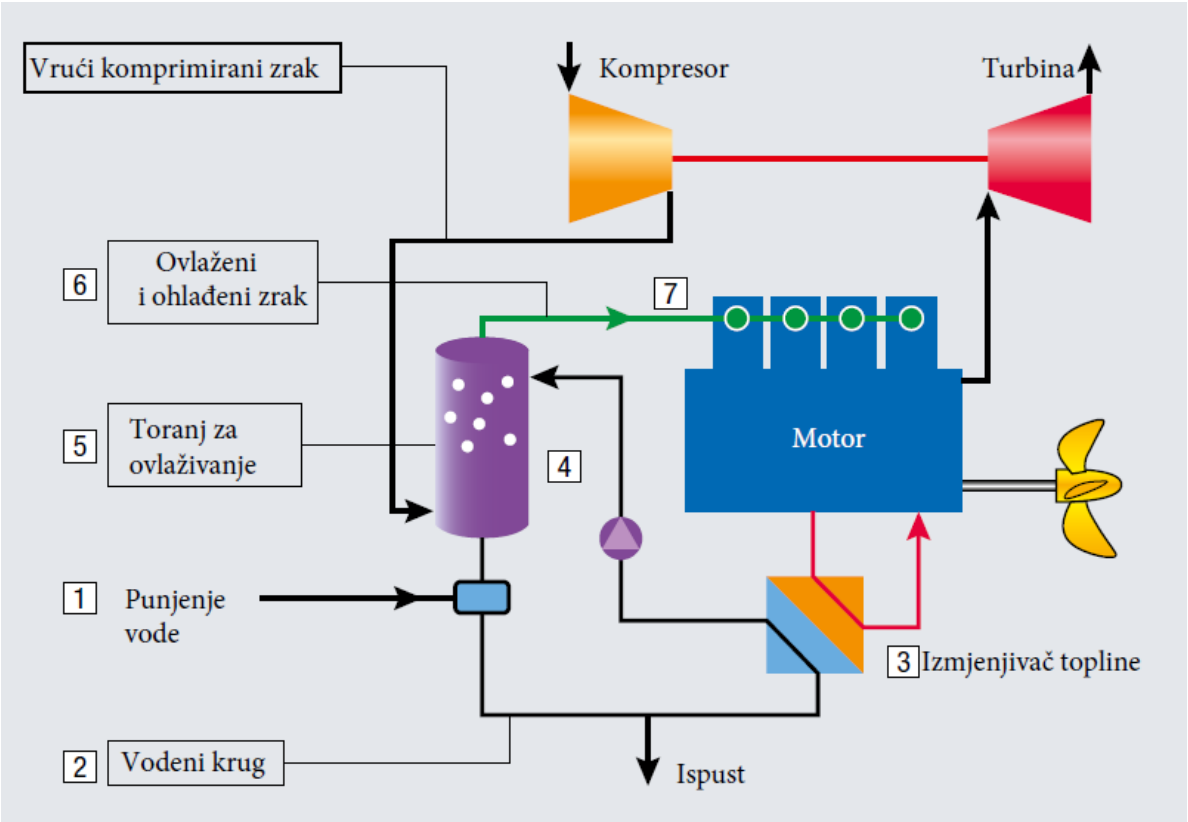
Ova metoda neće sama po sebi smanjiti emisiju NOx-a, već se koristi u kombinaciji s drugim metodama. U kombinaciji s drugom metodom, kao što je recimo odgođeno vrijeme ubrizgavanja, može se postići smanjenje emisije NOx-a od 10 % do 40 %. Postoje sljedeće mogućnosti:

- ako je vrijeme ubrizgavanja odgođeno i omjer kompresije je konstantan, vršni tlak će pasti i specifična potrošnja goriva će porasti;
- ako je vrijeme ubrizgavanja odgođeno, a omjer kompresije se poveća da bi se dostigao originalni vršni tlak u cilindru dok se tlak zraka za nabijanje drži konstantnim, specifična potrošnja goriva će se malo smanjiti;
- ako je vrijeme ubrizgavanja odgođeno, a poveća se tlak nabijenog zraka da bi se postigao originalni vršni tlak dok je omjer kompresije konstantan, specifična potrošnja goriva će se povećati;
- ako se vrijeme ubrizgavanja i omjer kompresije održavaju jednakim, povećanjem tlaka nabijanja smanjit će se specifična potrošnja goriva [2].

5.1.4.3 Ovlaživanje ispirnog zraka

Još jedan način na koji se voda može dovesti u komoru izgaranja je ovlaživanjem ispirnog zraka. U sustavu zasićenja ispirnog zraka (engl. *Combustion air saturation system* - CASS), tvrtke Wärtsilä topla voda ubrizgava se nakon kompresora u obliku fine magle u struju ispirnog zraka. Fine kapljice vode promjera nekoliko mikrometara brzo isparavaju u uvjetima od 200 °C i brzine zraka od 75m/s. Daljnja toplina za isparavanje omogućena je rashladnikom ispirnog zraka (koji u ovom slučaju služi kao zagrijač), rezultirajući u ispirnom zraku vlažnosti od

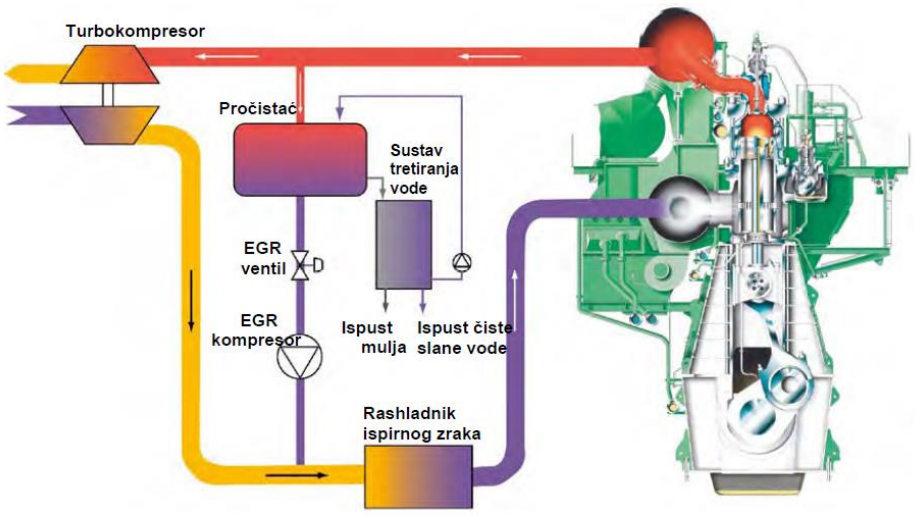
60g/kg zraka. Wärtsilä tvrdi da je s tolikom količinom vode moguće smanjenje razine NOx-a do 3g/kWh (uz pretpostavku da je početna vrijednost 10-15 g/kWh). Sličan sustav razvila je i tvrtka MAN koji se naziva sustav motora vlažnog zraka (engl. *Humid air motor* – HAM). U ovom sustavu vrući komprimirani ispirni zrak nakon kompresora vodi se u toranj za ovlaživanje gdje se zrak ovlažuje i hladi s vodenom parom morske vode proizvedenom koristeći toplinske izvore motora. Prednost ovog sustava je što za zagrijavanje vode nisu potrebni vanjski izvori topline već uz toplinu ispirnog zraka nakon turbopuhala, može se koristiti toplina rashladne vode košuljica motora i toplina ispušnih plinova. Više od 90 % procesa stvaranja NOx-a rezultat je visokih vršnih temperatura izgaranja. Princip HAM sustava je ovlažiti ispirni zrak da bi se smanjile vršne temperature izgaranja. Smanjenje razine NOx-a od 40 % moguće je bez dodatnog zagrijavanja zraka, dok je uz dodatno zagrijavanje putem topline rashladne vode košuljica motora i topline ispušnih plinova moguće smanjenje od 65 %. Prednosti sustava su što netretirana morska voda potiče niske operativne troškove, niski troškovi održavanja sustava, smanjena potrošnja ulja za podmazivanje uz minimalni utjecaj na povećanje potrošnje goriva te također vodena para u komori izgaranja potiče čišće izgaranje, smanjuje naslage u komori izgaranja, turbini i ostatku ispušnog sustava [5].



Slika 29. HAM sustav [25]

5.1.5. RECIRKULACIJA ISPUŠNIH PLINOVA

Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova (engl. *Exhaust gas recirculation* – EGR) na stvaranje NOx-a je djelomično zbog smanjenja koncentracije kisika u komori izgaranja i djelomično zbog sadržaja vode i ugljičnog dioksida u ispušnim plinovima. Viši molarni toplinski kapacitet vode i ugljičnog dioksida smanjuje vršnu temperaturu izgaranja, što posljedično smanjuje stvaranje NOx-a. EGR je veoma efikasna metoda smanjivanja emisija NOx-a, od 50 do 60 %, bez utjecaja na snagu motora, ali se smatra praktičnijom metodom kod motora koji izgaraju rafiniranija goriva kao što su goriva s niskom razinom sumpora i niskom razinom pepela [5]. Ako se recirkulira 15 % ispušnih plinova, rezultirajuća količina kisika u ulaznom zraku će se smanjiti s atmosferskih 21 % na 18 %, što će imati značajan utjecaj na stvaranje NOx-a. Može se računati da se s 10 % recirkuliranih ispušnih plinova smanjuje emisija NOx-a za 2 *g/kWh*. Ovom metodom može se smanjiti emisija NOx-a i do 80 %, ali se povećava specifična potrošnja goriva i do 10 % [2]. Motori koji rade na gorivo s visokom razinom sumpora koristeći EGR mogu izazvati koroziju turbokompresora, rashladnika i cijevi ispirnog zraka. Postoje dvije varijante recirkulacije ispušnih plinova. Prva varijanta je recirkulacija ispušnih plinova prije turbokompresora, a druga poslije turbokompresora. U oba slučaja plinovi se moraju ohladiti i pročistiti [2]. EGR sustav tvrtke MAN baziran je na recirkulaciji dijela ispušnog plina iz ispušnog kolektora prije turbine turbokompresora, prema cjevovodu ispirnog zraka. Električno pokretani visokotlačni kompresor tlači ispušne plinove pri 3.3 bar-a kroz pročistač (engl. *Scrubber*) do ispirnog kolektora tlaka 3.7 bar-a. Pročistač čisti ispušne plinove uklanjajući SOx i čestice te se ohlade putem ovlaživanja prije nego se dovedu natrag u komoru izgaranja.



Slika 30. Shema EGR sustava sporokretnog MAN 4T50ME-X motora za istraživanje [5]

Pri maksimalnom trajnom opterećenju, koristeći 24 % recirkulacije ispušnog plina, došlo je do smanjenja NOx-a za 60 % uz mali negativni utjecaj na potrošnju goriva [5]. Recirkulacija ispušnih plinova ima i jednu manu zbog koje nije pogodna za korištenje na brodu, nego se većinom koristi u postrojenjima na kopnu. Ta mana je otjecanje otpadnih voda koje se koriste za pročišćavanje plinova, a sadrže sumpor, neizgorene ugljikovodike, čađu i pepeo. Ova metoda je puno bolja za uporabu kod plinskih turbina i u slučajevima kada su prisutni čisti plinovi [2].

5.2. SEKUNDARNE METODE

5.2.1. SELEKTIVNA KATALITIČKA REDUKCIJA

Proces selektivne katalitičke redukcije (engl. *Selective catalytic reduction* - SCR) smanjuje emisiju NOx-a do bezopasnih supstanci koje se normalno nalaze u zraku kojeg udišemo. SCR je trenutno najefikasnija metoda za smanjivanje emisije NOx-a, a smanjenje iznosi 85 % - 95 %. Reducirajuće sredstvo (urea ili karbamid) se ubrizgava u ispušne plinove pri temperaturi od 290-450 °C. Urea se u ispušnim plinovima raspada na amonijak, koji tada prolazi kroz proces katalizacije koji pretvara NOx na bezopasni dušik i vodu. Proces se odvija po sljedećim formulama:

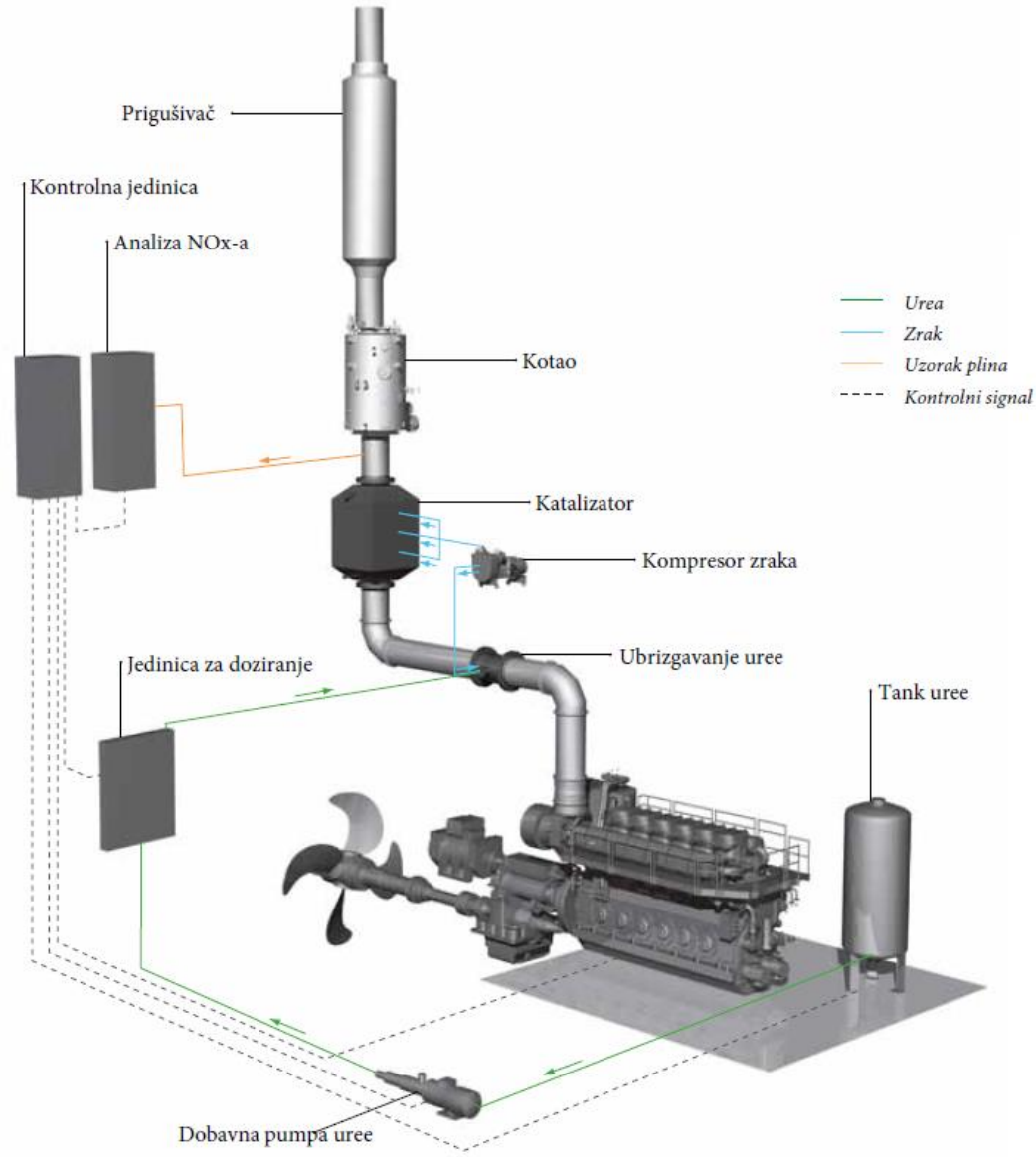
$$(NH_2)2CO + H_2O + \text{toplina} \rightarrow 2NH_3 + CO_2$$

Ta mješavina prolazi kroz katalizator, gdje se NOx pretvara u dušik i vodu:

$$4NO + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O$$

$$6NO_2 + 8NH_3 \rightarrow 7N_2 + 12H_2O$$

Na taj se način može dostići razina NOx-a od 2 *g/kWh* ili niže, CO je u skladu s najstrožom dopuštenom razinom. Tipična jedinica za selektivnu katalitičku redukciju prikazana je na slici 31. Sastoji se od reaktora, koji sadrži nekoliko slojeva katalizatora, sustava za doziranje, spremnika sredstva i kontrolnog sustava. Parametar koji se koristi za kontrolu količine uree koja se ubrizgava je opterećenje motora. Da bi se postigla što točnija kontrola, ubrizgavanje je povezano na povratni signal s uređaja za mjerenje količine NOx-a koji se nalazi iza katalizatora [2].



Slika 31. Sustav selektivne katalitičke redukcije [26]

Smanjenje NOx-a će ovisiti o količini ubrizgane uree. Smanjenje emisije NOx-a se također može postići i povećanjem volumena katalizatora. Ako se na brodu nalazi kotao na ispušne plinove, on se mora smjestiti iza SCR-a, jer SCR zahtijeva relativno visoke temperature za rad. Životni vijek elemenata katalizatora je obično 3-5 godina za tekuća goriva i nešto duže ako motor radi na plin. Glavne troškove u radu ovakvog sustava čini potrošnja uree i zamjena katalitičkih slojeva. Potrošnja uree iznosi oko 20-25 *g/kWh*. Veličina spremnika uree ovisi o veličini motora i o tome koliko često brod dolazi u luke u kojima ima mogućnost opskrbe ureom [2].

5.2.2. UPOTREBA GORIVA S NISKIM POSTOTKOM SUMPORA

Emisija sumpornog dioksida direktno ovisi o postotku sumpora u gorivu, dakle najjednostavniji i najjeftiniji način za smanjenje emisije sumpornog dioksida je smanjenje postotka sumpora u gorivu. Teška Diesel goriva, koja se koriste kod brodova, u prosjeku sadrže oko 2.7 % sumpora. Upotreba goriva s niskim postotkom sumpora su također moguća kod brodova i to najčešće bez potrebe za bilo kakvim dodatnim modifikacijama na brodskom stroju. Dodatni troškovi (zbog veće cijene tih goriva) se kompenziraju zbog veće kvalitete takvih goriva pa dolazi do manjeg trošenja dijelova brodskog stroja, potrebna je manja količina ulja za podmazivanje i manja je potreba za održavanjem, motor radi mirnije s manjim rizikom od problema u radu [2].

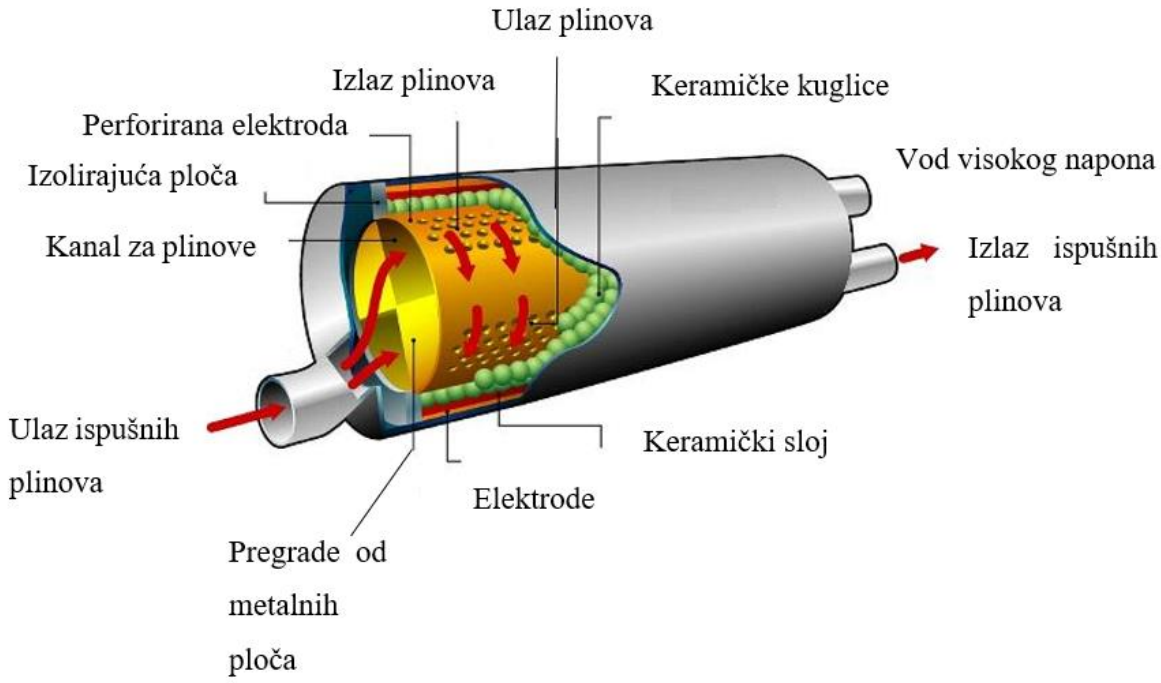
5.2.3. SUSTAV SMANJENJA EMISIJE POMOĆU PLAZME

Plazma je djelomično ionizirani plin koji se sastoji od neutralne smjese atoma, molekula, slobodnih radikala, iona i elektrona. Električna energija se pretvara u energiju elektrona koji stvaraju slobodne radikale, koji uništavaju zagađivače u ispušnim plinovima. Na razvoju hladnog plazma sustava (engl. *Non-thermal plazma* - NTP) koji radi pri atmosferskom tlaku, radi se već dugi niz godina.

Danas se sustav već koristi za:

- pročišćavanje ispušnih plinova incineratora,
- tretmane razgradnje smeća,
- filtriranje zraka,
- UV tretman smeća,
- ova se tehnologija pokušava usavršiti i za upotrebu kod Diesel- motora.

Prototip za ispušne plinove Diesel motora baziran je na površinskom oslobađanju. Plazma se stvara pomoću izmjeničnog visokog napona koji razbija plin između dvije elektrode. Područje između dviju elektrode ispunjeno je materijalom, što rezultira izbijanjem napona u prazninama između materijala. Vrijeme izbijanja napona iznosi nekoliko nano sekundi. Na taj se način stvara hladna plazma koja uništava emisiju štetnih tvari. Iako je ovaj sustav tek u fazi testiranja za brodsku upotrebu, troškovi proizvodnje bi trebali biti relativno niski. Sustav je kompaktan i izrazito fleksibilan što se tiče veličine i oblika. Dosadašnji eksperimenti pokazali su mogućnost smanjenja emisije NOx čak do 97 % [2].



Slika 32. Shema hladnog plazma sustava [30]

6. VAŽNE ZNAČAJKE DIESEL MOTORA

6.1. SNAGA

Snaga (engl. *Power*) dovedena motoru s protokom goriva je:

$$P_{gor} = \dot{m}_g H_d \tag{1}$$

Toplinska snaga, tj. snaga dobivena iz teorijskog idealiziranog procesa je:

$$P_T = \eta_T P_{gor} = \eta_T \dot{m}_g H_d \tag{2}$$

Indicirana snaga (engl. *Indicated power*) je snaga koja je predana mehanizmu motora iz stvarnog procesa motora:

$$P_i = \frac{1}{t_{proc}} \int_{proc} p_i dV \tag{3}$$

gdje je p_i indicirani (izmjereni) tlak, V volumen i t_{proc} vrijeme trajanja jednog procesa. Integriranje se vrši po jednom cijelom radnom procesu.

Efektivna snaga (engl. *Effective power*) je snaga predana na izlaznom vratilu motora:

$$P_e = M\omega = FR2\pi n \quad [\text{kW}] \tag{4}$$

gdje je M moment i ω kružna brzina vrtnje na izlaznom vratilu [9]. Efektivna snaga dobiva se mjerenjem snage na kočnici motora. Na kočnici se moment mjeri tako da se na kraku radijusa R mjeri sila reakcije F. Na slobodnom kraju vratila kočnice mjeri se brzina vrtnje n [8].

Razlika između indicirane snage i efektivne snage je tzv. snaga gubitaka, koja se koristi unutar motora za pokrivanje trenja mehanizma i pogon pomoćne opreme motora [9]:

$$P_{mg} = P_i - P_e \tag{5}$$

6.2. KORISNOST

Toplinska korisnost (engl. *Thermal efficiency*) η_T temelji se na usporednom idealiziranom kružnom procesu:

$$\eta_T = \frac{P_T}{\dot{m}_g H_d} = \frac{P_T}{\dot{Q}_{dov}} \tag{6}$$

Indicirana korisnost (engl. *Indicated efficiency*) η_i je:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_g H_d} = \frac{P_i}{\dot{Q}_{dov}} \tag{7}$$

Efektivna korisnost (engl. *Effective efficiency*) η_e je:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_g H_d} = \frac{P_e}{\dot{Q}_{dov}} \tag{8}$$

Mehanička korisnost (engl. *Mechanical efficiency*) η_{mg} je:

$$\eta_{mg} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_{mg}} \tag{9}$$

Stupanj savršenstva procesa (engl. *Quality factor*) η_s (stupanj podudaranja stvarnog procesa motora s usporednim idealiziranim procesom) je [9]:

$$\eta_s = \frac{P_i}{P_T} = \frac{\eta_i}{\eta_T} \tag{10}$$

6.3. POTROŠNJA GORIVA

Vremenska potrošnja goriva $\dot{m}_g$ je:

$$\dot{m}_g = \frac{m_g}{t} \tag{11}$$

Specifična potrošnja goriva (engl. *Specific fuel consumption*) b je:

$$b = \frac{\dot{m}_g}{P} \tag{12}$$

Uzajamna ovisnost specifične potrošnje goriva i korisnosti dana je jednadžbom:

$$\eta = \frac{Pt}{m_g H_d} = \frac{P}{\dot{m}_g H_d} = \frac{1}{bH_d} \tag{13}$$

$$b = \frac{m_g}{Pt} = \frac{1}{\eta H_d} \tag{14}$$

Jedinica za ovu specifičnu potrošnju je obično g/kWh [9].

6.4. POTROŠNJA ZRAKA

Definicija stupnja dobave je:

$$\lambda_d = \frac{\text{dovedena masa svježeg radnog medija po procesu}}{\text{teorijski moguća masa svježeg radnog medija}} = \frac{m_{dov}}{m_T} \tag{15}$$

Stupanj punjenja je:

$$\lambda_p = \frac{\text{masa svježeg radnog medija po procesu u cilindru}}{\text{teorijski moguća masa svježeg radnog medija}} = \frac{m_c}{m_T} \tag{16}$$

gdje je m_c masa svježega radnog medija koja se nalazi u cilindru na početku kompresije, m_T je masa koja bi mogla ispuniti cilindar pri uvjetima koji vladaju u usisnom cjevovodu ispred cilindra, a m_{dov} je ukupno dovedena masa svježega radnog medija u cilindar tijekom radnog procesa, od čega u cilindru ostaje m_c, dok višak m_{isp} prolazi kroz cilindar dalje prema ispuhu.

$$m_c = \rho_1 V_1 \tag{17}$$

$$m_T = \rho_0 V_s \tag{18}$$

$$m_{dov} = m_c + m_{isp} \tag{19}$$

povećanjem prekrivanja otvorenosti ispušnog ventila i ispirnih kanala te tlaka u usisnom kolektoru povećava se i masa m_{isp} koja prolazi kroz cilindar prema ispuhu. Često se umjesto direktne usporedbe masa koristi posredna usporedba usporedbom volumena koji bi zauzele te mase pri istim parametrima stanja (tlaku i temperaturi). Tada se govori o volumetrijskoj korisnosti (engl. *Volumetrical efficiency*) [9].

$$\eta_{vol} = \frac{V_u \text{ (usisani volumen)}}{V_s \text{ (stapajni volumen)}} \tag{20}$$

6.5. PRETIČAK ZRAKA, OMJER MIJEŠANJA

Pretičak zraka λ (engl. *Air-fuel equivalence ratio*) je omjer mase zraka m_z dovedene za izgaranje prema masi zraka m_0 potrebnoj za stehiometrijsko izgaranje dovedenog goriva:

$$\lambda = \frac{m_z}{m_0} = \frac{m_z}{m_g L_o} \tag{21}$$

Pretičak zraka određuje sastav gorive smjese:

$\lambda > 1$ višak zraka, manjak goriva, siromašna goriva smjesa

$\lambda = 1$ stehiometrijska količina zraka, stehiometrijska goriva smjesa

$\lambda < 1$ manjak zraka, višak goriva, bogata goriva smjesa

Omjer miješanja M (engl. *Air/fuel ratio*) je omjer mase zraka prema masi goriva u gorivoj smjesi. M_s je stehiometrijski omjer miješanja:

$$M = \frac{m_z}{m_g} \tag{22}$$

$$M_s = L_o \tag{23}$$

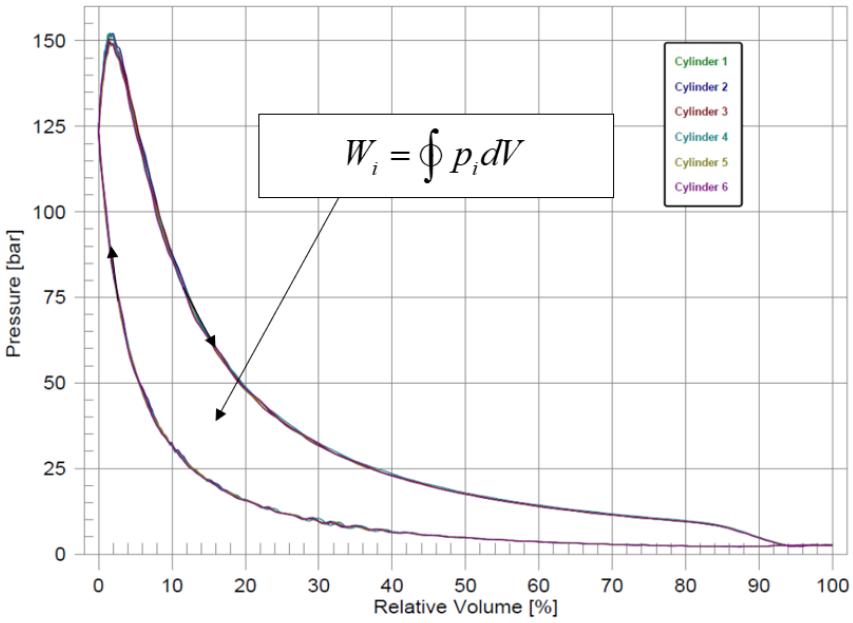
$$\lambda = \frac{M}{M_s} = \frac{m_z / m_g}{L_o} = \frac{m_z}{m_g L_o} \tag{24}$$

6.6. INDICIRANI I EFEKTIVNI RAD, SREDNJI TLAK, SPECIFIČNI RAD, SNAGA

Korisni ili indicirani rad W_i sporokretnog dvotaktnog motora s prednabijanjem dobiva se integracijom izmjerenog tlaka po procesu motora po integralu u jednadžbi (25).

$$W_i = \oint p_i dV \tag{25}$$

Ovaj integral predstavlja površinu koju zatvara snimljeni p-V dijagram [9].



Slika 33. Indicirani p-V dijagram sporokretnog dvotaktnog brodskog Diesel motora [27]

Ta se površina dijeli na "visokotlačni" dio, koji pripada kompresiji, izgaranju i ekspanziji, i na "niskotlačni" dio koji pripada izmjeni radnog medija. Površina visokotlačnog dijela je redovito pozitivna, dok površina niskotlačnog dijela može biti pozitivna kod motora s prednabijanjem ili negativna kod motora sa slobodnim usisom. Proces u cilindru daje redovito pozitivan rad, dok proces kompresije troši rad (negativan rad). Indicirani rad procesa dobiva se kao suma radova po jednom procesu (za jedan cilindar). Usporedbu radova po procesu među različitim motorima može se najlakše izvršiti pomoću srednjeg tlaka procesa. To je veoma raširena značajka u motornoj industriji. Ova vrijednost predstavlja specifični rad procesa po jedinici volumena. Srednji indicirani tlak procesa definira se kao:

$$p_{sr,i} = \frac{W_i}{V_s} = \frac{1}{V_s} \oint p_i dV \quad \left[\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{m}^3} = \frac{\mathrm{Nm}}{\mathrm{m}^3} = \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2} = \mathrm{Pa} \right] \tag{26}$$

Srednji tlak procesa se pojmovno može prikazati kao tlak koji bi djelovao konstantno tijekom takta ekspanzije, dok za vrijeme ostalog takta ne bi bilo nikakve sile tlaka na stapu. Takvim djelovanjem dobio bi se mehanički rad istovjetan indiciranom radu procesa.

Specifični indicirani rad w_i je indicirani rad podijeljen sa stapajnim volumenom (kao i kod srednjeg indiciranog tlaka):

$$w_i = \frac{W_i}{V_s} = p_{sr,i} \tag{27}$$

Specifični efektivni rad dobiva se na isti način kao i specifični indicirani rad, samo s time što se koristi efektivni rad procesa W_e:

$$W_e = \int_{proc} M d\varphi \tag{28}$$

gdje je M moment na izlaznom vratilu motora odnosno zamašnjaku, a integracija se vrši po cijelom jednom procesu motora.

Specifični efektivni rad jednak je srednjem efektivnom tlaku. Sada je specifični efektivni rad:

$$w_e = \frac{W_e}{V_s} = p_{sr,e} \tag{29}$$

Specifični efektivni rad je manji od specifičnog indiciranog rada za specifični rad gubitaka u motoru:

$$w_{mg} = w_i - w_e \tag{30}$$

Efektivna i indicirana snaga se sada mogu prikazati kao:

$$P_e = \frac{2 p_{sr,e} V_s n z}{\tau} \tag{31}$$

$$P_i = \frac{2 p_{sr,i} V_s n z}{\tau} \tag{32}$$

gdje je p_{sr} srednji tlak, V_s je stapajni volumen, τ je taktnost procesa (2 za dvotaktni, 4 za četverotaktni), z je broj cilindra i n je brzina vrtnje [9].

$$P\left[\text{kW}\right] = \frac{p_{sr}\left[\text{bar}\right] \cdot V_s\left[\text{dm}^3\right] \cdot z \cdot n\left[\text{min}^{-1}\right]}{1200} \text{ za četverotaktni motor} \tag{33}$$

$$P\left[\text{kW}\right] = \frac{p_{sr}\left[\text{bar}\right] \cdot V_s\left[\text{dm}^3\right] \cdot z \cdot n\left[\text{min}^{-1}\right]}{600} \text{ za dvotaktni motor} \tag{34}$$

6.7. REFERENTNO STANJE, NORMNO STANJE

Pri određivanju snage motora potrebno je rezultate mjerenja svesti na normno stanje kako bi se mogli uzajamno usporediti motori ispitani na različitim mjestima i u različitim uvjetima. Uobičajena je primjena ISO normi. ISO norma ISO 3046-1:2002(E) i ISO 15550:2002(E) propisuje uvjete ispitivanja motora i referentne uvjete na koje se ona preračunava, s načinom preračunavanja [9]. Snaga određena pri radnim uvjetima na probnom stolu proizvođača i prilagođena ili korigirana prema uputama proizvođača na standardne referentne uvjete naziva se ISO snaga [7]. Isti propisi određuju da su standardni referentni uvjeti:

p_s = 100 kPa (1 bar) apsolutni standardni atmosferski tlak

$T_{s,a}$ = 298 K ($t_{s,a}$ = 25 °C) standardna temp. zraka okoline ili na ulazu u turbokompresor

Φ_s = 30 % standardna relativna vlažnost

$T_{s,cw}$= 298 K ($t_{s,cw}$ = 25 °C) standardna temp. rashladne vode zraka za prednabijanje

Relativna vlažnost od 30 % pri temperaturi od 298 K odgovara tlaku vodene pare od 1 kPa. Stoga je odgovarajući barometarski tlak suhog zraka 99 kPa [7]. S ovim uvjetima, motor mora biti u stanju raditi bez ograničenja, odnosno do 100 % maksimalne trajne snage (MCR) i unutar raspona tipičnih temperaturnih uvjeta kojima brod može biti izložen, a to su od tropskih do niskih zimskih temperatura [28]. Referentni uvjeti tropskog okoliša su:

- barometarski tlak 1 bar
- temperatura zraka na ulazu u turbokompresor 45 °C
- temperatura rashladne morske vode 32 °C
- relativna vlažnost 60 %

Referentni uvjeti zimskog okoliša su [28]:

- barometarski tlak 1 bar
- temperatura zraka na ulazu u turbokompresor 10 °C
- temperatura rashladne morske vode 10 °C
- relativna vlažnost 60 %

6.8. OSTALE ZNAČAJKE

Brzina stapa, zbog kinematike koljenastog mehanizma, nije konstantna tijekom procesa. Kao usporedna veličina uzima se srednja brzina stapa c_s (koja predstavlja srednju brzinu kojom bi stap tijekom jednog okretaja prevalio put od dva stapaja):

$$c_s = \frac{2s}{t} = 2sn \tag{35}$$

gdje je s stapaj, a n brzina vrtnje.

Kod geometrijski sličnih motora vrijedi:

- Brzina strujanja $= c_s$
- Gubici strujanja pri usisu $\approx c_s^{\,2}$
- Mehaničko naprezanje zbog inercijskih sila $\approx c_s^{\,2}$

Ostale važne značajke su:
Snaga po jedinici volumena:

$$= \frac{P_e}{zV_s} \quad \left[\frac{\text{kW}}{\text{dm}^3}\right] \tag{36}$$

Snaga po jedinici mase:

$$= \frac{P_e}{m_M} \quad \left[\frac{\text{kW}}{\text{kg}} \right] \tag{37}$$

Omjer stapaja i promjera:

$$= \frac{s}{d} \tag{38}$$

Stupanj kompresije:

$$= \frac{V_s + V_c}{V_c} \tag{39}$$

6.9. DEFINICIJE SNAGE MOTORA

6.9.1. DEKLARIRANA SNAGA

Vrijednost snage deklarirane od strane proizvođača koju će motor isporučivati pri zadanim radnim uvjetima. U nekim primjenama deklarirana snaga naziva se nominalna snaga [7].

6.9.2. INDICIRANA SNAGA

Ukupna snaga proizvedena u radnim cilindrima motora kao rezultat djelovanja tlaka radnog medija na stapove [7].

6.9.3. SNAGA NA KOČNICI

Snaga ili zbroj snaga izmjeren na pogonskom vratilu ili više vratila, je snaga na kočnici [7].

6.9.4. TRAJNA SNAGA

Snaga koju je motor sposoban trajno isporučivati unutar normalnih intervala održavanja pri određenoj brzini vrtnje i pri određenim uvjetima okoline, uz redovno održavanje propisano od proizvođača [7].

6.9.5. SNAGA PREOPTEREĆENJA

Snaga koju motor smije isporučivati s trajanjem i ponavljanjem korištenja ovisno o pogonskoj primjeni i određenim uvjetima okoline, odmah nakon rada pri trajnoj snazi. Trajanje ili ponavljanje korištenja snage dozvoljenog preopterećenja ovisit će o pogonskoj namjeni. Snaga preopterećenja izrazit će se u postocima trajne snage s dozvoljenim trajanjem i ponavljanjem pri odgovarajućoj brzini motora. Ako nije drukčije očitovano, snaga preopterećenja od 110 % trajne snage pri odgovarajućoj brzini primjene motora je dozvoljena u trajanju od 1 h, s ili bez prekida, unutar perioda svakih 12 h rada. Ovaj period se također primjenjuje za bilo koju snagu preopterećenja do 110 % trajne snage [7].

6.9.6. SNAGA GRANIČNOG POLOŽAJA RUČICE GORIVA

Snaga koju motor smije isporučivati za vrijeme određenog perioda vremena koje odgovara njegovoj namjeni, pri određenoj brzini i pri određenim uvjetima okoline, s ograničenjem dovoda goriva tako da se ova snaga ne može premašiti [7].

6.9.7. ISO STANDARDNA SNAGA

Maksimalna trajna snaga na kočnici koju proizvođač garantira da je motor može isporučivati korištenjem samo bitnih ovisnih pomoćnih uređaja, između normalnih intervala održavanja određenih od proizvođača, a pri sljedećim uvjetima [7]:

- pri određenoj brzini vrtnje i pri radnim uvjetima na probnom stolu proizvođača
- s deklariranom snagom prilagođenom ili korigiranom prema uputama proizvođača na standardne referentne uvjete
- uz izvođenje održavanja na način propisan od proizvođača motora.

6.9.8. POGONSKA SNAGA

Snaga isporučena pri uvjetima okoline i pri radnim uvjetima primjene motora [7].

6.9.9. POGONSKA STANDARDNA SNAGA

Trajna snaga na kočnici koju proizvođač deklarira da je motor može isporučivati korištenjem samo bitnih ovisnih pomoćnih uređaja, između normalnih intervala održavanja određenih od proizvođača, a pri sljedećim uvjetima [7]:

- pri određenoj brzini vrtnje i pri uvjetima okoline i radnim uvjetima primjene motora
- s deklariranom snagom prilagođenom ili korigiranom prema uputama proizvođača na određene uvjete okoline i radne uvjete primjene motora
- uz izvođenje održavanja na način propisan od proizvođača motora.

6.9.10. PODEŠAVANJE SNAGE

Procedura proračuna preko koje se vrijednost snage određene pod određenim vanjskim uvjetima modificira tako da prikaže očekivanu vrijednost snage pod drugim vanjskim uvjetima, kako bi se održala približno konstantna toplinska i/ili mehanička naprezanja u kritičnim komponentama motora [7].

6.9.11. OPTEREĆENJE

Opterećenje je općeniti izraz koji opisuje veličinu snage ili momenta koju pogonjeni strojevi zahtijevaju od motora i obično se izražava u odnosu na deklariranu snagu ili moment [ISO 2710:1978,10.3.4]. Izraz opterećenje je fizikalno neprecizan i treba ga izbjegavati [7].

7. MODELIRANJE DVOTAKTNOG SPOROKRETNOG DIESEL MOTORA

Procesi koji se odvijaju u motoru za vrijeme njegova rada vrlo su složeni. Tok tlaka u cilindru motora prikazuje se p-V dijagramom ili razvijenim dijagramom tlaka u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila, a ovi se pak dijagrami koriste za analizu učinkovitosti motora. p-V dijagram i razvijeni dijagram tlaka dobivaju se mjerenjem tlaka u cilindru motora, za vrijeme njegova rada. No, da bi se ovakve dijagrame promjene tlaka za neki motor moglo dobiti još u fazi razvoja motora, ili da bi se moglo vidjeti kako određena promjena na nekom dijelu motora djeluje na taj motor, procese u motoru treba matematički što vjernije i što točnije opisati. Ovdje će biti prikazan proračun procesa u motoru upotrebom programskog paketa AVL Boost. Za razliku od Vibe proračuna gdje se izračunava tlak i temperatura u cilindru motora u programu Boost izračunavaju se procesi i stanje u cijelom motoru. To znači da pad tlaka, odnosno, gubitke u usisnom i ispušnom sustavu neće trebati pretpostaviti, već će se procesi promjene stanja plina i promjene sastava plina od mjesta ulaska svježeg zraka u usisnu cijev, pa sve do izlaska produkata izgaranja iz ispušne cijevi izračunavati. Program Boost vrši jednodimenzionalne proračune. To znači da se u Boost-u ne izrađuju trodimenzionalni proračunski modeli razmatranog motora. Utjecaj trodimenzionalne geometrije, npr. kod strujanja iz cijevi većeg promjera u cijev manjeg promjera, uzima se u obzir pomoću koeficijenata strujanja koji predstavljaju omjer stvarnog strujanja na nekom mjestu i teorijskog izentropskog strujanja bez gubitaka. S obzirom na to da radni medij od ulaska u motor pa sve do izlaza iz motora prolazi kroz razne elemente, proračun je podijeljen na više radnih volumena. Izlazne veličine jednog radnog volumena koriste se kao ulazne veličine za drugi radni volumen. Kod proračuna se pojave u cijelom motoru promatraju u istom trenutku. Kada se za određeni vremenski trenutak proračun izvrši kroz cijeli motor, on se ponavlja s odabranim vremenskim pomakom [10].

7.1. IZRAČUNAVANJE SVOJSTAVA PLINOVA

Svojstva plinova kao što su plinska konstanta ili toplinski kapacitet plina ovise o temperaturi, tlaku i sastavu plina. Boost izračunava svojstva plina u svakom radnom volumenu u svakom vremenskom koraku s trenutnim sastavom. Za izračunavanje produkata izgaranja i para goriva koriste se jednadžbe očuvanja mase za klasične vrsta goriva (s karakteristikama omjera zrak/gorivo za njih). Maseni udio zraka izračunava se preko izraza:

$$w_{air} = 1 - w_{FV} - w_{CP} \tag{40}$$

gdje su:

w_{air} - maseni udio zraka

w_{FV} - maseni udio para goriva

w_{CP} - maseni udio produkata izgaranja

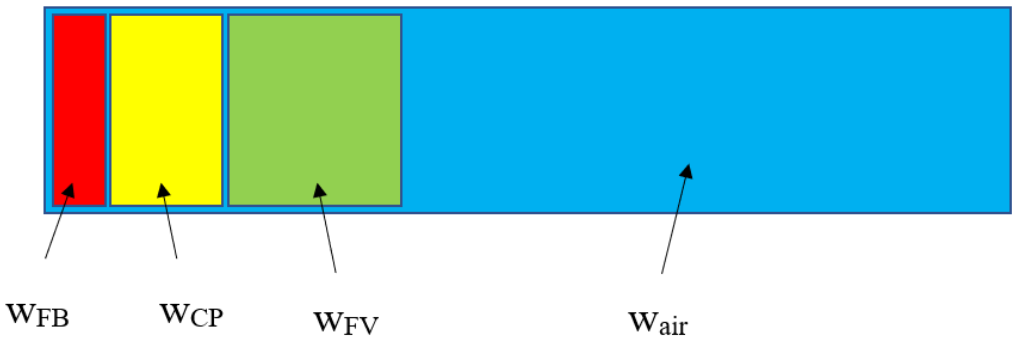
Karakteristike omjera zraka i goriva produkata izgaranja izračunavaju se preko formule:

$$AF_{CP} = \frac{w_{CP} - w_{FB}}{w_{FB}} \tag{41}$$

gdje su:

AF_{CP} - omjer zrak/gorivo produkata izgaranja

w_{FB} - maseni udio izgorjelog goriva



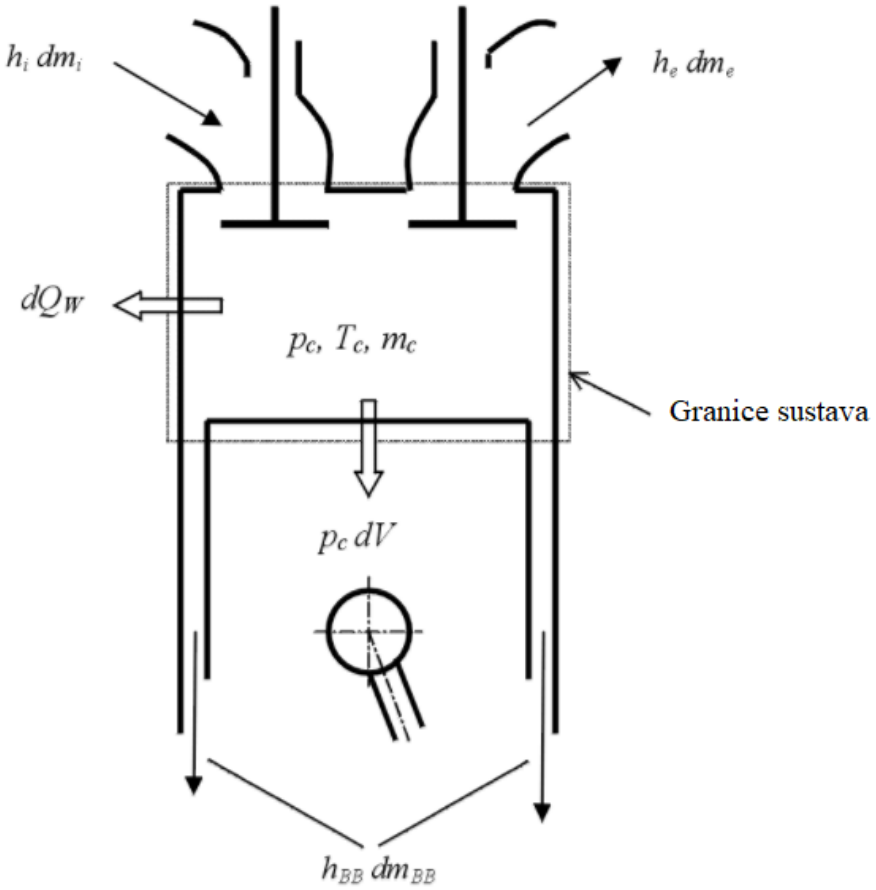
Slika 34. Razmatrani maseni udjeli plinova

Kod izračunavanja svojstava ispušnog plina, koristi se omjer zrak/gorivo kao mjera za sastav plina. Omjer zrak/gorivo u ovom kontekstu znači omjer zrak/gorivo pri kojem je došlo do izgaranja iz kojeg potječu ispušni plinovi koji se razmatraju. Sastav plinova izgaranja dobiva se iz kemijske ravnoteže s obzirom na disocijaciju pri visokim temperaturama u cilindru [22].

7.2. CILINDAR

Cilindar je najsloženiji i najznačajniji element na putu radnog medija. U cilindru dolazi do pretvaranja kemijske energije goriva u toplinu koja se zatim pomoću stapnog mehanizma pretvara u mehanički rad. Potrebno je napomenuti da su za vrijeme kompresije, izgaranja i

ekspanzije ispušni ventil i ispirni kanali cilindra zatvoreni pa je masa koja se nalazi u cilindru konstantna, dok su za vrijeme izmjene radnog medija ispušni ventil i ispirni kanali otvoreni pa se masa tvari koja se nalazi u cilindru mijenja. Zbog toga će se i proračun u periodu otvorenog ispušnog ventila i ispirnih kanala razlikovati od proračuna u periodu zatvorenog ventila i ispirnih kanala [10].



Slika 35. Energetska ravnoteža u cilindru [22]

Proračun procesa u cilindru baziran je na prvom glavnom zakonu termodinamike. Prvi zakon termodinamike za radni medij koji se nalazi u cilindru motora kaže: toplina dovedena izgaranjem potroši se na promjenu unutarnje energije u cilindru, na rad stapnog mehanizma, na toplinu koja se predaje stijenkama (stapa, cilindra i glave motora), na protok entalpije uslijed strujanja pored stapa i na toplinu potrebnu za isparavanje goriva [22].

Izračunavanje termodinamičkog stanja u cilindru je bazirano na prvom zakonu termodinamike odnosno zakonu o očuvanju energije:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \\ + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \tag{42}$$

gdje su:

$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$ - promjena unutarnje energije u cilindru (c = engl. c*ylinder*)

$-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ - rad stapa

$\frac{dQ_F}{d\alpha}$ - brzina oslobađanja topline izgaranjem goriva (F = engl. *fuel*)

$\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ - toplinski tok koji prolazi kroz stijenke (W = engl. *wall*)

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ - protok entalpije uslijed strujanja pored stapa (BB = engl. *blow by*)

$\sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i$ - količina energije dovedena masom koja ulazi u cilindar

$\sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e$ - količina energije odvedena masom koja izlazi iz cilindra

$q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt}$ - toplina potrebna za isparavanje goriva u cilindru

m_c, [kg] – masa u cilindru; u, [J/kg] – specifična unutarnja energija; p_c, [Pa] – tlak u cilindru; V, [m^3] – volumen cilindra; Q_F, [J] – energija oslobođena izgaranjem goriva; Q_w, [J] – toplina predana stijenkama; α, [°KV] – kut koljenastog vratila odnosu na GMT; h_{BB}, [J/kg] - specifična entalpija mase koja struji pored stapa; $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$, [kg] – maseni protok koji struji pored stapa; dm_i, [kg] – promjena mase koja ulazi u cilindar; dm_e, [kg] – promjena mase koja izlazi iz cilindra h_i, [J/kg] – entalpija mase koja ulazi u cilindar h_e, [J/kg] – entalpija mase koja izlazi iz cilindra q_{ev}, [J] – toplina isparavanja goriva f,[J] – udio topline isparavanja iz mase punjenja u cilindru m_{ev}, [kg] – masa isparavajućeg goriva

Promjena mase u cilindru može se izračunati iz zbroja mase koja ulazi i mase koja izlazi iz cilindra:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \tag{43}$$

Jednadžba (42) vrijedi za motore s unutarnjom i vanjskom pripremom smjese goriva i zraka, međutim, s pojmovima koji uzimaju u obzir promjenu sastava plina zbog izgaranja postupa se drukčije kod vanjske i unutarnje pripreme gorive smjese.

Kod unutarnje pripreme gorive smjese pretpostavlja se da [22]:

- se gorivo koje je ubrizgano u cilindar odmah izgara
- se produkti izgaranja miješaju trenutno s ostatkom punjenja u cilindru i da tvore ujednačenu smjesu
- kao posljedica, omjer zrak/gorivo konstantno se smanjuje od visoke vrijednosti pri početku izgaranja do konačne vrijednosti pri kraju izgaranja

Kod vanjske pripreme smjese pretpostavlja se da [22]:

- je smjesa homogena pri početku izgaranja
- kao posljedica, omjer zrak/gorivo je konstantan tijekom izgaranja
- izgorjela i ne izgorjela smjesa imaju jednak tlak i temperaturu iako je sastav različit

Da bi se jednadžba (42) mogla riješiti potrebni su posebni modeli za izračunavanje: prijelaza topline na stijenke, količine oslobođene topline izgaranjem, gubitaka uslijed strujanja pored stapa i značajki mješavine plinova u ovisnosti o tlaku, temperaturi i sastavu. Pored toga potreban je model za izračunavanje položaja stapa i volumena u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila [10].

S jednadžbom stanja plina i uz pomoć modela

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_o \cdot T_c \tag{44}$$

određuju se tlak i temperatura na kraju svakog vremenskog perioda, a te veličine nadalje služe kao početne veličine pri izračunavanju sljedećeg vremenskog perioda. Ponavljanjem proračuna određeni broj puta (to ovisi o veličini vremenskog perioda) proračun se izvrši za cijeli proces [10].

7.2.1. PRORAČUN PROCESA U CILINDRU SA ZATVORENIM ISPIRNIM KANALIMA I ISPUŠNIM VENTILOM

Proces sa zatvorenim ispirnim kanalima i ispušnim ventilom započinje u trenutku zatvaranja ispušnog ventila i traje sve do trenutka otvaranja ispušnog ventila. Masa plinova u cilindru za to vrijeme je konstantna (izuzev gubitaka uslijed strujanja pored stapa), ali se zato tijekom procesa izgaranja sastav plinova mijenja [10].

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \tag{45}$$

7.2.2. PRORAČUN PROCESA U CILINDRU ZA VRIJEME IZMJENE RADNOG MEDIJA

Izmjena radnog medija traje od trenutka kada se u cilindru otvori ispušni ventil, pa sve do trenutka kada se zatvori ispušni ventil. U tom se vremenu ne može primijeniti jednadžba (45) s obzirom na to da je kod tog izraza pretpostavljeno da je masa u cilindru konstantna. Jednadžba za izračunavanje procesa izmjene plinova u cilindru je također jednadžba prvog zakona termodinamike samo u drugačijem obliku [10]:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e \tag{46}$$

7.2.3. PRORAČUN MASENOG PROTOKA PLINOVA KOJI ULAZE I IZLAZE IZ CILINDRA

Maseni protok plinova koji ulaze i izlaze iz cilindra izračunava se iz jednadžbi za izentropski protok kroz otvor uzimajući u obzir efikasnost protoka kroz otvor. Iz energetske jednadžbe za protok kroz otvor u stacionarnom stanju, može se dobiti jednadžba za maseni protok:

$$\frac{d_m}{dt} = A_{eff} \cdot p_{o1} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{o1}}} \cdot \Psi \tag{47}$$

gdje su:

$\frac{d_m}{dt}$, [kg/s] - maseni protok, A_{eff}, [m^2] - efektivna protočna površina, p_{o1}, [Pa] - statički tlak plina na ulazu, T_{o1}, [K] - statička temperatura plina na ulazu, R_0 - plinska konstanta, Ψ - funkcija tlaka

Za brzine strujanja koje su manje od brzine zvuka funkcija tlaka ovisi o vrsti plina i o razlici tlakova:

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \tag{48}$$

gdje su:

p_2, [Pa] - statički tlak plina na izlazu, κ - omjer specifičnih toplina

dok kod strujanja brzinom zvuka funkcija tlaka ne ovisi o razlici tlakova već samo o vrsti plina:

$$\Psi = \Psi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \tag{49}$$

Efektivna protočna površina može se izračunati preko izmjerenih koeficijenata protoka [22]:

$$A_{eff} = \mu\sigma \cdot \frac{d_{vi}^2 \cdot \pi}{4} \tag{50}$$

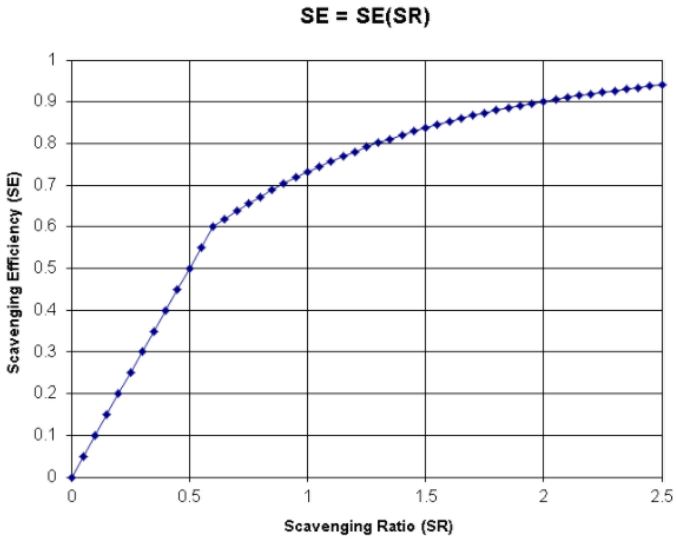
$\mu\sigma$ - koeficijent strujanja otvora

d_{vi} - unutarnji promjer sjedišta ventila (referentni promjer)

Koeficijent strujanja eksperimentalno je dobiveni koeficijent koji uzima u obzir razne gubitke koji se javljaju pri trodimenzionalnom strujanju, a sveden je na unutrašnji promjer sjedišta ventila. Određuje se ispitivanjem na posebnoj opremi za mjerenje protoka, a predstavlja omjer stvarnog masenog protoka kroz ventil i masenog protoka koji bi se ostvario kroz zadani promjer strujanjem bez gubitaka, pri istoj razlici tlakova na otvoru. Koeficijent strujanja kroz ventil ovisi o razlici tlakova na otvoru i o podizaju ventila. Kada je ventil zatvoren koeficijent strujanja je nula i kroz taj ventil nema strujanja. Kod maksimalnog podizaja ventila koeficijent strujanja kreće se u rasponu od 0.5 do 0.7. Sastav plinova koji izlaze iz cilindra kroz ispušni ventil određen je modelom ispiranja [10].

7.2.4. MODEL ISPIRANJA

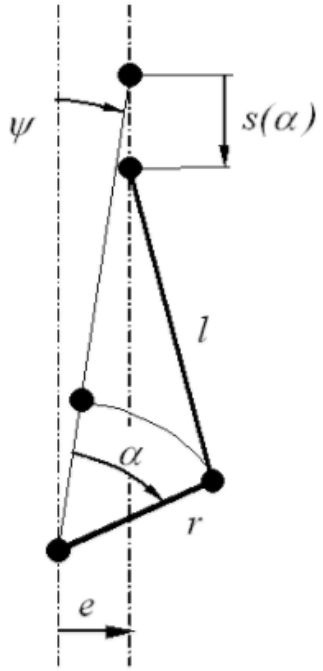
Model potpunog miješanja obično se koristi za četverotaktne motore. U slučaju dvotaktnog motora, model potpunog miješanja nije prikladan za precizne simulacije, stoga program nudi opciju potpunog potiskivanja i opciju korisnički definiranog modela ispiranja. U radu je korišten korisnički definiran model ispiranja.



Slika 36. Korisnički definiran model ispiranja [22]

7.2.5. PRORAČUN KINEMATIKE STAPNOG MEHANIZMA

U toku proračuna procesa u motoru, na raznim mjestima koriste se veličine koje ovise o stapnom mehanizmu npr. trenutni volumen cilindra, položaj stapa, brzina stapa, trenutna površina stijenke cilindra itd. Udaljenost stapa od GMT, u zavisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila jednaka je:



Slika 37. Standardni stapni mehanizam [22]

$$s = (r+l)\cdot\cos\Psi - r\cdot\cos(\Psi+\alpha) - l\cdot\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\cdot\sin(\Psi+\alpha)-\frac{e}{l}\right)^2} \tag{51}$$

$$\Psi = \arcsin\left(\frac{e}{r+l}\right) \tag{52}$$

s, [m] - udaljenost stapa od GMT, r [m] - polumjer koljenastog vratila, l, [m] - duljina ojnice Ψ, [°KV] - kut koljenastog vratila između vertikalne pozicije koljenastog vratila i stapa u GMT, e, [m] - pomak osovinice klipa u vertikalnom smjeru u odnosu na standardnu visinu, a, [°KV] - kut koljenastog vratila u odnosu na GMT.

7.2.6. PRIJENOS TOPLINE U CILINDRU

Prijenos topline na stijenke komore izgaranja odnosno na stijenke poklopca cilindra, stapa i košuljice cilindra izračunava se preko izraza:

$$Q_{wi} = A_i\cdot\alpha_w\cdot(T_c - T_{wi}) \tag{53}$$

gdje su:

Q_{wi}, [J] – toplina koja prolazi kroz stijenku (poklopca cilindra, stapa, košuljice cilindra), A_i, [m^2] – površina stijenke (poklopca cilindra, stapa, košuljice cilindra), α_w, [W/m^{2}K] – koeficijent prolaska topline, T_c, [K] – temperatura plina u cilindru, T_{wi}, [K] – temperatura stijenke (poklopca cilindra, stapa, košuljice cilindra).

Temperature stijenki nisu konstantne po površini pa vrijednosti T_{wi} predstavljaju njihove srednje vrijednosti. Iz tog razloga će se temperatura stijenke cilindra mijenjati s promjenom položaja stapa (mijenja se veličina površine koja se nalazi u dodiru s plinovima), što znači da će ovisiti o kutu zakreta koljenastog vratila [10].

U slučaju temperature stijenke košuljice cilindra, u obzir se uzima aksijalna temperaturna varijacija između položaja kada je stap u GMT i kada je u DMT.

$$T_L = T_{L,TDC}\cdot\frac{1-e^{-c\cdot x}}{x\cdot c} \tag{54}$$

$$c = \ln\left(\frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}}\right) \tag{55}$$

gdje su:

T_L, [K] – temperatura stijenke košuljice cilindra, $T_{L,TDC}$, [K] – temperatura stijenke košuljice kada je stap u GMT, $T_{L,BDC}$, [K] – temperatura stijenke kada je stap u DMT, x - relativni stapaj (relativni položaj stapa u odnosu na potpuni stapaj).

Za izračunavanje koeficijenta prijenosa topline, Boost nudi sljedeće modele:

- Woschni 1978
- Woschni 1990
- Hohenberg
- Lorenz
- AVL 2000 Model
- Bargende

Pošto će se u radu koristiti model Woschni 1978, isti će biti i opisan. Koeficijent prijelaza topline za visokotlačne cikluse izračunava se po modelu G. Woschni-a iz 1978. godine, prema izrazu [11]:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot \left(p_c - p_{c,o} \right) \right]^{0.8} \tag{56}$$

$$C_1 = 2.28 + 0.308 \cdot \frac{c_u}{c_m} \tag{57}$$

gdje su:

C_2 = 0.00324 za motore s direktnim ubrizgavanjem, D, [m] – promjer cilindra, c_m, [m/s] – srednja brzina stapa, c_u, [m/s] – obodna brzina vrtloga, V_D, [m^3] – radni volumen cilindra, $p_{c,o}$, [Pa] – tlak u cilindru motora, $T_{c,1}$, [K] – temperatura u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila (ispirnih kanala), $p_{c,1}$, [Pa] – tlaku u cilindru u trenutku zatvaranja usisnog ventila.

7.2.7. PRIJENOS TOPLINE U USISNIM I ISPUŠNIM KANALIMA

Tijekom procesa izmjene radnog medija, važno je u obzir uzeti i prijenos topline u usisnim i ispušnim kanalima. Ovaj prijenos topline može biti znatno veći od prijenosa kod jednostavnog

protoka kroz cijev zbog visokih koeficijenata prolaska topline i temperatura u području ventila i sjedišta ventila. Ovaj prijenos topline izračunava se preko izmijenjenog Zaph-ovog modela prijenosa topline preko izraza:

$$T_d = \left(T_u - T_w\right) \cdot e^{\left(-A_w \cdot \frac{\alpha_p}{\dot{m} c_p}\right)} + T_w \tag{58}$$

Koeficijent prolaska topline, ovisi o smjeru protoka (unutar ili izvan cilindra). Sljedeći izraz odnosi se na koeficijent prolaska topline kod protoka izvan cilindra:

$$\alpha_p = \left[C_4 + C_5 \cdot T_u - C_6 \cdot T_u^2\right] \cdot T_u^{0.44} \cdot \dot{m}^{0.5} \cdot d_{vi}^{-1.5} \cdot \left[1 - 0.797 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \tag{59}$$

Sljedeći izraz odnosi se na koeficijent prolaska topline kod protoka unutar cilindra

$$\alpha_p = \left[C_7 + C_8 \cdot T_u - C_9 \cdot T_u^2\right] \cdot T^{0.33} \cdot \dot{m}^{0.68} \cdot d_{vi}^{-1.68} \cdot \left[1 - 0.765 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \tag{60}$$

gdje su:

α_p, [W/m^{2}K] – koeficijent prelaska topline u otvoru, T_d, [K] – temperatura plina na izlazu, T_u, [K] – temperatura plina na ulazu, T_w, [K] temperatura stijenke otvora ventila, A_w, [m^2] – površina otvora ventila, $\dot{m}$, [kg/s] – maseni protok, c_p [J/kgK] – specifična toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, h_v, [m] – podizaj ventila, d_{vi}, [m] – unutarnji promjer sjedišta ventila.

Tablica 2. Konstante korištene u formulama za koeficijent prolaska topline [22]

Ispušni ventil		Usisni ventil	
C_4	1.2089	C_7	1.5132
C_5	$7.0451 \cdot 10^{-4}$	C_8	$7.1625 \cdot 10^{-4}$
C_6	$4.8035 \cdot 10^{-7}$	C_9	$5.3719 \cdot 10^{-7}$

7.2.8. PRORAČUN GUBITAKA USLIJED STRUJANJA PLINOVA PORED STAPA

U toku rada motora brtvljenje stapa i cilindra nije idealno, pa dolazi do određenih gubitaka uslijed strujanja plinova pored stapa [10]. Gubici uslijed strujanja pored stapa uzimaju se u obzir koristeći specificirani efektivni zazor između stapa i košuljice i srednji tlaku u karteru. Maseni protok strujanja pored stapa izračunava se za svaki vremenski period preko izraza za maseni protok (47) i (49). Efektivna protočna površina dobiva se pomoću promjera cilindra i zazora između stapa i košuljice cilindra preko izraza:

$$A_{eff} = D \cdot \pi \cdot \delta \tag{61}$$

gdje su:

A_{eff} , [m^2] – efektivna protočna površina, D , [m] – promjer cilindra, δ , [m] - zazor između stapa i košuljice cilindra.

Ako je tlak u cilindru veći od tlaka u kućištu motora tada dolazi do strujanja iz cilindra u kućište. Temperatura i tlak u cilindru tada predstavljaju ulaznu temperaturu T_{o1} i ulazni tlak p_{o1} , a tlak u kućištu motora predstavlja tlak na izlazu p_2 . Sastav plinova koji struje i njihov energetski sadržaj odgovara sastavu plinova i energiji plinova u cilindru. Ako je pak tlak u kućištu motora veći od tlaka u cilindru, dolazi do strujanja iz kućišta u cilindar. Tlak u kućištu tada odgovara ulaznom tlaku p_{o1} , a tlak u cilindru izlaznom p_2 . Ulazna temperatura plinova postavlja se tako da bude jednaka temperaturi stijenke stapa. Sastav plinova i njihov energetski sadržaj u ovom slučaju odgovaraju sastavu i energiji plinova koji su izašli iz cilindra neposredno prije promjene smjera strujanja.

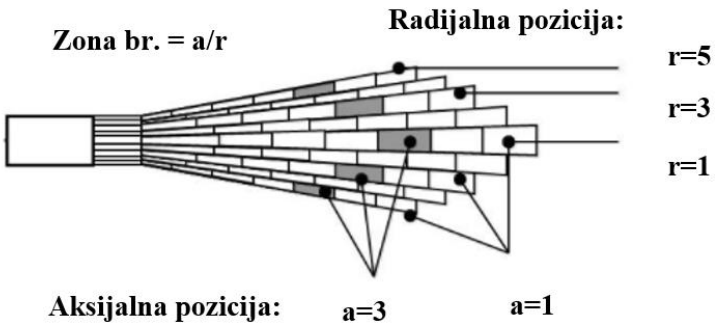
7.2.9. MODEL IZGARANJA (BRZINA OSLOBAĐANJA TOPLINE IZGARANJEM)

Da bi se mogla riješiti jednadžba (42) potrebno je u svakom vremenskom periodu izračunati brzinu oslobađanja topline. Za izračunavanje brzine oslobođene topline u programu Boost postoji mnogo različitih modela izgaranja: Vibe, dvostruki Vibe, višestruki Vibe, jednozonski tablični, Woschni/Anisits, Hires et al., korisnički definirani model, korisnički definirani visokotlačni ciklus, izgaranje kod konstantnog volumena, izgaranje kod konstantnog tlaka, gonjeni, Vibe s dvije zone, AVL- MCC, Avl višezonski model izgaranja (AVLMZCM), krivulja ciljanog tlaka, dvozonska krivulja ciljanog tlaka, fraktalni model, model praćenja plamena, HCCI 6 zonski model, model izgaranja plinova u otvorenoj komori, model izgaranja u pretkomori s paljenjem pomoću svjećice. Za različite modele potrebno je unijeti različite ulazne podatke za izračunavanje brzine oslobađanja topline [10, 19]. U radu će se opisati AVLMZCM model izgaranja.

7.3. AVLMZCM MODEL IZGARANJA

Višezonski model izgaranja (engl. *Multi-zone combustion model* – MZCM) koristi se za predviđanje karakteristika izgaranja kod Diesel motora s direktnim ubrizgavanjem. Model dijeli mlaz goriva u velik broj zona. U svakoj zoni, mehanizmi dobavljene mase zraka, isparavanja

goriva, kašnjenja paljenja i izgaranja se izračunavaju u različitim podmodelima. Tijekom ubrizgavanja, u određenim vremenskim koracima stvaraju se novi paketi zona. Svaki paket je podijeljen na nekoliko radijalnih zona. Posljedično, ukupan broj zona koji se stvara tijekom procesa izgaranja ovisi o trajanju ubrizgavanja, vremenskom koraku računanja i diskretizaciji u radijalnom smjeru.



Slika 38. Diskretizacija mlaza goriva u MZCM modelu izgaranja [22]

7.3.1. Dobava zraka do mlaza goriva

Dobava zraka u zonu izračunava se na osnovu očuvanja ukupnog momenta zone. Stoga, smanjenje brzine prodiranja vrha mlaza goriva u odnosu na brzinu ubrizgavanja odražava se u povećanju mase. Mehanizam se može namjestiti s parametrom modela $C_{entrain}$

$$v_{inj} = c_D \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{fuel}}} \tag{62}$$

$$v_{tip,c} = \frac{2.95}{2} \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho_{ch}} \right)^{0.25} \cdot d_{inj}^{0.5} \cdot t^{-0.5} \cdot f_{rad} \cdot f_{ax} \tag{63}$$

$$m_i = m_{inj} \cdot \left[1 + \left(\frac{v_{inj}}{v_{tip}} - 1 \right) \cdot C_{Entrain} \right] \tag{64}$$

gdje su:

v_{inj}, [m/s] - brzina ubrizgavanja, $v_{tip,c}$, [m/s] – brzina prodiranja vrha mlaza, c_D, [0-1] - koeficijent štetnog volumena ubrizgača, Δp, [Pa] – pad tlaka ubrizgavanja, ρ_{fuel}, [kg/m^3] – gustoća tekućeg goriva, ρ_{ch}, [kg/m^3] – gustoća punjenja, d_{inj}, [m] – promjer sapnice na ubrizgaču, t, [s] – vrijeme nakon ubrizgavanja paketa, m_{inj}, [kg] – masa goriva ubrizganog

paketa, m_i, [kg] – masa zone pri vremenu t, $C_{entrain}$ - parametar modela, f_{rad}, f_{ax}, funkcije korekcije za izračunavanje radijalnog/aksijalnog položaja u mlazu.

Brzina mlaza smanjuje se sa što većom udaljenošću od srednje osi do granice mlaza, budući da postoji jače međudjelovanje između paketa goriva i punjenja cilindra na periferiji mlaza. Pretpostavljeno je eksponencijalno smanjenje brzine mlaza u radijalnom smjeru, izraženo preko funkcije korekcije f_{rad} prema Hiroyasu et al. [12]. U izrazu (65) i_{rad} predstavlja radijalnu poziciju paketa goriva u mlazu. Brzina vanjskih radijalnih zona ima pola vrijednosti brzine zona u srednjoj osi mlaza koju definira parametar modela C_{rad}.

$$f_{rad} = e^{\left[C_{rad}\cdot(i_{rad}-1)^2\right]} \tag{65}$$

$$C_{rad} = \frac{\ln(0.5)}{(nr-1)^2} \tag{66}$$

gdje su:

nr - broj radijalnih zona, i_{rad} - indeks radijalne zone.

Tijekom ubrizgavanja goriva na polje strujanja u komori izgaranja utječe moment mlaza. To dovodi do efekta (engl. *Slipstream*) da paketi na vrhu mlaza ubrzavaju okolne pakete, tako uzrokujući manji aerodinamički otpor paketa koji slijede. Ovaj efekt je uzet u obzir preko korekcijske funkcije f_{ax} koja ovisi o aksijalnom položaju zone i_{ax}, koja je dana u izrazu:

$$f_{ax} = C_1 \cdot \left[1 + \left(\frac{i_{ax}-1}{i_{ax,\max}-1}\right)^{C_2} \cdot \frac{\Delta t_{inj}}{C_3}\right] \tag{67}$$

gdje su:

Δt_{inj} - broj radijalnih zona, i_{ax} - indeks aksijalne zone, $i_{ax,\max}$ - trenutni broj aksijalnih zona, C_1, C_2, C_3 - konstante modela.

7.3.2. Model zagrijavanja i isparavanja kapljice goriva

Zbog mehanizama koji mogu biti karakterizirani kao primarni i sekundarni raspad mlaza goriva, sjedinjeni tekući paketi goriva raspadaju se na odvojene kapljice. Početni promjer kapljice nakon raspada SMD_{tb} izračunava se preko izraza (68) prema Varde, Popa et al [13]. Kapljice goriva zagrijavaju se konvektivnim prijenosom topline te isparavaju. Brzina isparavanja izračunava se pojedinačno u područjima gdje je temperatura kapljice manja od $\left(dm_{fv}/dt\right)\Big|_{T_l<T_{cr}}$

i iznad $\left(dm_{fv}/dt\right)\Big|_{T_l>T_{cr}}$ kritične temperature. Postoje dva parametra za podešavanje modela na izmjerene vrijednosti, onaj koji kontrolira zagrijavanje kapljice C_{eht} i onaj koji kontrolira brzinu isparavanja C_{Evap}.

$$SMD_{tb} = \frac{12.392 \cdot d_{inj}^{0.44} \cdot \rho_{fuel}^{0.42} \cdot \left(\sigma_{fuel} \cdot \nu_{fuel}\right)^{0.28}}{\Delta p^{0.42} \cdot \rho_{ch}^{0.28}} \tag{68}$$

$$q = C_{eht} \cdot \pi \cdot SMD \cdot \lambda_m \cdot \left(T_i - T_l\right) \cdot Nu \cdot \left(\frac{z}{e^z - 1}\right) \tag{69}$$

$$\left.\frac{dm_{fv}}{dt}\right|_{T_l<T_{cr}} = C_{Evap} \cdot \pi \cdot SMD \cdot D_v \cdot Sh \cdot \frac{p}{R \cdot T_m} \cdot \ln\left(\frac{p}{p - p_s}\right) \tag{70}$$

$$\left.\frac{dm_{fv}}{dt}\right|_{T_l>T_{cr}} = C_{Evap} \cdot C_1 \cdot \pi \cdot SMD \cdot \left(\frac{p}{6}\right)^{C_2} \tag{71}$$

gdje su:

SMD_{tb}, SMD, [m] – Sauter-ov srednji promjer pri raspadu / pri vremenu t, q, [W] – prijenos topline na kapljicu, $\frac{dm_{fv}}{dt}$, [kg/s] – brzina isparavanja, T_{cr}, [K] – kritična temperatura goriva, T_i, T_l, T_m, [K] – temperatura zone / kapljice / srednja, p, [bar] – tlak u cilindru, Nu - Nusselt-ov broj, Sh - Sherwood-ov broj, $\nu_{fuel}, \lambda_m, D_v, z, p_s$ [m^2/s], [W/m/K], [m^2/s], [-], [Pa] – svojstva goriva, C_1, C_2 - konstante modela, C_{eht} - parametar modela prijenos topline isparavanja (engl. *Evaporation heat transfer*), C_{Evap} - parametar modela multiplikator isparavanja (engl. *Evaporation multiplier*).

7.3.3. Model zakašnjenja paljenja

Kemijsko zakašnjenje paljenja ovisi o temperaturi i tlaku koji je aproksimiran korelacijom Arrhenius-ovog tipa s pristupom prema Wolfer-u [14]. Vrijeme zakašnjenja paljenja izračunava se integriranjem karakterističnog vremena. Samozapaljenje se događa kada odgovarajuća varijabla napretka dosegne vrijednost 1. Temperatura koja se koristi za izračunavanje kašnjenja paljenja T_{IgnDel} je srednja temperatura mlaza goriva.

$$\tau = C_{IgnDel} \cdot p^{-1.02} \cdot e^{\frac{C_{IgnExp}}{T_{IgnDel}}} \tag{72}$$

$$\int_{inj}^{inj+\bar{\tau}} \frac{1}{\tau} \cdot dt \geq 1 \tag{73}$$

gdje su:

τ , [s] – karakteristično vrijeme zakašnjenja paljenja, T_{IgnDel} , [K] – temperatura za izračunavanje zakašnjenja paljenja, C_{IgnDel} - parametar zakašnjenja paljenja, C_{IgnExp} - eksponent zakašnjenja paljenja.

7.3.4. Model izgaranja

Oslobađanje topline $\frac{dx_{fb}}{dt}$ (brzina oslobađanja topline) u zonama izračunava se reakcijskom kinetikom prema Jung-u [15]. Ovdje su koncentracije reaktanata izražene masenim udjelima para goriva i kisika. Reakcijski izraz je jednadžba Arrhenius-ovog tipa koja dodatno u obzir uzima gustoću.

$$\frac{dx_{fb}}{dt} = K_b \cdot \rho_{ch} \cdot x_{fv} \cdot x_{O_2}^{1.5} \cdot e^{\frac{-1200}{T_i}} \tag{74}$$

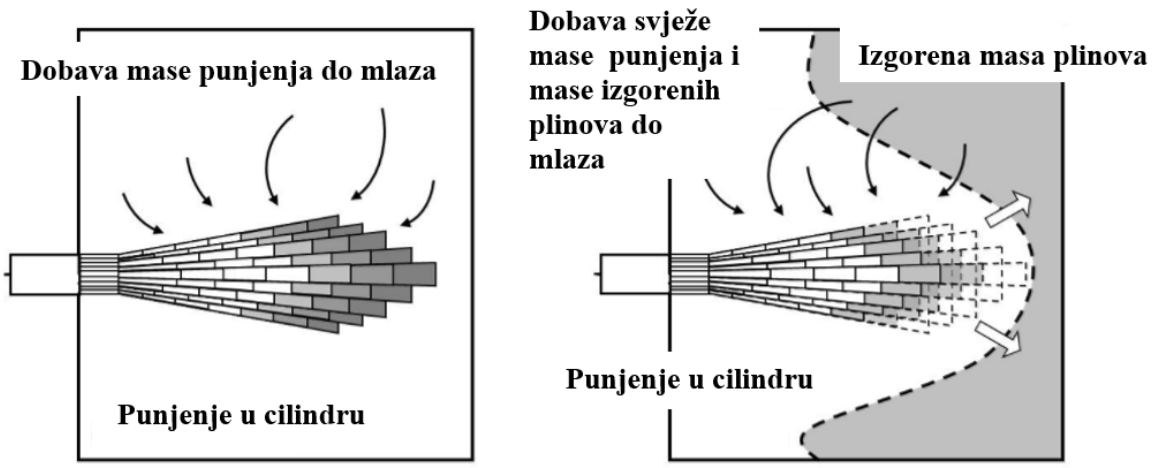
$$\frac{dx_{fb}}{dt} = K_b \cdot \rho_{ch}^{a_p} \cdot x_{fv} \cdot x_{O_2}^{b_{O_2}} \cdot e^{\frac{-c_{arrh}}{T_i}} \tag{75}$$

gdje su:

$\frac{dx_{fb}}{dt}$, [s^{-1}] – brzina izgaranja goriva, x_{fv} - maseni udio para goriva, x_{O_2} - maseni udio kisika, K_b - parametar kemijske reakcije, a_p, b_{O_2}, c_{arrh} - konstante modela.

7.3.5. Povrat izgorenog plina u mlaz goriva

Originalni višezonski pristup prema Hiroyasu ne uzima u obzir izmjenu topline i mase između reakcijskih zona. Jedini stvarni prijenos mase je jednosmjerno vraćanje punjenja cilindra u reakcijske zone. Ovo je znatno pojednostavljenje koje može uzrokovati problem da se sav kisik iz punjenja cilindra iskoristi i tako prekine reakcija izgaranja, iako se u nekim zonama u cilindru nalazi dovoljno kisika. Zbog ove razlike uvedena je zona izgorenog plina koja apsorbira sve izgorene zone ali reciklira dio njih sa svježim punjenjem natrag u reakcijske zone s mehanizmom povrata izgorenog plina (engl. *Re-Eintrainment of burned gas*). Doziranje povrata mase izgorenog plina u svježe punjenje kontrolira se s jednim parametrom [22].



Slika 39. Dobava svježe mase punjenja i mase izgorenih plinova do mlaza goriva [22]

7.3.6. Prijenos topline između zona

Model u obzir uzima prijenos topline između reakcijskih zona i zona svježeg punjenja u cilindru. Ovaj prijenos topline modeliran je pristupom prema Newton-u. Površina prijenosa topline zone izračunava se iz volumena zone uz pretpostavku da ona ima oblik kugle.

$$\frac{dq_{ZtoCh}}{dt} = \alpha_{ht} \cdot A_i \cdot \left(T_i - T_{ch}\right) \tag{76}$$

gdje su:

$\frac{dq_{ZtoCh}}{dt}$, [W] – prijenos topline iz zona mlaza u zone punjenja, α_{ht}, [W/m^{2}K] – koeficijent prolaska topline, parametar modela, A_i, [m^2] – površina prijenosa topline zone.

7.3.7. Modeli tvorbe polutanata

NOx model koji se koristi u višezonskom modelu izgaranja je originalni Boost NOx model baziran na proširenom Zeldovich mehanizmu. Model Čađe koji se koristi u višezonskom modelu bazira se na Hiroyasu et al. [12]. Oba modela izračunavaju stvaranje polutanata na osnovu termodinamičkog stanja i sastava zona mlaza.

7.4. MODELI ISPUŠNIH EMISIJA

7.4.1. Model stvaranja Nox-a

Model stvaranja NOx-a implementiranog u Boostu bazira se na Pattas-u i Haefner-u [16]. U tablici 3. prikazano je 6 reakcija baziranih na Zeldovich mehanizmu koje se uzimaju u obzir.

Tablica 3. 6 reakcija baziranih na Zeldovich mehanizmu [22]

	Stehiometrija	Brzina $k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-TA_i}{T}\right)}$	k_0 [$cm^3 / mol \cdot s$]	a [-]	T_A [K]
R1	$N_2 + O = NO + N$	$r_1 = k_1 \cdot c_{N_2} \cdot c_O$	4.93E13	0.0472	38048.01
R2	$O_2 + N = NO + O$	$r_2 = k_2 \cdot c_{O_2} \cdot c_N$	1.48E08	1.5	2859.01
R3	$N + OH = NO + H$	$r_3 = k_3 \cdot c_{OH} \cdot c_N$	4.22E13	0.0	0.0
R4	$N_2O + O = NO + NO$	$r_4 = k_4 \cdot c_{N_2O} \cdot c_O$	4.58E13	0.0	12130.6
R5	$O_2 + N_2 = N_2O + O$	$r_5 = k_5 \cdot c_{O_2} \cdot c_{N_2}$	2.25E10	0.825	50569.7
R6	$OH + N_2 = N_2O + H$	$r_6 = k_6 \cdot c_{OH} \cdot c_{N_2}$	9.14E07	1.148	36190.66

Sve brzine reakcije r_i imaju jedinicu [mol/cm^{3}s]. Koncentracije c_i su molarne koncentracije u ravnotežnom stanju s jedinicom [mol/cm^3]. Koncentracija N_2O izračunava se prema izrazu [22]:

$$c_{N_2O} = 1.1802 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0.6125} \cdot e^{\left(\frac{9471.6}{T}\right)} \cdot c_{N_2} \cdot \sqrt{p_{O_2}} \tag{77}$$

Konačna brzina stvaranja/raspadanja NO-a u [mol/cm^3] izračunava se:

$$r_{NO} = C_{Post\,\mathrm{Pr}\,ocMult} \cdot C_{KineticMult} \cdot 2.0 \cdot \left(1-\alpha^2\right) \cdot \left(\frac{r_1}{1+\alpha \cdot AK_4} + \frac{r_4}{1+AK_4}\right) \tag{78}$$

s:

$$\alpha = \frac{c_{NO,act}}{c_{NO,equ}} \cdot \frac{1}{C_{KineticMult}} \quad AK_2 = \frac{r_1}{r_2 + r_3} \quad AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6} \tag{79}$$

7.4.2. Model stvaranja CO-a

Model stvaranja CO-a implementiran u Boost-u baziran je na Onorati et al [17]. Sljedeće dvije reakcije uzete su u obzir.

Tablica 4. 2 reakcije bazirane na Onorati et al. [22]

	Stehiometrija	Brzina
R1	CO + OH = CO_2 + H	$r_1 = 6.76 \cdot 10^{10} \cdot e^{\left(\frac{T}{1102.0}\right)} \cdot c_{CO} \cdot c_{OH}$
R2	CO +O_2 = CO_2 + O	$r_2 = 2.51 \cdot 10^{12} \cdot e^{\left(\frac{-24055.0}{T}\right)} \cdot c_{CO} \cdot c_{O_2}$

Konačna brzina nastajanja/raspadanja CO-a u [mol/cm^3] izračunava se prema izrazu:

$$r_{CO} = C_{Const} \cdot \left(r_1 + r_2\right) \cdot \left(1 - \alpha\right) \tag{80}$$

s $\alpha = \frac{c_{CO,act}}{c_{CO,equ}}$.

7.4.3. Model stvaranja čađe

Postoje dva različita modela stvaranja čađe implementirana u Boost-u. Model prema Schubiger-u et al. koristi se za dvozonsko izračunavanje. Model koji se koristi u višezonskom modelu baziran je na Hiroyasu et al [22].

7.4.3.1 Model prema Hiroyasu et al.

Model koji se koristi u višezonskom modelu izgaranja baziran je na Hiroyasu et al. U modelu, stvaranje čađe izravno se pripisuje prisutnosti para goriva. Oksidacijska reakcija regulira se neto masom čađe i raspoloživim kisikom u reakcijskoj zoni. Ove dvije reakcije se događaju istovremeno te je stvarna masa čađe rezultat razlike u stvaranju čađe i brzine oksidacije.

$$\frac{dm_{s,f}}{dt} = C_{s,f} \cdot m_{fv} \cdot p^{0.5} \cdot e^{-\frac{E_{sf}}{R_m \cdot T}} \tag{81}$$

$$\frac{dm_{s,o}}{dt} = C_{s,o} \cdot m_{soot} \cdot \frac{p_{O_2}}{p} \cdot p^{1.8} \cdot e^{-\frac{E_{so}}{R_m \cdot T}} \tag{82}$$

gdje su:

$\frac{dm_{s,f}}{dt}$, [kg/s] – brzina stvaranja čađe, $\frac{dm_{s,o}}{dt}$, [kg/s] – brzina oksidacije čađe, E_{sf}, E_{so}, [J/mol] – aktivacijska energija stvaranja / oksidacija, p_{O_2}, [Pa] – parcijalni tlak kisika, m_{soot}, [kg] – stvarna masa čađe, $C_{s,f}$ - parametar stvaranja čađe, $C_{s,o}$ - parametar oksidacije čađe

7.5. PRORAČUN STRUJANJA U CIJEVIMA

Proračun strujanja u cijevima baziran je na jednadžbi kontinuiteta, zakonu o očuvanju količine gibanja i zakonu o očuvanju energije. Skup jednadžbi očuvanja za opisivanje jednodimenzionalnog protoka u cijevi dan je sustavom Euler-ovih jednadžbi:

$$\frac{\partial U}{\partial t}+\frac{\partial F\left(U\right)}{\partial x}=S(U) \tag{83}$$

Gdje U predstavlja vektor stanja

$$U=\begin{pmatrix} p \\ p\cdot u \\ p\cdot \overline{c_V}\cdot T+\frac{1}{2}\cdot p\cdot u^2 \\ \rho\cdot w_j \end{pmatrix} \tag{84}$$

i F je vektor protoka

$$F=\begin{pmatrix} \rho\cdot u \\ \rho\cdot u^2+p \\ u\cdot(E+p) \\ \rho\cdot u\cdot w_j \end{pmatrix} \tag{85}$$

S energijom plina:

$$E=\rho\cdot \overline{c_v}\cdot T+\frac{1}{2}\cdot \rho\cdot u^2 \tag{86}$$

Izvorni izraz na desnoj strani sadrži dva različita izvorna izraza:

$$S(U)=S_A(F(U))+S_R(U) \tag{87}$$

Ovo su izvori uzrokovani aksijalnim promjenama u poprečnom presjeku cijevi:

$$S_A(F(U))=-\frac{1}{A}\cdot\frac{dA}{dx}\cdot\left(F+\begin{pmatrix} 0 \\ -p \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}\right) \tag{88}$$

I izvori koji u obzir uzimaju izraze za homogene kemijske reakcije, prijenos topline i mase između plina i krute faze te izvora trenja. Cijeli izvorni oblik dan je:

$$S_R(U) = \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{F_R}{V} \\ \frac{q_w}{V} \\ MW_j \cdot \left(\sum_i^{R_{\text{hom}}} v_{i.j} \cdot r_i \right) \end{pmatrix} \tag{89}$$

7.5.1. Trenje u cijevi

Sila trenja u cijevima može se izračunati preko faktora trenja stijenke cijevi λ_f

$$\frac{F_R}{V} = \phi \cdot \frac{\lambda_f}{2 \cdot d_{hyd}} \cdot \rho \cdot u \cdot |u| \tag{90}$$

Faktor trenja je obično opisan kao funkcija Reynolds-ovog broja:

$$\mathrm{Re} = \frac{d_{hyd} \cdot u}{\nu} \tag{91}$$

te se mijenja ovisno o režimu protoka (laminarno, prijelazno ili turbulentno):

$$\begin{aligned} &\mathrm{Re} \le \mathrm{Re}_{lam} \quad \left| \lambda_f = \lambda_{f,lam} \right. \\ &\mathrm{Re}_{turb} \le \mathrm{Re} \quad \left| \lambda_f = \lambda_{f,turb} \right. \\ &\mathrm{Re}_{lam} \le \mathrm{Re} \le \mathrm{Re}_{turb} \quad \left| \lambda_f = \lambda_{f,lam} \left(1 - \frac{\mathrm{Re} - \mathrm{Re}_{lam}}{\mathrm{Re}_{turb} - \mathrm{Re}_{lam}} \right) + \lambda_{f,turb} \left(\frac{\mathrm{Re} - \mathrm{Re}_{lam}}{\mathrm{Re}_{turb} - \mathrm{Re}_{lam}} \right) \right. \end{aligned} \tag{92}$$

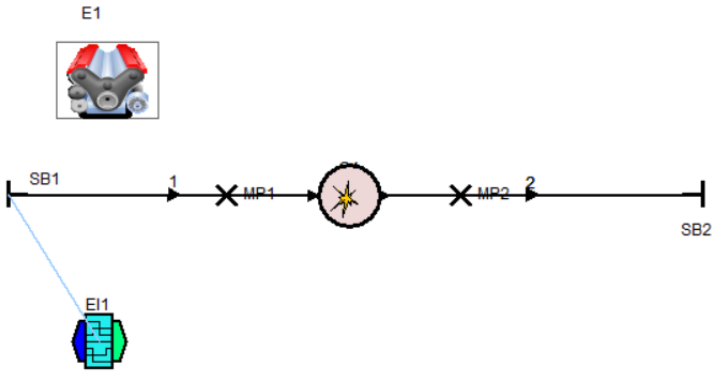
7.5.2. Prijenos topline na stijenke cijevi

Konvekcijski prijenos topline s ispušnih plinova na stijenke cijevi modeliran je Nusselt-ovim pristupom:

$$Nu = \frac{\alpha_{gw} \cdot d_{hyd}}{\lambda_g} \tag{93}$$

8. IZRADA MODELA

Za izradu modela sporokretnog dvotaktnog Diesel motora snage 6505 kW pri 93.6 o/min koristit će se računalni program AVL Boost s ciljem dobivanja validiranog modela koji je kalibriran na rezultate mjerenja istog motora na probnom stolu pri radnom opterećenju od 75 %. Nakon dobivanja validiranog modela provesti će se analiza i optimizacija utjecajnih parametara modela u svrhu poboljšanja važnih značajki motora i smanjenja emisija štetnih ispušnih plinova. Da bi se model pojednostavnio, izradit će se jednocilindrični model koji se sastoji od sljedećih elemenata: granice sustava (engl. *System boundary*) 1 i 2, cilindar 1 (engl. *Cylinder*), cijev 1 i 2 (engl. *Pipe*), sučelje motora (engl. *Engine interface*), točke mjerenja 1 i 2 (engl. Measuring point) i motor (engl. *Engine*). Model se izrađuje ubacivanjem potrebnih elemenata u radno područje, njihovim pozicioniranjem, a zatim se elementi povezuju cjevovodima, nakon čega se postavljaju točke mjerenja. Nakon ubacivanja potrebnih elemenata unose se traženi parametri motora.



Slika 40. Jednocilindrični model sporokretnog dvotaktnog brodskog Diesel motora

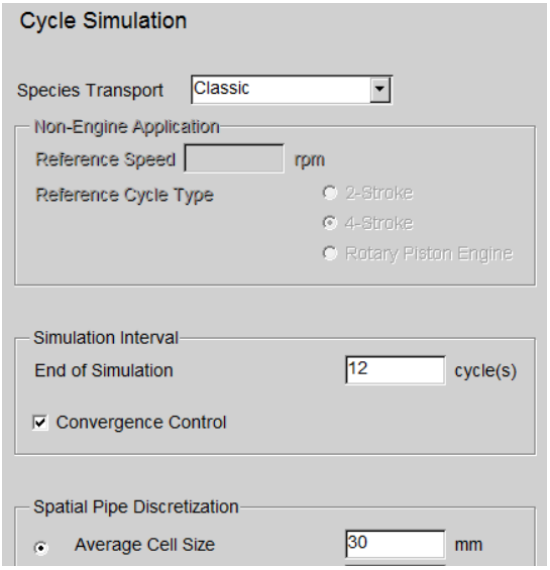
8.1. KONTROLA SIMULACIJE

Modeliranje se započinje postavljanjem parametara kontrole simulacije (engl. *Simulation Control*) u kojima se definira niz parametara.

8.1.1. Broj ciklusa

Postavlja se broj ciklusa za koji se završava simulacija odnosno broj punih okretaja koljenastog vratila za koji simulacija završava. Broj ciklusa mora biti dovoljan da se postignu stabilni rezultati ispitivanja što ovisi stabilnosti modela koji se radi. Postoji opcija kontrole konvergiranja (engl. *Convergence control*) gdje se postavlja kriterij da ako se za određeni parametar vrijednosti rezultata zadani broj puta približe ustaljenoj vrijednosti za koju se

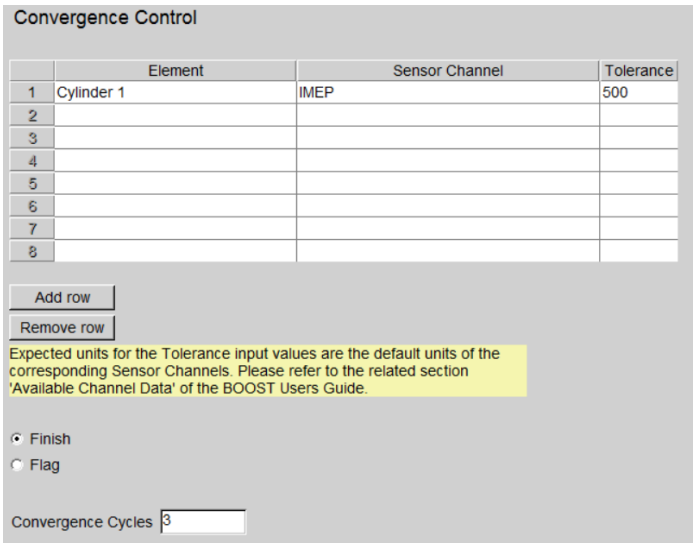
postavlja tolerancija odstupanja, tada simulacija završava i prije nego se izvrši ukupan broj zadanih simulacija. U modelu je postavljen broj od 12 ciklusa s uključenom opcijom kontrole konvergiranja. Također, postavlja se prostorna diskretizacija cijevi odnosno određuje se veličina radnog volumena u mm na koje će biti podijeljena cijev u modelu te ona iznosi 30 mm.



Slika 41. Postavljanje parametara kontrole simulacije

8.1.2. Kontrola konvergencije

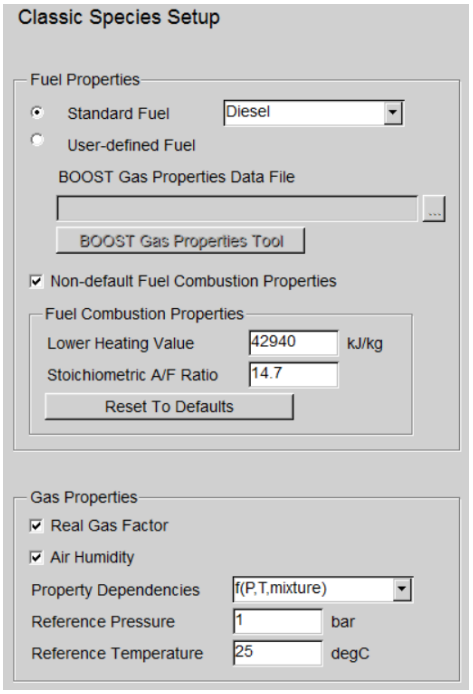
Kontrola konvergencije postavljena je na parametar (engl. *Indicated mean effective pressure* - IMEP) indiciranog srednjeg efektivnog tlaka s tolerancijom konvergencije između rezultata od 500 Pa te s konvergencijom nakon 3 ustaljene vrijednosti rezultata.



Slika 42. Postavljanje parametara konvergencije

8.1.3. Postavke goriva

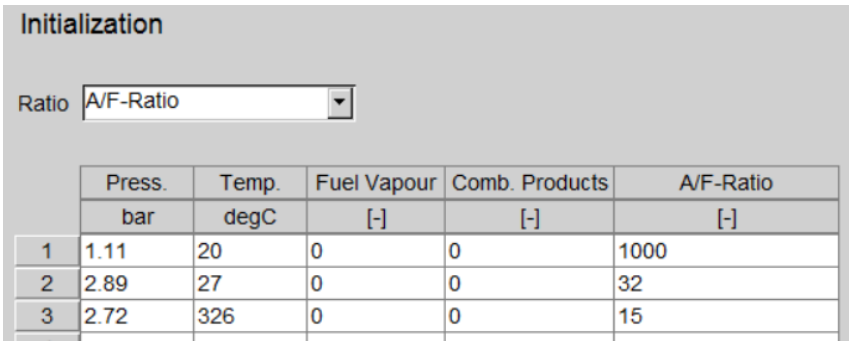
Definira se gorivo koje će se koristiti te se za njega definira donja ogrjevna vrijednost, stehiometrijski omjer i referentne vrijednosti zraka. Koristit će se Diesel gorivo s donjom ogrjevnom vrijednosti od 42940 kJ/kg, sa stehiometrijskim omjerom od 14.7 te su referentne vrijednosti tlak zraka 1 bar i temperatura od 25 °C.



Slika 43. Postavljanje vrste i svojstava goriva

8.1.4. Početni uvjeti

Definiraju se početni uvjeti (engl. *Initialization*) koji će se naknadno definirati u određenim dijelovima modela (granice sustava, cijev). Tako prvi redak na slici 44. predstavlja grupu parametara (engl. *Set*) zraka atmosfere, drugi redak predstavlja grupu parametara ispirnog zraka, a treći redak predstavlja grupu parametara na ispuhu.

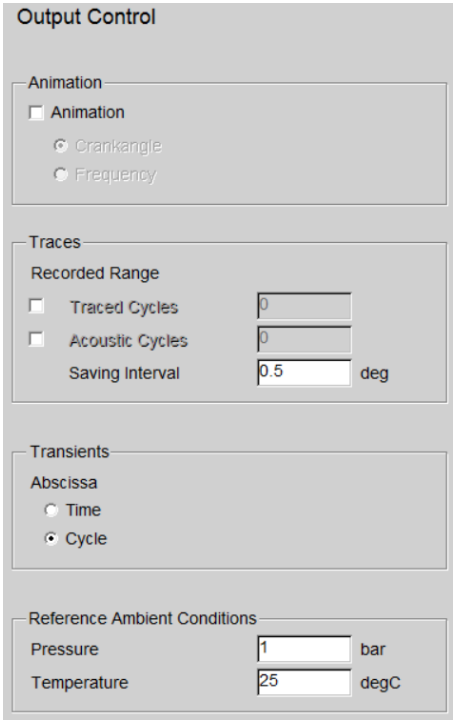


	Press.	Temp.	Fuel Vapour	Comb. Products	A/F-Ratio
	bar	degC	[-]	[-]	[-]
1	1.11	20	0	0	1000
2	2.89	27	0	0	32
3	2.72	326	0	0	15

Slika 44. Postavljanje početnih uvjeta

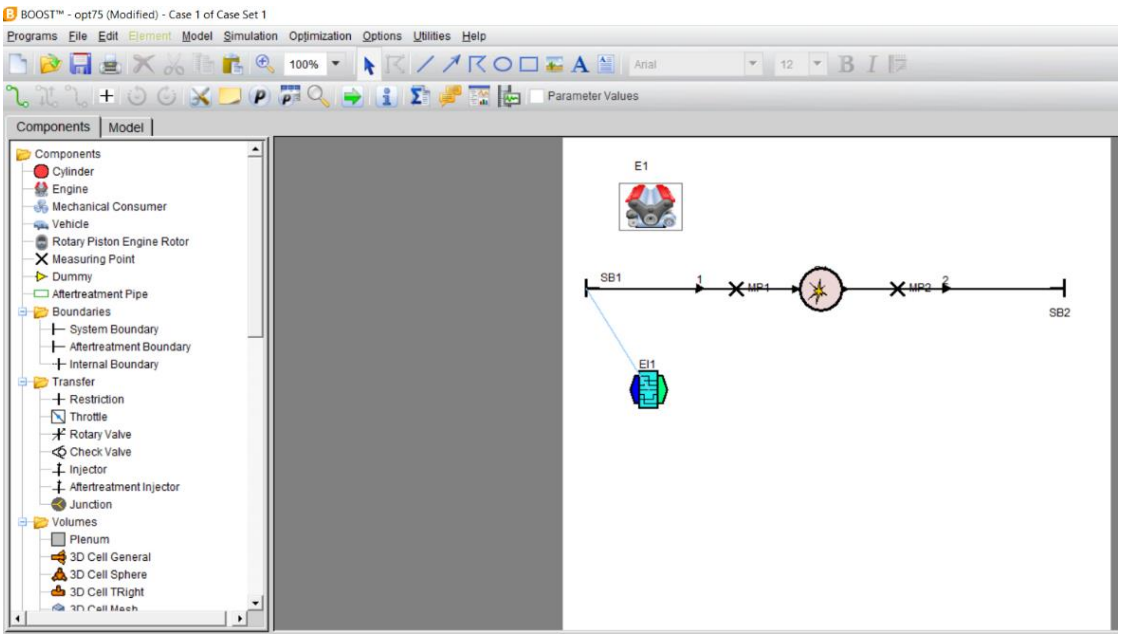
8.1.5. Izlazna kontrola

U izlaznoj kontroli (engl. *Output control*) postavlja se za koji vremenski period će se rezultati snimati odnosno za koji kut koljena će rezultati simulacije izlaziti. U ovom slučaju to je postavljeno za svakih 0.5 °KV.



Slika 45. Postavljanje izlazne kontrole

8.2. POSTAVLJANJE I POVEZIVANJE KOMPONENTI MODELA

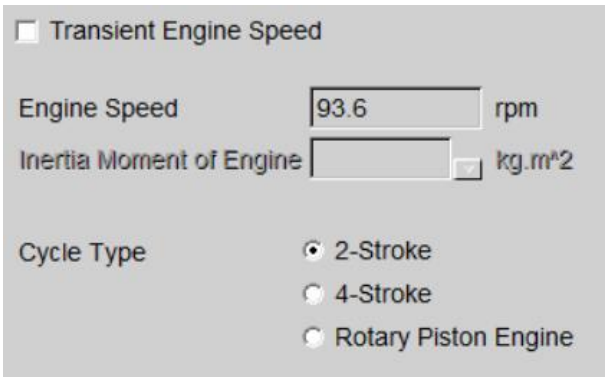


Slika 46. Radna površina u programu Boost s definiranim modelom

Na radni list izvuku se komponente potrebne za izradu modela koje se nalaze u padajućem izborniku s lijeve strane. Nakon izvlačenja komponenti, povezuju se cijevima i pazi se na smjer protoka koji je označen strelicama. Pored svih postavljenih komponenti dolazi do pojave crvenog uskličnika koji označava da nisu definirani parametri postavljenih komponenti, stoga se po redu definiraju traženi parametri.

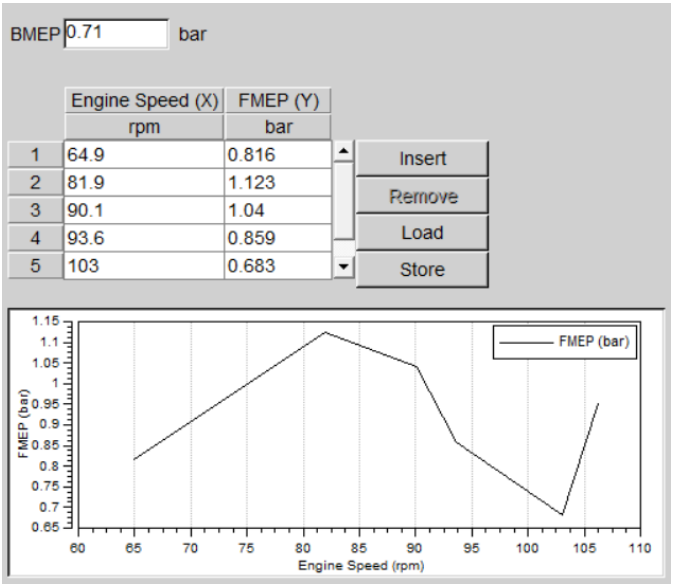
8.3. Model motora

U modelu motora postavlja se parametar brzine motora koji iznosi 93.6 o/min za zadano opterećenje te se definira taktnost motora, u ovom slučaju dvotaktni motor.



Slika 47. Parametri modela motora

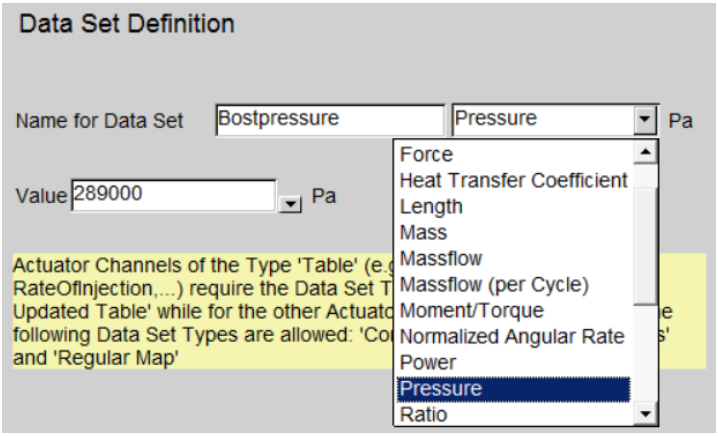
Zatim se postavlja parametar trenja u motoru koji je zadan tablično za pojedina opterećenja u motoru preko srednjeg efektivnog tlaka trenja u zavisnosti o brzini motora. Trenje u motoru nepovoljno utječe na maksimalni rad i potrošnju goriva u motoru te je specifikacija potrebna za izračun srednjeg efektivnog tlaka u cilindru i efektivne potrošnje goriva.



Slika 48. Krivulja srednjeg efektivnog tlaka trenja u zavisnosti o brzini motora

8.4. Sučelje motora

Definira se element (EI1) koji predstavlja sučelje motora. Taj se element koristi umjesto turbokompresora zbog pojednostavljenja modela te će vršiti funkciju dostave nabijenog ispirnog zraka u granicu sustava 1 (SB1). Definira se funkcija koju sučelje motora obavlja te se imenuje, zatim se odabire opcija tlak (engl. *Pressure*) iz padajućeg izbornika i imenuje se u ovom slučaju tlak ispiranja (engl. *Boost pressure*), a zatim se definira vrijednost tlaka zraka koja iznosi 289000 Pa.

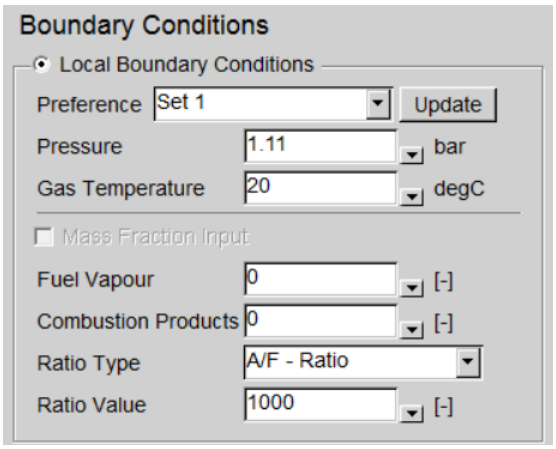


Slika 49. Postavljanje parametara sučelja motora

Definirano sučelje motora spaja se s granicom sustava 1, kako bi se ostvarilo potrebno nabijanje ispirnog zraka.

8.5. Granice sustava

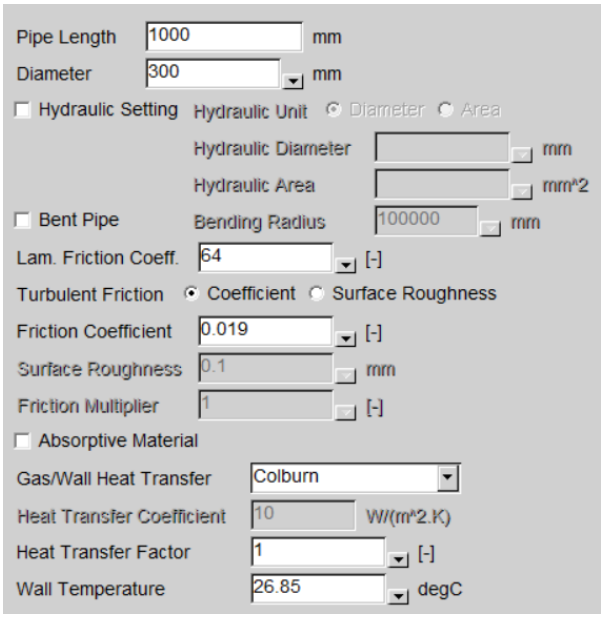
Sljedeće po redu je definiranje parametara granice sustava 1 i 2. Pod općim postavkama granice sustava postavlja se standardni tip granice sustava a zatim se pod stanje sustava (engl. *Boundary conditions*) označavaju lokalni uvjeti granica sustava (engl. Local boundary conditions) i označava se prethodno definirana grupa početnih uvjeta 1 (Set 1), koja predstavlja okolnu atmosferu. Na isti način se postavlja i granica sustava 2, samo se razlikuju u početnim uvjetima za koje se označava grupa 3 (Set 3), koja predstavlja uvjete na ispuhu.



Slika 50. Postavljanje parametara granice sustava

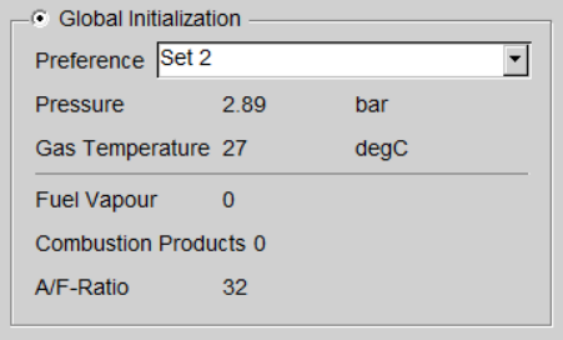
8.6. Cijevi

Sljedeće po redu je postavljanje parametara cijevi 1 i 2. Pod općim podacima postavljaju se parametri duljine i promjera cijevi. Duljina cijevi 1, koja predstavlja cijev ispirnog zraka iznosi 1000 mm, a promjer 300 mm dok kod cijevi 2, koja predstavlja ispušnu cijev duljina iznosi 3000 mm, a promjer 300 mm. Zbog nedostatka podataka o stvarnim vrijednostima cjevovoda na motoru, parametri promjera i duljine cijevi su postavljeni donekle približnim vrijednostima, a da bi se dobile kalibrirane vrijednosti masenog protoka zraka kao s ispitivanja motora, maseni protok se korigira koeficijentima protočne površine ispirnih kanala i koeficijentom protoka na sjedištu ispušnog ventila. Ostali parametri za trenje i prijenos topline u cijevima se ostavljaju kao i prethodno zadani.



Slika 51. Postavljanje općih parametara cijevi 1

Zatim se postavljaju početni uvjeti za cijevi 1 i 2. Početni uvjeti se postavljaju na opće i zatim se odabire prethodno definirana grupa početnih uvjeta 2 (Set 2) za cijev 1 te grupa početnih uvjeta 3 (Set 3) za cijev 2.



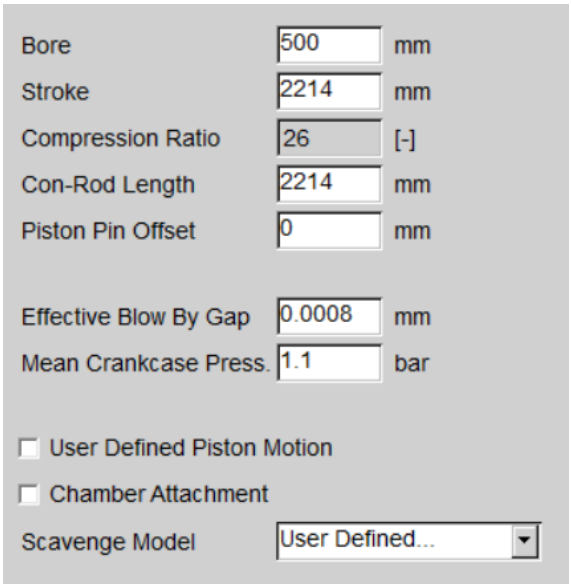
Slika 52. Postavljanje početnih uvjeta u cijevi

8.7. MODELIRANJE CILINDRA

Komponenta cilindra je daleko najsloženija pa stoga i najkompliciranija komponenta za postavljanje te se sastoji od više podmodela. Prvi podmodel po redu je opći podaci.

8.7.1. Opći podaci

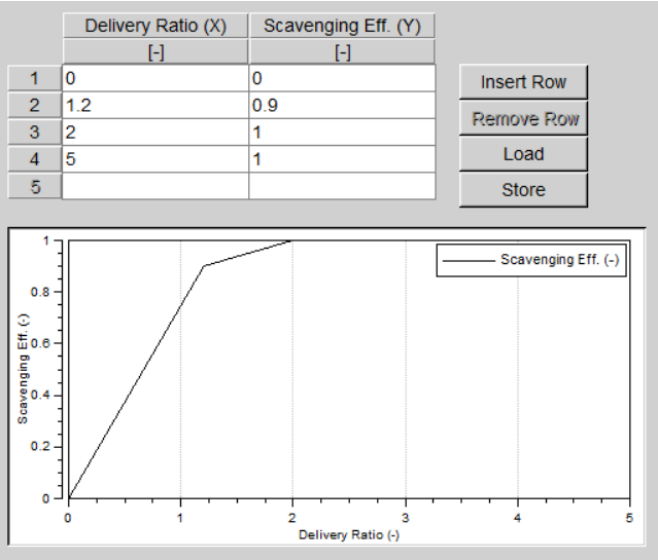
U podmodelu opći podaci definiraju se veličine zadanih komponenti motora, a to su: promjer cilindra - 500 mm, duljina stapaja – 2214 mm, geometrijski kompresijski omjer – 26, duljina ojnice – 2214 mm, pomak osovinice klipa u vertikalnom smjeru u odnosu na standardnu visinu – 0 mm, efektivni zazor između stapa i košuljice cilindra – 0.0008, srednji tlak u karteru – 1.1 bar.



Slika 53. Opći podaci elementa cilindar

8.7.2. Model ispiranja

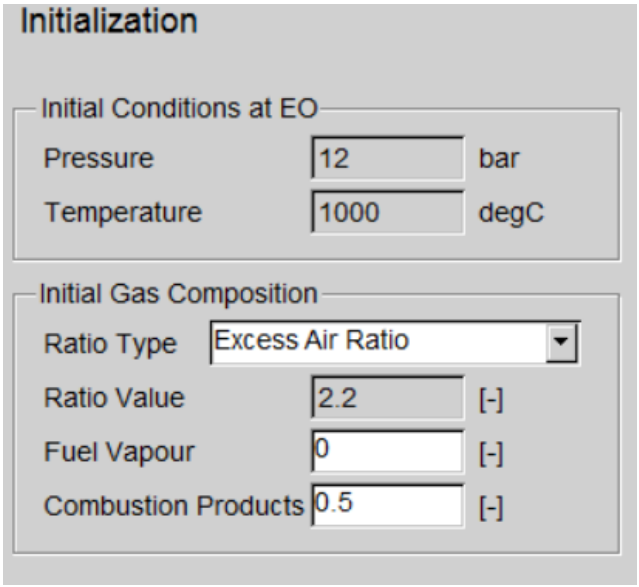
Zatim se definira podmodel ispiranja u cilindru koji je prikazan na slici 54.



Slika 54. Model ispiranja u cilindru

8.7.3. Početni uvjeti u cilindru

Početni uvjeti u cilindru unose se zbog pokretanja simulacije, te su to pretpostavke stvarnih vrijednosti, koje se u simulaciji naknadno izračunavaju. Prvo se unose početni uvjeti u trenutku otvaranja ispušnog ventila, a vrijednosti su postavljene na tlak plina od 12 bar-a i temperaturu od 1000 °C. Zatim se unose početni uvjeti smjese plinova te se odabire tip omjera koji je postavljen na omjer viška zraka u cilindru. Omjer viška zraka u cilindru kod sporokretnih brodskih dvotaktnih motora obično iznosi oko 2.2, a omjer zaostalih produkata izgaranja iznosi oko 0.5.



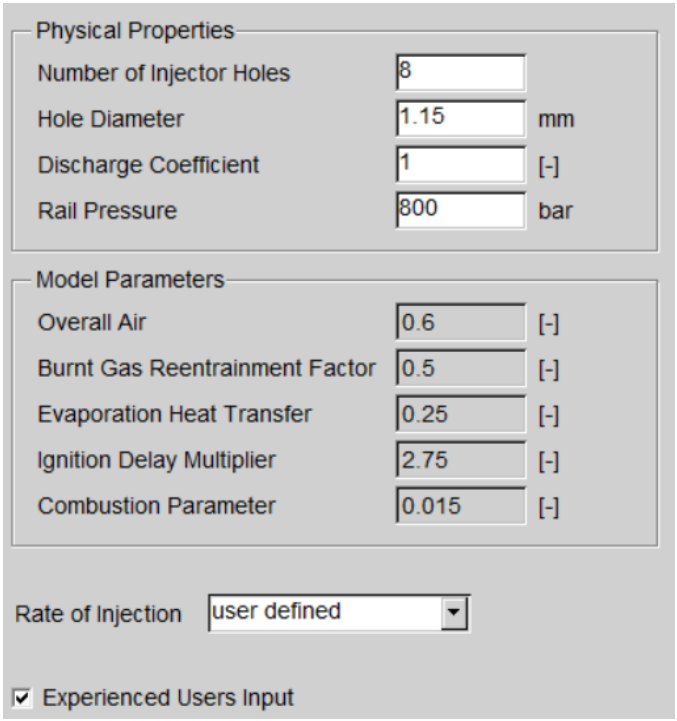
Slika 55. Početni uvjeti u cilindru

8.7.4. Model izgaranja

U modelu izgaranja odabire se podmodel izgaranja po kojem će se računati brzina oslobađanja topline u cilindru. U ovom slučaju odabire se AVLMZCM model izgaranja. Nakon toga definira se količina goriva po ciklusu, koja iznosi 0.0334 kg/ciklusu, odabire se način pripreme smjese goriva i zraka, u ovom slučaju unutarnji te se unosi i temperatura goriva koja iznosi 29 °C.

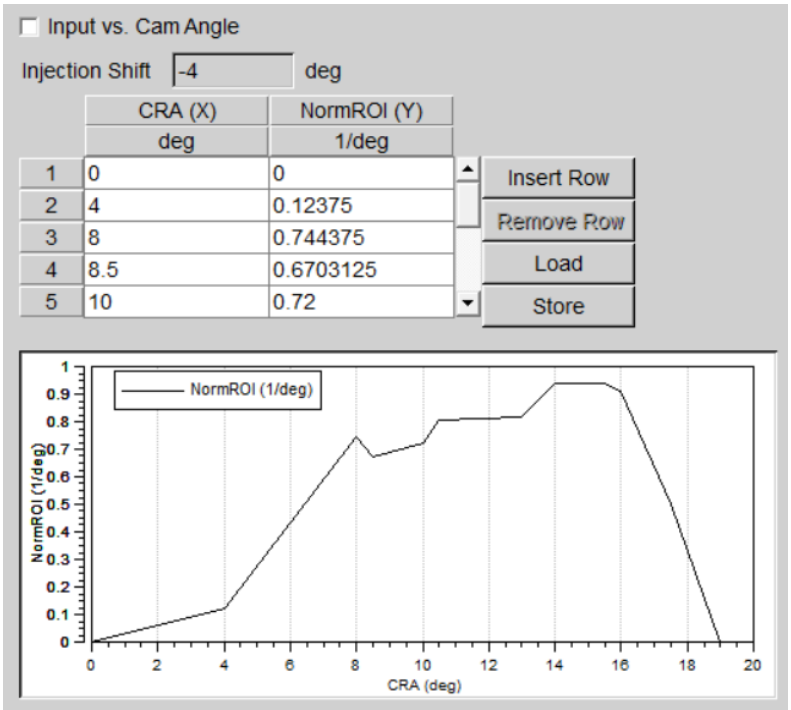
8.7.4.1 AVLMZCM model izgaranja

U AVLMZCM modelu izgaranja prvo se unose fizičke značajke ubrizgača, a to su: broj sapnica na ubrizgaču kojih je 8, promjer sapnice koji iznosi 1.15 mm, koeficijent pražnjenja koji iznosi 1 i tlak ubrizgavanja koji iznosi 800 bar-a. Nakon toga unose se parametri modela te se prvo unose vrijednosti parametara preporučenih u instrukcijama programa te se nakon pokretanja simulacije i dobivanja rezultata ti parametri mijenjaju i podešavaju na potrebne vrijednosti kako bi se dobio kalibriran model motora. Parametar korekcijski faktor dobave zraka do mlaza goriva (engl. *Overall Air*) ima najveći utjecaj na oblik krivulje brzine oslobađanja topline, posebno na vršne vrijednosti i na difuzijsku fazu izgaranja. Viša vrijednost parametra rezultira u bržem izgaranju. Parametar korekcijski faktor povrata izgorenog plina u mlaz goriva (engl. *Burnt gas Reentrainment factor*) kontrolira povrat izgorenog plina u mlaz goriva te više vrijednosti dovode do sporijeg izgaranja u difuzijskoj fazi i više emisije čađe. Parametar korekcijski faktor isparavanja goriva i prijenosa topline između zona mlaza (engl. *Evaporation heat transfer*) utječe na oblik krivulje brzine oslobađanja topline, posebno u početnoj fazi izgaranja i na vršne vrijednosti te više vrijednosti parametra rezultiraju u bržem izgaranju. Parametar korekcijski faktor zakašnjenja paljenja (engl. *Ignition delay multiplier*) utječe na zakašnjenje paljenja te veće vrijednosti parametra rezultiraju u duljem zakašnjenju paljenja. Parametar korekcijski faktor parametra izgaranja (engl. *Combustion parameter*) utječe na oblik krivulje brzine oslobađanja topline, posebno u fazi homogene faze izgaranja, a viša vrijednost parametra rezultira u višim temperaturama zona mlaza i većim emisijama NOx-a.



Slika 56. Parametri modela izgaranja AVLMZCM

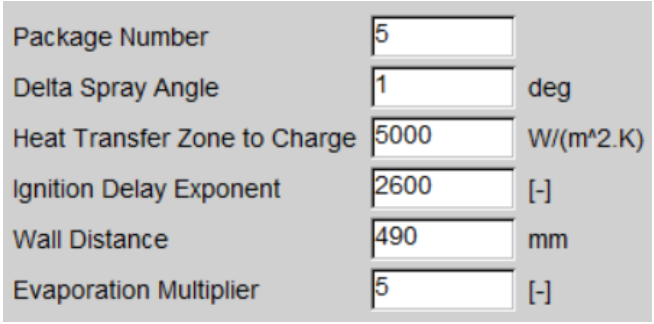
Nakon unošenja parametara modela, unosi se normalizirani profil tlakova ubrizgavanja te se definira kut početka ubrizgavanja. Na slici 57. nalazi se klasični profil tlakova ubrizgavanja s trajanjem ubrizgavanja od 19 °KV, a kut početka ubrizgavanja iznosi -4 °KV.



Slika 57. Profil tlakova ubrizgavanja

Sljedeće na redu je postavljanje parametara modela izgaranja za iskusne korisnike u kojima se postavljaju dodatni parametri izgaranja. Prvi na redu je broj paketa zona (engl. *Package*

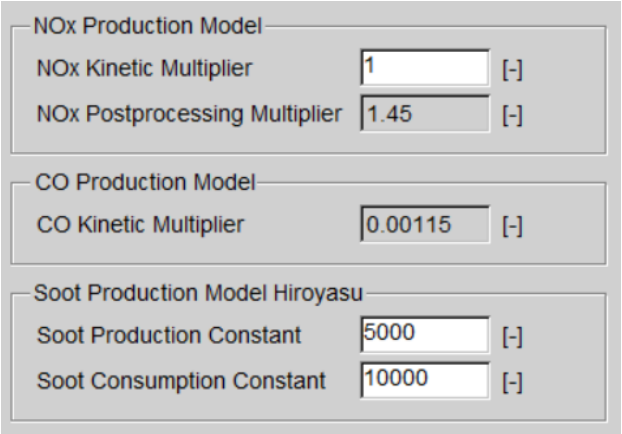
number) koji postavlja broj paketa zona u radijalnom smjeru mlaza goriva. Više vrijednosti dovode do povećanja vremena računanja. Zatim se postavlja parametar Delta kut mlaza (engl. *Delta spray angle*) koji definira povećanje stvaranja zone tijekom ubrizgavanja, veća vrijednost znatno produljuje vrijeme računanja. Zatim slijedi parametar prijenos topline iz zone do svježeg punjenja (engl. *Heat transfer zone to charge*) koji kontrolira homogenizaciju temperature između vrućih zona izgaranja i zona svježih punjenja u cilindru, što je potrebno za točno predviđanje specifične potrošnje goriva. Sljedeći na redu je parametar eksponent kašnjenja paljenja (engl. *Ignition delay exponent*) kojim se kontrolira temperaturna zavisnost kašnjenja paljenja. Zatim slijedi parametar udaljenost od stijenke cilindra (engl. *Wall distance*) čija se vrijednost koristi za izračunavanje udara mlaza goriva o stijenke cilindra. Posljednji parametar je multiplikator isparavanja (engl. *Evaporation multiplier*) koji kontrolira brzinu isparavanja goriva.



Slika 58. Parametri modela izgaranja za iskusne korisnike

8.7.4.2 Model emisija štetnih ispušnih plinova

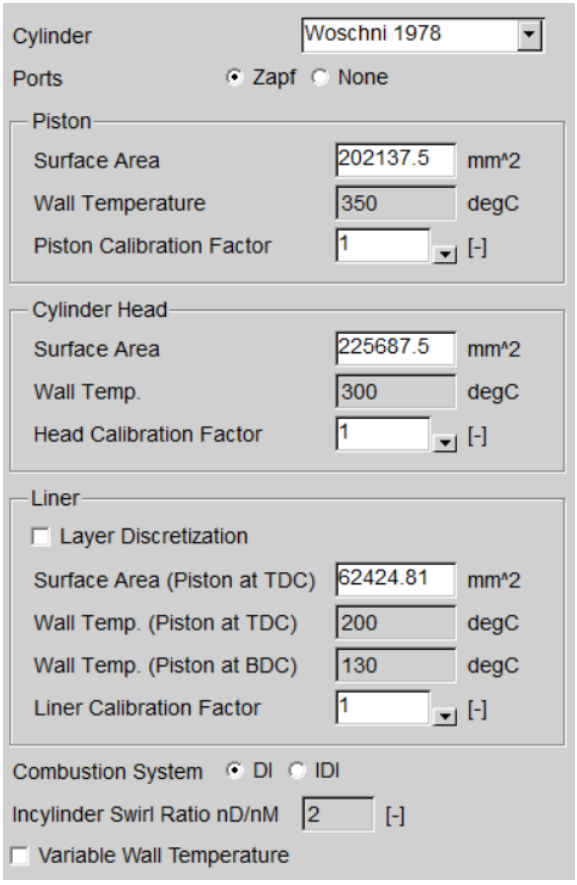
U modelu emisija štetnih ispušnih plinova postavljaju se parametri proizvodnje emisija štetnih ispušnih plinova. Model proizvodnje NOx-a sastoji se od parametra kinetičkog multiplikatora NOx-a (engl. *NOx Kinetic Multiplier*) koji služi za kalibraciju modela proizvodnje i od parametra multiplikatora naknadne obrade NOx-a (engl. *NOx Postprocessing multiplier*) koji služi za kalibraciju rezultata modela proizvodnje NOx-a. Model proizvodnje CO-a sastoji se od parametra kinetičkog multiplikatora CO-a (engl. *CO Kinetic multiplier*) koji služi za kalibraciju proizvodnje CO-a. Model proizvodnje čađe sastoji se od parametra konstanta proizvodnje čađe (engl. *Soot production constant*) koji služi za kalibraciju proizvodnje čađe i parametra konstanta potrošnje čađe (engl. *Soot consumption constant*) koji služi za kalibraciju potrošnje čađe.



Slika 59. Parametri modela emisija štetnih ispušnih emisija

8.7.5. Model prijenosa topline

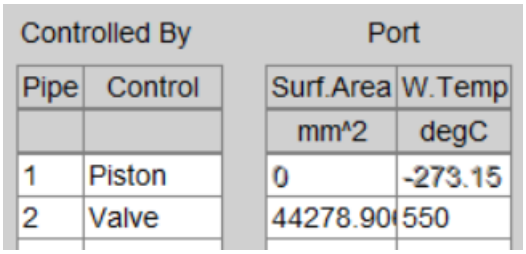
U model prijenosa topline odabire se model prijenosa topline po kojem će se računati, u ovom slučaju to je model prema Woschni-u 1978. Uz specifikaciju modela definira se površina i temperatura stijenke stapa, poklopca cilindra i košuljice. Temperature stijenki su definirane kao srednje temperature preko površine. Postoji mogućnost korištenja kalibracijskog faktora za pojedinu površinu kojim se povećava ili smanjuje prijenos topline. Zatim se odabire DI za standardne motore bez pretkomore te se unosi omjer vrtloženja u cilindru.



Slika 60. Parametri modela prijenosa topline

8.7.6. Specifikacija ventila

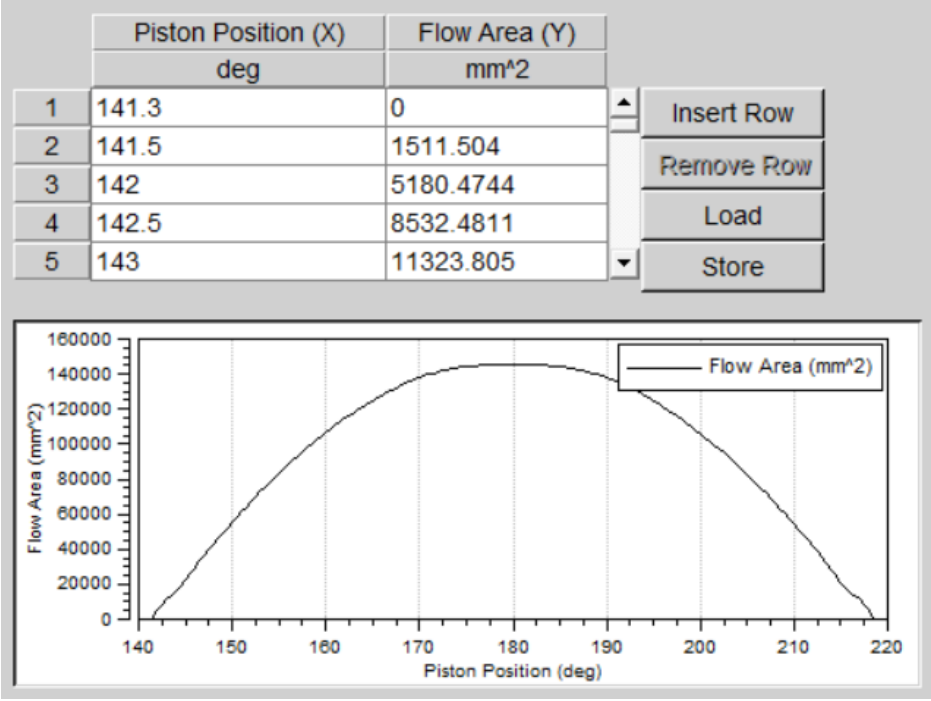
Definira se da se za kontrolu usisa koriste ispirni kanali a da se za kontrolu ispuha koristi ispušni ventil te se za njih definira površina i temperatura stijenke.



Controlled By		Port	
Pipe	Control	Surf.Area	W.Temp
		mm^2	degC
1	Piston	0	-273.15
2	Valve	44278.90	550

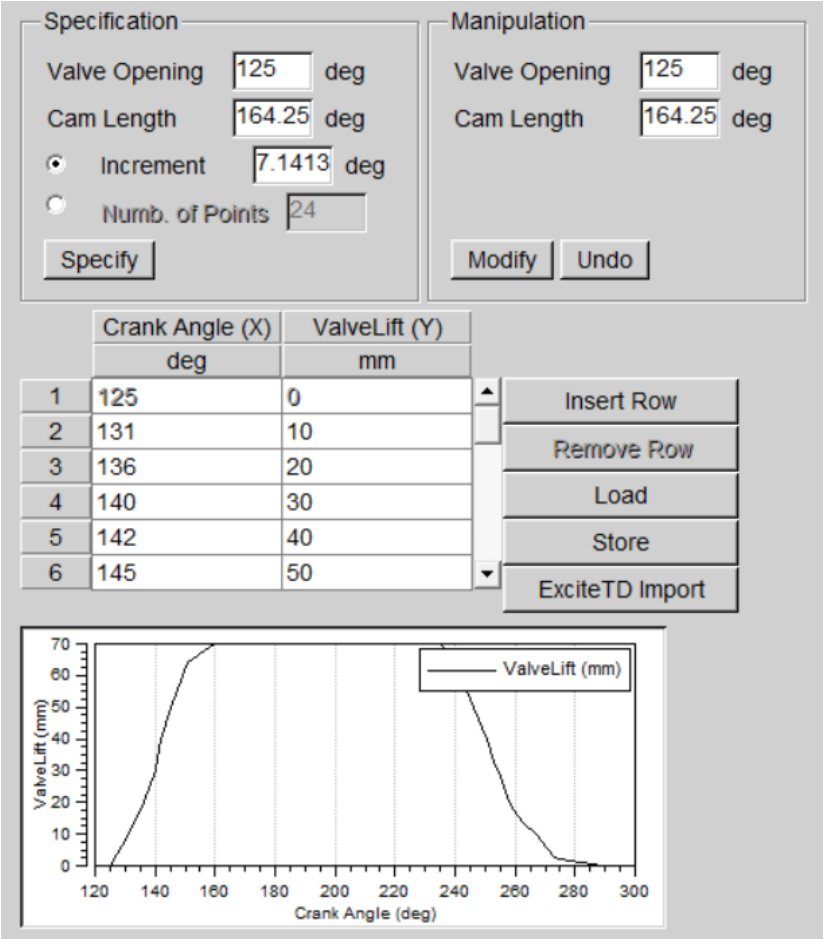
Slika 61. Specifikacija kontrole usisa i ispuha

Zatim se definiraju parametri ispirnih kanala odnosno definira se protočna površina u zavisnosti o kutu koljenastog vratila te se za tu protočnu površinu definira koeficijent protoka.



Slika 62. Specifikacija protočne površine u zavisnosti o kutu koljenastog vratila

Nakon toga postavljaju se parametri ispušnog ventila, za koje se definira promjer unutarnjeg sjedišta ventila, a zatim se definira krivulja podizanja ispušnog ventila u zavisnosti o kutu koljenastog vratila te se za krivulju podizanja definira pripadajući koeficijent protoka.



Slika 63. Specifikacija podizaja ispušnog ventila u zavisnosti o kutu koljenastog vratila

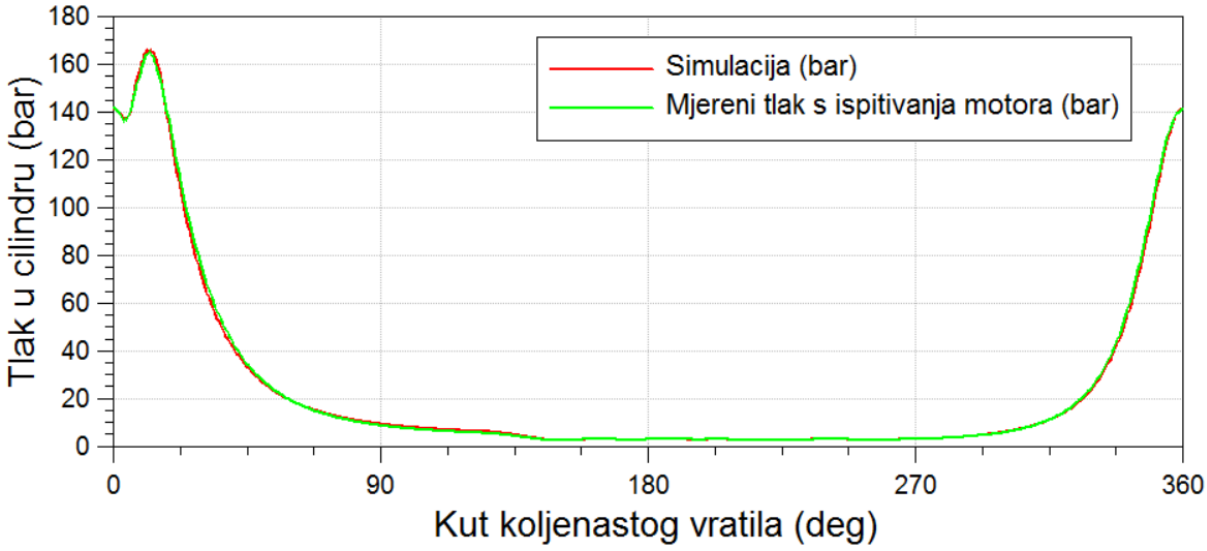
9. KALIBRACIJA MODELA

Nakon izrade modela motora, određuju se parametri motora koji se koriste kao varijable da bi se dobio kalibrirani model motora. Da bi se model motora moglo proglasiti kalibriranim uz točne geometrijske karakteristike motora potrebno je podesiti točnu količinu goriva po ciklusu, maseni protok zraka te u rezultatima simulacije dobiti tlakove u cilindru koji odgovaraju tlakovima s ispitivanja motora.

Tablica 5. Parametri modela koji su postavljeni kao varijable

Korekcijski faktor protoka zraka na usisu	0.38
Korekcijski faktor protoka plinova na ispuhu	0.705
Kut početka ubrizgavanja	-4 °KV
Tlačni profil i trajanje ubrizgavanja	Prikazan na slici 57.
Količina goriva po ciklusu	0.0334 kg/ciklusu
Kut otvaranja ispušnog ventila	124 °KV
Kut zatvaranja ispušnog ventila	291.75 °KV
Korekcijski faktor dobave zraka do mlaza goriva	0.6
Korekcijski faktor povrata izgorenog plina u mlaz goriva	0.5
Korekcijski faktor isparavanja goriva i prijenosa topline između zona mlaza	0.25
Korekcijski faktor zakašnjenja paljenja	2.75
Korekcijski faktor parametra izgaranja	0.015
NOx korekcijski faktor	1.45
CO korekcijski faktor	0.00115

Na slici 64. nalazi se usporedba tlakova u cilindru rezultata simulacije s rezultatima s ispitivanja motora, a krivulje se razlikuju 1 % te se uz podešenu količinu goriva i masenog protoka zraka ovaj model može proglasiti kalibriranim.



Slika 64. Usporedba tlakova u cilindru rezultata simulacije i izmjerenog tlaka s ispitivanja motora

Tablica 6. Najvažniji rezultati i odstupanja

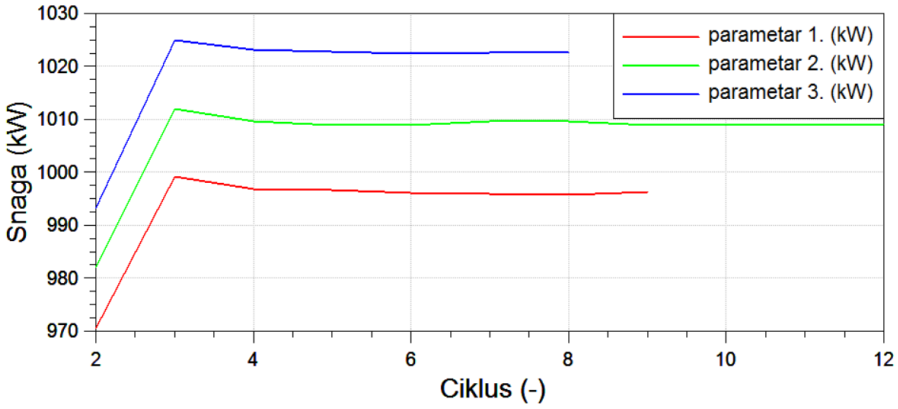
Rezultati	**Simulacija**	**Rezultati stvarnog motora**	**Odstupanje %**
Srednji indicirani tlak (bar)	15.96	15.99	0.19 %
Efektivna Snaga (kW)	6138	6505	5.65 %
Specifična efektivna potrošnja goriva (g/kWh)	173.5	164.21	5.36 %
Maksimalni tlak u cilindru (bar)	166.23	166	0.139 %

10. UTJECAJ RAZNIH PARAMETARA NA PERFORMANSE I EMISIJE ŠTETNIH ISPUŠNIH PLINOVA MOTORA

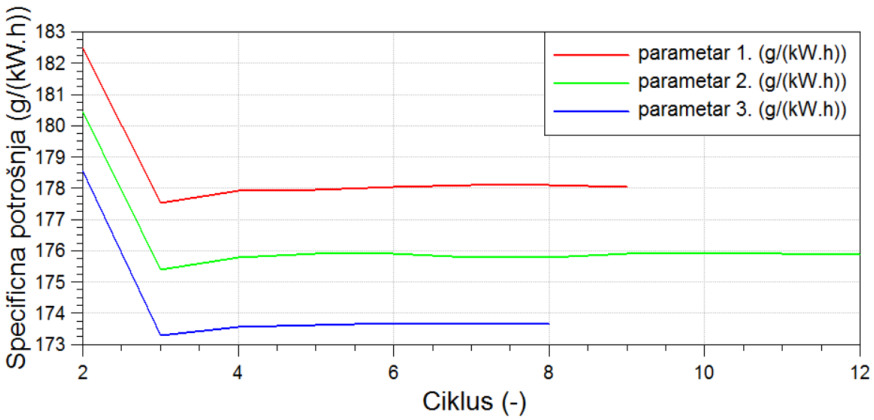
U ovom poglavlju prikazat će se utjecaji raznih parametara na performanse i emisije štetnih ispušnih plinova motora. Potrebno je napomenuti da je količina goriva u svakoj od simulacija jednaka i iznosi 0.0334 kg/ciklusu, stoga je utjecaj na specifičnu potrošnju goriva u rezultatima posljedica povećanja ili smanjenja snage motora mijenjanjem određenih parametara.

10.1. UTJECAJ KOMPRESIJSKOG OMJERA

Parametar kompresijskog omjera postavljen je na tri različite vrijednosti zbog usporedbe rezultata, a vrijednosti su za parametar 1. (21), parametar 2. (23) i parametar 3. (26). Na slici 65. vidi se povećanje snage povećanjem kompresijskog omjera zbog dovođenja topline pri višem tlaku i temperaturi čime se postiže veća efikasnost i snaga motora.

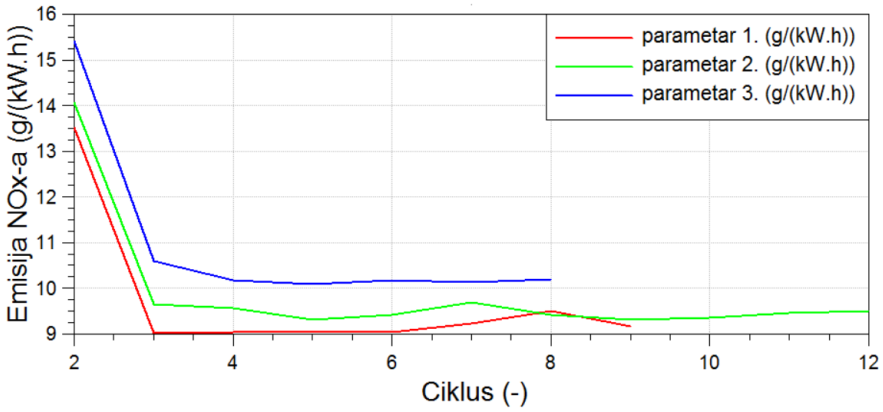


Slika 65. Utjecaj kompresijskog omjera na snagu motora



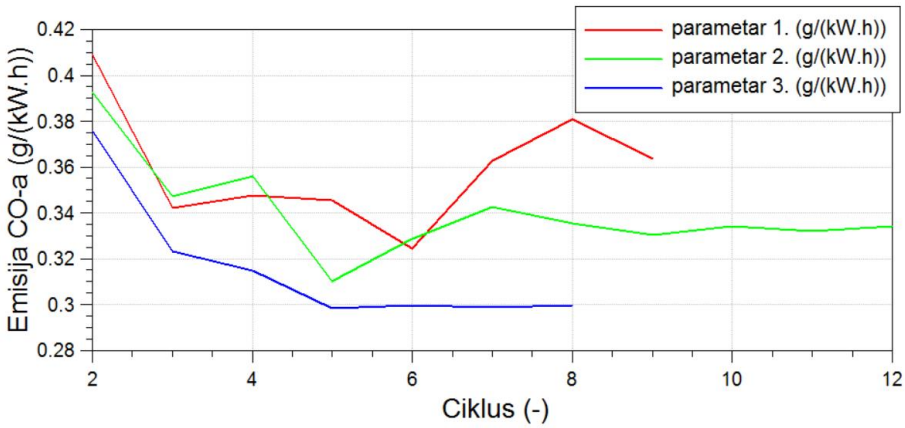
Slika 66. Utjecaj kompresijskog omjera na specifičnu potrošnju goriva

Na slici 66. vidi se smanjenje specifične potrošnje goriva koje je posljedica povećanja snage motora povećanjem kompresijskog omjera.



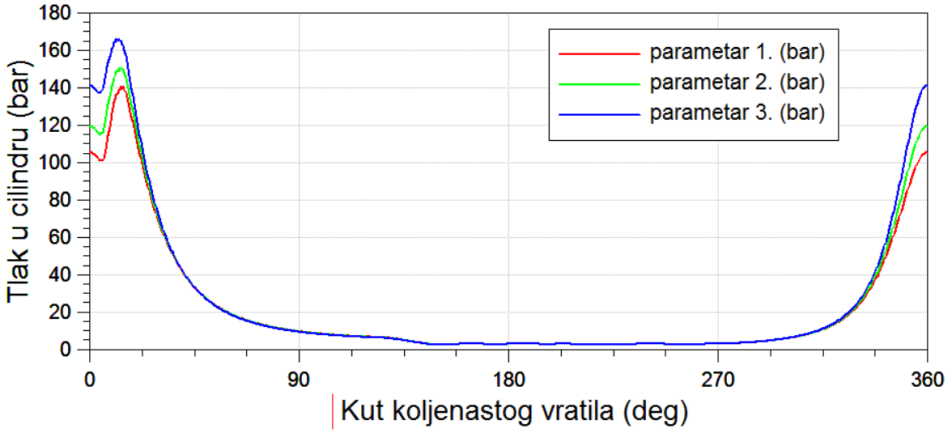
Slika 67. Utjecaj kompresijskog omjera na emisiju NOx-a

Na slici 67. vidi se da povećanje kompresijskog omjera povećava emisije NOx-a što je posljedica viših temperatura i tlakova izgaranja koje izravno utječu na povećanje emisije NOx-a.



Slika 68. Utjecaj kompresijskog omjera na emisiju CO-a

Na slici 68. vidi se smanjenje emisije CO-a povećanjem kompresijskog omjera koje je posljedica kvalitetnijeg izgaranja zbog smanjenja prostora izgaranja koje dovodi do boljeg miješanja para goriva i zraka što dovodi do potpunijeg izgaranja pa i manjih emisija CO-a.

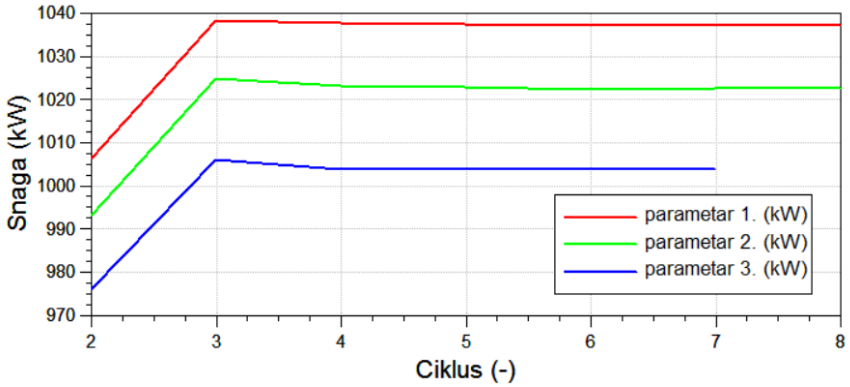


Slika 69. Utjecaj kompresijskog omjera na tlakove u cilindru

Na slici 69. vide se povećani tlakovi kompresije i izgaranja zbog povećanja kompresijskog omjera.

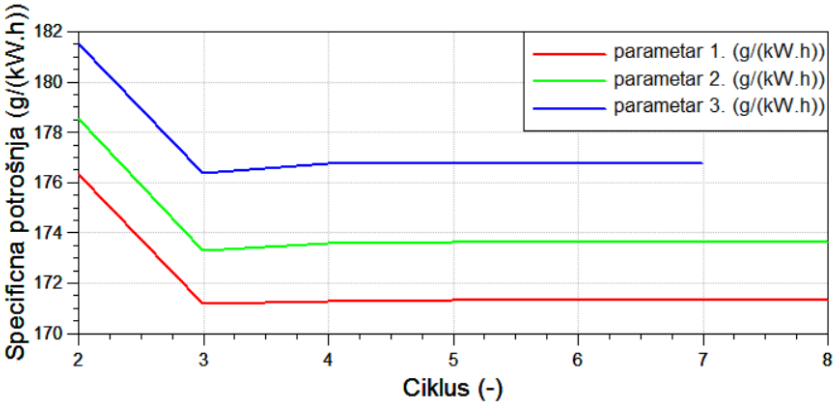
10.2. UTJECAJ KUTA POČETKA UBRIZGAVANJA

Parametar kuta početka ubrizgavanja postavljen je na tri različite vrijednosti zbog usporedbe rezultata, a vrijednosti su za parametar 1. (-6 °KV), parametar 2. (-4 °KV) i parametar 3. (-2 °KV).



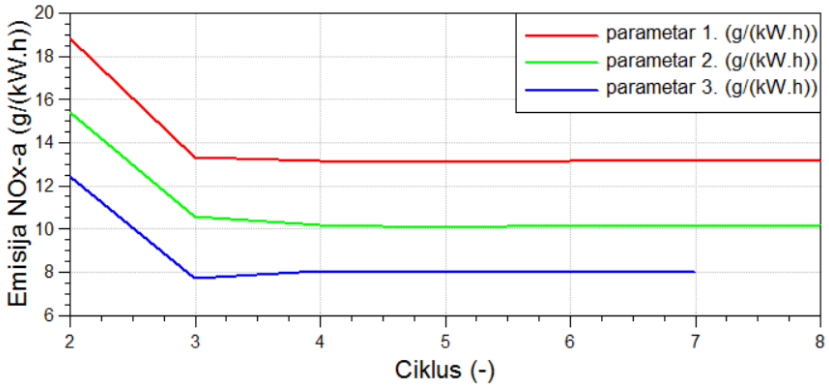
Slika 70. Utjecaj kuta početka ubrizgavanja na snagu motora

Na slici 70. vidi se da raniji kut početka ubrizgavanja daje veću snagu motora što je posljedica viših vršnih tlakova u cilindru, odnosno dovođenje topline se odvija kada je stap oko GMT, te su tada tlakovi kompresije maksimalni, tako da dovođenje topline pri tim maksimalnim tlakovima daje više tlakove izgaranja te i veću snagu motora. Kut početka ubrizgavanja potrebno je podesiti po maksimalnim dopuštenim tlakovima u cilindru.



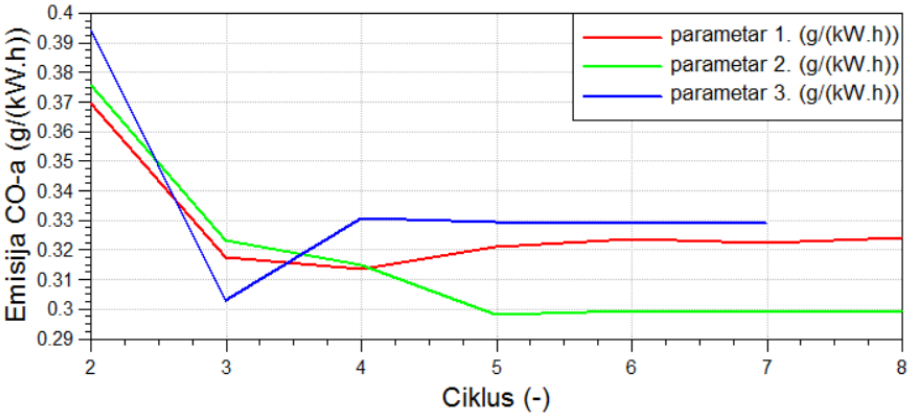
Slika 71. Utjecaj kuta početka ubrizgavanja na specifičnu potrošnju goriva

Na slici 71. vidi se da kasniji kut početka ubrizgavanja povećava potrošnju goriva što je posljedica smanjenja snage motora.



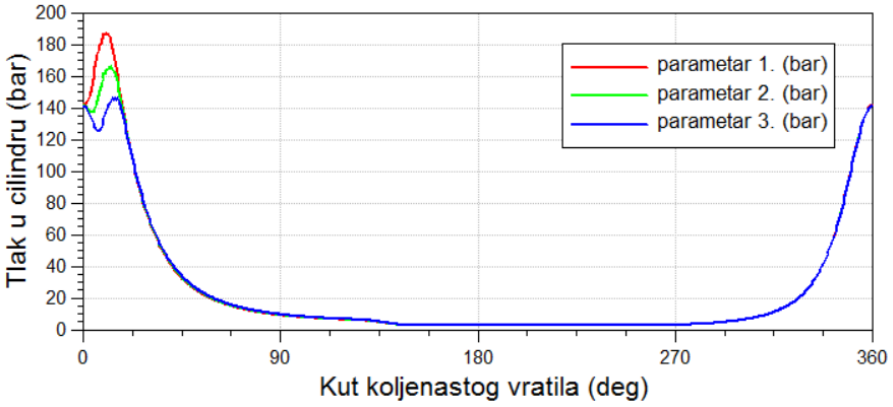
Slika 72. Utjecaj kuta početka ubrizgavanja na emisiju NOx-a

Na slici 72. vidi se da raniji kut početka ubrizgavanja povećava emisiju NOx-a što je posljedica viših vršnih temperatura i tlakova izgaranja u cilindru.



Slika 73. Utjecaj kuta početka ubrizgavanja na emisiju CO-a

Na slici 73. vidi se da drugi parametar daje najniže emisije CO-a.

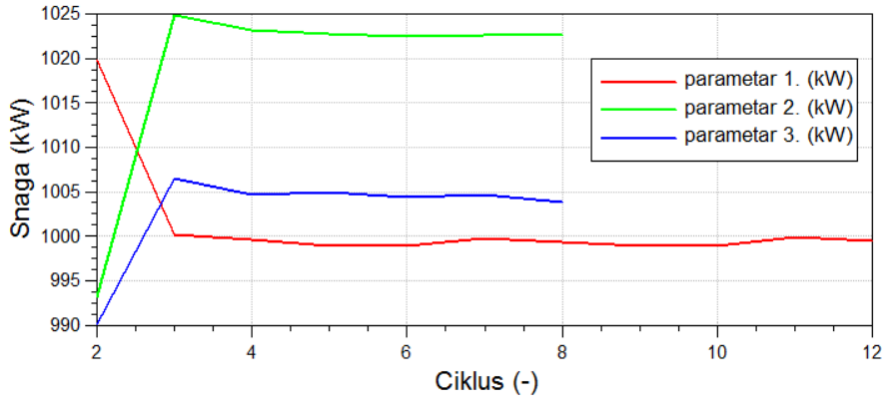


Slika 74. Utjecaj kuta početka ubrizgavanja na tlakove u cilindru

Na slici 74. vidi se izravan utjecaj kuta početka ubrizgavanja na vršne tlakove izgaranja u cilindru. Može se vidjeti da parametar 2. daje optimalan kut ubrizgavanja, dok parametar 1. daje previsoke tlakove u cilindru za zadano opterećenje, a s tim i znatno veće emisije NOx-a, dok parametar 3. daje izrazito odgođeno ubrizgavanje koje pokazuje drastičan pad tlaka u cilindru nakon kompresije i kod izgaranja. Iako parametar 3. daje najniže emisije NOx-a, posljedično motor s tim parametrom postiže i najmanju snagu, stoga je potrebno optimirati kut ubrizgavanja za najmanje emisije s postizanjem dovoljne količine snage. Obično se optimiranje kuta ubrizgavanja koristi u kombinaciji s varijabilnim zatvaranjem ispušnog ventila čime se dobije motor optimiran za rad u svim radnim opterećenjima.

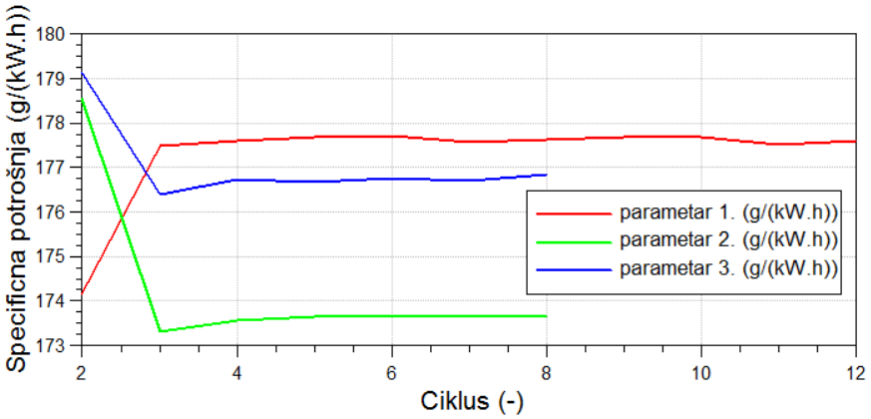
10.3. UTJECAJ KUTA OTVARANJA ISPUŠNOG VENTILA

Parametar kuta otvaranja ispušnog ventila postavljen je na tri različite vrijednosti zbog usporedbe rezultata, a vrijednosti su za parametar 1. (118 °KV), parametar 2. (124 °KV) i parametar 3. (130 °KV).



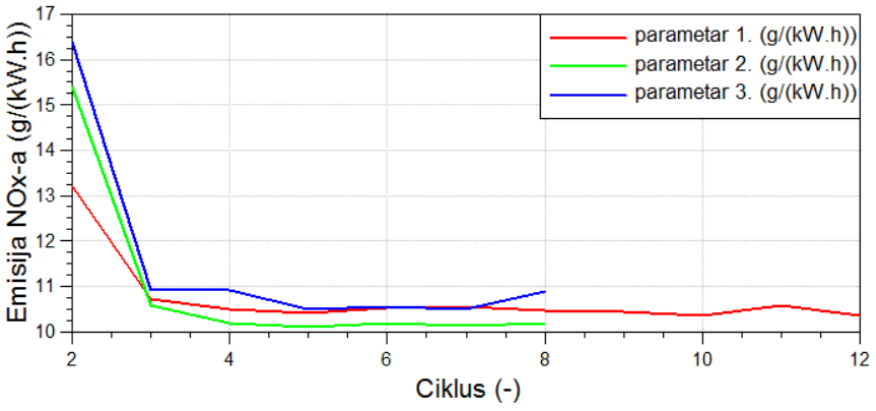
Slika 75. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na snagu motora

Na slici 75. vidi se da je najveća postignuta snaga kod drugog parametra koje je posljedica duljeg trajanja ekspanzije u cilindru i optimalnog kuta otvaranja od ova tri parametra te se vidi pad snage kod prvog i trećeg parametra. Uzrok smanjene snage kod prvog parametra je prerano otvaranje ispušnog ventila koje skraćuje ekspanzijski takt pa tako smanjuje i snagu dok je pad snage kod trećeg parametra uzrokovan prekasnim otvaranjem ispušnog ventila, što znači da je period slobodnog ispuha prekratak, što je dovelo do većeg volumena zaostalih ispušnih plinova u cilindru i pada masenog protoka zraka koji izravno utječe na snagu motora.



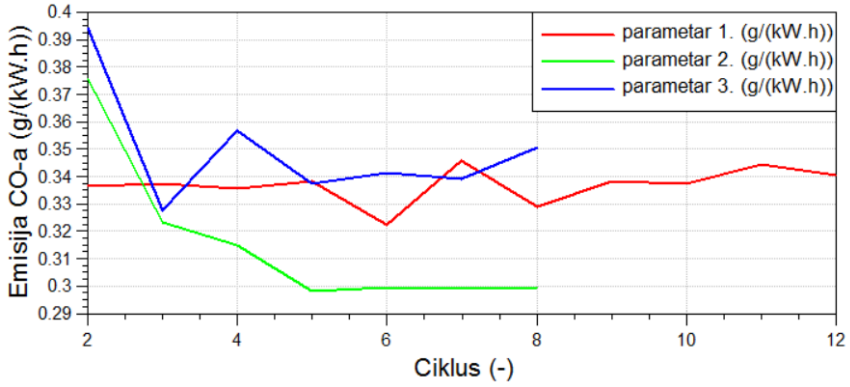
Slika 76. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na specifičnu potrošnju goriva

Na slici 76. vidi se najmanja specifična potrošnja kod drugog parametra kao posljedica optimalnog kuta otvaranja ispušnog ventila i postizanja najveće snage dok se kod prvog i trećeg parametra vidi povećanje potrošnje zbog smanjene snage i manje optimalnog kuta otvaranja.

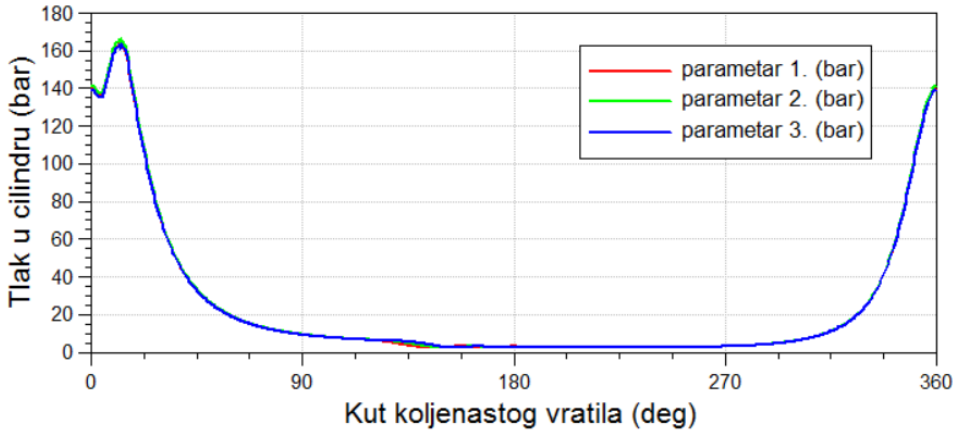


Slika 77. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na Emisiju NOx-a

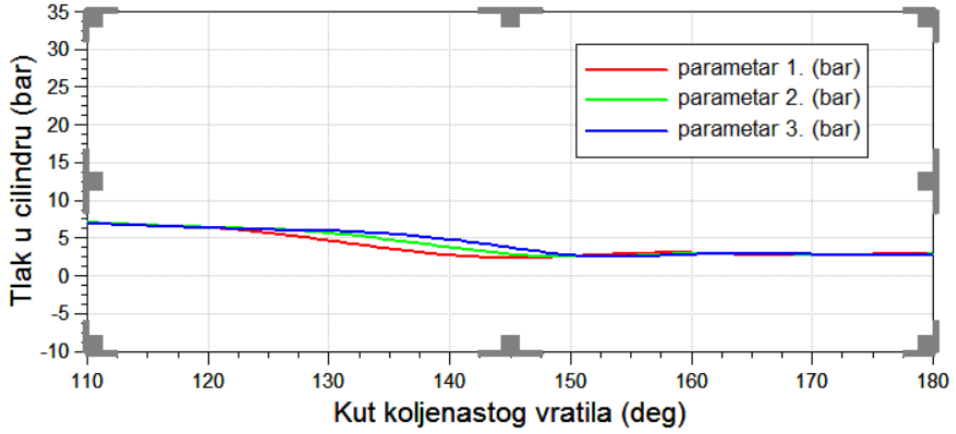
Na slici 77. i 78. vidi se da drugi parametar kao optimalan kut otvaranja ispušnog ventila daje najniže emisije NOx-a i CO-a, te se može zaključiti da optimalan kut otvaranja te pravilna izmjena radne materije potpomaže smanjenju emisije NOx-a i CO-a.



Slika 78. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na emisiju CO-a



Slika 79. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na tlakove u cilindru

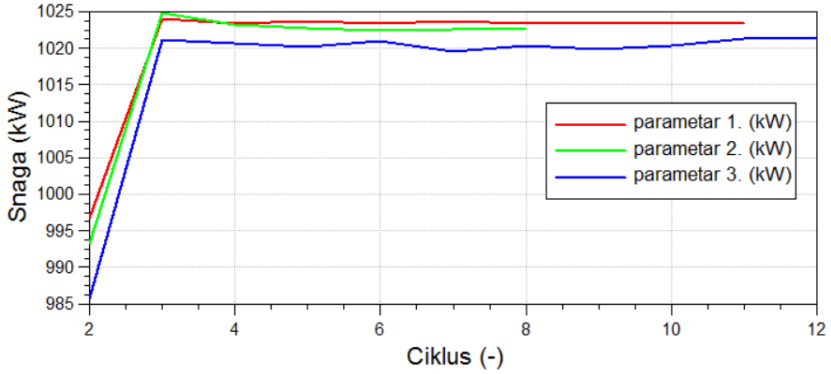


Slika 80. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na tlakove u cilindru kod izmjene radne tvari

Na slici 79. i 80. vidi se da kasnije otvaranje ispušnog ventila daje dulji ekspanzijski takt ali i skraćuje vrijeme za ispravnu izmjenu radne tvari.

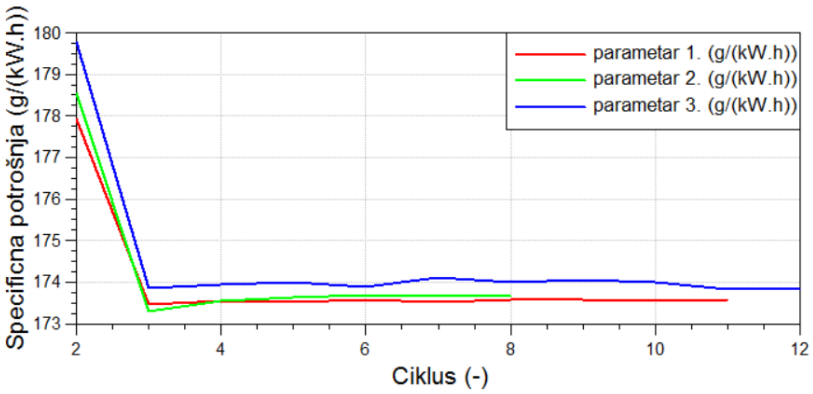
10.4. UTJECAJ KUTA ZATVARANJA ISPUŠNOG VENTILA

Parametar kuta zatvaranja ispušnog ventila postavljen je na tri različite vrijednosti zbog usporedbe rezultata, a vrijednosti su za parametar 1. (285.75 °KV), parametar 2. (291.75 °KV) i parametar 3. (297.75 °KV).



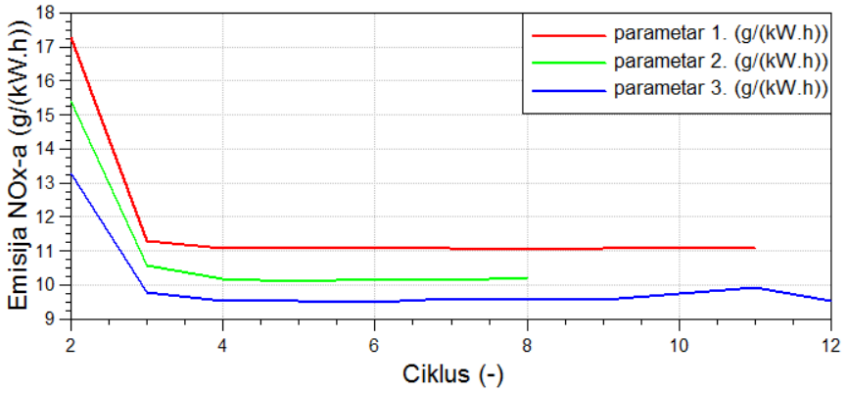
Slika 81. Utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na snagu motora

Na slici 81. vidi se mala razlika u snazi između prva dva parametra kuta zatvaranja dok je kod trećeg vidljiv značajniji pad snage koji je uzrok kasnog zatvaranja ispušnog ventila, što uzrokuje viši gubitak punjenja zraka u cilindru, a s tim i niže tlakove kompresije i izgaranja, stoga i nižu snagu motora.



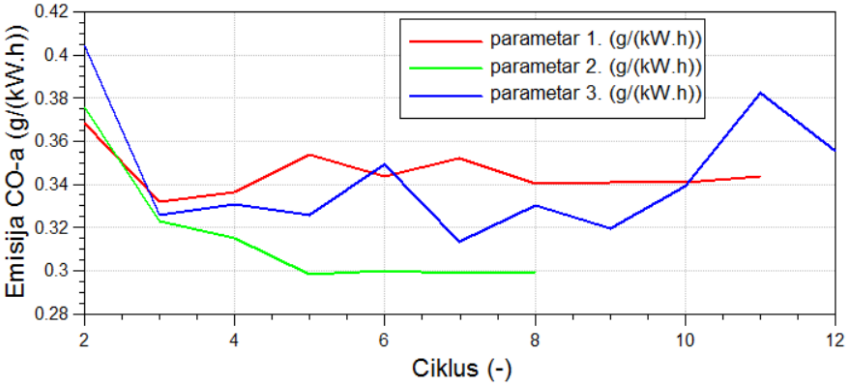
Slika 82. Utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na specifičnu potrošnju goriva

Na slici 82. vidi se gotovo jednaka specifična potrošnja kod prvog i drugog parametra dok kod trećeg dolazi do povećanja potrošnje zbog smanjenja snage.



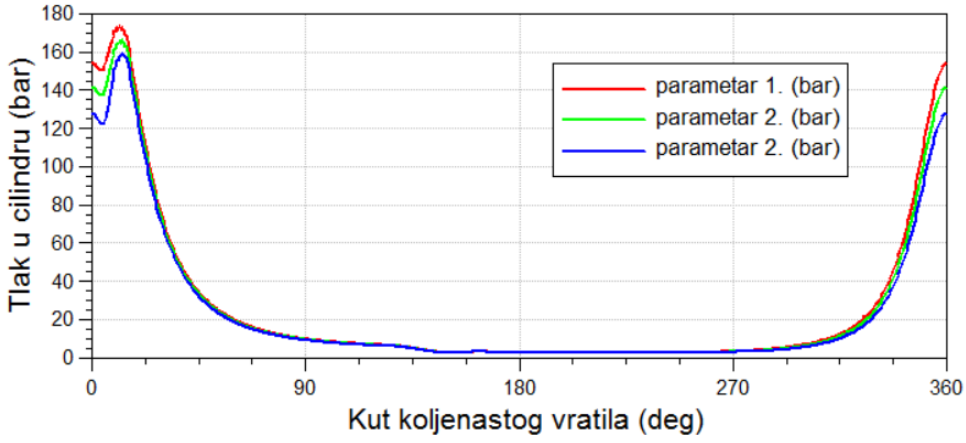
Slika 83. Utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na emisiju NOx-a

Na slici 83. vidi se smanjenje emisije NOx-a kod kasnijeg zatvaranja ispušnog ventila zbog gubitka punjenja u cilindru, što dovodi do nižih tlakova kompresije i izgaranja a posljedično i do nižih emisija NOx-a.



Slika 84. Utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na emisiju CO-a

Na slici 84. vidi se da je za najniže emisije CO-a optimalan drugi parametar.

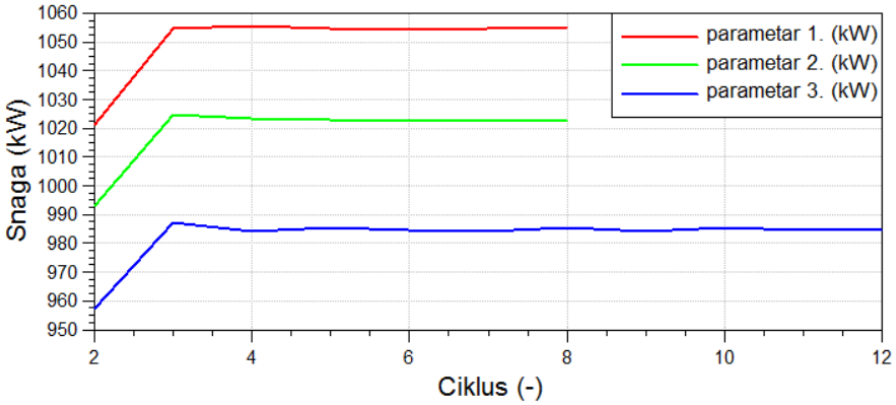


Slika 85. Utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na tlakove u cilindru

Na slici 85. vidi se velik utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na tlakove kompresije, stoga se može zaključiti da varijabilni kut zatvaranja daje mogućnost mijenjanja efektivnog kompresijskog omjera te se s varijabilnim vremenom ubrizgavanja i s upravljanjem ispušnim ventilom može optimizirati kašnjenje paljenja i kompresijski omjer preko cijelog raspona opterećenja da bi se vršni tlakovi mogli održati i pri nižim opterećenjima te da bi se izbjegli prekomjerni tlakovi na višim opterećenjima.

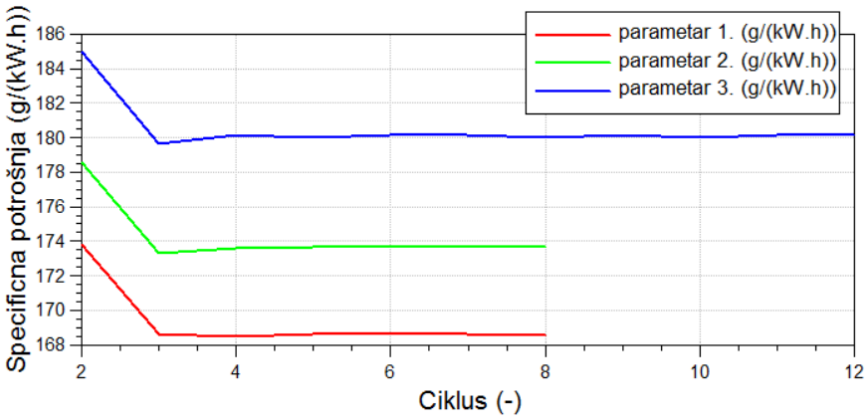
10.5. UTJECAJ PROMJERA SAPNICE

Parametar promjera sapnice na ubrizgaču postavljen je na tri različite vrijednosti zbog usporedbe rezultata, a vrijednosti su za parametar 1. (0.8 mm), parametar 2. (1.15 mm) i parametar 3. (1.8 mm).



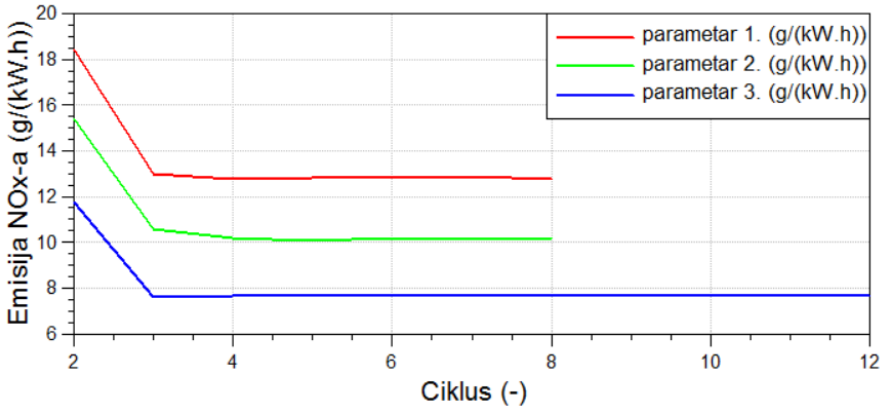
Slika 86. Utjecaj promjera sapnice na snagu motora

Na slici 86. vidi se drastičan pad snage motora s povećanjem promjera sapnice što je posljedica lošijeg raspršivanja goriva, a time i lošije kvalitete izgaranja što dovodi do manje snage motora.



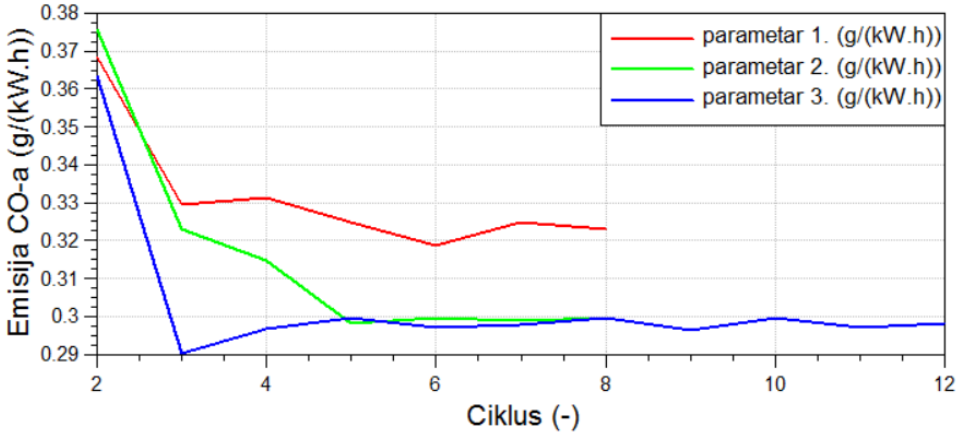
Slika 87. Utjecaj promjera sapnice na specifičnu potrošnju

Na slici 87. vidi se povećanje specifične potrošnje goriva povećanjem promjera sapnice zbog pada snage zbog lošijeg raspršivanja goriva.



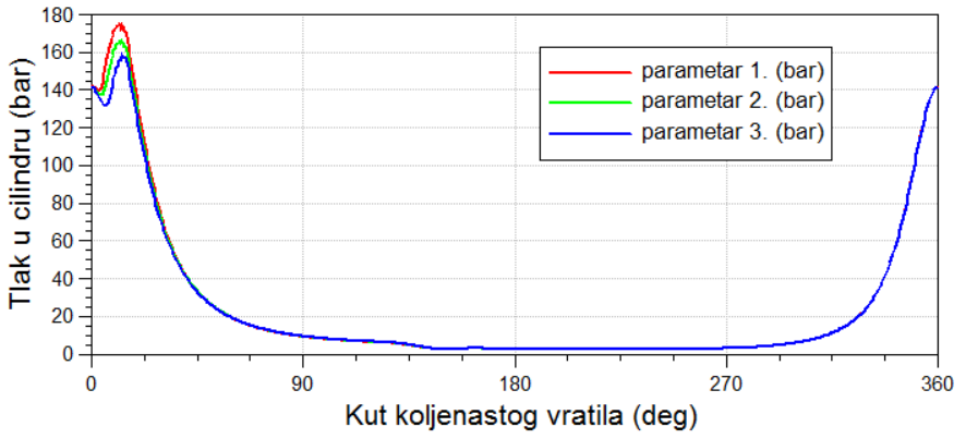
Slika 88. Utjecaj promjera sapnice na emisiju NOx-a

Na slici 88. vidi se povećanje emisije NOx-a smanjenjem promjera sapnice što je posljedica postizanja viših vršnih tlakova i temperatura izgaranja zbog kvalitetnijeg raspršivanja, s time boljeg miješanja goriva i zraka te posljedično i kvalitetnijeg izgaranja goriva.



Slika 89. Utjecaj promjera sapnice na emisiju CO-a

Na slici 89. vidi se povećanje emisije CO-a kod prvog najmanjeg parametra promjera sapnice dok je vrijednost gotovo jednaka kod povećanja promjera parametara 2. i 3.

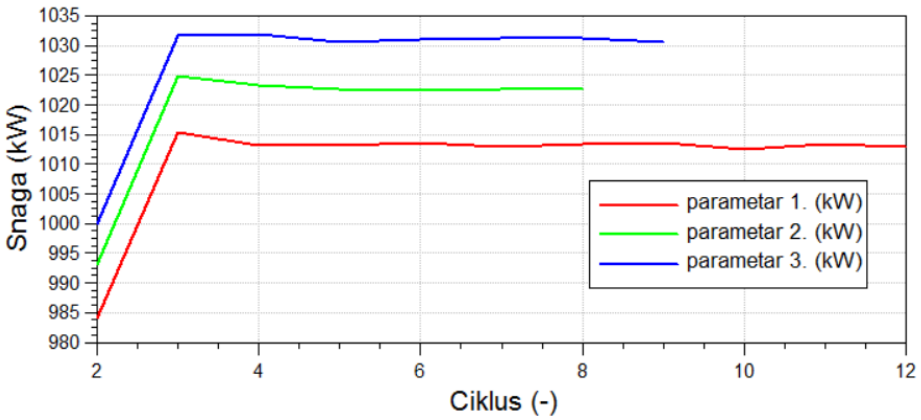


Slika 90. Utjecaj promjera sapnice na tlakove u cilindru

Na slici 90. vidi se izravan utjecaj promjera sapnice na tlakove izgaranja i ekspanzije u cilindru. Može se uočiti da manji promjer daje znatno više tlakove izgaranja te da je zakašnjenje paljenja znatno kraće nego kod većih promjera što se može objasniti time da se s manjim promjerom postiže bolje raspršivanje goriva, srednji promjer kapljica je manji, a time je potrebno i kraće vrijeme za njihovo isparavanje i miješanje sa zrakom, stoga se goriva smjesa postiže ranije u ciklusu što rezultira burnijim izgaranjem, višim tlakovima izgaranja i većom snagom motora. Veliki nedostatak je znatno povećanje emisije NOx-a zbog visokih vršnih tlakova i temperatura. Smanjenje promjera sapnice ubrizgača ograničeno je kvalitetom materijala jer mora podnositi visoka tlačna i toplinska naprezanja te kavitaciju u sapnici.

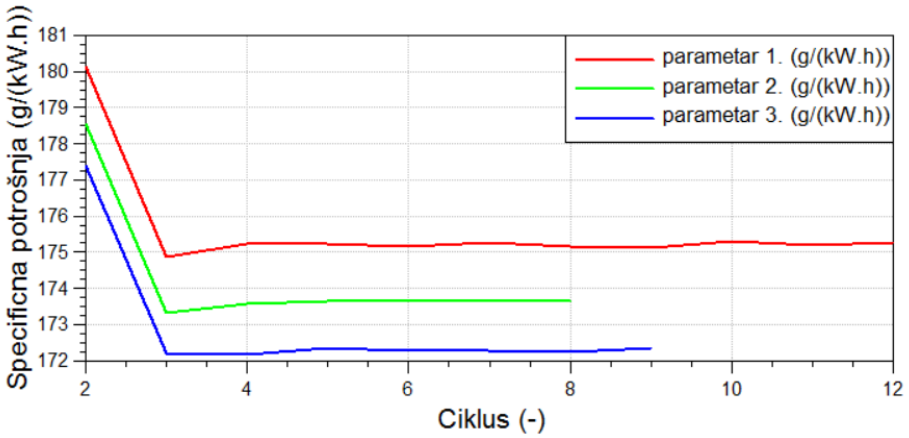
10.6. UTJECAJ TLAKA UBRIZGAVANJA

Parametar tlaka ubrizgavanja postavljen je na tri različite vrijednosti zbog usporedbe rezultata, a vrijednosti su za parametar 1. (600 bar), parametar 2. (800 bar) i parametar 3. (1000 bar).

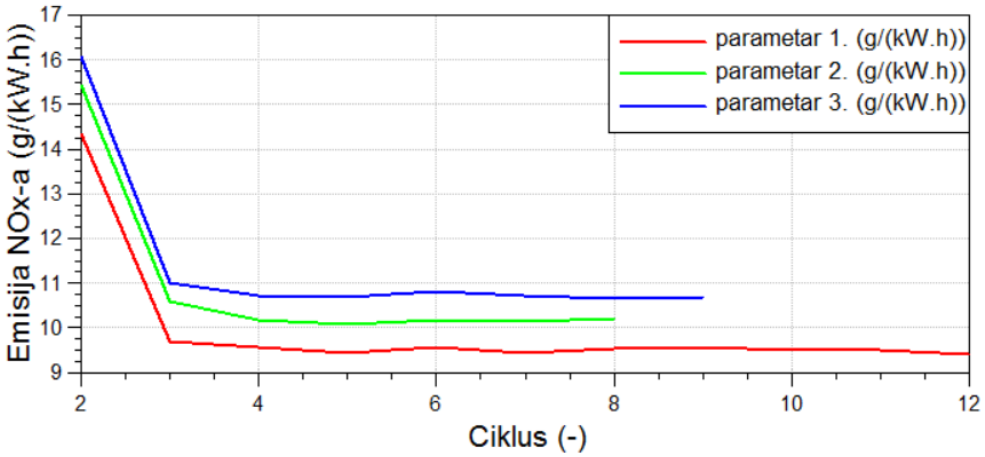


Slika 91. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na snagu motora

Na slici 91. vidi se povećanje snage motora povećanjem tlaka ubrizgavanja koje je posljedica boljeg raspršivanja goriva, s time boljeg izgaranja pa posljedično i razvoja veće snage. Na slici 92. vidi se smanjenje specifične potrošnje goriva povećanjem tlaka ubrizgavanja zbog razvoja veće snage.

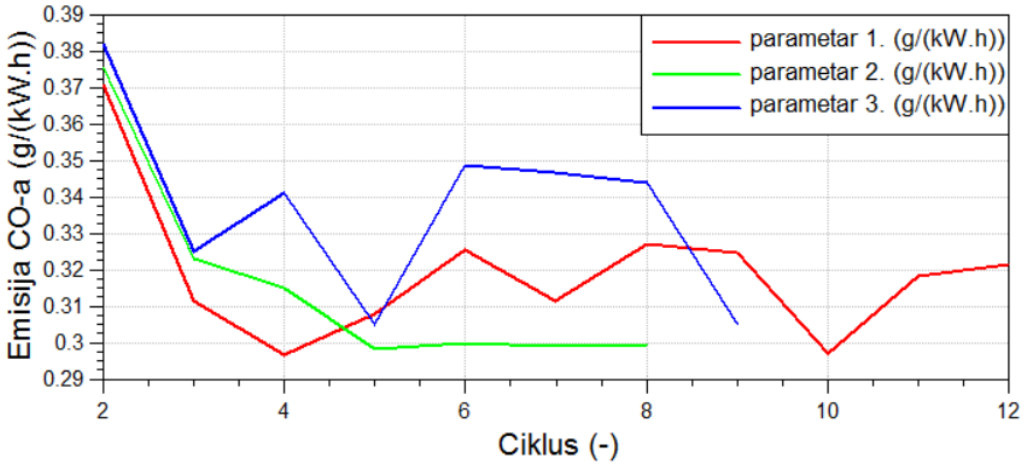


Slika 92. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na specifičnu potrošnju



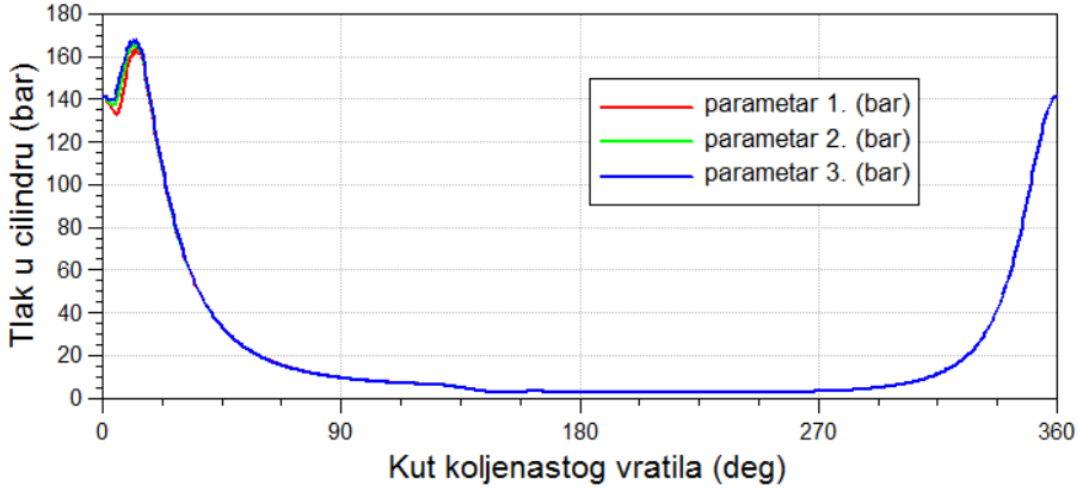
Slika 93. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na emisiju NOx-a

Na slici 93. vidi se povećanje emisije NOx-a povećanjem tlaka ubrizgavanja zbog viših vršnih temperatura i tlakova izgaranja koje su posljedica boljeg izgaranja.



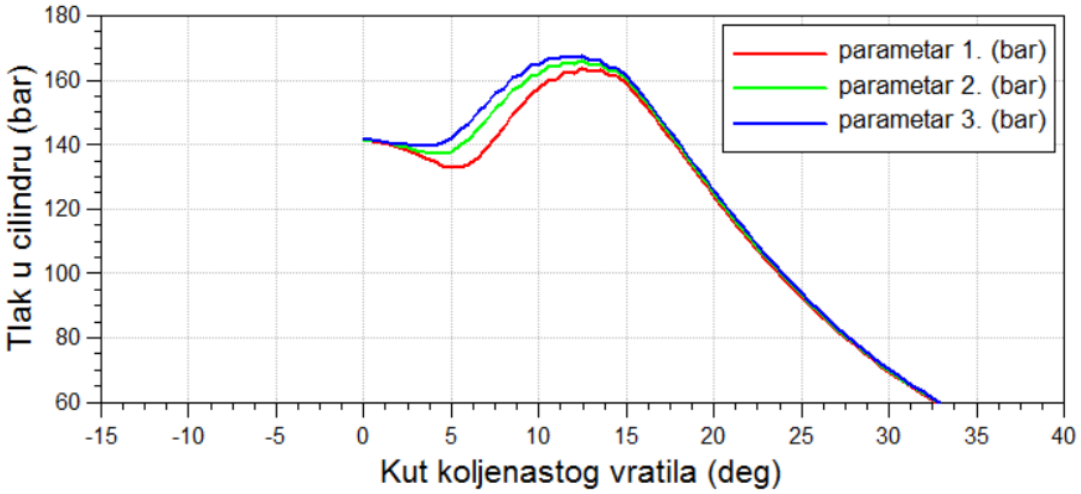
Slika 94. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na emisiju CO-a

Na slici 94. ne može se utvrditi točan utjecaj tlaka ubrizgavanja zbog nestabilnih rezultata parametara 1. i 3.



Slika 95. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na tlakove u cilindru

Na slici 95. i 96. vidi se da povećani tlak ubrizgavanja daje više tlakove izgaranja te da je zakašnjenje paljenja kraće nego kod manjih tlakova što se može objasniti time da se povećanjem tlaka ubrizgavanja povećava brzina prodiranja mlaza, što znači povećani linearni moment goriva i bolje prodiranje. Dolazi i do poboljšanja raspršivanja, što sve skupa dovodi do ranijeg postizanja gorive smjese goriva i zraka te naposljetku do veće kvalitete izgaranja što rezultira u višim tlakovima izgaranja i u većoj snazi motora. Može se zaključiti da se bolje raspršivanje goriva postiže manjim promjerima sapnice ubrizgača goriva, višim tlakovima ubrizgavanja i višim tlakovima kompresije unutar cilindra.



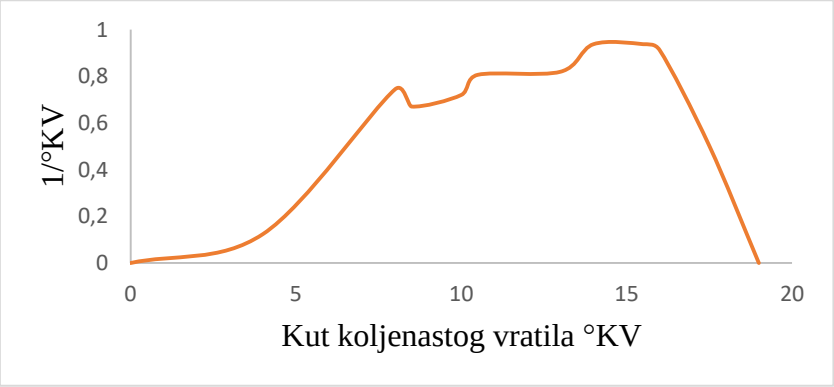
Slika 96. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na tlakove izgaranja u cilindru

11. OPTIMIZACIJA

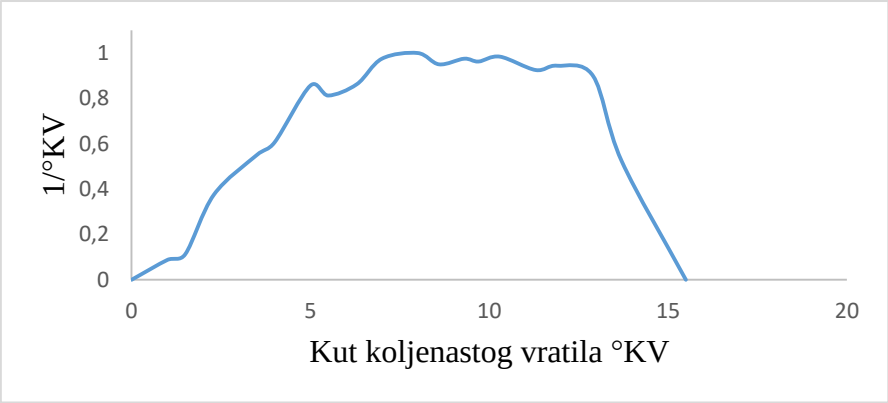
U ovom poglavlju provesti će se optimizacija kalibriranog modela sporokretnog dvotaktnog Diesel motora s ciljem dobivanja optimalnih performansi motora i najnižih emisija štetnih ispušnih plinova. U prethodnom poglavlju izvršila se analiza utjecajnih parametara te se utvrdio njihov utjecaj na performanse i emisije, stoga će se neke od tih metoda koristiti u kombinaciji kako bi se dobili željeni rezultati. Kod elektronski upravljanih motora postoji mogućnost optimizacije procesa izgaranja preko cijelog raspona radnog opterećenja. Glavne prednosti elektronskih upravljanih motora su varijabilno vrijeme ubrizgavanja, profiliranje tlakova ubrizgavanja, varijabilan tlak ubrizgavanja i varijabilno otvaranje i zatvaranje ispušnih ventila čime se postiže optimizirana potrošnja goriva i bezdiman rad pri bilo kojem radnom opterećenju, razvijanje većih snaga te stabilan rad i pri najmanjim brzinama vrtnje.[3, 6].

11.1. OPTIMIZACIJA MOTORA KOD MIJENJANJA TLAČNIH PROFILA UBRIZGAVANJA

Model sporokretnog dvotaktnog Diesel motora kalibriran je i validiran koristeći parametar tlačnog profila ubrizgavanja naziva klasični profil ubrizgavanja koji je prikazan na slici 97. s trajanjem ubrizgavanja od 19 °KV i s parametrom početka ubrizgavanja postavljenim na -4 °KV. S obzirom na to da kod elektronskih motora postoji mogućnost profiliranja tlakova istražit će se utjecaj tlačnih profila ubrizgavanja te će se vršiti optimizacija kuta početka ubrizgavanja i količine goriva po ciklusu. Parametar tlačnih profila postavljen je na 3 različita tipa koji su parametar 1. (klasični profil ubrizgavanja, odnosno profil s kojim je motor kalibriran), parametar 2. (profil ubrizgavanja konstantnog tlaka) i parametar 3. (profil dvostrukog ubrizgavanja) zbog usporedbe rezultata i analize utjecaja na performanse i emisije štetnih ispušnih plinova motora.

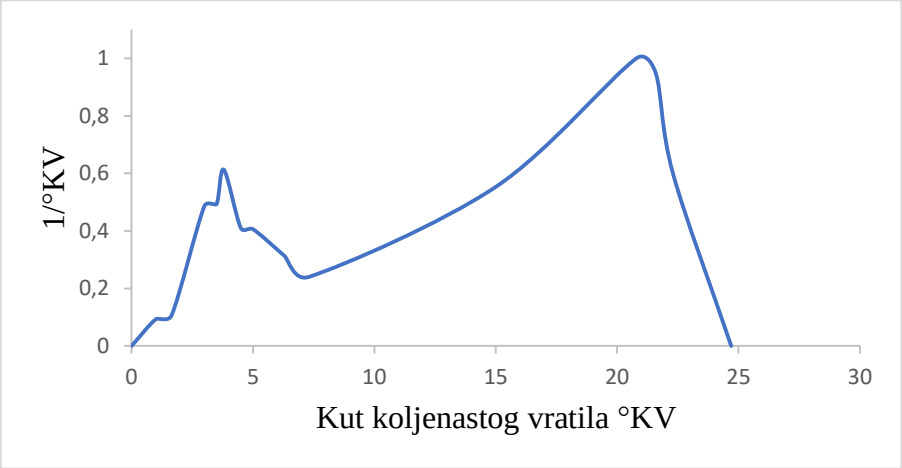


Slika 97. Klasičan tlačni profil ubrizgavanja



Slika 98. Tlačni profil ubrizgavanja konstantnog tlaka

Parametar 2. tlačnog profila ubrizgavanja postavljen je kao na slici 98. s trajanjem ubrizgavanja od 15.5 °KV.

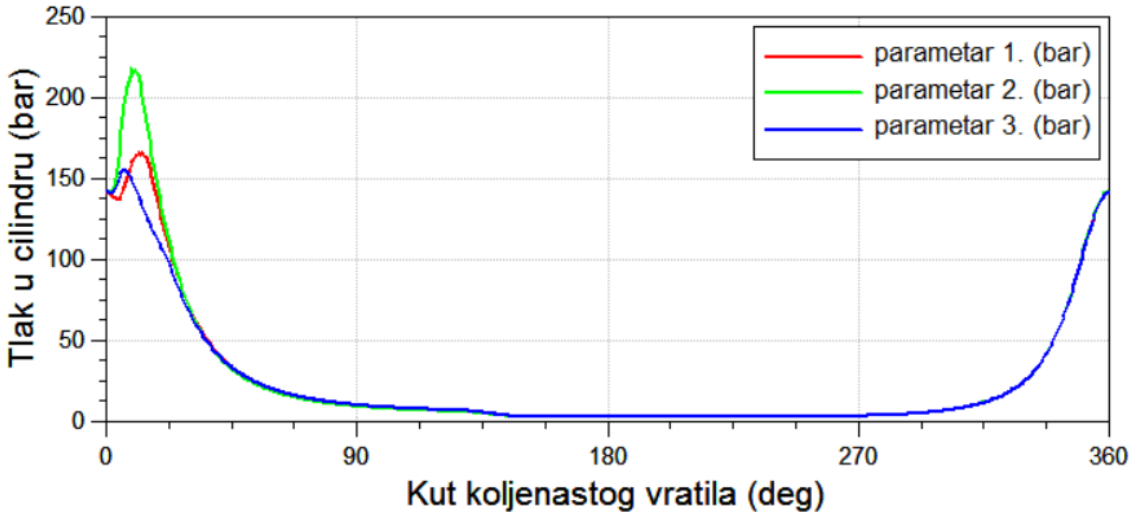


Slika 99. Tlačni profil dvostrukog ubrizgavanja

Parametar 3. tlačnog profila ubrizgavanja postavljen je kao na slici 99. s trajanjem ubrizgavanja od 24.7 °KV.

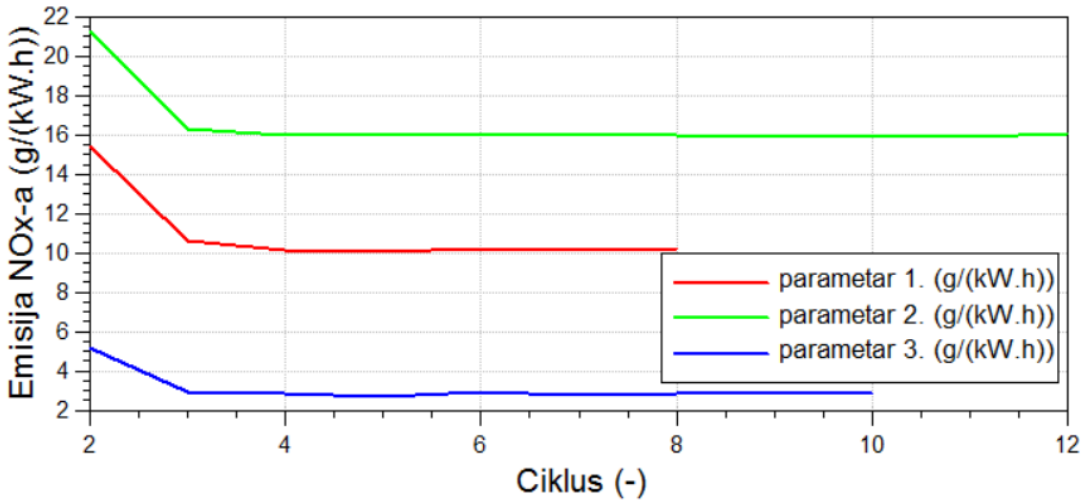
Prvo će se pokrenuti simulacija 1., 2. i 3. parametra s jednakim kutom početka ubrizgavanja koji iznosi -4 °KV i s jednakom količinom goriva koja iznosi 0.0334 kg/ciklusu te će se izvršiti analiza rezultata. Potrebno je napomenuti da maksimalni tlakovi u cilindru iznose 167 bar-a za zadano opterećenje pri 93.6 o/min, a da maksimalna dopuštena količina emisije NOx-a razine 3. izvan ECA područja iznosi 14.4 g/kWh dok unutar ECA područja iznosi 3.4 g/kWh. Profil tlakova ubrizgavanja konstantnog tlaka koristi se za postizanje minimalne potrošnje goriva, stoga će se tako i optimirati uzimajući u obzir da se ne prijeđe vrijednost maksimalnog tlaka u cilindru i emisija NOx-a razine 3 izvan ECA područja. Profil tlakova ubrizgavanja dvostruko

ubrizgavanje koristi se za postizanje emisije NOx-a razine 3 unutar ECA područja, stoga će se tako i optimirati uz cilj postizanja maksimalne snage i minimalne potrošnje.



Slika 100. Tlakovi u cilindru korištenjem različitih tlačnih profila ubrizgavanja

Na slici 100. vidi se krivulja tlakova u cilindru parametra 1. koji je već optimiran te po kojem je kalibriran model, zatim se vidi krivulja parametra 2. na kojoj se mogu uočiti previsoki tlakovi izgaranja u cilindru koji prelaze granicu maksimalnih tlakova za to opterećenje te se može zaključiti da je potrebna optimizacija kuta početka ubrizgavanja i količine goriva. Krivulja parametra 3. daje poželjne rezultate tlakova, potrebno je utvrditi dali zadovoljava granicu emisije NOx-a i dali je moguće povećati snagu motora, a da i dalje zadovoljava granicu emisija.

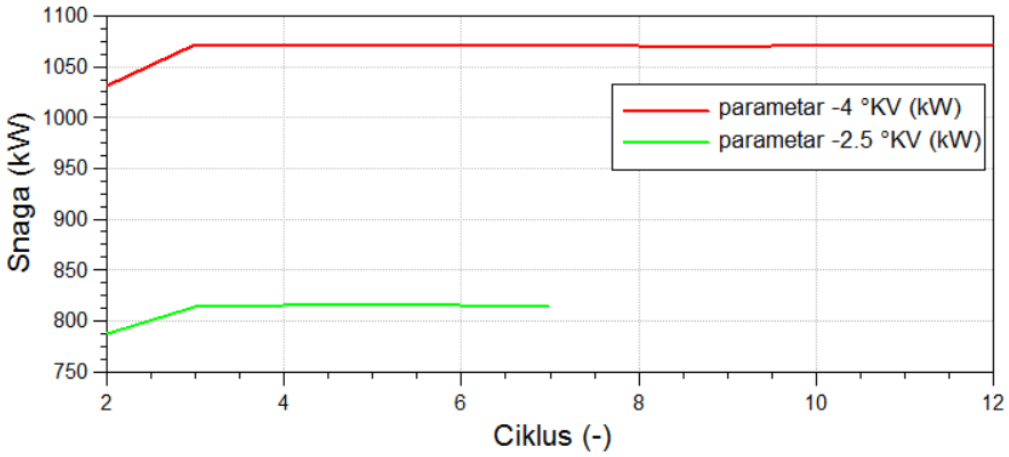


Slika 101. Emisija NOx-a korištenjem različitih profila ubrizgavanja

Na slici 101. vidi se da parametar 1. daje zadovoljavajuće rezultate NOx-a koji su unutar granica razine 3 izvan ECA područja. Parametar 2. ne zadovoljava granicu NOx-a kao rezultat prekomjernih vršnih tlakova u cilindru , dok parametar 3. zadovoljava granicu razine 3 izvan i unutar ECA područja, no moguća je dodatna optimizacija s ciljem povećanja snage jer s trenutno postavljenim parametrima emisija NOx-a iznosi 2.8 g/kWh, a granica emisije iznosi 3.4 g/kWh.

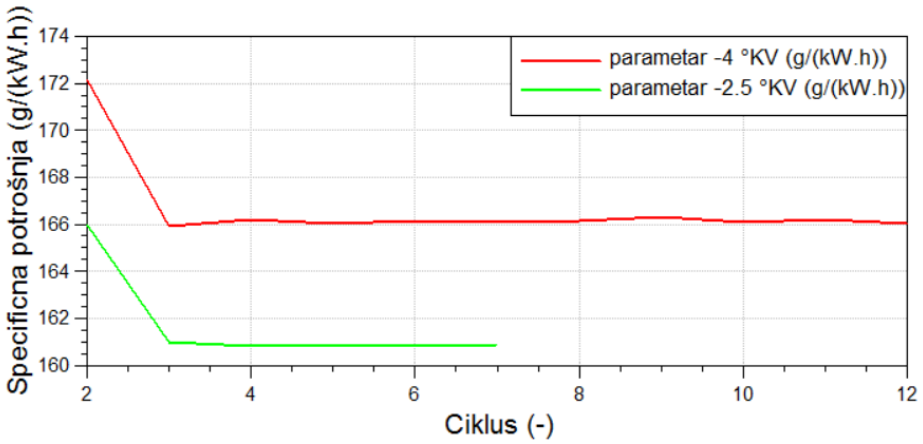
11.1.1. Optimizacija parametra 2.

Optimizacija parametra 2. obavljena je zbog previsokih tlakova u cilindru koji su prelazili dopuštene maksimalne tlakove. Parametar 2. je optimiran mijenjanjem kuta početka ubrizgavanja s -4 na -2.5 °KV i korekcijom količine goriva po ciklusu s 0.0334 kg/ciklusu na 0.025 kg/ciklusu.



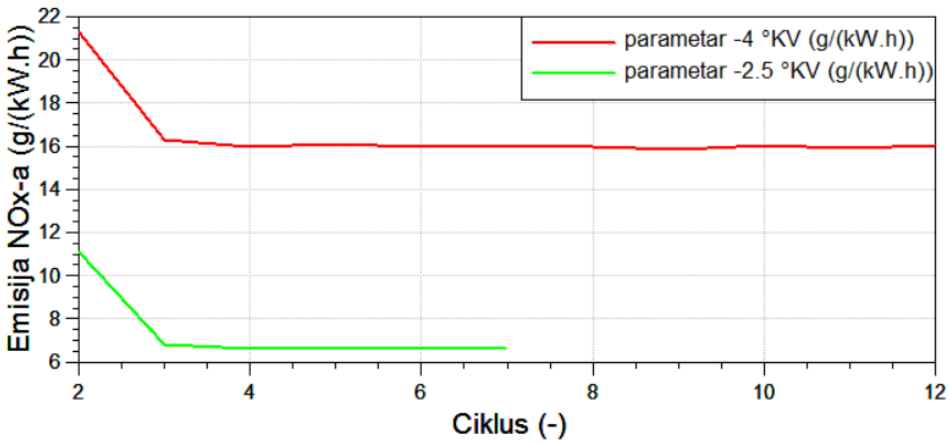
Slika 102. Snaga motora nakon optimizacije parametra 2.

Na slici 102. vidi se značajan pad snage nakon optimizacije koji iznosi 24.3 %. Pad snage je posljedica smanjenja vršnih tlakova izgaranja u cilindru koje je bilo nužno da se tlakovi održe u granicama maksimalnog tlaka u cilindru.



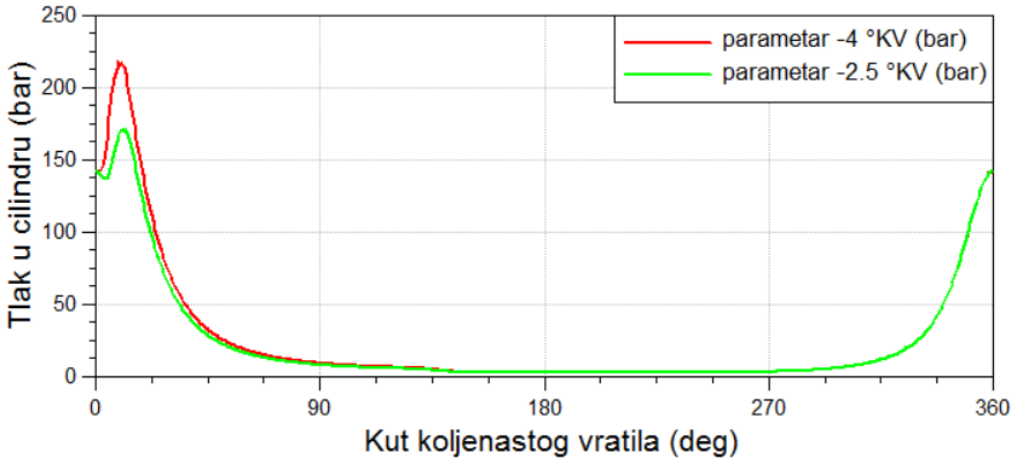
Slika 103. Specifična potrošnja motora nakon optimizacije parametra 2.

Na slici 103. vidi se smanjenje specifične potrošnje goriva nakon optimizacije koje iznosi 3.32 %. Iako se smanjila snaga motora, specifična potrošnja goriva se smanjila zbog smanjenja količine goriva s 0.0334 kg/ciklusu na 0.0225 kg/ciklusu.



Slika 104. Emisija NOx-a nakon optimizacije parametra 2.

Na slici 104. vidi se smanjenje emisije NOx-a nakon optimizacije koje iznosi 59.4 % zbog smanjenja vršnih temperatura i tlakova izgaranja u cilindru.

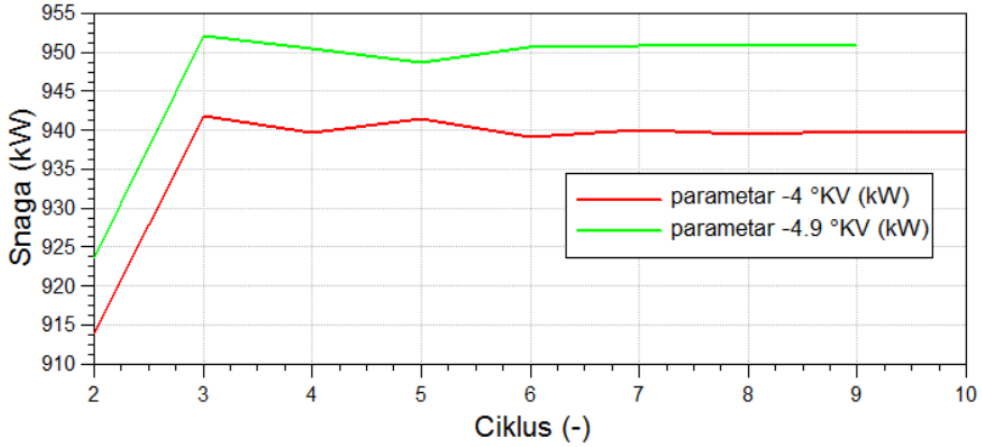


Slika 105. Tlakovi u cilindru nakon optimizacije parametra 2.

Na slici 105. vidi se smanjenje prekomjernih tlakova izgaranja u cilindru na granicu maksimalnog tlaka za zadano opterećenje.

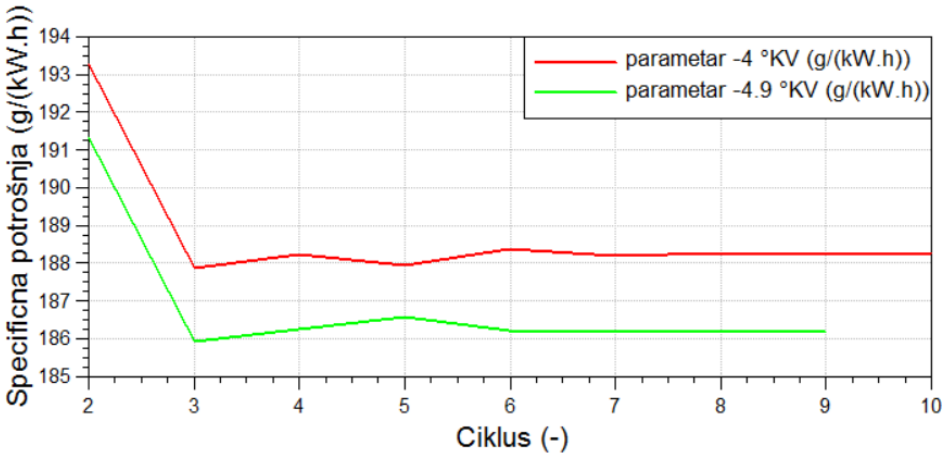
11.1.2. Optimizacija parametra 3.

Varijacijom kuta početka ubrizgavanja izvršilo se optimiranje parametra 3. Nakon izvršenih simulacija dobio se optimalan kut ubrizgavanja za parametar 3. koji iznosi -4.9 °KV te nije bila potrebna korekcija količine goriva koja iznosi 0.0334 kg/ciklusu.



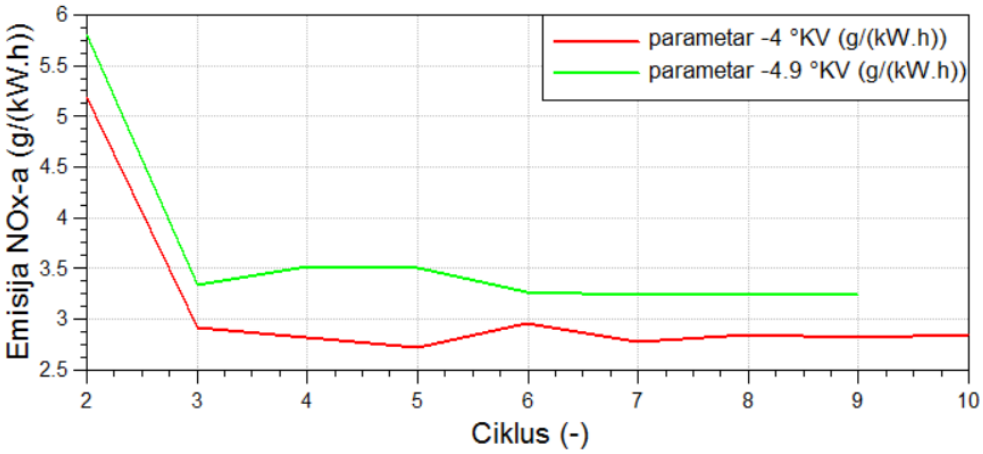
Slika 106. Snaga motora nakon optimizacije parametra 3.

Na slici 106. vidi se povećanje snage nakon optimizacije za 1.16 % koje je posljedica povećanja tlakova izgaranja u cilindru, a time i snage motora.



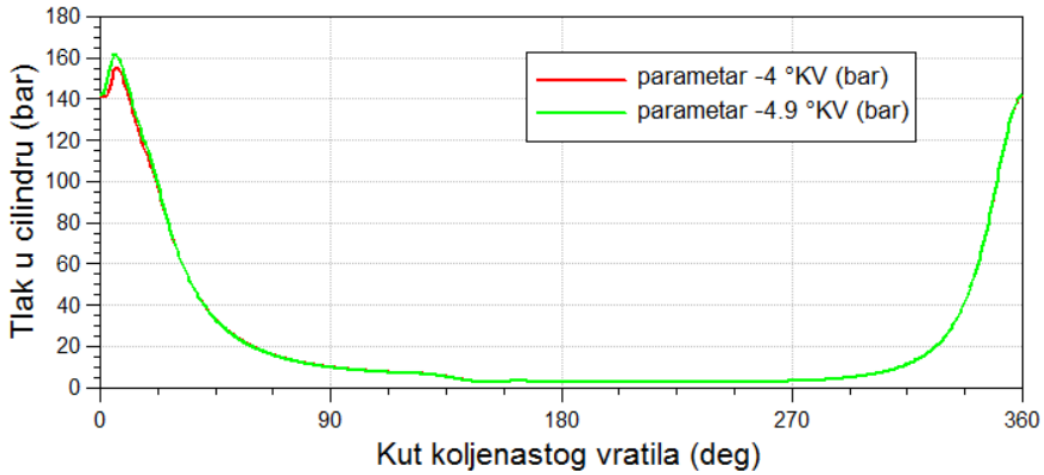
Slika 107. Specifična potrošnja motora nakon optimizacije parametra 3.

Na slici 107.vidi se smanjenje specifične potrošnje goriva također za 1.16 % zbog povećanja snage motora.



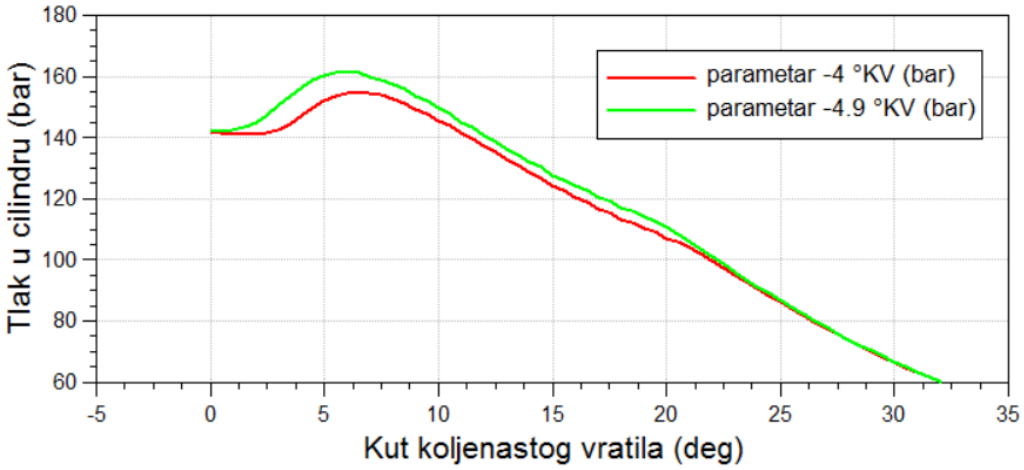
Slika 108. Emisija NOx-a nakon optimizacije parametra 3.

Na slici 108. vidi se povećanje emisije NOx-a nakon optimizacije kuta što je posljedica povećanja tlakova i temperature izgaranja te emisija iznosi 3.3 g/kWh. Kut početka ubrizgavanja je optimiran s ciljem dobivanja više snage, a da emisija NOx-a ostane unutar granice emisije zone 3 unutar ECA područja, što je i postignuto.



Slika 109. Tlakovi u cilindru nakon optimizacije parametra 3.

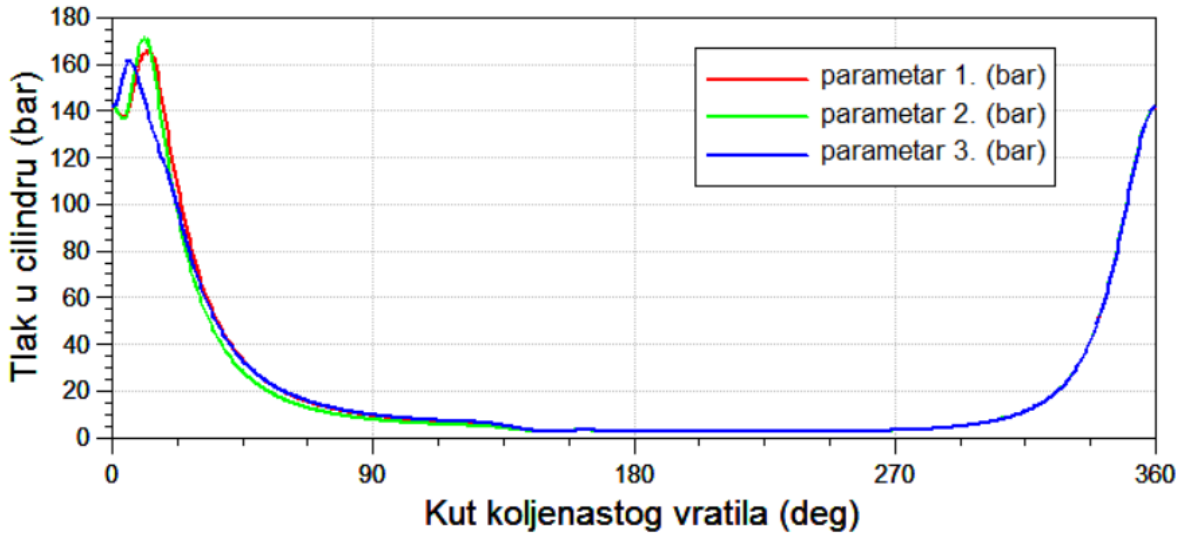
Na slici 109. i 110. vidi se povećanje tlakova izgaranja u cilindru nakon optimizacije. Vršni tlak izgaranja iznosi 161 bar te ostaje u granicama dopuštenog maksimalnog tlaka u cilindru.



Slika 110. Tlakovi izgaranja u cilindru nakon optimizacije parametra 3.

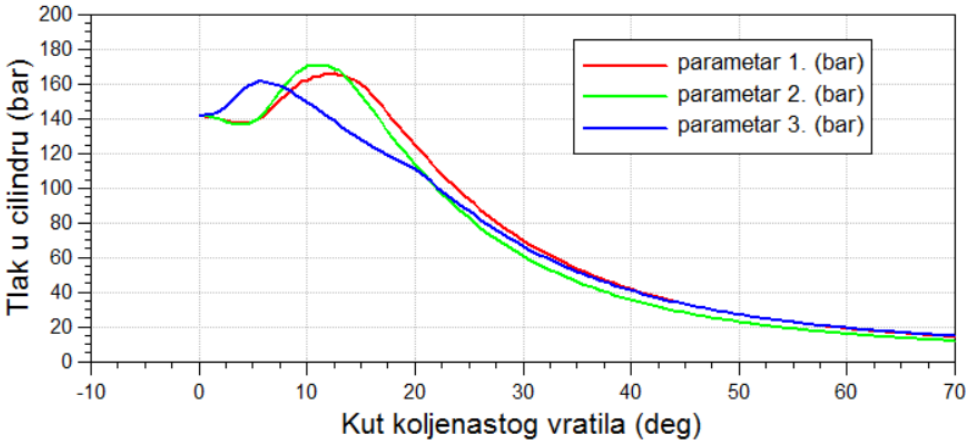
11.1.3. Usporedba najvažnijih rezultata variranjem parametara 1., 2. i 3. nakon optimizacije

Nakon optimizacije parametara 1., 2. i 3. moguće je izvršiti analizu performansi i emisija štetnih ispušnih plinova kod korištenja različitih tlačnih profila ubrizgavanja.

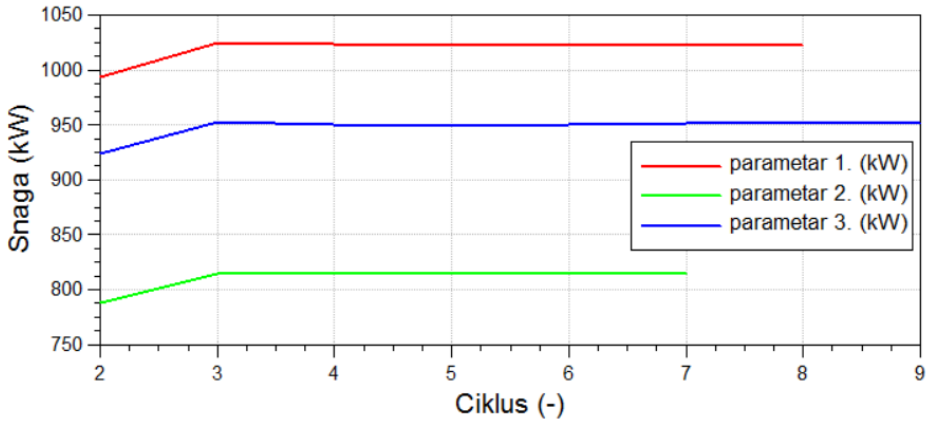


Slika 111. Tlakovi u cilindru variranjem parametara 1., 2 i 3. nakon optimizacije

Na slici 111. i 112. vide se razlike u zakašnjenju paljenja, parametar 3. daje najmanje zakašnjenje paljenja zbog ranijeg kuta predubrizgavanja manje količine goriva koje zatim slijedi s potpunim ubrizgavanjem kasnije u ciklusu, čime se postiže smanjenje vršnih tlakova i temperatura što omogućuje razinu NOx-a koja zadovoljava razinu 3 unutar ECA područja. Parametar 1. daje najveću površinu ispod krivulje a s tim i najveću snagu motora. Parametar 1. je optimiran s kasnijim kutom ubrizgavanja, koji daje veće zakašnjenje paljenja te tako sprječava dovođenje topline pri vršnim tlakovima i temperaturama a s tim i smanjenje emisije NOx-a koja zadovoljava razinu 3 izvan ECA područja bez značajnog smanjenja snage motora. Parametar 2. je također optimiran s kasnijim kutom ubrizgavanja i sa smanjenom količinom goriva pa tako i razvija najmanju snagu motora. Prednost parametra 2. je u smanjenju potrošnje goriva.

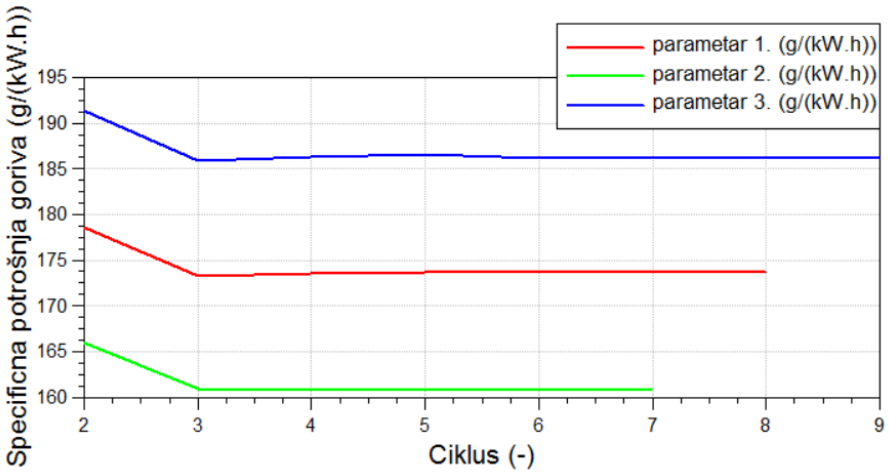


Slika 112. Tlakovi izgaranja u cilindru variranjem parametara 1., 2 i 3. nakon optimizacije



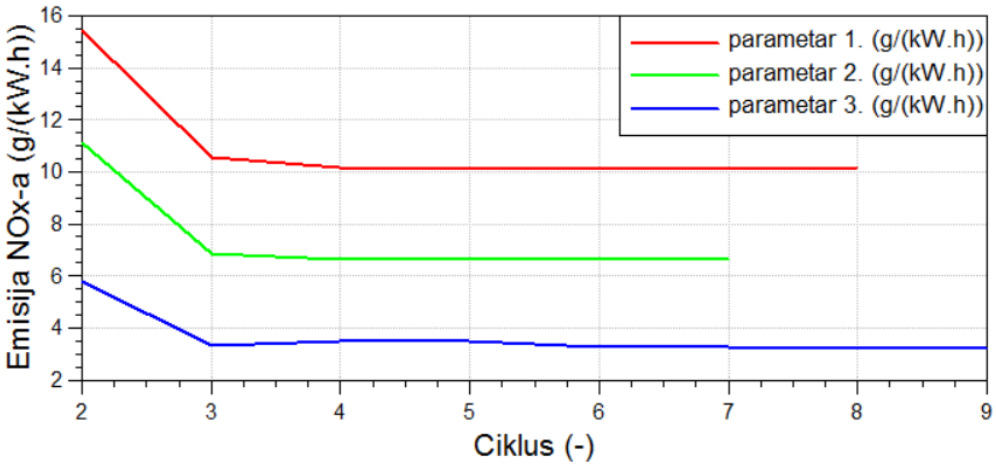
Slika 113. Snaga motora variranjem parametara 1., 2 i 3. nakon optimizacije

Na slici 113. vidi se da parametar 1. razvija najveću snagu koja iznosi 1028 KW. Parametar 2. razvija 21.21 % manje snage od parametra 1. i 14.74 % manje snage od parametra 3. Parametar 3. razvija 7.32 % manje snage od parametra 1. te 14.74 % više snage od parametra 2.



Slika 114. Specifična potrošnja goriva variranjem parametara 1., 2 i 3. nakon optimizacije

Na slici 114. vidi se da parametar 2. daje najnižu specifičnu potrošnju goriva kao posljedica manje količine goriva po ciklusu unatoč postizanju manje snage motora. Može se zaključiti da parametar 1. daje optimalnu specifičnu potrošnju jer postiže 21.21 % više snage od parametra 2. a razlika u specifičnoj potrošnji iznosi samo 6.94 %. Parametar 3. daje višu specifičnu potrošnju zbog razvijanja manje snage od parametra 1., a oba parametra koriste jednaku količinu goriva po ciklusu.



Slika 115. Emisija NOx-a variranjem parametara 1., 2 i 3. nakon optimizacije

Na slici 115. vidi se da parametri 1. i 2. zadovoljavaju emisiju NOx-a razine 3. izvan ECA područja, dok parametar 3. zadovoljava emisiju NOx-a unutar ECA područja čime zadovoljava svoju namjenu. Iz sveg navedenog može se zaključiti da parametar 1. daje optimalne performanse motora i emisija NOx-a izvan ECA područja granice emisija. Kod prebacivanja na parametar 2. postiže se optimalna specifična potrošnja goriva ali dolazi do značajnog gubitka snage. Prebacivanje na parametar 3. koristi se samo onda kada se trebaju zadovoljiti emisije NOx-a unutar ECA područja dok su ostale performanse manje optimalne od parametra 1.

12. ZAKLJUČAK

Višezonski model izgaranja posebno je razvijen model izgaranja koji se koristi za predviđanje karakteristika izgaranja kod Diesel motora s direktnim ubrizgavanjem te je u ovom radu primijenjen na brodski sporokretni dvotaktni Diesel motor. Pri proračunu u računalnom programu Boost izračunavaju se procesi promjene stanja i sastava plina od mjesta ulaska svježeg zraka u usisnu cijev, pa sve do izlaska produkata izgaranja iz ispušne cijevi. Proračunski model razmatranog motora vrši jednodimenzionalne proračune, što znači da se utjecaj trodimenzionalne geometrije, npr. kod strujanja iz cijevi većeg promjera u cijev manjeg promjera, uzima u obzir pomoću koeficijenata strujanja koji predstavljaju omjer stvarnog strujanja na nekom mjestu i teorijskog izentropskog strujanja bez gubitaka. Jednodimenzionalni proračuni modela daleko su točniji od dosadašnjeg pristupa 0-dimenzijskih modela. Izvršena je kalibracija i validacija modela s dobivenim rezultatima ispitivanja motora pri 75 % opterećenja. Da bi se model motora moglo proglasiti kalibriranim uz točne geometrijske karakteristike motora potrebno je podesiti točnu količinu goriva po ciklusu, maseni protok zraka te u rezultatima simulacije dobiti tlakove u cilindru koji odgovaraju tlakovima s ispitivanja motora. Cilj ovog rada je postignut jer je izvršena analiza rada sporokretnog dvotaktnog Diesel motora, izvršena je analiza stvaranja ispušnih emisija u motoru i način smanjivanja istih, izrađen je kalibrirani i validirani model sporokretnog dvotaktnog Diesel motora te su istraženi i analizirani utjecaji kompresijskog omjera, kuta početka ubrizgavanja, kuta otvaranja i zatvaranja ispušnog ventila, promjera sapnice ubrizgača i tlaka ubrizgavanja na performanse i emisije štetnih ispušnih plinova te je naposljetku izvršena optimizacija motora. Rezultati su pokazali da povećanjem kompresijskog omjera dolazi do povećanje snage motora zbog dovođenja topline pri višem tlaku i temperaturi te se postiže manja specifična potrošnja goriva koja je posljedica povećanja snage motora. Povećanje kompresijskog omjera povećava emisije NOx-a, dok s druge strane utječe na smanjenje emisije CO-a. Raniji kut početka ubrizgavanja daje veću snagu motora a za posljedicu ima povećanje emisije NOx-a. Kasniji kut početka ubrizgavanja povećava potrošnju goriva što je posljedica smanjenja snage motora. Optimalan kut otvaranja ispušnog ventila daje najmanju specifičnu potrošnju goriva, emisije NOx-a i CO-a te postizanje najveće snage dok se kod uranjenog i zakašnjelog otvaranja povećava potrošnja zbog smanjene snage. Prekasni kut zatvaranja ispušnog ventila uzrokuje viši gubitak punjenja zraka u cilindru, a s tim i niže tlakove kompresije i izgaranja, stoga i nižu snagu motora što posljedično dovodi do povećanja specifične potrošnje goriva, ali ima i prednost smanjenja emisije NOx-a. Kut

zatvaranja ispušnog ventila ima velik utjecaj na tlakove kompresije, stoga se može zaključiti da varijabilni kut zatvaranja daje mogućnost mijenjanja efektivnog kompresijskog omjera te se s varijabilnim vremenom ubrizgavanja i s upravljanjem ispušnim ventilom može optimizirati kašnjenje paljenja i kompresijski omjer preko cijelog raspona opterećenja da bi se vršni tlakovi mogli održati i pri nižim opterećenjima te da bi se izbjegli prekomjerni tlakovi na višim opterećenjima. Povećanje promjera sapnice uzrokuje drastičan pad snage motora, a s tim i povećanja specifične potrošnje goriva dok smanjenje promjera sapnice povećava snagu i emisiju NOx-a te smanjuje specifičnu potrošnju. Manjim promjerom sapnice zakašnjenje paljenja znatno je kraće nego kod većih promjera. Veliki nedostatak je znatno povećanje emisije NOx-a zbog visokih vršnih tlakova i temperatura. Povećanje tlaka ubrizgavanja daje više tlakove izgaranja, veću snagu, zakašnjenje paljenja je kraće nego kod manjih tlakova te je manja specifična potrošnja, no za posljedicu ima povećanje emisije NOx-a.

S obzirom na to da kod elektronskih motora postoji mogućnost profiliranja tlakova istražio se utjecaj tlačnih profila ubrizgavanja te se izvršila optimizacija kuta početka ubrizgavanja i količine goriva po ciklusu. Nakon optimizacije postignute su optimalne performanse motora te su emisije NOx-a optimirane tako da zadovoljavaju propise granica dopuštenih emisija.

Računalni program AVL Boost s AVLMZCM modelom izgaranja pokazao se kao dobar alat kod primjene na Diesel motor s direktnim ubrizgavanjem zbog mogućnosti ispitivanja utjecaja parametara kao što su broj sapnica ubrizgača, promjer sapnice, koeficijent štetnog volumena ubrizgača, tlak ubrizgavanja, kut početka ubrizgavanja i mogućnost unosa tlačnih profila ubrizgavanja, mogućnost upravljanja ispušnim ventilom i zbog davanja rezultata emisija NOx-a, CO-a i čađe. S druge strane nedostaci su osjetljivost AVLMZCM modela izgaranja te neprilagođenost programa na velike dimenzije, kompleksu geometriju prostora izgaranja i ispirnih kanala i samu konstrukciju sporokretnih dvotaktnih Diesel motora.

LITERATURA

[1] Radica, G.; Lalić, B.; Račić, N.: *Modelling and analysis of two stroke low speed diesel engine*, XXII. Simpozij Sorta, 2016

[2] Radica, G.: *Razvoj brodskih motora prema IMO propisima za smanjenje emisija ispušnih plinova*, Pomorski fakultet u Splitu, Split, 2008.

[3] Komar, I.; Lalić, B.: *Sea transport air polution*, Intech, October 21, 2015. https://www.intechopen.com/books/current-air-quality-issues/sea-transport-air-pollution, (pristupljeno 15.12. 2017.).

[4] Komar, I.: *Brodski motori*, Autorizirana predavanja, Pomorski fakultet u Splitu, 2012.

[5] Latarche, M.; Woodyard D.: *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines 9th Edition*, Butterworth-Heinemann of Elsevier, Oxford, 2009.

[6] Radica, G.: *Ekspertni sustav za dijagnostiku stanja i optimiranje rada brodskog Dieselovog motora*, doktorska disertacija, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2004.

[7] Radica, G.: *Brodski pogonski strojevi.*

[8] Radica, G.: *Brodski motori*, Autorizirana predavanja, Pomorski fakultet u Splitu, 2015.

[9] Lenz; Medica: *Motori osnove*

[10] Mahalec, I.; Lulić, Z.; Kozarac, D.: *Motori s unutarnjim izgaranjem*, Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu, Zagreb, rujan, 2009.

[11] Woschni, G.: *A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Internal Combustion Engine*, SAE 6700931, 1967.

[12] Hiroyasu, H.; Kadota, T.; Arai M.:*Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions*, Part I: Combustion Modeling, Bulletin of the JSME, Vol. 26, pp.569-575, 1983

[13] Varde, K.S.; Popa, D.M.; Varde, L.K.; *Spray Angle and Atomization in Diesel Spray*. SAE 841055, 1984 SAE World Congress, Detroit, USA

[14] Wolfer, H.: *Der Zuendverzug im Dieselmotor*. VDI Forschungsheft Nr. 392, 1938

[15] Jung, D.; Assanis, D.N.: *Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions*, SAE 2001-0-1246, SAE World Congress 2001, Detroit, USA.

[16] Pattas, K.; Harfner, G.: *Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung*, MTZ Nr. 12, 397-404, 1973.

[17] Onorati, A.; Ferrari, G.; D'Errico, G.: *1D Unsteady Flows with Chemical Reactions in the Exhaust Duct-System of S.I. Engines: Predictions and Experiments*, SAE Paper No. 2001-01-0939.

[18] Kegl, B.; Kegl, M; Pehan S.: *Green Diesel Engines - Biodiesel Usage in Diesel Engines*, Springer, 2013.

[19] Andreadis, P.; Chryssakis, C.; Kaiktsis, L.: *Optimization of Injection Characteristics in a Large Marine Diesel Engine Using Evolutionary Algorithms*, SAE Technical Paper 2009-01-1448, 2009.

[20] Guan, C.; Theotokatos, G.; Chen, H.: *Analysis of Two Stroke Marine Diesel Engine Operation Including Turbocharger Cut-Out by Using a Zero-Dimensional Model*, Energies, 8, 5738- 5764, 2015.

[21] Varbanets, R.A.; Karianskiy, S.A.: *Analyse of Marine Diesel Engine Performanc*, Journal of Polish CIMAC, pp. 269-275, ISSN 1231 – 3998, Gdansk, 2012.

[22] *AVL software documentation*, AVL, 2017.

[23] *ME Engines – the New Generation of Diesel Engines*, MAN Diesel and Turbo

[24] *Two stroke low speed Diesel engines for independent power producers and captive power plants*, MAN Diesel & Turbo, Denmark, August 2013.

[25] *Humid air motor*, MAN Diesel and Turbo

[26] *SCR Selective catalytic reduction*, MAN Diesel and Turbo

[27] 6S46MC-C-PMI.pdf, report,2006.

[28] *Influence of ambient temperature conditions*, MAN Diesel and Turbo, Denmark, September 2014.

[29] http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx, (pristupljeno 23.2.2018.).

[30] https://www.google.hr/search?q=exhaust+emission+reduction+(NTP+-+non-thermal+plasma)&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwi6u-beovHZAhUsOpoKHav2D5IQ_AUICigB&biw=1536&bih=734#imgrc=, (pristupljeno 16.3.2018.)

POPIS TABLICA

Tablica 1. Ograničenje NOx-a prema MARPOL-u Dodatak VI [29] 4
Tablica 2. Konstante korištene u formulama za koeficijent prolaska topline [22] 66
Tablica 3. 6 reakcija baziranih na Zeldovich mehanizmu [22] 73
Tablica 4. 2 reakcije bazirane na Onorati et al. [22] 74
Tablica 5. Parametri modela koji su postavljeni kao varijable 92
Tablica 6. Najvažniji rezultati i odstupanja 93

POPIS SLIKA

Slika 1. Smanjenje NOx-a i sumpora u gorivu na globalnoj razini i unutar ECA područja [1]. 5
Slika 2. Usporedba efikasnosti i snage brodskih primarnih pokretača [24] 6
Slika 3. Poprečni presjek MAN S50ME-B sporokretnog brodskog Diesel motora [5] 7
Slika 4. Proces sporokretnog dvotaktnog Diesel motora u oba smjera vrtnje [8] 8
Slika 5. Ciklus dvotaktnog sporokretnog Diesel motora [5] 9
Slika 6. Uzdužno ispiranje dvotaktnih Diesel motora [6] 10
Slika 7. Turbokompresor izvan kućišta s aksijalnom turbinom i radijalnim kompresorom [4] 11
Slika 8. Sustav prednabijanja sporokretnog dvotaktnog brodskog Diesel motora [5] 12
Slika 9. Turbokompresor tvrtke MAN serije TCA [5] 13
Slika 10. Karakteristike mlaza goriva [18] 15
Slika 11. Primarni i sekundarni raspad mlaza goriva [18] 16
Slika 12. Raspad mlaza kod primarnog raspada goriva [6] 17
Slika 13. Područja primarnog raspada mlaza [8] 18
Slika 14. Raspad mlaza kod sekundarnog raspada goriva prema Ermanu [6] 18
Slika 15. Faze procesa izgaranja u Diesel motoru [8] 20
Slika 16. Faze reakcije tijekom zakašnjenja paljenja [6] 22
Slika 17. Utjecaj tlaka i temperature na zakašnjenje paljenja [6] 22
Slika 18. Promjena koncentracije goriva i zraka u funkciji udaljenosti od površine kapljica [6] 23
Slika 19. Lokalni pretičak zraka u strukturi mlaza goriva [6] 24
Slika 20. Sastav ispušnih emisija i ulaznih medija brodskog motora [2] 26
Slika 21. Metode smanjivanja emisije štetnih ispušnih plinova [2] 30
Slika 22. Tlak u cilindru i emisija NOx kod Wärtsilä RTA motora u slučaju standardnog omjera kompresije, odgođenog ubrizgavanja i odgođenog ubrizgavanja kombiniranog s povećanim omjerom kompresije [2] 31
Slika 23. Primjer smanjenja emisije upotrebom kliznih ventila goriva u odnosu na standardne [2] 33
Slika 24. Varijabilno otvaranje i zatvaranje ispušnog ventila MAN 7S50ME-C motora [23] 34
Slika 25. Tlačni profili ubrizgavanja goriva MAN 7S50ME-C motora pri 75 % trajnog radnog opterećenja [23] 35

Slika 26. Usporedba karakteristika 7S50ME-C i 7S50MC-C motora [23] 35
Slika 27. Usporedba karakteristika 7S50ME-C motora pri radu u režimu ekonomične potrošnje goriva i režimu niske emisije NOx-a [23] 36
Slika 28. Prikaz prijelaza iz režima ekonomične potrošnje goriva u režim rada niske emisije NOx kod 7S50ME-C motora pri 75 % trajnog radnog opterećenja [23] 37
Slika 29. HAM sustav [25] 40
Slika 30. Shema EGR sustava sporokretnog MAN 4T50ME-X motora za istraživanje [5] 41
Slika 31. Sustav selektivne katalitičke redukcije [26] 43
Slika 32. Shema hladnog plazma sustava [30] 45
Slika 33. Indicirani p-V dijagram sporokretnog dvotaktnog brodskog Diesel motora [27] 49
Slika 34. Razmatrani maseni udjeli plinova 57
Slika 35. Energetska ravnoteža u cilindru [22] 58
Slika 36. Korisnički definiran model ispiranja [22] 63
Slika 37. Standardni stapni mehanizam [22] 63
Slika 38. Diskretizacija mlaza goriva u MZCM modelu izgaranja [22] 68
Slika 39. Dobava svježe mase punjenja i mase izgorenih plinova do mlaza goriva [22] 72
Slika 40. Jednocilindrični model sporokretnog dvotaktnog brodskog Diesel motora 77
Slika 41. Postavljanje parametara kontrole simulacije 78
Slika 42. Postavljanje parametara konvergencije 78
Slika 43. Postavljanje vrste i svojstava goriva 79
Slika 44. Postavljanje početnih uvjeta 79
Slika 45. Postavljanje izlazne kontrole 80
Slika 46. Radna površina u programu Boost s definiranim modelom 80
Slika 47. Parametri modela motora 81
Slika 48. Krivulja srednjeg efektivnog tlaka trenja u zavisnosti o brzini motora 81
Slika 49. Postavljanje parametara sučelja motora 82
Slika 50. Postavljanje parametara granice sustava 83
Slika 51. Postavljanje općih parametara cijevi 1 83
Slika 52. Postavljanje početnih uvjeta u cijevi 84
Slika 53. Opći podaci elementa cilindar 84
Slika 54. Model ispiranja u cilindru 85
Slika 55. Početni uvjeti u cilindru 85
Slika 56. Parametri modela izgaranja AVLMZCM 87
Slika 57. Profil tlakova ubrizgavanja 87

Slika 58. Parametri modela izgaranja za iskusne korisnike 88
Slika 59. Parametri modela emisija štetnih ispušnih emisija 89
Slika 60. Parametri modela prijenosa topline 89
Slika 61. Specifikacija kontrole usisa i ispuha 90
Slika 62. Specifikacija protočne površine u zavisnosti o kutu koljenastog vratila 90
Slika 63. Specifikacija podizaja ispušnog ventila u zavisnosti o kutu koljenastog vratila 91
Slika 64. Usporedba tlakova u cilindru rezultata simulacije i izmjerenog tlaka s ispitivanja motora 93
Slika 65. Utjecaj kompresijskog omjera na snagu motora 94
Slika 66. Utjecaj kompresijskog omjera na specifičnu potrošnju goriva 94
Slika 67. Utjecaj kompresijskog omjera na emisiju NOx-a 95
Slika 68. Utjecaj kompresijskog omjera na emisiju CO-a 95
Slika 69. Utjecaj kompresijskog omjera na tlakove u cilindru 96
Slika 70. Utjecaj kuta početka ubrizgavanja na snagu motora 96
Slika 71. Utjecaj kuta početka ubrizgavanja na specifičnu potrošnju goriva 97
Slika 72. Utjecaj kuta početka ubrizgavanja na emisiju NOx-a 97
Slika 73. Utjecaj kuta početka ubrizgavanja na emisiju CO-a 97
Slika 74. Utjecaj kuta početka ubrizgavanja na tlakove u cilindru 98
Slika 75. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na snagu motora 98
Slika 76. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na specifičnu potrošnju goriva 99
Slika 77. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na Emisiju NOx-a 99
Slika 78. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na emisiju CO-a 100
Slika 79. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na tlakove u cilindru 100
Slika 80. Utjecaj kuta otvaranja ispušnog ventila na tlakove u cilindru kod izmjene radne tvari 100
Slika 81. Utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na snagu motora 101
Slika 82. Utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na specifičnu potrošnju goriva 101
Slika 83. Utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na emisiju NOx-a 102
Slika 84. Utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na emisiju CO-a 102
Slika 85. Utjecaj kuta zatvaranja ispušnog ventila na tlakove u cilindru 102
Slika 86. Utjecaj promjera sapnice na snagu motora 103
Slika 87. Utjecaj promjera sapnice na specifičnu potrošnju 103
Slika 88. Utjecaj promjera sapnice na emisiju NOx-a 104
Slika 89. Utjecaj promjera sapnice na emisiju CO-a 104

Slika 90. Utjecaj promjera sapnice na tlakove u cilindru 105
Slika 91. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na snagu motora 105
Slika 92. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na specifičnu potrošnju 106
Slika 93. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na emisiju NOx-a 106
Slika 94. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na emisiju CO-a 107
Slika 95. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na tlakove u cilindru 107
Slika 96. Utjecaj tlaka ubrizgavanja na tlakove izgaranja u cilindru 108
Slika 97. Klasičan tlačni profil ubrizgavanja 109
Slika 98. Tlačni profil ubrizgavanja konstantnog tlaka 110
Slika 99. Tlačni profil dvostrukog ubrizgavanja 110
Slika 100. Tlakovi u cilindru korištenjem različitih tlačnih profila ubrizgavanja 111
Slika 101. Emisija NOx-a korištenjem različitih profila ubrizgavanja 111
Slika 102. Snaga motora nakon optimizacije parametra 2. 112
Slika 103. Specifična potrošnja motora nakon optimizacije parametra 2. 113
Slika 104. Emisija NOx-a nakon optimizacije parametra 2. 113
Slika 105. Tlakovi u cilindru nakon optimizacije parametra 2. 114
Slika 106. Snaga motora nakon optimizacije parametra 3. 114
Slika 107. Specifična potrošnja motora nakon optimizacije parametra 3. 115
Slika 108. Emisija NOx-a nakon optimizacije parametra 3. 115
Slika 109. Tlakovi u cilindru nakon optimizacije parametra 3. 116
Slika 110. Tlakovi izgaranja u cilindru nakon optimizacije parametra 3. 116
Slika 111. Tlakovi u cilindru variranjem parametara 1., 2 i 3. nakon optimizacije 117
Slika 112. Tlakovi izgaranja u cilindru variranjem parametara 1., 2 i 3. nakon optimizacije 118
Slika 113. Snaga motora variranjem parametara 1., 2 i 3. nakon optimizacije 118
Slika 114. Specifična potrošnja goriva variranjem parametara 1., 2 i 3. nakon optimizacije 118
Slika 115. Emisija NOx-a variranjem parametara 1., 2 i 3. nakon optimizacije 119

POPIS KRATICA

HFO (engl. *Heavy fuel oil*) Teško gorivo

IMO (engl. *International maritime organization*) Međunarodna pomorska organizacija

MEPC (engl. *Marine Environment Protection Committee*) Odbor za zaštitu morskog okoliša

MARPOL (engl. *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships*) Međunarodna konvencija o sprječavanju onečišćenja s brodova

VOC (engl. *Volatile organic compound*) Hlapljivi organski spoj

NOx (engl. *Nitrogen oxides*) Dušikovi oksidi

HC (engl. *Hydrocarbon*) Ugljikovodici

CO (engl. *Carbon monoxide*) Ugljični monoksid

PM (engl. *Particulate matters*) Fine čestice

ECA (engl. *Emission control area*) Područje kontrole emisije

DMT donja mrtva točka

GMT gornja mrtva točka

PAH (engl. Polycyclic aromatic hydrocarbon) Policiklički aromatski ugljikovodici

CASS (engl. *Combustion air saturation system*) Sustav zasićenja ispirnog zraka

HAM (engl. *Humid air motor*) Sustav motora vlažnog zraka

EGR (engl. *Exhaust gas recirculation*) Recirkulacija ispušnih plinova

SCR (engl. *Selective catalytic reduction*) Selektivna katalitička redukcija

NTP (engl. *Non-thermal plazma*) Hladni plazma sustav

MCR (engl. Maximum continuous rating) Maksimalna trajna snaga

MZCM (engl. *Multi-zone combustion model*) Višezonski model izgaranja

IMEP (engl. *Indicated mean effective pressure*) Indicirani srednji efektivni tlaka