Simulacija rada motora s unutarnjim izgaranjem s alternativnom konstrukcijom klipnog mehanizma

Andačić, Anto

Undergraduate thesis / Završni rad

2019

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:235:648752

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

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

Repository / Repozitorij:

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







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Anto Andačić

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor: Student:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić Anto Andačić

Zagreb, 2019.

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

Zahvaljujem se Doc. dr. sc. Momiru Sjeriću na pomoći, korisnim savjetima i iskazanom strpljenju tijekom izrade završnog rada.

Također se zahvaljujem svojoj obitelji koja mi je bila podrška u dobrim i teškim trenutcima tijekom studija.

Anto Andačić

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

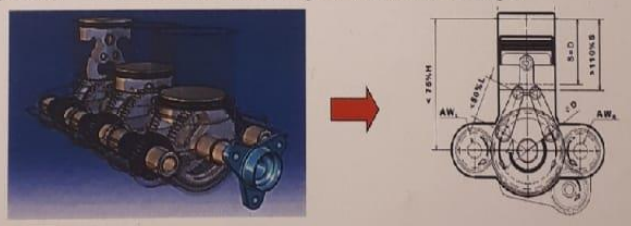
Student: **Anto Andačić** Mat. br.: 0035201941

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Simulacija rada motora s unutarnjim izgaranjem s alternativnom konstrukcijom klipnog mehanizma**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Cycle-simulation of Internal Combustion Engine with an Alternative Design of Crankshaft Mechanism**

Opis zadatka:

Kod današnjih klipnih mehanizama klip-klipnjača-koljenasto vratilo sila u klipnjači uzrokuje normalnu (bočnu) silu na klipu koja dovodi do mehaničkih gubitaka i trošenja bočnih površina klipa. Normalna sila na klipu proporcionalna je u omjeru klipnjače ($\lambda_H = r/l$) koji se kod motora kreće u rasponu $\lambda_H = 1/3 - 1/4$. S druge strane, ekscentarski pomak osovinice klipa mijenja kinematiku klipnog mehanizma, dodatno smanjuje normalnu silu na klipu te povećava indicirani moment motora za vrijeme ekspanzije. U skladu s tim moguća je primjena alternativne konstrukcije klipnog mehanizma koja teoretski nema normalnih sila na klipu uz omjer klipnjače $\lambda_H = 1/2 - 1$ te ekscentarski pomak osovinice klipa.



U sklopu završnog rada potrebno je:

- Opisati način rada alternativnog motora te definirati osnovne konstrukcijske parametre motora.
- Izraditi simulacijski model konvencionalnog motora s prednabijanjem istih geometrijskih značajki kao i nova konstrukcija klipnog mehanizma primjenom komercijanog programa AVL Boost™.
- Analizirati promjenu mehaničkih gubitaka koja nastaje kod nove konstrukcije klipnog mehanizma te ju uzeti u obzir u simulacijskom modelu.
- Provesti simulaciju rada oba motora pri punom i djelomičnom opterećenju uzimajući u obzir mogućnost pojave detonantnog izgaranja.
- Usporediti i opisati ostvarene simulacijske rezultate, kvantificirati promjene performasi rada novog motora u odnosu na motor s konvencionalnim klipnim mehanizmom te iznijeti zaključke.

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

Zadatak zadan:
29. studenog 2018.

Rok predaje rada:
1. rok: 22. veljače 2019.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2019.
3. rok: 20. rujna 2019.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 25.2. - 1.3. 2019.
2. rok (izvanredni): 2.7. 2019.
3. rok: 23.9. - 27.9. 2019.

Zadatak zadao:

M. Sjerić

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA IV
POPIS OZNAKA V
KRATICE VII
SAŽETAK VIII
SUMMARY IX
1. UVOD 1
1.1. Klipni mehanizam 1
1.2. Utjecaj ekscentra osovinice i omjera klipnjače 1
1.2.1. Ekscentar osovinice 2
1.2.2. Utjecaj omjera klipnjače 3
2. KONSTRUKCIJA I NAČIN RADA INOVATIVNOG MOTORA 4
2.1. Konstrukcija motora 4
2.2. Način rada inovativnog motora 5
3. OPIS TRENJA INOVATIVNOG MOTORA 6
3.1. Model trenja korišten za izračun [4] 6
3.1.1. Jednadžbe za računanje trenja prema [4] 7
3.2. Prilagodba modela trenja za inovativni motor 9
3.3. Modeliranje trenja u motoru 10
4. PRORAČUNSKI MODEL 13
4.1. Računalne simulacije u programu AVL BOOST™ 13
4.2. Dvozonski Vibeov model izgaranja 13
4.3. Osnovni konstrukcijski parametri motora korištenog u simulaciji 15
4.4. Proračunski model inovativnog motora 16
5. STRATEGIJA I REZULTATI 19
5.1. Strategija ispitivanja 19
5.2. Rezultati 19
5.2.1. Usporedba za jednake krivulje podizaja usisnih i ispušnih ventila inovativnog i konvencionalnog motora 19
5.2.2. Usporedba rezultata ostvarenih izmijenjenim trajanjem usisnih i ispušnih ventila 22
5.2.3. Usporedba najboljeg modela inovativnog motora sa konvencionalnim motorom 25
6. ZAKLJUČAK 32
7. LITERATURA 33
PRILOZI 34

POPIS SLIKA

Slika 1. Sile na klipu s ekscentričnom osovinicom [2].....2
Slika 2. Shematski prikaz klipnog mehanizma [1].....3
Slika 3. Put klipa od GMT do DMT kod inovativnog i konvencionalnog motora 4
Slika 4. Izgled klipnog mehanizma inovativnog motora.....5
Slika 5. Ukupni efektivni tlak trenja kod inovativnog i konvencionalnog motora 12
Slika 6. Lijevo: Udio izgorjele smjese ovisan o kutu zakreta koljenastog vratila za različite m; Desno: Udio oslobođene energije ovisan o relativnom trajanju izgaranja za različite m[1].....14
Slika 7. Proračunski model motora sa inovativnom konstrukcijom.....16
Slika 8. Podizaj ventila 20
Slika 9. Usporedba snaga.....20
Slika 10. Usporedba indicirane specifične potrošnje goriva.....21
Slika 11. Usporedba stupnja punjenja 21
Slika 12. Usporedba oktanskog broja.....22
Slika 13. Profil ventila inovativnog motora.....23
Slika 14. Usporedba snaga.....23
Slika 15. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva.....24
Slika 16. Usporedba stupnja punjenja 24
Slika 17. Usporedba oktanskog broja.....25
Slika 18. Profil ventila.....26
Slika 19. Usporedba snaga.....26
Slika 20. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva.....27
Slika 21. Usporedba stupnja punjenja 27
Slika 22. Usporedba oktanskog broja.....28
Slika 23. Specifična indicirana potrošnja goriva inovativnog motora 28
Slika 24. Specifična indicirana potrošnja goriva konvencionalnog motora 29
Slika 25. Specifična efektivna potrošnja goriva u inovativnog motora.....29
Slika 26. Specifična efektivna potrošnja goriva konvencionalnog motora 30
Slika 27. Razlika specifične efektivne potrošnje goriva inovativnog i konvencionalnog motora 30

POPIS TABLICA

Tablica 1. Konfiguracija razvodnih mehanizama [5] 9
Tablica 2. Vrijednosti konstanti Kff, Krf, Koh i Kom [5] 9
Tablica 3. Podaci o inovativnom motoru potrebni za modeliranje trenja 10
Tablica 4. Podaci o konvencionalnom motoru potrebni za modeliranje trenja 11
Tablica 5. Tlakovi prednabijanja 12
Tablica 6. Osnovni podaci inovativnog motora 15
Tablica 7. Osnovni podaci konvencionalnog motora 15
Tablica 8. Koeficijenti zaklopke 17

POPIS OZNAKA

Latiničke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
B_l	mm	Duljina glavnih ležaja KV
B_{vk}	mm	Duljina velikog ležaja klipnjače
C	-	Konstanta za kraj izgaranja
D_c	mm	Promjer cilindra
D_l	mm	Promjer glavnih ležaja KV
D_{vk}	mm	Promjer velikog ležaja klipnjače
$\frac{dQ_f}{d\alpha}$	J/KV°	Brzina oslobađanja energije
e	mm	Ekscentarski pomak osovinice
g_e	g/kWh	Specifična efektivna potrošnja goriva
H	mm	Hod klipa
H_d	kJ/kg	Donja ogrjevna vrijednost
h_v	mm	Najveći podizaj ventila
K_{ff}	kPa mm	Konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu
K_{oh}	(kPa mm min/okr)^{0,5}	Konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu
K_{om}	kPa mm	Konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu
K_{rf}	min/okr	Konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu
l	mm	Duljina klipnjače
m_G	kg/s	Masa izgorjelog goriva u promatranom trenutku
$m_{G,proc}$	kg/proc	Ukupna masa goriva po procesu
N	min^{-1}	Brzina vrtnje motora
n_{breg}	-	Ukupan broj ležajeva bregastog vratila
n_c	-	Broj cilindara
n_l	-	Broj glavnih ležajeva koljenastog vratila
n_v	-	Ukupan broj ventila
n_{vk}	-	Broj velikih ležajeva klipnjače
p_a	kPa	Atmosferski tlak
p_i	kPa	Tlak u usisnoj cijevi
r	mm	Polumjer letećeg rukavca

Grčke oznake

α	°	Kut zakreta koljenastog vratila (Vibeova funkcija)
α_{izg}	°	Kut zakreta koljenastog vratila od početka do kraja izgaranja
ε	-	Kompresijski omjer
η_e	-	Efektivni stupanj djelovanja
λ	-	Faktor pretičke zraka

λ_H	-	Omjer klipnjače
μ_{sc}	-	Faktor skaliranja viskoznosti

KRATICE

BMEP	Srednji efektivni tlak
BV	Bregasto vratilo
CO	Hladnjak zraka (eng. *air cooler*)
CIB	Bregasto vratilo u bloku motora (eng. *cam in block*)
DMT	Donja mrtva točka
DOHC	Dva bregasta vratila u glavi motora (eng. *dual overhead cam*)
etkv	Efektivni tlak trenja koljenastog vratila
etpu	Efektivni tlak trenja pomoćnih uređaja
etrm	Efektivni tlak trenja razvodnog mehanizma
etsk	Efektivni tlak trenja sklopa klipa
GMT	Gornja mrtva točka
KV	Koljenasto vratilo
MP	Mjerna točka (eng. *measuring point*)
OHC	Bregasto vratilo u glavi motora (eng. *overhead cam*)
SB	Rubni uvjeti (eng. system boundary)
SOCH	Jedno bregasto vratilo u glavi motora (eng. single *overhead cam*)
TC	Turbokompresor (eng. *turbocharger*)
TH	Zaklopka gasa (eng. throttle)
uett	Ukupni efektivni tlak trenja

SAŽETAK

Zadnjih nekoliko godina se priča o štetnom utjecaju plinova koji dolaze iz motora s unutarnjim izgaranjem, kako bi smanjili njihovu emisiju moramo povećati stupanj djelovanja motora, odnosno smanjiti potrošnju goriva. Pošto trenje direktno utječe na potrošnju goriva, jedno od rješenja koje bi smanjilo trenje u motoru je inovativna konstrukcija klipnog mehanizma, izvedena tako da ne bi imala bočnih sila na klip i kojoj bi ekspanzija duže trajala od kompresije, što također doprinosi boljem iskorištenju goriva.

U ovom radu prikazani su rezultati usporedbe simulacija provedenih na Ottovim motorima, od kojih jedan koristi inovativnu konstrukciju klipnog mehanizma, dok drugi koristi konvencionalnu konstrukciju klipnog mehanizma. Računalne simulacije provedene su u programskom paketu AVL BOOST^{TM} verzija 2013.2. Radno područje motora je od 3000min^{-1} do 8000 min^{-1}.

Na kraju su prikazani i objašnjeni simulacijski rezultati u pogledu utjecaja trenja i potrošnje goriva.

Ključne riječi: inovativni motor, konvencionalni motor, AVL BOOST^{TM}, potrošnja goriva

SUMMARY

In the last few years there has been talk about the harmful effects of exhaust gases coming from internal combustion engines, in order to reduce their emissions we need to increase the engine performance, that is, reduce fuel consumption. Since friction directly affects fuel consumption, one of the solutions that would reduce engine friction is an innovative piston mechanism, designed to have no lateral forces on the piston, and with longer expansion than compression, which also contributes to better fuel efficiency.

This paper presents the results of a comparison of simulations performed on Otto engines, one using an innovative piston mechanism design and the other using a conventional piston mechanism design. Computer simulations were performed in the AVL BOOST™ version 2013.2 software package. Engine operating range is from 3000 min^{-1} to 8000 min^{-1}. Finally, simulation results regarding the effects of friction and fuel consumption were presented and explained.

Key words: innovative engine, conventional engine, AVL BOOST™, fuel consumption

1. UVOD

Zadnjih nekoliko godina među najaktualnijim temama je emisija štetnih tvari iz motora s unutarnjim izgaranjem, koji zagađuju okoliš i atmosferu. Inženjeri svake godine uz nove i strože propise pokušavaju riješiti taj problem. Osnovnu učinkovitost pretvorbe energije svakog motora predstavlja efektivni stupanj djelovanja . On je kod motora s unutarnjim izgaranjem koji se koriste za pogon automobila vrlo mala i iznosi otprilike od 30-40% kod punog opterećenja, što znači da se vrlo mali dio energije pohranjene u gorivu pretvara u koristan mehanički rad. Jedno od mogućih rješenja koje bi riješilo taj problem je i drugačija izvedba klipnog mehanizma, teoretski ona bi nam omogućila smanjiti trenje u motoru i time povećati učinkovitost samog motora. Jer trenje je direktno povezano s efektivnim stupnjem djelovanja. Osim što bi se smanjilo trenje u motoru, drugačijom izvedbom klipnog mehanizam mogu se poboljšati termodinamički procesi u motoru, s kojim bi imali manje zaostalih produkata izgaranja, odnosno čišće izgaranje. Kako bi se teorija prikazala u stvarnosti, osmišljena je inovativna konstrukcija motora, koja ne bi imala bočnih sila na klip i kojoj bi ekspanzija trajala duže od kompresije. U ovom radu uspoređivat će se kakav utjecaj ima ovakva inovativna konstrukcija klipnog mehanizma, sa konvencionalnom konstrukcijom klipnog mehanizma, na performanse motora.

1.1. Klipni mehanizam

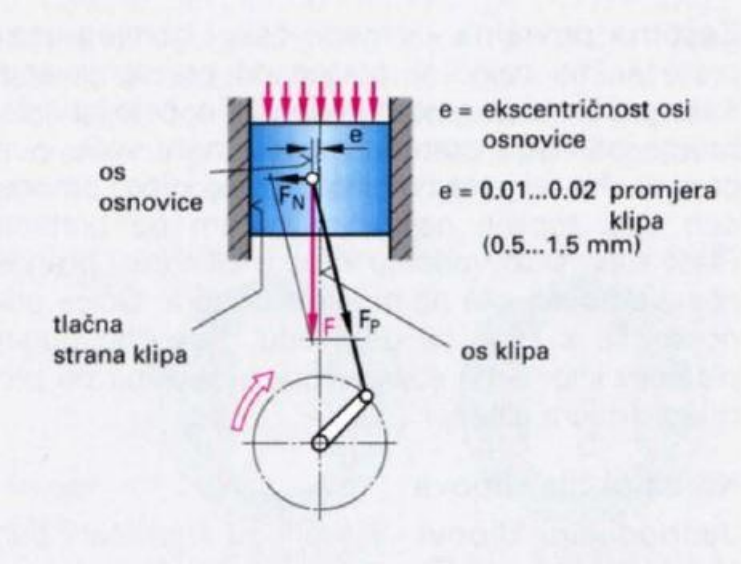
Klipni mehanizam je vrsta mehanizma koja pretvara translacijsko u rotacijsko gibanje. Kod motora s unutarnjim izgaranjem klipni mehanizam se sastoji od klipa, osovinice, klipnjače i koljenastog vratila. Klip je valjkasto tijelo koje se unutar cilindra giba translatorno, te preko osovinice prenosi to gibanje do klipnjače koja se spaja na koljenasto vratilo koje rotira. Klip služi kao pomični čep koji brtvi cilindar s donje strane, te omogućuje da se unutar cilindra odvijaju termodinamički procesi. Gibanje klipa opisano je pomoću taktova. Takt je definiran kao jedno kretanje klipa od jednog do drugog krajnjeg položaja, tj. od gornje mrtve točke do donje mrtve točke ili obrnuto, što odgovara zakretu koljenastog vratila od 180˚KV. [1]

1.2. Utjecaj ekscentra osovinice i omjera klipnjače

Gibanjem klipa od GMT do DMT klip izmjenično tlači stranice cilindra, što dovodi do pojave bočnih sila, udaranja klipa i buke. Ova se pojava može smanjiti ekscentričnim postavljanjem osovinice klipa, duljinom klipa, omjerom klipnjače i manjom zračnosću. Ovdje ćemo se baviti utjecajem ekscentričnim postavljanjem osovinice i omjerom klipnjače.

1.2.1. Ekscentar osovinice

Osovinica je tada postavljena izvan centra klipa prema tlakom opterećenoj površini za 0.5-1.5 mm (1/100 – 2/200 promjera klipa), što dovodi do toga da se klip počinje oslanjati na opterećenu stranu cilindra već pri laganom porastu kompresijskog tlaka prije GMT-e Slika 1.



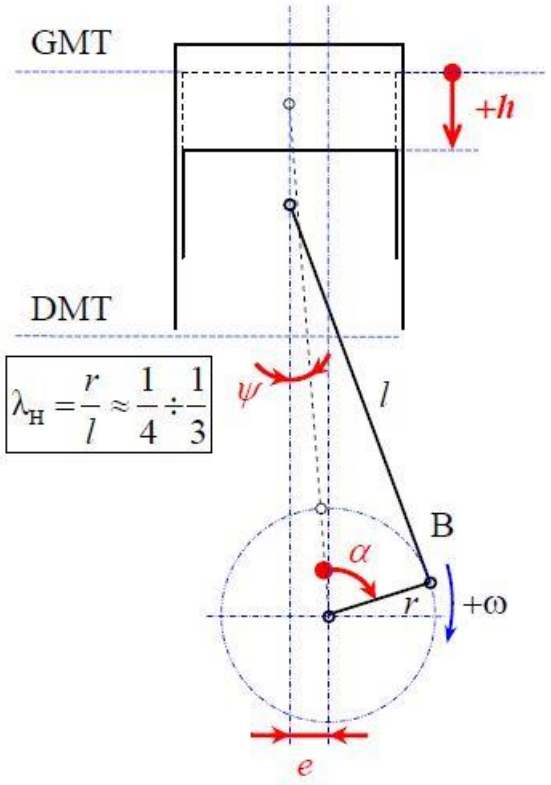
Slika 1. Sile na klipu s ekscentričnom osovinicom [2]

Osim što ekscentrom osovinice dobivamo manju bočnu silu, time i veći indicirani moment, također se ekscentričnim pomakom osovinice mijenja kinematika klipnog mehanizma. Put klipa opisan je sljedećim izrazima.

$$\psi = arcsin\left(\frac{e}{r+l}\right) \tag{1}$$

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

Gdje su veličine izvedene iz Slike 2.



Slika 2. Shematski prikaz klipnog mehanizma [1]

1.2.2. Utjecaj omjera klipnjače

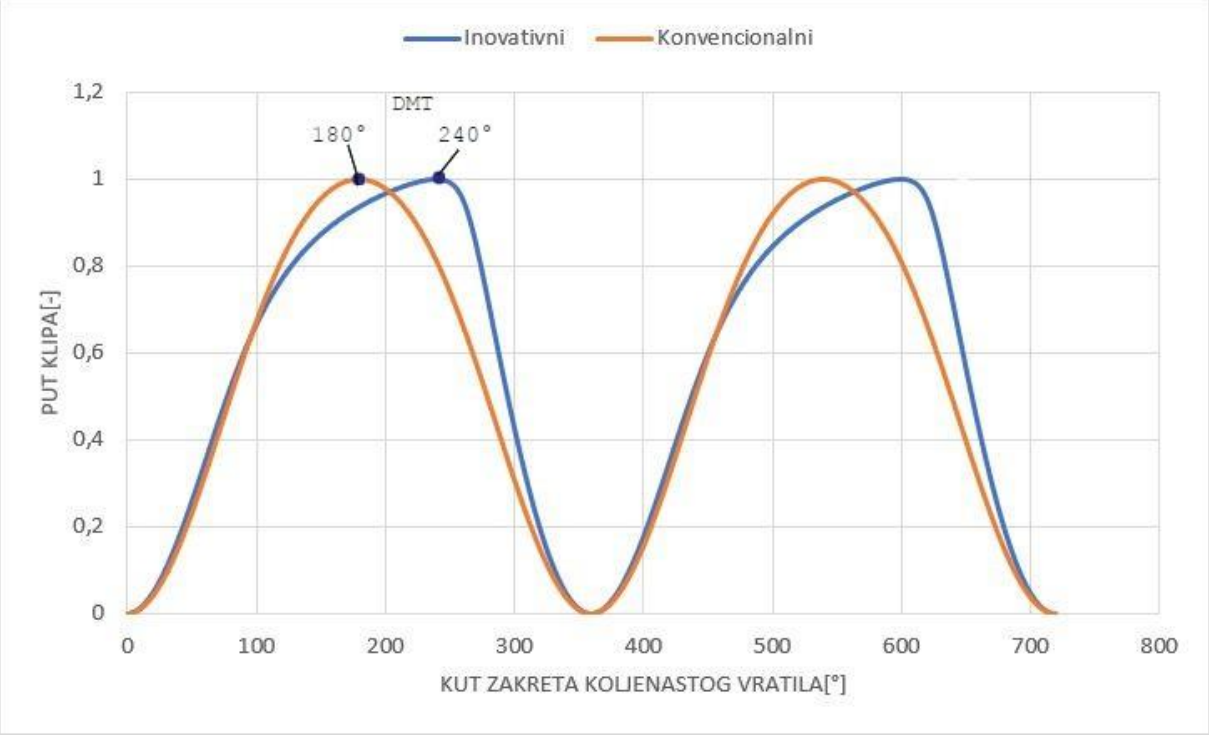
Kod današnjih klipnih mehanizama klip-klipnjača-koljenasto vratilo, sila u klipnjači uzrokuje bočnu silu koja dovodi do mehaničkih gubitaka i trošenja bočnih površina klipa. Bočna sila na klipu proporcionalna je u omjeru klipnjače ($\lambda_H=r/l$), gdje je r polumjer rukavca koljenastog vratila, a l duljina klipnjače. Kod današnjih motora taj se omjer kreće između λ_H=1/3-1/4. Također o ovom omjeru ovise dimenzije samog motora, da je ovaj omjer veći dimenzije motora bi bile manje.

Poznajući teoriju koja stoji iza ekscentrično postavljenom osovinicom klipa i omjera klipnjače, na tragu toga osmišljena je inovativna konstrukcija klipnog mehanizma koja teoretski nema bočnih sila na klipu, ima mogućnost primjene omjera klipnjače λ_H=1/2 – 1, te ekscentarskog pomaka osovinice klipa. Opis inovativne konstrukcije kojom se bavimo u ovom radu detaljnije je opisana u sljedećem poglavlju.

2. KONSTRUKCIJA I NAČIN RADA INOVATIVNOG MOTORA

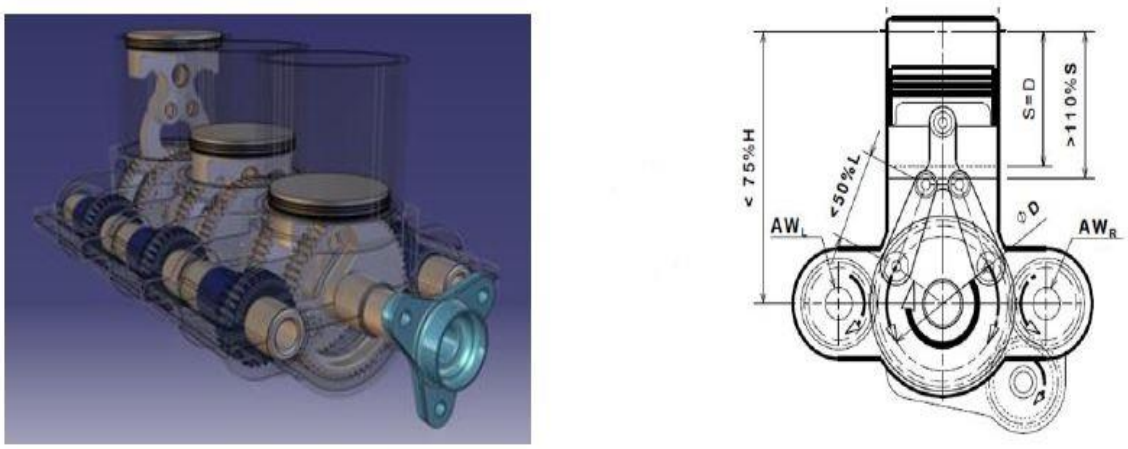
2.1. Konstrukcija motora

Koncept motora zamišljen je kao četverotaktni trocilindrični motor od 500 cm^3. Razlika u odnosu na konvencionalni motor koji ima jednu klipnjaču po cilindru, ovaj koncept ima dvije klipnjače po cilindru, to mu omogućuje da se ponište bočne sile i da se omjer klipnjače poveća, odnosno da taj omjer bude između λ_H=1/2 – 1. Povećanjem tog omjera dobili smo kompaktniji motor manjih dimenzija u odnosu na konvencionalni. Još jedna posebnost ovog koncepta leži u ekscentrično postavljenoj osovinici klipa, pomoću koje smo dobili drugačiju kinematiku klipnog mehanizma, ne samo drugačiju nego smo dobili i daleko značajniju prednost. Naime, kod klasičnog sistema s jednom klipnjačom vremensko trajanje silaska i povratka klipa je potpuno izjednačeno (silazak=180˚, povratak=180˚). Kod inovativnog sistema put klipa od GMT u DMT traje dulje nego povratak iz DMT u GMT. Najveću prednost predstavlja radni takt koji traje 240˚dok sam ispuh traje svega 120˚.Usporedba puta klipa između inovativnog i konvencionalnog prikazana je na Slici 3.



Slika 3. Put klipa od GMT do DMT kod inovativnog i konvencionalnog motora

Izgled samog koncepta prikazan je na Slici 4.



Slika 4. Izgled klipnog mehanizma inovativnog motora

2.2. Način rada inovativnog motora

Kako se kod konvencionalnog motora sila plinova preko klipnjače prenosi na koljenasto vratilo, na isti način se prenosi i kod inovativnog. Razlika između njih je u tome što se kod konvencionalnog sila prenosi na jedno zajedničko koljenasto vratilo, dok kod inovativnog imamo po dva možemo ih nazvati koljenasta vratila, iako to nisu, to su ustvari zupčanici, kao što možemo vidjeti na Slici 4. Iz Slike 4. možemo primijetit da se zupčanici jednog cilindra neće okretati u istom smjeru, ali kako bi na kraju bilo moguće prenositi moment u jednom smjeru, dodana su dva vratila sa zupčanicima. Ta vratila su preko svojih zupčanika povezana na zupčanike „koljenastog vratila“, svako vratilo spojeno je na zupčanike koji se okreću u istom smjeru.

3. OPIS TRENJA INOVATIVNOG MOTORA

U programskom paketu AVL BOOST^{TM} imamo mogućnost odabrati neku izvedbu motora, bila ta izvedba V-motor ili redni motor, program je u mogućnosti izračunati ukupan srednji efektivni tlak trenja za određene brzine vrtnje određene izvedbe motora. S obzirom da u ovom programskom paketu nemamo mogućnost odabira naše izvedbe inovativnog motora, primorani smo to ručno izračunati.

Trenje u motorima s unutarnjim izgaranjem može se podijeliti u tri glavne skupine [3]:

- **trenje u mehanizmu motora -** trenje uzrokovano pokretnim dijelovima motora (klip, karike, uležištenje osovinice klipa, leteći ležajevi, glavni ležajevi, ventilski mehanizam),
- **aerodinamički i hidraulički gubici** (pumpanje donje strane klipa, gubici ventilacije, gubici udaranja u ulje),
- **pogon pomoćnih uređaja** (pumpa za ubrizgavanje goriva, pumpa za ulje, pumpa za vodu, ventilator za hlađenje, električni generator).

Ukupni efektivni tlak trenja skraćeno *uett* može se izraziti kao zbroj srednjih efektivnih tlakova pojedinih komponenti trenja motora, a računa se prema sljedećem izrazu:

$$uett = etkv + etsk + etrm + etpu \tag{3}$$

gdje je:

etkv –efektivni tlak trenja koljenastog vratila, [kPa];

etsk –efektivni tlak trenja sklopa klipa, [kPa];

etrm –efektivni tlak trenja razvodnog mehanizma, [kPa];

etpu –efektivni tlak trenja pomoćnih uređaja, [kPa].

3.1. Model trenja korišten za izračun [4]

Ovaj model trenja bazira se na modelu Patton et al. (1989). Usporedbom Patton – ovog modela s današnjim podacima trenja motora, određene su promjene koje je bilo potrebno napraviti u modelu da bi vrijednosti bolje prikazivale trenje u današnjim motorima. Tehnologije obrade i proizvodnje su napredovale što kao rezultat pokazuje manje ukupne mehaničke gubitke trenja u motoru. U model je uvedeno i skaliranje izraza prema promjeni viskoznosti ulja u ovisnosti o temperaturi. Skaliranje viskoznosti ulja bilo je nužno uvesti u model kako bi se

omogućilo opisivanje trenja prilikom nezagrijanog motora, ili ako se želi vidjeti utjecaj promjene gradacije ulja.

Uvedeni faktor skaliranja viskoznosti ulja računa se prema sljedećem izrazu:

$$\mu_{sc} = \sqrt{\frac{v(T)}{v_0(T_0)}}. \tag{4}$$

gdje je :

$v(T)$ – kinematička viskoznost promatranog ulja pri temperaturi T, [m^2/s];

$v_0(T_0)$ – referentna kinematička viskoznost ulja pri temperaturi 90 °C.

3.1.1. Jednadžbe za računanje trenja prema [4]

U nastavku biti će prikazani jednadžbe za srednje efektivne tlakove pojedinih komponenti trenja motora.

Efektivni tlak trenja koljenastog vratila se računa prema sljedećem izrazu:

$$etkv = 1{,}22 \cdot 10^5 \left(\frac{D_l}{{D_c}^2 H n_c}\right) + 3{,}03 \cdot 10^{-4} \mu_{sc} \left(\frac{N D_l^3 B_l n_l}{B^2 S n_c}\right) + 1{,}35 \cdot 10^{-10} \left(\frac{D_l^2 N^2 n_l}{n_c}\right), \tag{5}$$

gdje je:

D_l – promjer glavnih ležaja KV, [mm];

D_c – promjer cilindra, [mm];

H – hod klipa, [mm];

n_c – broj cilindara, [-];

μ_{sc} – faktor skaliranja viskoznosti ulja, [-];

N – brzina vrtnje motora, [min^{-1}];

B_l – duljina glavnih ležaja KV, [mm];

n_l – broj glavnih ležaja KV, [-].

Prvi član u izrazu (5) odnosi se na trenje brtvi glavnih ležaja koljenastog vratila, drugi član odnosi se na hidrodinamičko trenje glavnih ležaja, a treći član odnosi se na gubitke zbog strujanja ulja kroz ležaje.

Efektivni tlak trenja sklopa klipa se računa prema sljedećem izrazu:

$$etsk = 2{,}94 \cdot 10^2 \mu_{sc} \left(\frac{v_k}{D_c}\right) + 4{,}06 \cdot 10^4 \left(1 + \frac{500}{N}\right)\left(\frac{1}{{D_c}^2}\right) + 3{,}03 \cdot 10^{-4} \mu_{sc} \left(\frac{N D_{vk}^3 B_{vk} n_{vk}}{{D_c}^2 S n_c}\right) + 6{,}89 \frac{p_i}{p_a}\left[0{,}088 \cdot \mu_{sc}\varepsilon + 0{,}182\varepsilon^{(1{,}33 - 0{,}0238 v_k)}\right], \quad (6)$$

gdje je:

v_k – srednja brzina gibanja klipa, [m/s];

D_{vk} – promjer velikog ležaja klipnjače, [mm];

B_{vk} – duljina velikog ležaja klipnjače, [mm];

n_{vk} – broj velikih ležaja klipnjače, [-];

p_i – tlak u usisnoj cijevi, [kPa];

p_a – atmosferski tlak, [kPa];

ε – kompresijski omjer, [-].

Prvi član u izrazu (6) odnosi se na hidrodinamičko trenje klipa, drugi član odnosi se na karike klipa uz pretpostavku mješovitog trenja, treći član odnosi se na hidrodinamičko trenje velikih ležaja klipnjače, četvrti član odnosi se na trenje karika klipova uslijed kompresije plinova.

Efektivni tlak trenja razvodnog mehanizma se računa prema sljedećem izrazu:

$$etrm = 244 \mu_{sc} \frac{N n_{breg}}{{D_c}^2 S n_c} + K_{ff}\left(1 + \frac{500}{N}\right)\frac{n_v}{H n_c} + K_{rf}\left(\frac{N n_v}{H n_c}\right) + K_{oh}\mu_{sc}\left(\frac{h_v^{1,5} N^{0,5} n_v}{D_c H n_c}\right) + K_{om}\left(1 + \frac{500}{N}\right)\frac{h_v n_v}{H n_c} + 4{,}12, \quad (7)$$

gdje je:

n_{breg} – ukupan broj ležaja bregastog vratila, [-];

n_v – ukupan broj ventila, [-];

h_v – najveći podizaj ventila, [mm];

K_{ff} – konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu, [vidi Tablica 2.];

K_{rf} – konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu, [vidi Tablica 2.];

K_{oh} – konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu, [vidi Tablica 2.];

K_{om} – konstanta ovisna o razvodnom mehanizmu, [vidi Tablica 2.].

Prvi član u izrazu (7) odnosi se na hidrodinamičko trenje ležaja bregastog vratila, drugi član odnosi se na mješovito trenje poluklackalica, treći član odnosi se na trenje kotrljanja poluklackalica s kotačićem, pri izračunu u obzir se uzima drugi ili treći član ovisno o razvodnom mehanizmu, četvrti član određuje trenje uzrokovano relativnim gibanjem dijelova

razvodnog mehanizma koji se nalaze u stanju potpunog ili djelomičnog hidrodinamičkog podmazivanja, peti član predstavlja oscilirajuće mješovito trenje.

Tablica 1. prikazuje popis različitih konfiguracija razvodnih mehanizama.

Tablica 1. Konfiguracija razvodnih mehanizama [5]

Tip I	OHC (eng. *Overhead cam*; BV u glavi motora)	ravni podizač
Tip II	OHC (eng. *Overhead cam*; BV u glavi motora)	poluklackalica
Tip III	OHC (eng. *Overhead cam*; BV u glavi motora)	klackalica
Tip IV	CIB (eng. Cam in block; BV u bloku motora)	klackalica

Tablica 2. prikazuje vrijednosti za konstante K_{ff}, K_{rf}, K_{oh} i K_{om}.

Tablica 2. Vrijednosti konstanti Kff, Krf, Koh i Kom [5]

Konfiguracija	Tip	K_{ff} [kPa mm]	K_{rf} [kPa mm min/okr]	K_{oh} [(kPa mm min/okr)^{0,5}]	K_{om} [kPa]
SOHC	I	200	0,0076	0,5	10,7
DOHC	I	133	0,0050	0,5	10,7
SOHC	II	600	0,0227	0,2	42,8
SOHC	III	400	0,0151	0,5	21,4
CIB	IV	400	0,0151	0,5	32,1

Efektivni tlak trenja pomoćnih uređaja se računa prema sljedećem izrazu:

$$etpu = 6{,}23 + 5{,}22 \cdot 10^{-3} N - 1{,}79 \cdot 10^{-7} N^2. \quad \textbf{(8)}$$

Konstante su određene mjerenjem gubitaka skupine malih dizelskih motora velikih brzina.

3.2. Prilagodba modela trenja za inovativni motor

Pošto izrazi za srednji efektivni tlak trenja, prikazani u prethodnom podnaslovu, vrijede za cijeli motor, potrebno je navedene izraze skalirati za rad inovativnog motora. Kod inovativnog motora na izraz (5) dodajemo još dva ta izraza zbog dva dodatna vratila, s tim da je brzina vrtnje tih vratila dva puta veća od brzine vrtnje koljenastog vratila. Zbog izvedbe motora koju smo opisali u 2. poglavlju , 1. član izraza (6) zanemarujemo jer se odnosi na hidrodinamičko trenje, te 3. član izraza (6) množimo sa 2.

Promjene u izrazima (5) i (6) prikazane su u sljedećim izrazima:

$$etkv' = 1{,}22 \cdot 10^5 \left(\frac{D_l}{{D_c}^2 H n_c}\right) + 3{,}03 \cdot 10^{-4} \mu_{sc} \left(\frac{N D_l^3 B_l n_l}{{D_c}^2 H n_c}\right) + 1{,}35 \cdot 10^{-10} \left(\frac{D_l^2 N^2 n_l}{n_c}\right) + 2 \cdot \left[1{,}22 \cdot 10^5 \left(\frac{D_l}{{D_c}^2 H n_c}\right) + 3{,}03 \cdot 10^{-4} \mu_{sc} \left(2 \cdot \frac{N D_l^3 B_l n_l}{{D_c}^2 H n_c}\right) + 1{,}35 \cdot 10^{-10} \left(2 \cdot \frac{D_l^2 N^2 n_l}{n_c}\right)\right], \quad \textbf{(9)}$$

$$etsk' = 4{,}06 \cdot 10^4 \left(1 + \frac{500}{N}\right)\left(\frac{1}{{D_c}^2}\right) + 2 \cdot 3{,}03 \cdot 10^{-4} \mu_{sc} \left(\frac{N D_{vk}^3 B_{vk} n_{vk}}{{D_c}^2 H n_c}\right) + 6{,}89 \frac{p_i}{p_a} \left[0{,}088 \cdot \mu_{sc} \varepsilon + 0{,}182 \varepsilon^{(1{,}33 - 0{,}0238 v_k)}\right], \quad \textbf{(10)}$$

Uzimajući u obzir prethodne promjene, izraz za ukupni srednji efektivni tlak trenja kod inovativnog motora je :

$$uett' = etkv' + etsk' + + etrm + etpu. \quad \textbf{(11)}$$

3.3. Modeliranje trenja u motoru

Za modeliranje trenja u motoru korišten je programski paket *MS Excel 2019*. Pri modeliranju korišteni su izrazi iz podnaslova 3.1. i 3.2. Promatrani motori su inovativni i konvencionalni. Potrebni podaci prikazani su u Tablici 3. i Tablici 4.

Tablica 3. Podaci o inovativnom motoru potrebni za modeliranje trenja

Veličina	Simbol	Iznos	Mjerna jedinica
Promjer cilindra	D_c	62	mm
Hod klipa	H	54,645	mm
Broj cilindara	n_c	3	-
Brzina vrtnje	N	3000 - 8000	min^{-1}
Promjer glavnih ležaja KV	D_l	20	mm
Duljina glavnih ležaja KV	B_l	10	mm
Broj glavnih ležaja KV	n_b	6	-
Promjer velikog ležaja klipnjače	D_{vk}	20	mm
Duljina velikog ležaja klipnjače	B_{vk}	10	mm
Broj velikih ležaja klipnjače	N_{vk}	3	-

Kompresijski omjer	ε	10,1	-
Atmosferski tlak	p_a	101,3	kPa
Tlak u usisnoj cijevi	p_i	Vidi Tablicu 5.	kPa
Ukupan broj ležaja BV	N_{breg}	8	-
Ukupan broj ventila	n_v	12	-
Najveći podizaj ventila	h_v	9,6	mm

Tablica 4.Podaci o konvencionalnom motoru potrebni za modeliranje trenja

Veličina	Simbol	Iznos	Mjerna jedinica
Promjer cilindra	D_c	62	mm
Hod klipa	H	54,645	mm
Broj cilindara	n_c	3	-
Brzina vrtnje	N	3000 - 8000	min^{-1}
Promjer glavnih ležaja KV	D_l	20	mm
Duljina glavnih ležaja KV	B_l	10	mm
Broj glavnih ležaja KV	n_b	4	-
Promjer velikog ležaja klipnjače	D_{vk}	20	mm
Duljina velikog ležaja klipnjače	B_{vk}	10	mm
Broj velikih ležaja klipnjače	N_{vk}	3	-
Kompresijski omjer	ε	10,1	-
Atmosferski tlak	p_a	101,3	kPa
Tlak u usisnoj cijevi	p_i	Vidi Tablicu 5.	kPa
Ukupan broj ležaja BV	N_{breg}	8	-
Ukupan broj ventila	n_v	12	-
Najveći podizaj ventila	h_v	9,6	mm

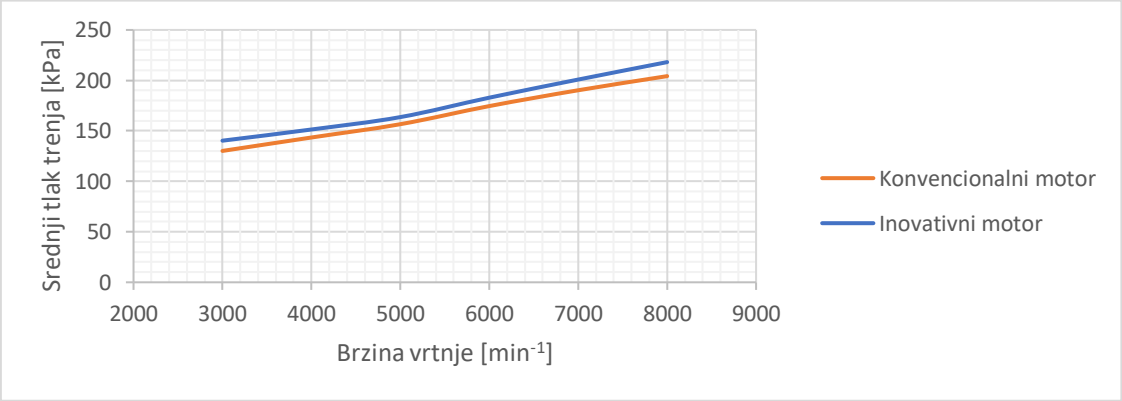
Faktor skaliranja viskoznosti ulja μ_{sc} bit će jednak jedinici jer će se ispitivati rad potpuno zagrijanog motora

Razvodni mehanizam je DOHC, tip I, ravni podizači bez kotačića te se konstante K_{ff}, K_{rf}, K_{oh} i K_{om} mogu odabrati pomoću Tablice 2. Budući da razmatrani motori imaju prednabijanje, tlak u usisnoj cijevi jednak je tlaku prednabijanja, a tlakovi prednabijanja u ovisnosti o brzini vrtnje mogu se vidjeti u Tablici 5.

Tablica 5. Tlakovi prednabijanja

Brzina vrtnje [min^{-1}]	Apsolutni tlak prednabijanja [kPa]
3000	120
4000	120
5000	115
6000	132
7000	140
8000	155

Na Slici 5. prikazani su rezultati ukupnog tlaka trenja motora u *MS Excelu 2019* za rad inovativnog i konvencionalnog motora koji će se koristiti u daljnjem modelu u programskom paketu AVL BOOST™ verzija 2013.2.



Slika 5. Ukupni efektivni tlak trenja kod inovativnog i konvencionalnog motora

Sa Slike 4. možemo vidjeti da je ukupni tlak trenja inovativnog motora veći za 6,42% u odnosu na ukupni tlak trenja konvencionalnog motora, iako smo kod inovativnog motora zanemarili hidrodinamičko trenje, dodali smo trenje dodatnih dvaju vratila koji imaju dva puta veću brzinu vrtnje od koljenastog vratila, te sve podijelili sa 0.98^8 ,gdje 0.98 predstavlja iskoristivost zupčanika, a potencija 8 broj parova zupčanika.

4. PRORAČUNSKI MODEL

4.1. Računalne simulacije u programu AVL BOOST™

Računalne simulacije se sve češće koriste pri predviđanju ponašanja, identifikaciji ključnih parametara i razumijevanju složenih procesa prilikom rada i razvoja motora i vozila. Također, često se prednost u provedbi ispitivanja daje računalnim simulacijama, a ne eksperimentalnim metodama zbog skupe opreme koje one zahtijevaju te zbog sporijeg procesuiranja, obrade i kategorizacije podataka. Postoje razne vrste računalnih programa za izvedbu numeričkih simulacija, a možemo ih podijeliti na par glavnih skupina koje se najčešće koriste u razvoju motora s unutarnjim izgaranjem:

- numeričke simulacije bazirane na računalnoj dinamici fluida (eng. *Computational Fluid Dynamics – CFD),*
- numeričke simulacije radnog ciklusa motora bazirane na termodinamičkim proračunima (1-D/0-D pristup),
- numeričke simulacije bazirane na metodi konačnih elemenata (eng. *Finite Element Method – FEM*).

Osim AVL BOOST™ u razvoju i istraživanju u automobilskoj industriji također se koriste programi poput GT-Power-a, SRM Suite-a i Wave-a. AVL BOOST™ se bazira na 1-D modelu, odnosno na metodi konačnih volumena za strujanje radnog medija kroz usisne i ispušne cijevi te na termodinamičkim proračunima (0-D) procesa izgaranja u cilindru. U cijelini se to naziva modelom radnog ciklusa motora. On daje preciznije rezultate nego „Real time“ modeli, dok sam proračun traje kraće od CFD proračuna. Termodinamički proračuni izgaranja koje su dostupni u AVL BOOST™-u mogu se podijeliti s obzirom na broj zona na jednozonske i višezonske, a po načinu računanja brzine izgaranja na predefinirane i prediktivne.

4.2. Dvozonski Vibeov model izgaranja

Pri izradi modela radnog ciklusa motora korišten je dvozonski Vibeov model izgaranja. Dvozonski model izgaranja podrazumijeva da se cjelokupna masa radne tvari u cilindru za vrijeme izgaranja dijeli na izgorjelu i neizgorjelu zonu. Brzina oslobađanja topline tijekom izgaranja $\frac{dQ_f}{d\alpha}$ definirana je prema sljedećem izrazu:

$$\frac{dQ_f}{d\alpha} = H_d \cdot m_{f,proc} \cdot \frac{dx}{d\alpha} \left[\frac{J}{°KV}\right]. \quad \textbf{(12)}$$

gdje je H_d donja ogrjevna vrijednost goriva, a $m_{G,proc}$ ukupna masa goriva u cilindru po procesu. Udio izgorjele mase goriva definiran je eksponencijalnom funkcijom sljedećeg oblika:

$$\frac{dQ_f}{d\alpha} = H_d \cdot m_{f,proc} \cdot \frac{dx}{d\alpha} \left[\frac{J}{°KV}\right]. \quad \textbf{(13)}$$

gdje je H_d donja ogrjevna vrijednost goriva, a $m_{G,proc}$ ukupna masa goriva u cilindru po procesu. Udio izgorjele mase goriva definiran je eksponencijalnom funkcijom sljedećeg oblika:

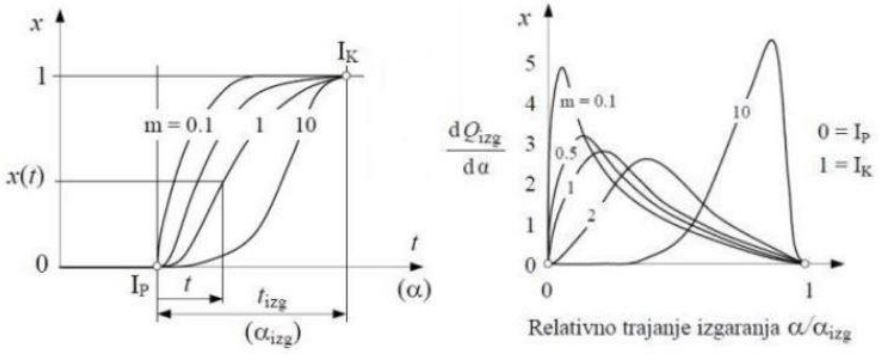
$$x(\alpha) = \frac{m_G(\alpha)}{m_{G,proc}} = 1 - e^{C\left(\frac{\alpha}{\alpha_{izg}}\right)^{m+1}} \ \frac{\text{kg}}{\text{kg}}, \quad \textbf{(14)}$$

$$\mathrm{C} = \ln\left(1 - \mathrm{x}(\alpha_{izg})\right) = \ln(1 - 0{,}999) = -6{,}908. \quad \textbf{(15)}$$

gdje je $m_G(\alpha)$ masa goriva koje je izgorjelo od početka izgaranja do promatranog kuta zakreta koljenastog vratila, C konstanta dobivena na temelju definiranog kraja izgaranja, α kut kojim se zakrenulo koljenasto vratilo od početka izgaranja dok je α_{izg} kut kojim se koljenasto vratilo zakrene od početka do kraja izgaranja.

Uvrštavanjem izraza (15) u (14), slijedi Vibeova funkcija:

$$x(\alpha) = \frac{m_G(\alpha)}{m_{G,proc}} = 1 - e^{-6{,}908\left(\frac{\alpha}{\alpha_{izg}}\right)^{m+1}} \ \frac{\text{kg}}{\text{kg}}, \quad \textbf{(16)}$$



Slika 6. Lijevo: Udio izgorjele smjese ovisan o kutu zakreta koljenastog vratila za različite m; Desno: Udio oslobođene energije ovisan o relativnom trajanju izgaranja za različite m[1]

Prednosti Vibeovih modela jesu jednostavno i brzo računanje brzine oslobađanja energije te to što korisnik definira samo 2 parametra (m, α_{izg}), a nedostatci su to da je brzina oslobađanja topline neovisna o geometriji prostora izgaranja, polju strujanja u cilindru, vrsti primijenjenog goriva jer je riječ o predefiniranim, a ne prediktivnim modelima izgaranja [1]. U proračunu su korištene prethodno definirane vrijednosti parametra m i duljine izgaranja prema dostupnoj literaturi. Za motor s četiri ventila po cilindru parametar *m* pri brzini 1500 min^{-1} iznosi 2,5, dok pri 5000 on iznosi 2,1. Osim parametra m mijenja se i duljina izgaranja, pa tako pri 1500 min^{-1} duljina izgaranja iznosi 50˚kuta zakreta koljenastog vratila, dok pri 5000 min^{-1} ona iznosi 55˚kuta zakreta koljenastog vratila.[6]

4.3. Osnovni konstrukcijski parametri motora korištenog u simulaciji

Kako bi mogli napraviti usporedbu, treba odabrati konvencionalni motor koji je geometrijski sličan našem inovativnom motoru. Pošto takav motor nismo uspjeli pronaći, morali smo sami konstrukcijski definirati taj motor. Konstrukcijski, što se tiče radnog volumena, stupnja kompresije i broja cilindara ovi motori su identični, dok je klipni mehanizam sam po sebi različit, što i je bit ovog rada. Osnovni podaci inovativnog motora bit će prikazani u Tablici 6. te će podaci konvencionalnog motora biti prikazani u Tablici 7.

Tablica 6.Osnovni podaci inovativnog motora

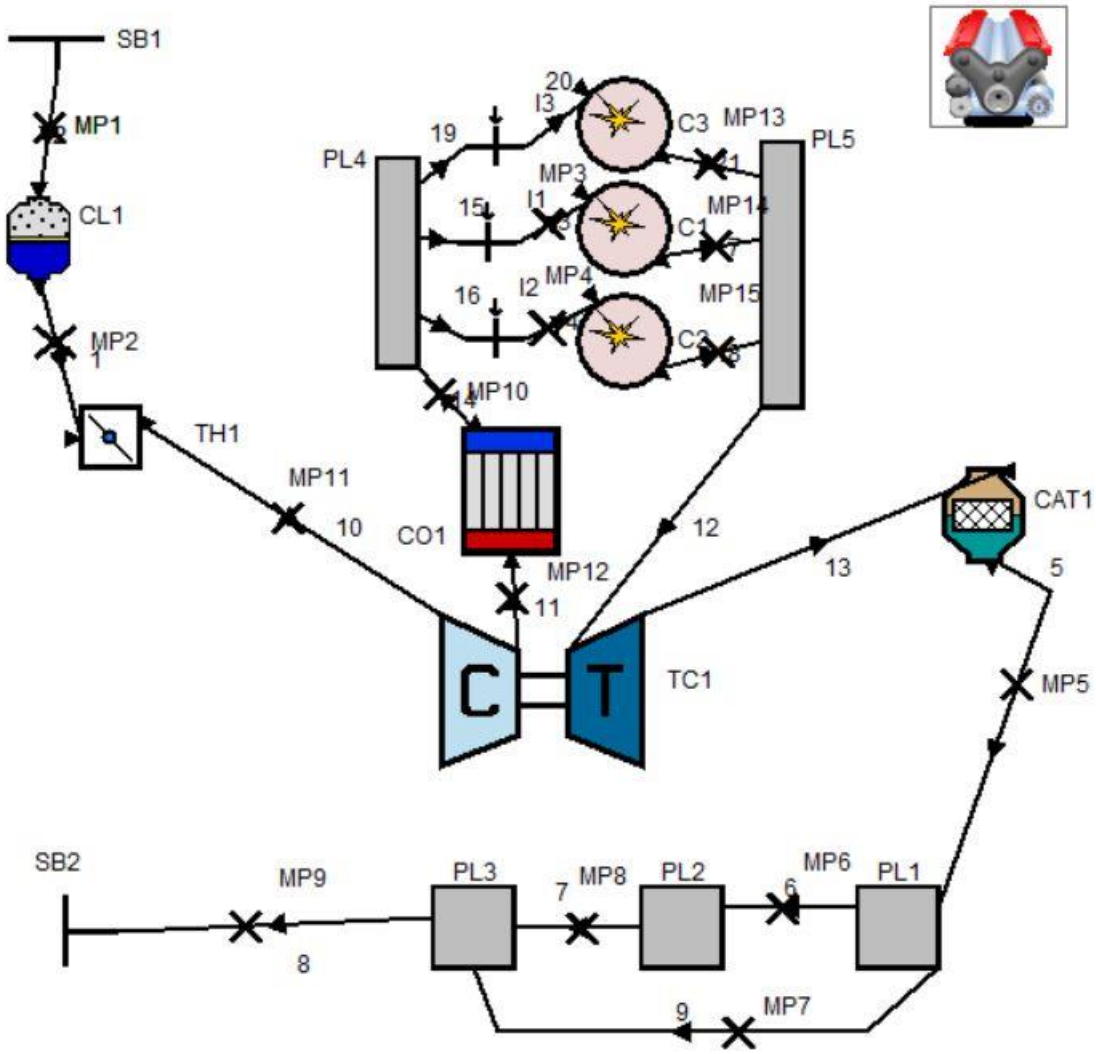
VELIČINA	VRIJEDNOST	MJERNA JEDINICA
Promjer klipa	62	mm
Hod klipa	54,645	mm
Kompresijski omjer	10	(-)
Duljina klipnjače	33,333	mm
Omjer klipnjače λ=r/l	0,75	(-)
Ekscentarski pomak osovinice	7,704	mm
Broj cilindara	3	(-)
Radni volumen	500	cm3

Tablica 7. Osnovni podaci konvencionalnog motora

VELIČINA	VRIJEDNOST	MJERNA JEDINICA
Promjer klipa	62	mm
Hod klipa	54,645	mm
Kompresijski omjer	10	(-)
Duljina klipnjače	83,333	mm
Omjer klipnjače λ=r/l	0,3	(-)
Ekscentarski pomak osovinice	0	mm
Broj cilindara	3	(-)
Radni volumen	500	cm3

4.4. Proračunski model inovativnog motora

U ovom podnaslovu ćemo opisati dijelove simulacijskog modela koji su korišteni u ovom radu. Modeli za inovativni i konvencionalni motor su jednaki, te sve što je nabrojeno za inovativni vrijedi i za konvencionalni motor.



Slika 7. Proračunski model motora sa inovativnom konstrukcijom

Slika 7. prikazuje model motora s unutarnjim izgaranjem s 3 cilindra s prednabijanjem sa sistemom ubrizgavanja goriva u usisnu cijev, koji je korišten u programskom paketu AVL BOOST^{TM}. U modelu je primijenjen pojednostavljeni model turbopunjača (eng. „*Simplified Model*“) koji ne obuhvaća definiranje mape rada turbine i kompresora. Pri punom opterećenju motora, kada je zaklopka snage potpuno otvorena, primjenjuje se tzv. „*Turbine Layout*

Calculation" način rada turbopunjača koji ostvaruje definirani omjer tlaka prednabijanja regulacijom protoka ispušnih plinova kroz turbinu. Kod djelomičnog opterećenja se primjenjuje tzv. „*BMEP Control"*, on nudi jednostavan način postizanja ciljane vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka, uz kontrolu neke vrijednosti. Vrijednost koju smo kontrolirali za postizanje ciljanih tlakova bila je otvorenost zaklopke gasa uz koeficjente protoka koji su prikazani u Tablici 8.

Tablica 8. Koeficijenti zaklopke

Kut otvorenosti zaklopke	Koeficijent protoka[-]
0°	0
10°	0,013
20°	0,052
30°	0,116
40°	0,202
50°	0,309
60°	0,433
70°	0,571
80°	0,716
90°	0,867

Jedan od bitnijih dijelova kod motora s prednabijanjem je i hladnjak zraka (eng. *Air cooler*) ,on služi kako bi ohladio zrak koji dolazi iz kompresora. Hlađenjem zraka povećava se gustoća zraka i takvog ga je lakše ugurati u cilindar, što znači ako imamo više zraka u cilindru to više goriva možemo ubrizgati i time dobiti veću snagu motora. Kod hladnjaka korištenog u simulaciji definirana je temperatura zraka na izlazu iz hladnjaka koja iznosi 40°C , te temperatura rashladne tekućine 25°C. Nakon hladnjaka dolazi volumen (eng. *Plenum*) koji smanjuje oscilacije tlaka iz kompresora, te raspodjeljuje jednak protok zraka prema svim cilindrima. *Plenum* na strani usisa je volumena od 0.5 *l* , dok je na strani ispuha 1.0 *l.* Između volumena i cilindra nalaze se brizgaljke goriva, njih smo definirali tako da prave blago bogatu smjesu pri punom opterećenju ili stehiometrijsku pri djelomičnom opterećenju, protok zraka uzimaju sa mjerne točke 10 (MP 10) sa Slike 7. i svakoj je brizgaljki određeno 33.33% protoka zraka iz te točke. U definiranju cilindra koristili smo podatke koji su navedeni u Tablici 6. i Tablici 7. Kroz definiranje cilindra morali smo definirati prijenos topline, model prijenosa topline koji je izabran je *„Woschni 1990"*, u tom modelu bilo je bitno navesti površine i

temperature stijenke preko kojih se prenosi toplina. Površina klipa je 3019,07 mm^2, njegova temperatura je 550°C, zatim površina glave cilindra je 3320,9 mm^2, a temperatura iznosi 530°C. Osim toga morali smo definirati površinu preko koje se prenosi toplina kad se klip nalazi u gornjoj mrtvoj točki, ona iznosi 1194 mm^2, te temperature stijenki cilindra kad je klip u GMT i u DMT, temperatura stijenki u GMT je 480°C, a temperatura u DMT 410°C. U ispušnom dijelu se nalazi katalizator sa još dodatna 3 volumena koji predstavljaju prigušenja tj. prigušne lonce. Ispušni sustav je izveden tako da što bolje prikaže stvarne ispušne sustave koji se danas koriste.

5. STRATEGIJA I REZULTATI

5.1. Strategija ispitivanja

Ideja ovog ispitivanja je bila da vidimo da li inovativni motor ima veću učinkovitost od konvencionalnog, ispitivanje smo proveli tako da nam jedino ograničenje bude oktanski broj. Maksimalni oktanski broj koji smo postavili bio bi 95.

Pošto su modeli u suštini jednaki, jedino u čemu će se razlikovati trebale bi biti duljine trajanja otvaranja i zatvaranja usisnih i ispušnih ventila, jer nam to omogućuje konstrukcija inovativnog motora. Na osnovu duljine trajanja otvaranja i zatvaranja usisnih i ispušnih ventila smo napravili različite modele inovativnog motora, koje smo usporedili sa konvencionalnim motorom. Modele koje smo napravili opisani su u sljedećem podnaslovu.

Uspoređivanje smo proveli za puno i djelomično opterećenje. Za puno opterećenje smo koristili blago bogatu smjesu λ=0.9 , dok smo za djelomična opterećenja koristili stehiometrijsku smjesu λ=1.

5.2. Rezultati

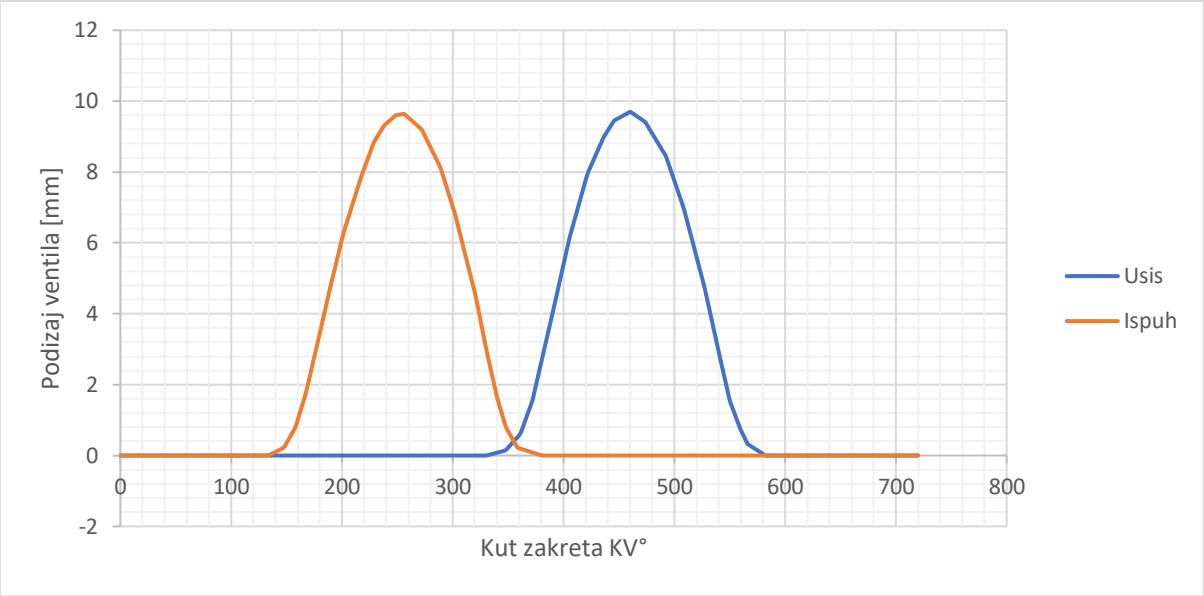
Rezultate koje ćemo pratiti pri punom opterećenju su sljedeći:

- Usporedba efektivne snage
- Usporedba indicirane potrošnje goriva
- Usporedba stupnja punjenja cilindra
- Usporedba oktanskog broja

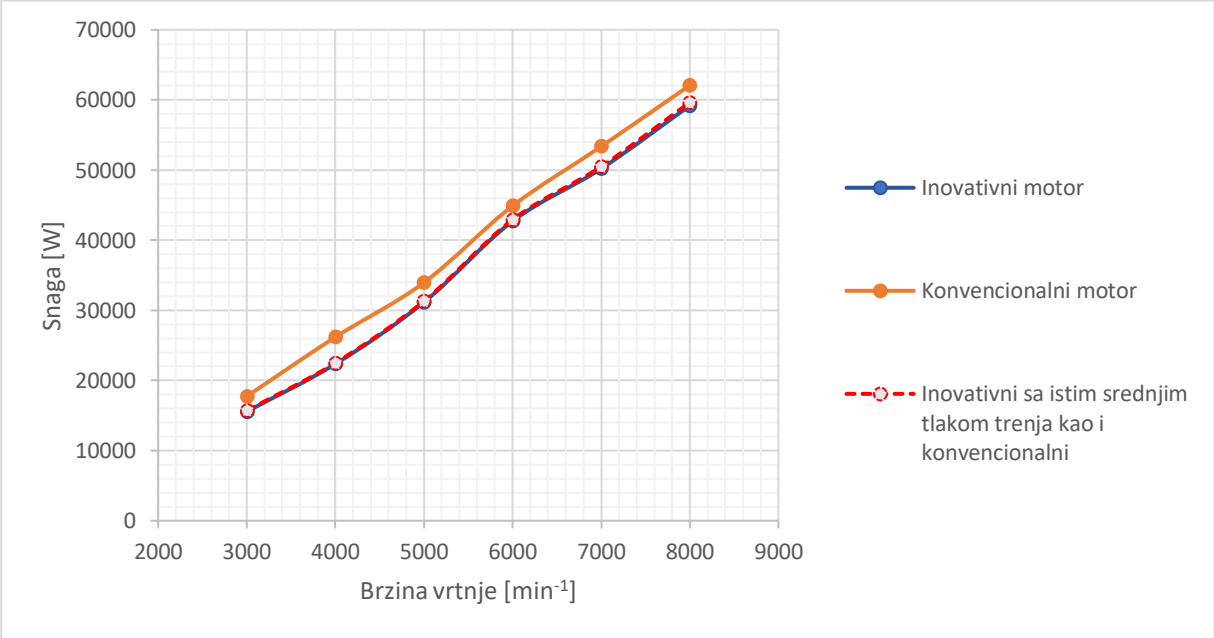
Dok će rezultati za djelomična opterećenja biti prikazana samo za najbolji model inovativnog motora.

5.2.1. Usporedba za jednake krivulje podizaja usisnih i ispušnih ventila inovativnog i konvencionalnog motora

Na Slici 8. je prikazan profil podizaja ventila za konvencionalni motor, koji također predstavlja podizaj ventila inovativnog motora za ovaj slučaj. Ovaj profil ventila preuzet je sa [7] s tim da su odrađene neke modifikacije u smislu duljine trajanja usisa i ispuha.

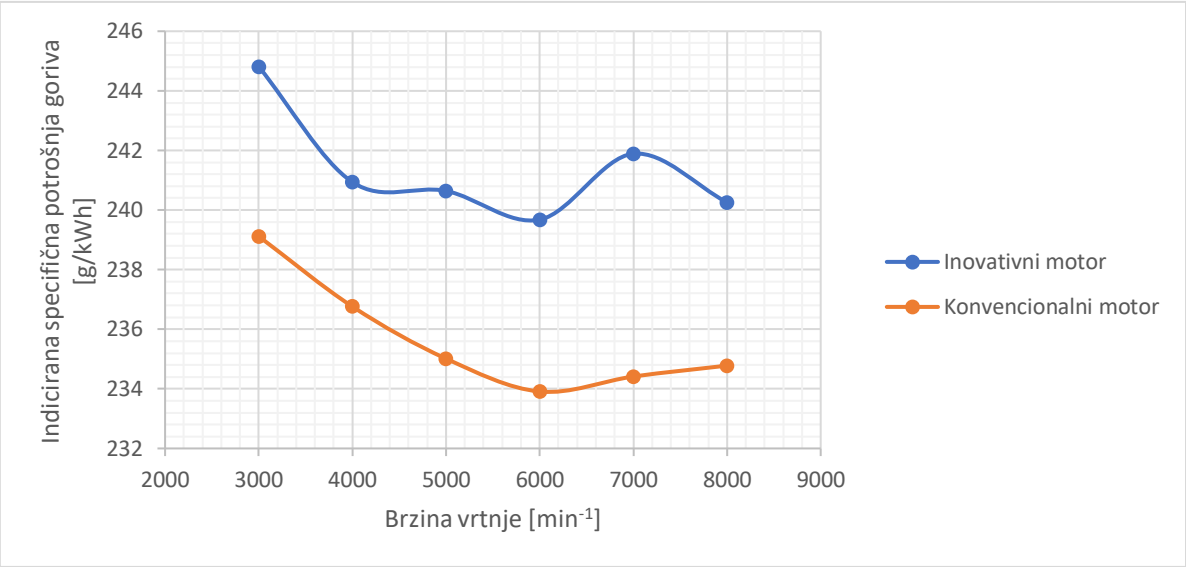


Slika 8. Podizaj ventila

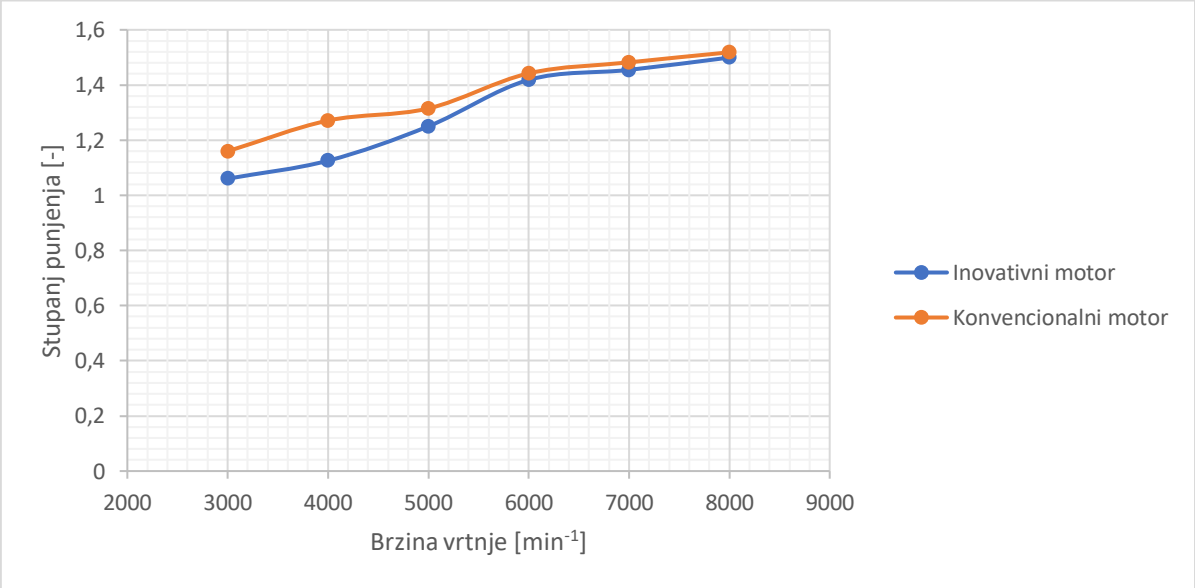


Slika 9. Usporedba snaga

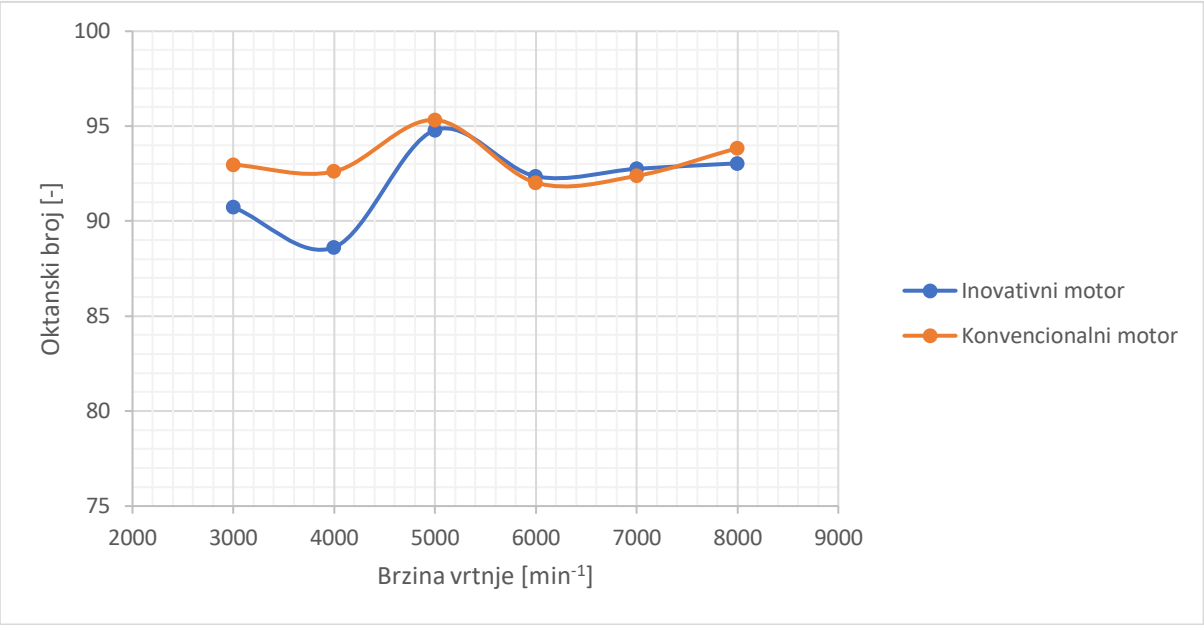
Na Slici 9. vidimo da razlika u snazi kod inovativnog motora koji ima srednji tlak trenja kao konvencionalni motor i inovativnog motora koji ima svoj srednji tlak trenja nije velika, čak je zanemariva.



Slika 10. Usporedba indicirane specifične potrošnje goriva



Slika 11. Usporedba stupnja punjenja

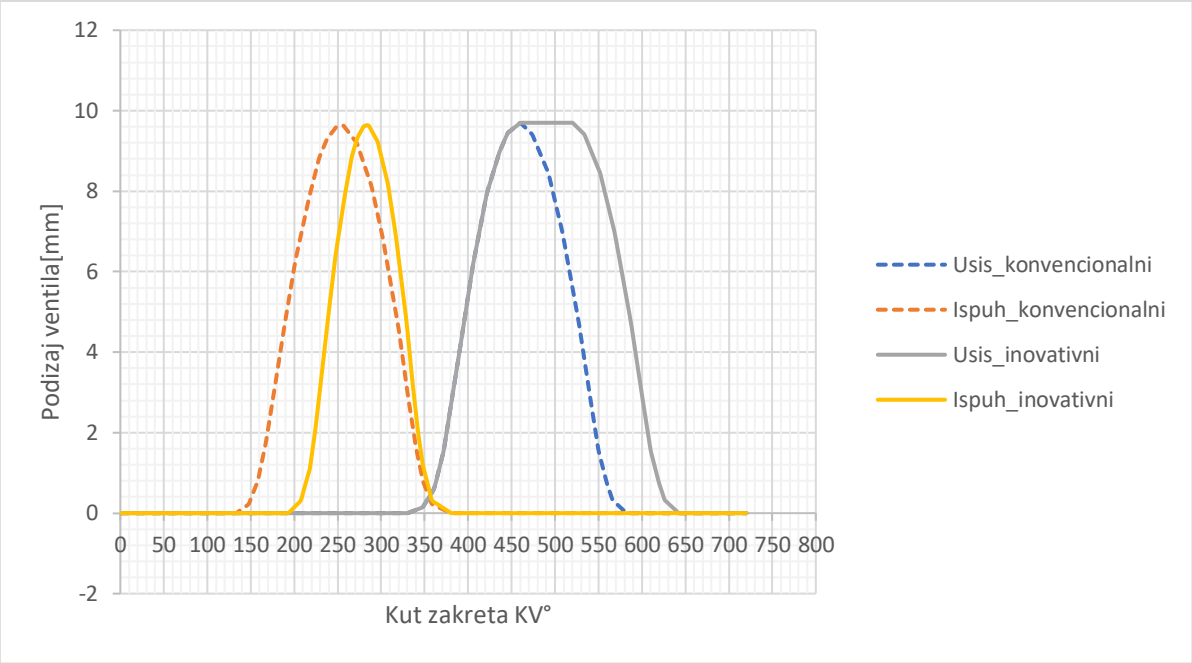


Slika 12. Usporedba oktanskog broja

Na Slici 11. možemo vidjeti da nam je stupanj punjenja manji kod inovativnog motora u odnosu na konvencionalni motor. Pošto stupanj punjenja utječe na snagu samog motora na Slici 9. možemo vidjeti da nam je i snaga inovativnog motora manja u odnosu na konvencionalni. Iz toga možemo zaključiti da nam profili ventila kao što su u konvencionalnog motora ne odgovaraju. To se događa zato što je se usisni ventil zatvorio prije nego što je klip inovativnog motora došao u svoju donju mrtvu točku, odnosno iskoristio sav svoj radni volumen.

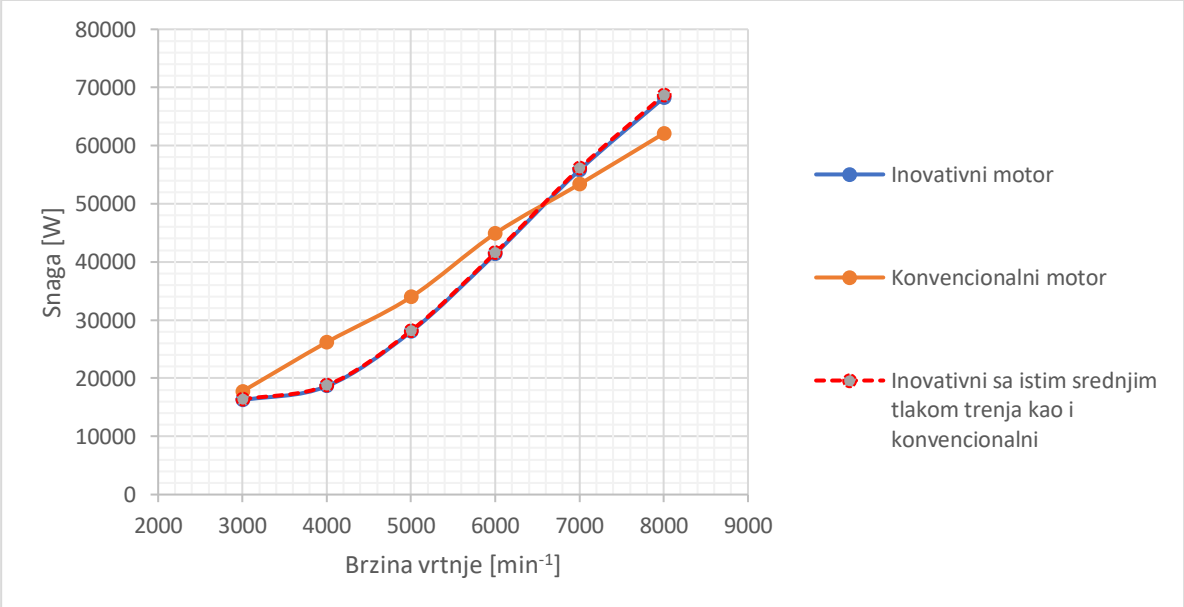
5.2.2. Usporedba rezultata ostvarenih izmijenjenim trajanjem usisnih i ispušnih ventila

Zbog konstrukcije inovativnog motora, kod kojeg usis traje 240˚, a ispuh 120˚, u mogućnosti smo postaviti takve profile ventila da bolje odgovaraju tom motoru. Usisni ventili će se zatvarati 60˚kasnije u odnosu na ventile konvencionalnog motora, a ispušni će se otvarati također 60˚ kasnije u odnosu na konvencionalni. Na Slici 13. je prikazan profil ventila inovativnog motora za ovaj slučaj u usporedbi sa konvencionalnim.



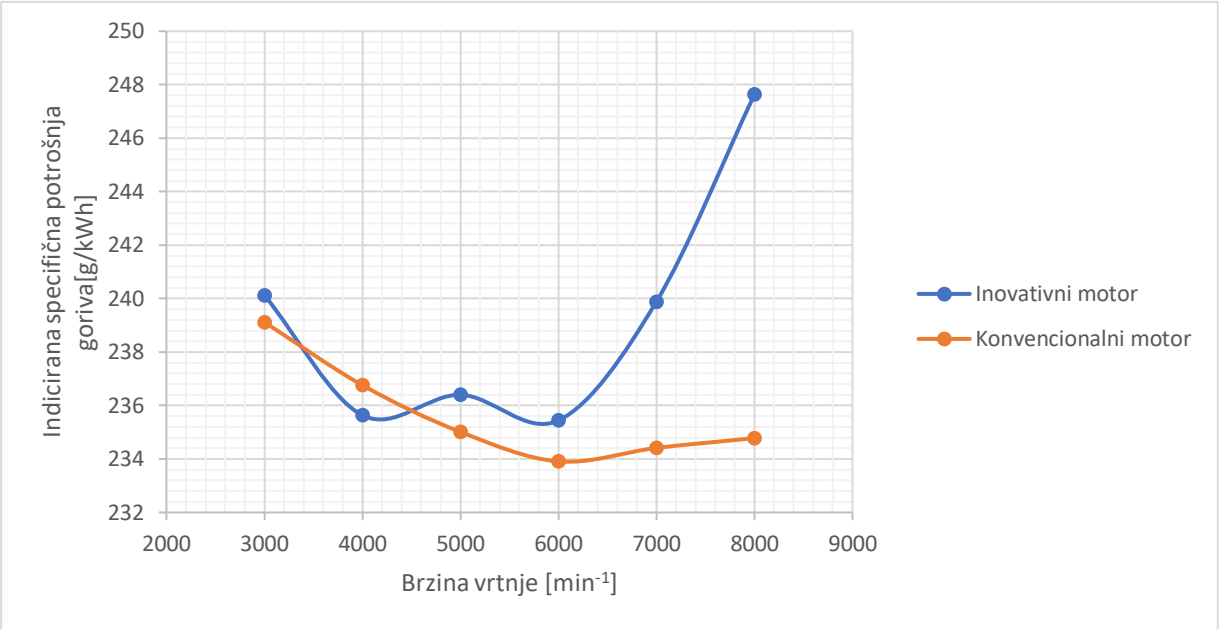
Slika 13. Profil ventila inovativnog motora

U nastavku su dobiveni rezultati za ovaj slučaj.

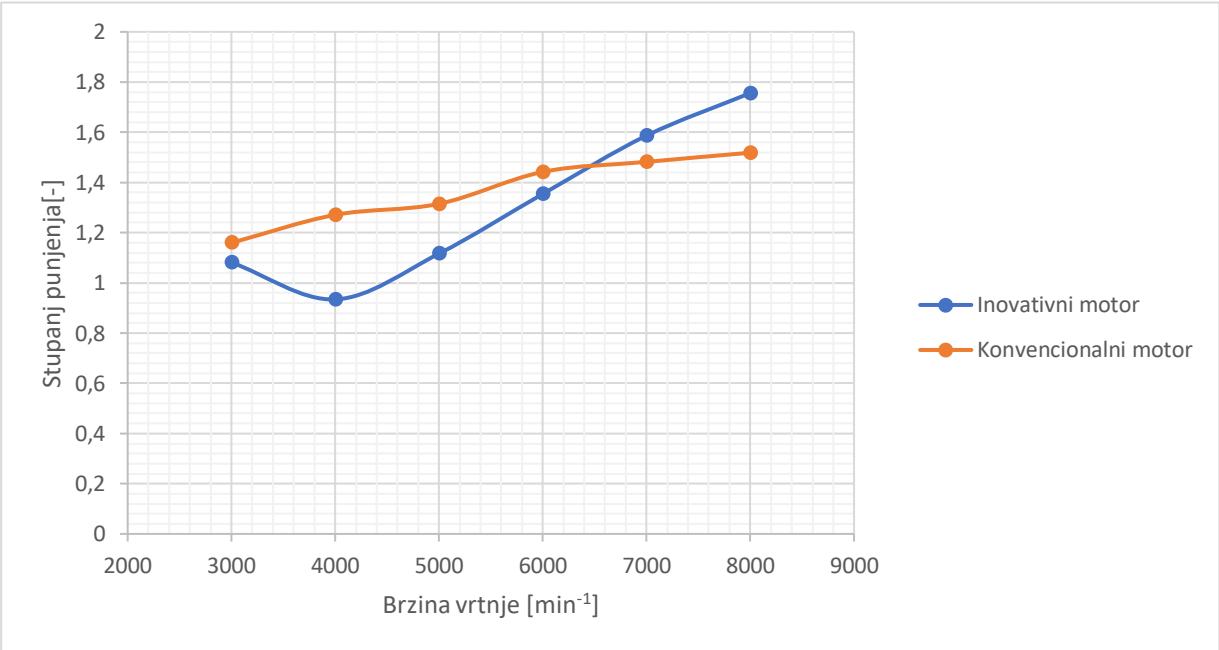


Slika 14. Usporedba snaga

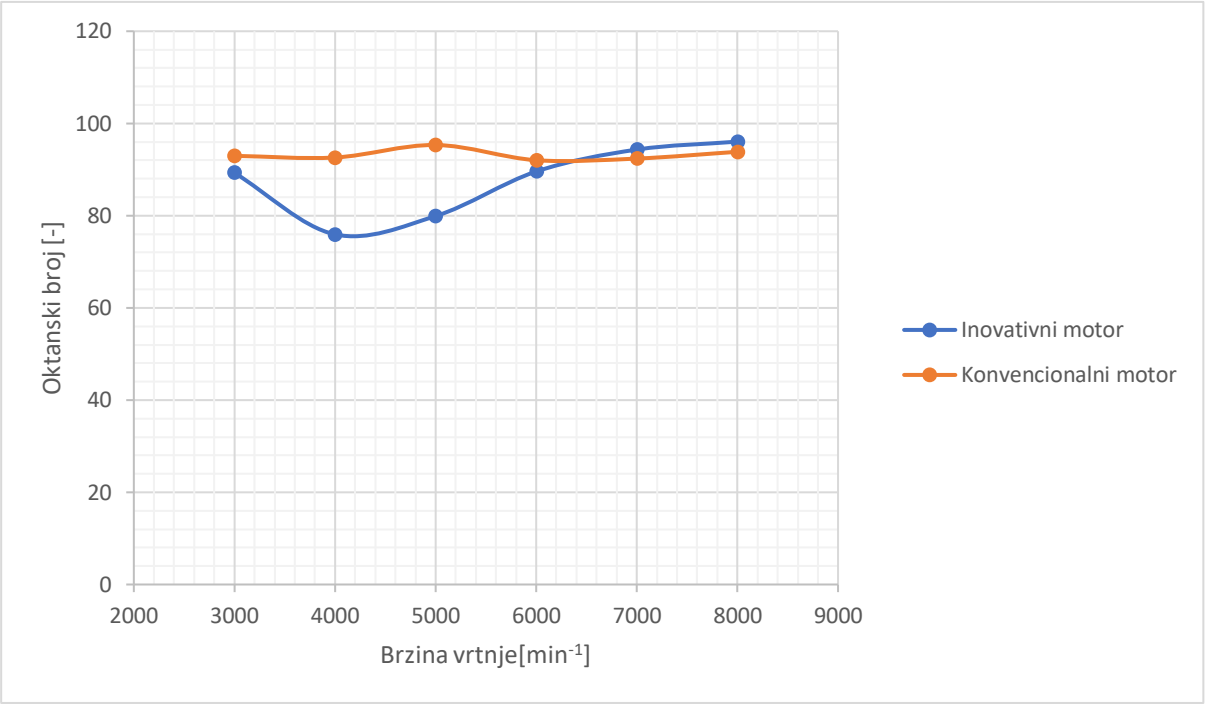
Također na Slici 14. vidimo da razlika u snazi između inovativnog motora sa srednjim tlakovima trenja kao u konvencionalnog motora i inovativnog motora sa svojim srednjim tlakovima trenja je zanemariva.



Slika 15. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva



Slika 16. Usporedba stupnja punjenja



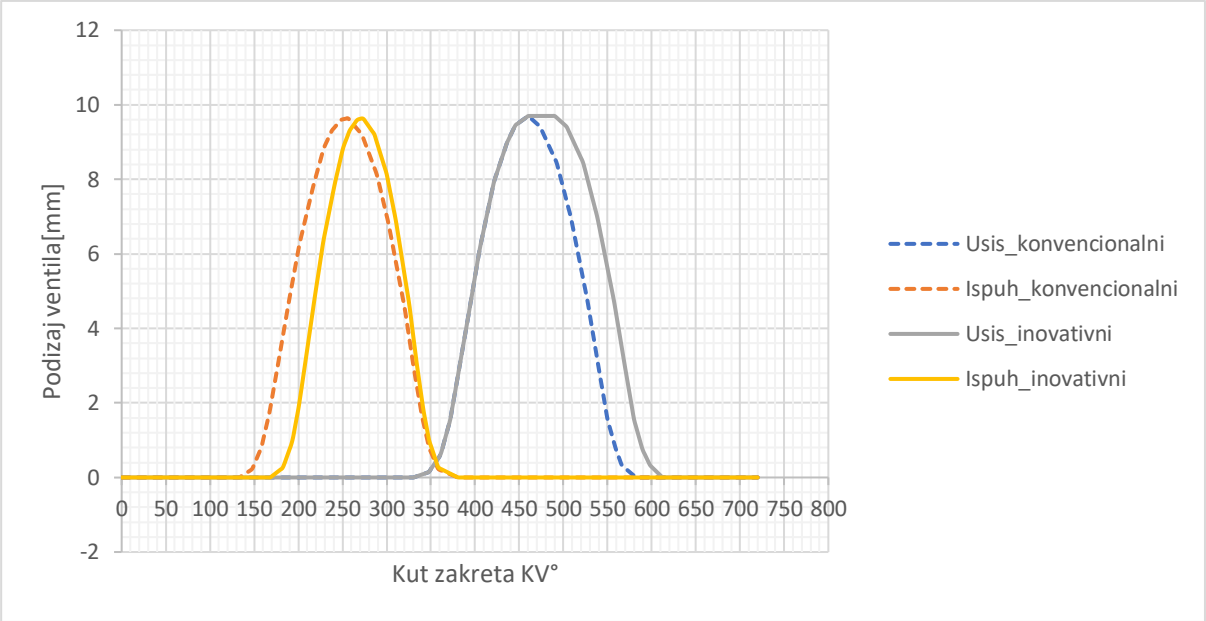
Slika 17. Usporedba oktanskog broja

Na Slici 16. vidimo da nam je se stupanj punjenja povećao pri maksimalnom broju okretaja, time vidimo povećanje snage na Slici 14. Najveći porast snage imamo na 8000 min^{-1} i to za 8,8% u odnosu na konvencionalni motor. Oktanski broj na najvećoj snazi iznosi nešto više od 95. Na Slici 15. možemo vidjeti da nam je specifična indicirana potrošnja goriva porasla za 5,24% na maksimalnom broju okretaja, to nam ne ide u prilog jer nismo uspjeli smanjiti specifičnu indiciranu potrošnju. Zbog toga nismo stali na ovom modelu, sa ovakvim profilima podizanja ventila, već smo ga probali poboljšati, što je opisano u sljedećem podnaslovu.

5.2.3. Usporedba najboljeg modela inovativnog motora sa konvencionalnim motorom

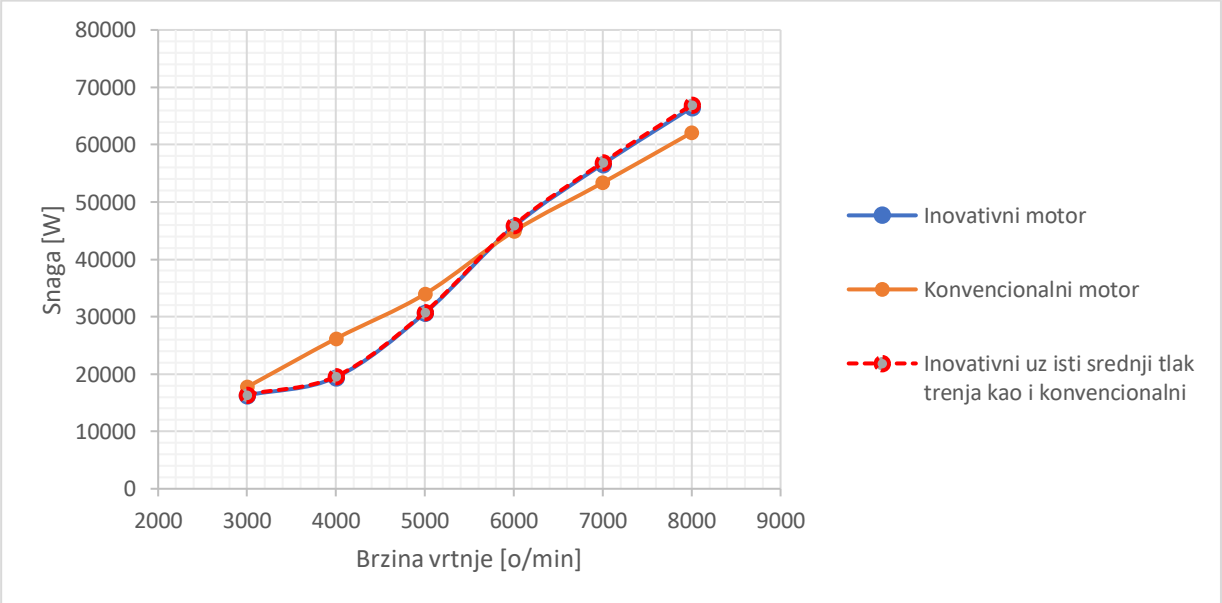
U teoriji, inovativni motor bi trebao biti učinkovitiji u smislu indicirane potrošnje, ovim dobivenim rezultatima u prošlom podnaslovu nismo bili zadovoljni, stoga smo krenuli u traženje boljeg rješenja.

Na Slici 18. su prikazani profili ventila koji su korišteni u ovom modelu.

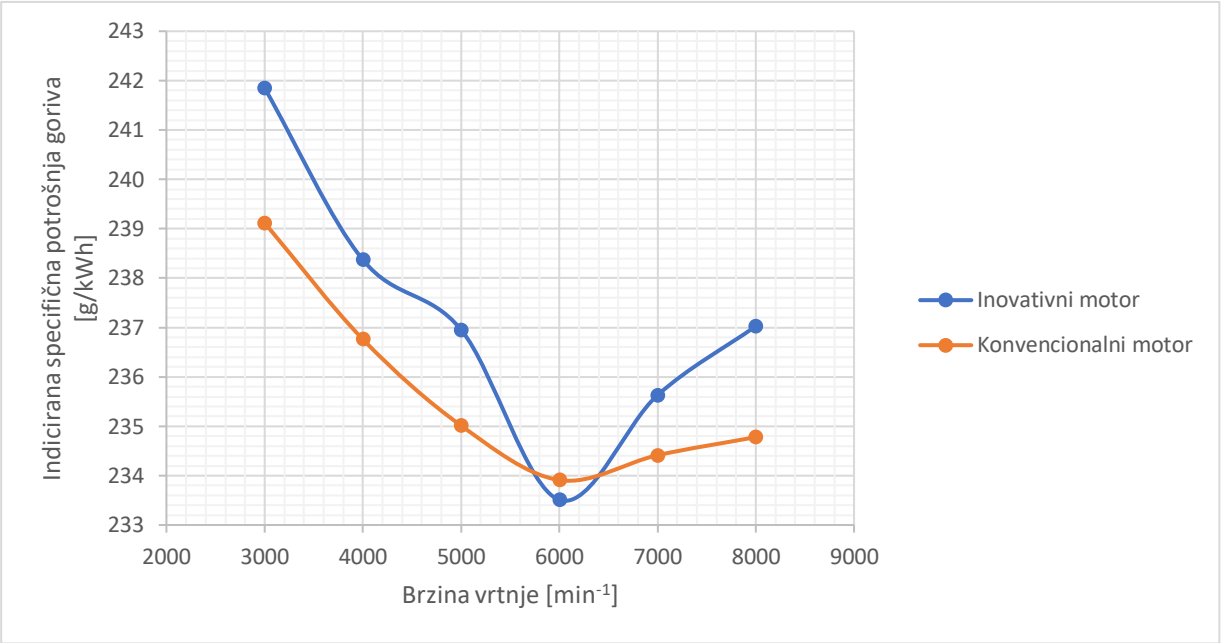


Slika 18. Profil ventila

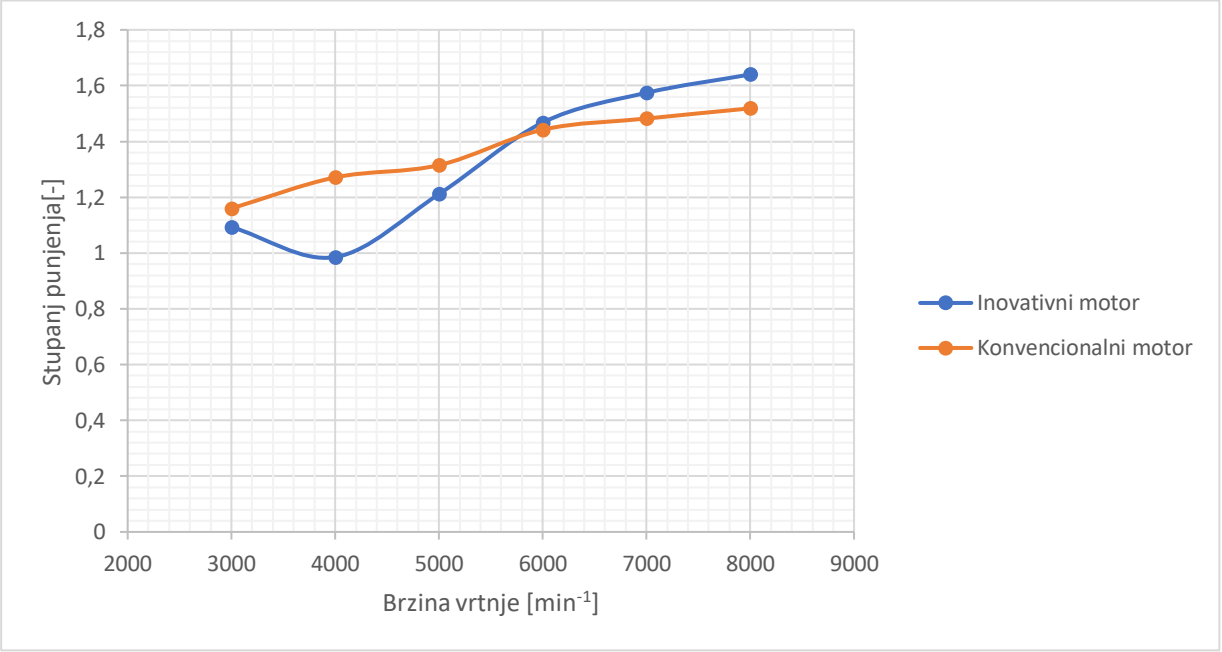
Zatvaranje usisnog ventila je produženo za 30˚ a otvaranje ispušnog ventila je pomaknuto za 35˚ u odnosu na konvencionalni. S takvim pomakom ventila smo dobili sljedeće rezultate. Rezultate ćemo prvo prikazati samo za puno opterećenje, nakon toga i za djelomična opterećenja.



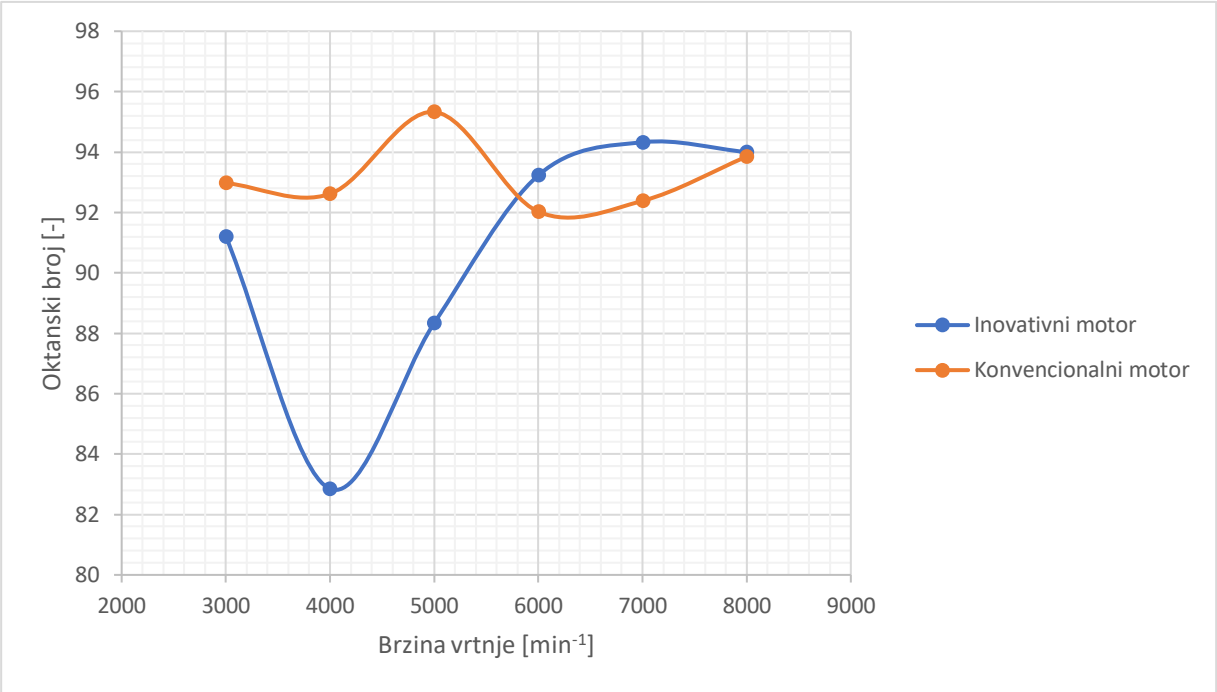
Slika 19. Usporedba snaga



Slika 20. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva



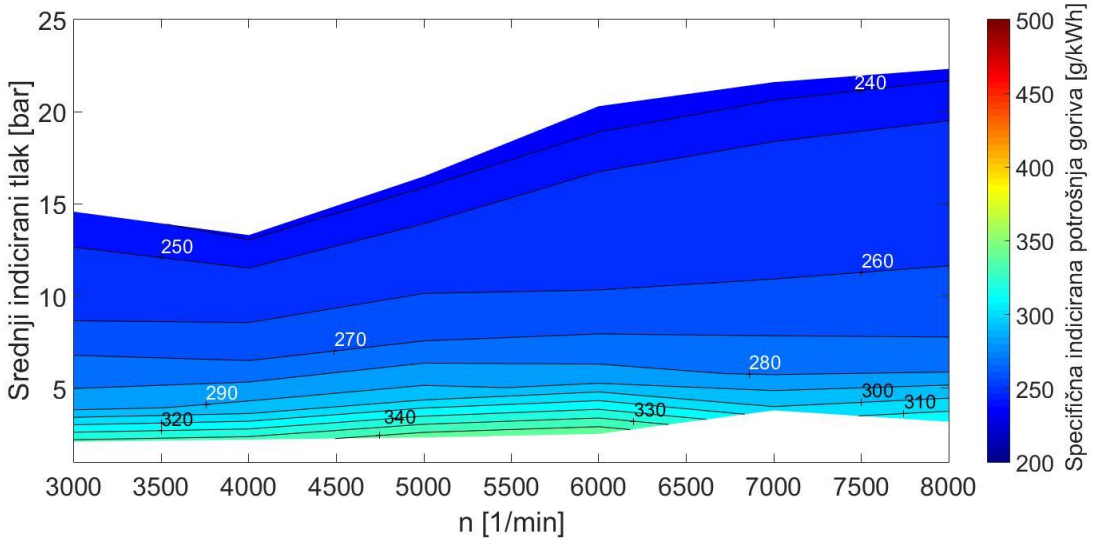
Slika 21. Usporedba stupnja punjenja



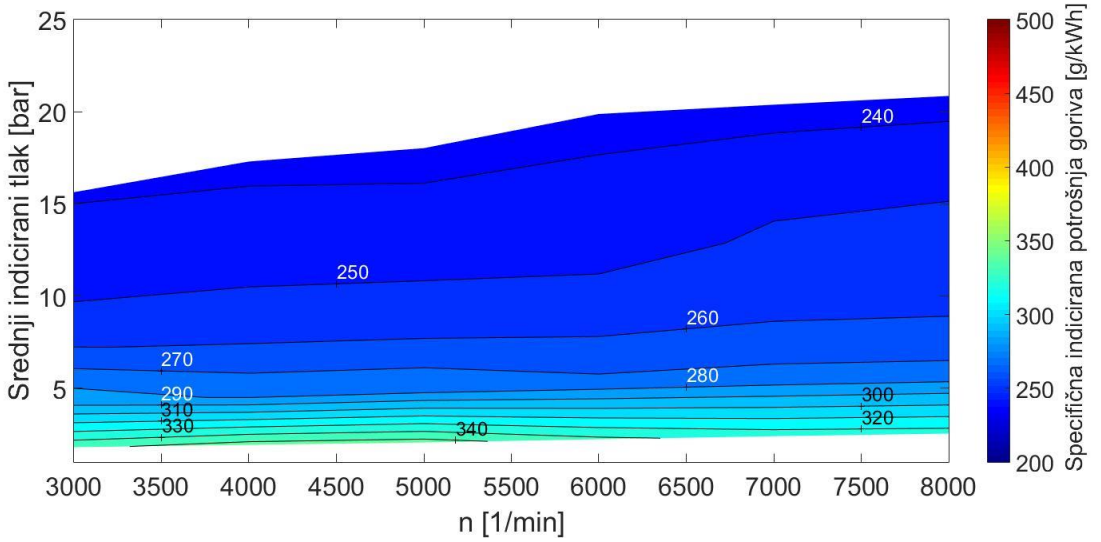
Slika 22. Usporedba oktanskog broja

Vidimo da smo na 6000 min^{-1} uspjeli smanjiti potrošnju i dobiti veću snagu, ali i na 8000min^{-1} dobili smo povećanje snage za 6,57 % u odnosu na konvencionalni motor , s tim da nam je indicirana potrošnja veća za 1 % u odnosu na konvencionalni motor.

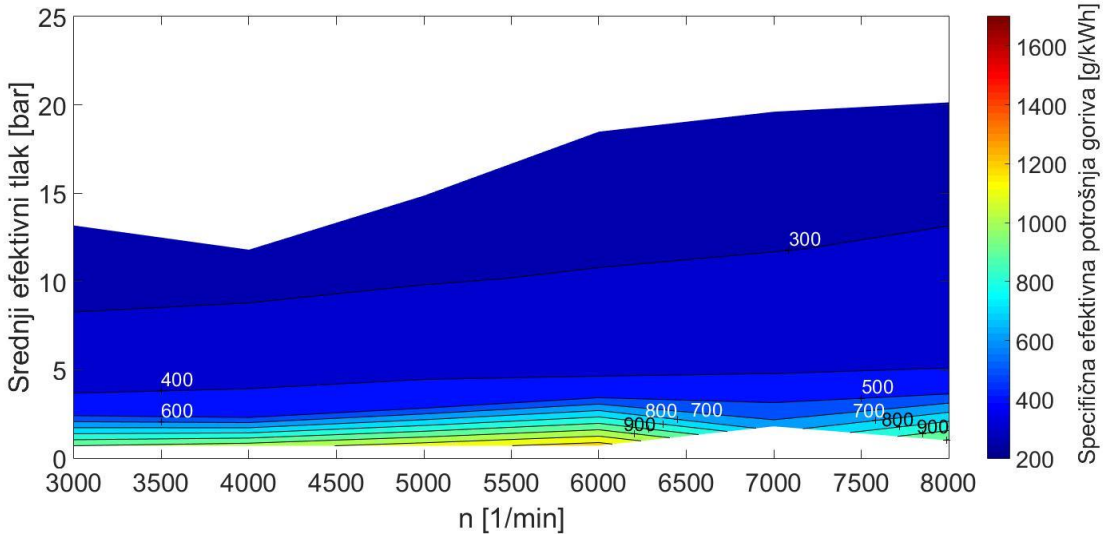
S obzirom da je ovo najbolji model koji smo uspjeli dobiti, proveli smo usporedbu i za djelomična opterećenja.



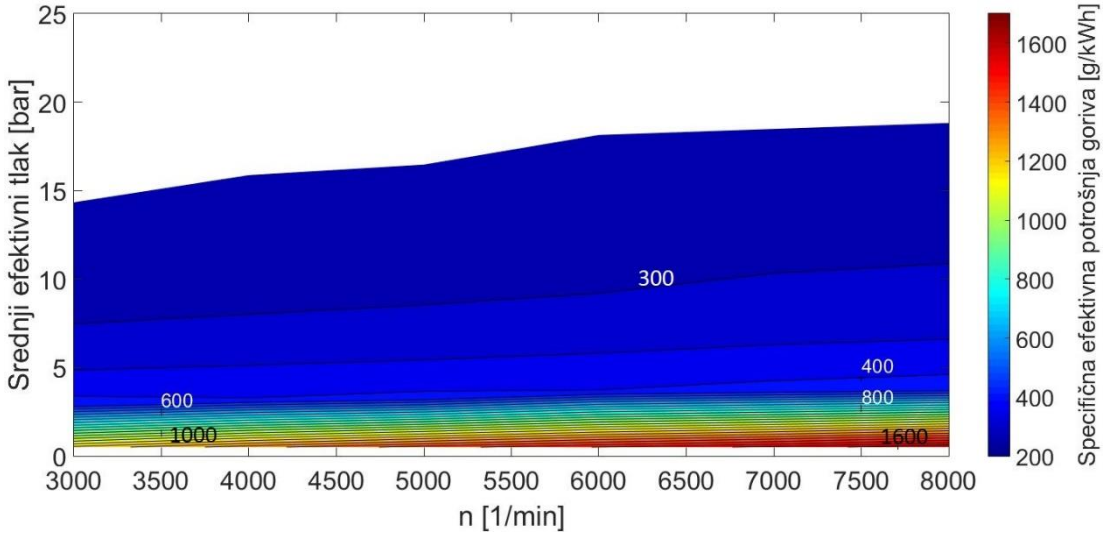
Slika 23. Specifična indicirana potrošnja goriva inovativnog motora



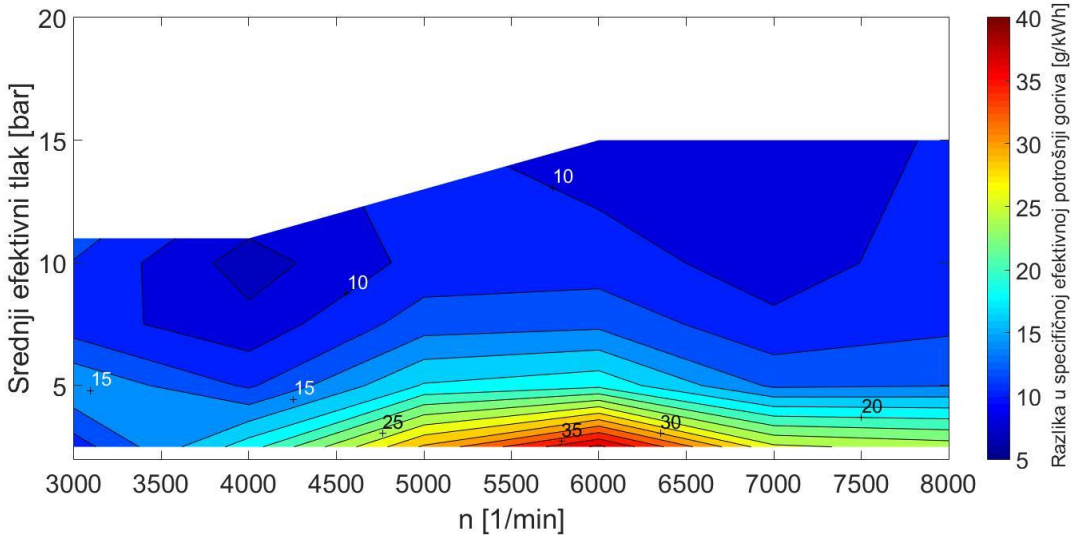
Slika 24. Specifična indicirana potrošnja goriva konvencionalnog motora



Slika 25. Specifična efektivna potrošnja goriva u inovativnog motora



Slika 26. Specifična efektivna potrošnja goriva konvencionalnog motora



Slika 27. Razlika specifične efektivne potrošnje goriva inovativnog i konvencionalnog motora

Slika 27. prikazuje vrijednost za koliko inovativni motor ima veću specifičnu efektivnu potrošnju goriva u odnosu na konvencionalni motor za iste srednje efektivne tlakove.

Iz ovih rezultata kod djelomičnih opterećenja možemo vidjeti da prednost ima konvencionalni motor, to jest da ima manju specifičnu efektivnu potrošnju goriva ali i specifičnu indiciranu potrošnju goriva. To znači da taj motor ima bolju učinkovitost.

Sama učinkovitost ovisi o specifičnoj efektivnoj potrošnji goriva i ovdje je dana izrazom:

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e \cdot H_d}, \tag{17}$$

gdje je:

g_e – specifična efektivna potrošnja goriva, [g/kWh];

H_d – donja ogrjevna vrijednost goriva, [MJ/kg].

Iz izraza (17) vidimo da što je niža specifična efektivna potrošnja goriva veća je učinkovitost.

Ipak pri punom opterećenju kod specifične indicirane potrošnje goriva razlike između inovativnog i konvencionalnog motora nisu velike , iznose nešto manje od 1 %, gdje nam je točka pri 6000 min^{-1} ide u korist inovativnom motoru gdje uz manju specifičnu indiciranu potrošnju goriva imamo i veću snagu za oko 1%.

6. ZAKLJUČAK

U radu je provedena simulacija rada motora s običnim klipnim mehanizmom i inovativnom konstrukcijom klipnog mehanizma za puna i djelomična opterećenja u programskom paketu AVL BOOST^{TM}. Iako bi u teoriji inovativni motor trebao biti učinkovitiji, ali iz rezultata vidimo da je inovativni motor skoro u cijelom području lošiji. Iz rezultata vidimo da trenje nije ključni faktor u smanjenju učinkovitosti , jer već u samom cilindru imamo manju učinkovitost tj. veću indiciranu potrošnju goriva. Jedan od mogućih razloga su duljine usisnih i ispušnih cijevi , jer sve duljine i promjeri cijevi su kalibrirani za konvencionalni motor i najbolje odgovaraju njemu.

Ovaj koncept inovativnog motora u svojoj teoriji predstavlja dobar napredak prema smanjenju potrošnje goriva, a time i smanjenju zagađenja okoliša. Iz prikazanih vrijednosti rezultata možemo vidjeti da je konvencionalni motor bolji u smislu specifične indicirane potrošnje goriva za 1 % pri punom opterećenju u najvećoj snazi. Trebamo imati na umu da smo pri dobivanju što realnije slike ovog koncepta izvršili određene aproksimacije u programskom paketu AVL BOOST^{TM} u kojem nemamo odabir takvog koncepta. Iako je potrošnja neznačajno veća, ovaj inovativni koncept je pri punom opterećenju ostvario 6,57 % veću snagu od konvencionalnog. Dok je konvencionalni motor ostvario snagu od 62,1 kW , inovativni je ostvario 66,46 kW za isti oktanski broj od 94. Kada uzmemo u obzir da je ovaj koncept kompaktniji u smislu veličine od konvencionalnog, to znači da za njegovu izradu treba manje materijala i s tim je jeftiniji.

Kada sve sagledamo, u ovaj koncept vrijedi uložiti vremena u istraživanje, tako da se koriste bolji softveri koji bi mogli točnije opisati konstrukciju i procese u samom motoru. Od teoretskih rezultata nismo daleko i bilo bi šteta stati samo na ovom, jer ako se teorija uspije prikazati i u praksi čeka nas još vožnje u automobilima sa unutarnjim izgaranjem.

7. LITERATURA

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

[2] Tehnika motornih vozila, Zagreb, travanj 2004.

[3] Mahalec, I.: Mehanički gubitci u klipnom motoru, FSB, Zagreb, 2012.

[4] Sandoval D., An Improved Friction Model For Spark Ignition Engines, Massachusetts Institute of Technology, 2002.

[5] Kamil M., Rahman M.M:, Bakar R., An integrated model for predicting engine friction losses in internal combustion engine, International Conference on Mechanical Engineering Research (ICMER2013), 2013.

[6] Sjerić: Proračunski modeli radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem, Sveučilište u Zagrebu, 2017.

[7] http://www.catcams.com/engines/engine-selection.aspx?SelectedManufacturer=62

PRILOZI

I. CD-R disc