Analiza rada Ottovog motora primjenom potpuno varijabilnog ventilskog razvoda

Jagušt, Eugen

Undergraduate thesis / Završni rad

2018

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:630192

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-16**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Eugen Jagušt

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor: Student:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić Eugen Jagušt

Zagreb, 2018.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem mentoru Doc. dr. sc. Momiru Sjeriću na podršci, susretljivosti i savjetima tijekom izrade ovoga rada.

Zahvaljujem djelatnicima laboratorija na provedbi eksperimentalnih mjerenja izvršenih u Laboratoriju za motore i vozila.

Zahvaljujem svojoj obitelji, kolegama i prijateljima na podršci tijekom cijelog studija.

Eugen Jagušt

U Zagrebu, 20. rujna 2018. godine

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:

procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

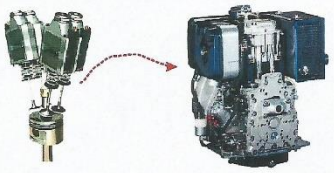
Student: **Eugen Jagušt** Mat. br.: 0035196830

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Analiza rada Ottovog motora primjenom potpuno varijabilnog ventilskog razvoda**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Analysis of Spark Ignition Engine Operation with Fully Variable Valve Timing System**

Opis zadatka:

U okviru završnog rada potrebno je proučiti koji sustavi potpuno varijabilnog ventilskog razvoda postoje te na osnovu toga analizirati utjecaj takvog sustava na rad eksperimentalnog motora Hatz 1D81. Analizu je potrebno provesti pomoću numeričkih proračuna primjenom komercijalnog programskog paketa AVL BOOST™. Za simulaciju procesa izgaranja u oba slučaja potrebno je primijeniti Vibe-ovu funkciju čiji su parametri prethodno kalibrirani u skladu s izmjerenim podacima profila tlaka u cilindru motora.



U sklopu završnog rada potrebno je:

- Napraviti pregled postojećih potpuno varijabilnih sustava za ventilski razvod.
- Izraditi simulacijski model eksperimentalnog motora Hatz 1D81 i provesti kalibraciju konstanti simulacijskog modela usporedbom simulacijskih rezultata s eksperimentalnima.
- Pronaći optimalne parametre Vibe-ove funkcije za razmatrane radne točke motora.
- Definirati i primijeniti različite profile podizanja ventila karakteristične za VVT sustav uz razmatranje geometrijskih ograničenja u pogledu maksimalnog podizaja ventila.
- Analizirati i usporediti značajke rada eksperimentalnog motora s postojećim i novo definiranim krivuljama podizanja ventila na istim radnim točkama motora. Pri tome je potrebno proces izgaranja modelirati primjenom Vibe-ove funkcije čiji su parametri prethodno definirani.
- Iznijeti zaključke o ostvarenim simulacijskim rezultatima i njihovoj usporedbi.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu završnoga rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. studenog 2017.

Rok predaje rada:
1. rok: 23. veljače 2018.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2018.
3. rok: 21. rujna 2018.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 26.2. - 2.3. 2018.
2. rok (izvanredni): 2.7. 2018.
3. rok: 24.9. - 28.9. 2018.

Zadatak zadao:

M. Sjerić

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

POPIS SLIKA: III
POPIS TABLICA: V
POPIS OZNAKA VI
KRATICE VIII
SAŽETAK IX
SUMMARY IX
1. UVOD 1
1.1. Cilj rada 1
1.2. Ključni pojmovi i teoretska podloga 2
1.3. Podatci o motoru HATZ 1D81 4
2. PREGLED POSTOJEĆIH POTPUNO VARIJABILNIH SUSTAVA ZA VENTILSKI RAZVOD 6
3. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA 9
3.1. Potpuni model motora Hatz 1D81 9
3.1.1. Elementi modela 10
3.1.1.1. Zaklopka snage 10
3.1.1.2. Ubrizgavanje goriva 10
3.1.1.3. Cilindar 10
3.1.1.4. Motor 11
3.2. Kalibracija konstanti simulacijskog modela 11
3.2.1. Opis postupka pronalaženja Vibe-ovih parametara 12
3.2.2. Vibe-ovi parametri 13
3.2.2.1. Model izgaranja 13
3.2.2.2. Vrijednosti Vibe-ovih parametara 15
3.2.3. Kalibracija konstanti protoka na usisu 16
4. KALIBRACIJA POTPUNO VARIJABILNOG VENTILSKOG RAZVODNOG SUSTAVA 17
4.1. Razvodni dijagram postojećeg razvodnog mehanizama 17
4.2. Potpuno varijabilni ventilski razvodni sustav 17
4.2.1. Pretpostavke o potpuno varijabilnom ventilskom razvodu 18
4.2.2. Geometrijsko ograničenje 18
4.3. Nove krivulje podizanja ventila 19
4.3.1. Postupak traženja novih krivulja podizanja ventila 21
4.3.2. Konačne krivulje podizanja ventila 22
5. USPOREDBA SIMULACIJSKIH REZULTATA 24

5.1. Profili tlaka u cilindru 24
5.2. Značajke motora 28
5.3. Efektivni moment i snaga 33
6. ZAKLJUČAK 34
7. LITERATURA 35

POPIS SLIKA:

Slika 1. Četverotaktni proces [1] 2
Slika 2. Indikatorski dijagram četverotaktnog procesa [1] 2
Slika 3. Razvodni dijagram [1] 3
Slika 4. Razvodni mehanizam [3] 4
Slika 5. Hatz 1D81 5
Slika 6. Hidraulični potpuno varijabilni sustav 6
Slika 7. Elektrohidraulični potpuno varijabilni sustav[7] 7
Slika 8. Elektromagnetski potpuno varijabilni sustav [6] 7
Slika 9. Pneumatski (Freevalve) potpuno varijabilni sustav 8
Slika 10. Potpuni model motora Hatz 1D81 9
Slika 11. Sučelje "Combustion" 12
Slika 12. Sučelje "Target Pressure Curve 2 Zone" 13
Slika 13. Vibeova funkcija x i zakon oslobađanja topline za razne vrijednosti značajke izgranja [1] 14
Slika 14. Dijagram konvergencije traženog početka izgaranja 15
Slika 15. Dijagram konvergencije tražene duljine izgaranja 15
Slika 16. Dijagram konvergencije tražene značajke izgaranja m 15
Slika 17. Razvodni dijagram originalnog razvodnog mehanizma 17
Slika 18. Skica klipa 19
Slika 19. Novi razvodni dijagram 19
Slika 20. Konačne krivulje podizanja ventila 22
Slika 21. Profil tlaka u cilindru pri 1000 okretaja u minuti 24
Slika 22. Reprezentativne površine u simboličkom indikatorskom dijagramu 24
Slika 23. Profil tlaka u cilindru pri 1500 okretaja u minuti 25
Slika 24. Profil tlaka u cilindru pri 1600 okretaja u minuti 25
Slika 25. Profil tlaka u cilindru pri 2000 okretaja u minuti 26
Slika 26. Profil tlaka u cilindru pri 2200 okretaja u minuti 26
Slika 27. Profil tlaka u cilindru pri 2500 okretaja u minuti 27
Slika 28. Profil tlaka u cilindru pri 3000 okretaja u minuti 27
Slika 29. Usporedba stupnja punjenja pri zadanim točkama 29
Slika 30. Usporedba udjela zaostalih produkata izgaranja pri zadanim radnim točkama 29
Slika 31. Usporedba značajki motora pri 1500 okretaja u minuti za slučaj kasnijeg odnosno ranijeg otvaranja ispušnog ventila 30
Slika 32. Usporedba srednjeg efektivnog tlaka u zadanim radnim točkama 31
Slika 33. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva u zadanim radnim točkama 31

Slika 34. Usporedba Masenih protoka pri 1500 min^{-1} 32
Slika 35. Usporedba efektivnog momenta i snage 33

POPIS TABLICA:

Tablica 1. Specifikacije analiziranog motora 5
Tablica 2. Pregled radnih točaka motora 11
Tablica 3. Vibe-ovi parametri 16
Tablica 4. Koeficijenti protoka na restriktoru R1 16
Tablica 5. Promjena kuta zakreta KV 21
Tablica 6. Karakteristične točke novih krivulja podizanja ventila 23
Tablica 7. Usporedba karakterističnih točaka podizanja ventila pri 1500 okretaja u minuti za slučaj kasnijeg odnosno ranijeg otvaranja ispušnog ventila 30
Tablica 8. Očitane vrijednosti efektivnog momenta i snage 33

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
α_{poc}	°	Kut zakreta KV pri kojem počinje izgaranje
α_{izg}	°	Duljina izgaranja mjerena u kut zakreta KV
α_{KV}	°	Kut zakreta KV
$\Delta\alpha_{\mathrm{KV}}$	°	Promjena kuta zakreta KV
C_v	-	Konstanta dobivena na temelju kraja izgaranja
C	-	Zajednička konstanta
D	mm	Promjer klipa
$e(\alpha_{\mathrm{KV}})$	mm	Tražena udaljenost
ε	-	Kompresijski omjer
H	mm	Hod klipa
$h(\alpha_{\mathrm{KV}})$	mm	Hod klipa u ovisnosti o kutu zakreta KV
H_d	kJ/kg	Donja ogrjevna vrijednost goriva
l	mm	Duljina klipnjače
λ	-	Faktor pretička zraka
λ_{pu}	-	Stupanj punjena cilindra
m	-	Značajka izgaranja
$m_{f,}(\alpha)$	kg	Masa goriva izgorjelog od početka izgaranja cilindru
$m_{f,\,proc}$	kg	Masa goriva u cilindru
n	s^{-1}	Brzina vrtnje motora
n_{min}	min^{-1}	Brzina vrtnje motora

η_e	-	Efektivni stupanj korisnosti motora
P_e	W	Efektivna snaga motora
T	-	Broj taktova
t_v	s	Vrijeme od početka do kraja otvaranja odnosno zatvaranja ventila
V_H	mm^3	Radni volumen cilindra
V_K	mm^3	Kompresijski volumen
V_V	mm^3	Volumen slobodnog prostora za otvaranje ventila
V_{ud}	mm^3	Volumen udubljenja na čelu klipa
z	-	Broj cilindara
Z_0	kg_Z/kg_G	Stehiometrijska količina zraka potrebna za izgaranje 1 kg goriva
$x(\alpha_{KV})$	kg/kg	Udio izgorjele mase goriva

KRATICE

DMT	Donja mrtva točka
GMT	Gornja mrtva točka
IOP	Početak otvaranja ispušnog ventila
IOK	Kraj otvaranja ispušnog ventila
IZP	Početak zatvaranja ispušnog ventila
IZK	Kraj zatvaranja ispušnog ventila
KV	Koljenasto vratilo
UOP	Početak otvaranja usisnog ventila
UOK	Kraj otvaranja usisnog ventila
UZP	Početak zatvaranja usisnog ventila
UZK	Kraj zatvaranja usisnog ventila

SAŽETAK

Kako bi pratili sve razvoj motora s unutarnjim izgaranjem, proizvođači traže nova inovativna rješenja za poboljšanje značajki rada motora. U zadnje vrijeme puno se pažnje posvećuje optimizaciji rada motora, što možemo vidjeti kroz nove trendove poput *downsizing*-a. Jedan od smjerova poboljšanja značajki motora s unutarnjim izgaranjem je primjena potpuno varijabilnih ventilskih razvodnih sustava. Analizom rada motora s primijenjenim potpuno varijabilnim ventilskim razvodom prikazali smo moguća poboljšanja značajki rada motora. Ovaj rad je samo zagrebao površinu u pogledu analize primjene potpuno varijabilnih ventilskih razvoda jer su analizirana samo puna opterećenja, iako bi bilo zanimljivo analizirati poboljšanja značajki motora na pri djelomičnom opterećenju. U svrhu ovog završnog rada provedene su simulacije u programskom paketu AVL Boost™ na četverotaktnom Ottovom motoru. Simulacije su izvršene za različite brzine vrtnje motora a te brzine su: 1000, 1500, 1600, 2000, 2200, 2500 i 3000 min^{-1}

Ključne riječi: Ottov motor, simulacije radnog ciklusa, potpuno varijabilni ventilski razvod, AVL Boost™.

SUMMARY

In order to follow the development of the internal combustion engine, manufacturers are searching for new and innovative solutions to upgrade the performance of the engine. Lately a lot of attention is dedicated to the optimization of the engine processes. What can be seen thru new trends such as downsizing. One of the ways for improving the internal combustion engine is implementing a Fully Variable Valve Actuation systems. Analysis of the engine process with implemented Fully Variable Valve Actuation shows possible improvements of the engine performance. This Bachelor's thesis has just scratched the surface in the direction of analysing the implementation of the Fully Variable Valve Actuation systems because it just analysed the full load of the engine, even though it would be interesting to analyse the improvements on the engine performance on partial loads. For purpose of this Bachelor's thesis the simulations were conducted in the AVL Boost™ simulation program, on the four stroke Otto engine. Simulations were conducted for different rotational speeds of the engine, and those are: 1000, 1500, 1600, 2000, 2200, 2500 and 3000 min^{-1}

Key words: Spark Ignition Engine, Cycle-simulations, Fully Variable Valve Actuation, AVL Boost™.

1. UVOD

Promatrajući toplinske strojeve, u eksploataciji većinom su zastupljeni četverotaktni klipni motori s unutarnjim izgaranjem, koji se danas primjenjuje za pogon većine cestovnih vozila, manjih plovila, uređaja poput agregata, građevinskih i poljoprivrednih uređaja, te u još mnogim uređajima gdje se kao izvor energije koristi kemijska energija pohranjena u gorivu, a potrebno je proizvesti mehanički rad. Zbog navedene velike zastupljenosti i široke primjene, poboljšavanje značajki rada motora je ključno pri razvoju motora s unutarnjim izgaranjem. Jedan od smjerova poboljšanja značajki motora s unutarnjim izgaranjem je implementiranje potpuno varijabilnih ventilskih razvodnih sustava. Do danas u upotrebi postoje mnogi varijabilni ventilski razvodni sustavi, kao što su Variable Valve Timing and Lift Electronic Control (VTEC), Valvetronic, Variable Valve Timing (VVT), Continuous Variable Valve Timing (CVVT), MultiAir. Koji mogu mijenjati vrijeme podizanja ventila i/ili visinu podizanja, međutim ne možemo ih smatrati potpuno varijabilnim jer je njihovo gibanje to jest profil podizanja ventila određen profilom brijega na bregastom vratilu i mehanički su povezani pomoću lanca, remena ili zupčanika s koljenastim vratilom motora, koje ih pogoni. Prema tome potpuno varijabilni ventilski razvodni sustav možemo definirati kao sustav koji može upravljati vremenom podizanja i visinom podizanja ventila potpuno neovisno.

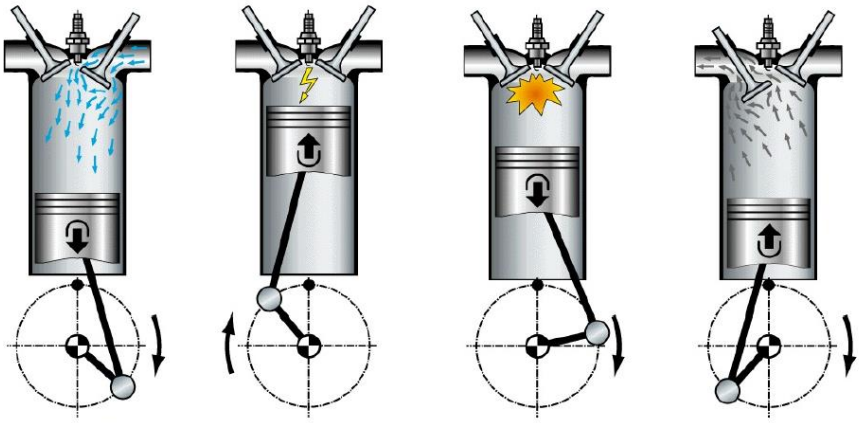
1.1. Cilj rada

Cilj ovog završnog rada je provesti analizu utjecaja potpuno varijabilnog ventilskog razvodnog sustava na rad eksperimentalnog motora Hatz 1D81, pri tome je potrebno analizirati i usporediti značajke rada eksperimentalnog motora s postojećim i novo definiranim krivuljama podizanja ventila pri različitim brzinama vrtnje motora to jest istim radnim točkama motora za koje su provedena ispitivanja, a te brzine su: 1000, 1500, 1600, 2000, 2200, 2500 i 3000 okretaja u minuti

Analizu je potrebno provesti pomoću numeričkih proračuna primjenom komercijalnog programskog paketa AVL Boost™.

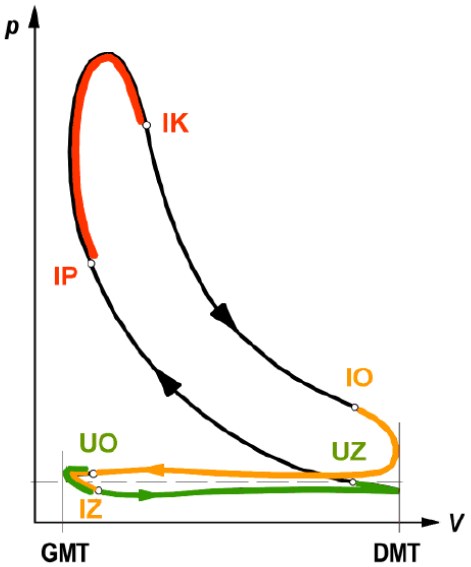
1.2. Ključni pojmovi i teoretska podloga

Četverotaktni motori s unutarnjim izgaranjem pretvaraju kemijsku energiju goriva u toplinsku energiju plinova koji svojom ekspanzijom daju mehanički rad na koljenastom vratilu motora, gdje je takt definiran kao jedno kretanje klipa od jednog do drugog krajnjeg položaja, odnosno od gornje mrtve točke (GMT) do donje mrtve točke (DMT) ili obratno, što odgovara zakretu koljenastog vratila od 180°. Kao što i sam naziv govori radni proces možemo opisati pomoći 4 djela koji se uzastopno ponavljaju, a to su 1. usis, 2. kompresija, 3. ekspanzija i 4. ispuh, koji su prikazani na slici 1..

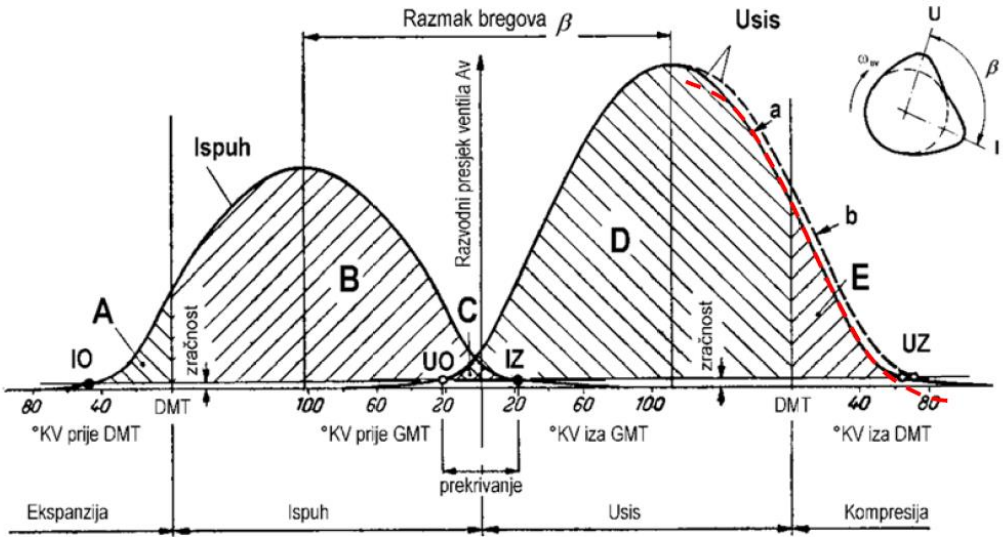


Slika 1. Četverotaktni proces [1]

U taktu usisa klip se kreće od GMT prema DMT, prilikom kojeg je usisni ventil otvoren te radni medij ulazi u cilindar, zatim se taj radni medij komprimira u taktu kompresije. Nakon čega slijedi takt ekspanzije u kojem plinovi svojom ekspanzijom pretvaraju toplinsku energiju u mehanički rad pomicanjem klipnog mehanizma, a potom potrošeni radni medij izlazi kroz otvoreni ispušni ventil u taktu ispuha. Opisani proces u odgovara prikazu indikatorskog dijagrama na slici 2.



Slika 2. Indikatorski dijagram četverotaktnog procesa [1]

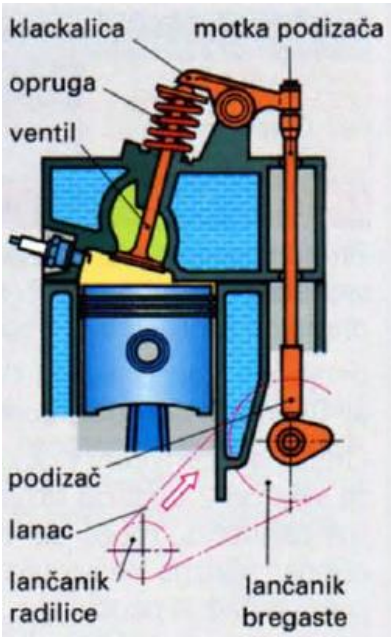


Slika 3. Razvodni dijagram [1]

Od točke ispuh otvoren (IO) do točke usis zatvoren (UZ) odvija se takozvani niskotlačni dio procesa u kojem se odvija izmjena radnog medija. Točka IO obilježava trenutak kada se ispušni ventil otvara kada započinje ispuhivanje produkata izgradnja iz cilindra, što traje sve do točke ispuh zatvara (IZ) koja obilježava trenutak zatvaranja ispušnog ventila. Shodno tome točka usis otvoren (UO) obilježava trenutak otvaranja usisnog ventila kada započinje usisavanje svježeg radnog medija koje traje do trenutka zatvaranja usisnog ventila, dakle točke UZ.

Razvodni dijagram na slici 3. prikazuje podizanje ventila u općem slučaju, gdje je krivulja podizanja kako ispušnog tako i usisnog ventila određena profilom brega na bregastom vratilu. [1]

Postojeći razvodni mehanizam motora je OHV (Over head Valves) razvodni mehanizam, dakle ventili se nalaze u glavi motora, a položaj im je viseći. Ventili su upravljani bregastom osovinom smještenom u bloku motora čije se kružno gibanje pretvara u uzdužno pomoću motke podizača i klackalice, a opruga služi za povrat ventila u početni položaj. Taj razvodni mehanizam prikazan je na slici 4. [3]



Slika 4. Razvodni mehanizam [3]

1.3. Podatci o motoru HATZ 1D81

Analizirani motor Hatz 181D je jednocilindarski motor prilagođen potrebama ispitivanja u laboratoriju za motore i vozila na Fakultetu Strojarstva i Brodogradnje u Zagrebu, koji je isporučio eksperimentalne rezultate prikazane u ovom radu.

Konstrukcijske značajke originalnog motora:

- Dizelski jednocilindrični četverotaktni motor, zrakom hlađen.
- Cilindar je izrađen od sivog lijeva i smješten vertikalno.
- Lagano kućište radilice, dobiveno tlačnim lijevom.
- Radilica uležištena na 2 klizna ležaja.
- Razvodni mehanizam se sastoji od bregastog vratila u bloku motora, šipke podizača i klackalice.
- Jedan usisni (promjera 37 mm) i jedan ispušni (promjera 32 mm) ventil.
- Ventilator za hlađenje i alternator integrirani sa zamašnjakom.
- Direktno ubrizgavanje goriva.

Motor se najčešće koristi za pogon manjih poljoprivrednih i građevinskih strojeva, što znači da je najčešći slučaj njegove upotrebe stacionarni rad. Hatz 1D81 jedan je od najkvalitetnijih jednocilindarskih dizelskih motora čije su performanse:

- Maksimalna snaga od 10,3 kW pri 3000 min-1
- Maksimalan moment od 36,3 Nm pri 2000 min-1
- Prazan hod pri 800 min-1
- Kompresijski omjer 20,5

Za modificirani motor Hatz 1D81 eksperimentalnog postava koji se nalazi u laboratoriju za motore i vozila specifikacije su dane u Tablici 1.

Tablica 1. Specifikacije analiziranog motora

VELIČINA	SIMBOL	IZNOS	MJERNA JEDINICA
Broj cilindara	z	1	-
Promjer cilindra	D	100	mm
Hod klipa	H	85	mm
Duljina klipnjače	l	127	mm
Kompresijski omjer	ε	11.3	-

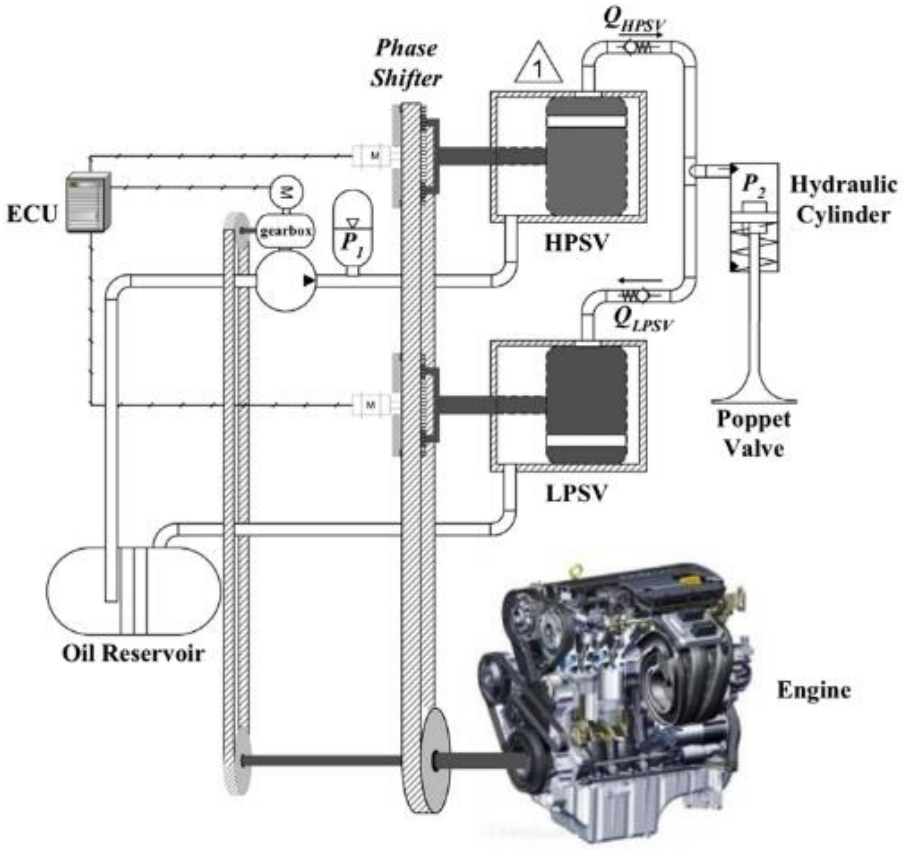
Slika 5. Hatz 1D81

2. PREGLED POSTOJEĆIH POTPUNO VARIJABILNIH SUSTAVA ZA VENTILSKI RAZVOD

Potpuno varijabilni sustav za ventilski razvod je sustav koji može upravljati vremenom podizanja i visinom podizanja potpuno neovisno. Stoga takve motore možemo zvati motori bez bregaste osovine (*Camless engine*). Shodno tome potpuno varijabilne sustave za ventilski razvod možemo podijeliti prema načinu upravljanja ventila odnosno prema vrsti aktuatora kojim je ventil upravljan:

- Hidraulični:

Hidraulični sustavi pokretani su i upravljani pomoću tekućine, a snaga se prenosi tlakom. Glavna pumpa podiže tlak u sustavu. Rotirajući ventili, koji se nalaze neposredno iza visokotlačnog spremnika označenog s HPSV i neposredno prije niskotlačnog spremnika označenog s LPSV, reguliraju kad i koliko dugo će biti omogućen protok fluida do radnog cilindra s povratnom oprugom te se tako vrši regulacija podizanja ispušnih i usisnih ventila. Kako bi bila moguća potpuna neovisnost, na vratila rotirajućih ventila ugrađuju se električni upravljani uređaj za pomicanje faze.

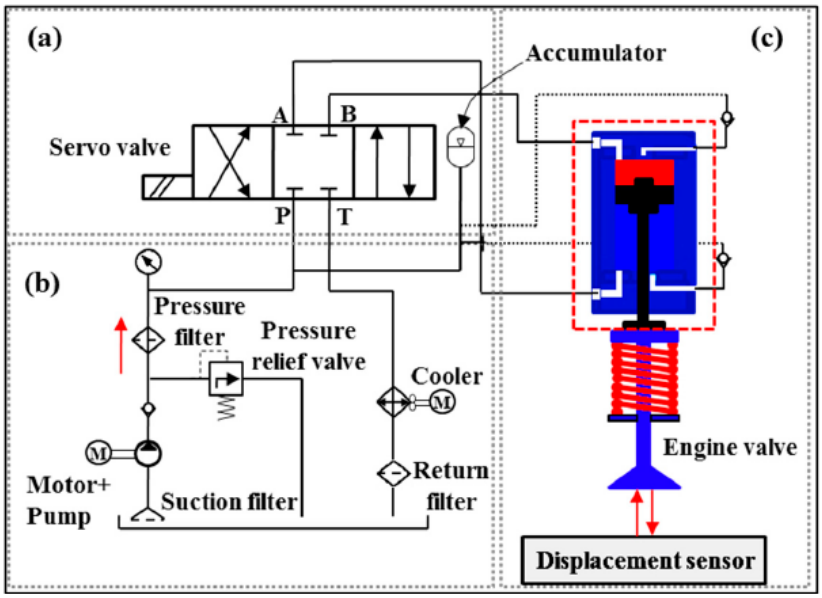


Slika 6. Hidraulični potpuno varijabilni sustav

[*] (https://www.machinedesign.com/mechanical/improving-car-engines-advanced-variable-hydraulic-valves)

- Elektrohidraulični:

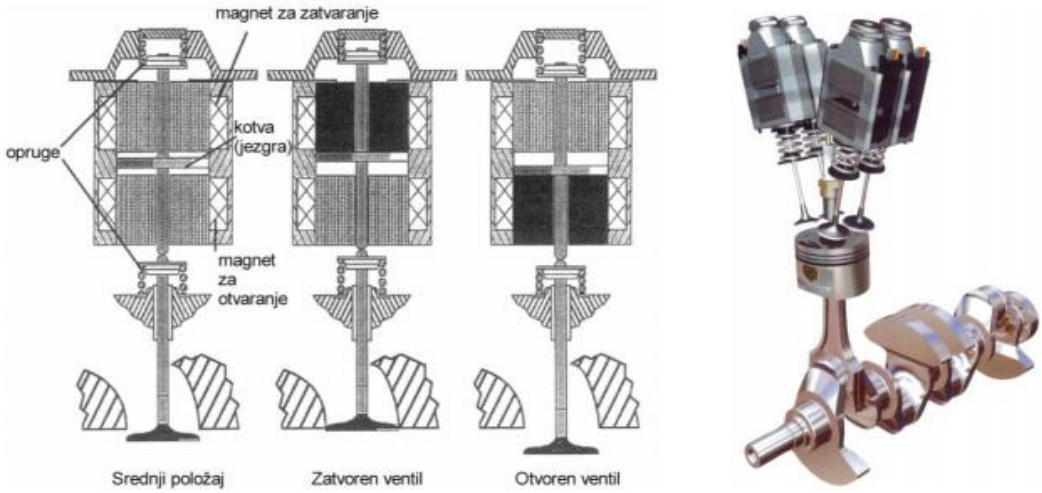
Elektrohidraulični sustav sličan je hidrauličnom, ali se za regulaciju ne koriste isključivo mehanički dijelovi, nego električni aktuatori. Pumpa podiže tlak u sustavu, a električni upravljan razvodnik regulira vrijeme otvaranja tako što otvara i zatvara cjevovod do radnog cilindra. Radni cilindar se aktivira kad fluid struji kroz donji kanal pa se ventil podigne, a kako bi se omogućilo zatvaranje i u ovom slučaju koristi se opruga.[7]



Slika 7. Elektrohidraulični potpuno varijabilni sustav[7]

- Elektromagnetski:

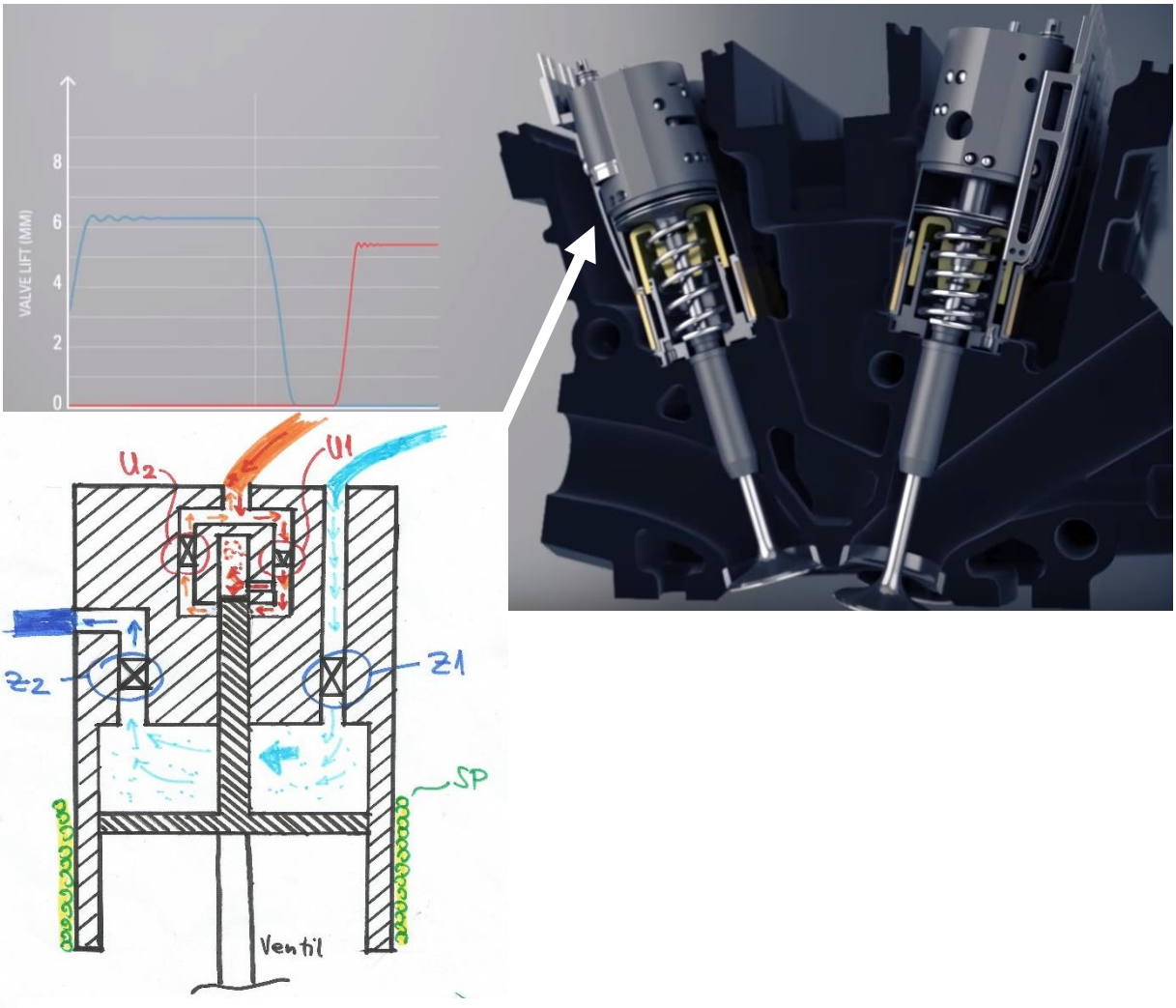
Princip elektromagnetskog sustav je vibracijski sustav s jednom masom. U stanju mirovanja, masa (ventil) je u srednjem položaju između dvije opruge. Puštanjem struje u magnet za zatvaranje ili otvaranje omogućuje se pomak ventila. Najveća mana ovog sustava je potreba za naponom od 42V što je više nego što se ugrađuje u klasična osobna vozila. [6]



Slika 8. Elektromagnetski potpuno varijabilni sustav [6]

- Pneumatski (Freevalve):

Pomicanje ventila ovog sustava komercijalno nazvanog „Freevalve“ se temelji na prijenosu sile potrebne za otvaranje i zatvaranje tlakom zraka, a zadržavanje u otvorenom položaju temelji se na nestlačivosti ulja. Sustav se osim ventilskog sklopa koji je prikazan na slikama, sastoji od kompresora za stlačivanje zraka, i kompresora za održavanje tlaka ulja niske viskoznosti u sustavu, tlačnih spremnika, kanala za vođenje fluida, ventila za propuštanje fluida, dakle ulja i zraka, te senzora položaja i upravljačke jedinice koja regulira otvaranje i zatvaranje ventila za propuštanje fluida. Otvaranje ventila ostvareno je propuštanjem stlačenog zraka u radnu komoru kroz ventil Z1, stlačeni zrak pomiče ventil i te pri tome dolazi do usisavanja ulja u uljnu komoru kroz jednosmjerni ulazni ventil U1. Ulje u uljnoj komori svojom nestlačivošću zaključava ventil u položaju kada tlak zraka prestane ulaziti u radnu komoru zatvaranjem ventila Z1. Ventil Z1 zatvara se kada se ventil nađe u traženom položaju što očitava senzor položaja SP . Zatvaranje ventila počinje kada se ventili za izlaz stlačenog zraka Z2 i ulja U2 otvore i pod utjecajem sile u opruzi izađu iz radnje komore odnosno uljne komore.



Slika 9. Pneumatski (Freevalve) potpuno varijabilni sustav

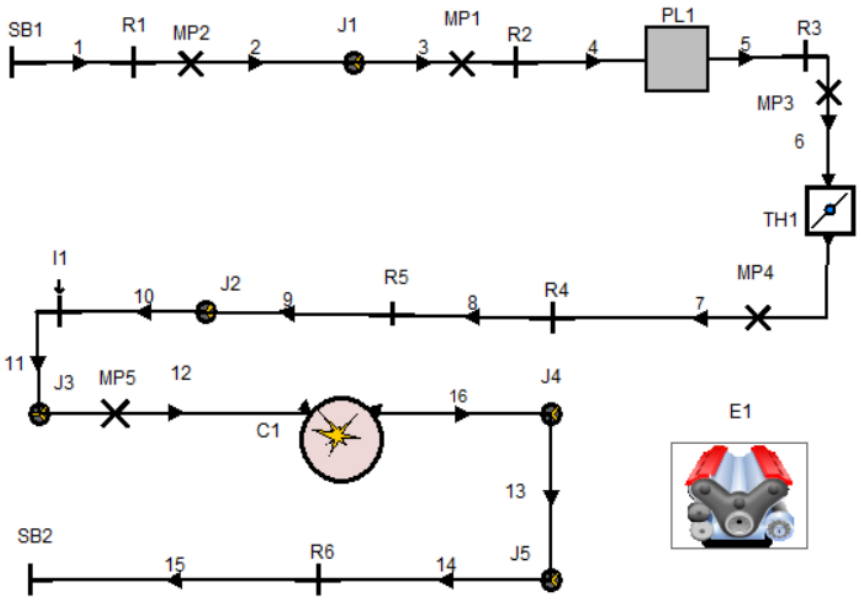
3. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA

U okrviru rada izrađen je simulacijski model eksperimentalnog motora Hatz 1D81 čiji je simbolički prikaz u grafičkom sučelju korištenog programskog paketa AVL Boost™ v2016 prikazan na slici 10.

AVL Boost je programski paket koji simulira rad motora s unutarnjim izgaranjem, a koristi se u automobilskoj industriji, i također u svrhu istraživanja. Sastavni dijelovi programskog paketa su grafički pretprocesor, glavni proračunski program te grafički postprocesor. U grafičkom radnom sučelju programskog paketa modelira se motor slaganjem elemenata motora te se unose ulazni podatci koji će biti prikazani u sljedećem poglavlju. Glavni proračunski program pretvara grafički model u matematički, kojim se provodi simulacija rada. U matematičkom modelu višedimenzionalno strujanje prikazuje se kao jednodimenzionalno uporabom korekcijskih faktora i koeficijenata. Dakle programski paket koristi jednodimenzionalnu (1-D) analizu strujanja fluida kroz cijevi koja rješavajući formule iz dinamike plinova računa stanja plina i brzine strujanja kao srednju vrijednost na poprečnom presjeku. Procesi u cilindru opisani se bezdimenzijskim termodinamičkim (0-D) ciklusima. Postprocesorski program Impress Chart omogućava obradu podataka, prikazivanje rezultata i dijagrama dobivenih simulacijom rada motora .

3.1. Potpuni model motora Hatz 1D81

Potpuni model jednocilindarskog četverotaktnog motora Hatz 1D81 sastavljen je od elemenata motora koji su simbolički prikazani u grafičkom radnom sučelju programskog paketa, po uzoru na eksperimentalni postav u Laboratoriju za motore i vozila, prikazan je na slici 10.



Slika 10. Potpuni model motora Hatz 1D81

Pritom su izostavljeni dijelovi postava poput sustava za povrat ispušnih plinova radi jednostavnosti jer ti dijelovi ne pridonose analizi koju ovaj rad obrađuje.

3.1.1. Elementi modela

Polazeći od ulazne granice sustava koje je u grafičkom modelu označena slovima SB (*System boundary*) i rednim brojem. Ovdje definiramo stanje okoliša to jest rubne uvjete koji su u ovom slučaju atmosferski tlak 1.013 bara i temperatura 273 K.

Sve cijevi označene su samo brojem, a ulazni podaci koji ih definiraju su promjer i duljina, laminarni i turbulentni koeficijenti trenja strujanja, te faktor prijenosa topline i temperaturu stjenke za proračunski model prijenosa topline kroz stjenku „Colbrun“.

Elementi označeni sa slovom R (*Restriction*) i rednim brojem označavaju element koji uzrokuje restrikciju protoka, a elementi označeni slovom J (*Junction*) i rednim brojem označavaju čvorište elemenata koje također uzrokuje dodatne gubitke pri strujanju plina, a opisujemo ih koeficijentima protoka.

Plenum označen slovima PL i rednim brojem također opisujemo koeficijentima protoka i geometrijskim karakteristikama.

3.1.1.1. Zaklopka snage

Zaklopka snage označena je slovima TH (*Throttle*), a potrebni ulazni podaci su promjer zaklopke, koeficijenti protoka u ovisnosti o kutu otvorenosti zaklopke i kut otvorenosti zaklopke koji u našem slučaju za puno opterećenje iznosi 90° jer je zaklopka potpuno otvorena.

3.1.1.2. Ubrizgavanje goriva

Sustav ubrizgavanja goriva označen je slovom I (*Injector*) za kojeg u sučelju „General“ odabiremo opciju „Continuous“ što znači da se gorivo kontinuiranim mlazom ubrizgava u usisnu granu. Zatim u sučelju „Mass flow“ odabiremo opciju „Ratio control“ što znači da je količina ubrizganog gorila kontrolirana omjerom Zraka i goriva čija je vrijednost 14.5 što odgovara vrijednosti faktoru pretička zraka 1, a pritom je protok referentan za određivanje ubrizganog goriva izmjeren na mjernoj točki 1., a mlaz pokriva sav (100%) protok zraka . Potom je potrebno definirati o kakvom se sustavu ubrizgavanja radi, a kako se radi o sustavu ubrizgavanja goriva u usisnu granu odabiremo opciju „Injection nozzle“. Još je potrebno upisati vrijednosti koeficijenata protoka pri strujanju radnog medija preko brizgaljke.

3.1.1.3. Cilindar

Cilindar je označen slovom C (*Cylinder*) i rednim brojem, te za modeliranje potrebno je unijeti podatke o cilindru koji su prikazani u tablici 1., potom potrebno navesti efektivnu zračnost

propuhivanja (*Effective blow by gap)*, tlak u kućištu radilice i odabrati model miješanja radnog medija. Zatim je potrebno definirati model prijenosa topline koji je u ovom slučaju „Woschni 1978“ i unijeti pripadajuće ulazne podatke. Također je potrebno definirati model izračuna brzine oslobađanja topline tj. model izgaranja koji će biti objašnjeni u poglavlju 3.2.1. i krivulje podizanja ventila koje će biti prikazane u poglavlju 4.1., te pripadajuće koeficijente protoka.

3.1.1.4. Motor

Element motora označen je slovom E (*Engine*) gdje je potrebno definirati brzinu vrtnje motora, koju smo parametrizirali kako je potrebno simulirati više radnih točaka pri različitim brzinama vrtnje, i također da se radi o četverotaktnom motoru. Osim toga potrebno je definirati mehaničke gubitke u motoru koje su uzrokovani trenjem elemenata motora za koje smo koristili Patton, Nitschke, Heywood model.

Ulazni podaci za navedeni model su tip razvodnog mehanizma, broj ležajeva koljenastog vratila, najveći podizaj ventila, tip klackalice, tip motornog ulja.

3.2. Kalibracija konstanti simulacijskog modela

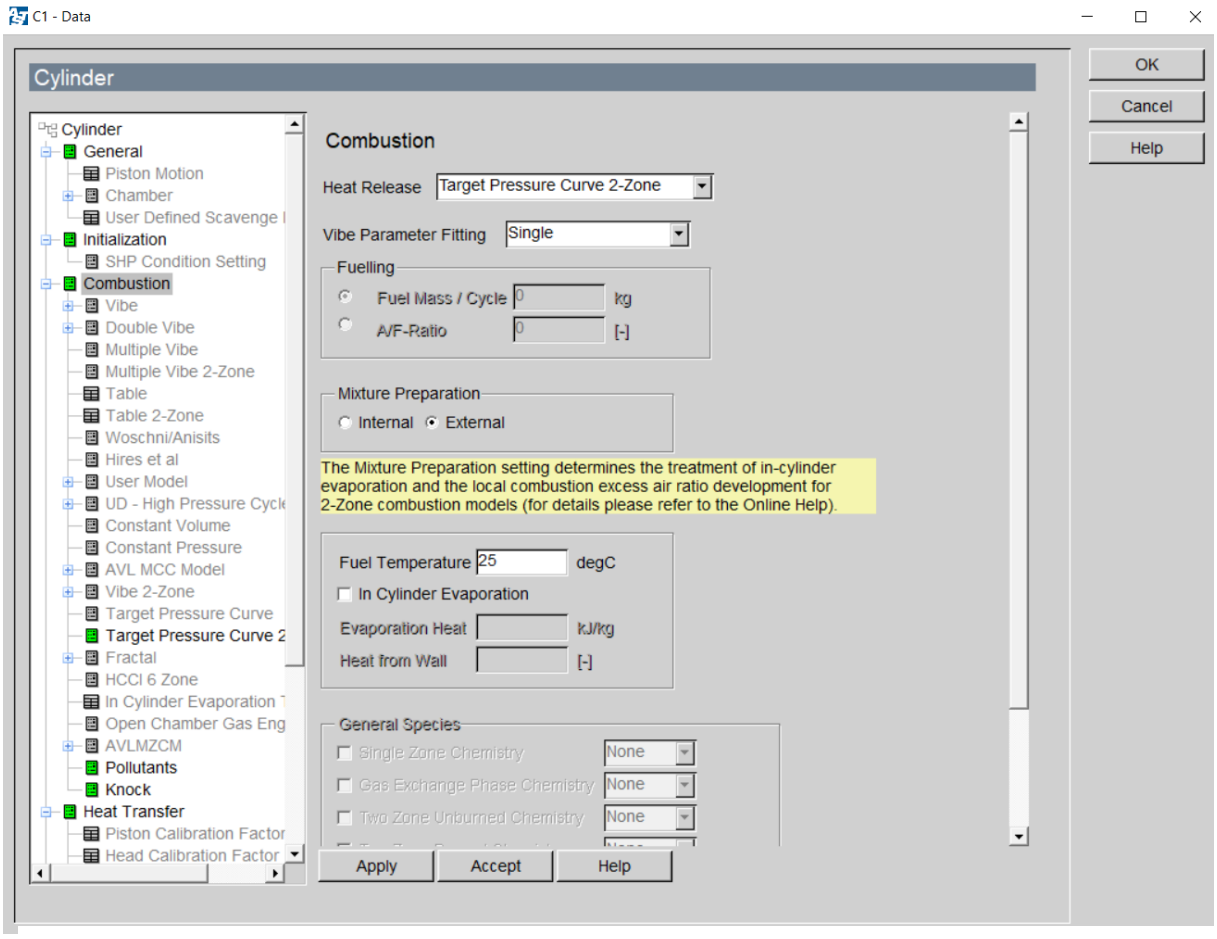
Nakon izrade potpunog modela motora provedena je kalibracija konstanti simulacijskog modela usporedbom simulacijskih rezultata s eksperimentalnima pri punom opterećenju motora u Ottovom načinu rada, a pri različitim brzinama vrtnje motora. Dakle pri 1000, 1500, 1600, 2000, 2200, 2500 i 3000 min^{-1}, čiji je pregled dan u tablici. Gdje su uz početnu vrijednost koeficijenta protoka na usisnom sustavu, pronađeni optimalni Vibe-ovi parametre (početak izgaranja, duljina izgaranja, parametar oblika m) primjenom izračuna brzine oslobađanja topline (*Target Pressure Curve Two Zone*). Zatim, uz prethodno definirane Vibe-ove parametre i primjenu dvo-zonskog modela, definirani su koeficijent protoka na usisnoj strani motora, preciznije na restriktoru „R1“, kako bi se ostvarilo što bolje podudaranje u izmjerenoj i simuliranoj krivulji toka tlaka u cilindru motora.[4]

Tablica 2. Pregled radnih točaka motora

Brzina vrtnje motora [min^{-1}]	Kut pretpaljenja [°]	Kut zaklopke snage [°]	Faktor pretička zraka [-]	Početna vrijednost koeficijenta protoka na restriktoru R1 [-]
1000	**6**	**90**	**1**	**0.028**
1500	**0**	**90**	**1**	**0.028**
1600	**-2**	**90**	**1**	**0.028**
2000	**-6**	**90**	**1**	**0.028**
2200	**-7**	**90**	**1**	**0.028**
2500	**-12**	**90**	**1**	**0.028**
3000	**-18**	**90**	**1**	**0.028**

3.2.1. Opis postupka pronalaženja Vibe-ovih parametara

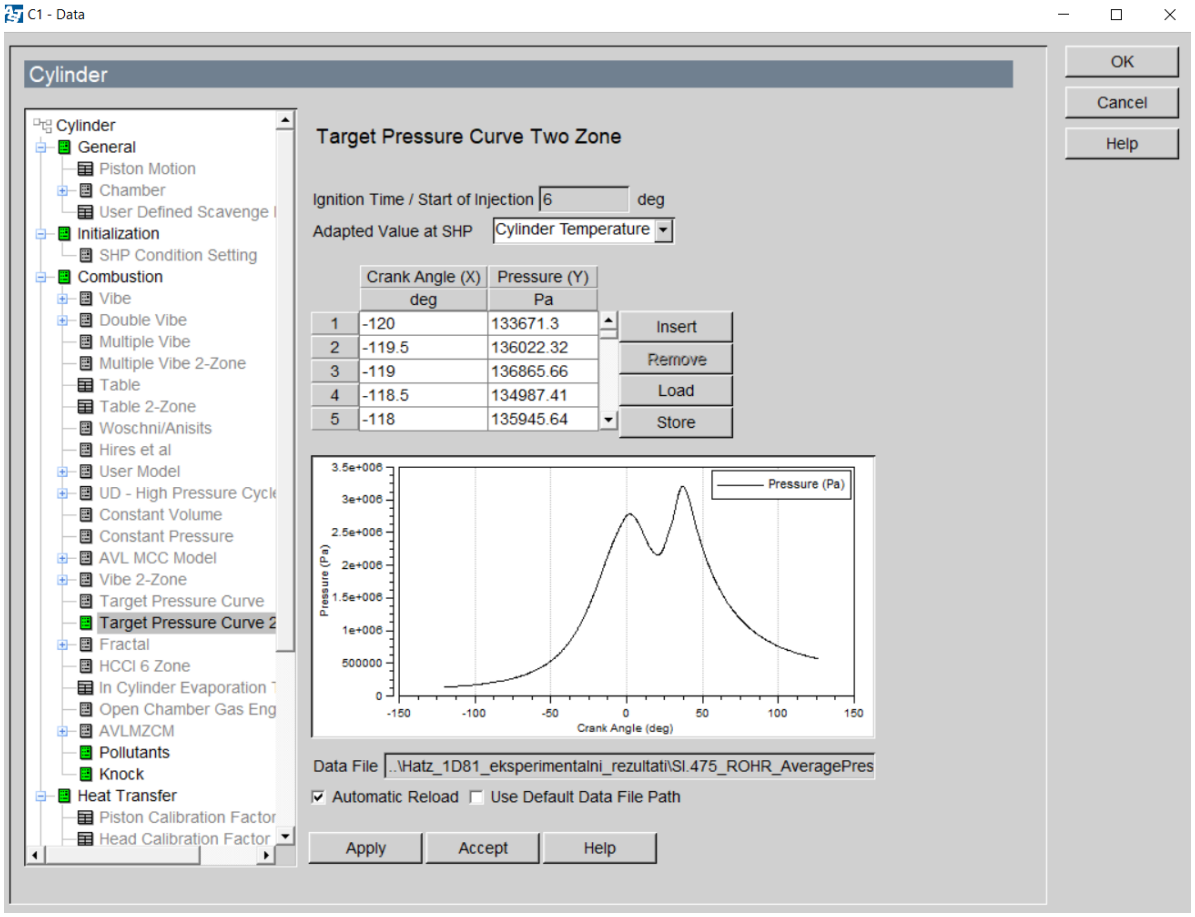
Za izračun brzine oslobađanja topline u programu AVL-Boost pritiskom na ikonu cilindra u grafičkom sučelju potpunog modela otvara se prozor u kojem upravljamo podacima i postavkama vezanim za cilindar motora gdje je pri postavljanju pod opcijom „Combustion“ (izgaranje) potrebno odabrati način proračuna oslobađanja topline „Heat release“, odabirom načina „Target Pressure Curve Two Zone“. Kako bi pronašli Vibe-ove parametre potrebno je uključiti opciju „Vibe Parameter fitting“ odabriom opcije „single“ što znači da tražimo jednu krivulju profila izgaranja, odnosno samo se jedno oslobađanje topline odvija po procesu.



Slika 11. Sučelje "Combustion"

Zatim pod opcijom „Target Pressure Curve Two Zone“ potrebno je zadati profile tlaka u cilindru u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila koje su dobivene eksperimentom, gdje su pojedini profili izgaranja pohranjeni u tekstualnim datotekama koji odgovaraju pojedinoj radnoj točki motora. Svaka radna točka ima različite vrijednosti kuta pretpaljenja i brzine vrtnje. Te vrijednosti smo postavili kao globalne parametre i povezali sa odgovarajućim poljima, tako da smo, na primjer za profil izgaranja, pritiskom na „Data file“ desnim klikom miša zadali parametar nazvan „Targetcurve“ odabirom opcije „Assign existing parameter…“ i

dodavanjem parametra u „Case explorer“ koji nam služi za upravljanje parametrima za pojedini slučaj, dakle za različite radne točke motora.



Slika 12. Sučelje "Target Pressure Curve 2 Zone"

3.2.2. Vibe-ovi parametri

3.2.2.1. Model izgaranja

Za model izgaranja korišten je dvo-zonski Vibe-ov model koji može na jednostavan način opisati karakteristiku oslobađanje topline kod izgaranja. Model izgaranja dvo-zonskog Vibe-a koristi jednaki matematički proračun kao jedno-zonski, ali dijeli masu u cilindru na izgorjelu i ne izgorjelu što omogućava detekciju detonantnog izgaranja. Kako je izraz za oslobođenu toplinu jednak umnošku mase izgorjeloga goriva i donje ogrjevne

$$Q(t) = m_G(t) \cdot H_{d.} \qquad (1)$$

Vibe-ova funkcija ujedno prikazuje i brzinu oslobađanja topline, pa ako se vrijeme t izrazi pomoću kuta zakreta koljenastog vratila i potom derivira izraz 1, možemo napisati izraz:

$$\frac{dQ_f}{d\alpha} = H_d \cdot m_{f,proc} \cdot \frac{dx}{d\alpha}. \qquad (2)$$

Udio izgorjele mase goriva definiran je:

$$x(\alpha_{KV}) = \frac{m_f\ (\alpha_{\mathrm{KV}})}{m_{f,proc}} = 1 - e^{C_v\left(\frac{\alpha_{\mathrm{KV}}}{\alpha_{izg}}\right)^{m+1}} = 1 - e^{-6.908\left(\frac{\alpha_{\mathrm{KV}}}{\alpha_{izg}}\right)^{m+1}}. \quad (3)$$

Konstanta dobivena na temelju kraja izgaranja, u literaturi još označivana malim slovom a, je:

$$\boldsymbol{C_v = ln\left(1 - x(\alpha_{\mathrm{KV}})\right) = ln(1 - 0.99)} \\ \boldsymbol{= -6.908}. \quad (4)$$

Gdje su:

C_v…..…….. konstanta dobivena na temelju kraja izgaranja [-],

H_d…….…… donja ogrjevna vrijednost goriva [kJ/kg],

α_{KV}……... kut zakreta KV [°],

$m_{f,\,proc}$ …..... masa goriva u cilindru [kg],

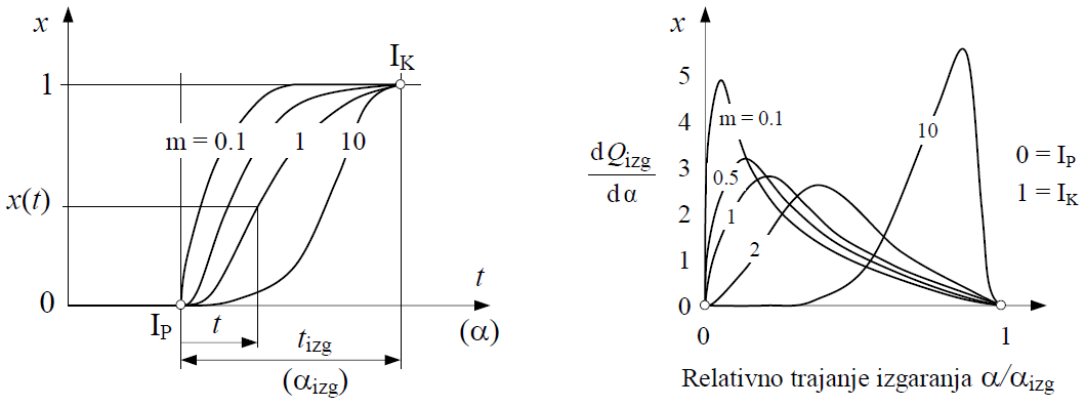
$m_{f,}\,(\alpha_{\mathrm{KV}})$..... masa goriva izgorjelog od početka izgaranja cilindru [kg],

$x(\alpha_{\mathrm{KV}})$…….. udio izgorjele mase goriva [kg/kg],

α_{poc} ……... kut zakreta KV pri kojem počinje izgaranje [°],

α_{izg} ……... duljina izgaranja mjerena u kut zakreta KV [°],

m…….…… značajka izgaranja [-].

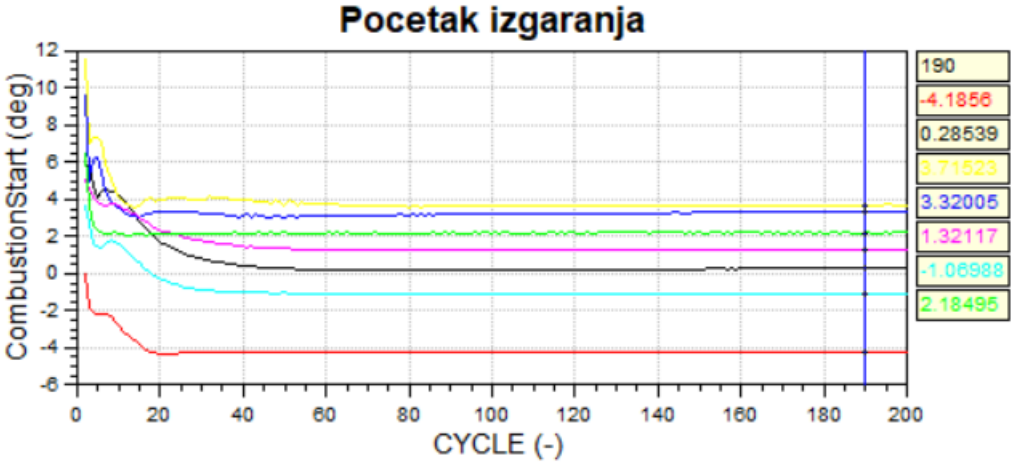


Slika 13. Vibeova funkcija x i zakon oslobađanja topline za razne vrijednosti značajke izgranja [1]

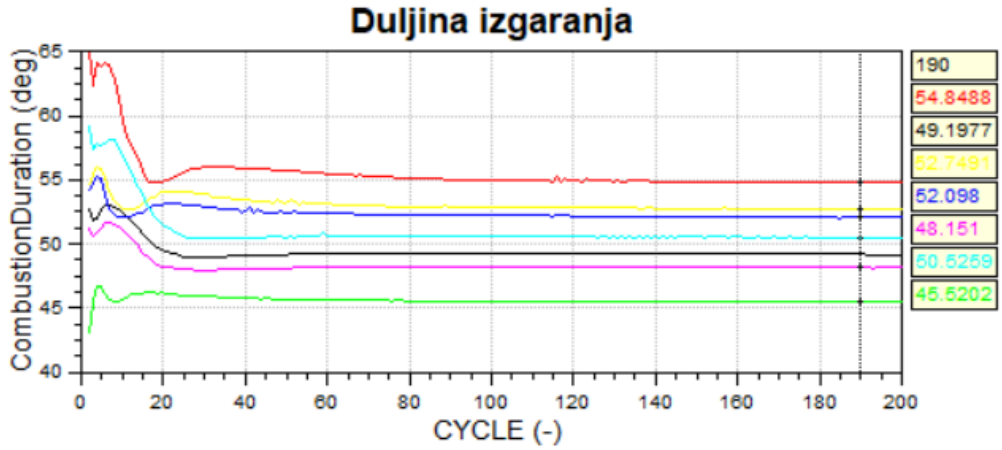
Dakle izgaranje opisano Vibe-ovim modelom možemo zadati pomoću tzv. Vibe-ovih parametrima a to su: duljina izgaranja α_{izg}, značajka izgaranja m i kut zakreta KV pri kojem počinje izgaranje α_{poc}. [1],[8],[5]

3.2.2.2. Vrijednosti Vibe-ovih parametara

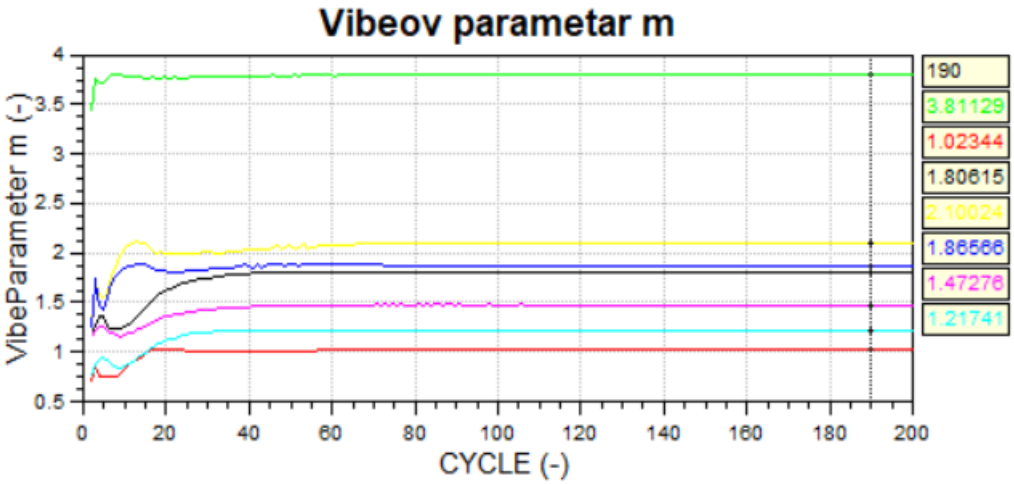
Nakon provedene simulacije dobivene vrijednosti Vibe-ovih parametara očitane su iz dijagrama prikazanim na slikama ispod. Na prikazanim dijagramima također možemo uočiti da su dobiveni rezulatai nakon 200 simuliranih ciklusa konvergirali, te ih stoga možemo upotrijebiti za daljnji rad.



Slika 14. Dijagram konvergencije traženog početka izgaranja



Slika 15. Dijagram konvergencije tražene duljine izgaranja



Slika 16. Dijagram konvergencije tražene značajke izgaranja m

Rezultati korišteni u daljnjem radu prikazani su u tablici 3.

Tablica 3. Vibe-ovi parametri

Brzina vrtnje motora [min^{-1}]	Parametar m [-]	α_{poc} [°]	α_{izg} [°]
1000	**3.8**	**2.2**	**45.5**
1500	**2.1**	**3.7**	**52.75**
1600	**1.865**	**3.3**	**52**
2000	**1.8**	**0.3**	**49.2**
2200	**1.472**	**1.3**	**48.15**
2500	**1.217**	**-1**	**50.5**
3000	**1.024**	**-4.2**	**54.8**

3.2.3. Kalibracija konstanti protoka na usisu

Kalibracija konstanti protoka na restriktoru R1 provedena je metodom pokušaj pogreška, gdje su uz provjeru podudaranja izmjerene i simulirane krivulje profila tlaka u cilindru motora također su praćene vrijednosti masenog protoka na mjernoj točki 5 („Measuring point 5“). Položaj mjerne točke je 60 mm prije kraja usisne grane što odgovara položaju senzora protoka na postojećem eksperimentalnom postavu. Vrijednosti masenog protoka dobivenog simulacijom smo usporedili s eksperimentalno izmjerenim vrijednostima uz dozvoljenu grešku od +- 5%. U tablici 5. su prikazani koeficijenti protoka i pripadajuće granične vrijednosti masenog protoka.

Tablica 4. Koeficijenti protoka na restriktoru R1

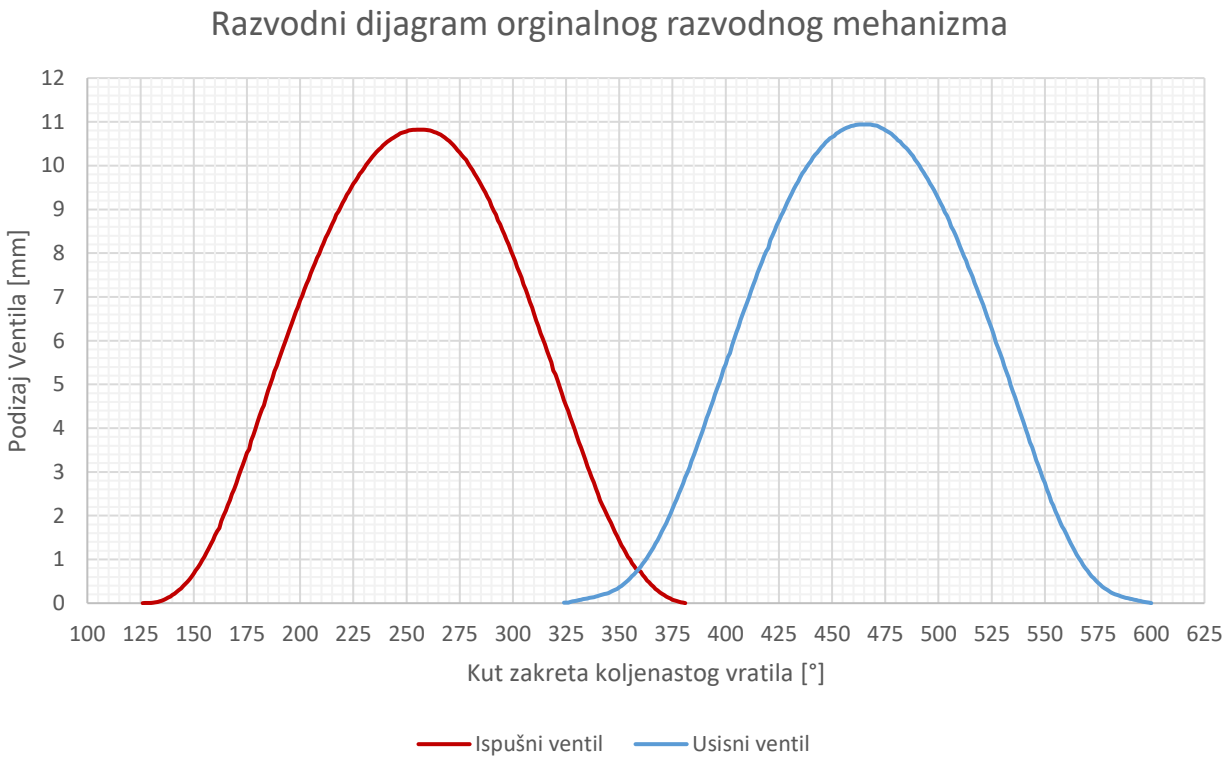
Brzina vrtnje motora [min^{-1}]	Eksperimentalno izmjeren maseni protok [kg/h]	Gornja granična vrijednost masenog protoka [kg/h]	Donja granična vrijednost masneog protoka [kg/h]	Koeficijent protoka na restriktoru R1 [-]
1000	**23.15**	**23.26**	**23.03**	**0.03**
1500	**31.04**	**31.2**	**30.89**	**0.033**
1600	**33.19**	**33.35**	**33**	**0.0366**
2000	**41.06**	**41.27**	**40.86**	**0.0242**
2200	**44.40**	**44.62**	**44.18**	**0.0264**
2500	**46.30**	**46.53**	**46.07**	**0.0322**
3000	**53.59**	**53.86**	**53.32**	**0.05**

4. KALIBRACIJA POTPUNO VARIJABILNOG VENTILSKOG RAZVODNOG SUSTAVA

Sa prethodno postavljenim simulacijskim modelom i definiranim Vibe-ovim parametrima možemo pristupiti definiranju novih krivulja podizanja ventila.

4.1. Razvodni dijagram postojećeg razvodnog mehanizama

Razvodni dijagram originalnog razvodnog mehanizma prikazan je na slici 17. Ono što možemo odmah uočiti da dolazi do ispiranja cilindra (površina C na slici 3.) što uzrokuje bježanje radne smjese u ispuh.



Slika 17. Razvodni dijagram originalnog razvodnog mehanizma

4.2. Potpuno varijabilni ventilski razvodni sustav

Odabrani sustav koji smo zamišljeno implementirali je „Freevalve“, jer taj sustav sa svojim principom rada koji je opisan u 2. poglavlju može dovoljno precizno podizati ventile, a da pritom otklanja poteškoće koje posjeduju drugi prikazani sustavi. Dobre strana ovog sustava je što postoje dva prijenosna medija jer pri otvaranju ventila prijenosni medij mora brzo strujati kroz zakrivljene kanale gdje je teško koristiti ulje jer postoji rizik od kavitacije, što nije problem za zrak. A u slučaju kada bi zrak bio jedini prijenosni medij postojale bi poteškoće prilikom stacionarnog položaja zbog teškog brtvljenja i zbog promjena temperature i sile na ventilu uzrokovane tlakom u cilindru postojao bi rizik od promjene položaja ventila.

4.2.1. Pretpostavke o potpuno varijabilnom ventilskom razvodu

Prilikom provedbe simulacija s novim krivuljama podizanja ventila pretpostavili smo sljedeće:

- Mehanički gubitci su u motoru su ostali nepromijenjeni. Iako bi novi sustav eliminirao mehaničke gubitke nastale zbog trenja prilikom gibanja elemenata razvodnog mehanizma (te gubitke smo uvrstili u definirali prilikom izrade potpunog modela; vidi poglavlje 3.3.2 Motor), nužno postojanje kompresora za stlačivanje medija za upravljanje ventilima (ili sličnih uređaja koji daju potrebnu silu za otvaranje i zatvaranje ventila) također bi imalo gubitke, koje ne možemo definirati zbog nepoznavanja karakteristika tog sustava.
- Pretpostavili smo da vrijeme otvaranja i zatvaranja ventila novog sustava traje 2 milisekunde bez obzira na brzinu vrtnje motora. Što je opravdana pretpostavka jer s porastom brzine vrtnje raste i tlak prijenosnog medija o kojem brzina gibanja ventila ovisi, a vrijeme potrebno za propuštanja prijenosnog medija je konstantno.
- Ventili ne osciliraju prilikom gibanja.

4.2.2. Geometrijsko ograničenje

Maksimalni podizaj ventila je geometrijski ograničen jer se ventili ne smiju sudariti sa čelom klipa koji se nalazi oko GMT u trenutku zatvaranja ispušnog ventila i otvaranja usisnog ventila.

Pritom je važno napomenuti da, kako se radi o izvornom dizelskom motoru, je pri izračunu potrebno oduzeti volumen udubljenja na čelu klipa koji iznosi 18360 mm^3.

Udaljenost vrha klipa od vrha cilindra izračunali smo pomoću izraza:

$$e(\alpha_{\mathrm{KV}}) = \frac{4 \cdot V_{\mathrm{v}}(\alpha_{KV})}{D^2\pi}, \tag{5}$$

$$V_v(\alpha_{\mathrm{KV}}) = D^2\pi \cdot h(\alpha_{\mathrm{KV}}) + V_{\mathrm{K}} - V_{\mathrm{ud}}. \tag{6}$$

Gdje su:

V_{K} ……... kompresijski volumen [mm^3],

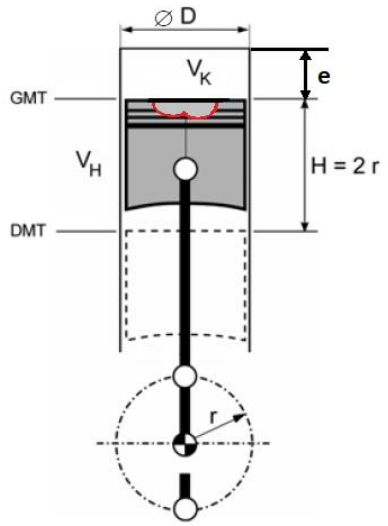
V_{ud} …….. volumen udubljenja na čelu klipa [mm^3],

V_{V} ……... volumen slobodnog prostora za otvaranje ventila [mm^3],

D ……. promjer klipa [mm],

$h(\alpha_{\mathrm{KV}})$…….. hod klipa u ovisnosti o kutu zakreta KV [mm],

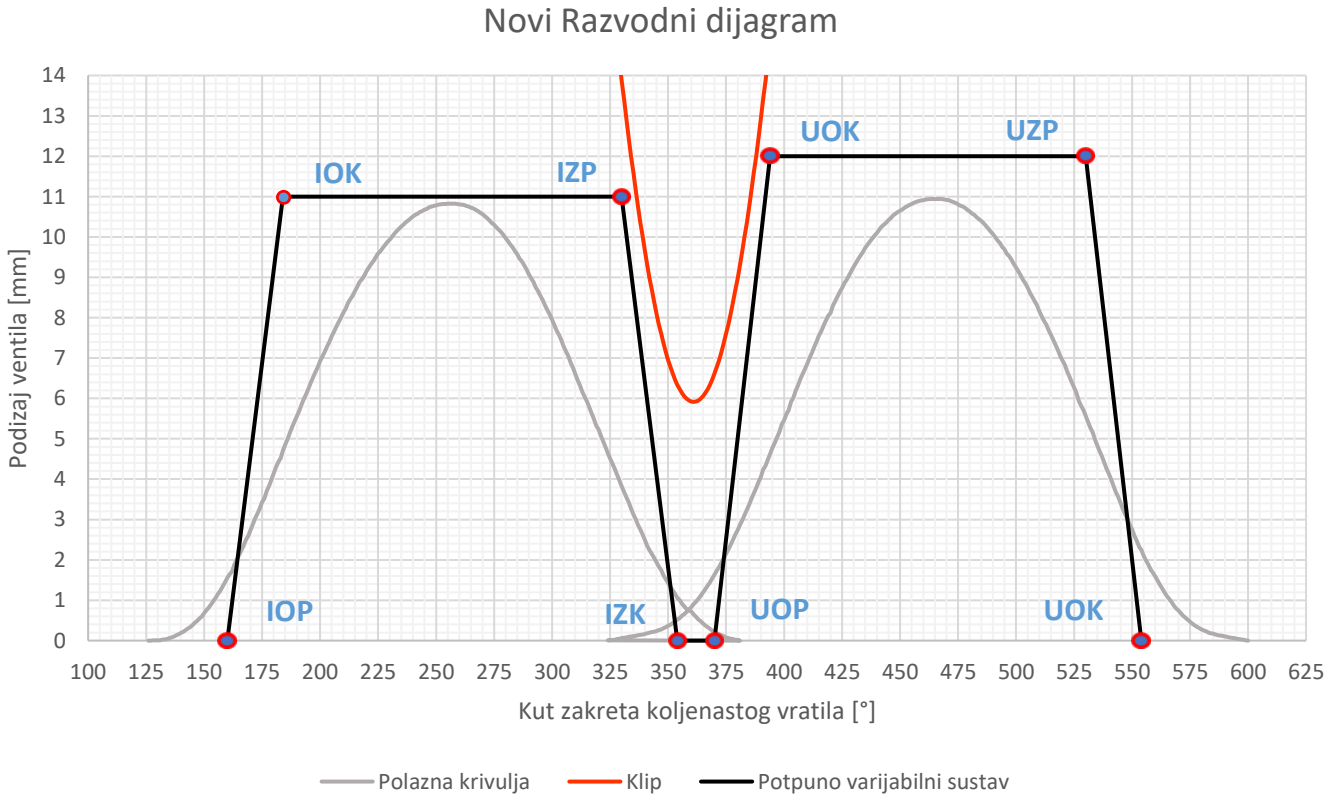
$e(\alpha_{\mathrm{KV}})$…….. tražena udaljenost [mm].



Slika 18. Skica klipa

4.3. Nove krivulje podizanja ventila

Novi razvodni dijagram prikazan je na slici.



Slika 19. Novi razvodni dijagram

Kako bi definirali nove krivulje podizanja ventila potrebne su nam 4 točke koje ovise o visini podizanja i kutu zakreta KV, dakle svakoj točki su pridružene dvije veličine ([°];[mm]).

Točke koje opisuju podizaj ispušnog ventila su:

- IOP: početak otvaranja ispušnog ventila,
- IOK: kraj otvaranja ispušnog ventila,
- IZP: početak zatvaranja ispušnog ventila,
- IZK: kraj zatvaranja ispušnog ventila.

Točke koje opisuju podizaj usisnog ventila su:

- UOP: početak otvaranja usisnog ventila,
- UOK: kraj otvaranja usisnog ventila,
- UZP: početak zatvaranja usisnog ventila,
- UZK: kraj zatvaranja usisnog ventila.

S obzirom na izneseno geometrijsko ograničenje za točke IZP i UOK definirati ćemo konstantnu vrijednost za puno opterećenje motora pri kojem kutu zakreta KV se nalaze, a te vrijednosti su:

- IZP (330°, ~11) i
- UOK (394°, ~11).

S obzirom na iznesenu pretpostavku o vremenu od početka do kraja otvaranja to jest zatvaranja od 2 milisekunde, promjenu kuta zakreta u tom vremensko periodu pri različitim brzinama vrtnje izračunati ćemo prema izrazu:

$$\Delta\alpha_{\mathrm{KV}} = \frac{n_{\mathrm{min}}}{60} \cdot 360 \cdot t_{\mathrm{v}}. \qquad (7)$$

Gdje su:

$\Delta\alpha_{\mathrm{KV}}$…….. promjena kuta zakreta KV [°],

n_{min} ……..... brzina vrtnje motora [min^{-1}],

t_{v} …… vrijeme od početka do kraja otvaranja to jest zatvaranja ventila [s].

Izračunata promjena kuta zakreta KV pri različitim brzinama vrtnje prikazana je u tablici.

Tablica 5. Promjena kuta zakreta KV

Brzina vrtnje motora [min^{-1}]	$\Delta\alpha_{KV}$ promjena kuta zakreta KV [°],	$\Delta\alpha_{KV}$ promjena kuta zakreta KV [°], zaokružena vrijednost korištena u daljnjem radu
1000	**12**	**12**
1500	**18**	**18**
1600	**19.2**	**19**
2000	**24**	**24**
2200	**26.4**	**26**
2500	**30**	**30**
3000	**36**	**36**

4.3.1. Postupak traženja novih krivulja podizanja ventila

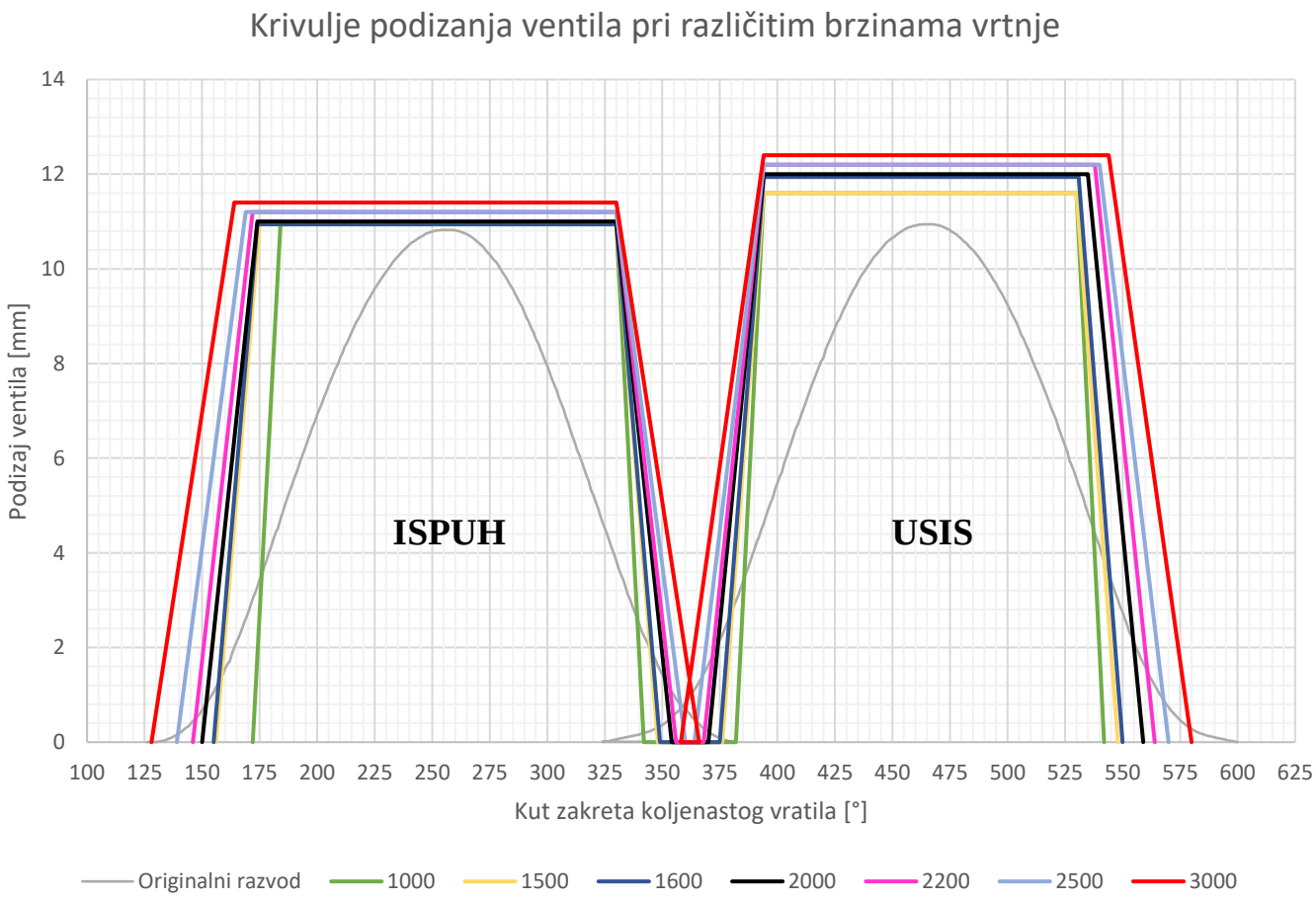
U prvoj fazi traženja optimalnih krivulja za evaluaciju novih krivulja podizanja ventila promatrali smo krivulju srednjeg efektivnog tlaka i krivulju specifične efektivne potrošnje goriva pri zadanim radnim točkama i punom opterećenju. Početna nova krivulja je služila kao okosnica potrage. Prvo je naspram te krivulje napravljena simulacija s 5 različitih konačnih visina podizaja ventila, gdje su vrijednosti visina podizaja bile u granicama od 10 do 13 mm. Analizom rezultata definirali smo konačne visine podizaja, točnije različite visine za različite brzine vrtnje gdje je konačna visina podizanja neznatno rasla s porastom brzine vrtnje. Zatim je pomicanjem točke UZP u granicama od 520° do 570° KV pronađen njen položaj s obzirom na kut zakreta KV pri različitim brzinama vrtnje ,a kako je točka položaj točke UOK definiran geometrijskim ograničenjem, preostale točke UOP i UZK su također definirane jer je promjena kuta zakreta KV prilikom otvaranja to jest zatvaranja definirana pretpostavkom iznesenom u prethodnom poglavlju. Nakon definiranja podizanja usisnog ventila možemo pristupiti traženju krivulje podizanja ispušnog ventila gdje je istim postupkom pomicanjem točke IOK u granicama od 150° do 190° pronađen njen položaj s obzirom na kut zakreta KV pri različitim brzinama vrtnje i posljedično pronađene sve četiri potrebne točke za definiranje krivulje podizanja ispušnog ventila.

U dugoj fazi traženja optimalnih krivulja podizanja ventila uz praćene rezultate srednjeg efektivnog tlaka i specifične efektivne potrošnje, dodatno su bili praćeni i stupanj punjena kako bi analizirali utjecaj podizanja usisnog ventila. Za evaluaciju utjecaja krivulje podizanja ispušnog ventila praćen je udio zaostalih produkata izgaranja u cilindru. U ovoj fazi smo skupno unijeli novo postavljene krivulje podizanja ventila definirane u prethodnoj fazi, te svrhu boljeg shvaćanja odnosa između krivulja podizanja usisnog i ispušnog ventila pri različitim brzinama vrtnje varirali razlike između točaka IOZ i UZP i konačne visine podizanja ventila .

U trećoj fazi nasumično su mijenjanje vrijednosti u uskim granicama dakle +- 2 ° i +- 0.1 mm, što nije donijelo znatna poboljšanja.

4.3.2. Konačne krivulje podizanja ventila

Konačne krivulje podizanja ventila su u razvodnom dijagramu tj. Slici 20., a u tablici 6. su dane vrijednosti točaka koje opisuju nove krivulje podizanja ventila, pritom se brojčana vrijednost kuta zakreta KV kreće od 0° do 720° što odgovara ukupnom zakretu KV pri odrađivanju cijelog četverotaktnog proces, tako da je kut zakreta KV 0° u trenutku kada započinje takt ekspanzije i klip se nalazi u GMT.



Slika 20. Konačne krivulje podizanja ventila

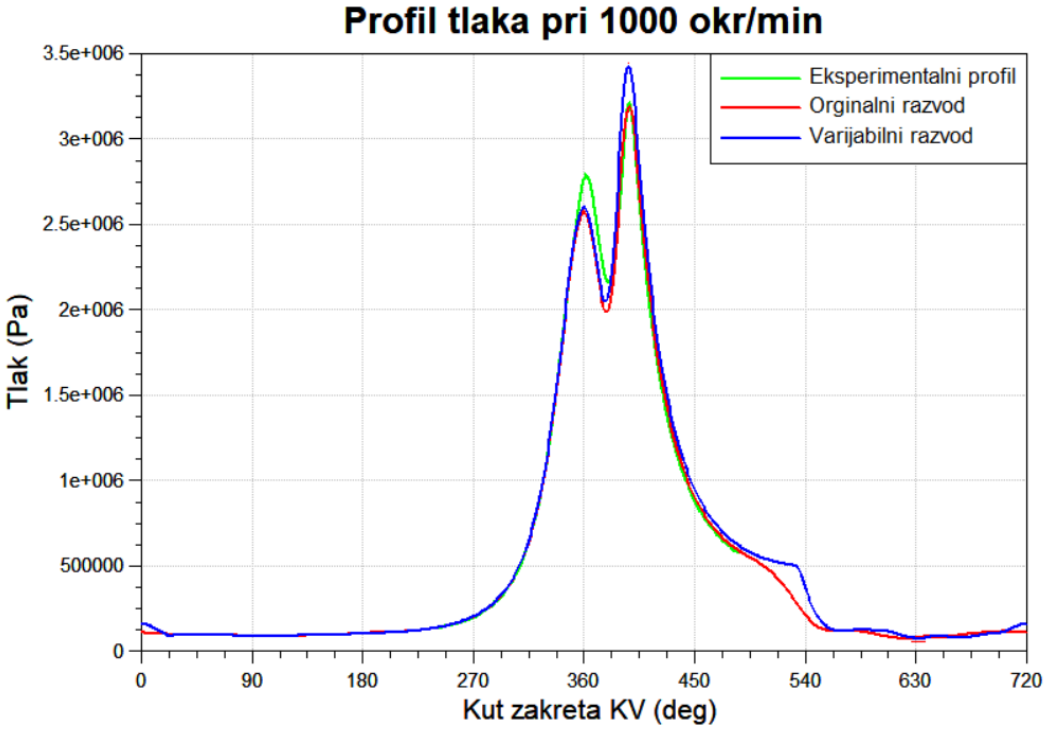
Tablica 6. Karakteristične točke novih krivulja podizanja ventila

Ispuh	α_{KV} [°]	Podizaj ventila [mm]	Usis	α_{KV} [°]	Podizaj ventila [mm]
1000 min^{-1}					
IOP	172	0	UOP	382	0
IOZ	184	10.94	UOZ	394	11.6
IZP	330	10.94	UZP	530	11.6
IZK	342	0	UZK	542	0
1500 min^{-1}					
IOP	156	0	UOP	376	0
IOZ	175	10.94	UOZ	394	11.6
IZP	330	10.94	UZP	530	11.6
IZK	348	0	UZK	548	0
1600 min^{-1}					
IOP	155	0	UOP	375	0
IOZ	174	10.94	UOZ	394	11.94
IZP	330	10.94	UZP	531	11.94
IZK	349	0	UZK	550	0
2000 min^{-1}					
IOP	150	0	UOP	370	0
IOZ	174	11	UOZ	394	12
IZP	330	11	UZP	535	12
IZK	354	0	UZK	559	0
2200 min^{-1}					
IOP	146	0	UOP	368	0
IOZ	172	11.2	UOZ	394	12.2
IZP	330	11.2	UZP	538	12.2
IZK	356	0	UZK	564	0
2500 min^{-1}					
IOP	139	0	UOP	364	0
IOZ	169	11.2	UOZ	394	12.2
IZP	330	11.2	UZP	540	12.2
IZK	360	0	UZK	570	0
3000 min^{-1}					
IOP	128	0	UOP	358	0
IOZ	164	11.4	UOZ	394	12.4
IZP	330	11.4	UZP	544	12.4
IZK	366	0	UZK	580	0

5. USPOREDBA SIMULACIJSKIH REZULTATA

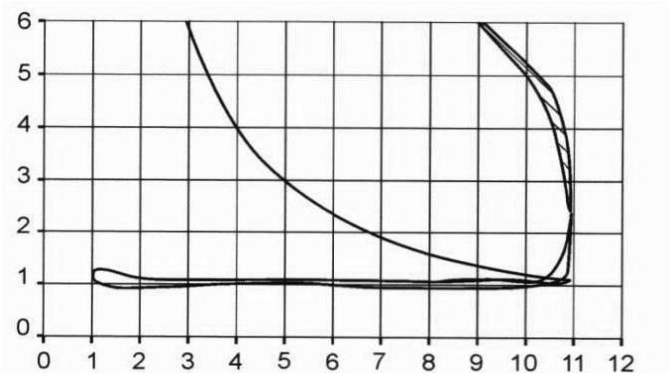
5.1. Profili tlaka u cilindru

Profili tlaka u cilindru prikazani su na sljedećim dijagramima gdje je zelenom bojom označena eksperimentom izmjerena krivulja, crveno krivulja profila tlaka s korištenim originalnim ventilima i plavo krivulja profila tlaka sa potpuno varijabilnim ventilskim razvodom.

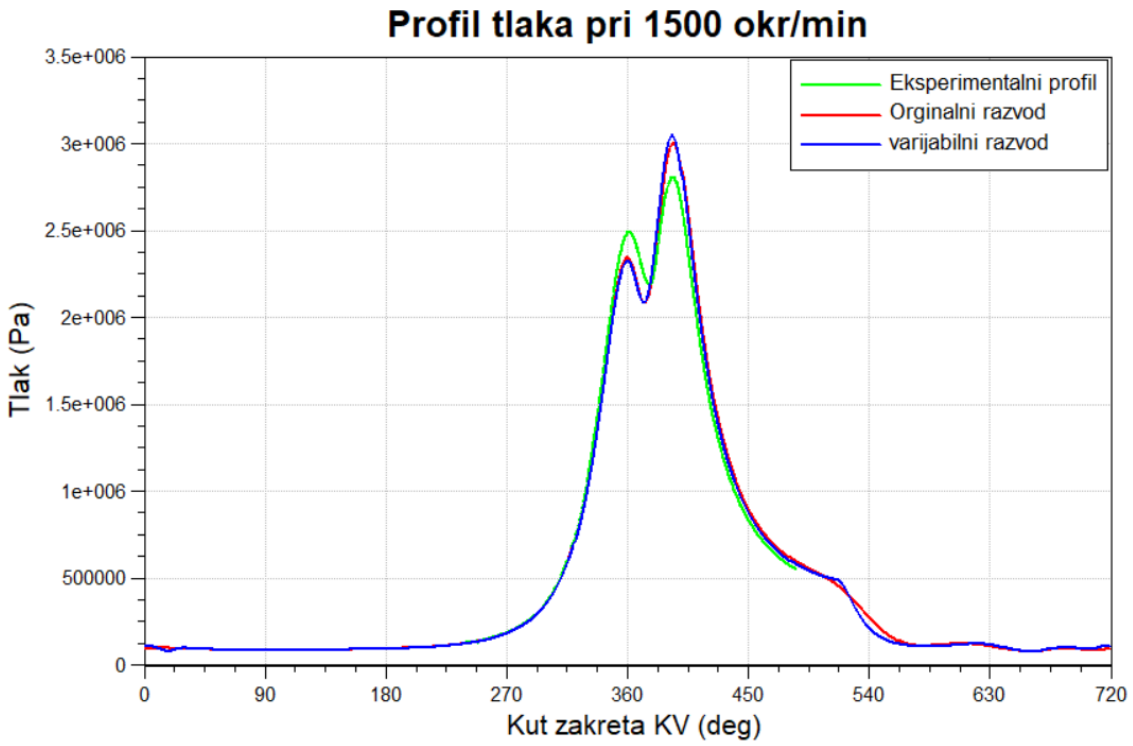


Slika 21. Profil tlaka u cilindru pri 1000 okretaja u minuti

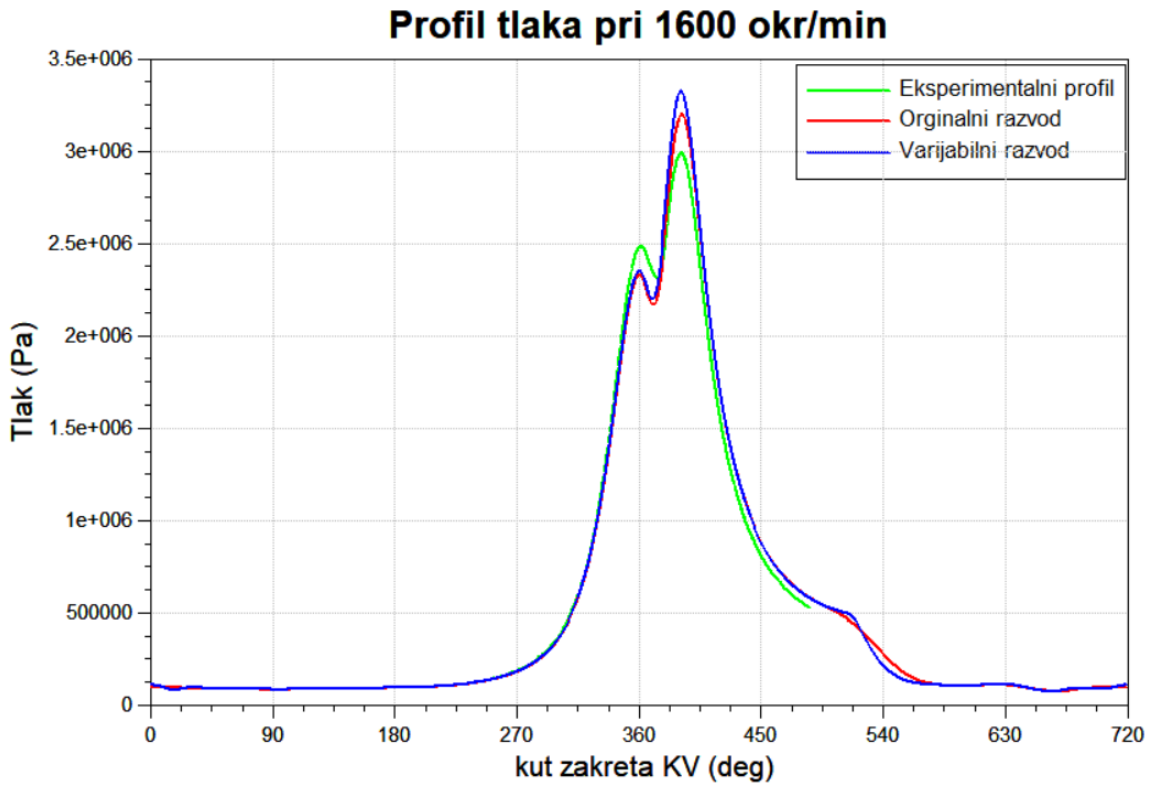
U dijagramu na slici 21. možemo vidjeti kako je tlak na kraju visokotlačnog procesa veći, sa ciljem smanjena gubitka ekspanzijskog rada, koji neposredno utječe na stupanj iskoristivost, što smanjuje potrošnju goriva i povećava efektivni moment motora. To poboljšanje možemo također prikazati pomoću šrafirane površine prikazane na odrezanom simboličnom indikatorskom dijagramu na slici 22.



Slika 22. Reprezentativne površine u simboličkom indikatorskom dijagramu

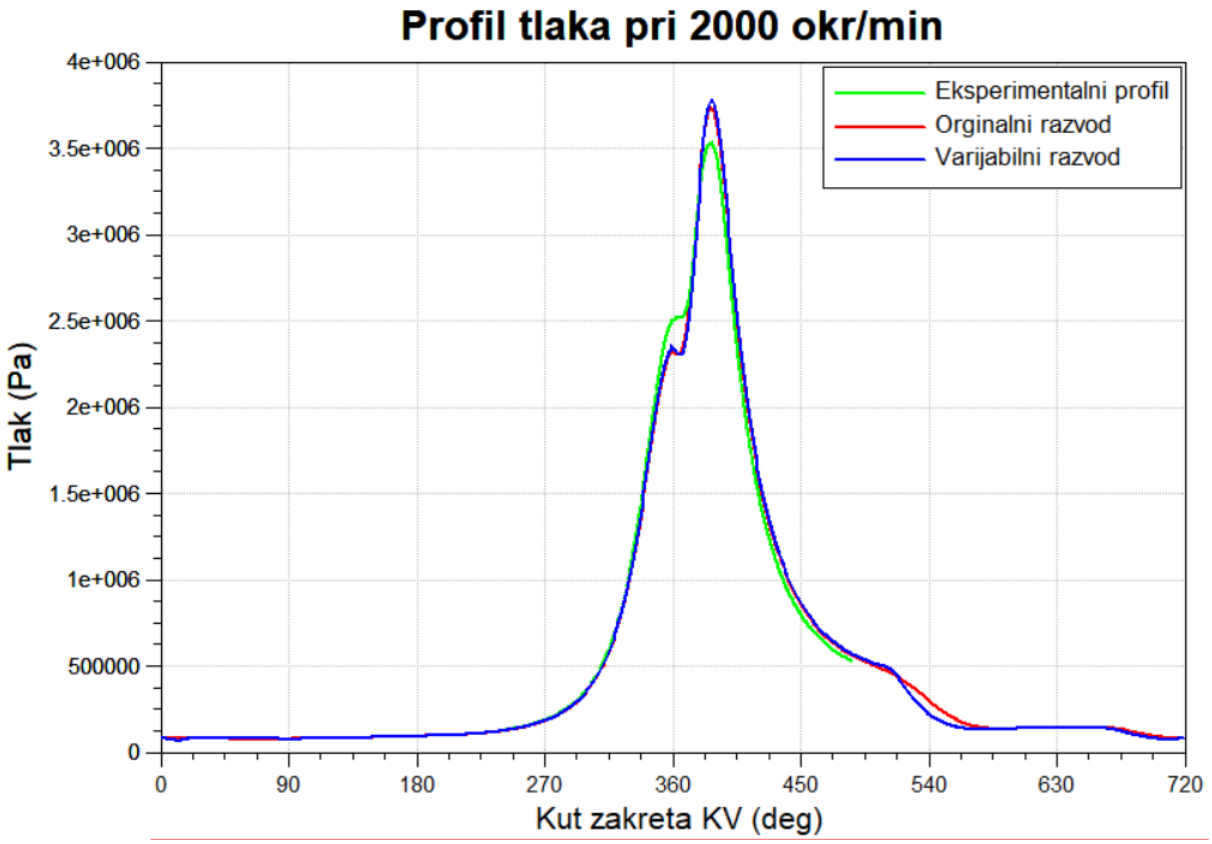


Slika 23. Profil tlaka u cilindru pri 1500 okretaja u minuti

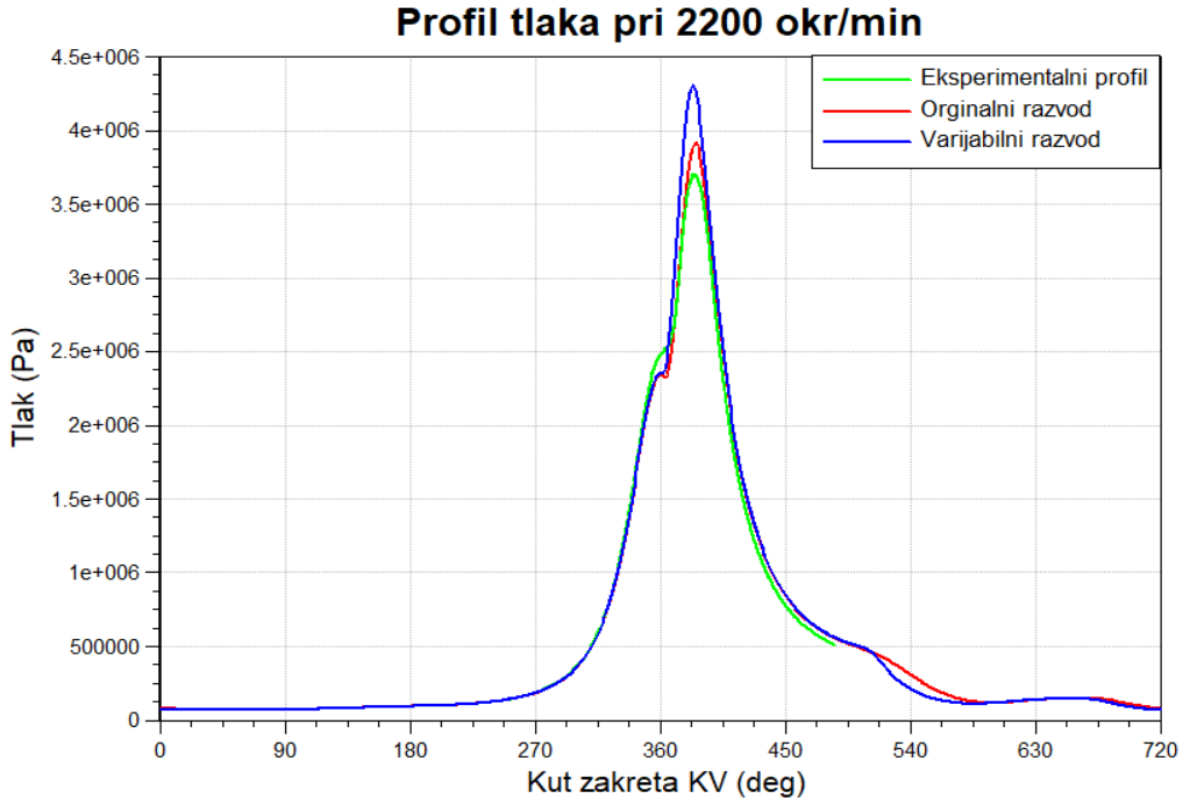


Slika 24. Profil tlaka u cilindru pri 1600 okretaja u minuti

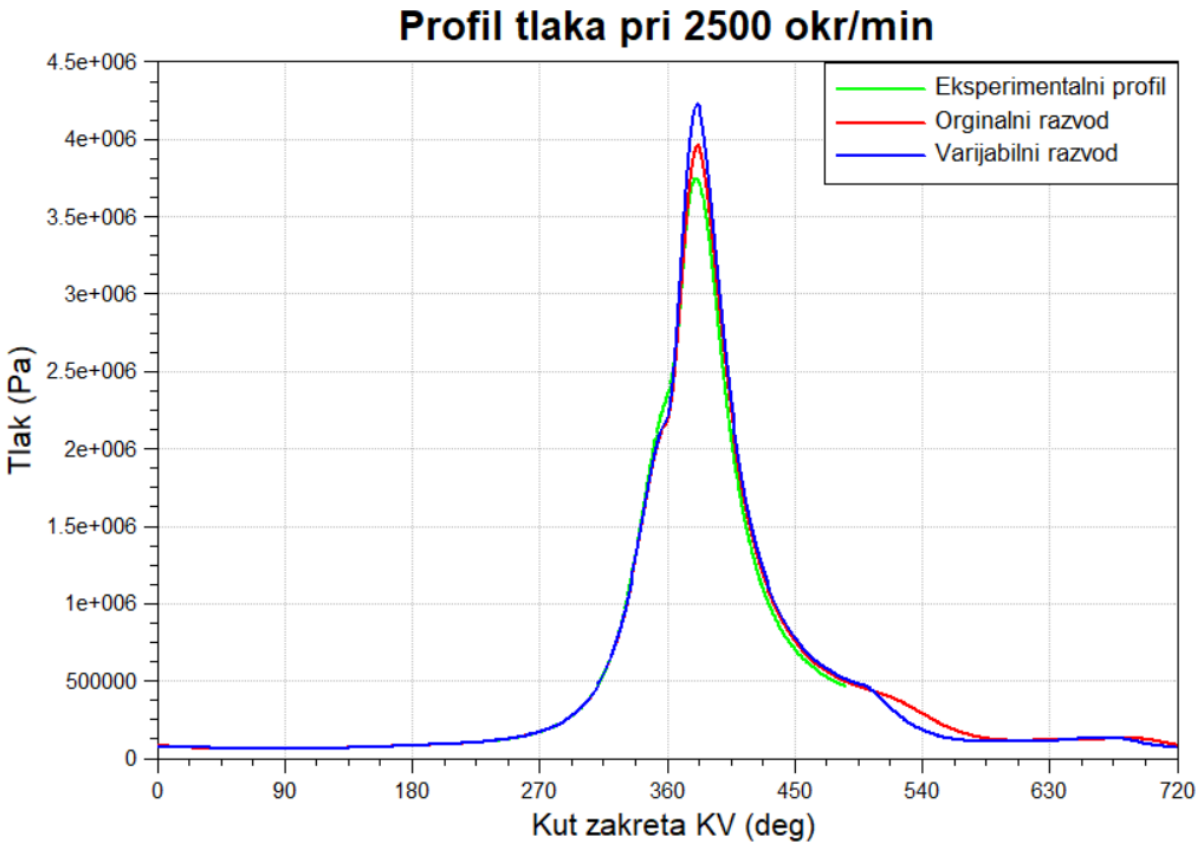
Novo definirane krivulje podizanja ventila nisu donijele značajna poboljšanja samog proces to jest profila tlaka u cilindru, što upućuje na to da su originalni ventili optimirani za rad pri brzini vrtnje 1500 okretaja u minuti. (slika 23. i 24.).



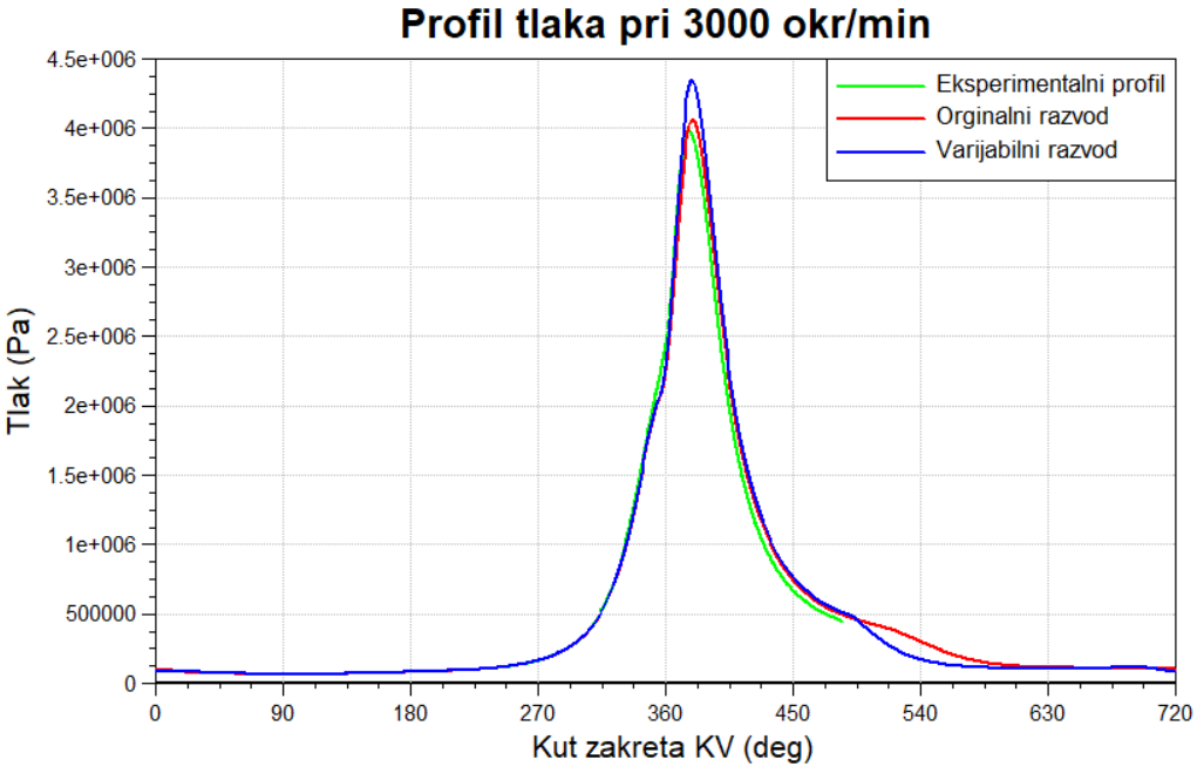
Slika 25. Profil tlaka u cilindru pri 2000 okretaja u minuti



Slika 26. Profil tlaka u cilindru pri 2200 okretaja u minuti



Slika 27. Profil tlaka u cilindru pri 2500 okretaja u minuti



Slika 28. Profil tlaka u cilindru pri 3000 okretaja u minuti

Porastom brzine vrtnje ispuh je otvaran ranije, a usis zatvaran kasnije, kako bi povećali snagu motora i smanjili potrošnju. Dakle ispuh je ranije otvaran kako bi se smanjio rad potreban za ispuhivanje produkata izgaranja odnosno negativan rad izmjene radne tvari. Također je pritom smanjen tlak produkata izgaranja u cilindru što smanjuje količinu produkata izgaranja koji zbog većeg tlaka nastoje ući u usisnu granu (opisani dio je vidljiv na kraju dijagrama, dakle pri otprilike 700° kuta zakreta KV). Usis je zatvaran kasnije kako bi što više svježeg radnog medija bilo usisano u cilindar.

Porastom brzine vrtnje također je povećavana konačna visina podizanja ventila, a i razlika između konačne visine podizanja ventila. Porastom konačne visine podizanja povećali smo ukupnu količinu radnog medija u procesu, što je povećalo tlak u visokotlačnom dijelu procesa odnosno površinu ispod profila tlaka, dakle samim time i srednji efektivni tlak. A neznatno povećanje razlike konačne visine podizanja je napravljeno kako bi olakšali usisavanje svježe radne smjese u cilindar pri višim brzinama vrtnje kada je potrebna brzina ulaska radnog medija u cilindar.

5.2. Značajke motora

Kao što je već navedeno u poglavlju 4.3.1. pratili smo stupnja punjenja cilindra jer taj parametar pokazuje napunjenost cilindra svježom radnom tvari, te stoga možemo reći da, snaga motora ovisi samo o stupnju punjenja cilindra i o brzini vrtnje. Što još možemo potvrditi izrazom :

$$P_{\mathrm{e}} = \mathrm{C} \cdot \lambda_{pu} \cdot n. \qquad (\mathbf{8})$$

Gdje je:

P_{e}…….. efektivna snaga motora [W],

λ_{pu}……..... stupanj punjena cilindra [-],

n……..... brzina vrtnje motora [s^{-1}],

C…..…….. zajednička konstanta [-],

koji možemo izračunati izrazom:

$$\mathrm{C} = \mathrm{z} \cdot V_{\mathrm{H}} \cdot \eta_{\mathrm{e}} \cdot \frac{H_{\mathrm{d}}}{1 + \lambda \cdot Z_0} \cdot \frac{2}{\mathrm{T}}. \qquad (\mathbf{9})$$

Gdje je:

z…….. broj cilindara [-],

V_{H}…….. radni volumen cilindra [m^3],

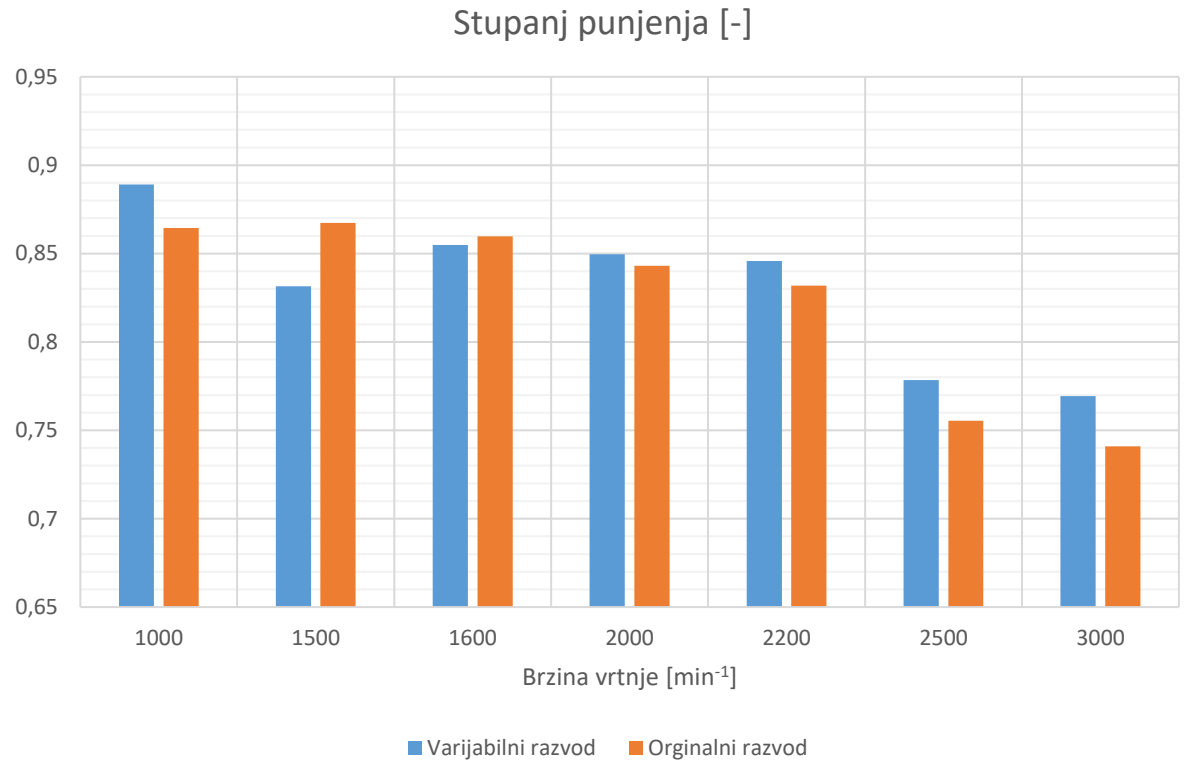
η_e…… efektivni stupanj korisnosti motora [-],

H_d…… donja ogrjevna vrijednost goriva [J/kg],

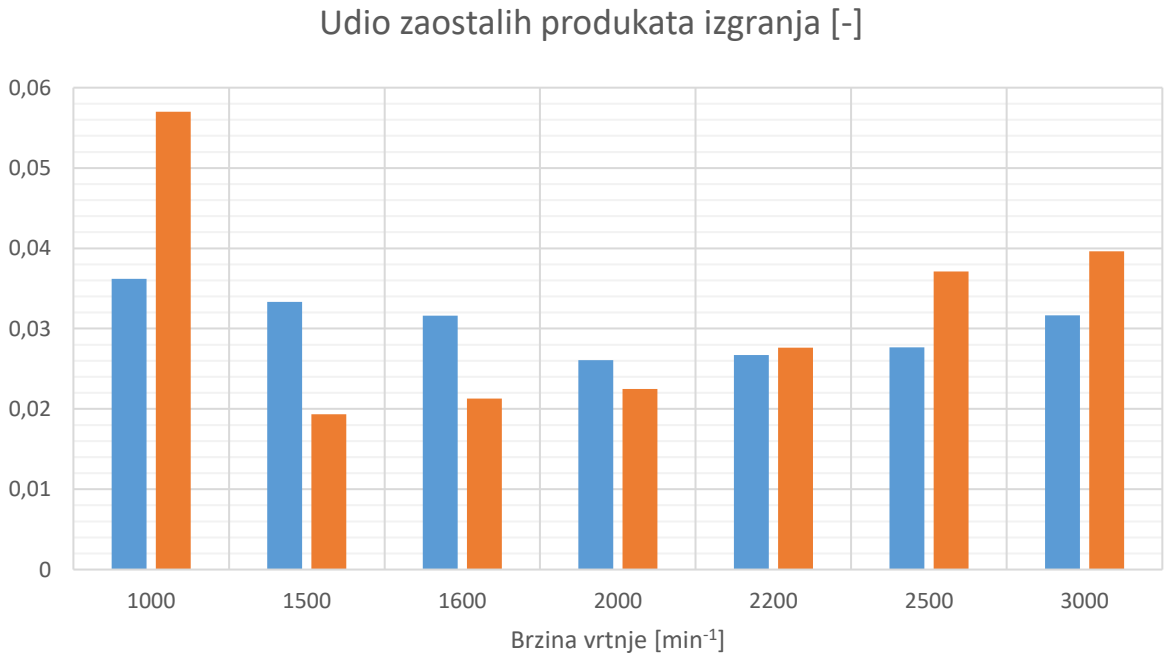
λ…….. faktor pretička zraka [-],

Z_0……. stehiometrijska količina zraka potrebna za izgaranje 1 kg goriva [kg_Z/kg_G],

T……..... broj taktova (2 ili 4) [-].



Slika 29. Usporedba stupnja punjenja pri zadanim točkama

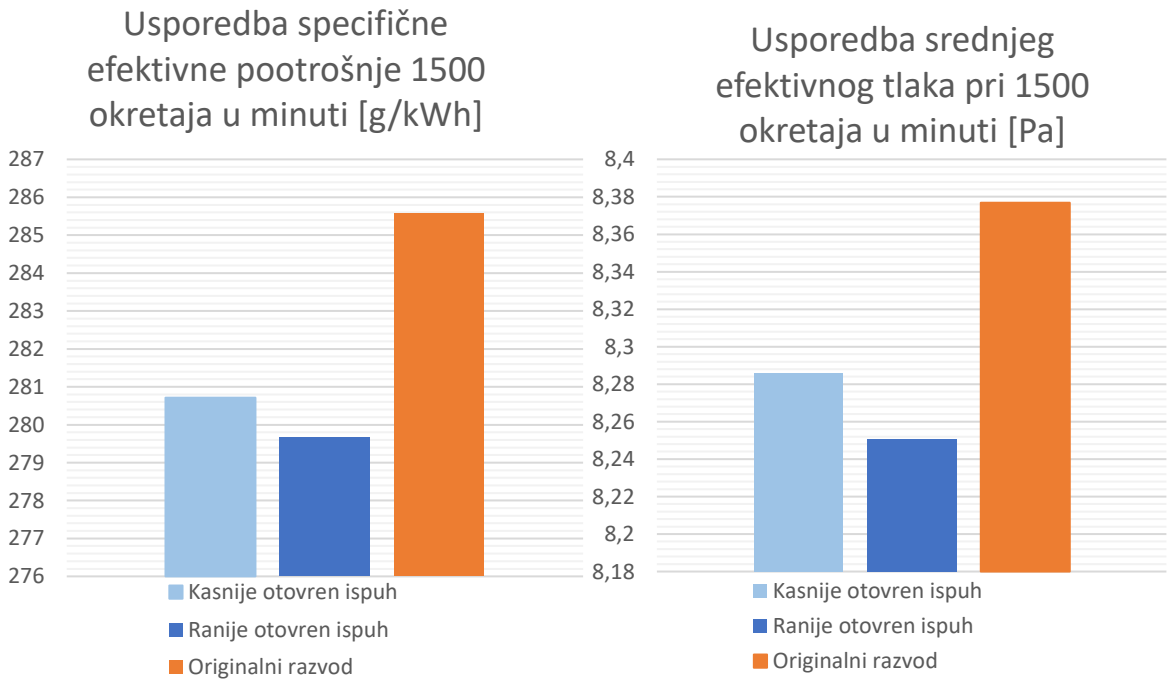


Slika 30. Usporedba udjela zaostalih produkata izgaranja pri zadanim radnim točkama

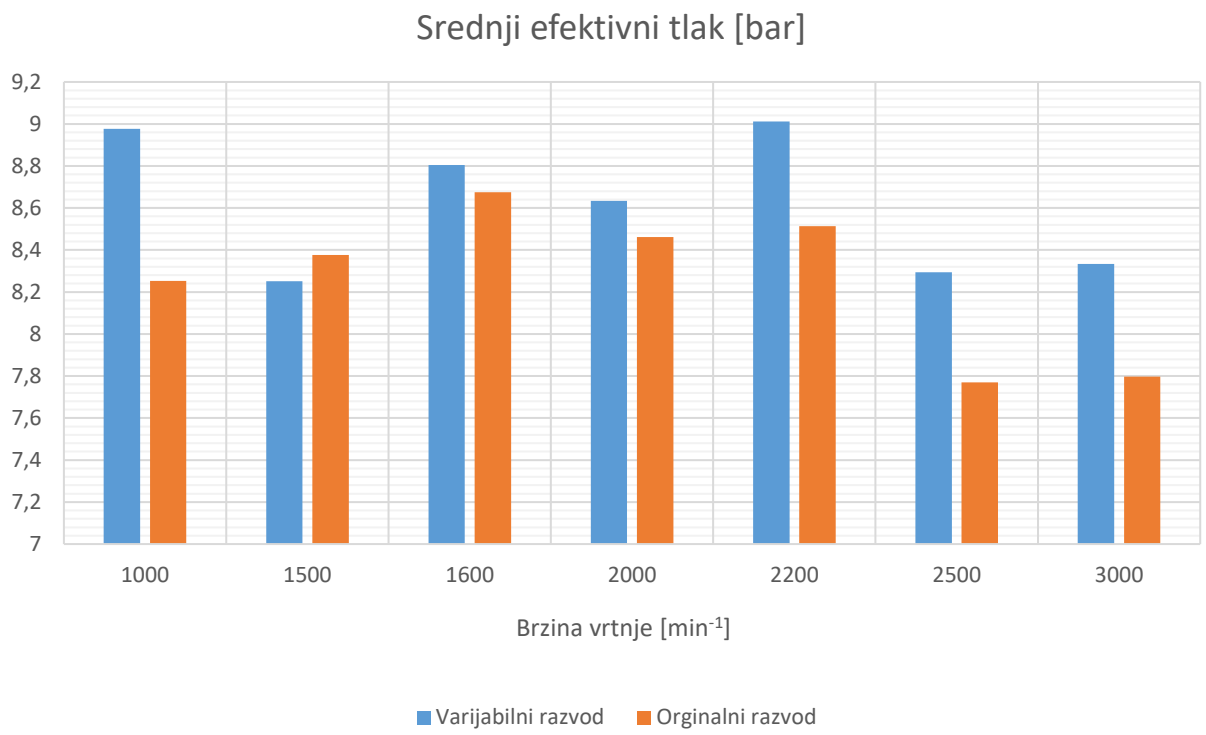
Udio zaostalih produkata izgaranja je jedan od pokazatelja efikasnosti procesa ispuha, te iz priloženog dijagrama možemo uočiti da je pri brzinama vrtnje 1000, 2200, 2500 i 3000 min^{-1} udio zaostalih produkata izgaranja manji. Razlog zašto su udjeli zaostalih produkata izgaranja veći pri brzinama vrtnje 1500, 1600, i 2000 okretaja u minuti je ranije otvaranje ispušnog ventila, dakle kada bi ispuh otvarali kasnije došlo bi do istovremenog pada srednjeg efektivnog tlaka i porasta specifične potrošnje, što nije cilj optimizacije, dakle cilj je istovremeno povećati srednji efektivni tlak to jest snagu motora i smanjiti specifičnu potrošnju. Spomenuto možemo prikazati na usporedbom rezultata pri brzini vrtnje 1500 okretaja u minuti, u slučaju kasnijeg otvaranja ispušnog ventila.

Tablica 7. Usporedba karakterističnih točaka podizanja ventila pri 1500 okretaja u minuti za slučaj kasnijeg odnosno ranijeg otvaranja ispušnog ventila

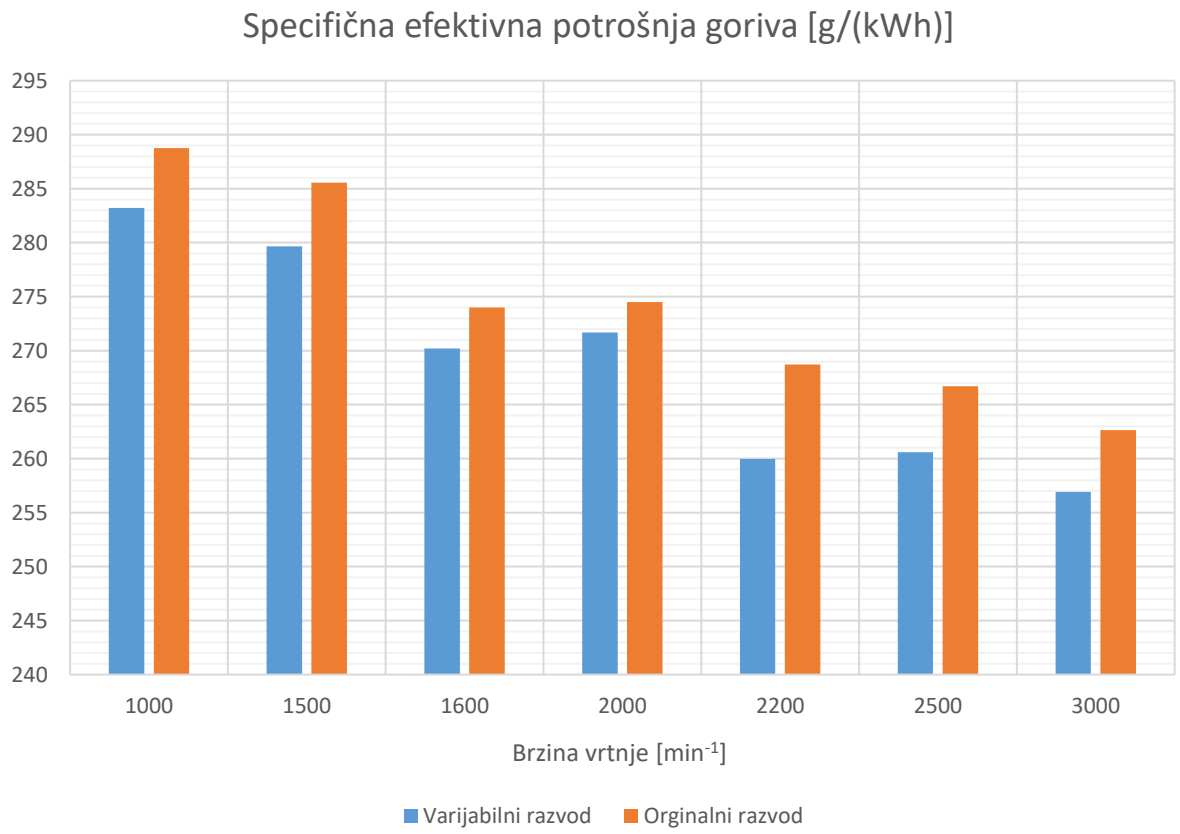
Ispuh	α_{KV} [°]	Podizaj ventila [mm]	Usis	α_{KV} [°]	Podizaj ventila [mm]
Kasnije otvaranje ispušnog ventila pri 1500 [min-1]					
IOP	162	0	UOP	376	0
IOZ	180	10.94	UOZ	394	11.6
IZP	330	10.94	UZP	530	11.6
IZK	348	0	UZK	548	0
Ranije otvaranje ispušnog ventila pri 1500 [min-1]					
IOP	156	0	UOP	376	0
IOZ	175	10.94	UOZ	394	11.6
IZP	330	10.94	UZP	530	11.6
IZK	348	0	UZK	548	0



Slika 31. Usporedba značajki motora pri 1500 okretaja u minuti za slučaj kasnijeg odnosno ranijeg otvaranja ispušnog ventila



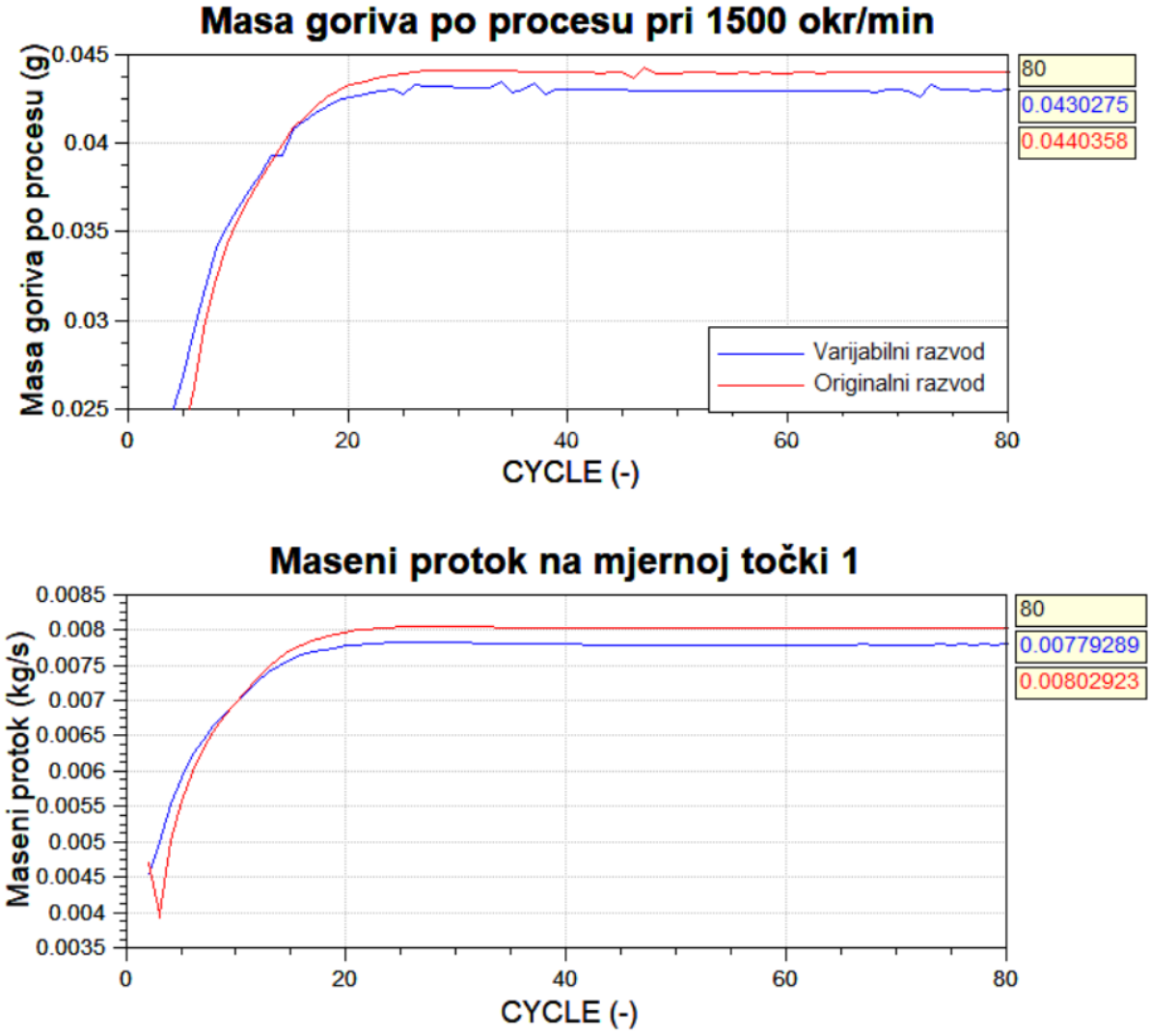
Slika 32. Usporedba srednjeg efektivnog tlaka u zadanim radnim točkama



Slika 33. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva u zadanim radnim točkama

Na prikazanom dijagramu srednjeg efektivnog tlaka možemo uočiti vezu između stupnja punjena i srednjeg efektivnog tlaka jer pri točkama na kojima postoji porast stupnja izgaranja postoji i porast srednjeg efektivnog tlaka. Poboljšanja u vidu snage motora odnosno srednjeg efektivnog tlaka ostvarena su pri svim radnim točkama osim pri brzini vrtnje od 1500 min^{-1}. To također dokazuje već izneseno da je originalni ventilski razvod optimiran za tu radnu točku, dakle za 1500 min^{-1}.

Međutim pri brzini vrtnje od 1500 min^{-1}ostvareno je smanjene specifične efektivne potrošnje, iako je udio zaostalih produkata veći od udjela zaostalih produkata izgaranja s originalnim razvodnim mehanizmom. Razlog tome je manja masa ubrizganog goriva u procesu, jer kako je sa novim krivuljama podizanja ventila smanjen protok mase na mjernoj točki 1, a pomoću te vrijednosti određujemo količinu ubrizganog goriva, a kako je faktor pretička zraka jednak jedinici (konstantna vrijednost) također je pala i masa ubrizganog goriva pa i sama specifična efektivna potrošna goriva. Što još možemo potvrditi sljedećim slikam odnosno dijagramima.

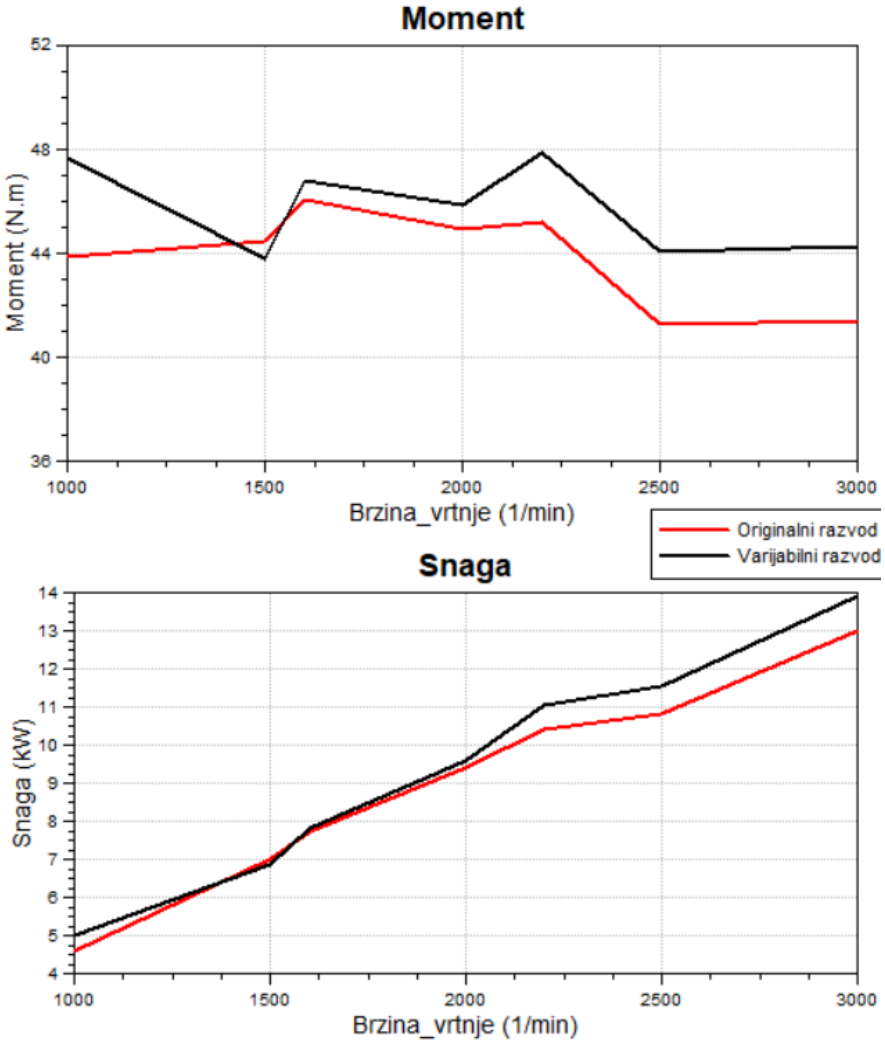


Slika 34. Usporedba Masenih protoka pri 1500 min^{-1}

Osim toga poboljšanje u vidu specifične efektivne potrošnje je ostvareno na svim radnim točkama što je prikazano na slici 33. Važno je istaknuti su daljina poboljšanja zasebno u pogledu specifične potrošnje goriva ili zasebno u pogledu srednjeg efektivnog tlaka moguće, ali bi pritom ne bi bilo moguće istovremeno poboljšanje oba pogleda što je već prodiskutirano prikazom usporedbe ranijeg i kasnijeg otvaranja ispušnog ventila.

5.3. Efektivni moment i snaga

Usporedba momenta i snage motora prikazana je na sljedećoj slici.



Slika 35. Usporedba efektivnog momenta i snage

Tablica 8. Očitane vrijednosti efektivnog momenta i snage

	Originalni razvod	Potpuno varijabilni razvod
Očitani najveći efektivni moment	46.77 Nm pri 1600 min^{-1}	47.85 Nm pri 2200 min^{-1}
Očitana najveća efektivna snaga	13 kW pri 3000 min^{-1}	13.91 kW pri 3000 min^{-1}

6. ZAKLJUČAK

Bez obziran na pretpostavke i nepreciznosti kao što su na primjer pretpostavka o mehaničkim gubitcima i nepoznavanje točnih vrijednosti koeficijenata protoka evidentno je da sa mogućnošću variranja podizanja ventila možemo poboljšati značajke motora poboljšavajući toplinski proces pri različitim radnim točkama primjenom krivulja podizanja ventila prilagođenih svakoj radnoj točki zasebno.

Analizom različitih krivulja podizanja ventila za pojedinu radnu točku očekivano je potvrđeno da postojeću teorija i znanja o optimizaciji krivulja podizanja ventilima možemo primijeniti i na potpuno varijabilni ventilski razvod. Tako kao što znamo da veće ukupne površine ispod krivulja podizanja kako usisnog tako i ispušnog ventila doprinose boljoj odnosno većoj izmjeni radnog medija, a samim time većem dobivenom radu. Također je potvrđeno da trenutak otvaranja ispušnog ventila igra važnu ulogu u pogledu iskoristivosti motora, a raniji trenutak zatvaranja usisnog ventila donosni snagu pri većim brzinama vrtnje motora. Što je vidljivo iz prikazanih rezultata i iznesenih komentara u pripadajućim poglavljima.

Zaključno možemo iznijeti kako je primjenom potpuno varijabilnog ventilskog razvoda moguće postići poboljšanja, istovremeno u pogledu performansi motora i u pogledu specifične efektivne potrošnje goriva motora pri gotovo svim radnim točkama što i je cilj ovog sustava. Glavni nedostatak trenutno korištenih razvodnih mehanizama upravljanih bregastim vratilom je njihova ograničenost u pogledu upravljivosti. Upravljivost ovog sustava daje nam brojne mogućnosti, i to ne samo u vidu fleksibilnosti unutar raspona u brzini vrtnje i opterećenja u kojem motor radi, nego i šire. Tako na primjer ovaj sustav bi mogao upravljati ventilima i provoditi različite procese rada motora (npr. Atkinsonov proces [1]), mogao bi po potrebi isključivati cilindre u svrhu smanjenja potrošnje pri djelomičnom opterećenju višecilindarskog Ottovog motora, otvarati ispušni ventil ranije u svrhu regeneracije filtera čestica i prilagođavati se različitim uvjetima rada. Također ovaj sustav bi donio znatna poboljšanja značajki rada kod ottovog motora pri djelomičnom opterećenju. Promjena efektivne snage motora mogao bi se regulirati upravljanjem usisnih ventila umjesto regulacijom otvorenosti zaklopke snage koja uzrokuje pad tlaka u usisnoj cijevi i povećan negativan rad izmjene radne tvari, a to je ujedno i najveći nedostatak Ottovog motora.

7. LITERATURA

[1] Mahalec, Lulić, Kozarac: „*Motori s unutarnjim izgaranjem*“; Sveučilište u Zagrebu, 2013.

[2] John B. Heywood: „*Internal Combustion Engines Fundamentals*“; McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 1988.

[3] *Tehnika motornih vozila*, Centar za vozila Hrvatske, Hrvatska obrtnička komora, Pučko otvoreno učilište Zagreb, 2015.

[4] *“Boost users guide”*; AVL, 2016.

[5] *“Boost theory”*; AVL, 2016.

[6] Mahalec, Lulić, Kozarac: „*Konstrukcije motora*“ Sveučilište u Zagrebu, 2015.

[7] Kanghyun Nam, Kwanghyun Cho, Sang-Shin Park, Seibum B. Choi: “*Design and Performance Evaluation of an Electro-Hydraulic Camless Engine Valve Actuator for Future Vehicle Applications*”; Sensors, Prosinac 2017.

[8] Richard van Basshuysenand, Fred Schäfer: „*Internal Combustion Engine Handbook Basics, Components, Systems, and Perspectives*„; SAE International, 2004.