

Modeliranje i računalno optimiranje modernog dizelskog motora

Marković, Luka

Master's thesis / Diplomski rad

2019

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Split, University of Split, Faculty of science / Sveučilište u Splitu, Prirodoslovno-matematički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:166:607742>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-05-11**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Science](#)



UNIVERSITY OF SPLIT



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJ

Sveučilište u Splitu
Prirodoslovno-matematički fakultet
Odjel za fiziku

Luka Marković

Modeliranje i računalno optimiranje modernog dizelskog motora

Diplomski rad

Split, 2019.

TEMELJNA DOKUMENTACIJSKA KARTICA

Sveučilište u Splitu

Prirodoslovno-matematički fakultet

Odjel za fiziku

Diplomski rad

Modeliranje i računalno optimiranje modernog dizelskog motora

Luka Marković

Ruđera Boškovića 33, 21000 Split

Dizelski motor je stroj kojeg većina ljudi svakodnevno koristi i bez kojeg je moderni život nezamisliv. Motor je vrlo kompleksan toplinski stroj s velikim brojem parametara koji utječu na njegov rad. Prvo smo opisali način rada i spomenute parametre koji najviše utječu na njega, zatim smo pomoću računalnog softvera optimirali neke od tih parametara. Cilj je bio dobiti što veću efikasnost ciklusa te smanjenu potrošnju goriva. Nakon optimizacije parametara za različita opterećenja motora, došli smo do poželjnih rezultata. Zaključili smo kako je relativno jednostavno, promjenom određenih parametara mijenjati performanse motora s obzirom na željene rezultate. Iako su dizelski motori već "stara" tehnologija, još uvijek ima mjesta za njihov napredak.

(55 stranica, 51 slika, 6 tablica, 18 literaturnih navoda, jezik izvornika: hrvatski)

Ključne riječi: motor s unutarnjim izgaranjem, dizel ciklus, simulacija, optimiranje

Voditelj: prof.dr.sc. Gojmir Radica

Ocjenjitelji: prof. dr. sc. Gojmir Radica

prof dr. sc. Paško Županović

mag. ing. Jakov Šimunović

Rad prihvaćen:

BASIC DOCUMENTATION CARD

Univeristy of Split

Faculty of Science

Department of Physics

Graduation thesis

Modelling and software optimisation of a modern diesel engine

Luka Marković

Ruđera Boškovića 33, 21000 Split

Diesel engine is a machine that most people use daily and without whom a modern life would be unimaginable. Internal combustion engine is a very complex heat engine, with an enormous number of parameters effecting its performance. We had described the main principles of diesel engine operation and the most important parameters, then we had used a computer software to optimise some of those parameters. The goal was to get highest indicated efficiency of the cycle and the lowest brake specific fuel consumption possible. After the optimisation of the parameters for different engine loads, we had achieved positive results. The conclusion is that it is relatively simple to change output performance of an engine with a change of certain parameters. Even though the diesel engine is an "old technology", there is a lot more to gain in terms of it's performance.

(55 pages, 51 figures, 6 tables, 18 references, original in: Croatian)

Keywords: internal combustion engine, diesel cycle, simulation, optimisation

Supervisor: dr.sc. Gojmir Radica, prof.

Reviewers: dr. sc. Gojmir Radica, prof.

dr. sc. Paško Županović, prof.

mag. ing. Jakov Šimunović

Thesis accepted:

IZJAVA

Ovaj rad, izrađen u Splitu , pod vodstvom mentora prof.dr.sc. Gojmira Radice , predan je na ocjenu Odjelu za Fiziku Prirodoslovno-matematičkog fakulteta Sveučilišta u Splitu radi stjecanja zvanja magistar fizike.

Sadržaj

1. Uvod.....	1
1.1 Diesel proces	1
1.2 Optimiranje parametara	3
2. Moderni dizelski motori - koncepti i emisije	4
2.1 Smanjenje i kontrola emisije ispušnih plinova	4
2.1.1 Tretiranje ispušnih plinova.....	5
2.1.1.1 Trostruki katalitički pretvornik (katalizator)	5
2.1.1.2 Filter krutih čestica – DPF.....	6
2.1.1.3 Denitrogenizacija.....	7
2.1.2 Prilagodbe na motoru	7
2.1.2.1 Napredno ubrizgavanje goriva	8
2.1.2.2 Recirkulacija ispušnih plinova - EGR	8
2.2 Novi koncepti dizelskog motora	9
2.2.1 HCCI – homogenous charge compression ignition - kompresijsko zapaljenje homogene smjese	9
2.2.2 SPCCI – spark controlled compression ignition – kompresijsko paljenje kontrolirano svjećicom	10
2.2.3 LTC – low temperature combustion – niskotemperaturno izgaranje ...	10
2.2.4 RCCI – reactivity controlled compression ignition – reaktivnošću kontrolirano kompresijsko zapaljenje.....	11
3. Opel 1.9 CDTi – Z19DTH	13
4. AVL Boost model	15
4.1 Modeliranje predmetnog motora.....	16
4.2 Rezultati simulacije	21
5. Najutjecajniji parametri na efikasnost motora	26
5.1 Turbopuhalo	26
5.2 Izgaranje gorive smjese	26

5.3	Kompresijski omjer	29
5.4	Omjer zraka i goriva	30
6.	Design of Experiments – optimiranje	31
6.1	1000 rpm	32
6.1.1	Optimiranje parametara za minimalnu specifičnu potrošnju goriva	33
6.1.2	Optimiranje parametara za maksimalnu indiciranu efikasnost	34
6.1.3	Zaključak o optimalnim parametrima za rad motora pri 1000 rpm.....	35
6.2	2000 rpm	36
6.2.1	Optimiranje parametara za minimalnu specifičnu potrošnju goriva	37
6.2.2	Optimiranje parametara za maksimalnu indiciranu efikasnost	38
6.2.3	Zaključak o optimalnim parametrima za rad motora pri 2000 rpm.....	39
6.3	3000 rpm	40
6.3.1	Optimiranje parametara za minimalnu specifičnu potrošnju goriva	41
6.3.2	Optimiranje parametara za maksimalnu indiciranu efikasnost	42
6.3.3	Zaključak o optimalnim parametrima za rad motora pri 3000 rpm.....	43
6.4	4000 rpm	44
6.4.1	Optimiranje parametara za minimalnu specifičnu potrošnju goriva	45
6.4.2	Optimiranje parametara za maksimalnu indiciranu efikasnost	46
6.4.3	Zaključak o optimalnim parametrima za rad motora pri 4000 rpm.....	47
6.5	5000 rpm	47
6.5.1	Optimiranje parametara za minimalnu specifičnu potrošnju goriva	48
6.5.2	Optimiranje parametara za maksimalnu indiciranu efikasnost	49
6.5.3	Zaključak o optimalnim parametrima za rad motora pri 5000 rpm.....	50
7.	Komentar i zaključak	51
8.	Reference	55

Popis kratica

ICE – internal combustion engine - motor s unutarnjim izgaranjem

ECU – engine control unit - jedinica za upravljanje motorom

DPF – diesel particulate filter - filter krutih čestica

PM – particulate matter - čestične tvari, čađa

EGR – exhaust gas recirculation - recirkulacija ispušnih plinova

HCCI – homogenous charge compression ignition - kompresijsko zapaljenje

homogene smjese

GMT – gornja mrtva točka

DMT – donja mrtva točka

CR – compression ratio - kompresijski omjer

CAD – crank angle degree - kut koljenastog vratila u stupnjevima

DoE – design of experiments

rpm – rotations per minute - broj okretaja koljenastog vratila u minuti

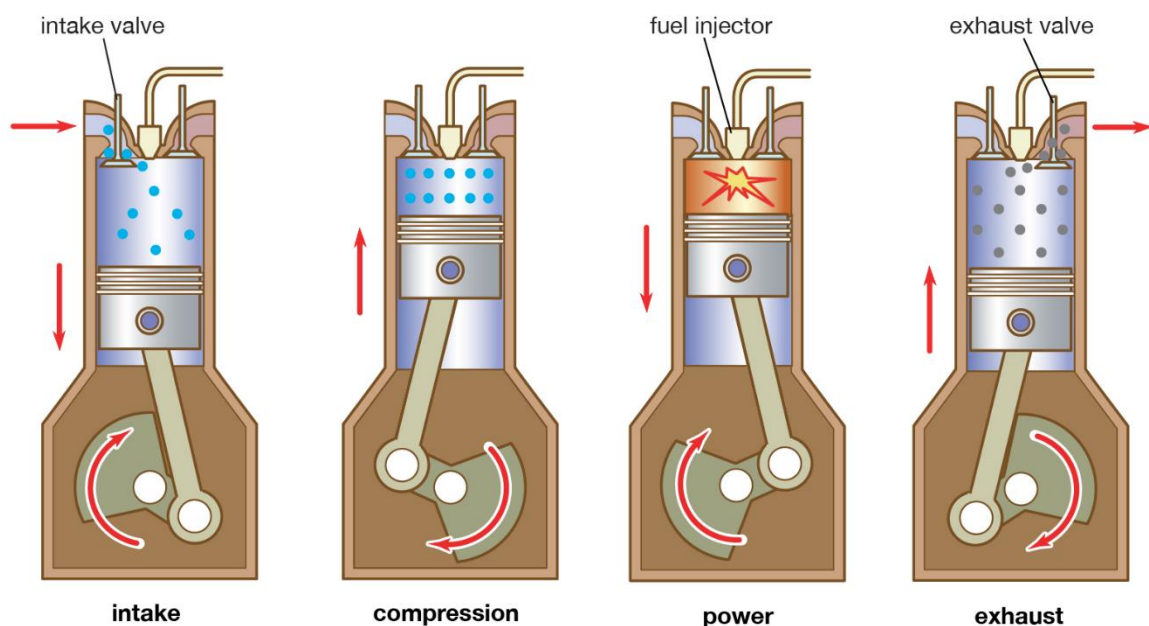
AFR – air fuel ratio - omjer zraka i goriva

1. Uvod

1.1.1.1 Diesel proces

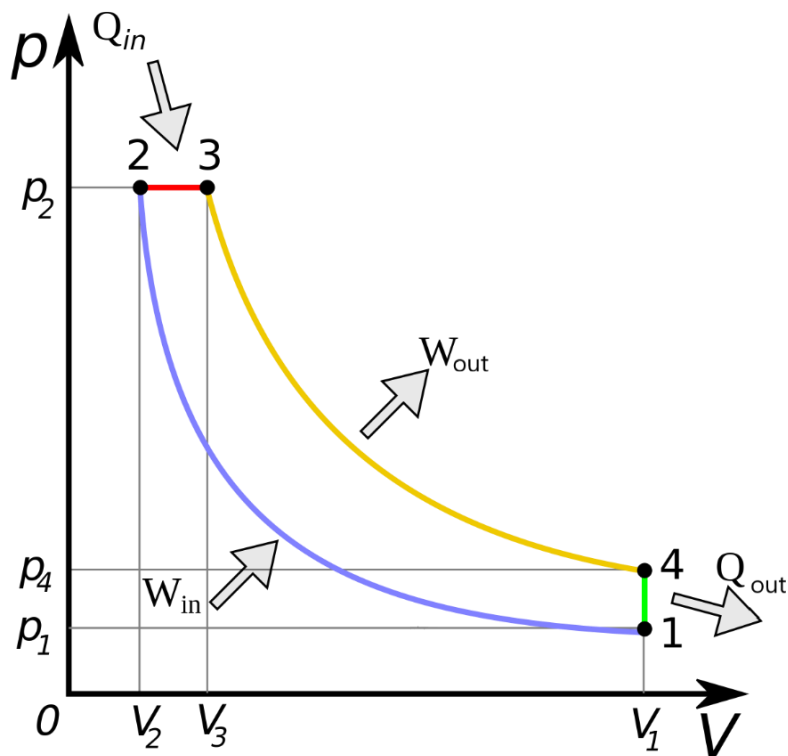
Jedan od najrasprostranjenijih koncepata rada toplinskog stroja, patentirao je Rudolf Diesel 1893.g. Njegova je ideja da se za razliku od Otto procesa, goriva smjesa zapaljuje bez vanjske pobude (iskra). To se postiže ubrizgavanjem goriva u komprimirani zrak, kojem zbog prethodno obavljene adijabatske kompresije, dovoljno poraste temperatura te se smjesa zraka i goriva samozapaljuje.

Motori sa unutarnjim izgaranjem koji rade na principu diesel ciklusa, u širokoj su uporabi još od njegova izuma. Koriste se u razne svrhe, od pokretanja putničkih vozila, radnih strojeva, prekooceanskih plovila do generatora električne energije. Velika prednost im je relativno niska potrošnja goriva (visoka termička efikasnost) radi homogenog i brzog izgaranja smjese, dok su s druge strane emisije ispušnih plinova znatno veće nego kod benzinskih motora istih ili sličnih performansi.



© Encyclopædia Britannica, Inc.

Slika 1. Taktovi konvencionalnog dizelskog motora [13]



Slika 2. Teoretski diesellov ciklus [12]

Diesel ciklus je jedan od teorijskih principa rada četverotaktnog toplinskog stroja, dok su Otto, Sabathe, Rankine i Atkinson još neki vrijedni spomena.

Diesel ciklus sastoji se od dvije adijabate, izohore i izoterme.

- **1 – 2: adijabatska kompresija** – volumen zraka unutar cilindra se smanjuje (količina zraka ostaje nepromijenjena), zbog čega dolazi do porasta tlaka i temperature
- **2 – 3: izobara** – dolazi do ubrizgavanja goriva u vrući zrak te se zapaljena smjesa počinje naglo širiti
- **3 – 4: adijabatska ekspanzija** – goruća smjesa povećava svoj volumen i vrši pritisak na površinu klipa te ga gura u položaj DMT i pritom daje koristan rad
- **4 – 1: izohora** – dolazi do izmjene radnog medija, tj. izgorena smjesa izlazi iz cilindra

Cijeli ovaj proces odvija se tijekom 720 CAD, tj. dva okreta koljenastog vratila. Svaki od navedenih koraka određuje efikasnost, snagu i koristan rad koji se dobije iz procesa. Povećanje temperatura i tlakova u cilindru pozitivno utječu na navedeno, međutim problem je tada dugotrajnost samog motora, cilindra, klipa te svih ostalih

dijelova i pomoćnih sustava. Također se javlja problem ispušnih plinova o čemu ćemo više govoriti u poglavlju 2.

Kao primjer ovakvog procesa koristit će se jedan moderan dizelski motor. Riječ je od Opel-ovom 1.9-litrenom CDTi motoru sa prednabijanjem, koji je rađen na bazi FIAT-ovog 1.9-litrenog JTDm agregata. Smatra se jednim od najkvalitetnijih dizelskih motora ikada te se koristio u priličnom broju različitih vozila FCA i General Motors grupacija.

Predmetni motor ćemo najprije modelirati i simulirati njegov rad u softveru za simulaciju motora sa unutarnjim izgaranjem. Modelom ćemo se pokušati što više približiti CDTi agregatu, jer su nam njegova geometrija i podaci o njegovim performansama dobro poznati.

Softver koji ćemo koristiti za simulaciju proizvod je austrijske kompanije AVL, koja dugi niz godina nudi inženjerska rješenja, softverski optimira i vjerno simulira tehnologije, kako u automobilske tako i drugim industrijama. Softver AVL Boost se smatra jednim od najboljih za simulaciju IC motora, ispušnih plinova te akustike motora i ispuha te je stoga izabran kao alat u ovome radu. Boost dolazi u paketu sa drugim softverima za detaljno modeliranje nekih elemenata modela, primjerima modela, softverom za CFD i FEM analizu.

1.2 Optimiranje parametara

Kako je nemoguće jednostavno podići tlakove u motoru i riješiti probleme niske efikasnosti, pribježe se drugim načinima povećanja efikasnosti ciklusa. Modernim dizelskim motorima se može manipulirati mijenjanjem različitih parametara, od kontrole ispušnih i usisnih ventila, tlaka i načina ubrizgavanja goriva, količine smjese u cilindru, kompresijskog omjera, itd. Za optimalan rad motora iz termodinamičkog gledišta, potrebna je kontrola navedenih i ostalih čimbenika pri različitim opterećenjima i zahtjevima korisnika.

U ovom radu ćemo se pozabaviti upravo time. Diskutirat ćemo o parametrima koji su od iznimne važnosti za efikasnost ciklusa, sa ciljem povećanja indicirane korisnosti te što manje specifične potrošnje goriva.

Za optimiranje ciklusa predmetnog motora, poslužit ćemo se statističkom metodom Design of Experiments. Design of Experiments je metoda postavljanja početnih uvjeta bilo kojeg zadatka sa ciljem da se opiše varijacija rezultata pod uvjetima koji su postavljeni u hipotezi. Drugim riječima početni uvjeti se variraju kako bi se, uz granične uvjete, dobio rezultat postavljen u početnoj pretpostavci.

Tvrtka AVL u širokom spektru svojih softvera također ima onaj koji uz pomoć DoE-a optimira proces prema željenom cilju, uz variranje više odabranih parametara. Program se zove Design Explorer. U istome se mogu pregledati rezultati, a rezultate koje odaberemo možemo automatski prenijeti u naš model.

2. Moderni dizelski motori - koncepti i emisije

2.1 Smanjenje i kontrola emisije ispušnih plinova

Krajem 20. stoljeća počelo se sve više govoriti o negativnom utjecaju ljudske djelatnosti na okoliš, druge ljude i ostala živa bića. Taj se utjecaj pokušava svesti na minimum, bez ugrožavanja ljudske svakodnevice i komfora. Pritisak industrije, tržišta, normi i politike na inženjerstvo postaje sve veći. Ista sudbina nije zaobišla ni autoindustriju, u kojoj zahtjevi za čistoćom ispušnih plinova, smanjivanjem potrošnje, povećanjem sigurnosti, itd. tjeraju na konstantne promjene i napredak.

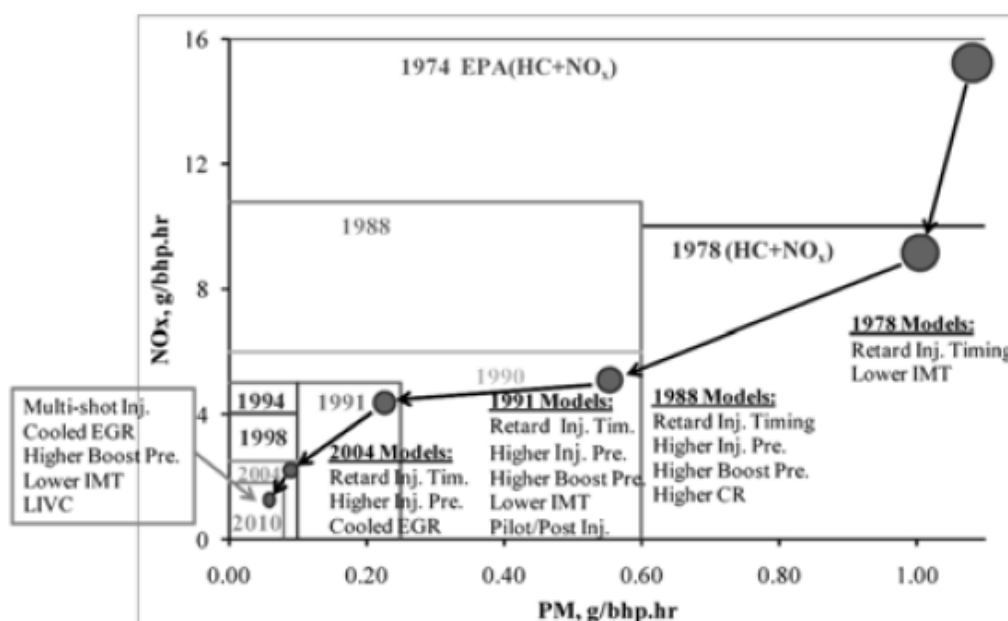
Tablica 1. Europske norme za ispušne plinove putničkih vozila sa diesel motorom u g/km [14]

Tier	Date (Type Approval)	Date (First Registration)	CO	THC	NMHC	NO _x	HC+NO _x	PM	PN [# /km]
Diesel									
Euro 1†	July 1992	January 1993	2.72 (3.16)	-	-	-	0.97 (1.13)	0.14 (0.18)	-
Euro 2	January 1996	January 1997	1.0	-	-	-	0.7	0.08	-
Euro 3	January 2000	January 2001	0.66	-	-	0.50	0.56	0.05	-
Euro 4	January 2005	January 2006	0.50	-	-	0.25	0.30	0.025	-
Euro 5a	September 2009	January 2011	0.50	-	-	0.180	0.230	0.005	-
Euro 5b	September 2011	January 2013	0.50	-	-	0.180	0.230	0.0045	6×10^{11}
Euro 6b	September 2014	September 2015	0.50	-	-	0.080	0.170	0.0045	6×10^{11}
Euro 6c	-	September 2018	0.50	-	-	0.080	0.170	0.0045	6×10^{11}
Euro 6d-Temp	September 2017	September 2019	0.50	-	-	0.080	0.170	0.0045	6×10^{11}
Euro 6d	January 2020	January 2021	0.50	-	-	0.080	0.170	0.0045	6×10^{11}

Europska unija postavlja norme koje moraju zadovoljiti sva nova vozila koja se prodaju unutar Europske unije ili Europskog gospodarskog prostora (EEA). Navedene norme ograničavaju količinu dušikovih oksida (NO_x), ugljikovodika (HC), ne-metanskih ugljikovodika (NMHC), ugljikovog monoksida (CO) te čestičnih tvari (PM) u ispušnim plinovima. Norme obuhvaćaju sve vrste komercijalnih vozila: automobile, kamione, vlakove, avione, radne strojeve, putničke autobuse, itd.

2.1.1 Tretiranje ispušnih plinova

Sve stroži standardi iziskuju temeljite promjene na današnjim IC motorima, a tretiranje ispušnih plinova igra važnu ulogu. Jedan od efikasnijih načina tretiranja ispušnih plinova je korištenje tzv. katalitičkog pretvornika, koji osigurava uvjete u kojima se brže odvijaju kemijske reakcije koje reduciraju ili oksidiraju ispušne plinove. Također se koriste razni filteri i ostali pročišćivači koji fizički sprječavaju prolazak većih čestica u atmosferu.



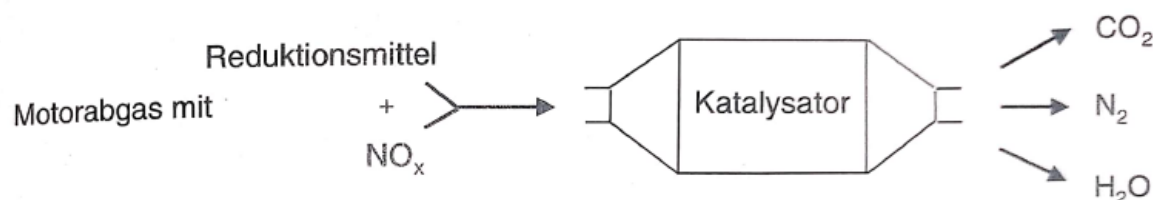
Slika 3. Napredak unutar cilindra radi smanjenja NO_x i PM emisija [3]

2.1.1.1 Trostruki katalitički pretvornik (katalizator)

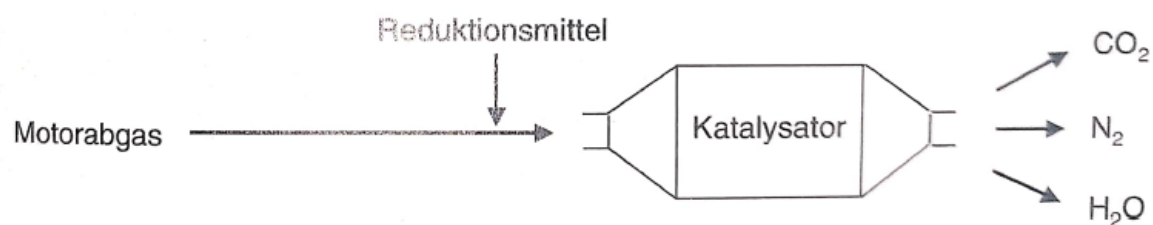
Koristi se kako bi u isto vrijeme izvršila kemijska reakcija redukcije NO_x te oksidacija CO i HC. Istovremenost ovih kemijskih reakcija moguća je samo ukoliko je smjesa u cilindru stehiometrijska (potpuno izgaranje goriva). Katalizator se sastoji od guste

jezgre koja sadrži plemenite metale. Platina (Pt) i rodij (Rh) služe kao katalizatori redukcije, dok su platina i paladij (Pd) katalizatori oksidacije [1]. Ovakvi katalizatori imaju prilično visok stupanj pretvorbe (~80%), a idealna temperatura ispušnih plinova za ovaj katalizator je od 400°C do 800°C.

Passive SCR



Aktive SCR



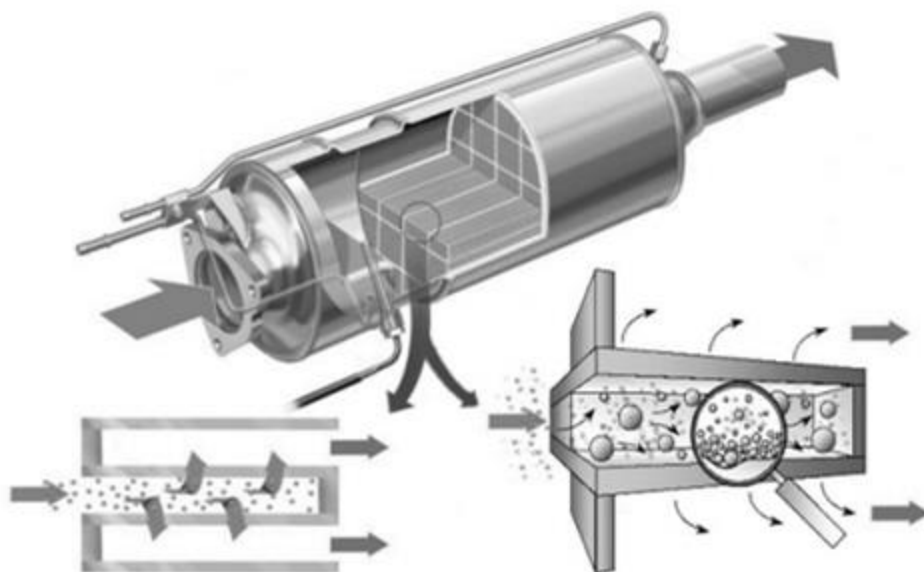
Slika 4. Shematski prikaz pasivnog i aktivnog selektivnog katalitičkog pretvornika [9]

2.1.1.2 Filter krutih čestica – DPF

Filteri čestica sastoje se od keramičke strukture i metalne ispune, koji u kombinaciji blokiraju vrlo sitne čestice (~0.1µm). Nakon određenog vremena, na filteru se skupi poveća količina otpadne tvari te postaje restrikcija za ispušni sustav (smanjuje se protok ispušnih plinova, povećava se tlak u ispušnom sustavu (tvz. backpressure). Smanjuje se efikasnost samoga motora, a potrošnja se povećava [2]. Čađa koja se nakuplja i stvara navedeni problem, sagorijeva na temperaturama iznad 600°C, što se postiže samo pri većim opterećenjima motora, što nije uobičajeni radni režim. Radi toga je potrebno održavanje ovakvih filtera, međutim postoje novije ideje koje koriste tehnologije katalizatora, električno predgrijavanje, itd. kako bi se učestalost začepljenja smanjila.

Novija vozila, često imaju upozorenje na instrument ploči, koje vozaču sugerira da neko vrijeme vozi na višim okretajima nego obično, kako bi se temperatura ispuha

povećala te čađ izgorila. Ovaj proces se ponavlja svakih 10 do 20 tisuća kilometara vožnje i traje 15-ak kilometara.



Slika 5. Shematski prikaz filtera krutih čestica [15]

2.1.1.3 Denitrogenizacija

Najnovije tehnologije katalizatora omogućuju kemijske reakcije između više otpadnih plinova kako bi se što efikasnije rješavali neželjenih produkata. Dušikovi oksidi zajedno sa ugljikovodicima oksidiraju kako bi dali čisti dušik, ugljikov dioksid i vodu.

Najčešći oblik denitrogenizacije kod dizelskih motora je pohrana dušikovih oksida u obliku kemijskog spoja. NO_x prvo pomoću platine ubrzano oksidira, zatim u idućem koraku reagira sa barijevim karbonatom (BaCO_3) te se apsorbira u obliku barijevog (II) nitrata, $\text{Ba}(\text{NO}_3)_2$.

2.1.2 Prilagodbe na motoru

Poboljšanja tijekom izgaranja gorive smjese u cilindru daju bolje rezultate u smanjenju kontrole ispušnih plinova. Moderni motori se već nekoliko desetljeća kontroliraju preciznim tempiranjem i mjerenjem količine goriva u cilindru, kvalitetom usisnog zraka, tempiranjem izgaranja, otvaranjem i zatvaranjem ventila, kvalitetom goriva, itd. Današnja tehnologija sve se teže nosi sa europskim i svjetskim standardima, a posebno kada govorimo o NO_x i PM emisijama dizelskih motora.

Jedna od najvažnijih i najlakših načina za kontrolu IC motora, pa samim time i ispušnih plinova i performansi, je manipulacija njegovim računalom (ECU). ECU kontrolira većinu navedenih parametara te se preko njega motor optimira bez fizičkih promjena na motoru.

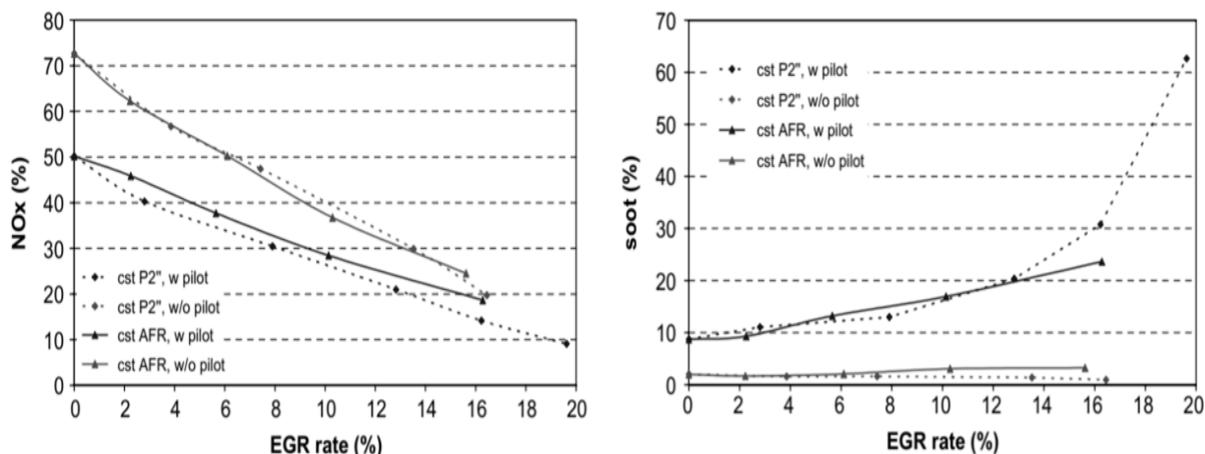
2.1.2.1 Napredno ubrizgavanje goriva

Vrijeme trajanja i početak ubrizgavanja znatno utječu na temperature unutar cilindra. Koriste se različite strategije ubrizgavanja, pa se tako pri manjim opterećenjima motora gorivo obično ubrizgava odjednom, dok se pri većima ubrizgavanje vrši u 3 ili više faza [4].

Dok nam je smanjenje temperature unutar cilindra korisno radi NO_x emisija, istovremeno se količina PM u ispuhu povećava. Razlog tome je što smjesa kraći vremenski period u rasponu temperatura u kojima čađa izgara (iznad 600°C). Razna istraživanja pokazuju kako se pri uranjenom ubrizgavanju (retardacija vremena ubrizgavanja) smanjuje količina čađe, HC i CO, dok se količina NO_x povećava. Kako bi se postigla ravnoteža u emisiji NO_x i PM, kao najznačajnijih zagađivača, potrebna je strategija izgaranja u kojoj je brzina oslobađanja topline relativno konstantna. To omogućuje relativno niske temperature, jer se ista količina topline oslobađa u dužem vremenskom periodu, a sa druge strane nema naglih skokova u temperaturi, što je glavni uzrok NO_x emisija [16].

2.1.2.2 Recirkulacija ispušnih plinova - EGR

Vraćanje dijela ispušnih plinova u usisnu granu motora smanjuje količinu kisika koja ulazi u cilindar, čime se smanjuje temperatura izgaranja, što znači smanjenje NO_x emisija. Postoje različite vrste EGR sustava: visokotlačni, niskotlačni, hlađeni, itd. Problem je točno odrediti radne uvjete i količinu EGR (izražava se u postocima) kako bi se dobila maksimalna efikasnost i minimalne štetne emisije. EGR ima pozitivne posljedice na količinu NO_x , dok je utjecaj na količinu čađe i potrošnju goriva negativan, no u značajno manjoj mjeri. Drugi problem dolazi od manjka kisika na usisu, što smanjuje oksidaciju CO i HC komponenti ispušnih plinova. Ovakav sustav u kombinaciji sa pravom strategijom ubrizgavanja i povećanjem tlaka turbopunjača, može osigurati smanjenje svih oblika emisija.



Slika 6. Količina NO_x-a i čađe u ispuhu u ovisnosti o otvorenosti EGR ventila [16]

2.2 Novi koncepti dizelskog motora

Najnovije tehnologije dizelskih i IC motora općenito, se uglavnom "igraju" sa efektivnim CR. Kako je geometriju cilindra i prostora izgaranje praktički nemoguće mijenjati proizvoljno u realnom vremenu, pričamo o efektivnom CR. CR se mijenja preciznim otvaranjem i zatvaranjem ventila. Primjerice, ako je usisni ventil otvoren dok klip u cilindru ide prema GMT, dio gorive smjese izađe iz cilindra, čime se smanji tlak u cilindru, tj. efektivno se smanjuje CR.

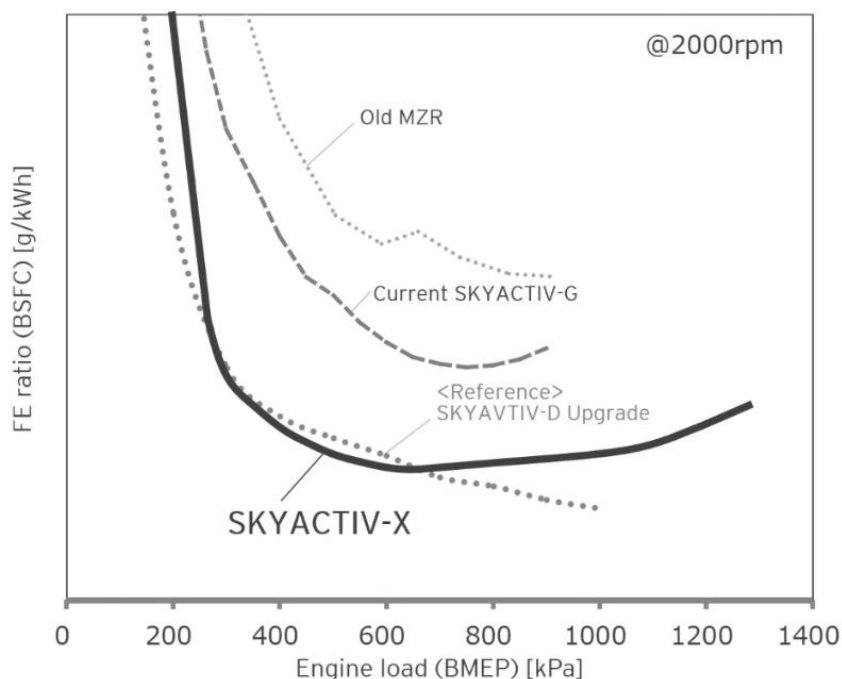
2.2.1 HCCI – homogenous charge compression ignition - kompresijsko zapaljenje homogene smjese

Dizel kao gorivo se relativno lako samozapaljuje, na čemu i počiva dizel ciklus kod IC motora. Do samozapaljenja u GMT kod dizela dolazi pri CR 11:1, a kod benzina pri CR 22:1 [5].

HCCI je koncept u kojem se benzin koristi u IC motoru sa dizel ciklusom. Povećanjem CR (kompresijskog omjera) u odnosu na standardni dizel ciklus, dolazi do samozapaljenja benzina. U cilindru se javljaju znatno veće temperature, zbog čega se emisija NO_x poveća. Visoke temperature i nagli porast tlaka mogu dovesti do tzv. knockinga (detonatno izgaranje), koji uvelike smanjuje životni vijek motora te se povećava rizik od pucanja glave cilindra ili klipa. Radi širokog spektra okolnosti u kojima IC motor radi, HCCI režim nije uvijek prikladan. Kod velikih opterećenja, velikog broja okretaja, hladnog paljenja i slično, teško dolazi do samozapaljenja benzina.

2.2.2 SPCCI – spark controlled compression ignition – kompresijsko paljenje kontrolirano svjećicom

Kako bi se riješio problem samozapaljenja u HCCI načinu rada dizelskog motora, u glavu cilindra se ugradi standardna svjećica, koja nekoliko CAD prije GMT zapali smjesu. Prilikom izgaranja u cilindru se povećaju tlak i temperatura te lakše dolazi do zapaljenja gorive smjese. SPCCI režim možemo smatrati hibridom diesel i Otto ciklusa IC motora. Ovaj režim daje najbolje karakteristike oba ciklusa: smanjenu potrošnju goriva dizel ciklusa, te čišće ispušne plinove i mirniji rad motora Otto ciklusa.



Slika 7. Usporedba specifične potrošnje goriva za Mazdine inačice motora pri različitim opterećenjima motora [17]

Prvi komercijalni automobil u kojem je implementirana ova tehnologija je Mazda3 iz 2019.g., koja koristi tzv. Skyactiv-X motor.

2.2.3 LTC – low temperature combustion – niskotemperaturno izgaranje

Ovaj termin obuhvaća razne tehnike kojima je cilj sniziti temperature izgaranja u cilindru. Kao što je prethodno spomenuto, preciznom kontrolom ubrizgavanja i upravljanjem hoda ventila, relativno lako se kontrola temperatura u cilindru. U

kombinaciji sa HCCI i SPCCI režimima rada dobijemo najmodernije dizelske motore, za koje se smatra da će zadovoljiti i nadolazeće EURO VI norme za ispušne plinove.

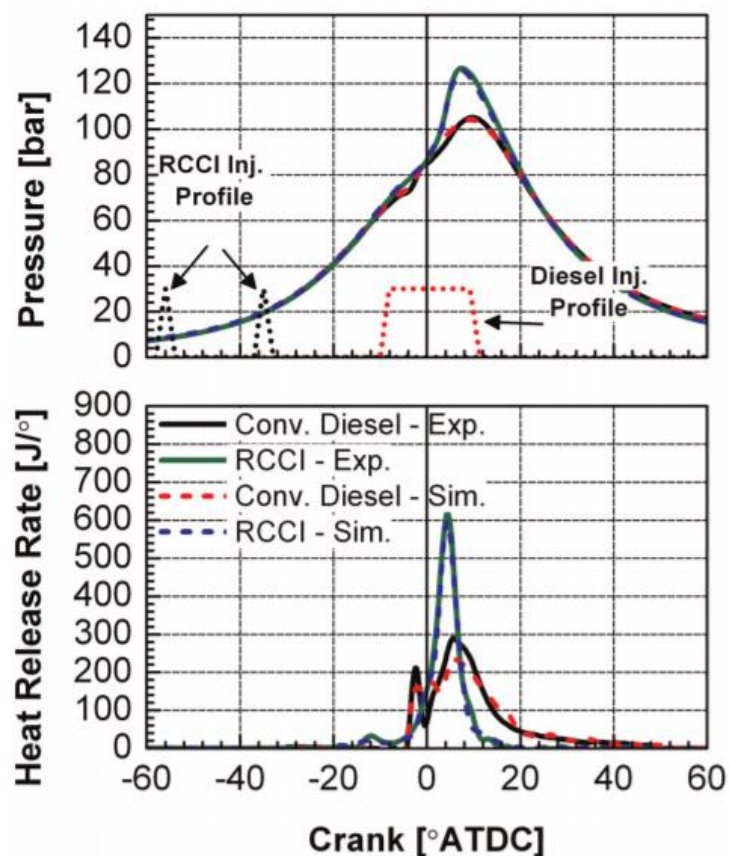
2.2.4 RCCI – reactivity controlled compression ignition – reaktivnošću kontrolirano kompresijsko zapaljenje

Konvencionalna goriva koje koriste moderni IC motori (dizel i benzin) imaju različitu reaktivnost, tj. samozapaljivost im nije jednaka. Došlo se na ideju da se dizelsko gorivo (veća reaktivnost) koristi kao upaljač gorive smjese. Ovakvi motori rade na standardnom Otto ciklusu koristeći benzin, vodik, prirodni plin ili sl., međutim kada se cilindar kreće prema GMT, ubrizga se određena količina dizelskog goriva kako bi se pomiješao sa gorivom smjesom benzina i zraka. Tijekom prvog ubrizgavanja temperatura nije dovoljno visoka da se smjesa samozapali. Na taj način se poveća reaktivnost smjese. Kada se cilindar nalazi blizu GMT, ponovi se ubrizga dizelsko gorivo. U tom trenutku je temperatura smjese dovoljno velika da se ubrizgano dizelsko gorivo zapali tijekom ubrizgavanja te praktički djeluje kao upaljač za ostatak smjese.

Tablica 2. Rezultati testiranja Caterpillarovog jednocilindričnog motora u standardnom i RCCI režimu [6]

	RCCI		Conventional diesel	
	Experiment	Simulation	Experiment	Simulation
IS _{NOx} (g/kW-h)	0.011	0.006	10	9.2
IS _{soot} (g/kW-h)	0.012	0.019	0.076	0.133
RI (MW/m ²)	3.3	3.8	0.9	1
Maximum PRR (bar/deg)	9.7	10.3	4.9	5.2
Gross indicated efficiency (%)	56.1	54.3	48.2	47.6
Combustion losses (%)	2.0	1.3	0.1	0.3
HT (%)	11.4	10.9	NA	19.1
Exhaust energy (%)	30.5	33.4	NA	33.0

Kokjohn i sur. (2011.) su vršili testiranja na Caterpillar-ovom jednocilindričnom 2.44-litrenom motoru. Utvrđeno je kako se termalna efikasnost motora, u odnosu na standardni benzinski, značajno poveća u RCCI režimu. Emisije NO_x i PM su također znatno niže. Motor je tijekom testiranja u oba režima bio u potpuno istim radnim uvjetima.



Slika 8. Ovisnost tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline o kutu koljenastog vratila [6]

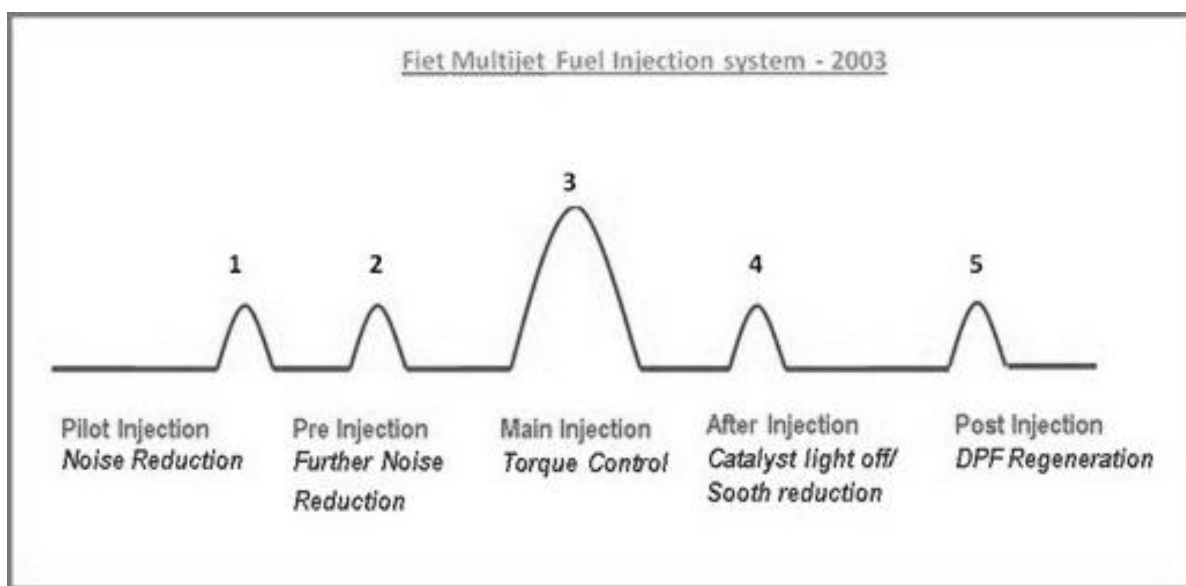
Zaključili su kako je smanjenje emisija posljedica niže prosječne i najviše temperature izgaranja, koju osigurava prvo ubrizgavanje dizelskog goriva u cilindar, jer uzrokuje bolje miješanje gorive smjese. Smatraju kako ovako pravilno izgaranje daje mogućnost precizne kontrole izgaranja, ubrizgavanja goriva, hoda ventila itd., i samim time smanjuje negativni rad kompresije i povećava rad ekspanzije (veća indicirana efikasnost). Efikasnost se u najpogodnijem slučaju povećala za 16.4%, NO_x emisije su se smanjile za tri reda veličine, a čađe za šest puta u odnosu na standardni dizel režim rada.

Slični rezultati su postignuti na 1.9-litrenom četverocilindričnom motoru kako bi potvrdili da je ovakvu tehnologiju moguće implementirati i u putnička vozila.

3. Opel 1.9 CDTi – Z19DTH

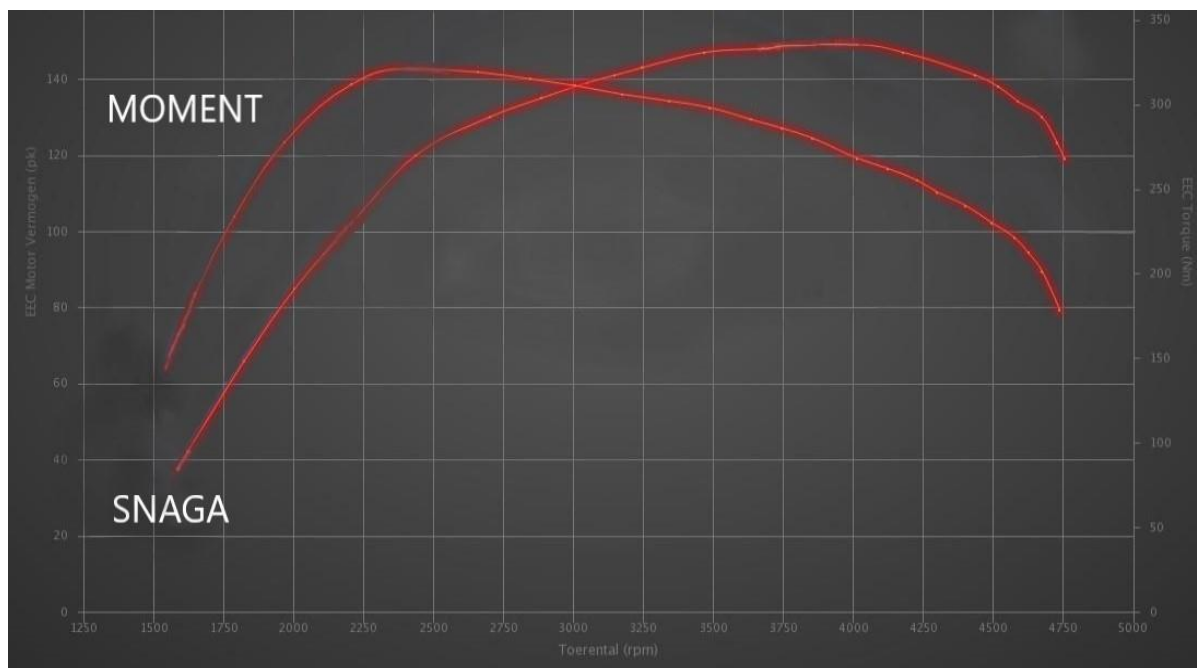
Kao predmetni motor ovoga rada korišten je Opel-ov četverocilindrični, 1.9-litreni dizelski motor, pod oznakom Z19DTH. Motor je baziran na Fiat-ovom 1.9-litrenom JTDM, koji se ugrađivao u razna Fiat, Alfa Romeo, Saab i druga vozila General Motors grupacije. Smatra se jednim od najkvalitetnijih i najpouzdanijih modernih dizelskih motora te je prvi komercijalni motor sa ugrađenim commonrail sustavom ubrizgavanja goriva. Motor također koristi turbopuhalo marke Garret oznake GT1749V, sa jednostrukim kompresorom i turbinom. Također je implementiran EGR sustav sa hlađenim povratom zraka, što ga također čini predvodnikom u uvođenju novih dizelskih tehnologija u masovnu proizvodnju.

Oznaka JTDM ili u našem slučaju CDTi označava Multijet tehnologiju prve generacije. To je FIAT-ova inačica common rail tehnologije koja ubrizgava gorivo pod tlakom do čak 2000 bar. Gorivo se ubrizgava više puta po jednom radnom ciklusu motora, a broj ubrizgavanja, trajanje svakoga i udio ubrizganog goriva ovisi o opterećenju motora.



Slika 9. Prva generacija MultiJet tehnologije ubrizgavanja goriva [10]

Na slici 10 prikazani su podaci sa dinamometra za Z19DTH, čemu ćemo se pokušati približiti modelom u AVL Boostu. To će biti osnova za optimiranje ciklusa u Design Exploreru, korištenjem parametara koje ćemo kasnije navesti.



Slika 10. Mjerenja sa dinamometra Z19DTH motor [11]

Tablica 3. Osnovne karakteristike Z19DTH agregata

Broj cilindara; raspored cilindara	četverocilindrični; redni
Promjer cilindra [mm]	82
Hod cilindra [mm]	90.4
Ukupni volumen [cm ³]	1910
Broj ventila po cilindru	4
Turbopuhalo; promjer	Garret GT1749V; 49mm
Sustav ubrizgavanja	Bosch Commonrail 2nd generation
Maksimalna snaga	112kw @ 4200 rpm
Maksimalni okretni moment	320 Nm @ 2300 rpm
Bregasta osovina	Dvostruka - DOHC
Redoslijed paljenja	1-4-2-3
Jedinica kontrole motora (ECU)	Bosch EDC16C9-3.22

4. AVL Boost model

Softver koji je korišten u ovom radu proizvod je austrijske kompanije AVL, koja se dugi niz godina bavi razvojem, testiranjem i simulacijom pogonskih sustava u raznim inženjerskim granama. AVL Boost programski paket se može koristiti za simulaciju širokog spektra motora sa unutarnjim izgaranjem, od brodskih, cestovnih, 2-taktnih, 4-taktnih i drugih motora. Također ima opciju simulacije pneumatskih sustava.

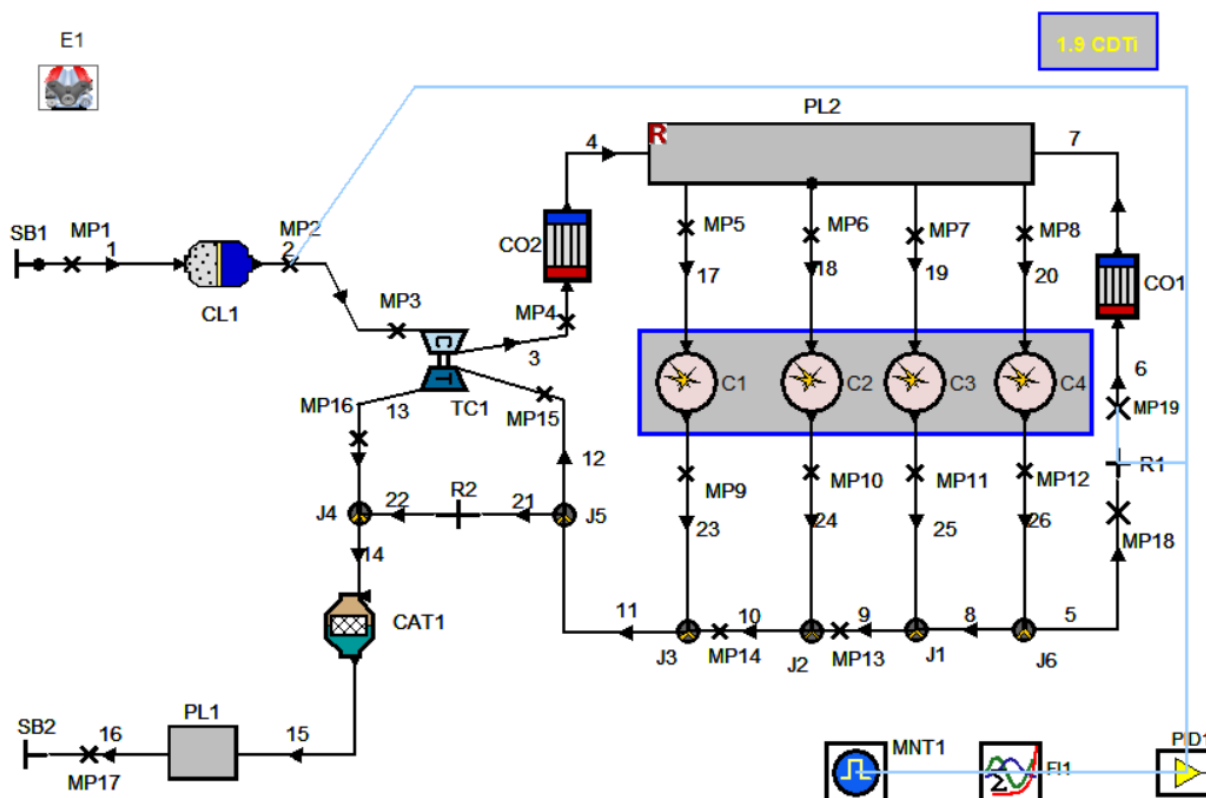
Boost nudi korisničko sučelje koje nas navodi kroz modeliranje željenog motora te otvara prozore u kojima se trebaju popuniti potrebni parametri za simulaciju. Sučelje je jednostavno i intuitivno te nudi direktne poveznice za modeliranje kompleksnijih elemenata, kao što je turbopuhalo, u drugim softverima AVL-ovog programskog paketa. Također je moguće koristiti PID kontrolere za međusobnu kontrolu elemenata. Postoji i mogućnost postavljanja monitora u točke u modelu u kojima želimo pratiti vrijednosti tijekom izvođenja simulacije.

Boost simulira ciklus sa postavljenim parametrima onoliko puta koliko zadam te na kraju daje prosječne i maksimalne vrijednosti u elementima i mjernim točkama na modelu. Isto tako kao rezultat dobiju se i ukupne performanse motora pri zadanim uvjetima. Pod performansama smatraju se indicirana i efektivna snaga i moment, specifična potrošnja goriva, ukupna efikasnost, srednji indicirani tlak i mnogi drugi parametri.

Protok zraka kroz cijevi simulira se u jednoj dimenziji te su rezultati simulacije u njima prosječne vrijednosti po presjeku cijevi. Međutim, gdje je potrebno, npr. izgaranje smjese, može se simulirati u tri dimenzije. Nakon završetka simulacije, podaci se mogu pregledati koristeći ugrađene alate za pregled rezultata, a postoji opcije izvoza podataka u drugi programske alate kao što je Impress Chart.

U nastavku ćemo opisati sve elemente i parametre koje su oni zahtijevali te usputno objasniti što koji parametar predstavlja. Na kraju ćemo rezultate dobivene simulacijom usporediti sa otprije poznatim performansama predmetnog motora.

4.1 Modeliranje predmetnog motora



Slika 11. AVL Boost model Z19DTH motora

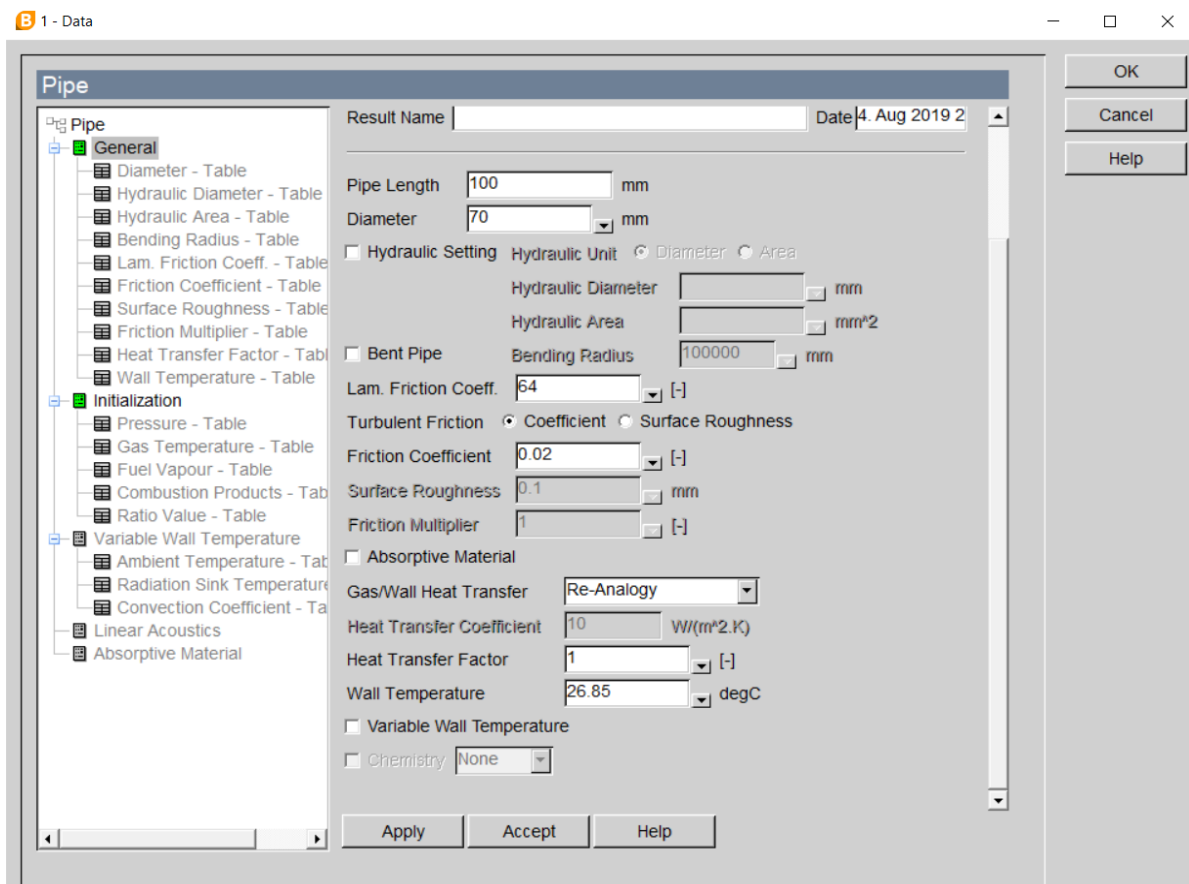
Radi jednostavnijeg unošenja podataka, Boost ima funkciju unošenja setova, tj. grupu podataka koja se često ponavlja te skraćuje vrijeme unošenja i poboljšava snalaženje u modelu. Također je puno jednostavnije kasnije mijenjati te podatke, a promijene se odmah ažuriraju na elementima u modelu. Korišteni setovi su prikazani u Tablici 4. Tijekom opisivanja elemenata pozivat ćemo se na korištene setove.

Tablica 4. Setovi parametara

	Press.	Temp.	Fuel Vapour	Comb. Products	A/F-Ratio
	bar	degC	[-]	[-]	[-]
1	1	26.85	0	0	=AF_ratio
2	2.4	176.85	0	0	=AF_ratio
3	2.2	106.85	0	0	=AF_ratio
4	2.3	526.85	0	1	=AF_ratio
5	1.5	326.85	0	1	=AF_ratio
6	1.1	176.85	0	1	=AF_ratio

Elementi modela sa pripadajućim parametrima:

- 
Engine: početni element svakog Boost modela. Definira o kojoj se vrsti modela radi, a unose se parametri poput redoslijeda paljenja, temperature i viskoznosti motornog ulja, visine otvaranja ventila te izvedbe bregaste osovine.
- 
System boundary: opisuje stanje okoline (SB1), a ujedno i stanje zraka na ulazu u motor, a isti uvijeti vrijede na izlazu iz ispušnog sustava (pod nazivom SB2) . Stanje okoline dano je vrijednostima iz Set-a 1.
- 
Measuring point: na kraju simulacije možemo pročitati srednje vrijednosti masenog protoka, temperature, tlaka i sl. u točki na cijevi u koju smo postavili mjerne točke.



Slika 12. Parametri koje je potrebno unijeti za cijevi

-  **Pipe:** elementi označeni brojevima od 1 do 26 predstavljaju cijevi koje povezuju elemente te prenose potrebni fluid. Strelica pokazuje smjer brzine fluida u cijevi. Parametri koji se unose za svaku od cijevi au prikazani na slici 12. Stanje fluida u cijevima ovisi o mjestu gdje se cijev nalazi u sustavu, što također utječe na parametre kao što su koeficijent trenja i dr. Većina cijevi se smatra ravnima i konstantnoga presjeka, dok smo za neke cijevi, za koje se smatra da je važno, unosili presjeke te radijus zakrivljenosti. U izborniku Initialization se unosi stanje fluida, u slučaju cijevi 1, stanje je Set 1.

-  **Air Cleaner:** predstavlja filter zraka koji sprječava ulazak većih čestica i nečistoća iz okoliša u sustav. U element se unosi volumen filtera, koeficijenti trenja, ciljani protok zraka te maksimalni pad tlaka u filteru.

-  **Turbocharger:** turbopuhalo je simulirano koristeći pojednostavljeni model simulacije jer je premalo podataka dostupno o korištenom turbopuhalu. Korišteni su parametri sličnih turbopuhala za koje postoji nekakav literatura. Na slikama 13 i 14 prikazani su podaci unešeni u izbornik za turbopuhalo. Izabran je Wastegate calculation način izračuna. Ovaj model radi izračun tlaka na temelju referentnog omjera tlakova u kompresoru i ukupne efikasnosti turbopuhala te veličinu turbine.

-  **Air Cooler:** prikazuje element koji izmjenjuje toplinu između dva fluida. Izmjenjivač topline voda-zrak, koji hladi komprimirani zrak iz turbopuhala, nalazi se pod oznakom CO2. Kao parametri se unose njegov volumen, dimenzije jezgre za hlađenje, ciljani pad tlaka i temperatura zraka na izlazu te referentno stanje zraka na ulazu i protok.
U izmjenjivaču topline koji je u modelu označen kao CO1, hlade se ispušni plinovi koji se ponovo vraćaju u usisnu granu. To simulira EGR sustav o kojem smo govorili u odjeljku 2.1.2.2.

Turbocharger

- Turbocharger
 - General
 - Simplified Model
 - Compressor**
 - Compressor Efficiency - Tab
 - Turbine
 - Equiv. Turbine Discharge
 - Corrected Mass Flow - Tab
 - Corrected Volume Flow - Tab
 - Turbine Efficiency - Tab
 - Mechanical Efficiency - Tab
 - Full Model
 - Mechanical Efficiency - Tab
 - Compressor Map
 - Turbine Map
 - Wall Heat Transfer
 - Pipe Attachments

Compressor

☒ Corrected Volume Flow m^3/s
☐ Corrected Mass Flow kg/s

Corrected Flow <==> Corrected Flow with Reference
 Reduced Flow <==> Corrected Flow with No Reference

Pressure Ratio [-]

Compressor Efficiency [-]

Reference Conditions

Pressure bar

Temperature degC

Apply Accept Help

Slika 13. Izbornik za kompresorski dio turbopuhala sa unesenim parametrima

Turbocharger

- Turbocharger
 - General
 - Simplified Model
 - Compressor
 - Compressor Efficiency - Tab
 - Turbine**
 - Equiv. Turbine Discharge
 - Corrected Mass Flow - Tab
 - Corrected Volume Flow - Tab
 - Turbine Efficiency - Tab
 - Mechanical Efficiency - Tab
 - Full Model
 - Mechanical Efficiency - Tab
 - Compressor Map
 - Turbine Map
 - Wall Heat Transfer
 - Pipe Attachments

Flow Type

☐ Reference ☒ No Reference $\text{kg} \cdot \text{sqrt}(\text{K})/(\text{s} \cdot \text{Pa})$

Equiv. Turbine Discharge Coeff. [-]

☐ Turbine Reference Area mm^2
☒ Pipe Area Scaling Factor [-]

Corrected Mass Flow kg/s

Corrected Volume Flow m^3/s

Corrected Flow <==> Corrected Flow with Reference
 Reduced Flow <==> Corrected Flow with No Reference

Reference Conditions

Pressure Ratio [-]

Pressure bar

Temperature degC

Turbine Size Multiplier [-]

☒ Turbocharger Overall Efficiency [-]
☐ Turbine Efficiency [-]

Mechanical Efficiency [-]

Inlet Interference Flow Coefficient [-]

Turbine to Total Mass Flow [-]

Apply Accept Help

Slika 14. Izbornik za turbinu sa svim unesenim parametrima

- 
Plenum: element koji predstavlja dodatni volumen različitog presjeka od cijevi. Obično služi kao volumen nakon kojeg se cijevi u sustavu granaju ili kao rezonantni element u ispušnom sustavu. Sa PL2 označen je volumen u kojem se usisna grana dijeli na cilindre. Definirali smo njegov volumen, stanje zraka (Set 3) te efikasnost protoka zraka.
- 
Cylinder: glavni element čitavog modela. Važno ga je pravilno definirati i odrediti što točnije parametre za unos. U izborniku se unosi geometrija cilindra, kompresijski omjer te stanje smjese u trenutku otvaranja ispušnog ventila. Također je potrebno odabrati način aproksimacije izgaranja te je odabran Double Vibe model, jer najvjernije replicira izgaranje u modernom dizelskom motoru sa unutarnjim izgaranjem koji ima direktno ubrizgavanje goriva.
- 
Junction: mjesto na kojem se spajaju tri cijevi. Potrebno je unijeti kuteve pod kojima se one susreću i korisnost prolaska fluida kroz spoj.
- 
Restriction: predstavlja prepreku za gibanje fluida kroz cijev. Obično se njome modeliraju nekakvi ventili ili pokretni zaklopnici (klapne). Kao parametri se unose efikasnost tj. postotak fluida koji prođe kroz restrikciju.
- 
Catalyst: katalizator ispušnih plinova o kojem smo pisali u odjeljku 2.1.1.1. U izborniku je potrebno unijeti geometriju katalizatora te koeficijente za proračun pada tlaka u elementu. Bitan je kod anazile ispušnih plinova, koja nije dio ovog rada.
- 
PID Controller: Koristi se kao automatski kontrolni element koji uzima određenu mjerenu vrijednost te mijenja iznos neke druge na temelju pravila koje korisnik unese. U našem modelu služi kao kontrolor EGR ventila, tj. kontrolira protok kroz R2 na temelju protoka kroz MP2. Raspon vrijednosti protoka je od 0 do 0.4, tj. maksimalna otvorenost EGR ventila je 40 %.

4.2 Rezultati simulacije

Nakon slaganja svih elemenata i unošenja potrebnih parametara, u padajućem izborniku izaberemo Simulation – Control. Otvara se prozor u kojem biramo trajanje jednog ciklusa te broj ciklusa koje će simulacija izračunati. Trajanje ciklusa je 720 CAD tj. dva okreta koljenastog vratila ili četiri takta. Nakon nekoliko testiranja odredili smo da se rezultati simulacije stabiliziraju nakon 50-ak ciklusa, pa je broj ciklusa radi bolje točnosti postavljen na 80.

Zatim odaberemo tzv. caseove ili slučajeve koje će simulacija izvršiti. U prozoru odredimo parametre koji će se mijenjati za svaki od slučajeva. Radi što gušće mreže podataka odabran je 21 slučaj u kojima se mijenja broj okretaja motora od 1000 do 5000 okretaja u minuti, u koracima od 200 rpm. Iz dobivenih podataka dobijemo krivulju snage našeg modela kako bi je mogli usporediti sa stvarnom krivuljom predmetnog motora na slici 10. Ostali parametri postavljeni u prozorima prilikom definiranja elemenata ostaju nepromijenjeni, tj. simulacija ih sama podešava u ovisnosti o broju okretaja, protoku, itd.

Parametri za početni model su dani u idućoj tablici.

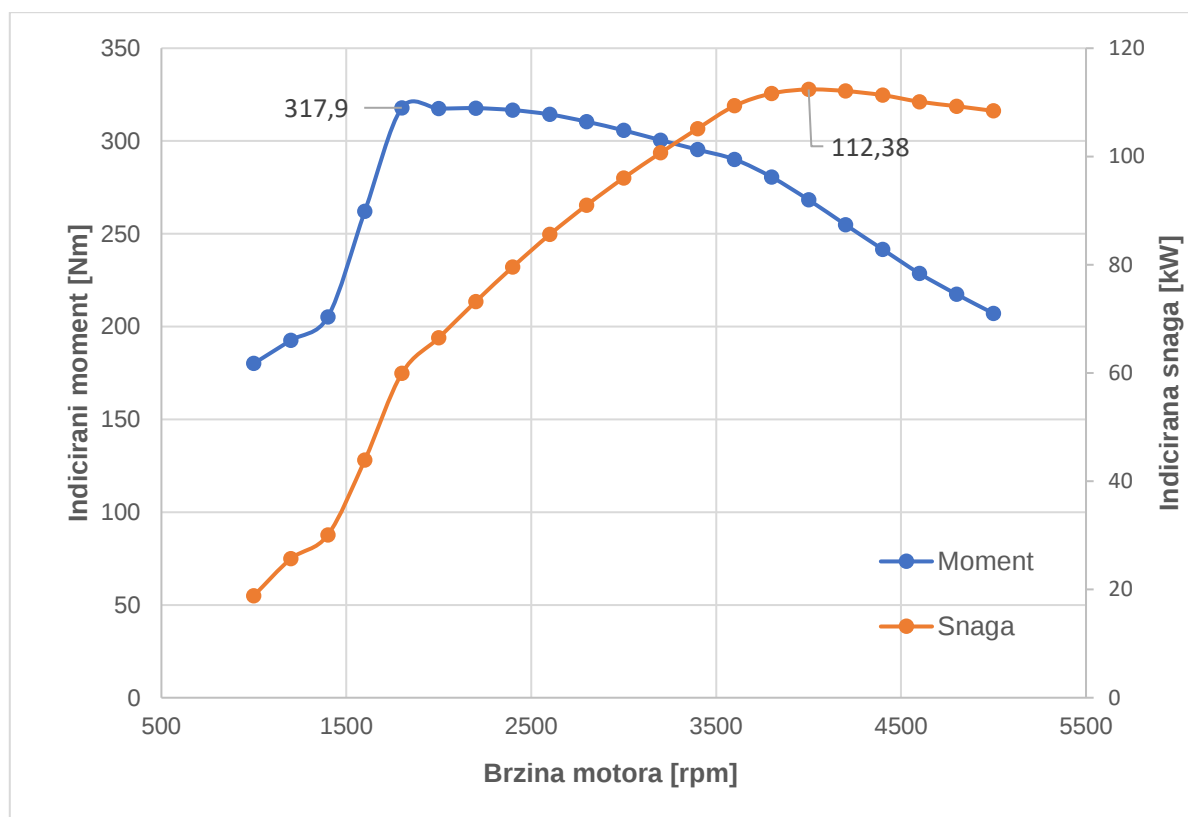
Tablica 5. Parametri početnog modela u Boost-u

Parameter	Type	Value	Unit
AFR	global	20	[-] (Ratio)
CR	global	17.5	[-] (Ratio)
Comp_eff_off	global	0	[-] (Ratio)
Enspeed	global	4800	rpm (Angular Velocity)
com_dur1	global	12	deg (Angle)
com_dur2	global	70	deg (Angle)
comb_start	global	4	deg (Angle)
expl_comb	global	0.165	[-] (Ratio)

U nastavku ćemo prikazati nekoliko dijagrama za koje smatramo da su bitni za prikazivanje rada modela.

Na slici 15 prikazana je ovisnost indicirane snage i momenta u ovisnosti o broju okretaja motora koja je dobivena za opisani model složen u Boost-u. Podaci su prepisani u Microsoft Excel kako bi se dobila krivulja. Unošenjem svih poznatih podataka o Z19DTH i nekakvim sitnim preinakama dobivena je krivulja koja je vrlo slična stvarnoj krivulji predmetnog motora prikazanoj na slici 10.

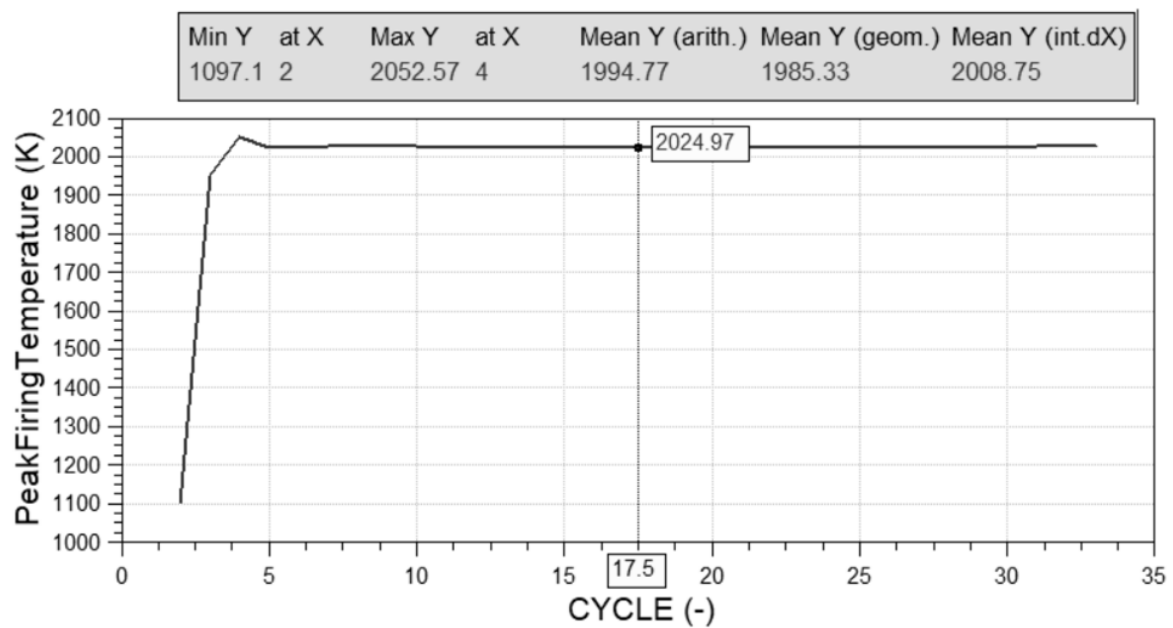
Simulacija daje maksimalni moment od 317.9 Nm pri 1800 rpm, međutim možemo uzeti da je moment otprilike konstantan u rasponu od 1800 do 3200 rpm. Maksimalnu snagu imamo pri 4000 rpm i ona iznosi 112.38 kW. Dobiveni rezultati brojčano i po obliku krivulja na dobar način modeliraju predmetni motor.



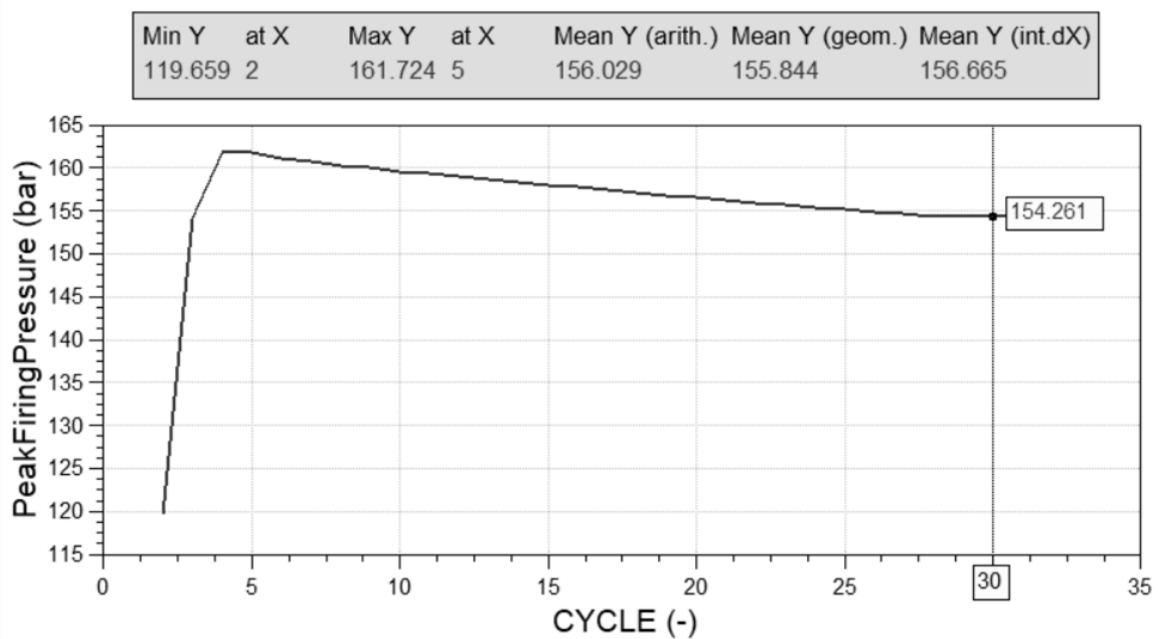
Slika 15. Krivulja indiciranih snage i momenta u ovisnosti o broju okreta motora. AVL Boost model

Pretpostavka je da će se prilikom optimizacije parametara model ponašati na jednak način kao što bi se ponašao i stvarni motor na probnom stolu. Iz te pretpostavke slijedi da će dobiveni rezultati i izvedeni zaključci također vrijediti za Z19DTH agregat.

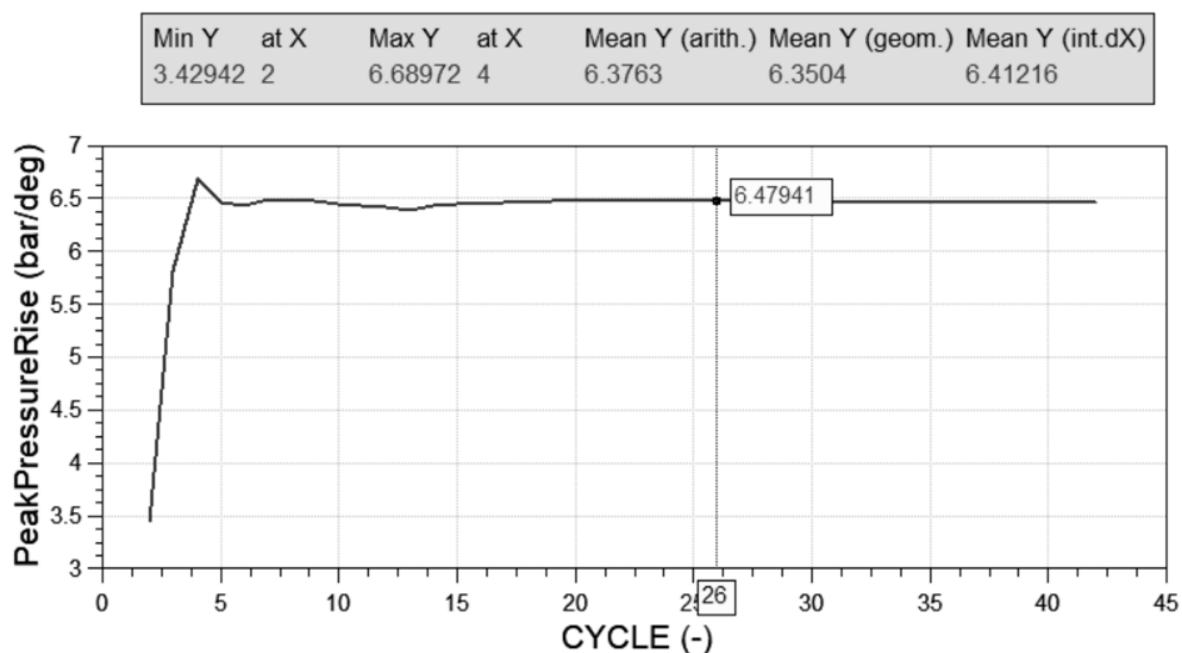
Bitno je na kraju simulacije provjeriti maksimalnu temperaturu i tlak u motoru tj. cilindru, kako ne bi prešle maksimalne granice koje dozvoljava materijal. U našem slučaju maksimalna temperatura unutar cilindra je 2024.97 K, pri 3400 rpm, dok je maksimalni tlak 154.261 bar pri 2400 rpm. Što se tiče maksimalnog porasta tlaka, on iznosi 6.48 bar/deg pri 3600 rpm te smatramo kako to nije prevelik porast za mali dizelski motor. Ukoliko bi porast tlaka bio veći, dolazilo bi do detonantnog izgaranja u cilindru, što za dizelski motor nije toliko opasno kao za IC motore koji rade na Otto ciklusu.



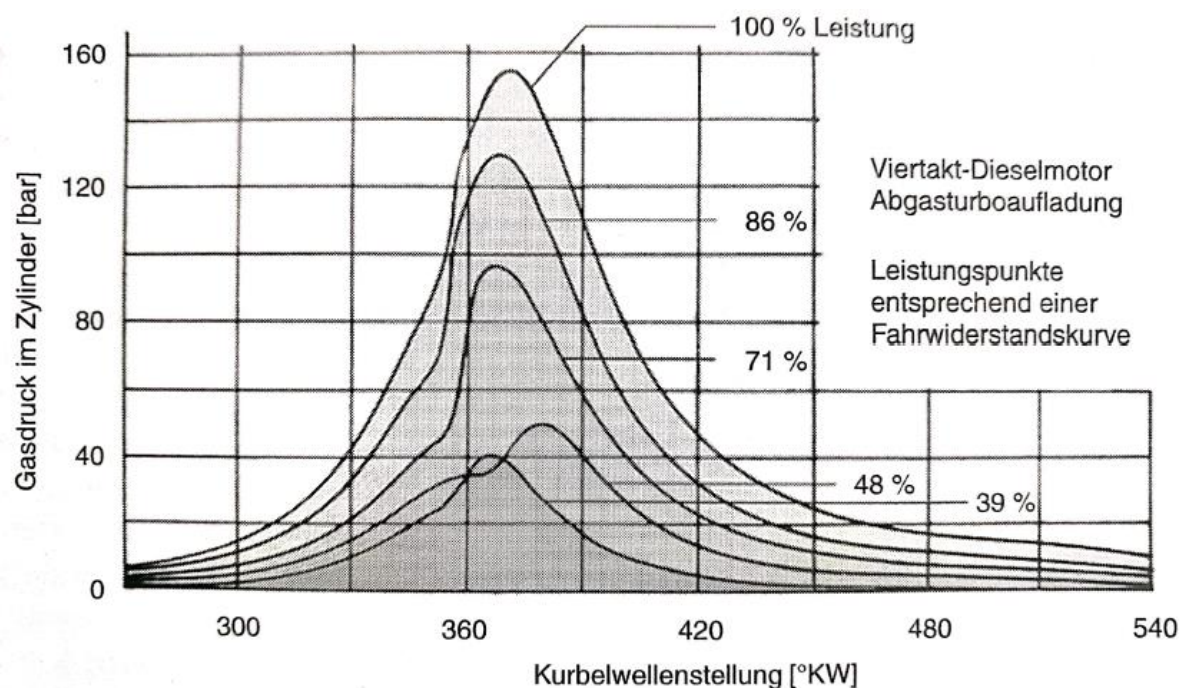
Slika 16. Maksimalna postignuta temperaturu u motoru



Slika 17. Maksimalni postignuti tlak u motoru



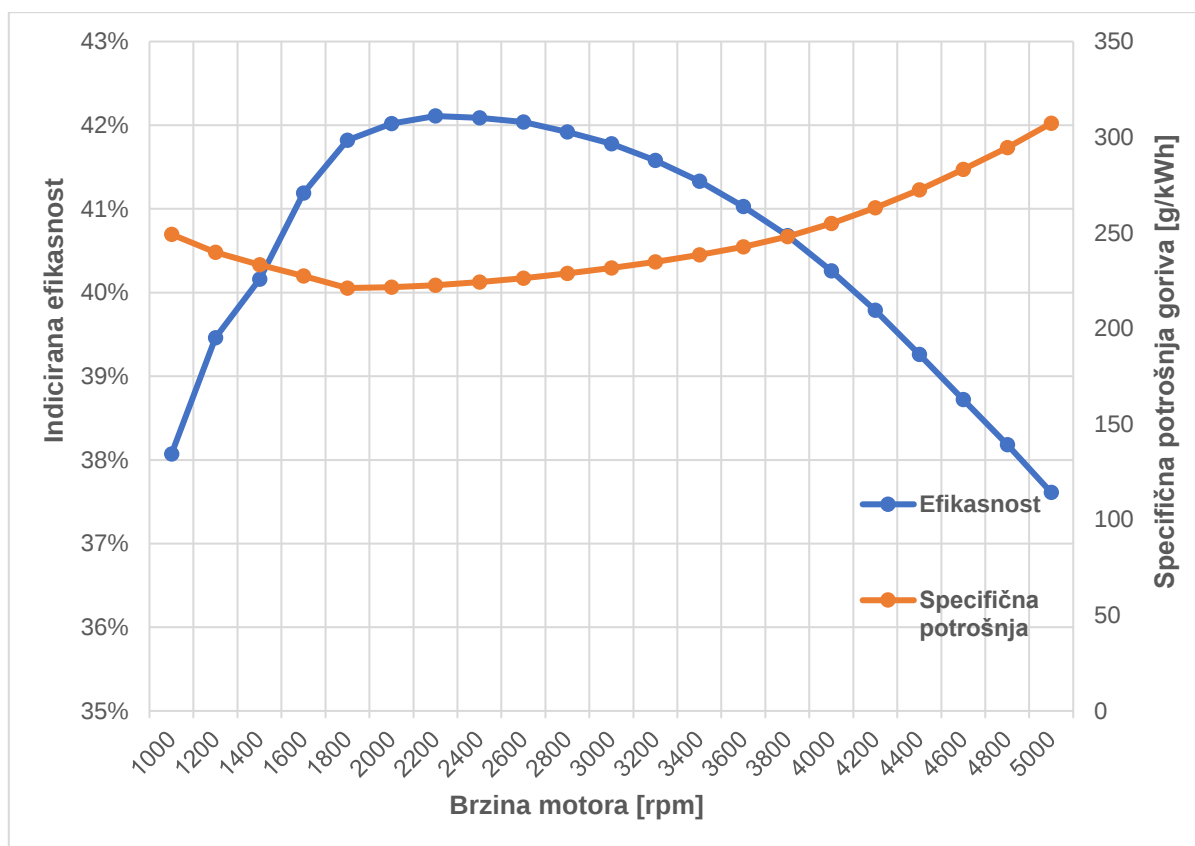
Slika 18. Maksimalni porast tlaka po jednom stupnju okreta koljenastog vratila



Slika 19. Ovisnost tlaka u cilindru o kutu koljenastog vratila i opterećenju motora [9]

Broj ciklusa je manji od 80 jer je softver prepoznao stabilizaciju parametra te je na taj način skratio vrijeme računanja. Rezultati su prikazani na slikama 16, 17 i 18.

Kako se u ovome radu bavimo optimizacijom parametara dizelskog motora radi poboljšanja performansi, na slici 20 je graf koji pokazuje efikasnost i specifičnu potrošnju početnog modela predmetnog motora. Najmanja specifična potrošnja iznosi 221.13 g/kWh pri 1800 rpm, dok je maksimalna efikasnost 42.11% pri 2200 rpm.



Slika 20. Ovisnost indicirane efikasnosti i specifične potrošnje goriva o brzini vrtnje motora

U nastavku ćemo pokušati optimirati parametre sa krivulja na slici 20, tj. tražimo optimlane ulazne parametre kako bi dobili najmanju specifičnu potrošnju goriva i najveću efikasnost.

5. Najutjecajniji parametri na efikasnost motora

Svi parametri koji se unose u model u Boost-u utječu na rad motora sa unutrašnjim izgaranjem. Neki parametri utječu u većoj mjeri od drugih, stoga ćemo ih ovdje navesti te detaljno opisati. Navest ćemo parametre čije su vrijednosti promjenjive u realnom vremenu, dok se npr. dimenzije cilindara i cijevi ne mogu mijenjati tijekom rada motora, pa ih nema smisla ni spominjati u ovome kontekstu.

5.1 Turbopuhalo

Turbopuhalo ima iznimno velik utjecaj na performanse koje daje motor. Najvažniji parametri su kompresijski omjer na izlazi iz kompresorske, tj. hladne strane turbopuhala i efikasnost samog turbopuhala. Veći tlak i protok zraka nakon kompresora omogućuju ubrizgavanje veće količine goriva za smjesu te se samim time snaga i moment povećaju. Bitan je i promjer kompresora i turbine jer oni diktiraju maksimalni protok zraka zajedno sa maksimalnim brojem okretaja turbopuhala.

Zbog nedovoljno informacija o turbopuhalo Garret GT1749V, u modelu smo iskoristili postojeći element. Ovo turbopuhalo je korišteno u svim primjerima sa dizelskim motorom koji dolaze u AVL-ovom programskom paketu te smatramo kako je dovoljno sličan predmetnom. Neke detalje smo promijenili, kako bi turbina što realnije modelirala onu na predmetnom motoru.

5.2 Izgaranje gorive smjese

Izgaranje smjese goriva i zraka vrlo je kompleksan i bitan proces, stoga je važno dobro ga opisati kako bi se dobio pravilan izračun performansi.

Postoje različiti matematički modeli koji predstavljaju izgaranje goriva, međutim najbližima realnosti su se pokazale Vibeove formule. Vibeova formula daje ovisnost udjela izgorenog goriva do određenog trenutka i kuta koljenastog vratila.

$$\frac{dx}{d(\phi/\phi_z)} = \sigma_g \cdot C(m+1) \left(\frac{\phi}{\phi_z}\right)^m \cdot e^{-C(\phi/\phi_z)^{m+1}} \quad (1)$$

Diferencijal u jednadžbi (1) predstavlja Vibeovu funkciju, gdje je x udio izgorenog goriva do promatranog trenutka, ϕ predstavlja kut koji je prešlo koljenasto vratilo od početka izgaranja do trenutnog kuta, ϕ_z je duljina izgaranja, tj. trajanje oslobađanja topline, m je parametar oblika, C je konstantni funkcijski parametar, a σ_g je udio izgorenog goriva u čitavoj funkciji.

Što se tiče dizelskih motora sa direktnim ubrizgavanjem goriva, najrealnijom se smatra tzv. Double Vibe funkcija [7]. Ona je superpozicija dvije standardne Vibeove funkcije te prvom funkcijom modelira prvotno ili eksplozivno izgaranje, a zatim difuzno izgaranje ostatka smjese.

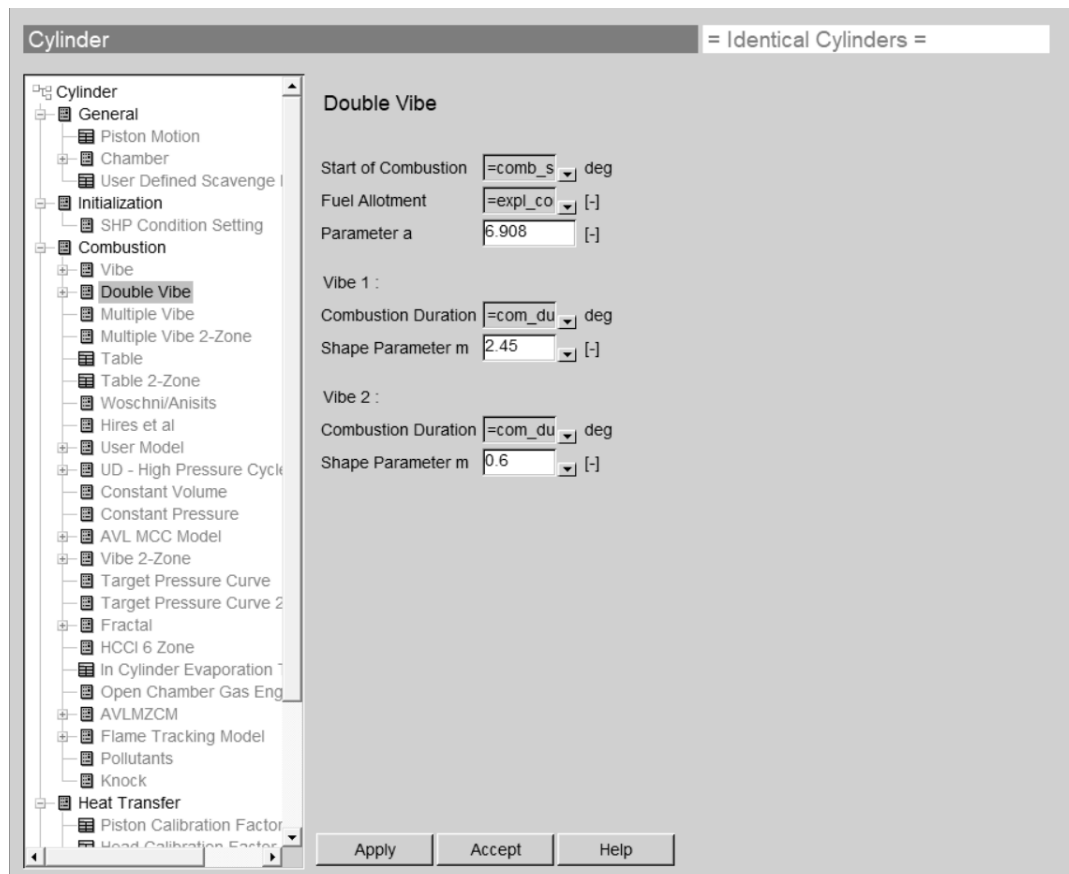
$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{dx_1}{d\alpha} + \frac{dx_2}{d\alpha} \quad (2)$$

Članovi sa indeksima 1 i 2 predstavljaju iste funkcije kao i jednadžba (1), samo parametri ϕ , ϕ_z i m imaju drugačije vrijednosti te su također indeksirani sa 1 i 2. Indeksi se odnose na prvu odnosno drugu Vibeovu funkciju.

Ovakav model ne opisuje potpuno izgaranje u predmetnom motoru, radi prethodno opisane MultiJet tehnologije višestrukog ubrizgavanja, ali je dovoljno blizu da bi se smatrao preciznim.

U realnosti ne možemo mijenjati na koji način naša smjesa izgara. U praksi se koriste ispušni i usisni ventili, tj. trenutak otvaranja i zatvaranja svakog od njih te vremena, kut, tlak i količina ubrizganog goriva kako bi se mijenjalo trajanje i početak izgaranja. Upravo smo trenutcima tj. kutevima početka i trajanjem izgaranja u ovome radu simulirali manipulaciju ispušnih i usisnih ventila te ubrizgavanje goriva.

Početak izgaranja odgovara početku ubrizgavanja goriva u vrući zrak, trajanje eksplozivnog izgaranja odgovara razmaku između dvaju ubrizgavanja. Trajanje difuznog izgaranja određuje trenutak otvaranja ispušnog ventila, jer upravo tad dolazi do naglog pada tlaka i temperature u cilindru te je omogućen izlazak produkata izgaranja kroz ispuh.



Slika 21. Parametri za Double Vibe funkciju u Boost modelu

Kako je model izgaranja smjese, kao što je prethodno opisano, jako bitan parametar rada dizel ciklusa, odlučeno je da se slijedeći parametri koriste za predstojeću optimizaciju motora:

- Start of Combustion – =comb_start (CAD) – trenutak u kojem smjesa počinje izgarati
- Fuel Allotment – =expl_comb (udio/omjer) – udio izgorenog goriva pri eksplozivnom izgaranju
- Combustion Duration 1 – =comb_dur1 (CAD) – trajanje eksplozivnog izgaranja
- Combustion Duration 2 – =comb_dur2 (CAD) – trajanje difuznog izgaranja

Parametri su navedeni u formatu: naziv u prozoru – naziv parametra (mjerna jedinica) – opis parametra.

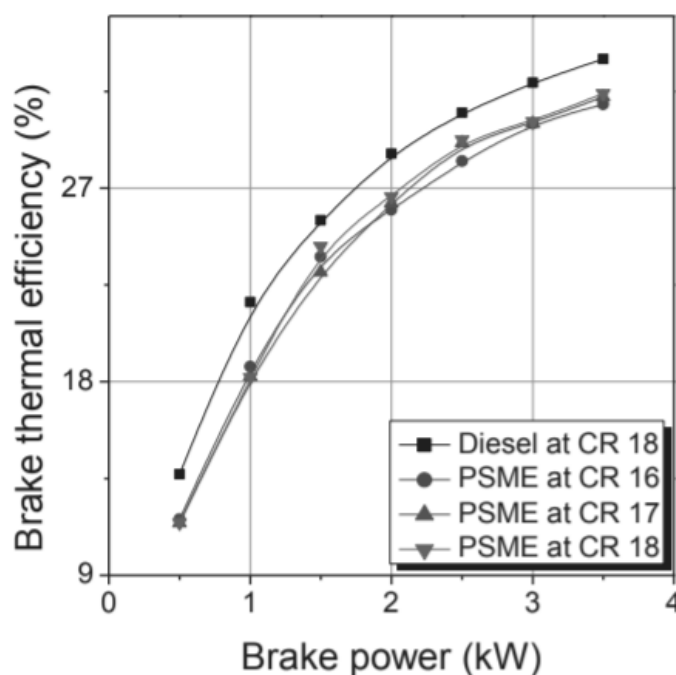
Parametar =comb_start označava početak izgaranja smjese, međutim to ne odgovara trenutku početnog ubrizgavanja jer postoji mali vremenski odmak između te dvije radnje. Parametar se optimira sa tom činjenicom na umu. Sa parametrom =comb_dur1

određujemo trenutak u kojem se ubrizgava ostatak goriva, a sa =comb_dur2 efektivno određujemo trenutak otvaranja ispušnog ventila.

5.3 Kompresijski omjer

Kompresijski omjer je omjer volumena u cilindru u GMT i DMT. Zbog principa rada dizel ciklusa, nameće se kao iznimno bitan parametar. Manipulacija njime u realnom vremenu vrši se pomoći usisnog ventila, tj. trenutka otvaranja i zatvaranja. Naime, prilikom kompresije, usisni ventil se može zatvoriti nešto kasnije, tako da se dio zraka vrati u ispušnu granu. Tako se efektivno smanjuje kompresijski omjer. Ovaj "trik" se koristi u raznim konceptima rada IC motora, kao što je opisano u odjeljku 2.2.

Mnoštvo se znanstvenih radova bavi CR motora i utjecajem na performanse i ostale parametre. Zaključak je da se sa povećanjem CR, povećava srednji efektivni tlak u cilindru (BMEP), koji je direktno povezan sa opterećenjem, potrošnjom i efektivnom snagom [8].



Slika 22. Ovisnost termalne efikasnosti o snazi za različite CR i goriva (PSME – palmin biodizel) [8]

Sa druge strane povećanje kompresijskog omjera dovodi do povećanja temperature i maksimalnog tlaka u cilindru. Također zbog povećane temperature negativno djeluje na emisiju NO_x.

5.4 Omjer zraka i goriva

AFR je maseni omjer zraka i goriva u bilo kojem trenutku. Omjer trenutne mase zraka i teorijske mase koja je potrebna za potpuno izgaranje goriva, naziva se stehiometrijski omjer.

Dizelsko gorivo je smjesa 400 i više različitih ugljikovodika [19], a njegovu kvalitetu određuju komponente kao što su udio ugljika, vodika, sumpora, kisika, vode, pepela, itd. Ako uzmemo u obzir sve navedeno, možemo izračunati potrebnu količinu zraka za potpuno izgaranje.

$$L_{st} = 137.85 \cdot \left(\frac{c}{12.01} + \frac{h}{4.032} + \frac{s}{32.06} + \frac{o}{32} \right) \quad (3),$$

gdje je c udio ugljika, h udio vodika, s udio sumpora te o udio kisika. L_{st} dobijemo u kg_{zraka}/kg_{goriva}. Za stehiometrijsko izgaranje 1 kg modernog dizelskog goriva, kojega Europska unija kontrolira po direktivi CEN 2009/30/EC, potrebno je 14.57 kg zraka. To znači da je stehiometrijski AFR 14.57.

Dizelski motori ne rade na takav način te se uglavnom nalaze u pretičku zraka, tj. u cilindar ulazi više od stehiometrijske količine zraka. AFR ovisi o opterećenju motora, pa se obično kreće u rasponu od 18 do 70.

Također se smatra bitnim parametrom za dobivanje što boljih performansi i efikasnosti IC motora te će se koristiti u optimizaciji. Parametar se nalazi u modelu pod nazivom AFR.

6. Design of Experiments – optimiranje

Design of Experiments optimiranje se vrši pomoću softvera Design Explorer koji dolazi u AVL-ovom simulacijskom paketu. Design Explorer učitava rezultate prethodno izvršene simulacije iz Boost-a.

Prije početka optimiranja u Design Explorer-u potrebno je u Boost-u odabrati parametre koje ćemo optimirati. Kao što je prethodno najavljeno optimiranje se vrši u smjeru maksimalne indicirane efikasnosti te najmanje specifične potrošnje goriva, s tim da se na umu imaju tehnička ograničenja motora kao što su maksimalan tlak i temperatura te maksimalni porast tlaka. U AVL Boost-u, u padajućem izborniku *Optimization* → *Control* → *Edit responses*, odabiremo brojčane rezultate koje ćemo optimirati [18]. Za optimizaciju se mogu odabrati i krivuljni podaci, tj. možemo optimirati za svaki položaj koljenastog vratila. Nama to nije cilj, već optimiramo kompletan proces sa određenim ulaznim vrijednostima.

Optimiranje se vrši na način da u Design Explorer-u odaberemo parametre koje smo definirali u Boost-u, a njih će softver mijenjati kako bi odabrane rezultate optimirali ka željenom cilju. Varirajući parametri se nasumično mijenjaju u odabranom rasponu iznosa, a za raspon su odabrane vrijednosti definirane u odjeljcima iz poglavlja 5. Koristit ćemo DoE metodu pod nazivom *Sobol sequence*, koja nasumično generira točke u danim rasponima. Za svaki slučaj koji optimiramo, generirat ćemo 30 tzv. Design Points-a ili nasumičnih točaka.

Tablica 6. Varirajući parametri za optimizaciju u Design Explorer-u

Design Variable	Variation Type	Lower Bound	Base	Upper Bound
☒  AFR	Linear	18.0	20.0	70.0
☒  com_dur1	Linear	6.0	12.0	25.0
☒  com_dur2	Linear	35.0	70.0	90.0
☒  comb_start	Linear	-12.0	4.0	10.0

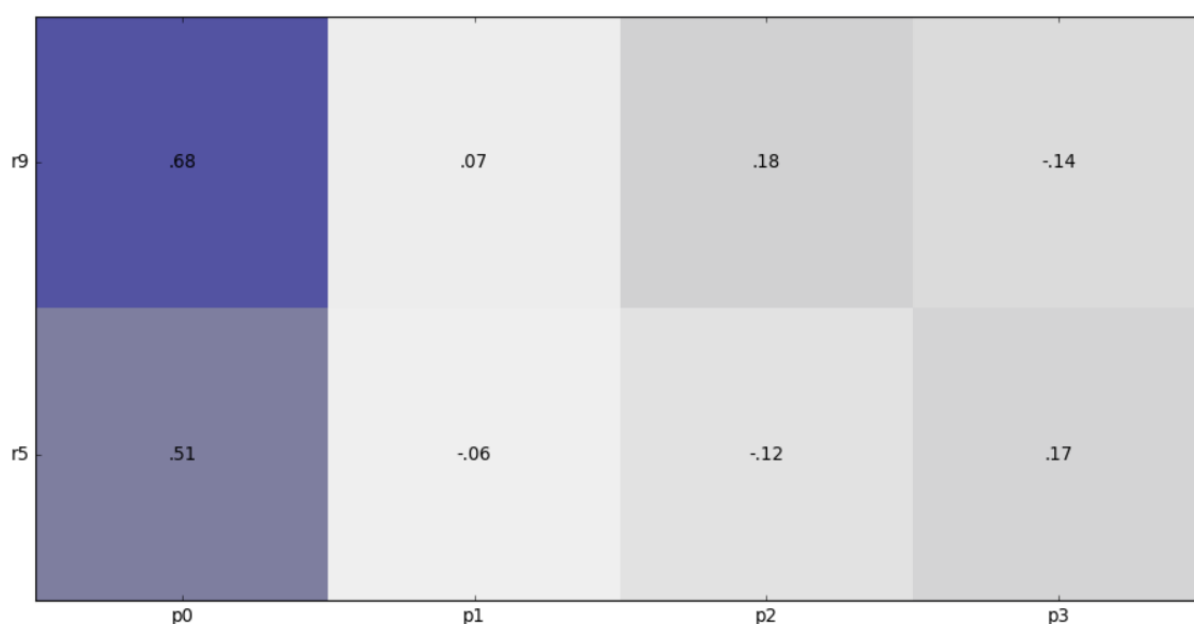
Optimiranje za cijeli raspon okretaja motora bi bio previše zahtjevan i dugotrajan, stoga je odlučeno da se optimiranje vrši u rasponu od 1000 do 5000 rpm u koracima od 1000 rpm. Za svaku od točaka ćemo prvo analizirati korelacijsku matricu koja nam pokazuje snagu utjecaja svakog varirajućeg parametra na one koje optimiramo.

Na kraju odabiremo određenu vrijednost iz optimalnog područja, kojega ćemo odrediti presjekom optimalnih područja svake od slika. Podatke unosimo u Boost radi nove, optimizirane simulacije.

U korelacijskim matricama koje nam daje Design Explorer, sa p su označeni varirajući parametri, a sa r rezultatni parametri, tj. oni parametri prema kojima optimiramo.

Potrebno je napomenuti kako ćemo iz analize izostaviti rezultate koji daju maksimalnu temperaturu u cilindru veću od 2100 K te porast tlaka veći od 9 bar/deg.

6.1 1000 rpm



Slika 23. Korelacijska matrica parametara pri 1000 rpm

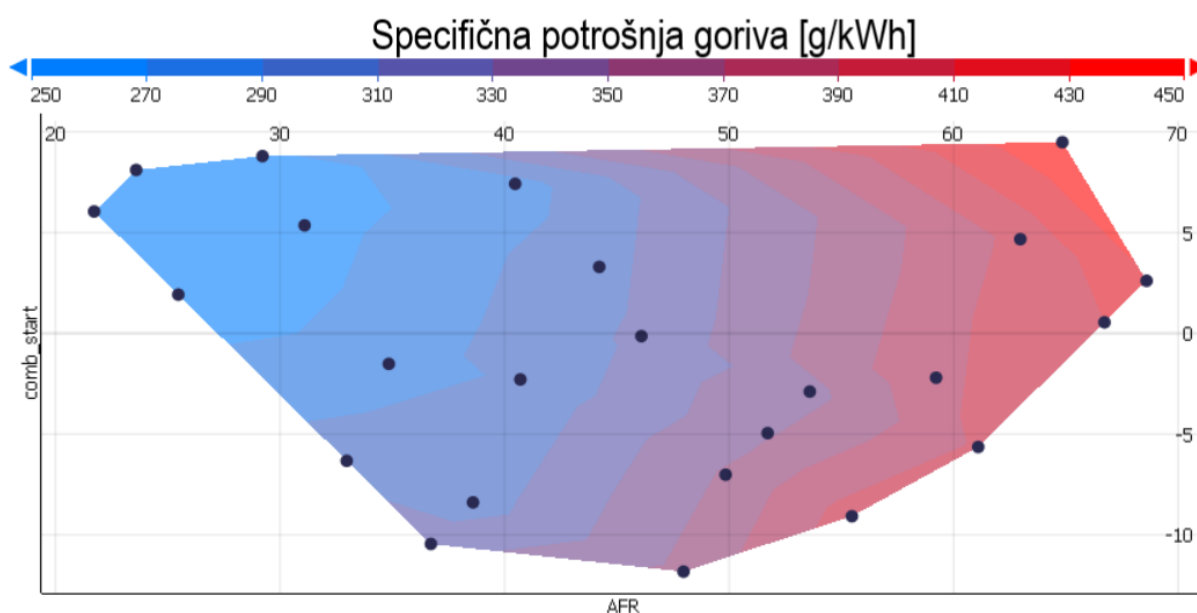
Oznake na slici 23 predstavljaju slijedeće:

- p0 – AFR
- p1 – trajanje eksplozivnog izgaranja (=comb_dur1)
- p2 – trajanje difuznog izgaranja (=comb_dur2)
- p3 – početak izgaranja (=comb_start)
- r5 – indicirana efikasnost
- r9 – specifična potrošnja goriva

Iz slike 23 zaključujemo kako svi parametri osim omjera zraka i goriva nemaju veći utjecaj na specifičnu potrošnju i indiciranu efikasnost. Parametar koji predstavlja duljinu trajanja eksplozivnog izgaranja, zbog iznimno slabe korelacije, možemo gotovo zanemariti pri optimiranju.

Kako smo prethodno spomenuli filtrirat ćemo rezultate tako da maksimalna temperatura bude manje od 2100 K i porast tlaka manji od 9 bar/deg. Nakon filtriranja ostale su 24 točke optimizacije.

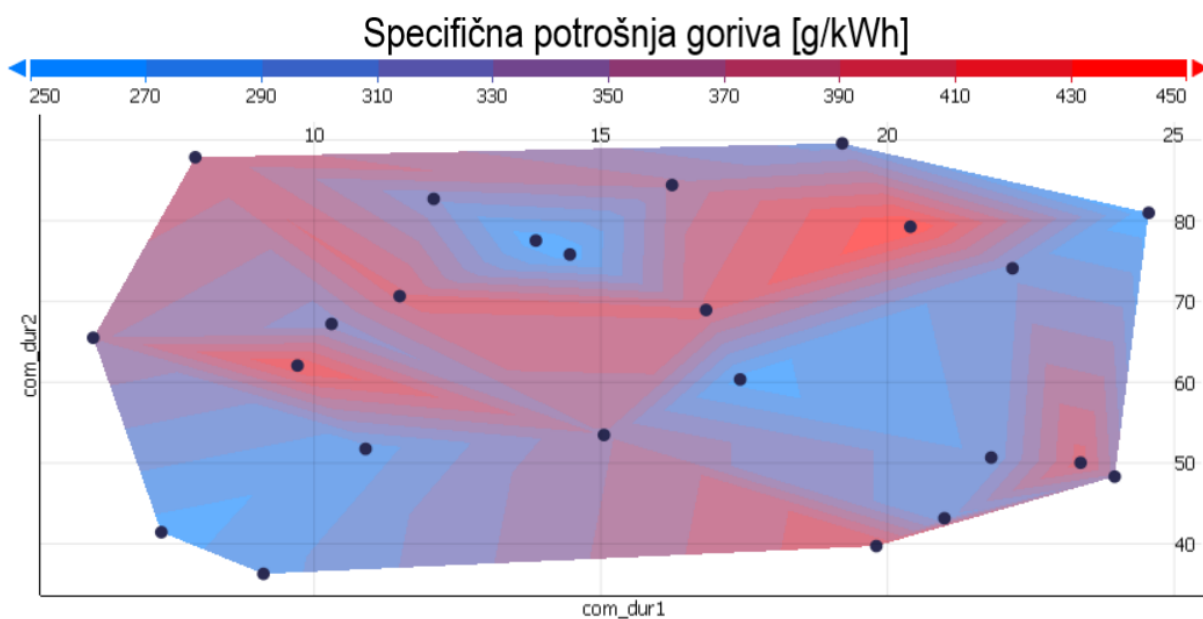
6.1.1 Optimiranje parametara za minimalnu specifičnu potrošnju goriva



Slika 24. Konturni dijagram ovisnosti specifične potrošnje goriva o AFR-u i početku izgaranja

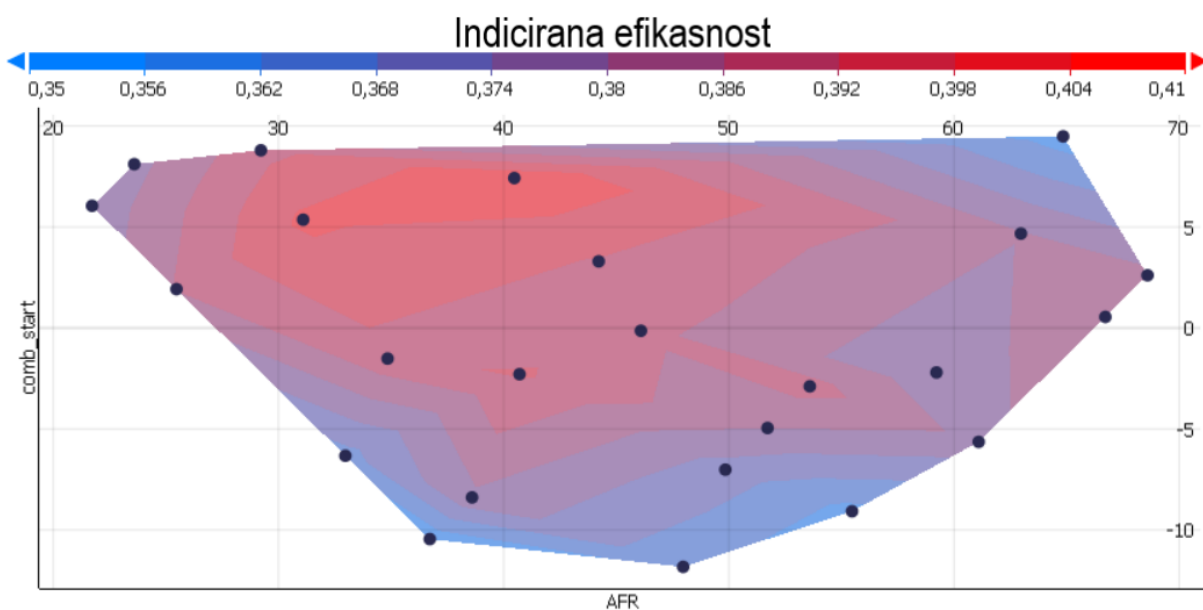
Analizom rezultata sa slike 24 zaključujemo kako je optimalno područje omjera zraka i goriva od 18 do 35 te -1 do 8 CAD za trenutak početka izgaranja.

Slika 25 kao rezultat daje skup optimalnih područja te ćemo odabrati raspon nakon što analiziramo ovisnost indicirane efikasnosti o trajanju eksplozivnog i difuznog izgaranja.



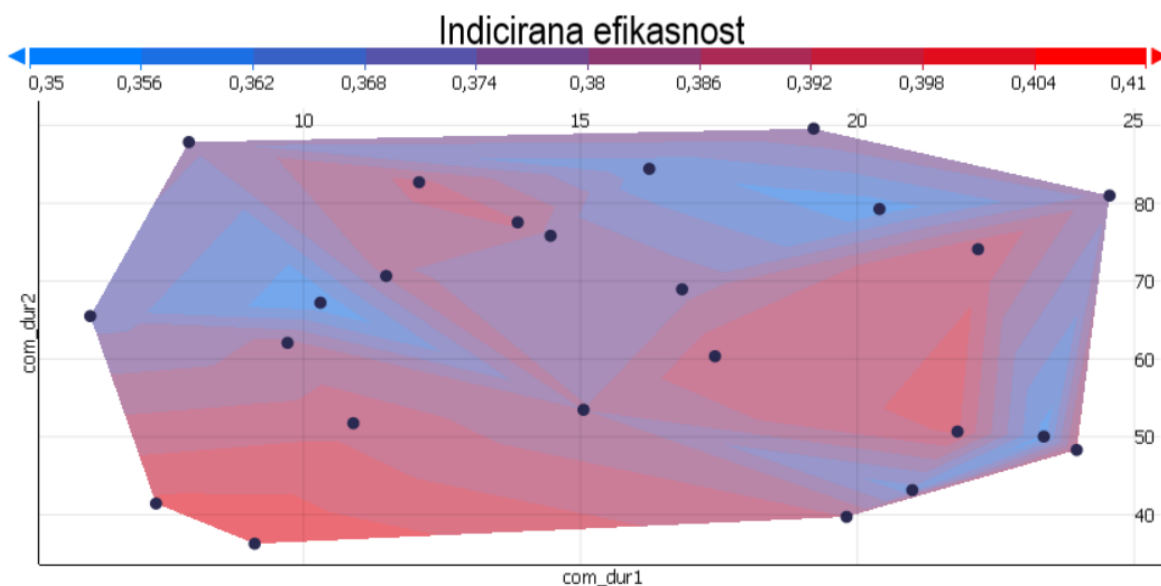
Slika 25. Konturni dijagram ovisnosti specifične potrošnje goriva o trajanju eksplozivnog i difuznog izgaranja

6.1.2 Optimiranje parametara za maksimalnu indiciranu efikasnost



Slika 26. Konturni dijagram ovisnosti indicirane efikanosti i omjeru zraka i goriva i početku izgaranja

Sa slike 26 se vidi da je optimalno područje omjera zraka i goriva između 30 i 45 te između 4 i 7 CAD što se tiče početka izgaranja.



Slika 27. Konturni dijagram ovisnosti indicirane efikasnosti o trajanju difuznog i eksplozivnog izgaranja

Slika 27 daje slične rezultate kao i slika 25, međutim zbog veličine optimalne površine izabiremo područje u kojem je trajanje eksplozivnog izgaranja između 6 i 12 CAD te trajanje difuznog izgaranja između 35 i 45 CAD.

6.1.3 Zaključak o optimalnim parametrima za rad motora pri 1000 rpm

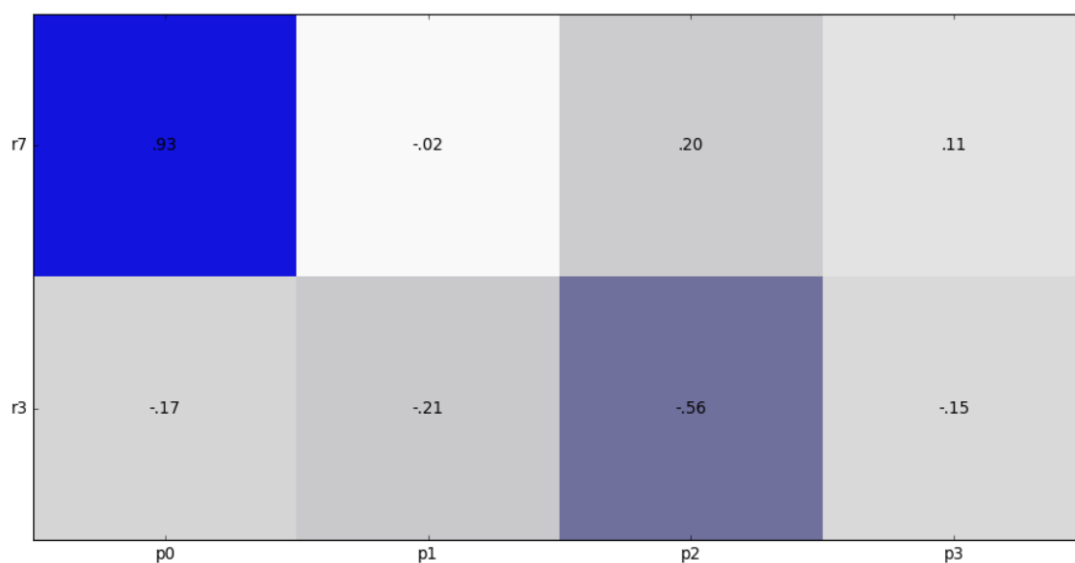
Presjekom svih navedenih optimalnih intervala, zaključujemo da su optimalni rasponi varirajućih parametara idući:

- $=comb_dur1$: 6 – 10 CAD
- $=comb_dur2$: 35 - 45 CAD
- $=comb_start$: 4 – 7 CAD
- $=AFR$: 30 – 35

Iz navedenih raspona uzimamo vrijednosti sredine raspona, s time da biramo vrijednosti bliže granici koja daje bolje rezultate. Odabrali smo slijedeće početne parametre za rad motora pri 1000 rpm:

- $=comb_dur1$: 8 CAD
- $=comb_dur2$: 38 CAD
- $=comb_start$: 5 CAD
- $=AFR$: 30

6.2 2000 rpm



Slika 28. Korelacijska matrica parametara pri 2000 rpm

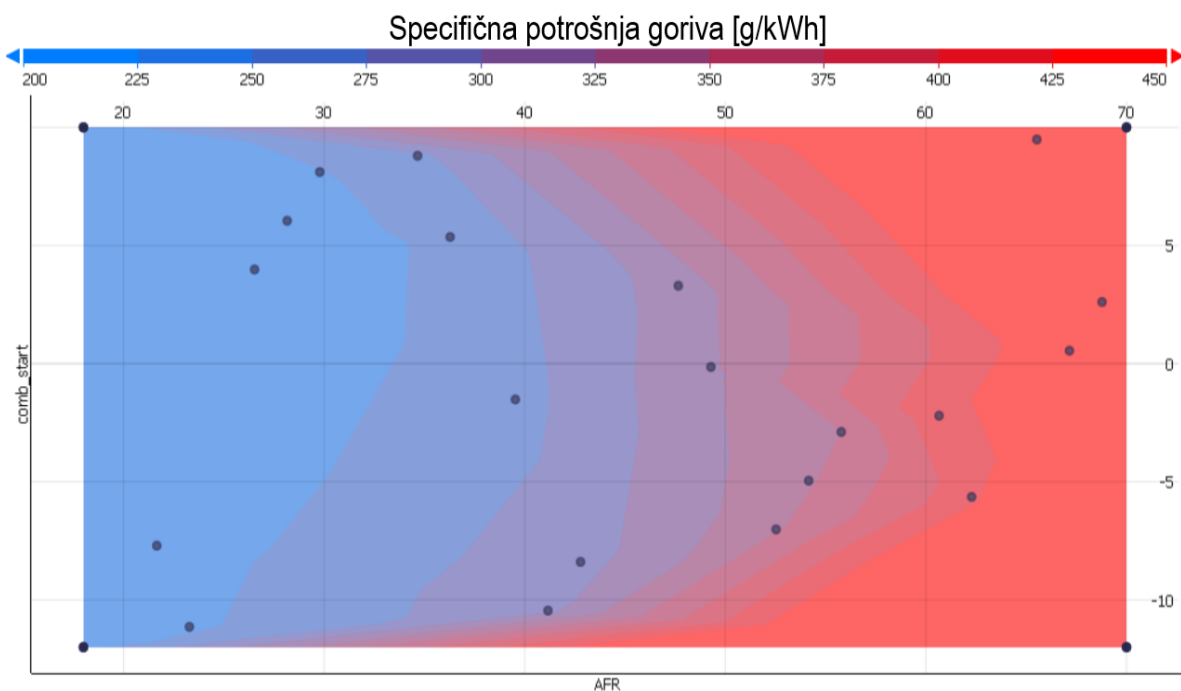
Oznake na slici 28 predstavljaju slijedeće:

- p0 – AFR
- p1 – trajanje eksplozivnog izgaranja (=comb_dur1)
- p2 – trajanje difuznog izgaranja (=comb_dur2)
- p3 – početak izgaranja (=comb_start)
- r3 – indicirana efikasnost
- r7 – specifična potrošnja goriva

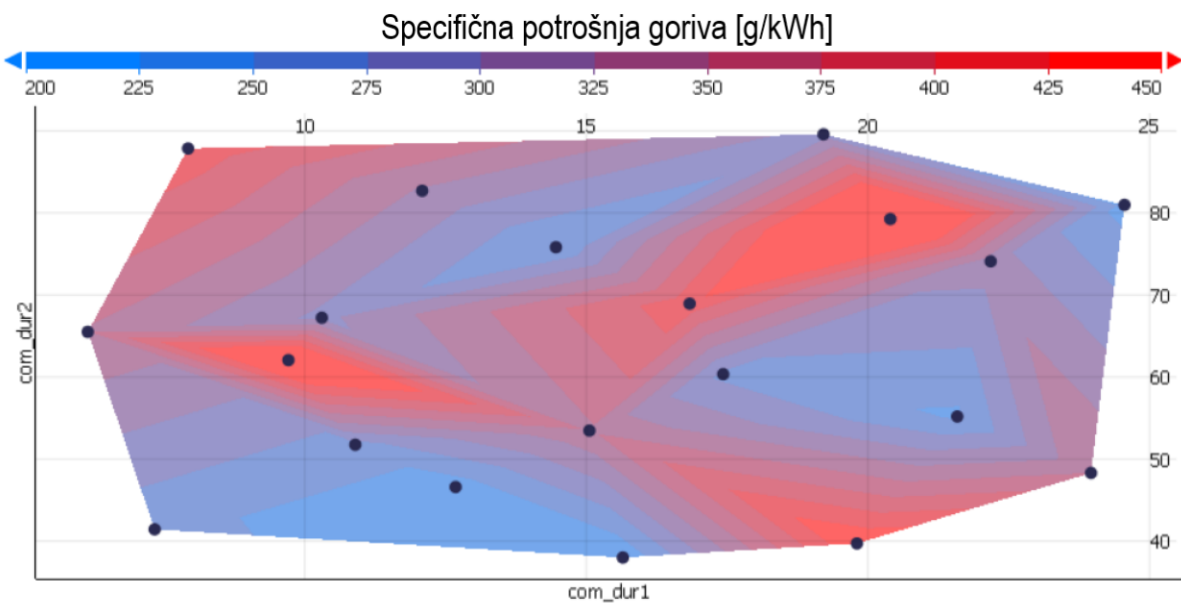
Sa slike 28 očito je da je korelacija između trajanja eksplozivnog izgaranja i specifične potrošnje goriva iznimno slaba, iznosi tek -2%. Zbog toga toga taj parametar smatramo manje bitnim prilikom odabira idealnih ulaznih parametara za minimalnu specifičnu potrošnju.

Nakon filtriranja rezultata preostale su 24 točke optimizacije.

6.2.1 Optimiranje parametara za minimalnu specifičnu potrošnju goriva



Slika 29. Konturni dijagram ovisnosti specifične potrošnje goriva o AFR i trenutku početka izgaranja



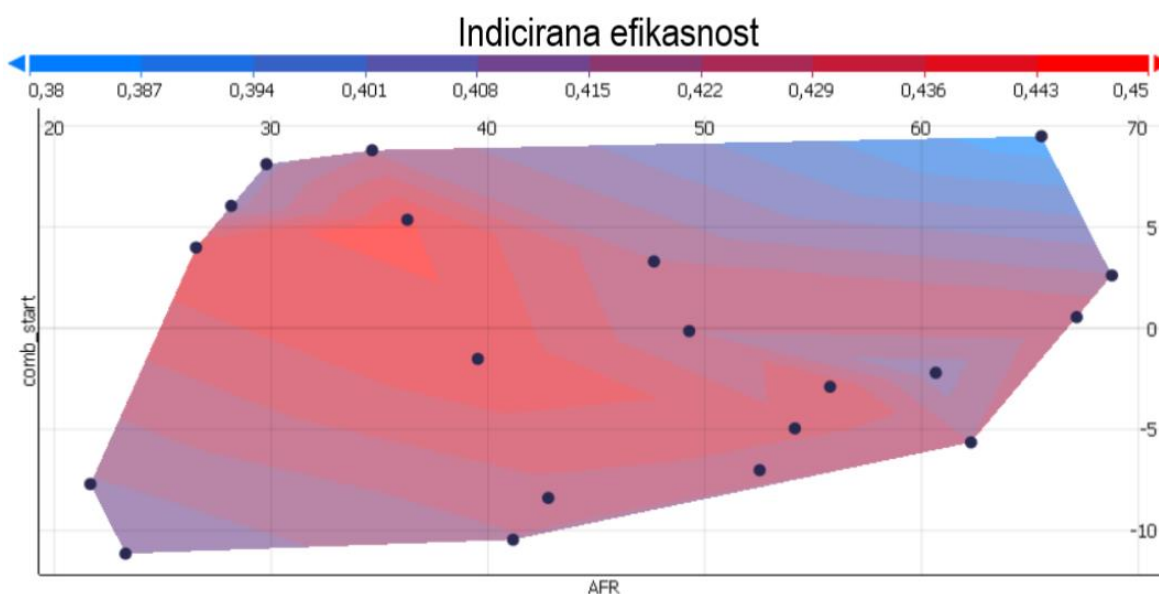
Slika 30. Konturni dijagram ovisnosti specifične potrošnje goriva o trajanju eksplozivnog i difuznog izgaranja

Prema rezultatima DoE-a sa slike 29 možemo odrediti područje optimalnog AFR, s time da je donja granica ostala 18, a gornju ćemo spustiti sa 70 na 30. Što se tiče početka izgaranja poželjne rezultate daje područje od -5 do 8 CAD.

Iz slike 30 se ne može doći do jedinstvenog zaključka o utjecaju trajanja eksplozivnog i difuznog izgaranja na specifičnu potrošnju goriva, već se nepravilno pojavljuju područja više i niže specifične potrošnje. Područje na grafu sa slike 30 koje nam se čini površinski najveće nalazi se u donjem lijevom kutu grafa, zbog toga ćemo možemo reći da je optimalan raspon za =comb_dur1 od 5 do 16 CAD te =comb_dur2 od 30 do 45 CAD.

6.2.2 Optimiranje parametara za maksimalnu indiciranu efikasnost

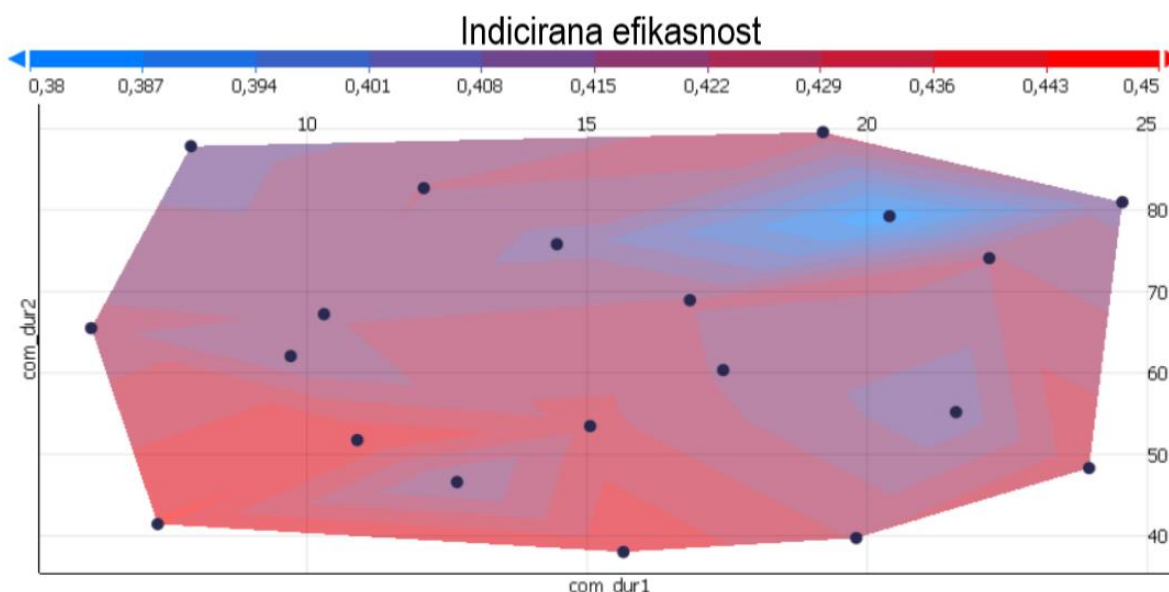
Prema korelacijskoj matrici sa slike 28 da se zaključiti da svi varirajući parametri imaju nezanemariv utjecaj na indiciranu efikasnost, tj. na rezultatni parametar pod oznakom $r3$.



Slika 31. Konturni dijagram ovisnosti indicirane efikasnosti o trenutku početka izgaranja i AFR

Iz slike 31 zaključujemo kako se kasnijim početkom izgaranja povećava efikasnost, a omjer zraka i goriva je optimalan u području od 22 do 40.

Analizom slike 32 utvrđujemo kako smanjivanje trajanja obaju izgaranja povećava indiciranu efikasnost, stoga ćemo trajanje eksplozivnog izgaranja ograničiti od 13 do 20 CAD, a trajanje difuznog izgaranja od 35 do 55 CAD.



Slika 32. Konturni dijagram ovisnosti indicirane efikasnosti o trajanju eksplozivnog i difuznog izgaranja

6.2.3 Zaključak o optimalnim parametrima za rad motora pri 2000 rpm

Budući da nam se optimalni rasponi svih varirajućih parametara za optimizaciju specifične potrošnje goriva i indicirane efikasnosti vrlo dobro preklapaju, možemo donijeti zaključak.

Prema diskusiji u prethodnim poglavljima, zaključujemo da su optimalni rasponi varirajućih parametara idući:

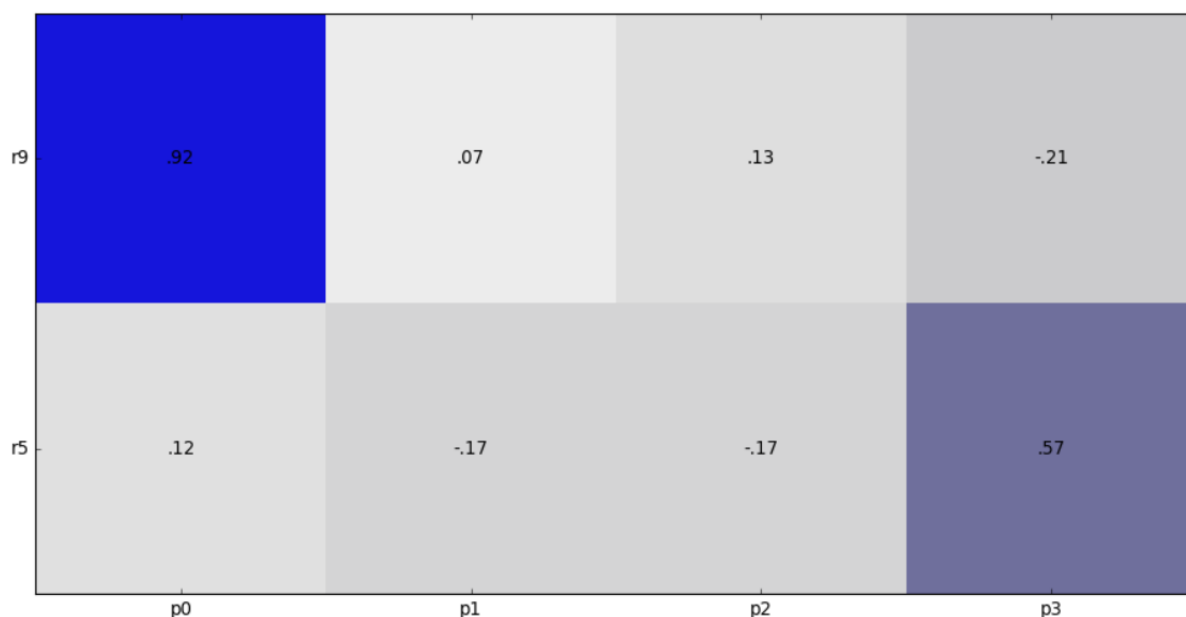
- =comb_dur1: 12 – 16 CAD
- =comb_dur2: 35 – 45 CAD
- =comb_start: 0 - 6 CAD
- =AFR: 20 - 27

Iz navedenih raspona uzimamo vrijednosti sa sredine raspona, s time da biramo vrijednosti bliže granici koja daje bolje rezultate. Također smo imali na umu da manji

AFR daje veću indiciranu snagu i okretni moment. Odabrali smo slijedeće početne parametre za rad motora pri 2000 rpm:

- =comb_dur1: 14 CAD
- =comb_dur2: 43 CAD
- =comb_start: 3 CAD
- =AFR: 23

6.3 3000 rpm



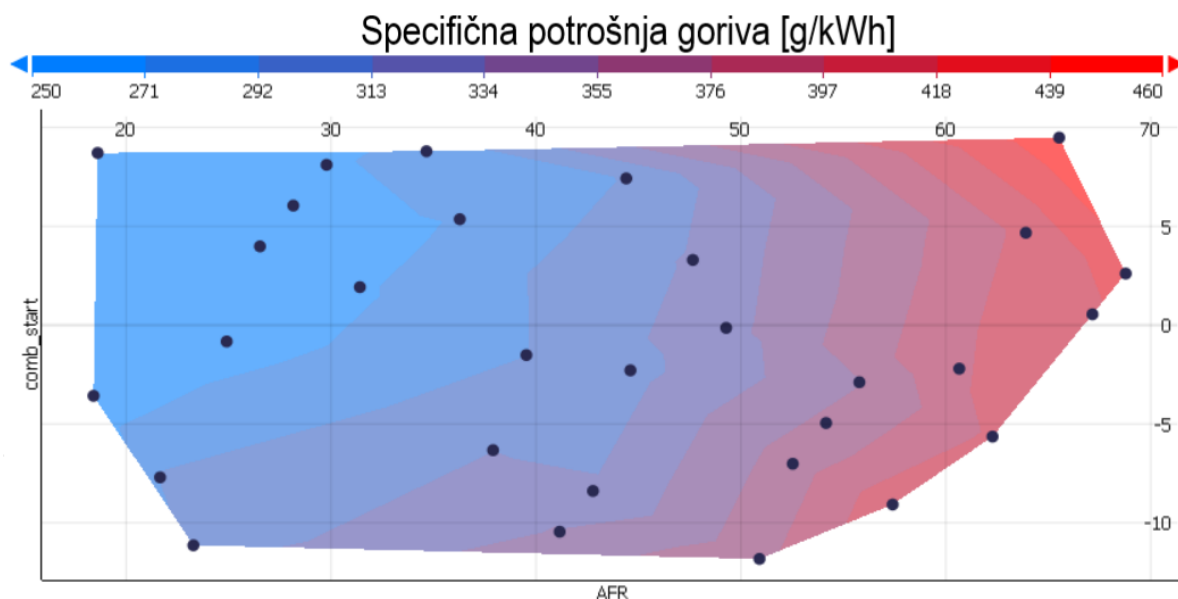
Slika 33. Korelacijska matrica parametara pri 3000 rpm

Oznake na slici 33 predstavljaju slijedeće:

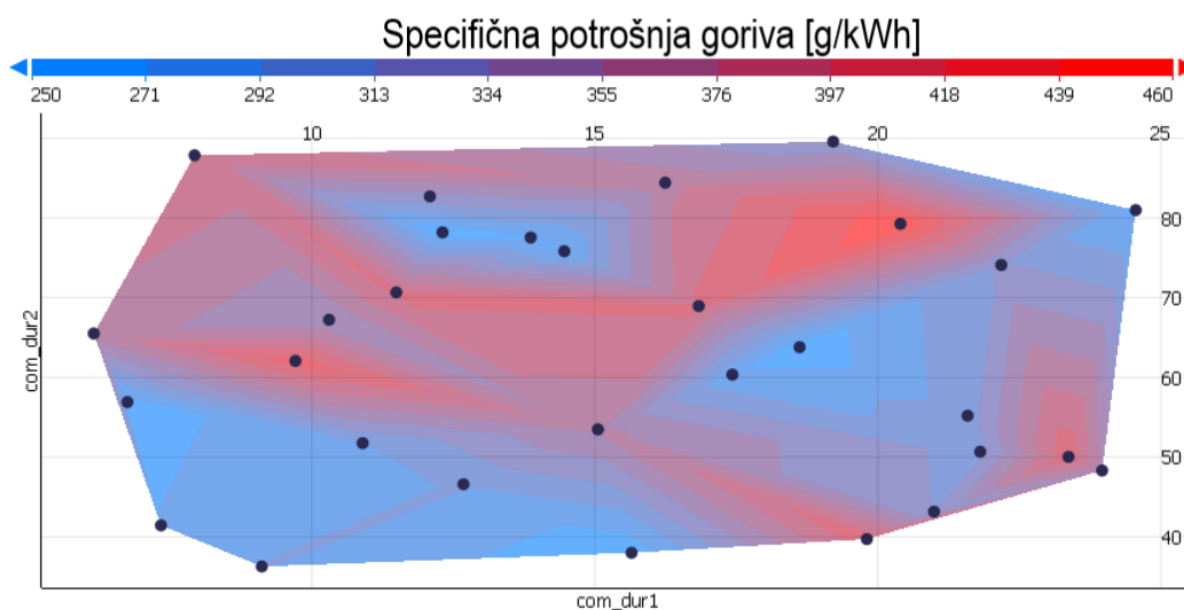
- p0 – AFR
- p1 – trajanje eksplozivnog izgaranja (=comb_dur1)
- p2 – trajanje difuznog izgaranja (=comb_dur2)
- p3 – početak izgaranja (=comb_start)
- r5 – indicirana efikasnost
- r9 – specifična potrošnja goriva

Filtriranje rezultata optimiranja nije eliminirana niti jedna točka optimizacije, tj. preostalo je svih 30 točaka.

6.3.1 Optimiranje parametara za minimalnu specifičnu potrošnju goriva



Slika 34. Konturni dijagram ovisnost specifične potrošnje goriva o AFR-u i početku izgaranja

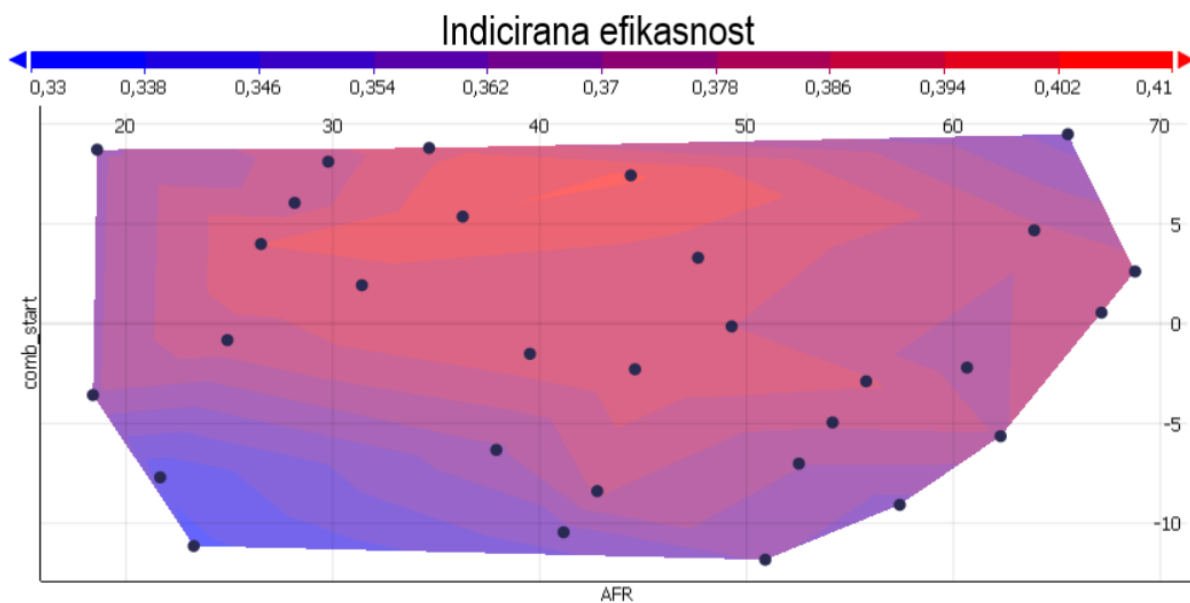


Slika 35. Konturni dijagram ovisnost specifične potrošnje goriva o trajanju eksplozivnog i difuznog izgaranja

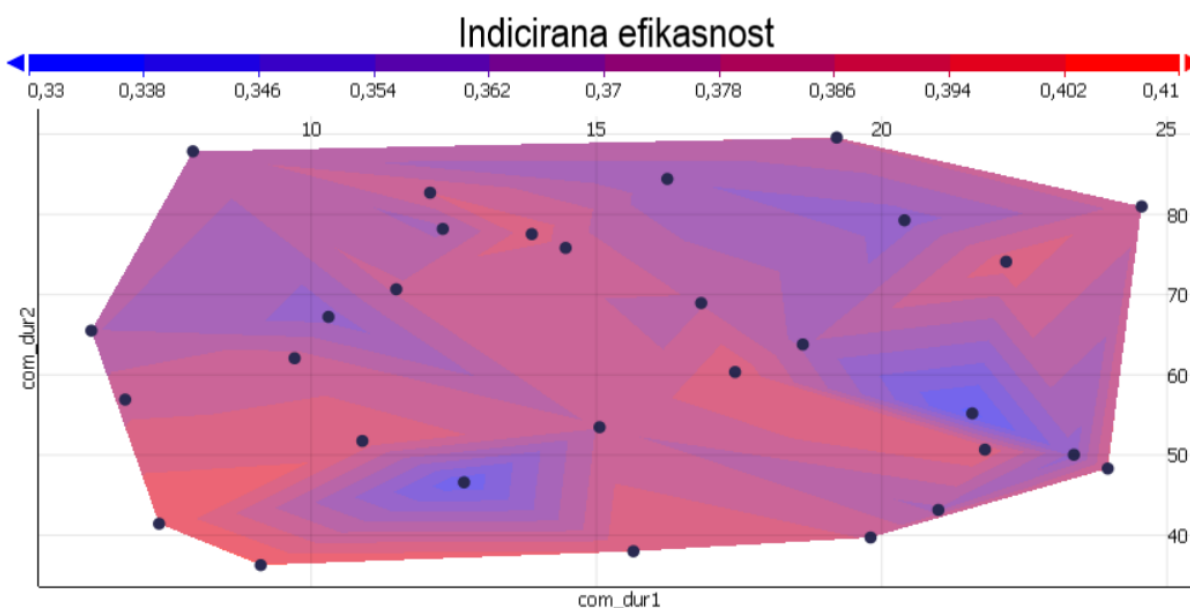
Iz konturnog dijagrama sa slike 34 zaključujemo kako je optimalno područje AFR-a od 18 do 35, a početka izgaranja od -2 do 10 CAD.

Iz slike 35 iščitavamo optimalno područje trajanja eksplozivnog izgaranja od 6 do 16 CAD te za trajanje difuznog izgaranja od 35 do 55.

6.3.2 Optimiranje parametara za maksimalnu indiciranu efikasnost



Slika 36. Konturni dijagram ovisnosti indicirane efikasnosti o AFR-u i početku izgaranja



Slika 37. Konturni dijagram ovisnosti indicirane efikasnosti o trajanju eksplozivnog i difuznog izgaranja

Analizom slike 36, zaključujemo kako je optimlano područje AFR-a za maksimalnu indiciranu efikasnost od 25 do 45, a za početak izgaranja 3 do 10 CAD.

Konturne krivulje sa slike 37 ne sugeriraju na konkretno područje maksimalne indicirane efikasnosti, stoga ćemo za optimalno područje uzeti zaključak iz optimizacije za minimalnu specifičnu potrošnju goriva.

6.3.3 Zaključak o optimalnim parametrima za rad motora pri 3000 rpm

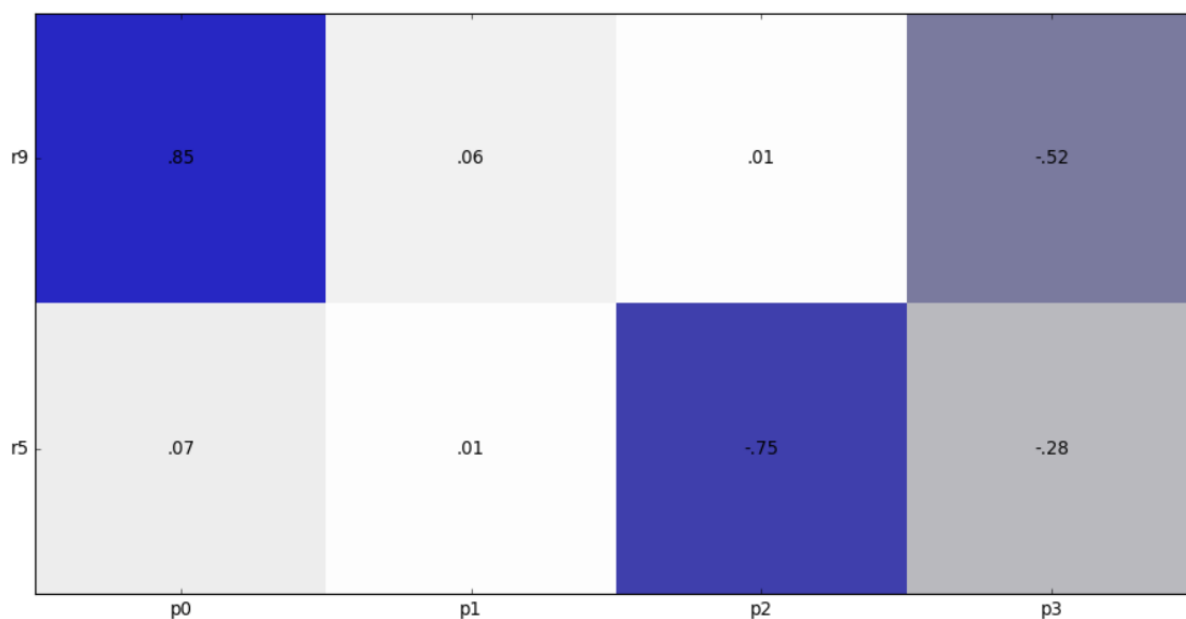
Analizom u prethodnim odjeljcima, dolazimo do zaključka da su optimalni rasponi varirajućih parametara idući:

- =comb_dur1 : 6 – 16 CAD
- =comb_dur2 : 35 – 55 CAD
- =comb_start : 3 – 10 CAD
- =AFR : 25 – 35

Iz navedenih raspona uzimamo srednje vrijednosti, s time da biramo vrijednosti bliže granici koja daje bolje rezultate. Odabrali smo slijedeće početne parametre za rad motora pri 3000 rpm:

- =comb_dur1 : 14 CAD
- =comb_dur2 : 40 CAD
- =comb_start : 3 CAD
- =AFR : 25

6.4 4000 rpm



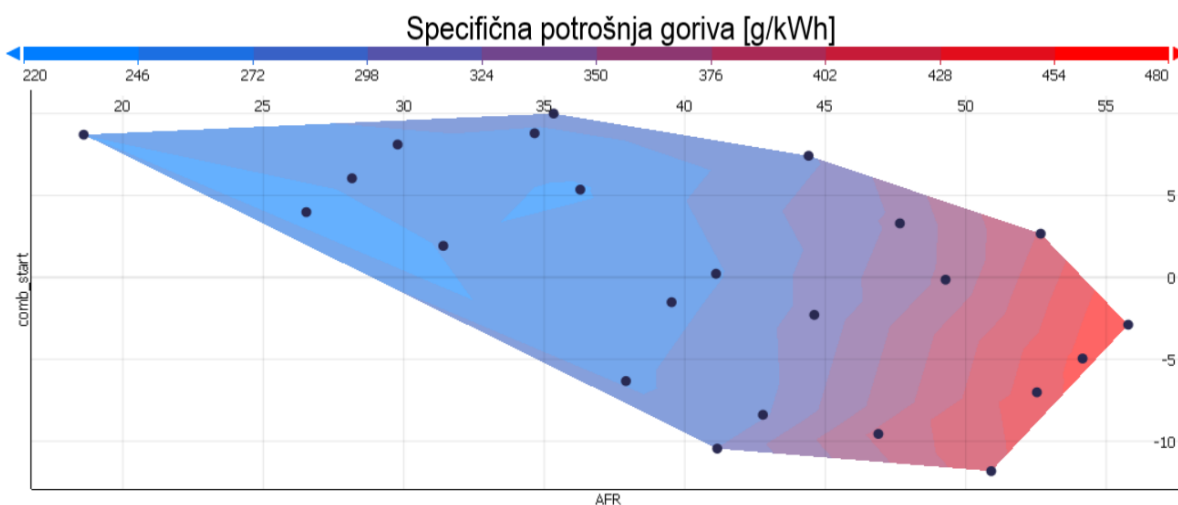
Slika 38. Korelacijska matrica za parametre pri 4000 rpm

Oznake na slici 38 predstavljaju slijedeće:

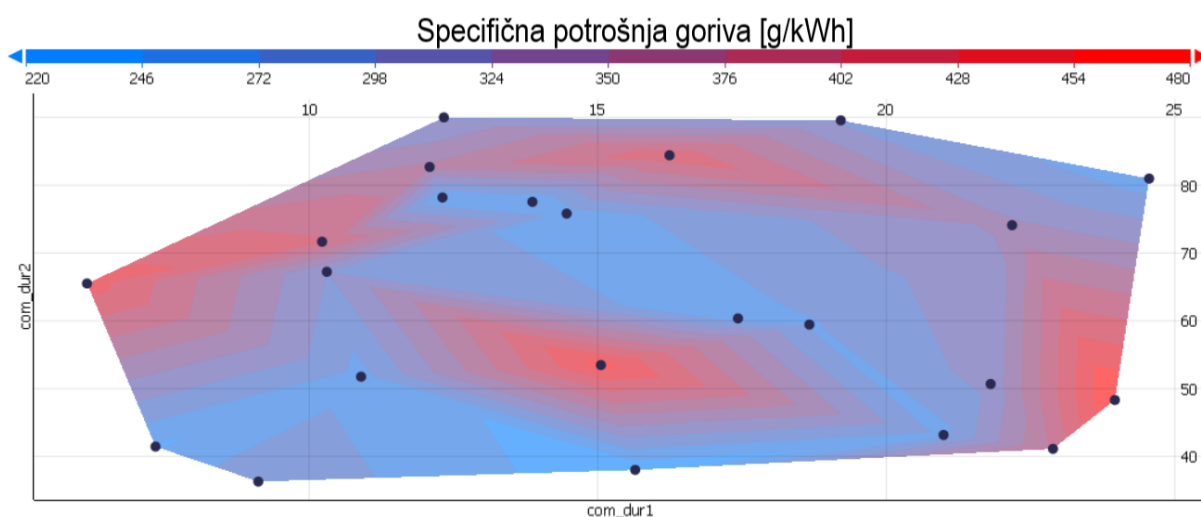
- p0 – AFR
- p1 – trajanje eksplozivnog izgaranja (=comb_dur1)
- p2 – trajanje difuznog izgaranja (=comb_dur2)
- p3 – početak izgaranja (=comb_start)
- r5 – indicirana efikasnost
- r9 – specifična potrošnja goriva

Filtriranjem rezultata optimizacije preostale su 23 točke optimizacije.

6.4.1 Optimiranje parametara za minimalnu specifičnu potrošnju goriva



Slika 39. Konturni dijagram ovisnosti specifične potrošnje goriva o AFR-u i početku izgaranja

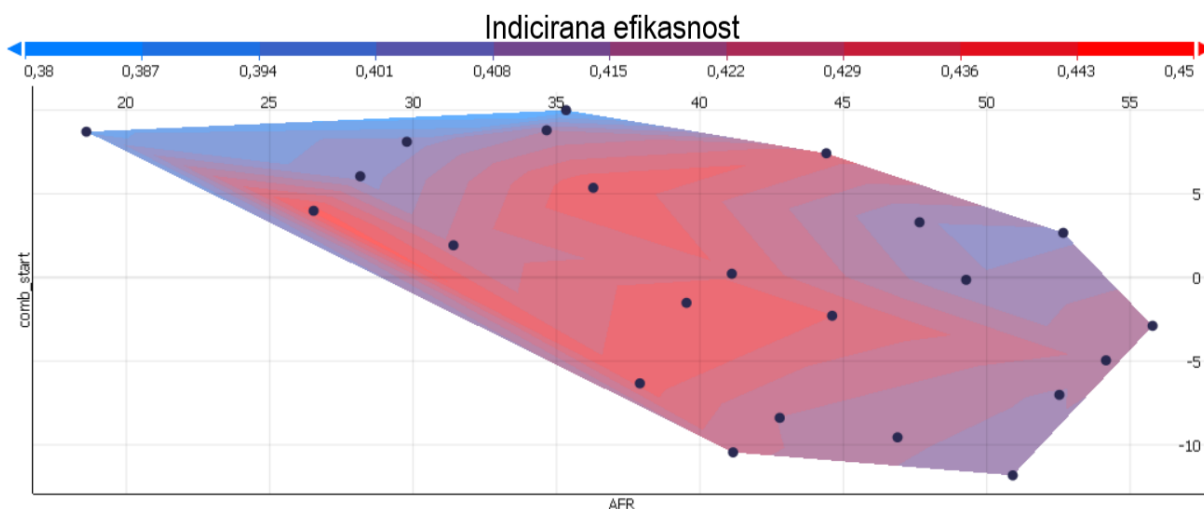


Slika 40. Konturni dijagram ovisnosti specifične potrošnje goriva o trajanju eksplozivnog i difuznog izgaranja

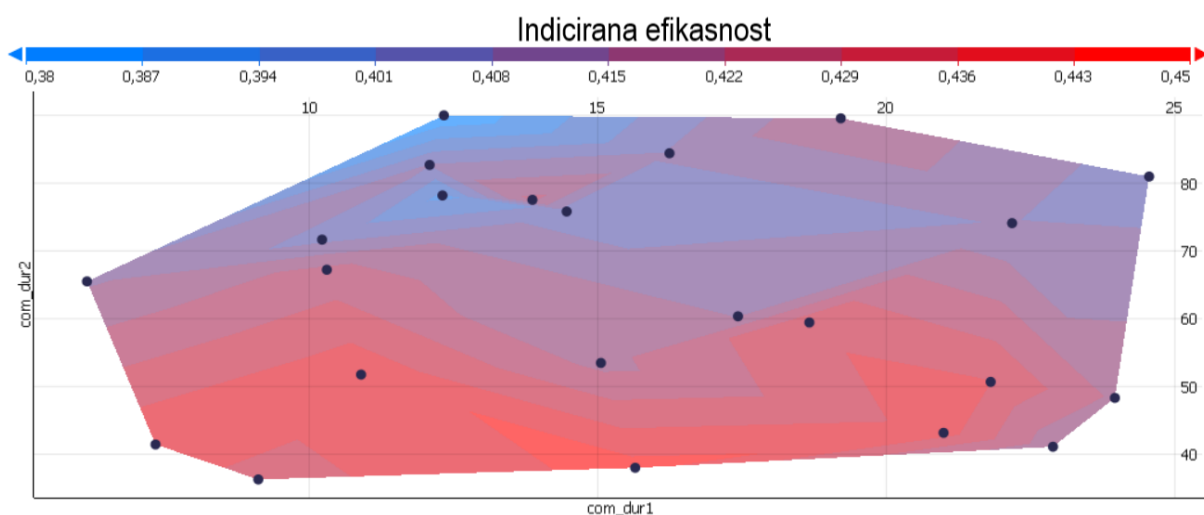
Iz dijagrama na slici 39 zaključujemo da ćemo AFR odabrati iz intervala 18 do 33, a trenutak početka izgaranja od -1 do 7 CAD.

Prema slici 40 zaključujemo isto kao i kod prethodnih slučajeva da je teško odabrati optimalno područje, međutim smatramo da je najveća optimalna površina dolje lijevo na dijagramu. Trajanje eksplozivnog izgaranja između 10 i 20 CAD te trajanje difuznog izgaranja od 35 do 45 CAD. Ove zaključke moramo potvrditi iz dijagrama za maksimalnu indiciranu efikasnost.

6.4.2 Optimiranje parametara za maksimalnu indiciranu efikasnost



Slika 41. Konturni dijagram ovisnosti indicirane efikasnosti o AFR-u i početku izgaranja



Slika 42. Konturni dijagram ovisnosti indicirane efikasnosti o trajanju eksplozivnog i difuznog izgaranja

Slike 41 i 42 kao rezultat daju vrlo širok spektar u kojem je indicirana efikasnost visoka. Optimalno područje AFR-a je između 22 i 43, a početka izgaranja između -7 i 7 CAD.

Što se tiče eksplozivnog izgaranja, idealno područje je između 12 i 22 CAD te između 35 i 50 CAD za difuzijsko izgaranje.

Sa slika 41 i 42 se vidi kako brzina vrtnje motora od 4000 rpm daje vrlo visoku indiciranu efikasnost za gotovo čitav spektar parametara, pa možemo zaključiti kako je to optimalno radno opterećenje predmetnog motora.

6.4.3 Zaključak o optimalnim parametrima za rad motora pri 4000 rpm

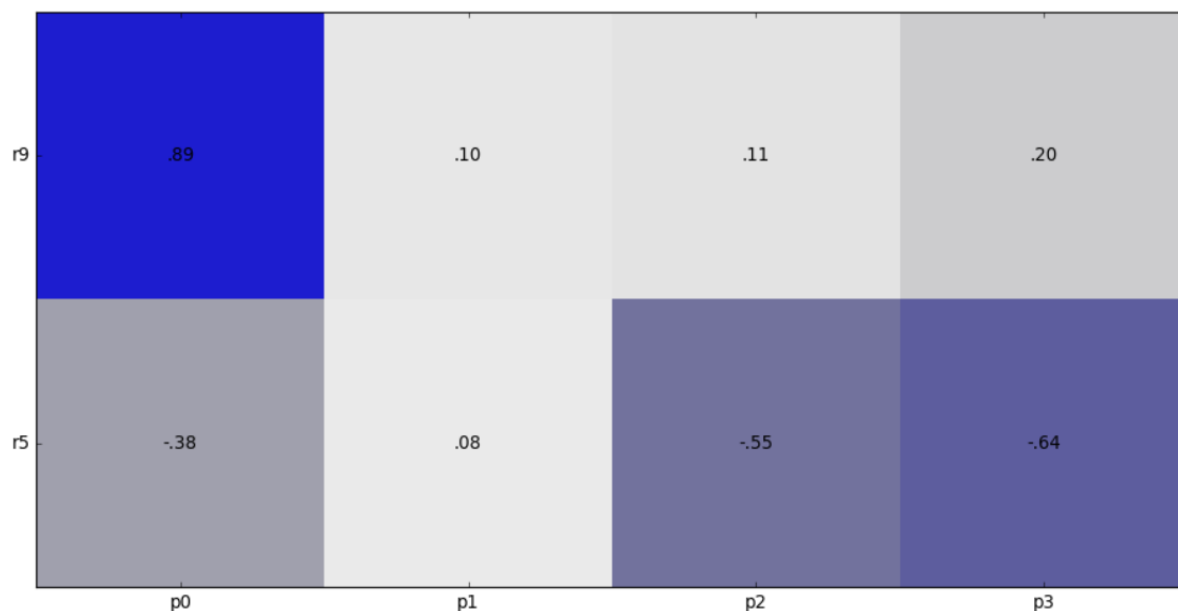
Preklapanjem navedenih intervala, dolazimo do zaključka da su optimalni rasponi varirajućih parametara idući:

- =comb_dur1 : 12 – 20 CAD
- =comb_dur2 : 35 – 45 CAD
- =comb_start : -1 – 7 CAD
- =AFR : 22 – 33

Iz navedenih raspona uzimamo srednje vrijednosti, s time da biramo vrijednosti bliže granici koja daje bolje rezultate. Odabrali smo slijedeće početne parametre za rad motora pri 4000 rpm:

- =comb_dur1 : 15 CAD
- =comb_dur2 : 40 CAD
- =comb_start : 3 CAD
- =AFR : 26

6.5 5000 rpm



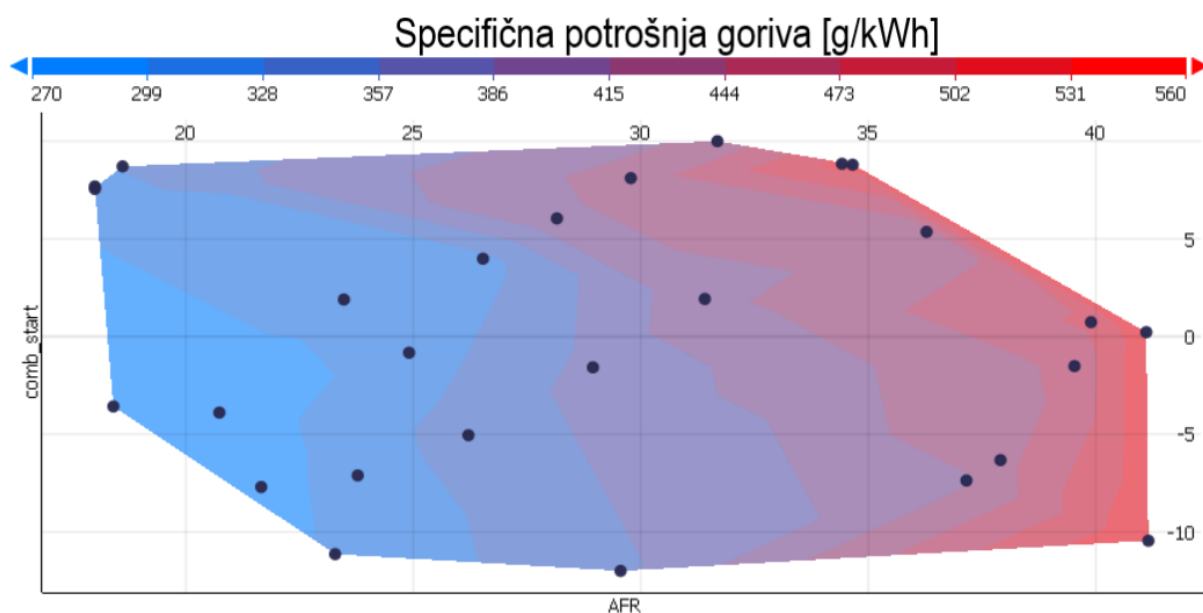
Slika 43. Korelacijska matrica za parametre pri 5000 rpm

Oznake na slici 43 predstavljaju slijedeće:

- p0 – AFR
- p1 – trajanje eksplozivnog izgaranja (=comb_dur1)
- p2 – trajanje difuznog izgaranja (=comb_dur2)
- p3 – početak izgaranja (=comb_start)
- r5 – indicirana efikasnost
- r9 – specifična potrošnja goriva

Nakon filtriranja rezultata preostalo je 25 točaka optimizacije.

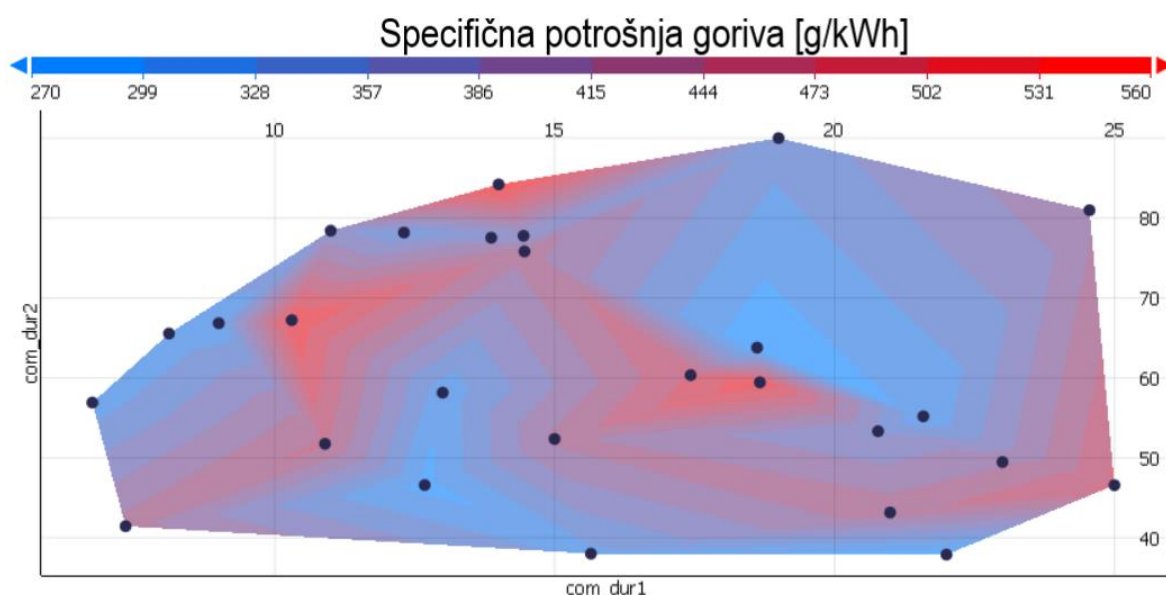
6.5.1 Optimiranje parametara za minimalnu specifičnu potrošnju goriva



Slika 44. Konturni dijagram ovisnosti specifične potrošnje goriva o AFR-u i početku izgaranja

Iz slike 44 zaključujemo kako je optimalno područje AFR-a 18 do 23 te početka izgaranja od -12 do 4 CAD.

Prema dijagramu na slici 45, ne možemo odrediti jedinstveno područje za koje dobijemo minimalnu specifičnu potrošnju goriva, pa ćemo se poslužiti dijagramom za indiciranu efikasnost sa istim osima.

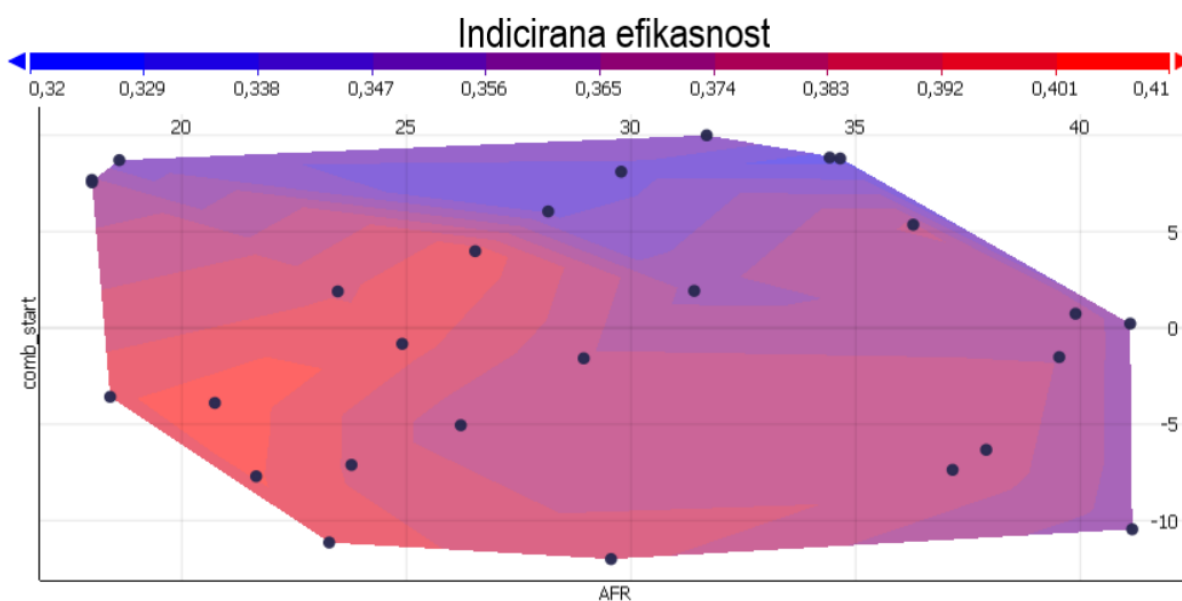


Slika 45. Konturni dijagram ovisnosti specifične potrošnje goriva o trajanju eksplozivnog i difuznog izgaranja

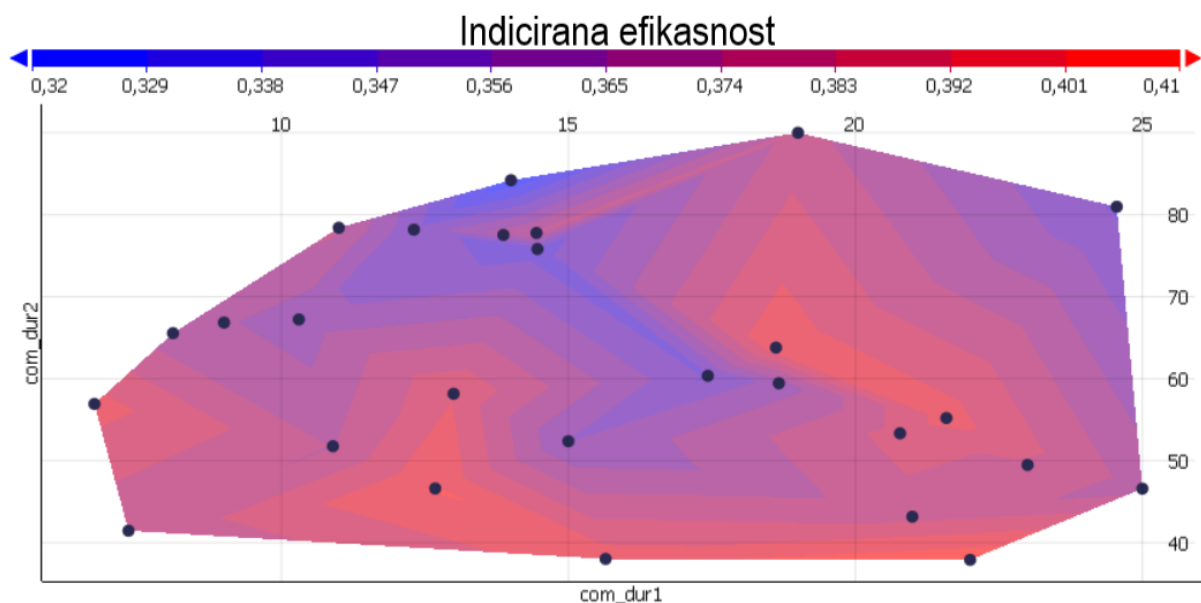
6.5.2 Optimiranje parametara za maksimalnu indiciranu efikasnost

Iz kontura sa slike 46 vidimo da je optimalno područje AFR-a za maksimalnu indiciranu efikasnost između 18 i 23 te između -8 i -2 CAD za početak izgaranja.

Podaci sa slike 47 definiraju optimalno područje od 11 do 15 CAD za trajanje eksplozivnog izgaranja te 40 do 55 CAD za trajanje difuznog izgaranja.



Slika 46. Konturni dijagram ovisnosti indicirane efikasnosti o AFR-u i početku izgaranja



Slika 47. Konturni dijagram ovisnosti indicirane efikasnosti o trajanju eksplozivnog i difuznog izgaranja

6.5.3 Zaključak o optimalnim parametrima za rad motora pri 5000 rpm

Preklapanjem navedenih intervala, dolazimo do zaključka da su optimalni rasponi varirajućih parametara idući:

- =comb_dur1 : 11 – 15 CAD
- =comb_dur2 : 40 – 55 CAD
- =comb_start : -8 – (-2) CAD
- =AFR : 18 – 23

Iz navedenih raspona uzimamo srednje vrijednosti, s time da bismo birali vrijednosti bliže granici koja daje bolje rezultate. Odabrali smo slijedeće početne parametre za rad motora pri 5000 rpm:

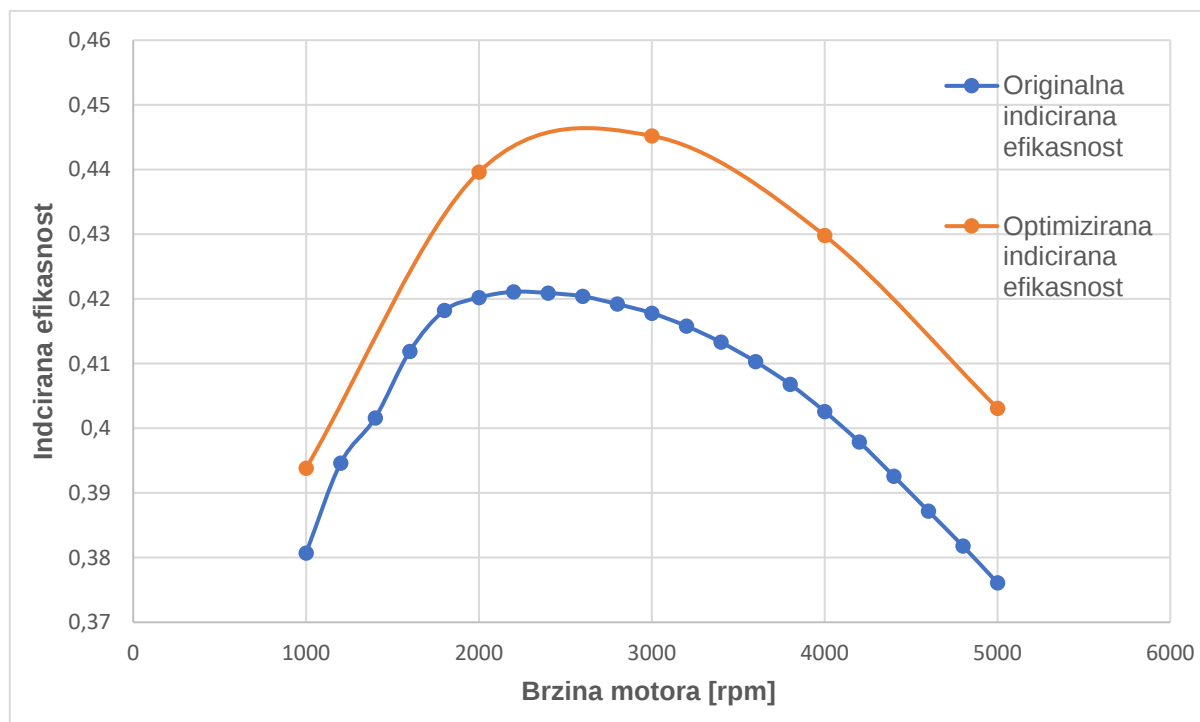
- =comb_dur1 : 15 CAD
- =comb_dur2 : 50 CAD
- =comb_start : -2 CAD
- =AFR : 23

7. Komentar i zaključak

Tijekom optimizacije određenim parametrima je bilo teško naći optimalno područje. Ako pogledamo korelacijske matrice, možemo i zaključiti zašto. Ukoliko je korelacija određenih parametara bila niska, optimalna područja su bila nepravilno raspoređena.

Možemo primjetiti kako se pri većim okretajima motora povećava utjecaj trajanja eksplozivnog i difuznog izgaranja na parametre koje optimiramo, dok je pri nižim okretajima gotovo isključivo omjer zraka i goriva odgovoran za performanse motora.

Nakon odrađene optimizacije za odabrane brzine motora, dobili smo bolje rezultate specifične potrošnje goriva i indicirane efikasnosti pri svim brzinama. Kako optimizacija nije rađena za isti broj okretaja kao i inicijalna simulacija, oblik krivulje između mjerenja je aproksimiran. Rezultati optimizacije su prikazani na slikama 48 i 49.

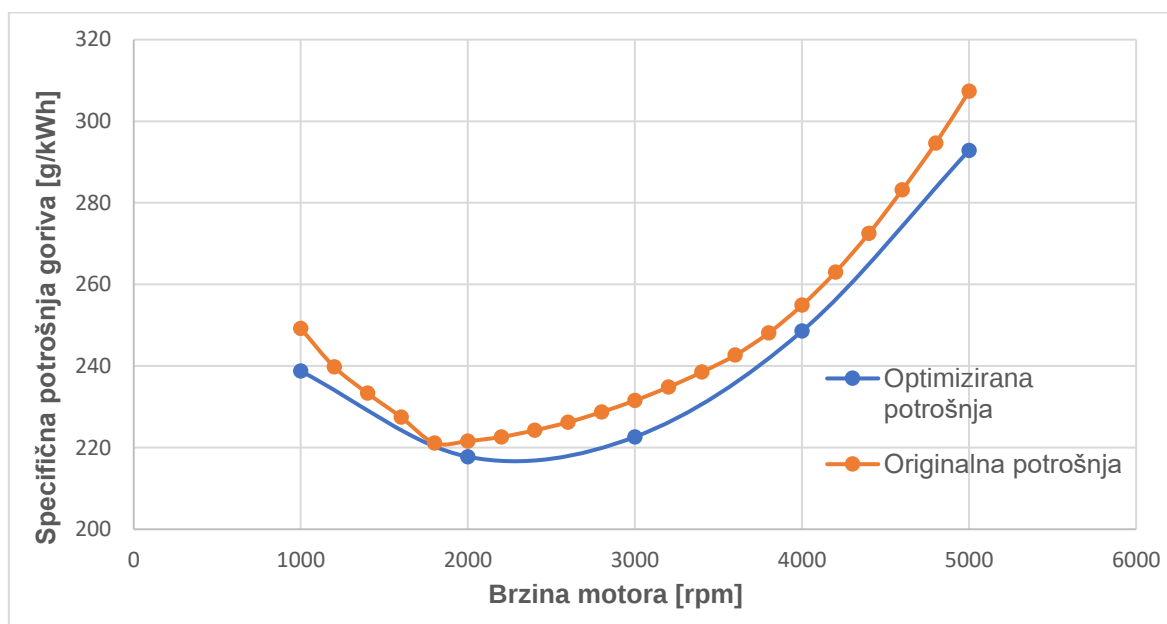


Slika 48. Usporedba ovisnosti brzine motora i indicirane efikasnosti prije i nakon optimizacije

Krivulje imaju gotovo identičan oblik kao i prije simulacije samo su pomaknute gore u slučaju indicirane efikasnosti, odnosno dolje u slučaju specifične potrošnje goriva. Ekstremi su također ostali pri istom broju okretaja motora.

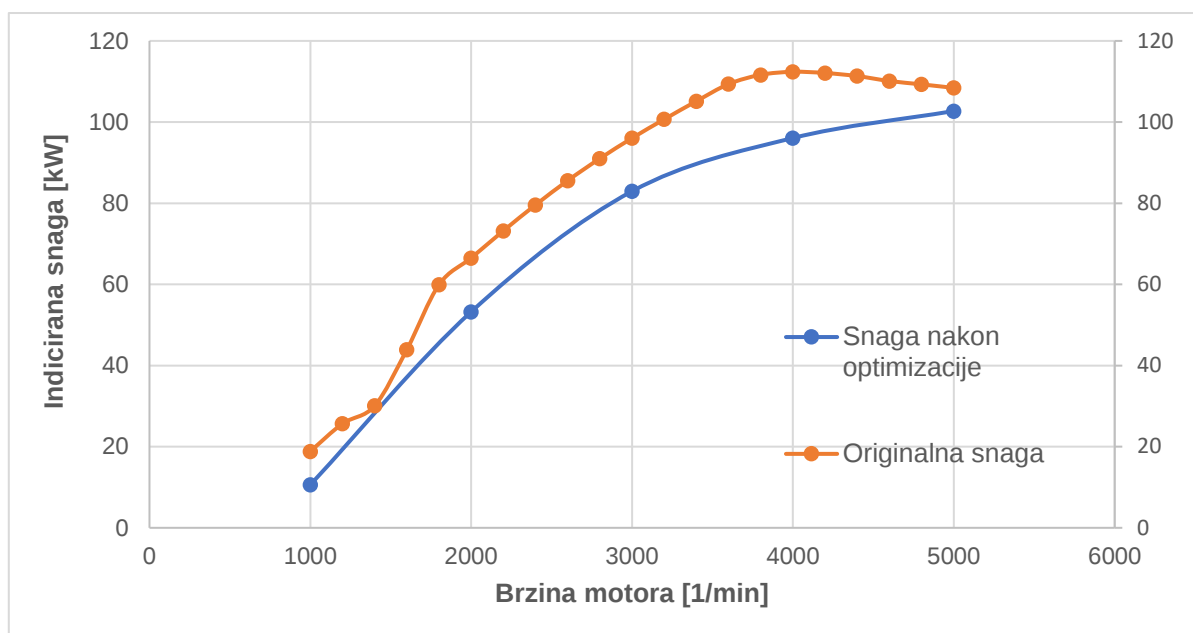
Indicirana efikasnost je povećana u prosjeku za 3%. Još bolja je činjenica da toliko povećanje obuhvaća gotovo čitav spektar okretaja motora. To je jako dobar rezultat s obzirom da smatramo kako su moderni dizelski motori, sa današnjom tehnologijom, pri maksimumu svojih potencijala.

Smanjenje specifične potrošnje goriva u prosjeku od 8 g/kWh također smatramo iznimno dobrim rezultatom. Taj rezultat se može prikazati kao i smanjenje potrošnje goriva od 0.6 l/100km. Za izračun smo uzeli primjer vožnje autocestom, brzinu od 130 km/h što implicira indiciranu snagu motora od 80kW.

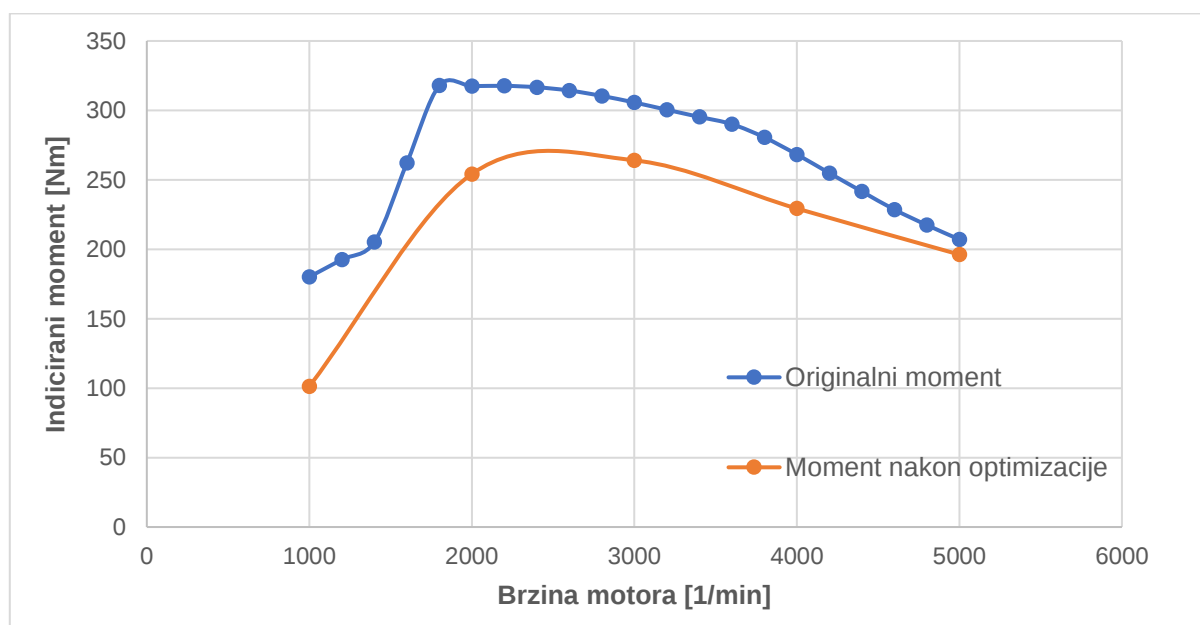


Slika 49. Usporedba ovisnosti specifične potrošnje goriva o brzini motora prije i nakon optimizacije

Na slikama 49 i 50 usporedili smo krivulje snage i okretnog momenta motora prije i nakon optimizacije. Ovakav rezultat je očekivan, jer bi za optimalne rezultate indicirane snage i momenta, termodinamički parametri u cilindru prelazili granične uvjete, a sama optimizacija bi se odvijala u drugome smjeru. Maksimalna temperatura bi prelazila 2100K, a maksimalni porast tlaka bi prelazio 9 bar/deg. To smo pod svaku cijenu htjeli izbjeći jer nam je u interesu očuvati dugovječnost motora.



Slika 50. Usporedba ovisnosti indicirane snage o brzini motora prije i nakon optimizacije



Slika 51. Usporedba ovisnosti indiciranog momenta o brzini motora prije i nakon optimizacije

Na kraju možemo zaključiti kako je sustav motora sa unutarnjih izgaranjem iznimno kompleksan sustav sa velikim brojem ovisnih varijabli, dok je njegov matematički opis još veći izazov za razumijevanje i baratanje. Srećom postoje računalne simulacije koje znatno olakšavaju posao.

Što smo u ovome radu odradili "na ruke", ECU nekoga IC motora odradi više stotina puta u jednoj sekundi. On kontrolira vrijeme ubrizgavanja, količinu ubrizganog goriva, a postoje i moderniji sustavi u kojima ECU upravlja i vremenima otvaranja i zatvaranja ventila, turbopuhalom, protokom zraka kroz sustav, itd. Čitav niz kompleksnih radnji se mora izvršiti kako bi motor radio u optimalnom području.

Ovaj rad smatramo uspješnim, a kao nastavak ovog rada moguće je raditi više optimizacija za jedan slučaj, tj. nakon odabiranja optimalnog područja odraditi još jednu optimizaciju kako bi dobili detaljnije konturne dijagrame.

Također bi se moglo poraditi na modelu u AVL Boost-u. Izmjeriti točne duljine, promjere i zakrivljenost cijevi, pronaći točne parametre za turbinu, analizirati ispušne plinove, itd. Postoji i mogućnost korištenja 3D Boost-a ili CruiseM softvera iz istog paketa koji koriste modernije simulacijske tehnike te daju bolje i opširnije rezultate.

Ova opširna, kompleksna i neiscrpna tema zasigurno će nastaviti zaokupljati mnoge znanstvenike.

8. Reference

- [1] Twigg, M. V. (2011). *Catalytic control of emissions from cars. Catalysis Today*. 163(1), 33–41.
- [2] Roy, M.M., Joardder, M.U.H., Uddin, M.S. (2010). *Effect of Engine Backpressure on the Performance and Emissions of a CI Engine*.
- [3] Brijesh, P., Sreedhara, S. (2013). *Exhaust emissions and its control methods in compression ignition engines: A review*. International Journal of Automotive Technology, 14(2), 195–206.
- [4] Alriksson, M. and Denbratt, I. (2006). *Low temperature combustion in a heavy duty diesel engine using high levels of EGR*. SAE Paper No. 2006-01-0075.
- [5] Christensen, M., Hultqvist, A. and Johansson, B. (1999). *Demonstrating the multi fuel capability of a homogeneous charge compression ignition engine with variable compression ratio*. SAE Paper No. 1999-01-3679.
- [6] Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A., & Reitz, R. D. (2011). *Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion*. International Journal of Engine Research, 12(3), 209–226.
- [7] Pešić, R., Davinić, A., Taranović, D., Miloradović, D., & Petković, S. (2010). *Experimental determination of double vbe function parameters in diesel engines with biodiesel*. Thermal Science, 14(suppl.), 197–208.
- [8] Datta, A., & Mandal, B. K. (2016). *Effect of compression ratio on the performance, combustion and emission from a diesel engine using palm biodiesel*.
- [9] van Basshuysen, R., & Schäfler, F. (2002). *Handbuch Verbrennungsmotor*.
- [10] <https://mlfree.com/1-9-jtd-motor/>
- [11] <https://www.dyno-chiptuningfiles.com/tuning-file/opel-astra-19-cdti-150hp/>
- [12] https://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_cycle
- [13] <https://www.britannica.com/technology/diesel-engine>
- [14] https://en.wikipedia.org/wiki/European_emission_standards
- [15] <https://www.officinatorelli.it/news/soluzioni-definitive-per-problematiche-su-filtri-fap-dpf-e-valvole-egr/>
- [16] Maiboom, A., Tauzia, X., & Hétet, J.-F. (2008). *Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine*. Energy, 33(1), 22 – 34.
- [17] <https://www2.mazda.com/en/publicity/release/2017/201708/170808a.html>
- [18] Boost User Guide: DoE and Optimization
- [19] Prezentacije iz kolegija: "Toplinski strojevi"; prof.dr.sc. Gojmir Radica (2017.)