

UTJECAJ VARIJABILNOG RAZVODA VENTILA NA KARAKTERISTIKE DIZELSKOG MOTORA

Kovačević, Leo

Master's thesis / Diplomski rad

2023

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:569159>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-21**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**UTJECAJ VARIJABILNOG RAZVODA VENTILA NA
KARAKTERISTIKE DIZELSKOG MOTORA**

Rijeka, rujan 2023.

Leo Kovačević

0069084161

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**UTJECAJ VARIJABILNOG RAZVODA VENTILA NA
KARAKTERISTIKE DIZELSKOG MOTORA**

Mentor: prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić

Komentor: izv. prof. dr. sc. Vedran Mrzljak

Rijeka, rujan 2023.

Leo Kovačević

0069084161

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

IZJAVA

Sukladno članku 9. stavak 1. Pravilnika o diplomskom radu, diplomskom ispitu i završetku diplomskih sveučilišnih studija Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, od srpnja 2011. godine, izjavljujem da sam samostalno izradio diplomski rad pod naslovom “ Utjecaj varijabilnog razvoda ventila na karakteristike dizelskog motora”, uz konzultacije s mentorom prof. dr. sc. Tomislavom Mrakovčićem te uz svu potrebnu literaturu.

Leo Kovačević

Rijeka, rujan 2023.

SADRŽAJ

1. UVOD.....	1
2. UVODNO O MOTORIMA.....	3
2.1 Kratki povijesni pregled.....	3
2.2 Princip rada motora s unutarnjim izgaranjem	6
3. OSNOVNE VELIČINE KOLJENASTOG MEHANIZMA	12
4. IZMJENA RADNOG MEDIJA KOD 4T MOTORA	16
4.1 Ventili	20
4.2 Razvodni dijagram četverotaktnog motora	26
4.3 Značajke motora.....	30
5. VARIJABILNO UPRAVLJANJE VENTILIMA	32
5.1 BMW Vanos	37
6. IZRADA SIMULACIJSKOG MODELA DIZELSKOG MOTORA	40
6.1 BMW M57D30	40
6.2 Osnovni simulacijski model.....	42
6.3 <i>Lotus Engine Simulation</i>	42
6.4 Postupak za izračun osnovnih karakteristika motora	43
6.5 Varijabilno upravljanje vremena otvaranja i zatvaranja usisnih ventila.....	51
6.6 Varijabilno upravljanje vremena otvaranja i zatvaranja ispušnih ventila.....	62
7. ZAKLJUČAK.....	70
8. POPIS SLIKA I TABLICA	71
9. LITERATURA.....	75

1. UVOD

Motor s unutarnjim izgaranjem imao je važnu ulogu kao glavni pogonski stroj za razne namjene tijekom posljednjih stotinjak godina. Široko se primjenjuje za pogon poljoprivrednih i građevinskih strojeva te za pogon brodova. Također je i primarni pogonski stroj za osobna i gospodarska vozila, a svjetski značaj je dobio za pogon radnih strojeva i generatora. Motor s unutarnjim izgaranjem je ključan za razvoj mobilnosti u kojoj danas svi uživamo [1].

Dva dominantna tipa motora s unutarnjim izgaranjem su: benzinski ili Ottov motor i dizelski motor. Nikolaus Augustus Otto izumio je 1876. godine benzinski motor, a prvi uspješni dizelski motor je izum Rudolfa Diesela koji je predstavljen javnosti 1897. godine kao treći motor nakon dvije neuspješne izvedbe. Tijekom godina i benzinski i dizelski motor su se značajno razvijali kako bi se prilagodili potrebama tržišta. Iako se osnovna struktura i glavni dijelovi mehanizma motora nisu značajno mijenjali, oni su postali tehnološki složeniji, snažniji, specifično lakši, štedljiviji, pouzdaniji, sigurniji, jeftiniji i ekološki prihvatljiviji [1].

Napredak motora posljednjih godina usmjeren je na rješavanje dva glavna izazova, a to su: potreba za smanjenjem potrošnje goriva zbog poskupljenja cijena svih goriva i potreba za poštivanjem sve strožih zakonskih ograničenja emisija štetnih tvari u okoliš. Za rješavanje ovih problema razvijene su nove tehnologije poput ubrizgavanja goriva pod visokim tlakom i tehnike zajedničke sabirnice (*Common Rail*) i novih sustava prednabijanja motora koje su omogućile udovoljavanje najnovijim zahtjevima za smanjenje mase i dimenzija motora te smanjenje potrošnje goriva uz istovremeno smanjenje emisija štetnih tvari iz motora [1].

Jedna od naprednih tehnologija koja se također primjenjuje za optimizaciju procesa motora što uključuje i utjecaj na snagu motora, specifičnu potrošnju goriva i emisije štetnih tvari u okoliš je varijabilno upravljanje ventilima.

Cilj ovog diplomskog rada je ispitati utjecaj varijabilnog upravljanja ventila na karakteristike dizelskog šesterocilindričnog motora, koji je po konstrukciji sličan motoru BMW M57D30, kao što su: specifična potrošnja goriva, maksimalna snaga i maksimalni okretni moment u ovisnosti o brzini vrtnje motora.

Ispitivanje će se provesti s računalnim programom *Engine Simulation* kojeg je razvio *Lotus Engineering* tijekom kasnih 1980-ih. Računalni program je napravljen s ciljem da se simulira široki raspon vrsta i različitih značajki rada motora. U ovom radu bit će prikazan princip rada u računalnom programu, predloženi rezultati ispitivanja i biti će dana analiza rezultata dobivenih u računalnom programu *Engine simulation* [2].

U početnom dijelu rada bit će dan kratki povijesni pregled razvoja motora gdje će biti istaknuti najvažniji patenti koji su obilježili povijest, te će biti govora u kojem smjeru se razvijaju današnji motori i koju ulogu po tom pitanju zauzima varijabilno upravljanje ventilima. Neizostavni dio je princip rada četverotaktnog motora koji će biti detaljnije objašnjen, a zatim će se objasniti geometrija koljenastog mehanizma koja je potrebna za razumijevanje karakteristika motora i također za rad u računalnom programu u kojem će se provoditi simulacije. Nakon toga ovaj rad se dotiče razvodnog mehanizma, njegovog principa rada, njegovih komponenti i njegove uloge u optimizaciji procesa u motoru, a zatim slijedi detaljan opis varijabilnog upravljanja ventila gdje je opisan BMW-ov Vanos sustav za varijabilno upravljanje koji će biti primijenjen na modelu motora koji se ispituje, nakon čega slijedi izrada modela, ispitivanje i analiza rezultata.

2. UVODNO O MOTORIMA

2.1 Kratki povijesni pregled

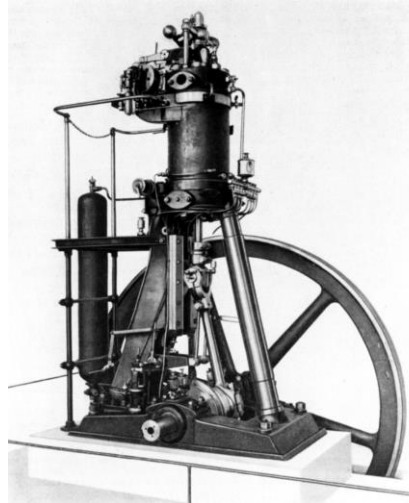
Razvoj motora s unutarnjim izgaranjem bio je neprekidan proces inovacija, usavršavanja i prilagođavanja kako bi se ispunile društvene potrebe, te kako bi utjecaj emisija štetnih tvari u okoliš bio što prihvatljiviji. Razvoj od ranih koncepata motora koji su koristili barut do današnjih suvremenih motora s ubrizgavanjem goriva je dokaz ljudske domišljatosti te će u nastavku biti navedeni najznačajniji patenti koji su obilježili povijesni razvoj [3, 4].

Motor na barutno punjenje koji je predložio Christian Huygens 1673. godine je motor s unutarnjim izgaranjem koji je koristio barut, ali nije bio praktičan za transport [3].

U kasnom 18. stoljeću su Thomas Newcomen i James Watt razvili parne strojeve koji su pokrenuli industrijsku revoluciju. To su bili uređaji s vanjskim izgaranjem i bili su neprikladni za transport zbog dimenzija i neučinkovitosti, odnosno učinkovitosti od nekih 0,5% [3].

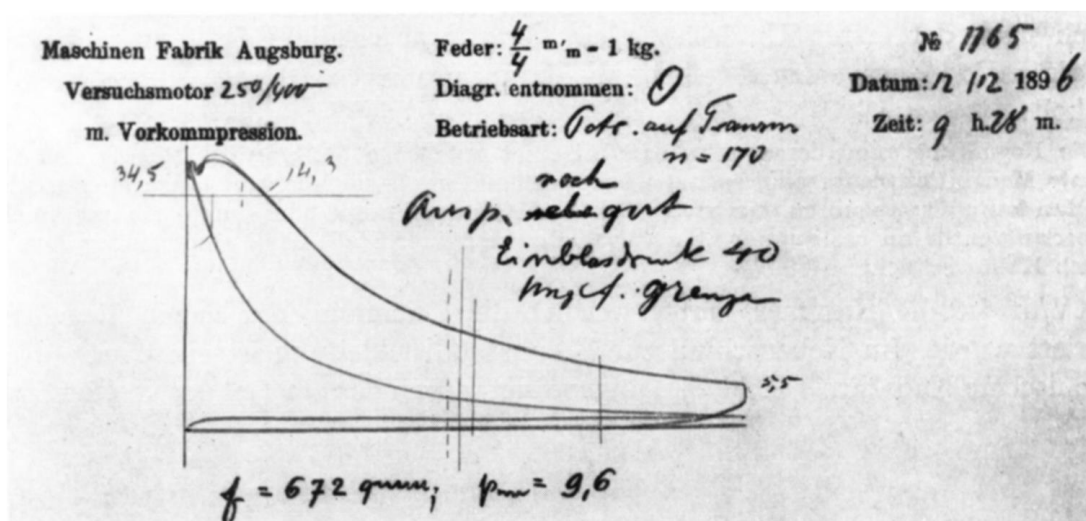
Prvi praktični motor s unutarnjim izgaranjem u ranom 19. stoljeću izumio je Francois Isaac de Rivaz. Plinski motor s unutarnjim izgaranjem pogonio je vozilo duljine oko 6 m i težine od 1 tone, a kao gorivo je koristio smjesu zraka i vodika. Također, nije bio baš učinkovit. Godine 1822. Sadi Nicolas Leonard Carnot postavlja termodinamičku teoriju o stupnju djelovanja pri pretvorbi topline u druge oblike energije i predlaže kružni proces s najvišim stupnjem djelovanja. Etienne Lenoir je 1860. godine razvio prvi komercijalno uspješan plinski motor s unutarnjim izgaranjem koji je kao gorivo koristio ugljeni plin. Pokrenuo je njegovu proizvodnju i utjecao na industriju plinskih motora. Nikolaus August Otto 1876. godine razvija četverotaktni benzinski motor s unutarnjim izgaranjem koji će biti temelj za sve moderne benzinske motore. Rudolf Diesel izumio je dizelski motor u kasnom 19. stoljeću koji koristi kompresijsko paljenje smjese goriva i zraka za bolje iskorištavanje goriva i za primjene u teškim uvjetima rada. Prvi Diesellov motor nikada nije sam proradio, bio je oštećen kada se pokušao koristiti benzin kao gorivo. Prema predviđanjima Rudolfa Diesela tlak na kraju kompresije trebao je iznositi 200 bar, ali na kraju nije bio veći od 33 bar. Motor nije imao hlađenje cilindarske košuljice niti prstene za brtvljenje. Drugi Diesellov motor čuva se u tvornici MAN u Augsburgu u Njemačkoj. Kao gorivo koristio je petrolej i uspio

je sam proraditi vrlo kratko vrijeme, ali također nije ispunio očekivanja Rudolfa Diesela. Treći Dieselov motor čuva se u Deutsches Museum u Münchenu, a predstavljen je stručnoj javnosti 1897. godine te on po prvi put daje prihvatljive i očekivane rezultate [3, 4].



Slika 2.1.1 Treći Dieselov motor [4]

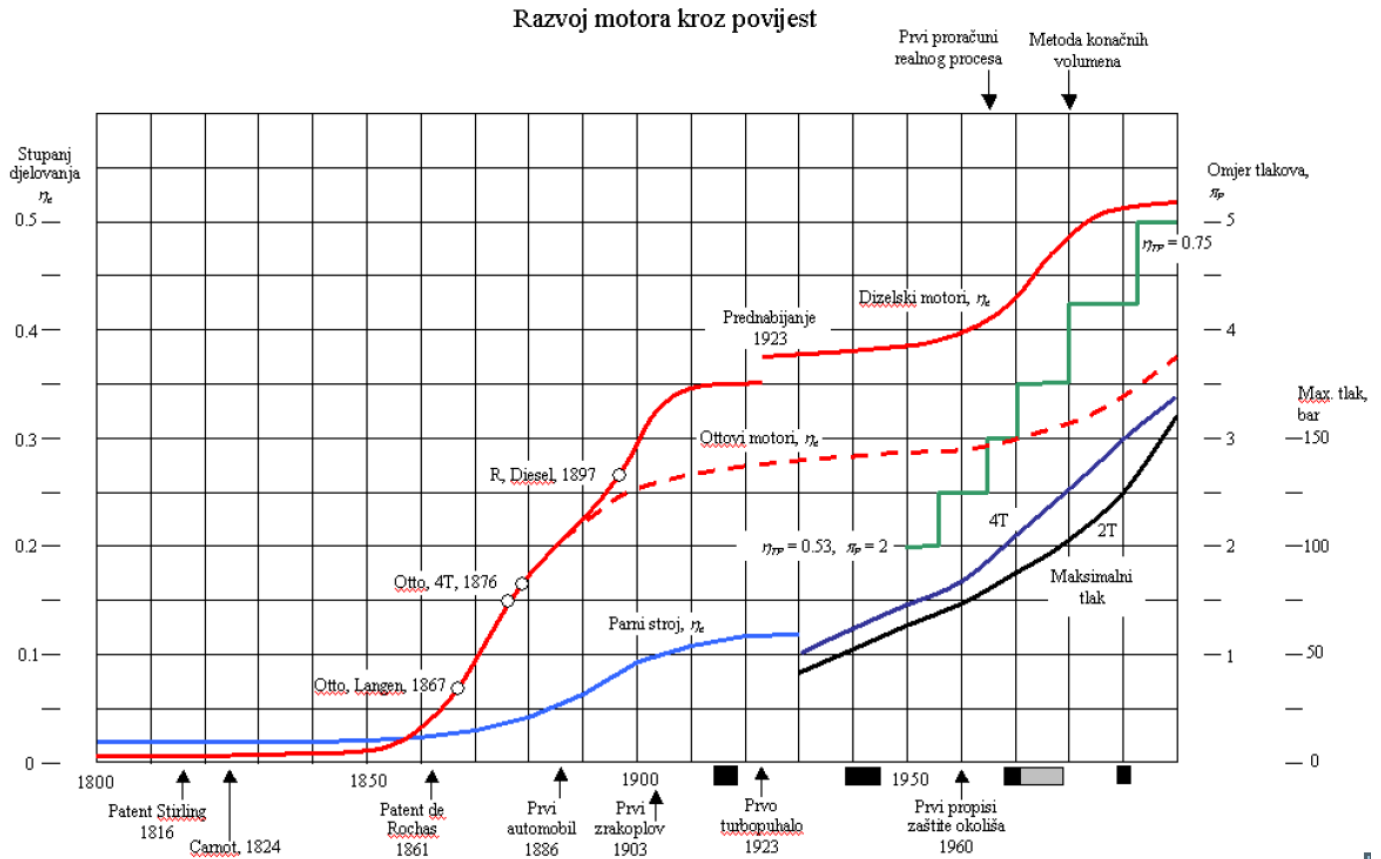
Za poboljšanja kao što su rasplinjač i sustav paljenja i za napredak u prednabijanju motora zaslužni su Robert Bosch i Alfred Büchi. S rasplinjačem i sustavom paljenja dobiva se odgovarajuća mješavina goriva i zraka s kontrolom vremena paljenja te su postignute bolje karakteristike i bolja pouzdanost motora, dok se turbopuhalom povećava izlazna snaga motora što dovodi do boljih karakteristika i učinkovitosti motora [3, 4].



Slika 2.1.2 Indikatorski dijagram trećeg Dieselovog motora [4]



Slika 2.1.3 Gottlieb Daimler: prvi motocikl 1885.g. i Karl Benz: 1886.g. prvi automobil [3]

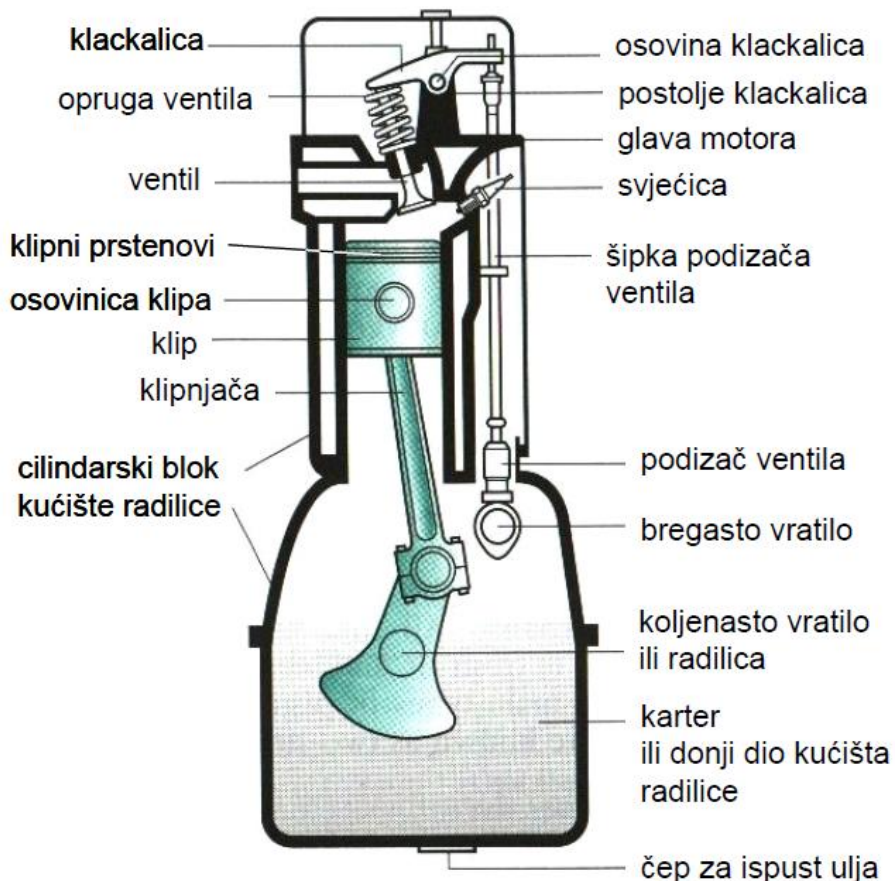


Slika 2.1.4 Razvoj motora kroz povijest [4]

Masovna proizvodnja, standardizacija i široko usvajanje motora s unutarnjim izgaranjem tijekom 20. stoljeća rezultiralo je time da su motori s unutarnjim izgaranjem postali primarni izvor energije za industriju, transport i razne druge namjene. No, to nije doprinijelo samo tomu da su postali nezamjenjivi izvor energije već i značajnim emisijama štetnih tvari u okoliš. S modernim napretkom i sve većom zabrinutosti za okoliš svjedočimo značajnim poboljšanjima u vidu smanjenja potrošnje goriva i manjih emisija u okoliš što je postignuto raznim sustavima upravljanja motora uključujući i sustavom za varijabilno upravljanje ventila [3, 4].

2.2 Princip rada motora s unutarnjim izgaranjem

Klipni motori s unutarnjim izgaranjem su toplinski strojevi koji proizvode mehanički rad cikličkim procesom izgaranja goriva u komori izgaranja čiji se volumen mijenja zbog gibanja klipa. Primarni dijelovi ovakvih motora uključuju: klip, cilindar, glavu cilindra, klipnjaču, koljenasto vratilo i razvodni mehanizam [3].



Slika 2.2.1 Poprečni presjek 4T motora [3]

Komora izgaranja, odnosno prostor unutar cilindra, je mjesto paljenja smjese goriva i zraka. Izgaranjem goriva oslobađa se energija koja uzrokuje povećanje tlaka i temperature unutar komore izgaranja. Izgaranje također dovodi do stvaranja plinova koji ekspaniraju, odnosno šire se i na taj način dolazi do povećanja volumena. Klip se giba translacijski unutar cilindra zbog energije izgaranja koja se prenosi na klip te na taj način stvara rad, odnosno pokreće motor. Translacijsko gibanje klipa pretvara se u rotacijsko gibanje koljenastog vratila putem klipnog mehanizma koji

se sastoji od klipa, osovinice klipa, klipnjače i koljenastog vratila. Koljenasto vratilo zatim snagu svojeg rotacijskog gibanja predaje vozilu ili stroju [3].

Za ispravan rad motora potrebno je osigurati pravovremeni unos svježe mješavine goriva i zraka i odvođenje izgorjelih (ispušnih) plinova iz komore izgaranja. To se postiže razvodnim mehanizmom koji se sastoji od komponenata kao što su bregasta vratila, ventili i zupčasti remeni ili lanci. Bregasto vratilo pogonjeno koljenastim vratilom služi za otvaranje i zatvaranje usisnih i ispušnih ventila u točno određenom vremenskom trenutku tijekom ciklusa motora. Time je osigurano pravilno dovođenje mješavine goriva i zraka i odvođenje ispušnih plinova iz komore izgaranja. Kako bi se osigurao pouzdan rad motora neizostavni su i još neki drugi sustavi kao što su sustav podmazivanja i sustav hlađenja. Da bi se smanjilo trenje i trošenje dijelova motora koji su u međusobno relativnom gibanju, do njih se dovodi motorno ulje osiguravajući tako nesmetan rad i dulji vijek trajanja motora. Značajna toplina koju generiraju motori s unutrašnjim izgaranjem tijekom svog rada može dovesti do pregrijavanja i neželjene štete ako se višak topline ne odvede od motora, odnosno od njegovih dijelova. U tu svrhu rashladno sredstvo koje je na bazi vode pomaže odvođenju viška topline iz motora u hladnjak motora koji se nalazi u struji zraka [3].

Radni proces svih klipnih motora sastoji se od četiri faze koje se odvijaju jedna za drugom, a one su:

1. usis svježeg radnog medija
2. kompresija radnog medija
3. izgaranje i ekspanzija
4. ispuh odnosno izbacivanje ispušnih plinova

Kod usisnog takta (1.) klip se kreće od gornje mrtve točke (GMT) do donje mrtve točke (DMT). Kretanjem klipa prema dolje u cilindru se stvara podtlak od oko 0,7 – 0,8 bara te se otvaranjem usisnog ventila omogućuje usis svježeg radnog medija u cilindar. Temperatura u cilindru u ovoj fazi je približno između 50 – 120°C. Otvaranje usisnog ventila obično je 10° – 30° prije GMT, a zatvaranje otprilike 40° – 60° nakon DMT. Točno vrijeme otvaranja i zatvaranja usisnih ventila ovisi o dizajnu motora, geometriji klipa i ventila te obliku bregastog vratila. Kasnije zatvaranje usisnog ventila događa se iz dva razloga. Prvi razlog je zbog inercije protoka smjese kroz usisne kanale, a drugi razlog je skraćenje takta kompresije. Optimalan trenutak za zatvaranje ventila bio bi kada se smjesa zaustavi prije nego ju klip počne gurati natrag kroz usisne kanale. Kasnije

zatvaranje i skraćivanje takta kompresije dovodi do boljeg stupnja djelovanja jer će se manje energije utrošiti na komprimiranje smjese. Svježi radni medij može biti zrak ili mješavina goriva i zraka, a to ovisi o tome kako je izvedeno ubrizgavanje goriva. Količina smjese koja ulazi u cilindar ovisi o raznim čimbenicima koji uključuju: volumen cilindra, veličinu ventila, dizajn usisnog kanala, tlak i temperaturu smjese. Veći stupanj punjenja koji predstavlja omjer volumena smjese i radnog volumena cilindra dovodi do višeg tlaka pri izgaranju gorive smjese i posljedično do povećanja snage motora. Svježi radni medij se pomiješa s ostatkom produkata izgaranja iz prethodnog ciklusa [3, 5].

Nakon usisnog takta klip se kreće od donje mrtve točke (DMT) do gornje mrtve točke (GMT). Ovo kretanje klipa prema gore (2.) komprimira, odnosno uzrokuje smanjenje volumena smjese unutar cilindra zato što su ventili zatvoreni te je smjesa „zarobljena“ u cilindru. Takt kompresije započinje zatvaranjem usisnog ventila. Kompresijom, odnosno smanjenjem volumena, značajno se povećavaju tlak i temperatura smjese goriva i zraka. Usisana smjesa se komprimira na volumen 7 – 12 puta manji od početnog. Omjer između ukupnog volumena cilindra i kompresijskog volumena naziva se kompresijski omjer. Veći omjeri kompresije povećavaju stupanj djelovanja i izlaznu snagu. Međutim, omjer kompresije je ograničen temperaturom samozapaljenja smjese goriva i zraka jer povećanjem kompresijskog omjera raste i temperatura. Temperatura kompresije obično se kreće između 400 – 500°C, a tlak kompresije od oko 10 do 20 bar. Tlak kompresije bi trebao dostići tlak propisan od strane proizvođača kako bi se postigli optimalni uvjeti rada motora, a u suprotnom može doći do smanjenja snage i povećane potrošnje goriva motora. Različiti čimbenici mogu utjecati na smanjenje tlaka na kraju kompresije uključujući propuštanje smjese između klipnih prstenova i cilindra, propuštanje kroz usisne i ispušne ventile, propuštanje kroz brtvu glave cilindra ili kroz pukotine u glavi cilindra i cilindru [3, 5].

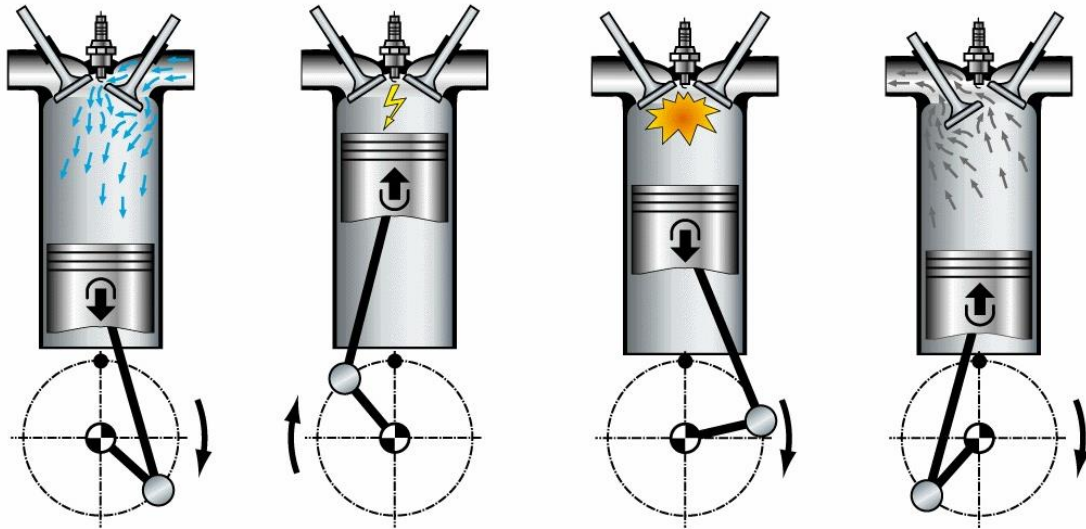
Takt ekspanzije (3.) započinje u gornjoj mrtvoj točki (GMT) paljenjem i izgaranjem smjese goriva i zraka. Završava se otvaranjem ispušnog ventila obično 40 – 50° prije donje mrtve točke (DMT). Nakon zapaljenja smjese goriva i zraka počinje izgaranje, što dovodi do brzog porasta temperature na oko 2000 – 2700°C i tlak unutar cilindra naraste na oko 40 – 60 bar. Nastali visoki tlak djeluje na gornju stranu klipa i gura klip prema donjoj mrtvoj točki (DMT). Tijekom ovog pogonskog takta izgaranje smjese goriva i zraka se odvija u prvom dijelu gibanja klipa prema donjoj mrtvoj točki (DMT), a u drugom dijelu ekspandiraju vrući plinovi izgaranja. Produkti

izgaranja se šire i tako guraju klip prema DMT pretvarajući energiju oslobođenu izgaranjem u koristan mehanički rad. Da bi osigurali optimalne karakteristike motora uz minimalnu potrošnju goriva i maksimalnu snagu, paljenje se mora dogoditi u pravom trenutku tako da se maksimalni tlak pojavi čim bliže gornjoj mrtvoj točki (GMT). Ispušni ventili se otvaraju oko $40 - 50^\circ$ prije nego što klip stigne u DMT, dopuštajući na taj način da dio ispušnih plinova pod vlastitim tlakom napusti cilindar. To dovodi do gubitka korisnog rada, ali se na taj način snižava tlak u taktu ispuha što će rezultirati poboljšanom snagom motora [3, 5].

Takt ispuha (4.) započinje otvaranjem ispušnog ventila obično $40 - 50^\circ$ prije donje mrtve točke (DMT), a završava se njegovim zatvaranjem oko $4 - 30^\circ$ nakon gornje mrtve točke (GMT). Tijekom ispušnog takta klip se kreće od DMT prema GMT i na taj način gura ispušne plinove, nastale izgaranjem, iz cilindra. Nakon otvaranja ispušnog ventila dio ispušnih plinova se zbog visokog tlaka odmah izbacuje u atmosferu (predispuh). Kretanjem klipa od donje mrtve točke prema gornjoj istiskuju se preostali ispušni plinovi iz cilindra. Na kraju ispušnog takta ispušni plinovi još uvijek imaju tlak između $3 - 5$ bar i temperaturu od oko 900°C . Dok prolaze preko ispušnih ventila nastavljaju ekspanzirati i ulaze u ispušni vod velikom brzinom te sadrže određenu količinu kinetičke energije. Velika brzina ispušnih plinova se iskorištava za čišćenje prostora izgaranja pa ispušni ventili ostaju otvoreni do oko 22° nakon gornje mrtve točke (GMT). Pred kraj ispušnog takta u cilindru se pojavljuje podtlak što omogućuje otvaranje usisnih ventila i prije gornje mrtve točke (GMT). Situacija pred kraj ispuha i na početku usisa, kada su i usisni i ispušni ventili otvoreni, naziva se preklapanje ventila, kojim se povećava koeficijent punjenja cilindra. Vrijeme otvaranja i zatvaranja ispušnih ventila pažljivo je osmišljeno da bi se postiglo maksimalno pražnjenje produkata izgaranja iz takta snage, očistila komora izgaranja i optimizirao usis svježih smjese goriva i zraka [3, 5].

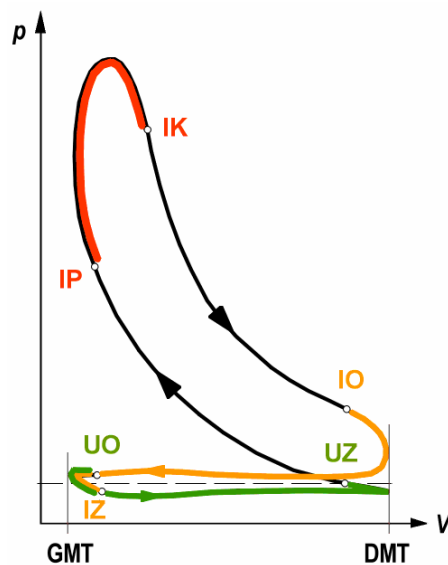
Za postizanje visokog stupnja djelovanja motora s unutarnjim izgaranjem važno je postizanje visokih tlakova i temperatura u cilindru, čije postizanje ne bi bilo moguće bez dobrog brtvljenja ostvarenog klipnim prstenovima i ventilima [3].

U nastavku na priloženoj slici (Slika 2.2.2) vidljivi su taktovi motora koji idu redosljedom usis, kompresija, izgaranje i ekspanzija te ispuh s lijeva na desno.

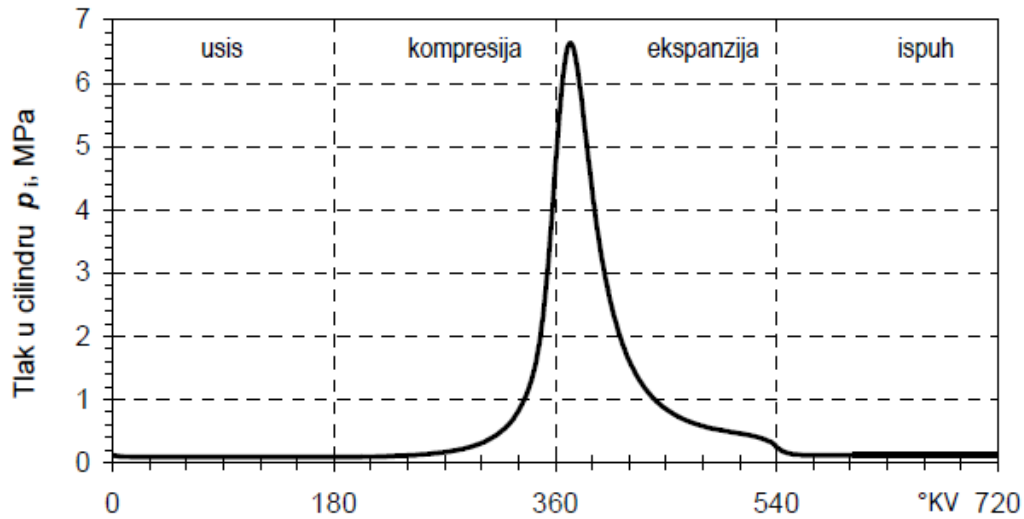


Slika 2.2.2 Radni taktovi 4T motora [3]

Zaključak prethodno objašnjenih pojmova je da kod četverotaktnog motora s unutarnjim izgaranjem radni proces ima četiri takta, a ta četiri takta se događaju u dva puna okretaja koljenastog vratila. Dakle, na temelju te činjenice može se dobiti izraz: 4 takta = $4 \cdot 180^\circ = 720^\circ = 2$ okretaja. Pošto se usisni i ispušni ventili tijekom jednog radnog procesa moraju otvoriti samo jedanput, bregasto vratilo koje služi za otvaranje i zatvaranje ventila mora se vrtjeti upola sporije ($\omega/2$) od koljenastog vratila (ω). To znači da će za svaki puni okret od 360° koljenastog vratila bregasto vratilo napraviti okret od 180° [3].



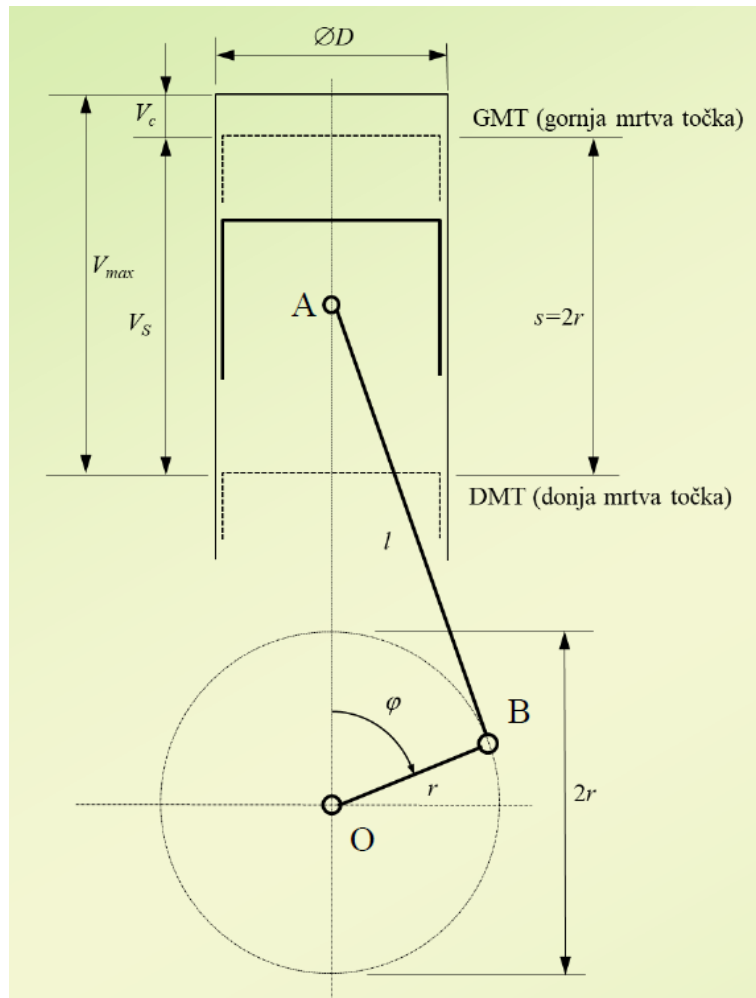
Slika 2.2.3 Indikatorski dijagram 4T motora [3]



Slika 2.2.4 Razvijeni indikatorski dijagram 4T motora [3]

Na priloženoj slici (Slika 2.2.4.) nalazi se dijagram koji prikazuje promjenu tlaka unutar cilindra motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila, a naziva se indikatorski dijagram. Indikatorski dijagram može se dobiti mjerenjem s posebnim uređajem koji se naziva indikator ili se može izračunati pomoću matematičkog modela. Na temelju dijagrama može se zaključiti da procesi usisa (od točke UO do točke UZ) i ispuha (od točke IO do IZ) traju dulje od 180° koljenastog vratila što znači da traju duže od jednog takta [3].

3. OSNOVNE VELIČINE KOLJENASTOG MEHANIZMA



Slika 3.1 Osnovne geometrijske veličine klipnog mehanizma [4]

Na priloženoj slici (Slika 3.1) prikazane su osnovne geometrijske veličine svakog klipnog mehanizma potrebne za razumijevanje i određivanje karakteristika motora s unutarnjim izgaranjem. U nastavku će biti dani izrazi za sve ključne veličine vezane za klipni mehanizam [4].

Radijus koljena:

$$r$$

Promjer cilindra:

$$D$$

Kut koljena koljenastog vratila:

$$\varphi$$

Stapaj (hod klipa):

$$s = 2r$$

Stapajni volumen:

$$V_s = \frac{D^2\pi}{4} s$$

Kompresijski volumen:

$$V_c$$

Maksimalni volumen:

$$V_{max} = V_s + V_c$$

Trenutni volumen cilindra:

$$V(\varphi) = V_c + \frac{D^2\pi}{4} x(\varphi)$$

Geometrijski stupanj kompresije:

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_s + V_c}{V_c}$$

Izvedeni volumeni iz prethodnog izraza:

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}$$

$$V_{max} = V_s \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

$$V_s = V_{max} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$$

Brzina vrtnje:

$$n$$

Vrijeme jednog okretaja:

$$T = \frac{1}{n}$$

Srednja brzina klipa (srednja stapna brzina):

$$c_s = \frac{2s}{T} = 2sn$$

Kutna brzina:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = 2\pi n$$

Vrijeme za prijelaz kuta α :

$$t(\alpha) = \frac{\alpha^\circ}{360n}$$

Brzina na koljenu:

$$v = r\omega$$

Ubrzanje na koljenu:

$$a = r\omega^2 = \frac{v^2}{r}$$

Stupnjevi kompresije za različite motore:

Ottovi motori	$\varepsilon = 6,5 \dots 11$
Dizelski motori, 2T, sporokretni	$\varepsilon = 12 \dots 14$
Dizelski motori, 4T, brzo- i srednjekretni	$\varepsilon = 15 \dots 18$
Automobilski brzokretni motori, 4T	$\varepsilon = 6,5 \dots 25$

Omjer s/D :

$$s/D = 1$$

$$s/D < 1$$

$$s/D > 1$$

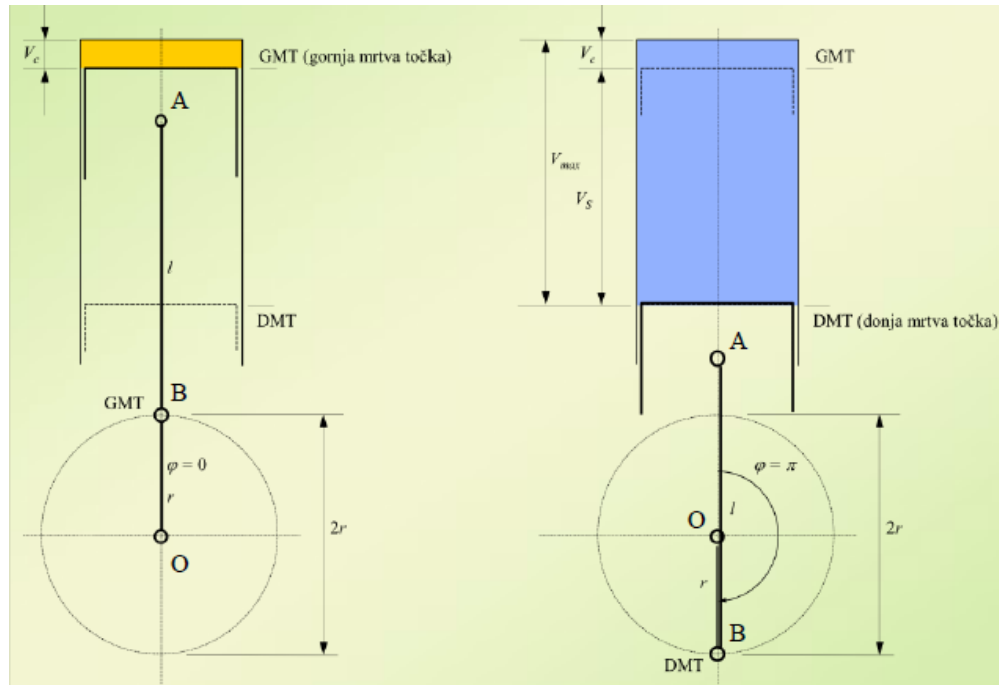
Kvadratični motor

Podkvadratični motor

Nadkvadratični motor

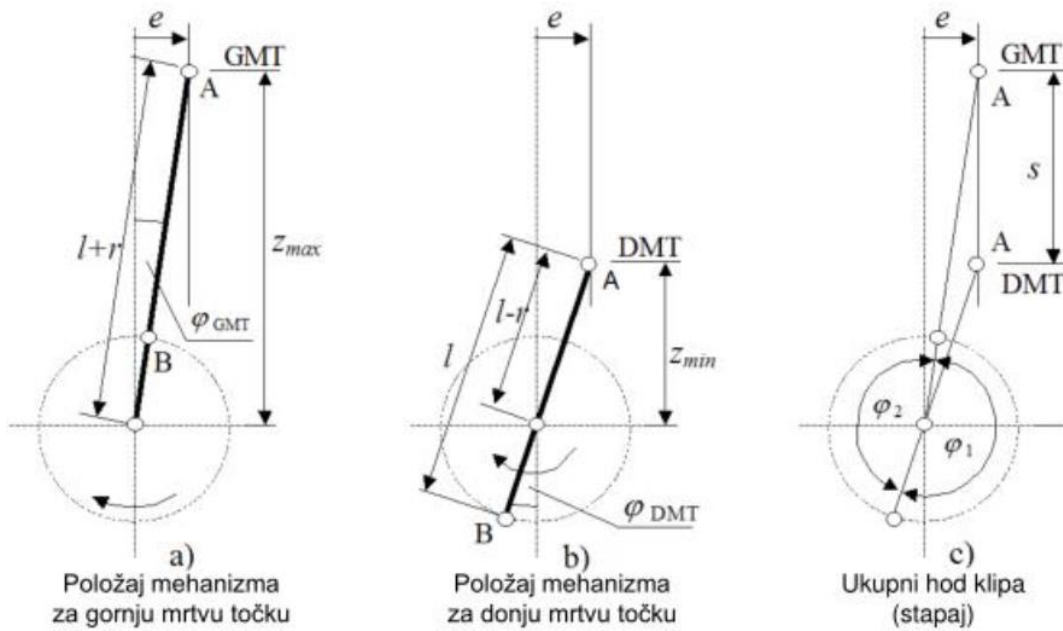
[4].

Krajnji položaji koljenastog mehanizma:



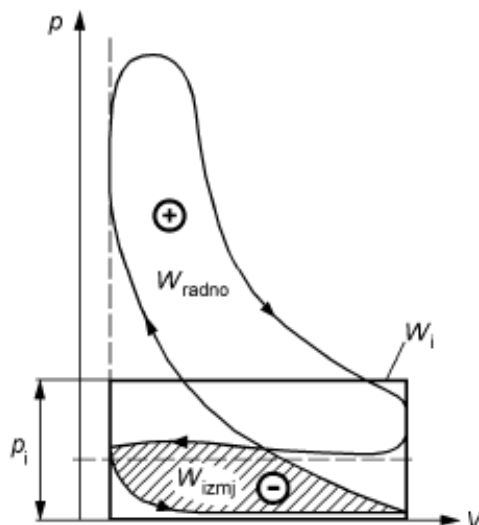
Slika 3.2 Prikaz klipa u krajnjim položajima u GMT i DMT [4]

Iz priložene slike (Slika 3.2) može se zaključiti da će za kut koljena koljenastog vratila $\varphi = 0$ položaj klipa biti u GMT, a za kut $\varphi = \pi$ položaj klipa u cilindru će biti u DMT.



Slika 3.3 Krajnji položaji klipa kod decentriranog koljenastog mehanizma [4]

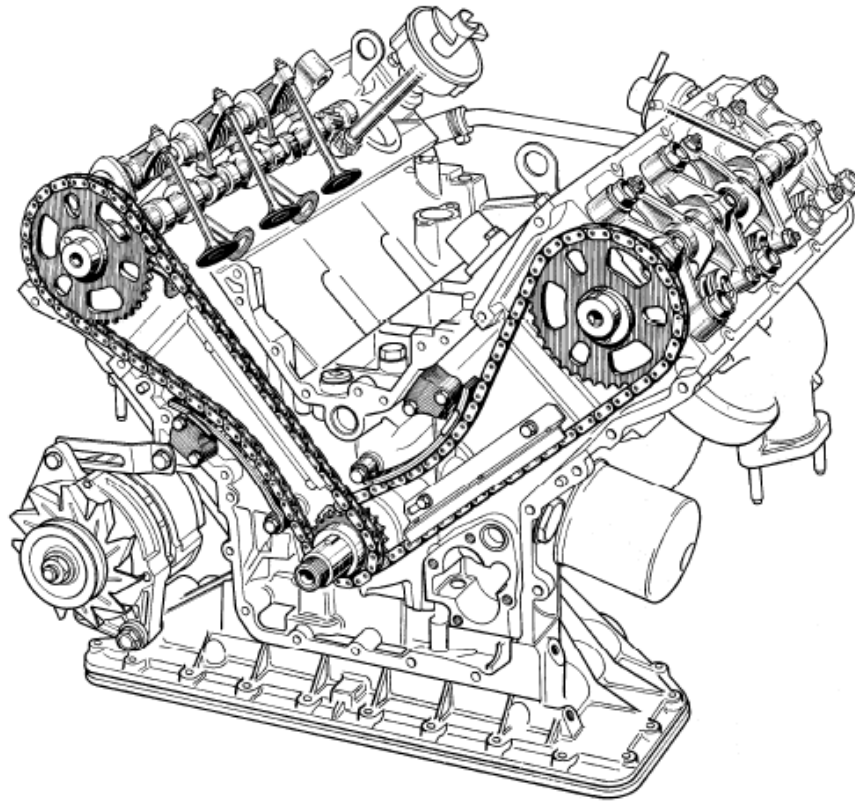
4. IZMJENA RADNOG MEDIJA KOD 4T MOTORA



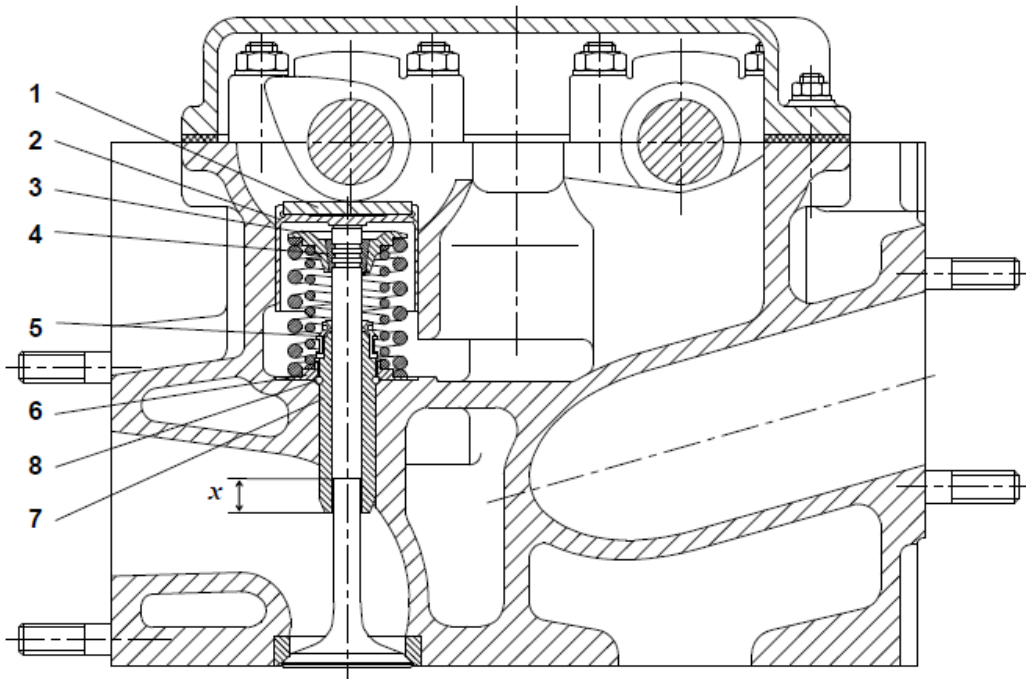
Slika 4.1 Indikatorski dijagram [3]

U p-V dijagramu (Slika 4.1) za izmjenu radnog medija potrebno je uložiti rad jer je izmjena radnog medija lijevokretni kružni proces. Utrošeni rad je označen s W_{izmj} u dijagramu. Proces izmjene radnog medija ostvaruje se pomoću razvodnog mehanizma koji uključuje usisne ventile, ispušne ventile i elemente koji ih pokreću. Kao što je već spomenuto, brzina vrtnje bregastog vratila je upola manja od brzine vrtnje koljenastog vratila jer jedan radni proces ima četiri takta koji se dogode u dva okretaja koljenastog vratila, a pošto tijekom jednog radnog procesa bregasto vratilo treba samo jedanput otvoriti i zatvoriti ventile, brzina vrtnje bregastog vratila mora biti upola manja. Bregasto vratilo je pogonjeno s koljenastog vratila (radilice) preko zupčanika, lančanog prijenosa ili zupčastog remena. Zadaci izmjene radnog medija su:

- dovesti potrebnu masu svježeg radnog medija
- izbaciti iz cilindra produkte izgaranja iz ranijeg procesa
- dovesti čim više radnog medija da bi motor razvio veću snagu
- spriječiti gubitak dovedenog svježeg radnog medija u ispušni vod
- organizirati početno strujanje
- potrošiti čim manje energije pri izmjeni radnog medija [3, 4].



Slika 4.2 Razvodni mehanizam četverotaktnog V6 motora [6]



Slika 4.3 Detalj ventilskog sklopa [6]

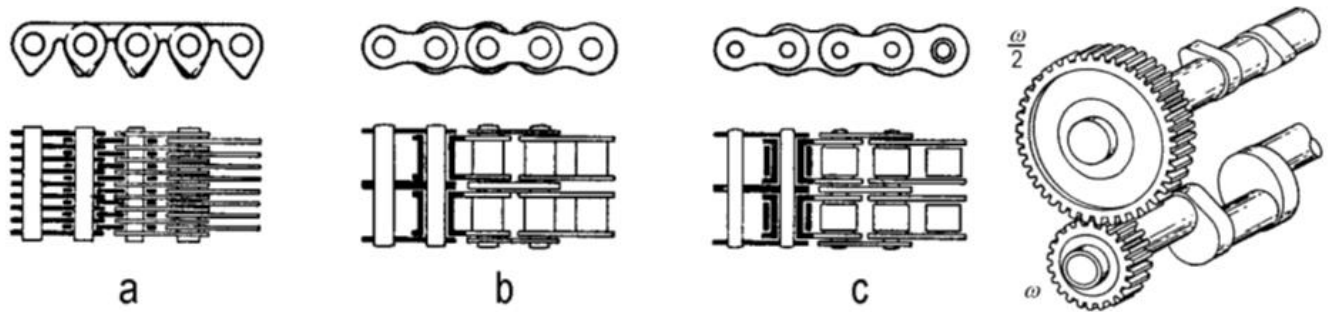
Oznake na priloženoj slici detalja ventilskog sklopa su: pločica za podešavanje zračnosti (1), čašica podizača (2), tanjurić ventilske opruge (3), dvodijelni klin (4), brtva stabla ventila (5), podloška ventilskih opruga (6), vodilica ventila (7) i graničnik vodilice (8). Kod ispušnog ventila, stablo ventila je izloženo vrućim produktima izgaranja na dijelu ventila koji izlazi iz vodilice, a na usisnom ventilu se hvata skoreno (koksirano) ulje. Kako bi se izbjeglo oštećenje vodilice ventila zbog navedenih pojava, mora se stanjiti donji dio stabla ventila za duljinu koja mora biti barem jednaka podizanju ventila x [6].

Prostor bregastog vratila povezan je s kanalima za odvod ulja koji vode do kućišta koljenastog vratila, odnosno uljnog korita. Zbog te veze, u prostoru bregastog vratila vlada isti povećani tlak kao i u kućištu koljenastog vratila što je izazvano propuhivanjem plinova iz cilindra zbog propuštanja klipnih prstenova, a to se javlja i kod sasvim novih motora. Podtlak u usisnoj cijevi i povećani tlak u prostoru bregastog vratila uslijed razlike tlaka izvlače ulje iz prostora bregastog vratila u usisni kanal kroz prostor između stabla ventila i vodilice. Ova pojava je izraženija kod usisnih ventila pošto je kod ispušnih ventila razlika tlaka manja pa to dovodi do manjeg pumpanja ulja u tom smjeru [6].

Kod motora koji imaju već značajan broj sati rada, posebno kod automobilskih motora, povećana potrošnja ulja i nakupljanje slojevitih naslaga ulja na usisnim ventilima (čak i preko 5 mm debljine) često su uzrok istrošene ili otvrdnule brtve ventila koje u ovom slučaju igraju ključnu ulogu u sprečavanju ulaska ulja u usisni sustav i ako one ne funkcioniraju kako treba dolazi do navedenih problema [6].

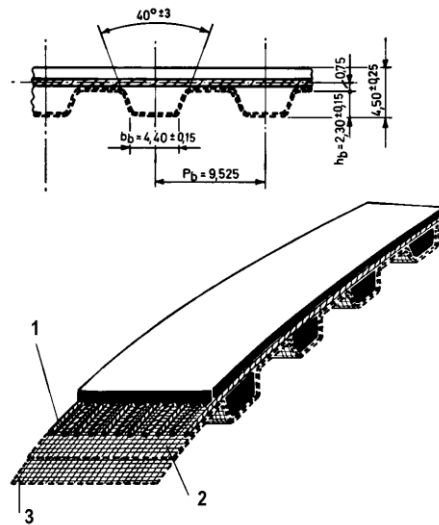
Bregasto vratilo može biti pogonjeno raznim sredstvima kao što su zupčanci, nazubljeni lanci, jednoredni ili dvoredni zglobovi lanci ili nazubljeni remeni. Zupčanci jesu najpouzdaniji, ali su najskuplji i bučni. Međutim, od početka 1990-ih pojavljuje se sve veći trend korištenja zglobovni lanaca u usporedbi sa zupčanicima ili remenima. Zglobni lanac s valjčićima ima manju čvrstoću u odnosu na zglobni lanac bez valjčića, ali je poželjniji jer radi mirnije i tiše. Lanci su dizajnirani za rastezanje tijekom svog rada, ali pošto je poželjno smanjiti to rastezanje tijekom rada, kvalitetni lanci se rastežu već u samom procesu proizvodnje. Nazubljeni lanci se u puno manjoj mjeri rastežu tijekom rada, ali imaju puno veće gubitke trenja. Lančnici koji se koriste za prelaženje lanca su izrađeni od čelika ili sivog lijeva. Lanac se podmazuje uljem koje se prska iz posebnih mlaznica,

a za umirivanje hoda koriste se posebni klizači dok se pravilna napetost osigurava automatskim hidrauličkim napinjačem [6].



Slika 4.4 Zupčasti lanac (a), zglobni lanac s okretnim valjićima (b), bez njih (c), zupčanici [6]

Zupčasti remeni za pogon bregastog vratila nude tihi rad i lakšu zamjenu u usporedbi s lancima kod kojih je potrebno u većini slučajeva izvaditi motor iz vozila. Međutim, nedostaci bi bili to što je osjetljiv na ulje i prljavštinu, stoga mora biti zaštićen kućištem ili oklopom i uz to je mehanički slabiji od lanca te je sklon pucanju, što može dovesti u konačnici do ozbiljnih oštećenja motora [6].



Slika 4.5 Zupčasti remen, nosiva vlakna (1), tkanina (2), površinski sloj tkanine (3) [6]

Pošto je remen elastičan dolazi do promjene razvodnih kutova. Za učinkovit rad zupčastog remena ključno ga je precizno izraditi i pravilno zategnuti. Promjer pogonskog zupčanika mora odgovarati posebnim zahtjevima, a remen mora imati minimalan broj zubi. Zupčasti remeni za motore su

izdržljiviji od zupčastih remena za industrijsku primjenu i imaju brušenu glatku stranu kako bi bolje legli na zateznu remenicu. Materijal za izradu i remena i zupčanika je uglavnom sintermetal koji mora biti jako precizno izrađen i koji je također otporan na ulje i masnoće. Kako sve mora biti precizno napravljeno, primjer za to je tolerancija dužine remena, za duljine između 1000 i 1500 mm, je od $\pm 0,75$ do $\pm 0,85$ mm, a tolerancija za korak dva susjedna zuba zupčanika je $\pm 0,025$ mm. Raspon temperatura u kojima se kreće područje rada remena je između -40°C do 120°C . Ispravno prednaprezanje ključno je za pravilan rad remena, a za postizanje odgovarajuće napetosti služe natezači remena koji rade na principu da nategnu remen pa se u tom novom nategnutom položaju natezač stegne [6].

4.1 Ventili

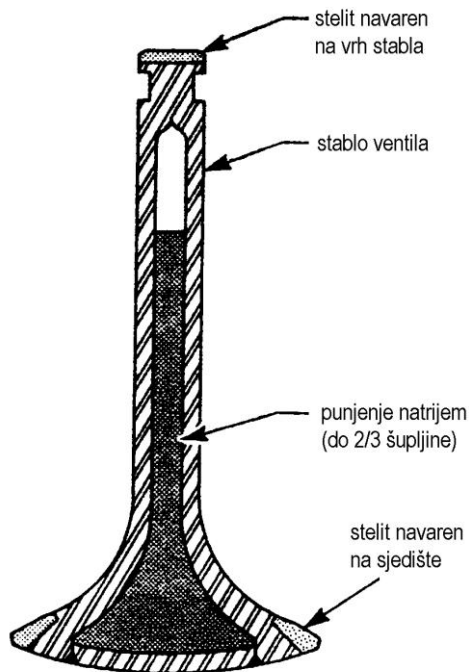
Usisni ventili su u većini slučajeva većeg promjera od ispušnih ventila osim kada su u pitanje neke posebne izvedbe motora, kao na primjer kada je u pitanju motor čiji svaki cilindar ima po tri ventila gdje su dva usisna i jedan ispušni pa su u tom slučaju usisni ventili manji od ispušnog, međutim jasno je da je površina usisnog poprečnog presjeka veća od ispušne. Potreba za većom površinom usisnog poprečnog presjeka proizlazi iz činjenice da je teže uvući radni medij u cilindar kod podtlaka u usporedbi s guranjem produkata izgaranja iz cilindra [6].

Tijekom rada motora temperatura usisnog ventila kreće se između 300°C i 500°C . Temperatura ispušnih ventila kod dizelskih motora može dosegnuti 600°C , dok kod benzinskih motora pri siromašnoj gorivoj smjesi i punom opterećenju doseže do 800°C . Kod detonacije motora temperature su još i veće [6].

Ventili se u radu mogu hladiti na različite načine. Prvi način je odvođenje topline preko sjedišta i vodilice ventila pri čemu se većina topline odvodi preko sjedišta ventila. Drugi način se odnosi na svjež radni medij koji se usisava u cilindar i pritom, pošto je niže temperature od ventila, preuzima toplinu, ali jasno je da je ovo samo na usisnim ventilima. Treći način se odnosi na hlađenje ispušnih ventila visoko opterećenih motora preko vruće natrijeve pare. Vruća natrijeva para kondenzira na sjedištu ventila, a zatim se uslijed osciliranja ventila kapljice prenose do vrućeg tanjurića ventila gdje ponovno isparavaju. Na taj način se, isparavanjem, toplina prenosi s vrućeg tanjurića ventila

u znatno hladnija područja kao što su stablo ventila i vodilice preko kojih toplina dolazi na materijal glave i na rashladno sredstvo. Ovim procesom natrija moguće je postići snižavanje temperature i do 100°C. Na trkaćim motorima se i ispušni i usisni ventili pune natrijem kako bi se postiglo bolje hlađenje odnosno smanjilo zagrijavanje svježeg radnog medija tijekom usisa čime se poboljšava stupanj punjenja cilindra [6].

Prilikom zatvaranja ventila, odnosno nasjedanju ventila na sjedište, na ventil djeluju jaki udarci. Sjedišta ventila imaju kut u iznosu od 90°, ali na usisnim ventilima se ponekad pojavljuje i kut sjedišta u iznosu od 120°. Sjedište kuta u glavi motora u pravilu je obrađeno na način da je veće za pola stupnja sa svake strane od kuta sjedišta ventila, dakle ukupno jedan stupanj, čime se osigurava da ventil pravilno sjedi na vanjskom rubu sjedišta [6].

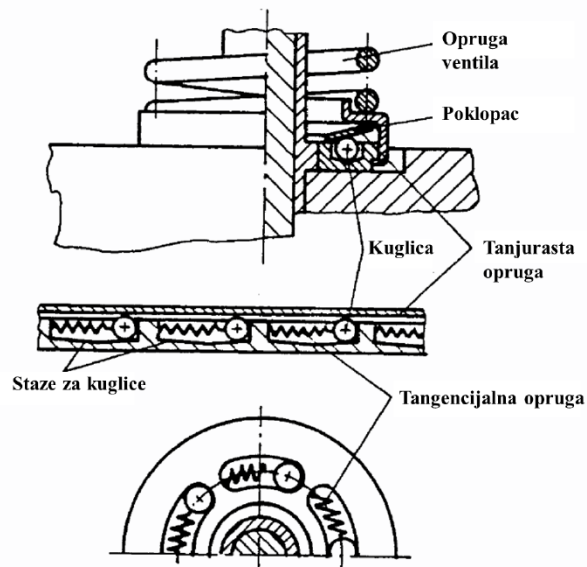


Slika 4.1.1 Ventil [6]

Kod motora u osobnim automobilima širina dosjedne plohe na sjedištu ventila je u iznosu od oko 1 do 2 mm, dok je na ispušnim ventilima čak i veća. Kod neodgovarajuće dosjedne širine javlja se premali površinski pritisak na sjedištu, stoga dolazi do lošeg brtvljenja i slabog čišćenja gareži sa sjedišta u slučaju kada je dosjedna ploha preširoka. U suprotnom slučaju kada je dosjedna ploha preuska problem je hlađenje ventila pošto je ono preslabo. Pravilan dizajn sjedišta ventila bitan je za optimalne performanse i trajnost motora [1].

Vrhovi stabla ventila moraju biti kaljeni ako je dodir na vrhu stabla u točki ili na crti, ali postoji i opcija da imaju kaljene kapice kako bi izdržali udarce tijekom rada [6].

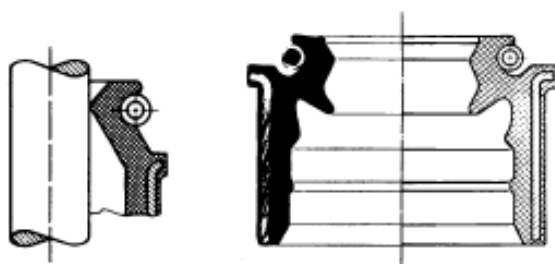
Rotocap je uređaj koji služi za okretanje ventila u radu. Okretanje ventila u radu posebno je korisno kod ispušnih ventila, zbog toga što je tamo jako velika temperatura, pa zbog okretanja neće uvijek isti dio ventila biti izložen tim temperaturama. Princip rada *Rotocap*-a je opisan u nastavku. Prilikom otvaranja ventila, sila u opruzi se povećava zbog skraćivanja opruge. Ta sila se prenosi na poklopac i na tanjurastu oprugu koja se osloni na kuglice. Kako je staza ispod kuglica nagnuta, kuglice se otkotrljaju prema najnižem mjestu, a skupa s njima se zakrene i cijeli ventil koji ostaje u tom zakrenutom položaju sve do zatvaranja. Nakon ponovnog sjedanja ventila na svoje sjedište, ventil se neće vratiti u početni položaj nego će se pri zatvaranju ventila smanjiti sila u opruzi, posljedično tome i pritisak tanjuraste opruge koja se vraća u početni položaj i oslobađa kuglice. Kuglice se vraćaju svojim malim spiralnim oprugama u početni položaj. Između 15 i 25 podizanja ventila potrebno je da bi se ventil jednom okrenuo oko svoje osi. Jasno je da rotirajući dio *Rotocap*-a mora biti fiksiran za ventil kako bi se rotacijom *Rotocap*-a rotirao i ventil. U bilo kakvoj konfiguraciji potrebno je da barem ispušni ventili imaju *Rotocap*, a najčešća izvedba je da ga imaju i usisni i ispušni ventili [4, 6].



Slika 4.1.2 Rotocap [4]

Brtna stabla ventila ima ulogu u uklanjanju ulja sa stabla ventila i sprječavanju curenja ulja u usisne i ispušne kanale. Zbog razlike tlaka u području bregastog vratila i usisne grane, ulje nastoji prijeći

iz područja bregastog vratila, u usisnu granu kroz prostor između stabla i vodilice ventila. Ova razlika tlaka je veća kod usisnih ventila nego kod ispušnih pa je kod ispušnih ulazak ulja nešto manji. Kod motora s većim brojem sati rada, istrošene i otvrdnule brtve su uzrok naslaga ulja na ventilima i povećane potrošnje ulja te je jasno da su kvalitetne brtve važne za održavanje optimalnih karakteristika motora [6].



Slika 4.1.3 Brtva ventila [6]

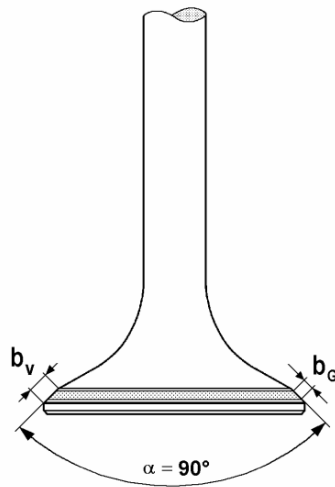
Bregasto vratilo je u pravilu izrađeno u komadu skupa s brjegovima, ali postoji mogućnost da je sastavljeno od brjegova koji su iz čelika ili sintermetala, a navučeni su na čelično šuplje vratilo. Materijal za izradu bregastog vratila u jednom komadu je čelik za cementiranje ili tvrdi lijev. Preciznost profila brijega postiže 1/1000 mm, dok tvrdoća brijegova i rukavca na Rockwellovoj skali iznosi od 60 do 65 HRC [6].

Vodilica ventila može biti izrađena od različitih materijala što ovisi o zahtjevima motora. Za jače opterećene motore kod kojih je potrebno bolje hlađenje ventila, materijal za izradu vodilice je bronca zbog dobre toplinske vodljivosti. Također mogu biti izrađene od sivog lijeva ili sintermetala i pomoću steznog spoja utisnute u glavu. U nekim starijim izvedbama glave motora od sivog lijeva, vodilica je direktno izbušena u materijalu glave što nije dobro rješenje jer je za popravak potreban nestandardni alat i ventili s povećanim promjerom stabla, a sve to povećava broj rezervnih dijelova. Zračnost ventila u vodilici za motore osobnih automobila je između 0,04 i 0,06 mm kod usisnih ventila, a za ispušne između 0,05 i 0,07 mm [6].

Kao što je već prethodno spomenuto, sjedište ventila u glavi motora se izvodi pod kutom od 90°, a u nekim situacijama i pod kutom od 120° za usisne ventile. Sjedište se izvodi u obliku posebnog prstena koji je utisnut u glavu motora. Ako je širina dosjedne plohe b_G prevelika pojavljuje se slabo brtvljenje zbog nižeg tlaka na dosjednoj plohi, a ako je preuska dolazi do pregrijavanja ventila. Na novim motorima b_G obično iznosi od 1,5 – 2,5 mm, a tijekom rada se širina dosjednih plohi

povećava i kada postane preširoka, ventil ne može razbiti naslage gareži koja se skupi na sjedištu zbog izgaranja u cilindru te u tom slučaju može doći do pregaranja sjedišta i ventila [6].

Pomoću ručnih glodala se širina dosjednih ploha može obraditi na propisanu kod popravka glave motora. Materijal za izradu sjedišta je sivi lijev ili sintermetal, a u situacijama kod visoko opterećenih motora se koristi bronca jer se postiže bolje hlađenje [6].



Slika 4.1.4 Sjedište ventila [6]

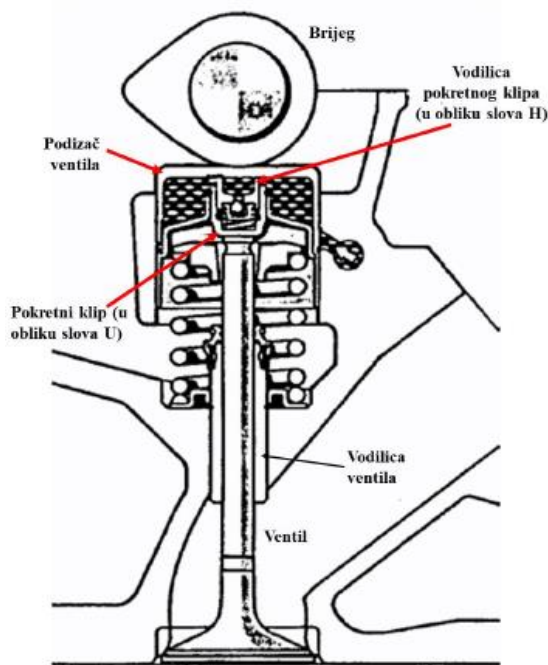
Opruge ventila služe tome da održavaju dijelove za pogon ventila u stalnom dodiru s brijegom i još k tomu pomažu pri zatvaranju ventila. Opruge moraju biti odgovarajuće krutosti kako bi i kod najviših brzina vrtnje savladale inercijske sile. Kako bi sila u opruzi za održavanje stalnog kontakta bila čim manja potrebno je smanjiti mase u gibanju, a da bi se to izvelo potrebno je bregasto vratilo staviti čim bliže ventilu odnosno na samu cilindarsku glavu [6].



Slika 4.1.5 Opruga ventila [4]

Iako, postoje izvedbe motora kod kojih pri većim brzinama vrtnje opruga ne bi mogla sama vraćati ventil u zatvoreni položaj ili bi vrlo brzo pukla pa se koriste ventili bez standardnih opruga na njima i dvostruki brjegovi na bregastom vratilu, kod kojeg jedni služe za otvaranje, a drugi za zatvaranje ventila [6].

Neophodno je imati zračnost u pogonskom lancu zbog mogućnosti toplinskih dilatacija nekih dijelova mehanizma za pogon ventila i njegovih oslonaca osobito struka ispušnih ventila. Zbog toplinskih dilatacija događa se da usisni i ispušni ventili ne mogu sjesti na svoje sjedište. Za izbjegavanje takvih problema koristi se hidraulički kompenzator koji se najčešće postavlja i na usisne i na ispušne ventile iako ne mora biti tako, ali je potrebno da barem ispušni ventili imaju hidraulički kompenzator [4, 6].



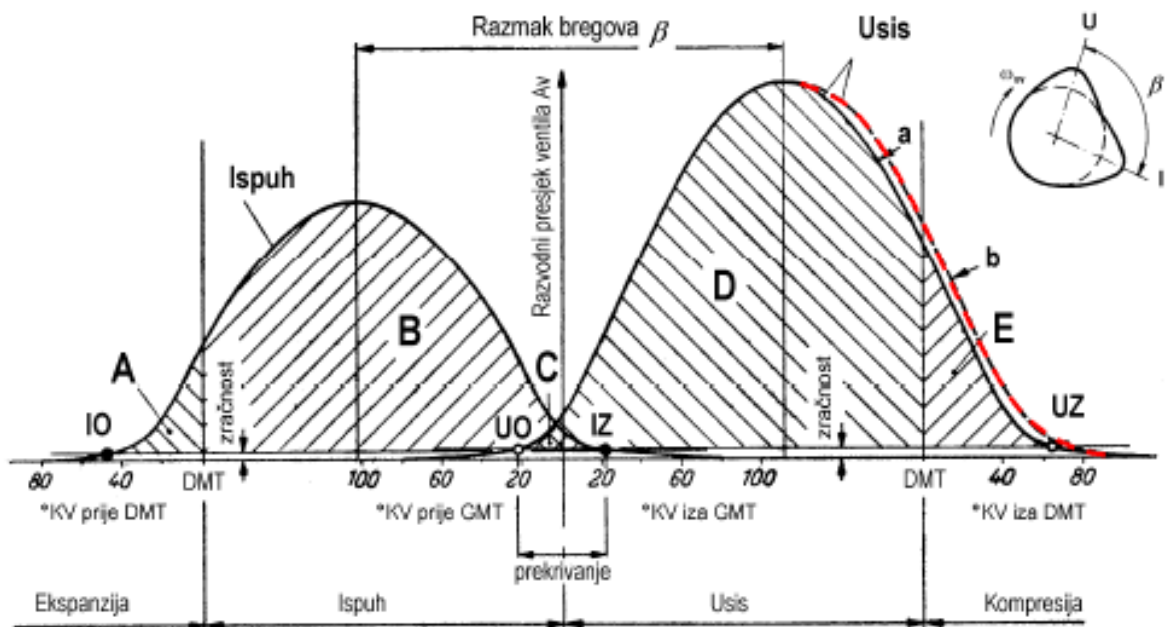
Slika 4.1.6 Hidraulički podizač [4]

Princip rada hidrauličkog kompenzatora temelji se na nestlačivosti fluida koji je u ovom slučaju ulje. Hidraulički podizač ima kućište ispunjeno uljem u kojem se nalazi mali pokretni klip u obliku slova „U“ i vodilica pokretnog klipa u obliku slova „H“. Ulje pod tlakom iz sustava za podmazivanje motora preko kućišta ulazi u prostor klipa kroz nepovratni ventil i potiskuje pokretni klip prema dolje u dodir s vrhom ventila. Između pokretnog klipa i vodilice pokretnog klipa postoji mala zračnost koja omogućuje povratak ulja u slučaju ako se klip giba prema gore uslijed

pritiskanja od ventila koji se mogao izdužiti zbog toplinske dilatacije. Nailaskom brijega na podizač dolazi do naglog potiskivanja prema dolje, ali baš zbog toga što je to tako naglo ne stignu iscuriti veće količine ulja iz klipa u kućište te se cijeli podizač ponaša kao kruto tijelo i gotovo vjerno prenosi hod podizača na ventil [4, 6].

4.2 Razvodni dijagram četverotaktnog motora

Zadatak usisnih ventila je da propuste što veću količinu svježeg radnog medija u cilindar, a zadatak ispušnih ventila je da omoguće što potpunije istjecanje ispušnih plinova iz cilindra. Kako je zapravo fizikalno nemoguće postići da se ventili otvore u momentu, ventili se moraju otvarati postupno. Iz tog razloga točke otvaranja i zatvaranja su postavljene ispred i iza gornje i donje mrtve točke kako bi se u konačnici dobili kutovi otvorenosti ventila veći od 180° KV što je vidljivo na razvodnom dijagramu na priloženoj slici (Slika 4.2.1) [3].

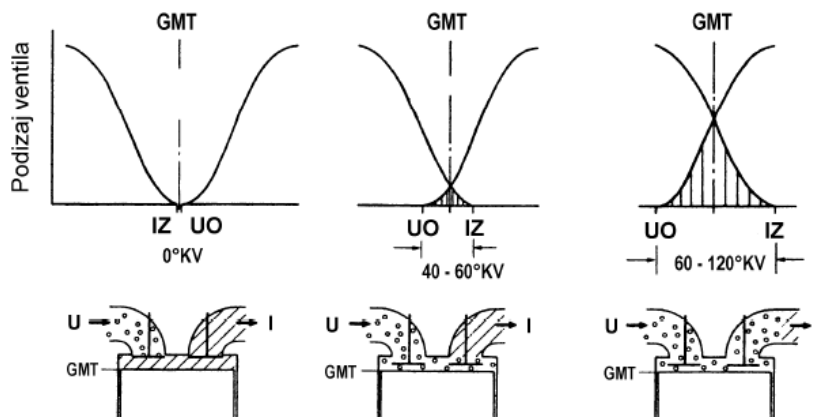


Slika 4.2.1 Razvodni dijagram 4T motora [3]

Preklapanje ventila je pojam koji se odnosi na istovremenu otvorenost i usisnog i ispušnog ventila u području gornje mrtve točke, a za vrijeme preklapanja odvija se proces ispiranja cilindra svježim punjenjem, od zaostalih produkata izgaranja iz prethodnog procesa. Oblik krivulja podizanja ventila

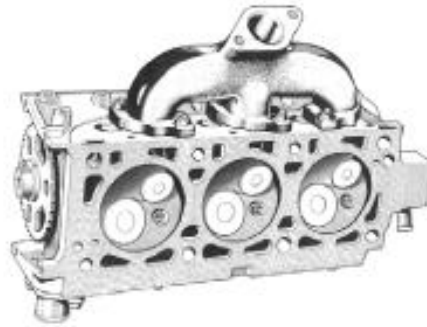
utječe na karakteristike motora. Strmije krivulje podizaja ventila rezultiraju boljim punjenjem cilindra, a položenije krivulje rezultiraju tišem radu ventila. Razvodni dijagram tako utječe na fleksibilnost motora i karakteristike vožnje. Elastičan motor koji omogućuje ugodnu vožnju s rijetkim prebacivanjem iz brzine u brzinu ili motor koji je dobar za razvijanje maksimalne snage, ali u relativno uskom području pri velikoj brzini vrtnje, postiže se različitim razvodnim dijagramom. Dakle, za prosuđivanje karakteristika motora koristi se razvodni dijagram, međutim za navedene karakteristike motora nisu mjerodavni razvodni kutovi, odnosno kutovi otvaranja i zatvaranja ventila, već površine u razvodnom dijagramu [3].

Postoji više načina s kojima razvodni dijagram utječe na rad motora. S porastom površine A u razvodnom dijagramu raste i toplinsko opterećenje ispušnog ventila i vrijedi pravilo da se točka otvora ispuha IO odabire tako da gubitak rada u indikatorskom dijagramu bude što je moguće manji. Nadalje, površina C mora biti mala iz dva razloga. Prvi razlog je da emisija štetnih tvari u ispuhu bude što manja jer se za vrijeme preklapanja ventila vrši ispiranje pa dio svježije smjese bježi u ispuh te zbog toga raste udio ugljikovodika (CH). Drugi razlog je da se postigne ravnomjeran i stabilan rad motora kod niskih brzina vrtnje posebno u praznom hodu. Za točku zatvaranja usisa UZ može se reći da je najvažnija točka u razvodnom dijagramu jer velika površina E donosi snagu pri većim brzinama vrtnje nauštrb gubitaka okretnog momenta pri nižim brzinama vrtnje. I u konačnici, za razvodne površine B i D između gornjih i donjih mrtvih točaka, poželjno je da budu čim veće moguće. Potrebno je da je usisna površina D bude veća od ispušne površine B, što se postiže većim promjerom usisnog ventila kod približno jednakog hoda usisnog i ispušnog ventila, pošto je puno teže uvući svježiji radni medij u cilindar nego li je izgurati ga van [3].



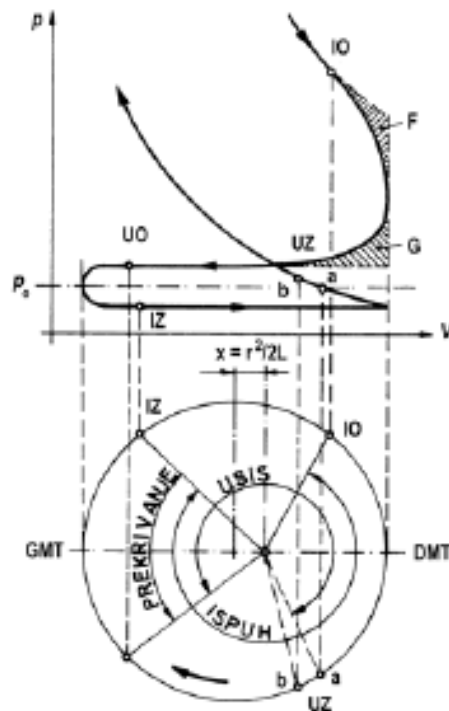
Slika 4.2.2 Preklapanje ventila [3]

Na priloženoj slici (Slika 4.2.2) je prikazano kako veće preklapanje ventila uzrokuje bolje ispiranje cilindra od zaostalih ispušnih plinova iz prethodnog ciklusa, ali preklapanjem je omogućeno da određena količina svježeg radnog medija pobjegne u ispuh, a s time što je veće preklapanje veća količina svježeg radnog medija pobjegne u ispuh [2].

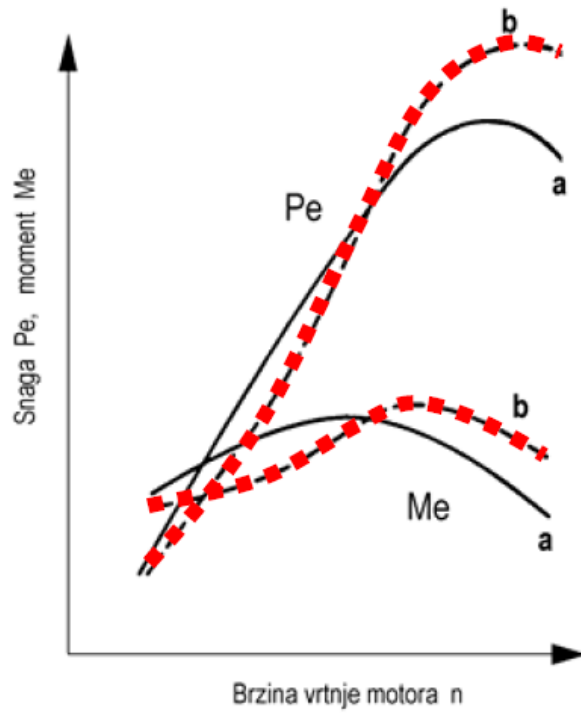


Slika 4.2.3 Površine ventila 4T motora [3]

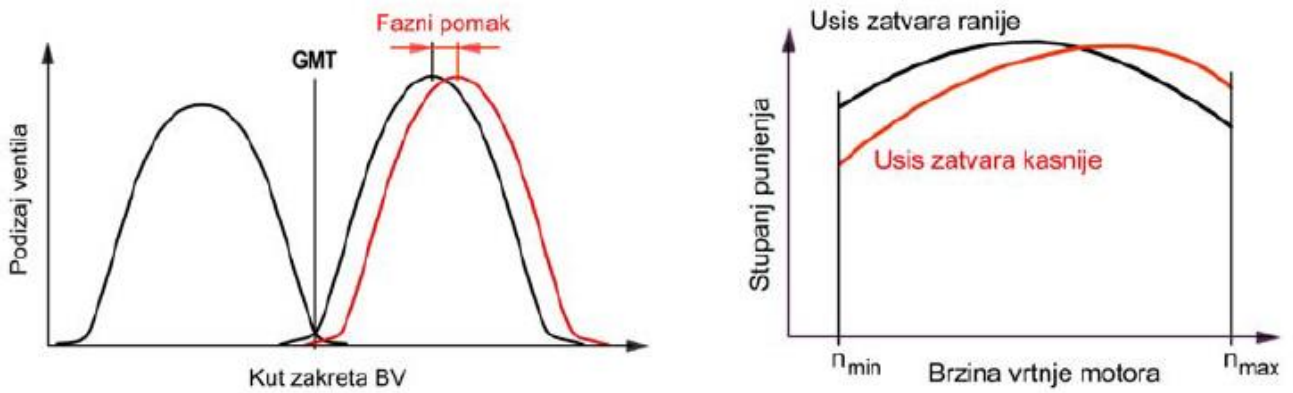
Na priloženoj slici (Slika 4.2.4) vidljivo je da točku IO treba odabrati tako da gubitak rada, predstavljen površinama F i G u ovom dijagramu, bude najmanji, dok je na slijedećoj slici (Slika 4.2.5) prikazano da na snagu i moment motora najveći utjecaj ima točka UZ [2].



Slika 4.2.4 Indikatorski dijagram [3]



Slika 4.2.5 Moment i snaga u ovisnosti o brzini vrtnje [3]



Slika 4.2.6 Utjecaj faznog pomaka na stupanj punjenja [3]

Efektivna snaga motora definirana je slijedećim izrazom:

$$P_e = z \cdot V_H \cdot p_e \cdot \frac{2n}{T}$$

$$p_e = \eta_e \cdot \lambda_{pu} \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda \cdot Z_0}$$

gdje je: H_d (J/kg) - donja ogrjevna vrijednost goriva, n (s^{-1}) - brzina vrtnje koljenastog vratila, T - broj taktova (2 ili 4), V_H (m^3) - radni volumen cilindra, z - broj cilindara, Z_0 (kg_z/kg_g) - stehiometrijska količina zraka za izgaranje 1 kg goriva, p_e (Pa) - srednji indicirani tlak, η_e - stupanj korisnosti motora, λ_{pu} - stupanj punjenja cilindra, $\lambda = Z/Z_0$ - pretičak zraka za izgaranje, Z (kg_z/kg_g) - stvarna količina zraka za izgaranje 1 kg goriva. Uvrštavanjem izraza za srednji efektivni tlak u izraz za efektivnu snagu dobivamo:

$$P_e = z \cdot V_H \cdot \eta_e \cdot \lambda_{pu} \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda \cdot Z_0} \cdot \frac{2n}{T}$$

Radni volumen motora ($z \cdot V_H$), broj taktova (T), ogrjevna moć goriva (H_d), faktor zraka za izgaranje (λ) i efektivni stupanj djelovanja (η_e) su konstante u ovom izrazu i ako ih zamijenimo s C dobivamo:

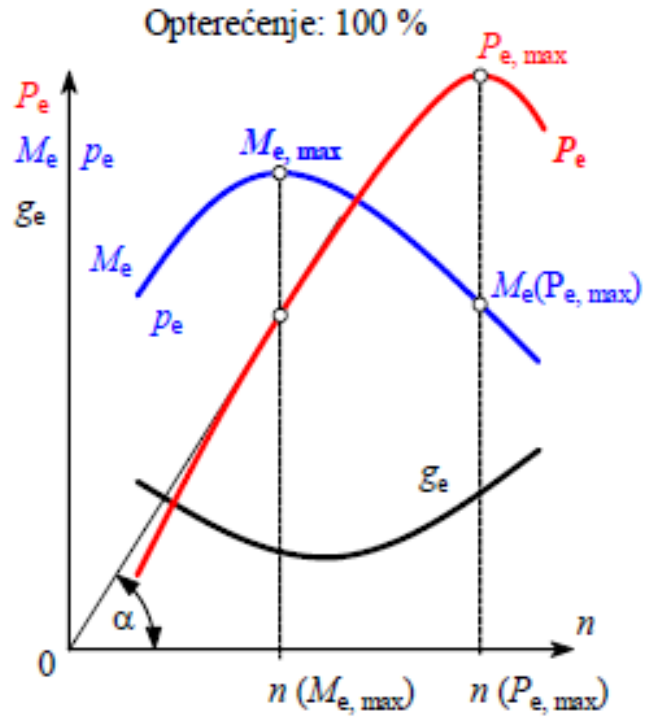
$$P_e = C \cdot \lambda_{pu} \cdot n$$

odakle proizlazi zaključak da se povećanje snage ostvaruje većim stupnjem punjenja cilindra, ali kod trkaćih motora i povećanjem najveće brzine vrtnje n gdje razvodni mehanizam ima ključnu ulogu. Naime, pošto se kod kritičnih brzina vrtnje ventil odvajava od brijega te se stupanj punjenja pogoršava i snaga smanjuje potrebna je manja masa ventila. U konačnici, to dovodi do povećanja broja ventila odnosno površine razvodnog presjeka, s čime je omogućen bolji stupanj punjenja [3].

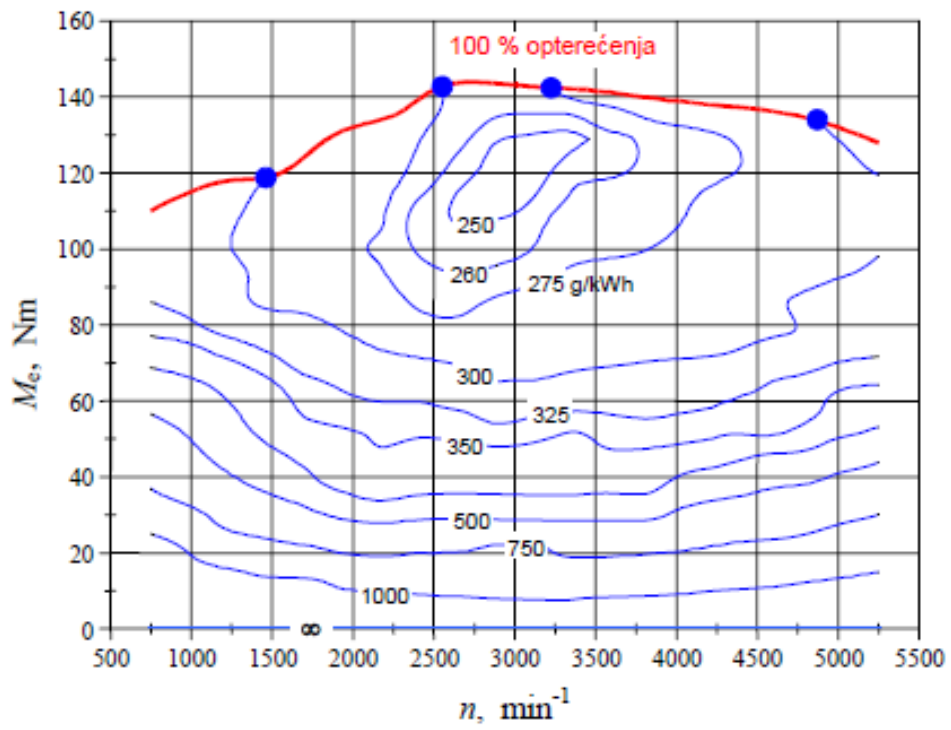
4.3 Značajke motora

Dijagrami efektivne snage, momenta i specifične potrošnje goriva u ovisnosti o brzini vrtnje kod punog opterećenja motora nazivaju se značajke ili vanjske karakteristike motora. Ispitivanje se izvodi na uređaju za mjerenje snage odnosno kočnici za motore pri najvećoj količini ubrizgavanja goriva kod Dieselog motora, odnosno kod potpuno otvorene zaklopke za Ottove motore što odgovara maksimalno pritisnutoj pedali gasa kod automobila [3].

Za cjelovitu sliku analize potrošnje goriva potreban je topografski dijagram specifične potrošnje goriva jer motori u stvarnosti rijetko rade pri maksimalnom opterećenju [3].



Slika 4.3.1 Značajke motora pri punom opterećenju [3]



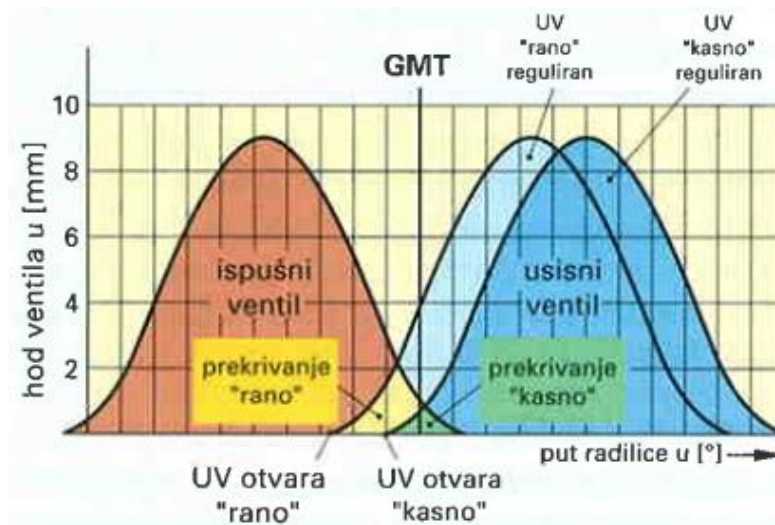
Slika 4.3.2 Topografski dijagram specifične potrošnje goriva [3]

5. VARIJABILNO UPRAVLJANJE VENTILIMA

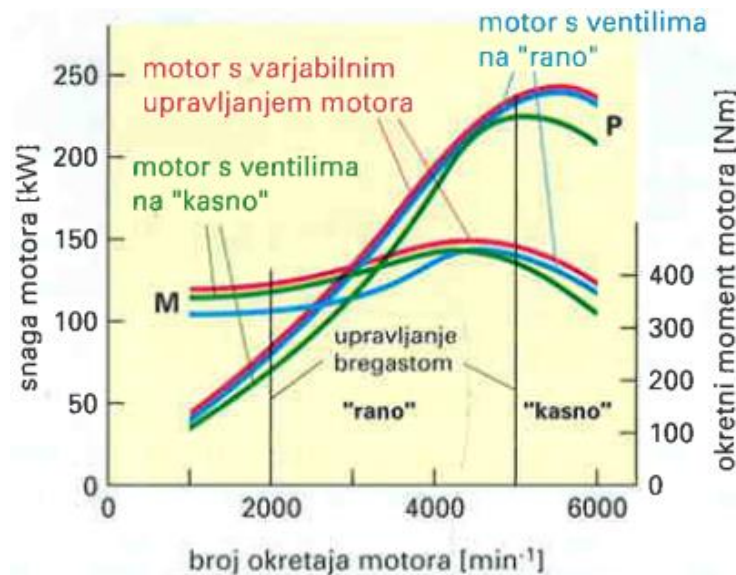
Varijabilno upravljanje ventilima napredna je tehnologija koja omogućava kontrolu i podešavanje trenutka otvaranja, zatvaranja i visinu podizanja ventila čime se optimiziraju karakteristike i učinkovitost motora uz smanjenje emisija štetnih tvari iz motora. Varijabilnim upravljanjem ventila postiže se niz prednosti kao što su: optimiziranje procesa izmjene radnog medija, mogućnost optimalne prilagodbe motora pojedinim uvjetima rada i uvod u automatizirano vođenje procesa motora, a to sve rezultira većom snagom motora, većim i ravnomjernijim okretnim momentom u širem području brzine vrtnje, manjom emisijom štetnih tvari iz motora, manjom potrošnjom goriva i manjom bukom motora [4, 7, 8].

Promjenjivo vrijeme otvaranja i zatvaranja ventila rezultira boljim stupnjem punjenja u širokom rasponu brzine vrtnje motora, za razliku od klasičnog motora s fiksnim vremenom otvaranja i zatvaranja ventila koje je optimalno samo za određenu brzinu vrtnje gdje se postiže maksimalni okretni moment. Prethodno je zaključeno da snagu možemo povećati boljim stupnjem punjenja λ_{pu} ili većom brzinom vrtnje motora n . S povećanjem brzine vrtnje motora raste snaga motora, ali okretni moment opada zbog sve slabijeg stupnja punjenja. Taj problem se može riješiti u slučaju kada bi pri većim brzinama vrtnje motora usisni ventili bili duže vremena otvoreni pošto bi se s time poboljšao stupanj punjenja. Također, na nižim brzinama vrtnje motora, motor je previše nemiran, a i povećani su gubici smjese goriva i zraka čime se povećava emisija štetnih tvari iz motora. Upravljanjem vremenom otvaranja i zatvaranja ventila mijenja se položaj usisnog bregastog vratila u odnosu na ispušno, a veličine koje utječu na vrijeme otvaranja i zatvaranja ventila su opterećenje i temperatura motora. Vrijeme otvorenosti kao i hod ventila ostaju isti. Princip rada upravljanja vremenom otvaranja i zatvaranja ventila bit će opisan u nastavku. Za područje brzine vrtnje motora do nekih 2000 min^{-1} usisni ventil se nalazi u položaju „kasno“ (Slika 5.1) gdje je preklapanje ventila manje, a samim time i povrat produkata izgaranja u usisnu granu je manji. Izgaranje se poboljšava i okretni moment povećava. Za raspon brzine vrtnje između 2000 i 5000 min^{-1} bregasto vratilo usisa zakreće se za npr. 20° u smjer „rano“ (Slika 5.1). Time se usisni ventil zatvara odmah nakon donje mrtve točke te klip svojim hodom prema gornjoj mrtvoj točki ne tjera smjesu natrag u usisnu granu. Rezultat je značajno povećanje okretnog momenta. Radi male brzine strujanja svježeg radnog medija produkti izgaranja mogu ući u usisni kanal i sa

svježim radnim medijem biti kasnije usisani što rezultira nižom temperaturom izgaranja čime se smanjuje udio dušikovih oksida u ispušnim plinovima. U području s više od 5000 min^{-1} bregasto vratilo usisa se zakreće u položaj „kasno“, a time se ventil zatvara daleko iza donje mrtve točke jer se može iskoristiti njegova velika brzina iako je klip već na putu prema gornjoj mrtvoj točki. Time se poboljšava stupanj punjenja, a s njime i okretni moment. Ovime je moguće postići stupanj punjenja do nekih 85% dok je za veće stupnjeve punjenja potrebna upotreba prednabijanja motora [7, 8].

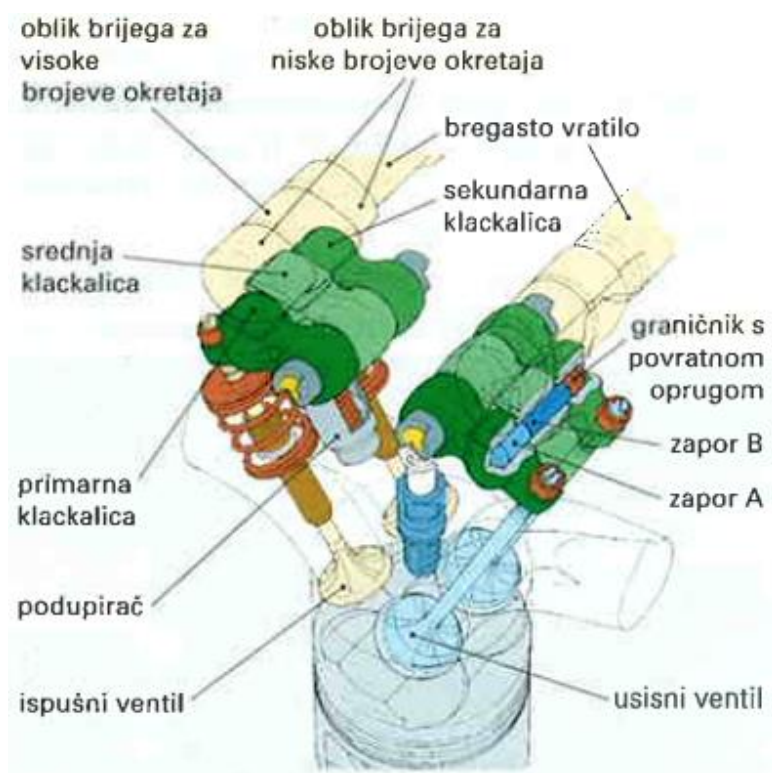


Slika 5.1 Otvaranje i zatvaranje ventila [7]



Slika 5.2 Karakteristike motora s varijabilnim upravljanjem ventila [7]

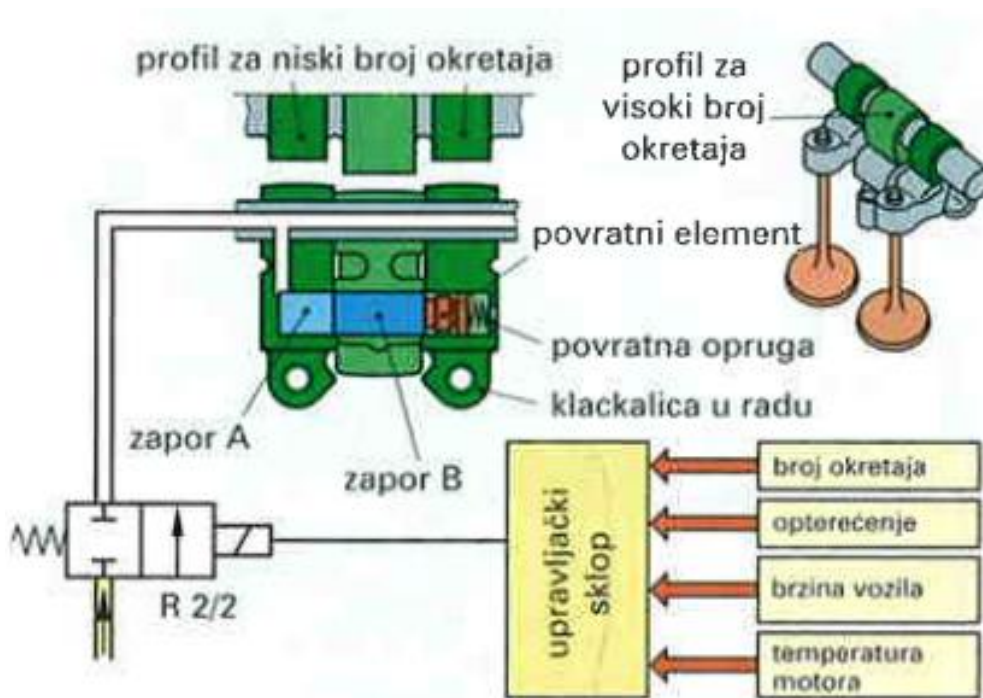
Osim promjene vremena otvaranja i zatvaranja ventila, varijabilno podizanje ventila mijenja i interval otvorenosti što znači da mijenja hod ventila odnosno površinu otvora ventila. Promjenom profila brijega bregastog vratila mijenja se trenutak otvaranja i zatvaranja ventila, a parametri koji određuju otvaranje i zatvaranje ventila su brzina vrtnje motora, opterećenje motora, brzina vozila i temperatura rashladne tekućine. Honda V-TEC sustav varijabilnog upravljanja hoda ventila je opisan u nastavku. Varijabilno podizanje u pravilu se postavlja na usisnu stranu, ali može i na ispušnu gdje su postavljene tri klackalice, a na svaku od njih djeluje posebno oblikovan brijeg. Na primarnu i sekundarnu klackalicu djeluje profil brijega koji je tako odabran da pri niskim i srednjim brzinama vrtnje osigurava visok okretni moment i stabilnost u praznom hodu. Profil brijega na klackalici koja se nalazi u sredini za područje srednjih brzina vrtnje, upravlja vremenom otvaranja i zatvaranja ventila te hodom ventila osiguravajući najveću snagu pri najvišim brzinama vrtnje motora [7, 8].



Slika 5.3 Honda V-TEC sustav [7]

Kod niskih brzina vrtnje sve tri klackalice su slobodne jer graničnik s povratnom oprugom zadržava oba zatika u krajnjem lijevom položaju i u tom slučaju ventili su pogonjeni preko primarne i sekundarne klackalice. Ventili u tom slučaju imaju mali hod i kratko su otvoreni jer na

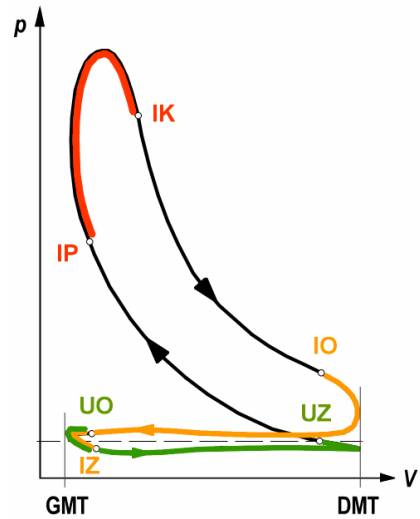
te klackalice, kako je već spomenuto, djeluju brjegovi s profilima za nisku brzinu vrtnje. Srednja klackalica daje najveći hod ventila, ali u slučaju nižih brzina vrtnje ona je slobodna i njezino gibanje se ne prenosi na ventile. Za slučaj najviših brzina vrtnje motora počne djelovati tlak ulja s lijeve strane zatika savladavajući silu u povratnoj opruzi tako da se oba zatika (zapor A i zapor B) pomaknu udesno čime se spajaju sve tri klackalice, a kako srednja klackalica ima najveći brijeg (najveći hod) njezino se gibanje prenosi na ventil, dok primarni i sekundarni brijeg nemaju više utjecaja [7, 8].



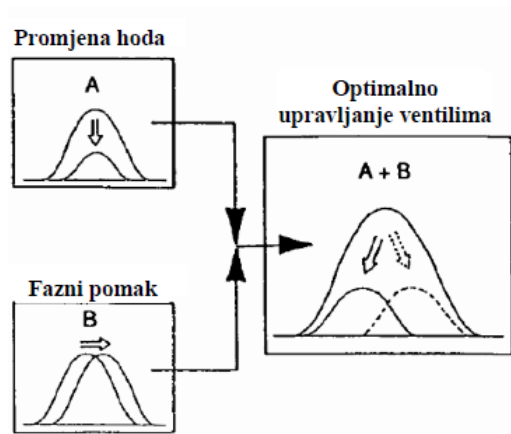
Slika 5.4 Varijabilno podizanje ventila [7]

Kod djelomičnih opterećenja motora poželjno je da je preklapanje ventila veće radi boljeg ispiranja cilindra odnosno izmjene radnog medija, ali to preklapanje će kod većih opterećenja smanjiti stupanj punjenja jer će više svježeg radnog medija pobjeći u ispuh pa je u tom slučaju korisnije manje preklapanje ventila. Kod usisa, zrak u blizini ventila će biti usisan u cilindar stvarajući na tom području polje sniženog tlaka te će dodatna količina zraka iz usisnog kanala ući u to područje sniženog tlaka. Na taj način nastaje „tlačni val“ koji će zbog svoje kinetičke energije omogućiti početak kompresije kada klip dosegne donju mrtvu točku te je iz tog razloga poželjno držanje usisnog ventila otvorenim neko vrijeme tijekom kompresije da se poboljša stupanj punjenja [7, 8].

Prednost varijabilnog upravljanja ventila se može predočiti i u indikatorskom dijagramu 4T motora (Slika 5.5). Lijevoekretni niskotlačni dio indikatorskog dijagrama služi za izmjenu radnog medija i to je dio procesa za koji se troši rad. Desnokretni proces dio je u kojem se proizvodi rad odnosno korisna snaga za pokretanje automobila i on je pozitivan. Zbrajanjem ovih dvaju radova dobivamo indicirani rad. Uloga varijabilnog upravljanja ventila je da smanjuje negativni rad odnosno rad koji se koristi za pokretanje razvodnog mehanizma koji obavlja izmjenu radnog medija [7, 8].



Slika 5.5 Indikatorski dijagram 4T motora [3]



Slika 5.6 Optimalno upravljanje ventilima [4]

Hondin VTEC sustav (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control) jedna je od prvih tehnologija koja je kombinirala VVT i VVL. Prebacivanje između niskog i visokog podizaja i trajanja otvorenosti je putem dva profila brijega bregastog vratila i dvije klackalice ventila po

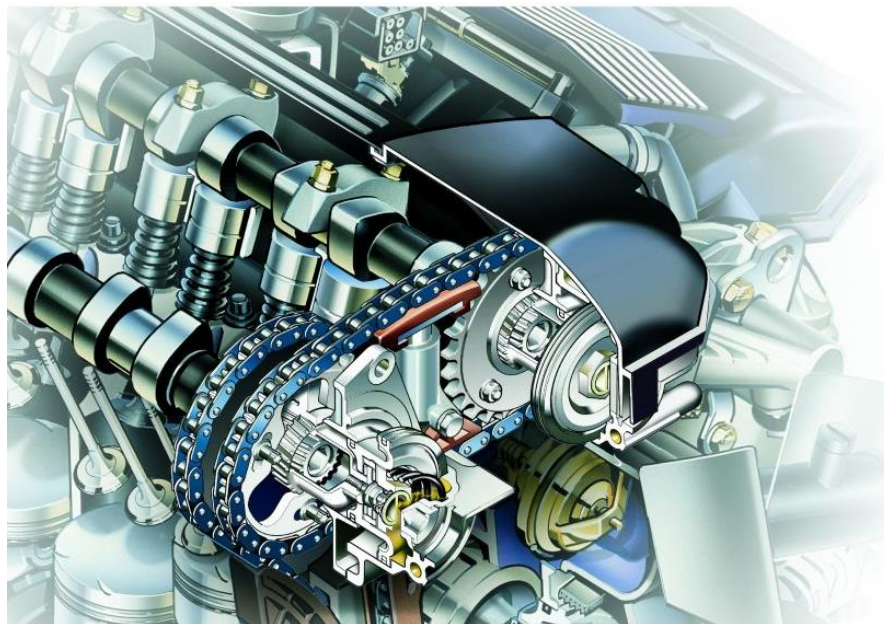
cilindru kojima se kojima se hidraulički upravlja pomoću tlaka ulja iz sustava za podmazivanje motora. Ovaj sustav optimizira trenutke otvaranja, zatvaranja, visinu podizaja i trajanje otvorenosti ventila za širok raspon brzine vrtnje. Ukratko, tehnologije varijabilnog razvoda ventila i podizanja daju značajne prednosti u pogledu performansi motora, emisija i potrošnje goriva, omogućujući motorima da rade učinkovitije u širokom rasponu uvjeta i brzina [7, 8].

5.1 BMW Vanos

Predstavljen 1992. godine, Vanos (Variable Nockenwellensteuerung) je postao standardni dio BMW tehnologije, optimizirajući performanse motora, potrošnju goriva i osiguravajući ugladen rad motora i u najtežim uvjetima rada. Kontinuirana prilagodba usisnog i ispušnog bregastog vratila na uvjete vožnje i brzinu vrtnje motora rezultat je dinamičnog iskustva vožnje koje je osvojilo srca BMW entuzijasta diljem svijeta. Jedinstveni Vanos sustav prvobitno je predstavljen u motoru BMW M50 iz 1992. godine. To je predstavilo značajan iskorak u tehnologiji motora. Vanos sustav dizajniran je za kontinuiranu promjenu vremena otvaranja i zatvaranja usisnog ventila u ovisnosti o brzini vrtnje i opterećenju motora tako što regulira položaj bregastog vratila i ostvaruje veći okretni moment, manju potrošnju goriva i ugodniju vožnju. Godine 1995. Vanos je unaprijeđen uvođenjem dvostrukog Vanos-a koji je po prvi put implementiran na S50B32 motoru. Ovaj sustav je mogao fazno pomicati i usisna i ispušna bregasta vratila, omogućivši time još veću kontrolu nad upravljanjem ventilima što je dovelo do boljeg odziva motora, preciznijeg ubrizgavanja i smanjenih emisija. Godinama je BMW usavršavao i poboljšavao svoj sustav, a među tim naprecima je i uvođenje Valvetronic tehnologije 2001. godine koja je omogućila potpuno varijabilno upravljanje ventilima [9].

Razumijevanje Vanos-a leži u razumijevanju varijabilnog razvoda ventila (VVT) koje omogućuje preciznu kontrolu otvaranja i zatvaranja ventila u ovisnosti o uvjetima rada motora i tako postiže optimalne karakteristike motora, smanjenu potrošnju goriva i smanjenje emisija. Vanos koristi sofisticirani hidraulički mehanizam za pomicanje faznog kuta bregastog vratila. Dakle, prednosti Vanosa su u povećanju okretnog momenta i snage motora u širem području brzine vrtnje, poboljšanoj ekonomičnosti goriva i glatkoj isporuci snage što dovodi do profinjenog iskustva vožnje, a to se posebno očituje kod nižih brzina vrtnje. Primarna razlika između jednostrukog i

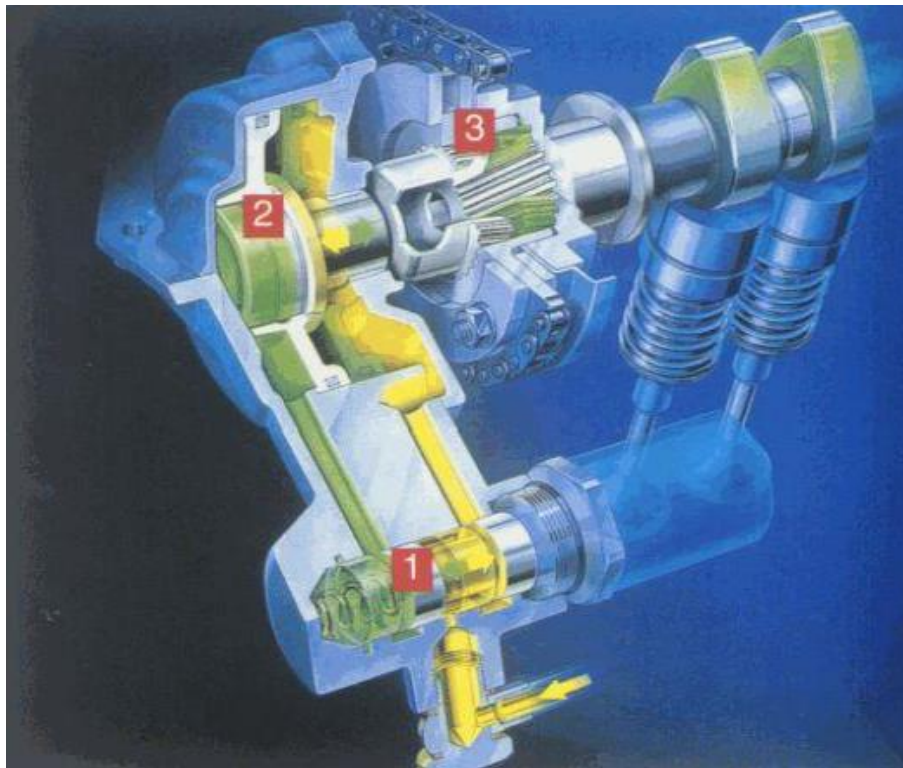
dvostrukog Vanos-a je što dvostruki Vanos pruža nekoliko dodatnih prednosti. Te prednosti se očituju kroz dodatnu optimizaciju preklapanja ventila u širem rasponu brzine vrtnje motora što rezultira boljim prijenosom okretnog momenta kod nižih i srednjih brzina vrtnje gdje automobil provodi najviše vremena. Nadalje, dvostruki Vanos pridonosi nižim emisijama, odnosno boljem izgaranju i smanjenim količinama neizgorjelog goriva u ispušnim plinovima. Također, postiže se bolja stabilnost praznog hoda [9].



Slika 5.1.1 Vanos [4]

Uz svoje brojne prednosti Vanos sustav ima i neke nedostatke s kojima se susreću vlasnici BMW-a. Brtve i „O“ prstenovi, unutar Vanos-a, uslijed vremena postaju krti i troše se što dovodi do smanjenog tlaka ulja, slabijih performansi i povećanih emisija. Kvar solenoida, zaduženog za kontrolu protoka ulja za podešavanje bregastog vratila, očituje se u začepjenju ili potpunom otkazivanju i može uzrokovati grubi rad u praznom hodu, lošije performanse i lošiju potrošnju goriva. Također, neispravni senzori za položaj bregastog vratila mogu dovesti do lošeg podešavanja bregastog vratila rezultirajući lošijim performansima i mogućim zastojem motora. Dakle, kako bi se Vanos sustav održao u ispravnom stanju potrebno ga je redovito održavati u skladu sa smjericama navedenim u nastavku. Redovita promjena motornog ulja koja doprinosi održavanju ispravnog hidrauličkog tlaka i smanjenoj vjerojatnosti začepjenja solenoida zbog toga što je ulje novo i čisto. Provjera i zamjena Vanos brtvi i „O“ prstenova može spriječiti curenje ulja

i održati učinkovitost sustava, a preporuka je provjera na svakih 100 000 km. Redovito čišćenje solenoida može pomoći u prevenciji začepjenja i produženju životnog vijeka. Rješavanje navedenih problema čim se pojave je ključno za održavanje optimalnih performansi i sprečavanje daljnjih oštećenja, a u suprotnom dolazi do povećane potrošnje goriva, povećanih emisija i potencijalnih kvarova [9].



Slika 5.1.2 Princip rada Vanos-a [4]

Na priloženoj slici (Slika 5.1.2) elektromagnetski ventil je označen s (1), hidraulički cilindar s klipom (klip na svom kraju ima čahuru s unutarnjim kosim ozubljenjem) je označen s (2) i nazubljeni kraj bregastog vratila je označen s (3). Elektromagnetski ventil otvara prolaz za ulje (zeleno ili žuto) na jednu ili drugu stranu hidrauličkog cilindra, a zatim taj tlak ulja djeluje na hidraulički klip s jedne ili s druge strane tako da klip vuče čahuru u lijevo ako tlak ulja djeluje s desna (žuto) ili gura čahuru u desno ako tlak ulje djeluje s lijeva (zeleno). Čahura s unutarnjim ozubljenjem je na taj način više ili manje u zahvatu s nazubljenim krajem bregastog vratila i izvodi samo translacijsko gibanje (uzdužni pomak), ali se zbog kosog ozubljenja dijelova u zahvatu (čahura na klipu i kraj bregastog vratila) bregasto vratilo zakreće u ovisnosti o trenutnom položaju klipa. Brzina vrtnje i opterećenje motora utječu na upravljanje elektromagnetskog ventila [4].

6. IZRADA SIMULACIJSKOG MODELA DIZELSKOG MOTORA

6.1 BMW M57D30

Motori serije M57 počeli su se ugrađivati 1998. godine i zamijenili su prethodno ugrađivani dizelski motor oznake M51. Poput motora serije M51 i motori serije M57 imaju kućište izrađeno iz sivoga lijeva, ali je promjer cilindra povećan. Glava motora je aluminijska DOHC (*Dual Overhead Camshaft*) s 24 ventila. Bregasta vratila pokreće razvodni lanac koji je tako konstruiran i dimenzioniran da ga u normalnim uvjetima eksploatacije nije potrebno mijenjati tijekom životnog vijeka automobila. [10].

Godine 2002. započela je proizvodnja dorađene i unaprijeđene verzije M57TUD30, čiji je radni volumen podignut na okruglu brojku od 3 litre ugradnjom koljenastog vratila s hodom klipa od 90 mm. Najsnažnija verzija nosila je oznaku M57TUD30 TOP i imala je dva turbopuhala BorgWarner KP39 i K26 različitih veličina (tlak prednabijanja od 1,85 bar) i klipove s omjerom kompresije od 16,5 [10].

Godine 2005. proizvedena je verzija M57TU2, koja je imala lagani aluminijski blok motora, unaprijeđeni *Common rail* sustav, piezo rasprskalice, nova bregasta vratila, usisni ventili ovog motora povećani su na 27,4 mm, također je korišten ispušni kolektor od lijevanog željeza, Garrett GT2260VK turbopuhalo, DDE6 ECU i sve to odgovara Euro-4 standardima. TOP verzija zamijenjena je novom M57TU2D30 TOP, koja je bila opremljena s dva turbopuhala BorgWarner KP39 i K26 (tlak prednabijanja 1,98 bar) i DDE7 ECU [10].



Slika 6.1.1 BMW M57D30 [10]

Proizvodnja	1998-2012
Sustav ubrizgavanja goriva	Common rail
Snaga, KS	184-193 204-272 (TU) 231-286 (TU2)
Blok cilindra	Sivi lijev Aluminij
Promjer cilindra	84 mm
Hod klipa	88 mm 90 mm (TU, TU2)
Omjer kompresije	18 16.5-18 (TU) 17-18 (TU2)
Turbopuhala	Garrett GT2556V Garrett GT2260V (TU) BorgWarner KP39 + K26 (TOP-version TU) Garrett GT2260VK (TU2) BorgWarner KP39 + K26 (TOP-version TU2)
Količina ulja u motoru	6.75 7.5 (TU) 8.0 (TU2)
Euro standardi	EURO 2/3 EURO 3 (TU) EURO 3/4 (TU2)
Potrošnja L/100 km (BMW 530d 2002)	
Grad	9.7
Autocesta	5.6
Kombinacija	7.1
Životni vijek	~ 400 000 km

Tablica 6.1.1 Karakteristike M57 serije motora [10]

6.2 Osnovni simulacijski model

Za provođenje simulacija, u ovom je radu korišten računalni program *Engine Simulation* koji distribuira tvrtka *Lotus Engineering*. Ispitivanje se provodi na šesterocilindričnom dizelskom motoru s atmosferskim usisom, ukupnog stapajnog volumena $V_s = 2993 \text{ cm}^3$, koji je po konstrukciji sličan motoru BMW M57D30. Ispitivanje se provodi u rasponu od 1000 min^{-1} do 5000 min^{-1} s korakom od 200 min^{-1} . Za ulazne parametre modela koristit će se podaci iz N57TU priručnika [11]. Cilj je provesti analizu utjecaja varijabilnog razvoda ventila na osnovne značajke motora kao što su maksimalna snaga, okretni moment i specifična potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje. Ispitat će se utjecaj ranijeg i kasnijeg zatvaranja usisnih i ispušnih ventila na osnovne značajke motora i analizirati će se u kojem području i zašto bi imalo smisla primijeniti varijabilno upravljanje ventila.

6.3 Lotus Engine Simulation

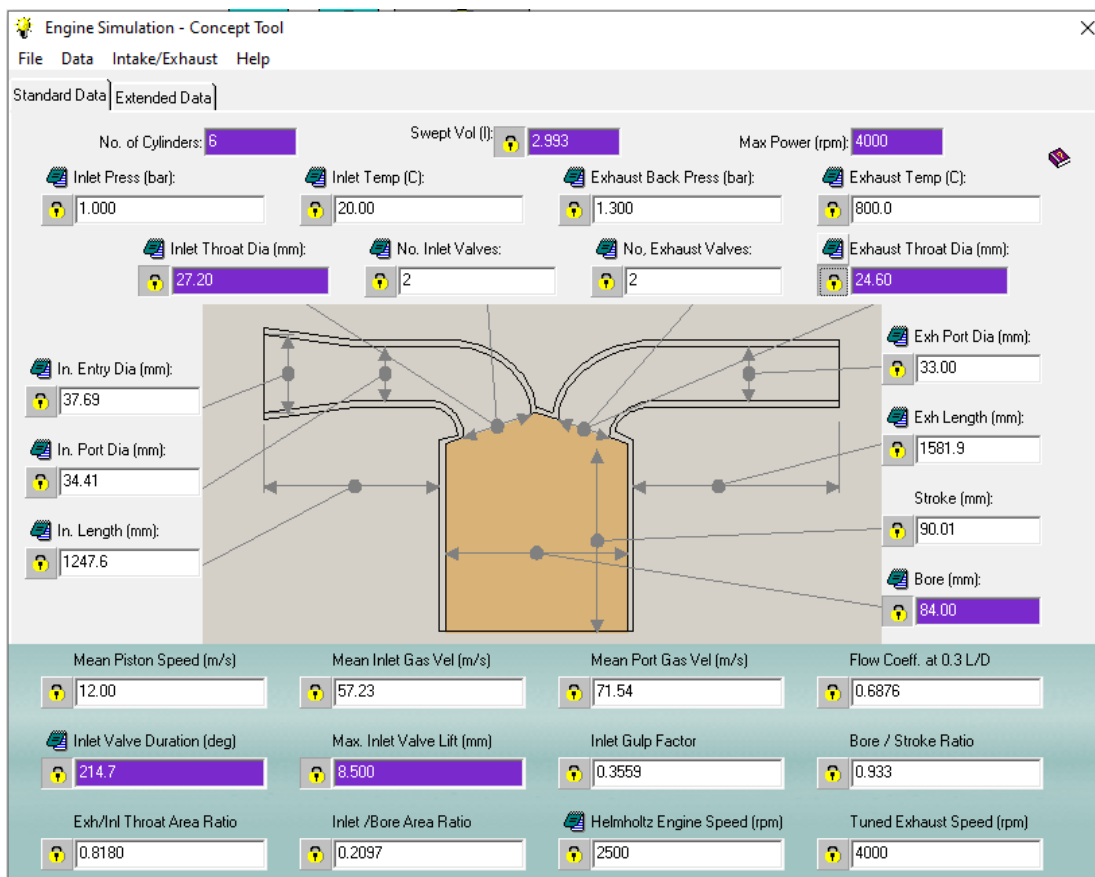
Proračun je napravljen s *Lotus Engine Simulation* računalnim programom, koji je *Lotus Engineering* razvio kasnih 1980-ih. Računalni program je napravljen s ciljem da omogući proračun karakteristika motora na temelju zadane geometrije osnovnih dijelova motora i za zadane rubne uvjete kao što su brzina vrtnje motora, temperatura okoline, vrsta goriva koje koristi motor, itd. Moguće je simulirati široki raspon vrsti motora i značajki, a navedeno ih je nekoliko u nastavku: dvotaktni ili četverotaktni motori, proizvoljan raspored cilindara i intervali paljenja, dizelski motori s direktnim ili indirektnim ubrizgavanjem ili Ottovi motori, model oslobađanja topline u cilindru motora pomoću jednostruke ili dvostruke Wiebeove funkcije ili korisničkih profila, sustavi prednabijanja turbopuhalom ili mehaničkim kompresorom, sustavi za čišćenje dvotaktnih motora, prijelaz topline i mehanički gubici u motornim mehanizmima. Računalni program je strukturiran tako da se mogu lako generirati modeli sustava motora i implementirati jednostavne upravljačke strukture. Validacija globalnih parametara: performansi, snage, volumetrijske učinkovitosti i potrošnje goriva provedena je na širokom rasponu trenutno proizvedenih motora. Također je provedena detaljna validacija mnogih podmodela za predviđanje tlaka u cilindru, izgaranja, prijenosa topline i dinamike plinova usisnog i ispušnog sustava. Računalni program *Lotus*

Engineering Simulation dizajniran je za rad na računalu za operativni sustav Windows NT/98/XP/2000. Procesori olakšavaju i omogućavaju brzu izradu i podešavanje modela motora kao i jasnu prezentaciju rezultata simulacije. Korisničko sučelje je utemeljeno na standardnom izgledu i dojamu i nudi intuitivni pristup kao i popularne Windows aplikacije.

6.4 Postupak za izračun osnovnih karakteristika motora

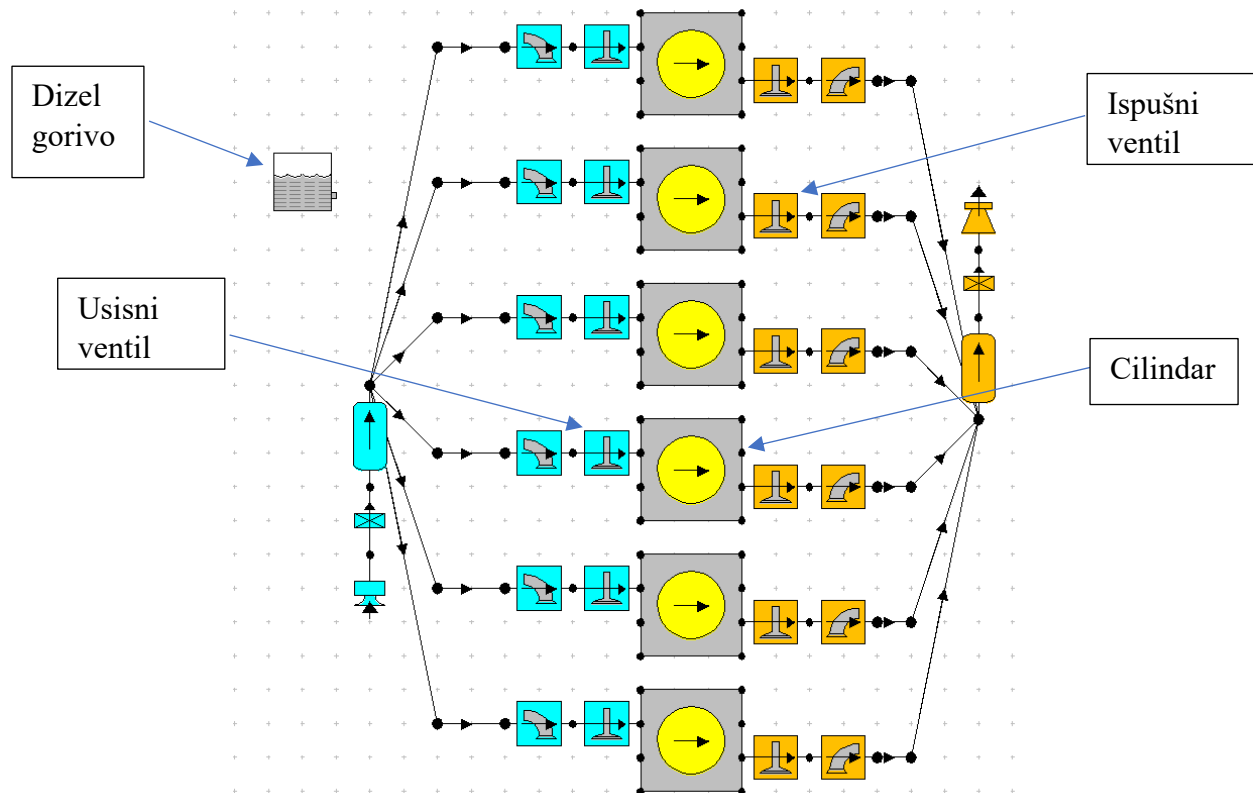
Za što vjerodostojnije rezultate potrebno je poznavati što više parametara motora na kojem se planiraju provoditi simulacije. U tu svrhu za ovaj diplomski rad korišten je N57TU priručnik.

Na početnom sučelju potrebno je odabrati izbornik „*Concept Tool*“ kako bi se unijeli početni parametri za zadani motor. Svi poznati ulazni parametri preuzeti su iz priručnika i označeni su s ljubičastom bojom na sljedećoj slici.



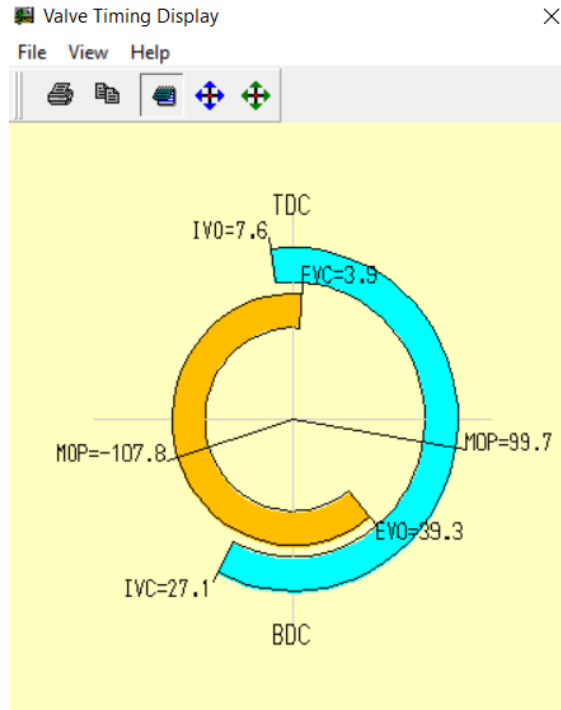
Slika 6.4.1 Ulazni parametri

Concept tools nam nudi širok izbor opcija kojima možemo manipulirati elementima motora kao što je vidljivo na priloženoj slici. Broj cilindara, stapajni volumen i maksimalna brzina vrtnje su dovoljni da računalni program kreira simulacijski model za željeni motor. Prema potrebi moguće je korigirati podatke poput ulaznog tlaka, ulazne temperature, izlaznog tlaka, izlazne temperature, promjere kolektora i cilindra, hod klipa, maksimalnu brzinu klipa itd.



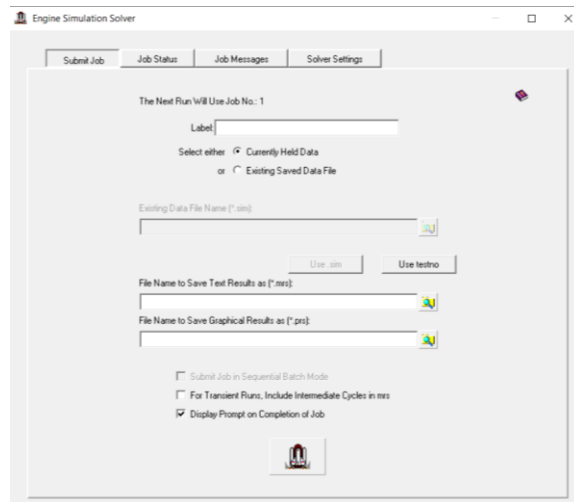
Slika 6.4.2 Osnovni model motora

Na priloženoj slici (Slika 6.4.2) dan je shematski prikaz simulacijskog modela šestocilindričnog dizelskog motora ukupnog stapajnog volumena $V_s = 2993 \text{ cm}^3$ s atmosferskim usisom. Definirani su svi ulazni parametri, jedino je još potrebno na modelu definirati kutove paljenja cilindara, da se ne pale jedan za drugim, pa se paljenje cilindra kreće redosljedom 1,3,5,2,4,6 gledajući od dolje prema gore. Naknadno je još potrebno definirati i kompresijski omjer i postaviti ga na $\varepsilon = 16$ prema motoru iz priručnika. Što se tiče kutova otvaranja i zatvaranja usisnih i ispušnih ventila kao i maksimalnog podizaja ventila, također se uzimaju podaci iz priručnika te se tako dobiju kutovi otvaranja i zatvaranja ventila prikazani na slijedećoj slici.



Slika 6.4.3 Kutovi otvaranja i zatvaranja usisnih i ispušnih ventila

Plavom bojom je označen usisni ventil, a narančastom bojom je označen ispušni ventil. Kut otvaranja usisnog ventila označen je s „IVO“, a s „IVC“ je označen kut zatvaranja usisnog ventila, dok je s „EVO“ označen kut otvaranja ispušnog ventila i s „EVC“ kut zatvaranja ispušnog ventila. S „TDC“ je označena gornja mrtva točka, odnosno s „BDC“ donja mrtva točka. Nakon postavljanja svih parametara pokreće se simulacija.

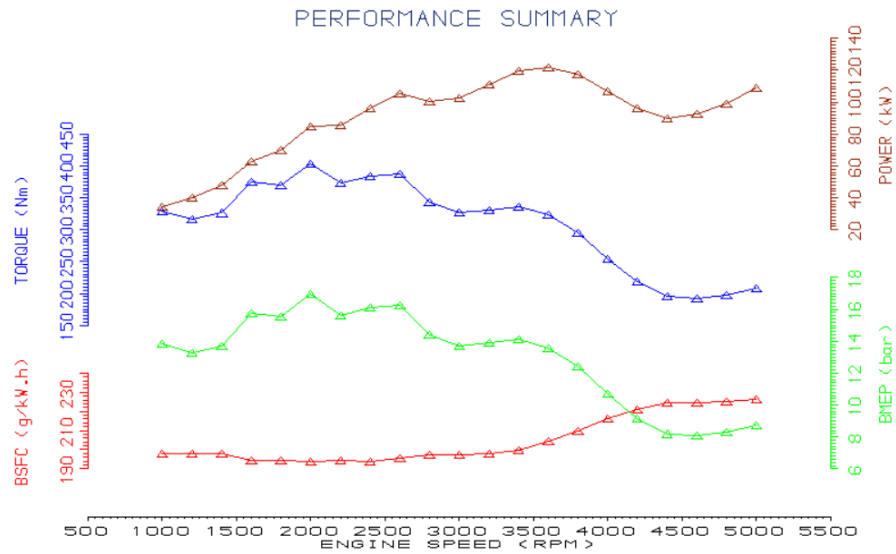


Slika 6.4.4 Početak simulacije

n [min^{-1}]	B [g/kWh]	p [bar]	M [Nm]	P [kW]
1000	198	13.8	329	34
1200	198	13.3	317	40
1400	198	13.7	326	48
1600	194	15.7	375	63
1800	194	15.5	370	70
2000	194	17	404	85
2200	194	15.6	372	86
2400	194	16.1	384	96
2600	196	16.3	388	106
2800	198	14.4	343	101
3000	197	13.7	327	103
3200	198	13.9	331	111
3400	200	14.1	336	120
3600	204	13.6	323	122
3800	210	12.4	296	118
4000	216	10.7	255	107
4200	221	9.2	218	96
4400	225	8.2	195	90
4600	225	8.1	192	93
4800	225	8.3	197	99
5000	226	8.7	208	109

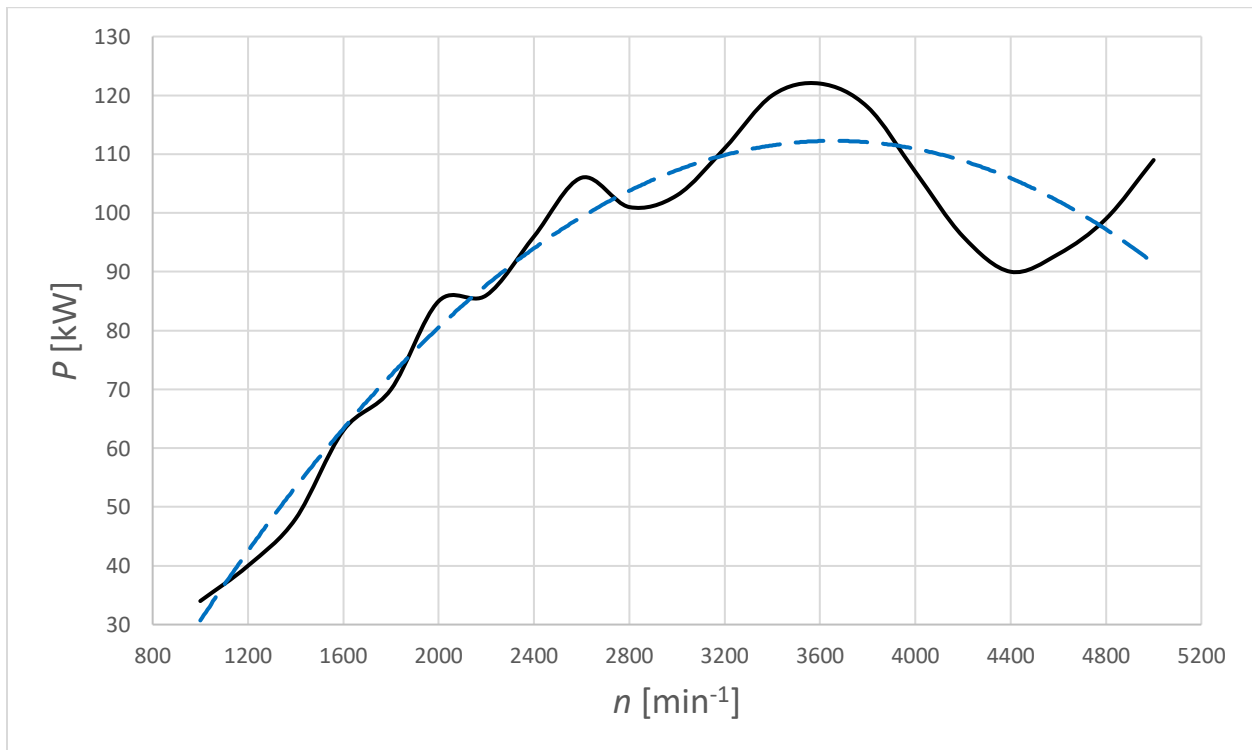
Tablica 6.4.1 Rezultati simulacije

U priloženoj tablici dani su rezultati simulacije zadanog motora u osnovnoj varijanti. Dani rezultati prikazuju specifičnu potrošnju goriva - B izraženu u g/kWh, srednji indicirani tlak u cilindru - p u bar, okretni moment - M u Nm i snagu - P u kW, a sve ove veličine su u ovisnosti o brzini vrtnje - n u min^{-1} . Korišteni korak za računanje je 200 min^{-1} .

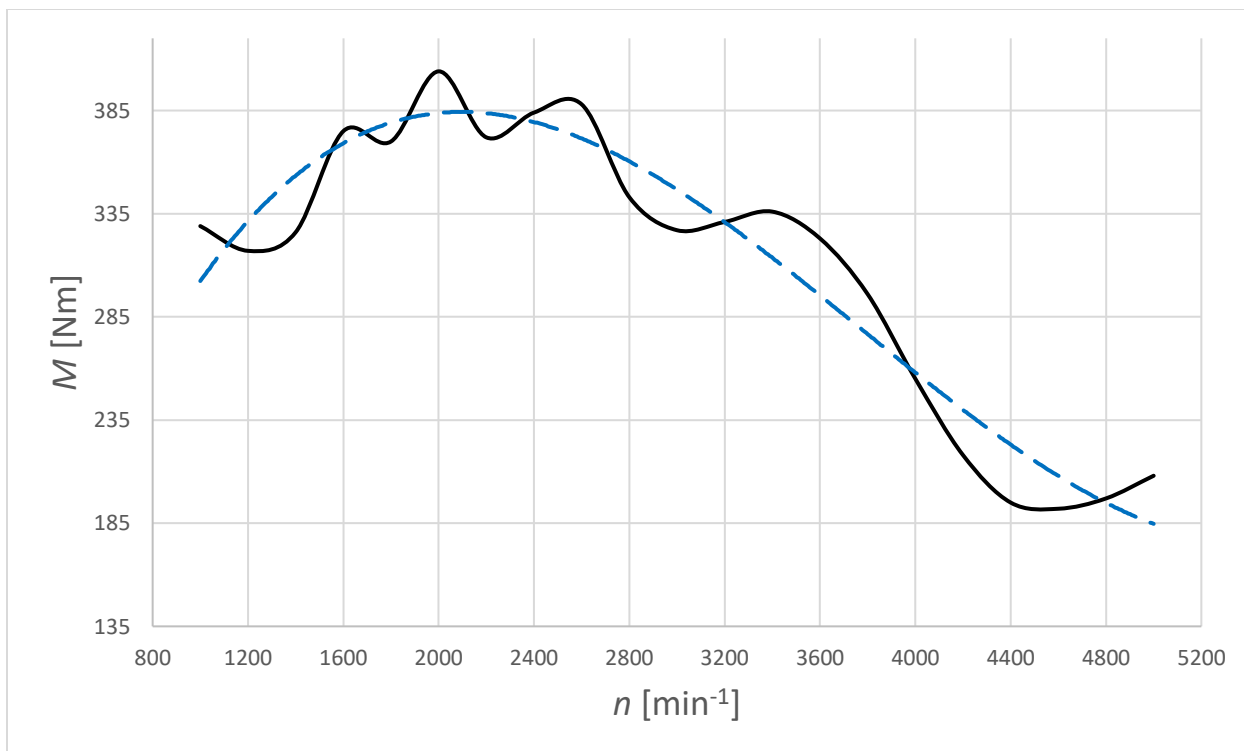


Slika 6.4.5 Osnovne značajke motora u ovisnosti o brzini vrtnje

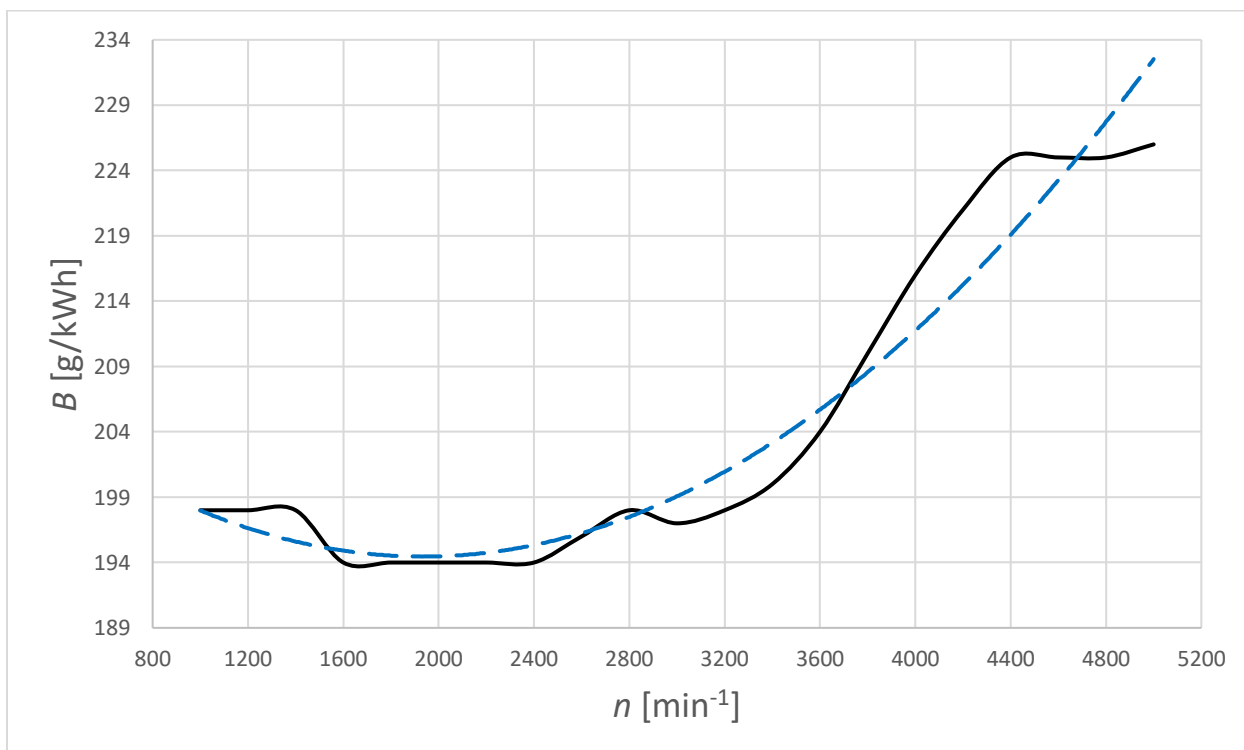
Osnovne značajke zadanog motora su prikazane na priloženoj slici (Slika 6.4.5). Izdvojit će se krivulje svaka posebno radi bolje preglednosti.



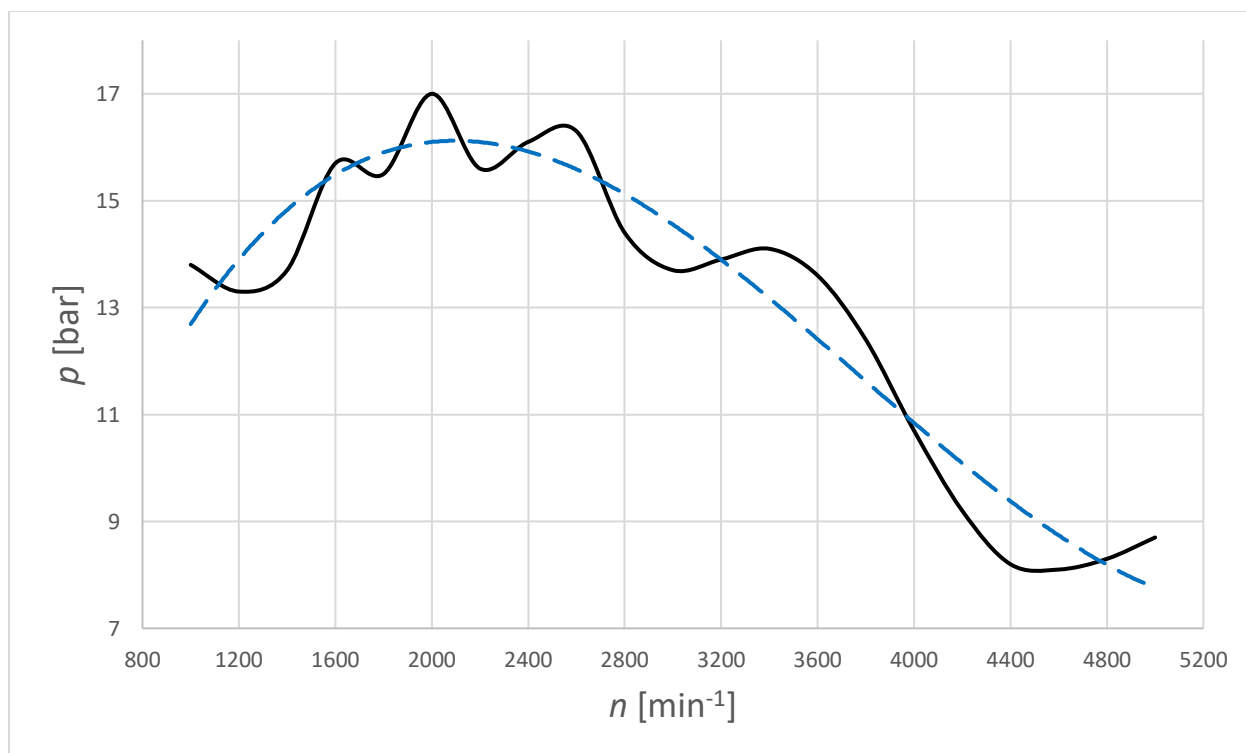
Slika 6.4.6 Snaga u ovisnosti o brzini vrtnje



Slika 6.4.7 Moment u ovisnosti o brzini vrtnje



Slika 6.4.8 Specifična potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje



Slika 6.4.9 Srednji indicirani tlak u cilindru u ovisnosti o brzini vrtnje

Prikazani grafovi pokazuju ovisnost osnovnih značajki motora o brzini vrtnje. Dalo bi se zaključiti na temelju priloženih rezultata da motor ima najveći okretni moment i najmanju potrošnju goriva u rasponu brzina vrtnje u kojima automobil obično i provodi najviše vremena, a to je između nekih $1000 - 3000 \text{ min}^{-1}$. Najveća snaga se postiže na većim brzinama vrtnje, ali se okretni moment smanjuje zbog sve lošijeg stupnja punjenja λ_{pu} , pa se da zaključiti da ako se poveća stupanj punjenja odnosno moment shodno tome povećat će se i snaga ($P = 2\pi n \cdot M$) pa je potrebno provjeriti može li se varijabilnim upravljanjem vremena otvaranja i zatvaranja ventila to i postići. Kako je svaki motor projektiran da bi optimalno radio na određenoj brzini vrtnje, slijedeći korak je provjeriti postižu li se optimalne karakteristike u širem području brzine vrtnje ako se primjeni tehnologija varijabilnog upravljanja vremena ventila.

Na grafovima koji prikazuju promjene osnovnih karakteristika motora u ovisnosti o brzini vrtnje može se uočiti da krivulje nisu sasvim glatke te se javljaju stanovite oscilacije s promjenom brzine vrtnje motora. S druge strane, prilikom provođenja eksperimentalnih mjerenja na kočnici motora ili mjerenja na valjcima direktno s kotača vozila, oscilacije izmjerenih vrijednosti su znatno manje. Razlog pojavi osciliranja rezultata leži u matematičkom modelu, koji prilikom provođenja

numeričke simulacije u obzir uzima i valne pojave u usisnim cijevima i usisnom kolektoru motora. Te valne pojave su posljedica periodičnog otvaranja ventila zbog kojeg nastaju udarni valovi koji se prostiru duž usisnih cijevi. Trenuci otvaranja i zatvaranja ventila motora u direktnoj su vezi s brzinom vrtnje motora, te kod pogodnih kombinacija duljina usisnih cijevi i brzine vrtnje motora dolazi do pojave rezonantnog prednabijanja. Posljedica te pojave su bolje punjenje cilindara motora radnim medijem i viši tlakovi u cilindrima motora, a zbog čega motor ostvaruje veći okretni moment i veću snagu pri određenim brzinama vrtnje.

Ovdje treba naglasiti da simulacijski model motora podrazumijeva ravne usisne cijevi, jednakih duljina, čistih unutarnjih stjenki bez nečistoća i neravnina, idealno podešene ventile, čist filter zraka itd. Kod realnog motora i eksperimentalnih mjerenja, nije moguće izvesti usisne cijevi jednakih duljina i bez zakrivljenosti, cijevi mogu imati različite hrapavosti unutarnjih površina, a zbog strujanja okolnog zraka usisne cijevi nemaju međusobno jednake temperature, što utječe na različite brzine prostiranja udarnih valova. Tu je i niz drugih „nesavršenosti“ kod realnog motora i kod same opreme za eksperimentalno ispitivanje zbog koji su izmjerene krivulje karakteristika motora glađe i s malim oscilacijama. Konačno, rezultate koji imaju glatke i ustaljene trendove lakše je analizirati i međusobno uspoređivati pa će u nastavku ovoga rada rezultati dobiveni numeričkim simulacijama biti usrednjeni i prikazani odgovarajućim krivuljama s minimalnim odstupanjem od izvornih vrijednosti.

6.5 Varijabilno upravljanje vremena otvaranja i zatvaranja usisnih ventila

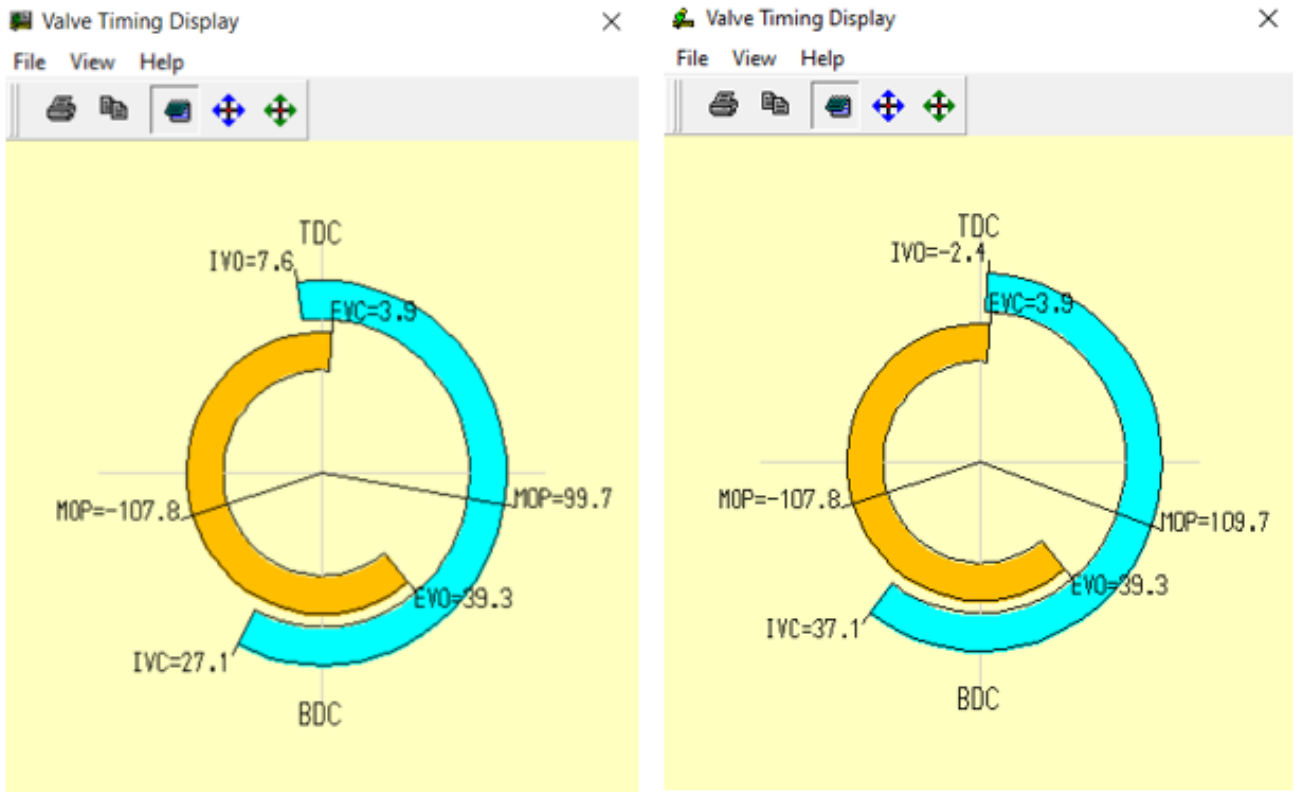
Korištenje ranijeg zatvaranja usisnih ventila koje se u literaturi naziva Millerovim procesom povećava učinkovitost motora i smanjuje emisije NO_x [12].

Ralph Miller je istraživao utjecaj kuta zatvaranja usisnog ventila na temperaturu na kraju kompresije u cilindru. Rano zatvaranje usisnog ventila dovodi do dodatnog hlađenja zraka u cilindru zbog ekspanzije. Tlak i temperatura na kraju kompresije niži su u usporedbi s procesom gdje se usisni ventil zatvara pod kasnijim kutom. Ova tehnologija skraćuje trajanje kompresije i produljuje ekspanziju, što rezultira smanjenjem NO_x emisije i smanjenjem specifične potrošnje goriva. Da bi se postigla jednaka snaga motora, motor mora biti opremljen turbopuhalom koji dovodi jednaku količinu zraka u cilindar te se vrlo često koristi dvostupanjsko prednabijanje s višim omjerima tlaka [12].

Rano zatvaranje usisnih ventila u Millerovom procesu (također poznato kao Millerovo vrijeme) učinkovita je mjera za smanjenje NO_x emisije i potrošnje goriva u motoru s unutarnjim izgaranjem. Ova se mjera može primijeniti na gotovo sve tipove motora. Njegovi pozitivni učinci istaknuti su upotrebom učinkovitog turbopunjača. U Millerovom procesu, proces prekomjerne ekspanzije u motoru postiže se skraćivanjem takta kompresije ranijim ili kasnijim zatvaranjem usisnog ventila u usporedbi s uobičajenim upravljanjem ventila [12].

Millerov proces bio je namijenjen smanjenju potrošnje goriva, ali se njegov koncept sada koristi i za smanjenje emisije NO_x . Prerano ili prekasno zatvaranje usisnog ventila s nepromijenjenim tlakom u usisnom razvodniku rezultira lošim punjenjem cilindra što znači da su tlak i temperatura niži na kraju kompresijskog takta. Stoga su temperatura i tlak u visokotlačnom dijelu procesa također niži. Formiranje NO_x emisija je eksponencijalno povezano s temperaturom, čak i mali pad temperature uzrokuje značajno smanjenje formiranja NO_x . Također je smanjena mogućnost detonacijskog izgaranja [12].

Za potrebe ovog ispitivanja obaviti će se promjena kutova zatvaranja usisnog ventila, a pošto se radi o varijabilnom upravljanju vremena otvaranja i zatvaranja ventila, ne može se mijenjati trajanje otvorenosti ventila, već samo trenutak otvaranja/zatvaranja stoga kada se promijeni kut zatvaranja shodno njemu se mijenja i kut otvaranja kako bi vrijeme otvorenosti ostalo isto.



Slika 6.5.1 Kutovi otvaranja i zatvaranja usisnog ventila

Na priloženoj slici (Slika 6.5.1) prikazana je usporedba kutova otvaranja i zatvaranja usisnih ventila u osnovnoj varijanti motora i u varijanti kada se pomakne kut zatvaranja usisnog ventila za dodatnih 10° u odnosu na osnovni kut zatvaranja. Tako se ukupno dobije kut zatvaranja usisnog ventila od 37.1° u odnosu na donju mrtvu točku. Sukladno njemu se pomaknuo i kut otvaranja usisnog ventila za dodatnih 10° i tako se dobio kut od -2.4° u odnosu na gornju mrtvu točku. U stupnjevima koljenastog vratila $^\circ\text{KV}$ to bi odgovaralo $362,4^\circ\text{KV}$ za početak otvaranja i $577,1^\circ\text{KV}$ za točku u kojoj je usisni ventil zatvoren. U nastavku će biti korišteno označavanje kutova kako je prikazano na priloženoj slici (Slika 6.5.1) jer je u ovom slučaju to intuitivnije i jednostavnije za shvaćanje.

Kutovi usisnih ventila ispitivani su u razmacima od $\pm 10^\circ$ u odnosu na osnovnu varijantu motora, ali će radi preglednosti i boljeg razumijevanja dobivenih rezultata biti prikazani kutovi u razmaku od $\pm 20^\circ$ na koje će biti dodatni još $\pm 10^\circ$ kutovi. Dakle, kutovi zatvaranja usisnog ventila pri kojima će biti dana analiza rezultata su slijedeći: $-2,9^\circ$, $7,1^\circ$, $27,1^\circ$, $47,1^\circ$, $57,1^\circ$.

P [kW]					
n [min⁻¹]	57,1°	47,1°	27,1°	7,1°	-2,9°
1000	32	33	34	33	31
1200	35	38	40	37	34
1400	41	44	48	46	51
1600	52	56	63	59	63
1800	63	67	70	67	65
2000	79	82	85	78	72
2200	84	86	86	77	62
2400	93	95	96	88	74
2600	107	108	106	97	83
2800	109	109	101	91	79
3000	111	111	103	92	81
3200	116	118	111	99	87
3400	121	125	120	105	97
3600	126	129	122	108	98
3800	124	126	118	102	93
4000	116	117	107	89	80
4200	104	105	96	76	71
4400	96	97	90	69	67
4600	92	95	93	70	75
4800	94	98	99	76	84
5000	102	107	109	87	96

Tablica 6.5 1 Rezultati snage za različite kutove zatvaranja usisnog ventila

U priloženoj tablici (Tablica 6.5.1) dani su rezultati simulacije za snagu u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja usisnog ventila u odnosu na DMT.

M [Nm]					
n [min⁻¹]	57,1°	47,1°	27,1°	7,1°	-2,9°
1000	301	314	329	314	294
1200	281	303	317	294	273
1400	277	303	326	312	349
1600	308	337	375	350	377
1800	336	355	370	358	346
2000	375	393	404	371	345
2200	363	372	372	332	270
2400	371	376	384	349	294
2600	393	395	388	355	305
2800	372	373	343	312	270
3000	353	355	327	293	257
3200	345	353	331	295	260
3400	339	350	336	296	271
3600	333	342	323	285	261
3800	312	317	296	256	233
4000	278	279	255	213	192
4200	238	238	218	173	162
4400	207	209	195	150	146
4600	191	196	192	145	156
4800	188	195	197	152	168
5000	195	204	208	166	183

Tablica 6.5.2 Rezultati momenta za različite kutove zatvaranja usisnog ventila

U priloženoj tablici (Tablica 6.5.2) dani su rezultati simulacije za okretni moment u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja usisnog ventila u odnosu na DMT.

B [g/kWh]					
n [min⁻¹]	57,1°	47,1°	27,1°	7,1°	-2,9°
1000	201	199	198	202	203
1200	201	201	198	202	201
1400	205	201	198	200	198
1600	214	197	194	199	195
1800	198	195	194	199	197
2000	197	195	194	200	198
2200	195	194	194	201	204
2400	195	194	194	200	202
2600	196	195	196	201	202
2800	198	197	198	202	205
3000	199	197	197	202	206
3200	200	198	198	202	204
3400	203	201	200	204	204
3600	206	204	204	208	209
3800	210	209	210	215	217
4000	215	214	216	224	227
4200	221	219	221	235	237
4400	226	224	225	242	245
4600	230	227	225	243	240
4800	233	229	225	243	235
5000	234	230	226	242	232

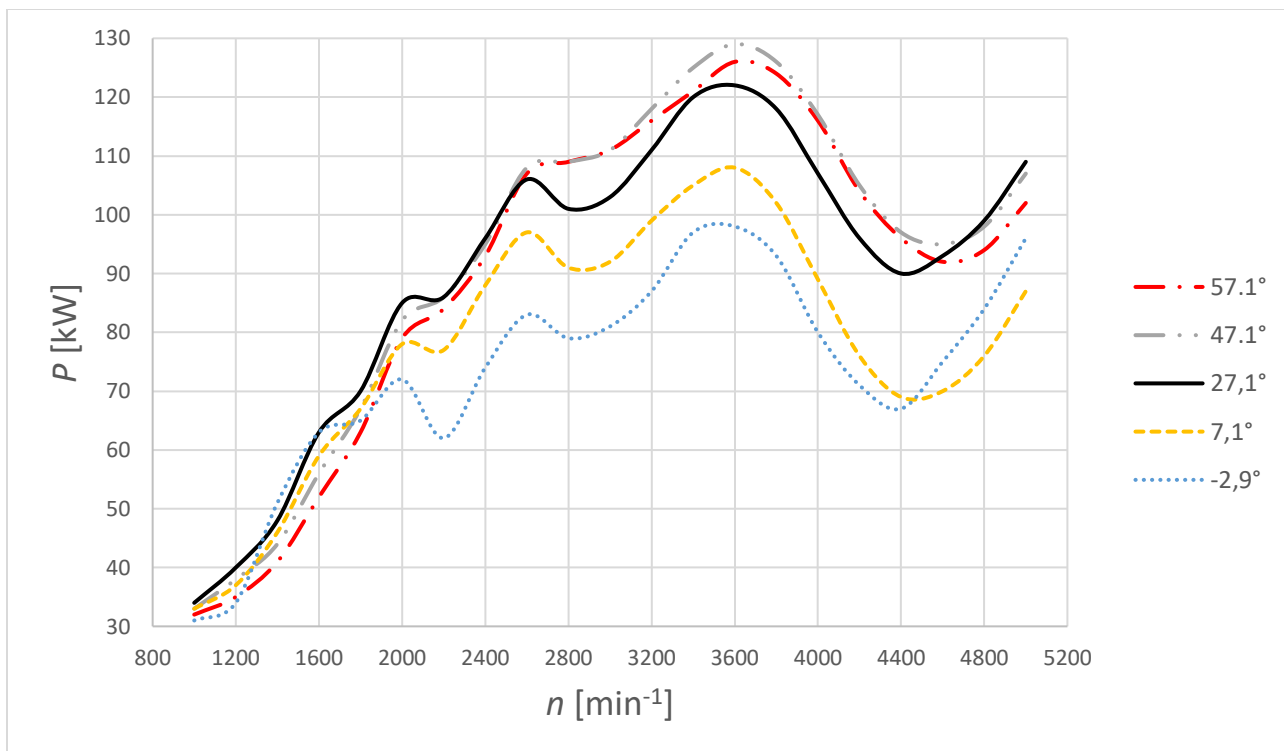
Tablica 6.5.3 Rezultati specifične potrošnje goriva za različite kutove zatvaranja usisnog ventila

U priloženoj tablici (Tablica 6.5.3) dani su rezultati simulacije za specifičnu potrošnju goriva u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja usisnog ventila u odnosu na DMT.

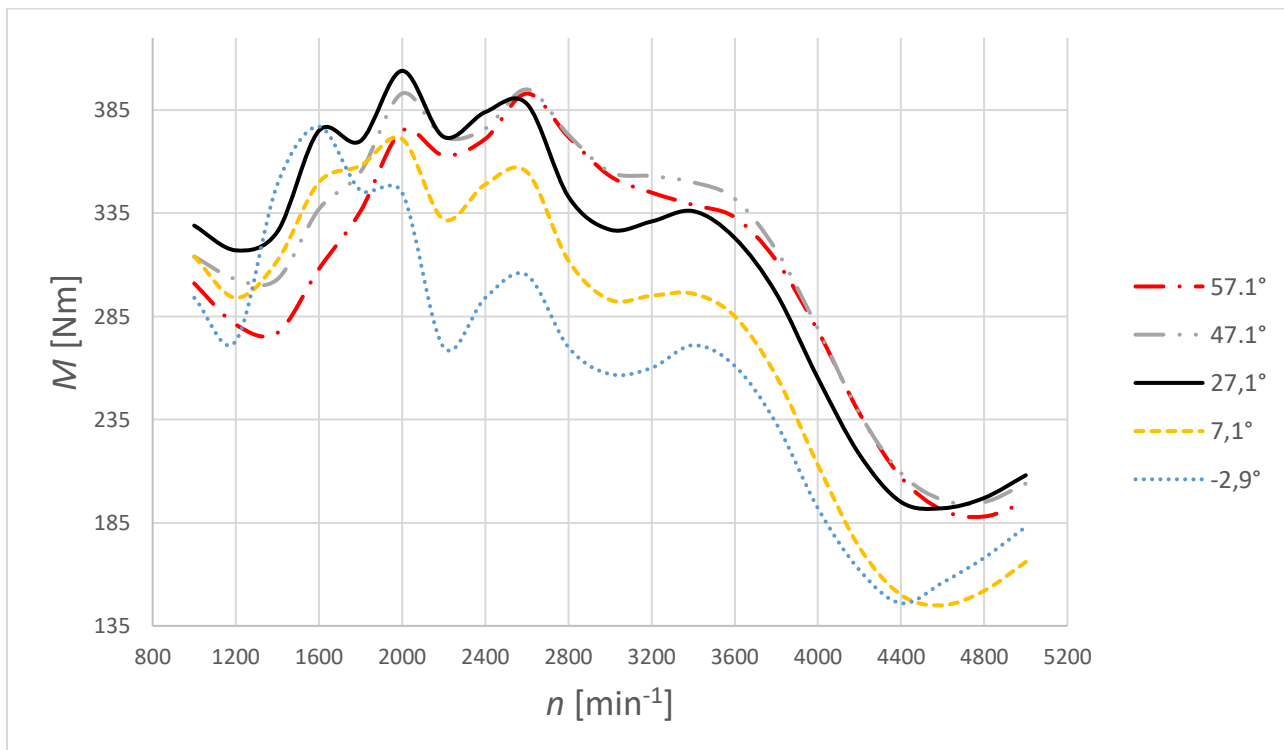
p [bar]					
n [min⁻¹]	57,1°	47,1°	27,1°	7,1°	-2,9°
1000	12.6	13.2	13.8	13.2	12.3
1200	11.8	12.7	13.3	12.3	11.5
1400	11.6	12.7	13.7	13.1	14.7
1600	12.9	14.1	15.7	14.7	15.8
1800	14.1	14.9	15.5	15	14.5
2000	15.8	16.5	17	15.6	14.5
2200	15.3	15.6	15.6	13.9	11.4
2400	15.6	15.8	16.1	14.7	12.3
2600	16.5	16.6	16.3	14.9	12.8
2800	15.6	15.7	14.4	13.1	11.3
3000	14.8	14.9	13.7	12.3	10.8
3200	14.5	14.8	13.9	12.4	10.9
3400	14.2	14.7	14.1	12.4	11.4
3600	14	14.3	13.6	12	11
3800	13.1	13.3	12.4	10.7	9.8
4000	11.7	11.7	10.7	8.9	8.1
4200	10	10	9.2	7.3	6.8
4400	8.7	8.8	8.2	6.3	6.1
4600	8	8.2	8.1	6.1	6.5
4800	7.9	8.2	8.3	6.4	7
5000	8.2	8.6	8.7	7	7.7

Tablica 6.5.4 Rezultati srednjeg indiciranog tlaka za različite kutove zatvaranja usisnog ventila

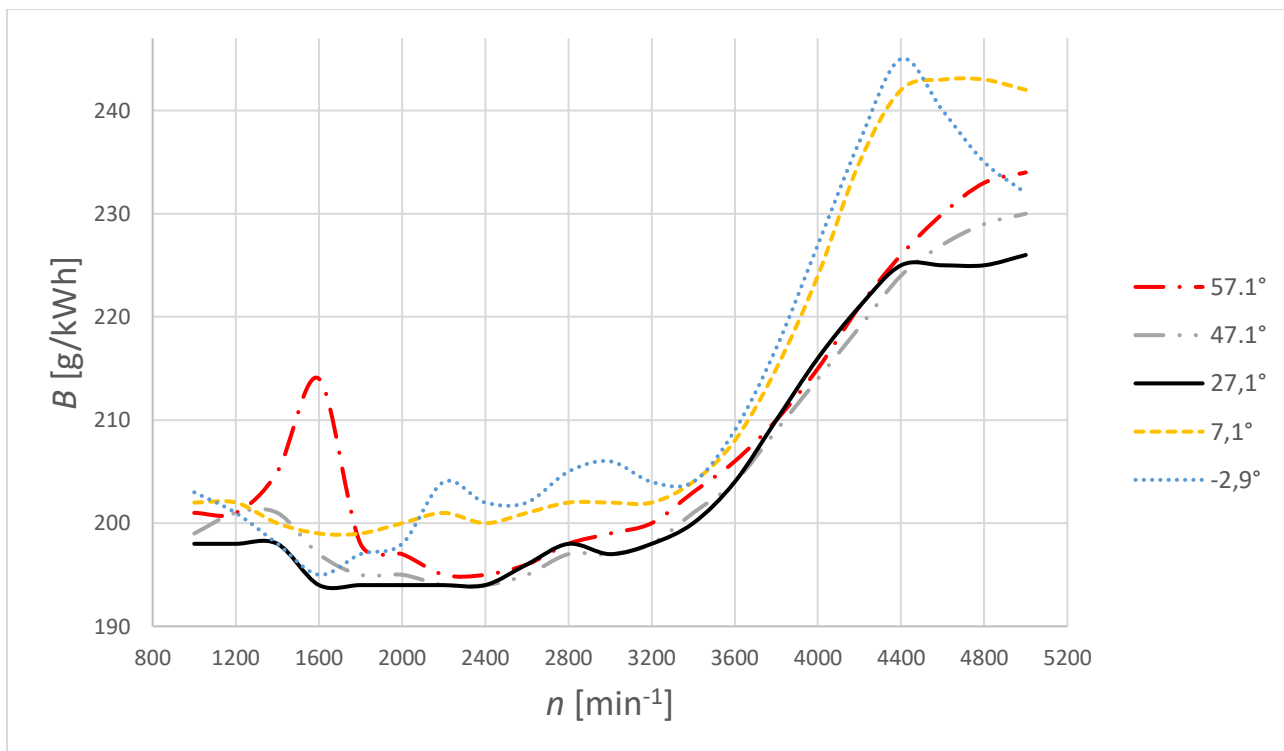
U priloženoj tablici (Tablica 6.5.3) dani su rezultati simulacije za srednji indicirani tlak u cilindru u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja usisnog ventila u odnosu na DMT.



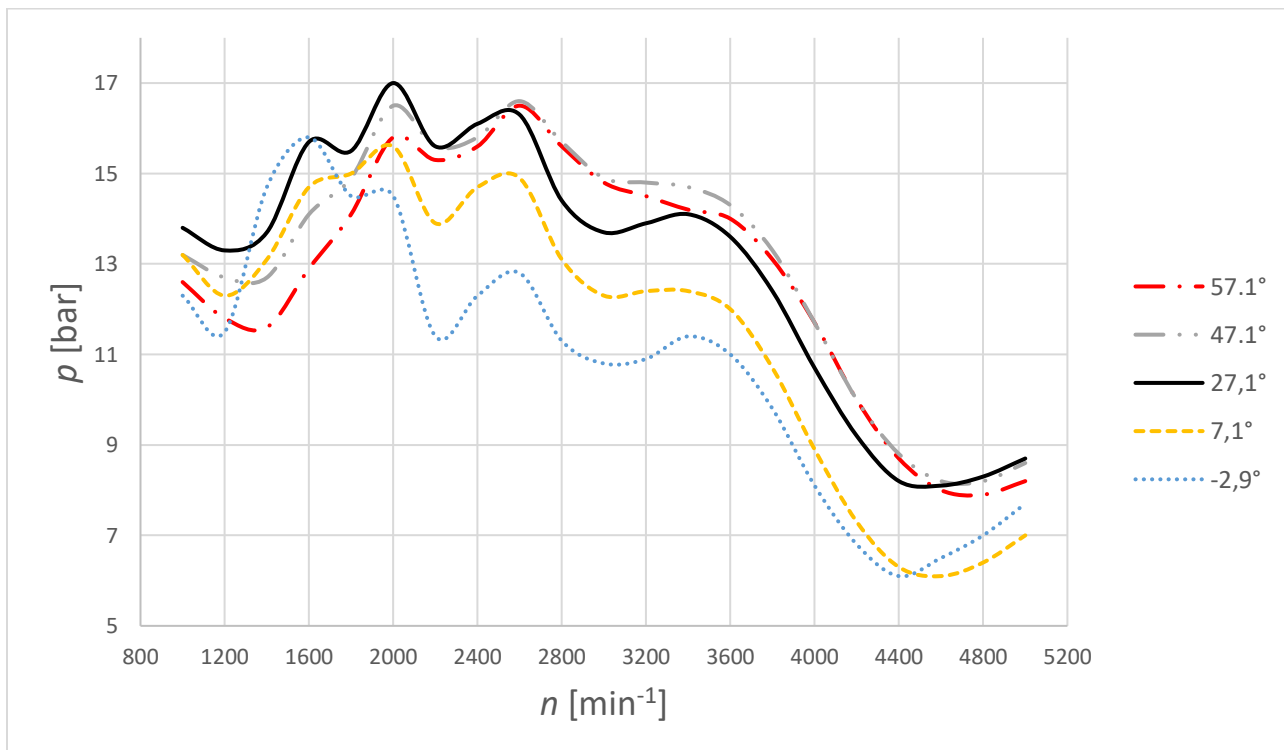
Slika 6.5.2 Snaga u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova zatvaranja usisnog ventila



Slika 6.5.3 Moment u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova zatvaranja usisnog ventila



Slika 6.5.4 Spec. potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja u.v.

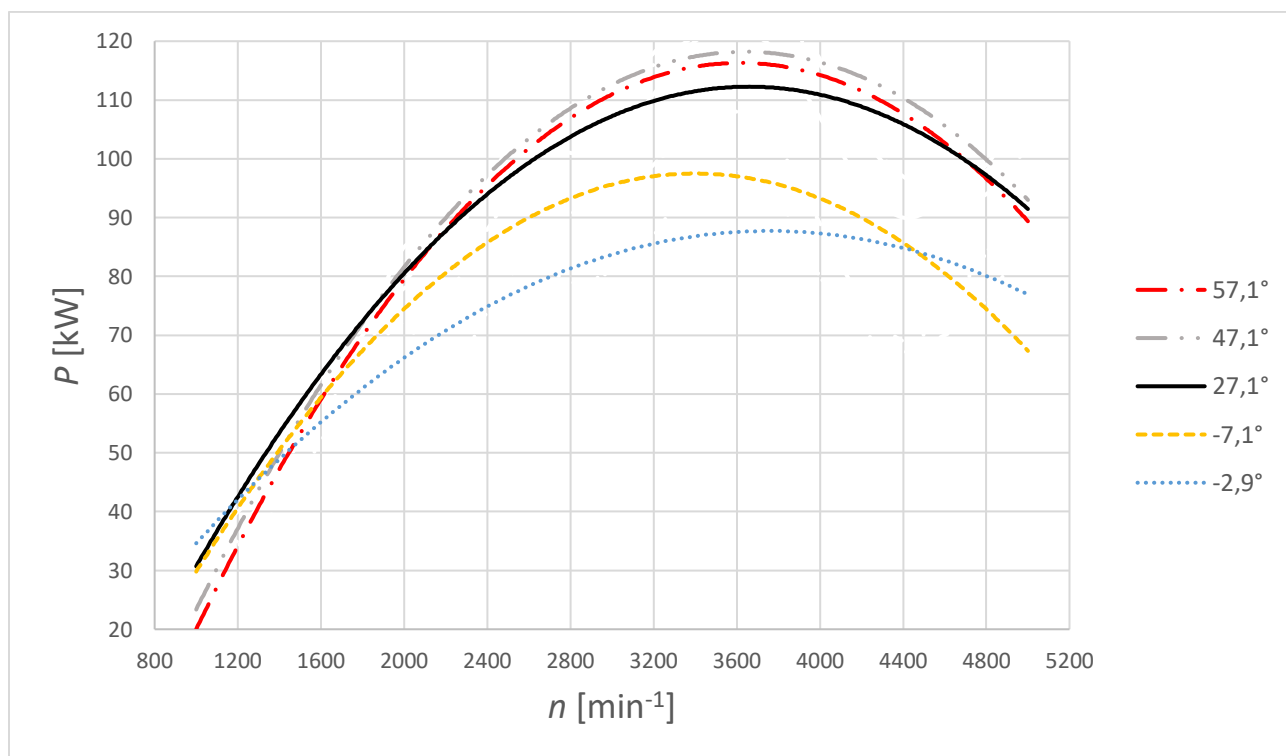


Slika 6.5.5 Srednji indicirani tlak u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja u.v.

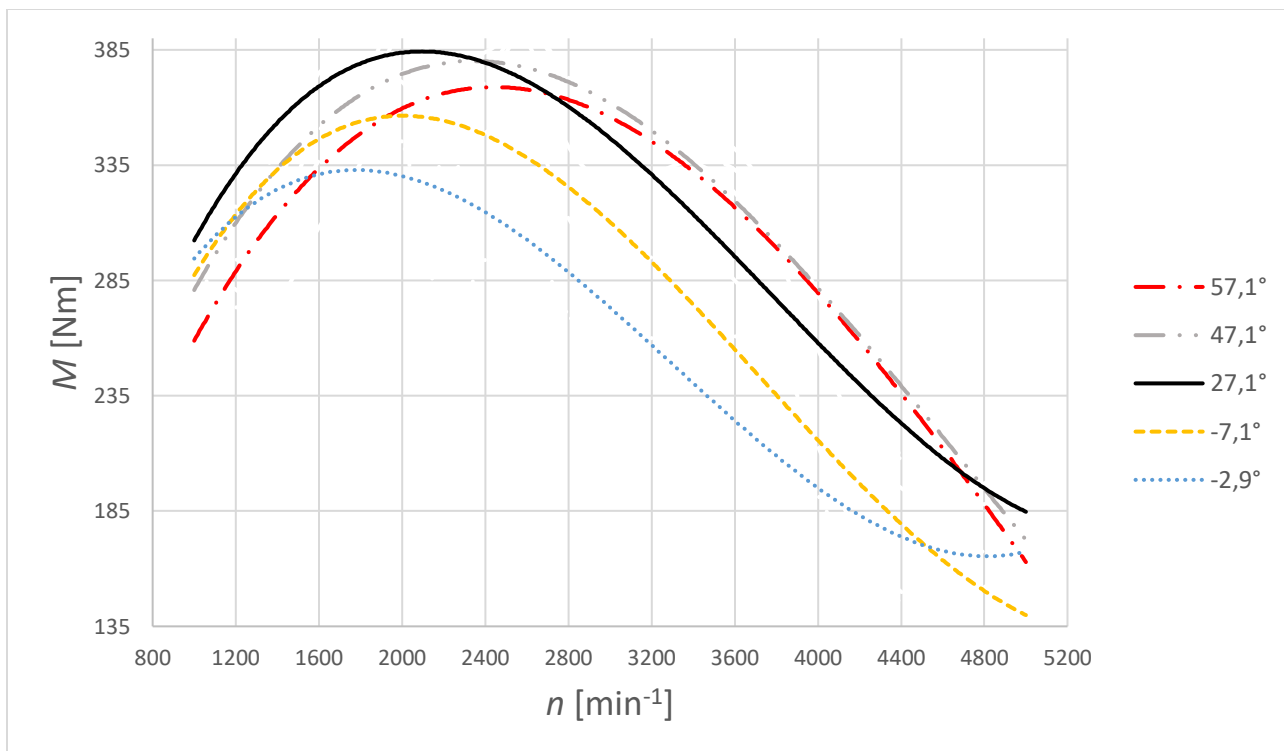
Na prethodnim slikama priloženi su rezultati simulacija zadanog šesterocilindričnog motora s atmosferskim usisom, stapajnog volumena $V_s = 2993 \text{ cm}^3$, kod različitih kutova zatvaranja usisnog ventila. Ne temelju ovih rezultata može se zaključiti da je varijabilnim upravljanjem vremena usisnih ventila moguće postići bolje karakteristike motora, kod maksimalnog opterećenja, za širi raspon brzine vrtnje u odnosu na osnovnu izvedbu motora, s fiksnim vremenom otvaranja/zatvaranja ventila. Iz dijagrama koji pokazuje promjenu snage u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja usisnih ventila (Slika 6.5.2), jasno je vidljivo ako se prate krivulje koje će za zadanu brzinu vrtnje dati najviše snage, odnosno kada bi se sve krivulje iz dijagrama zamijenile s jednom krivuljom koja bi davala najveću moguću snagu, ta krivulja bi se postigla jedino kod različitih kutova zatvaranja ventila. Dakle, u rasponu od nekih $1000 - 2600 \text{ min}^{-1}$ vidljivo je na slici (Slika 6.5.2) da se najveća snaga postiže za kut zatvaranja ventila od $27,1^\circ$ u odnosu na DMT. Svi ostali kutovi zatvaranja su lošiji od kuta $27,1^\circ$, osim kuta $-2,9^\circ$ koji u rasponu od oko $1400 - 1600 \text{ min}^{-1}$ postiže čak nešto malo bolje rezultate, ali osim što postoji mogućnost greške zbog nedovoljno malog koraka, upitno je bi li uopće bilo praktično prebacivati fazu bregastog vratila za tako mali raspon brzine vrtnje i bi li to, ako je uopće izvedivo, bilo korisno primijeniti. Za raspon brzine vrtnje od oko $2600 - 4600 \text{ min}^{-1}$ jasno je vidljivo da je potrebno promijeniti kut na $47,1^\circ$ kako bi postigli veću snagu u tom rasponu brzine vrtnje za čije povećanje je zaslužan bolji stupanj punjenja λ_{pu} . I konačno za raspon brzine vrtnje od oko $4600 - 5000 \text{ min}^{-1}$ najbolje rezultate ponovno daje kut od $27,1^\circ$ stoga je potrebno fazno pomaknuti bregasto vratilo na taj kut zatvaranja ventila. Slična logika se može primijeniti i na analizu momenta pošto je vidljivo da u rasponu brzine vrtnje od oko $1000 - 2600 \text{ min}^{-1}$ također je najpovoljniji kut od $27,1^\circ$ u odnosu na DMT, a za brzine vrtnje od oko $2600 - 4600 \text{ min}^{-1}$, također je jasno vidljivo da se najveći moment postiže za kut zatvaranja usisnog ventila od $47,1^\circ$ u odnosu na DMT. Ista pojava za kut od $-2,9^\circ$ u odnosu na DMT se događa i kod momenta kao i kod snage, a isto objašnjenje vrijedi i ovdje. Slični rasponi brzine vrtnje i slični kutovi vrijede i za specifičnu potrošnju goriva sa nekim minimalnim odstupanjima koja također mogu biti greška zbog nedovoljno malog koraka. Kod specifične potrošnje goriva može se već kod oko 2200 min^{-1} prebaciti na kut od $47,1^\circ$ jer se postižu isti rezultati kao i za kut $27,1^\circ$, ali svakako je isplativije čekati do 2600 min^{-1} i iskoristiti više snage i momenta koje pruža kut od $27,1^\circ$ uz istu potrošnju goriva. Kod oko 2400 min^{-1} kut od $27,1^\circ$ prestaje biti najpovoljniji za potrošnju goriva i najpovoljniji postaje kut od $47,1^\circ$ u odnosu na DMT, uz blagi porast potrošnje kod oko 3300

min^{-1} . No, nakon tog blagog porasta nastavlja u istom trendu najpovoljnijeg kuta i prestaje to biti na oko 4400 min^{-1} . Stoga što se tiče potrošnje goriva, bilo bi pametnije prebaciti na kut $47,1^\circ$ već kod 2400 min^{-1} , iako taj kut zatvaranja nije još uvijek postao najpovoljniji za snagu i moment, i prebaciti na kut $27,1^\circ$ na 4400 min^{-1} , ako je cilj maksimalna ušteda goriva na račun nešto malo manje snage i momenta. Slično promjeni momenta se odvija i promjena srednjeg indiciranog tlaka u cilindru pa analogno tome zaključuje se da će kut od $27,1^\circ$ biti povoljniji u rasponu od $1000 - 2600 \text{ min}^{-1}$ i $4600 - 5000 \text{ min}^{-1}$, a kut od $47,1^\circ$ za brzinu vrtnje u rasponu od oko $2600 - 4400 \text{ min}^{-1}$.

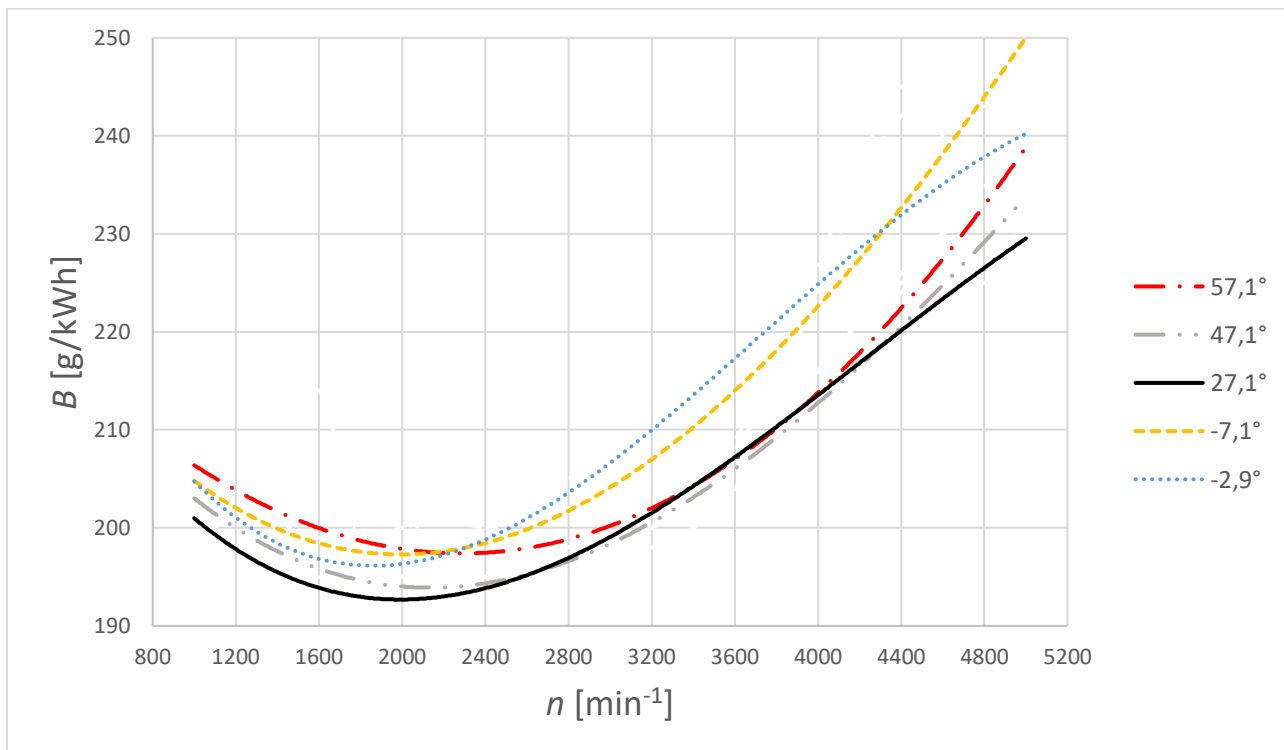
Na slijedećim slikama prikazane su glatke krivulje, odnosno usrednjene vrijednosti rezultata numeričkih simulacija s minimalnim odstupanjem od izvornih rezultata zbog razloga opisanih na kraju poglavlja 6.4.



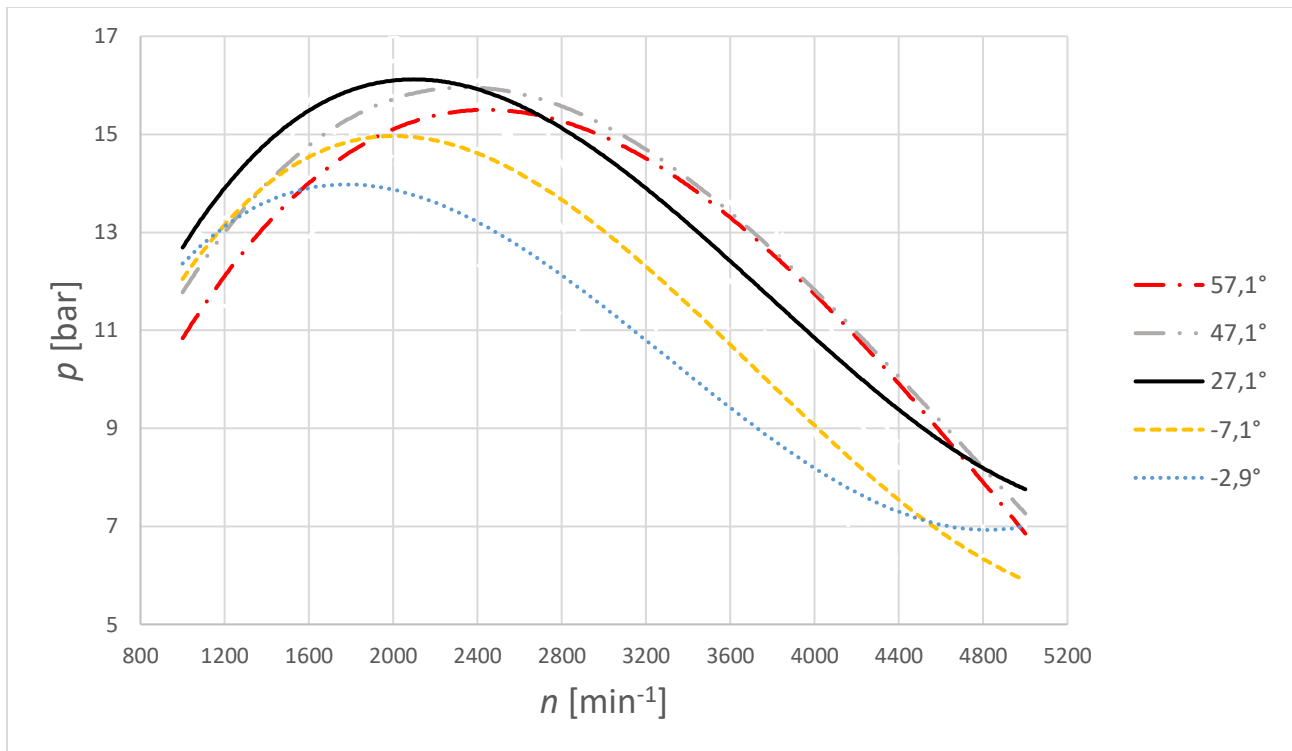
Slika 6.5.6 Snaga u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova zatvaranja usisnog ventila



Slika 6.5.7 Moment u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova zatvaranja usisnog ventila



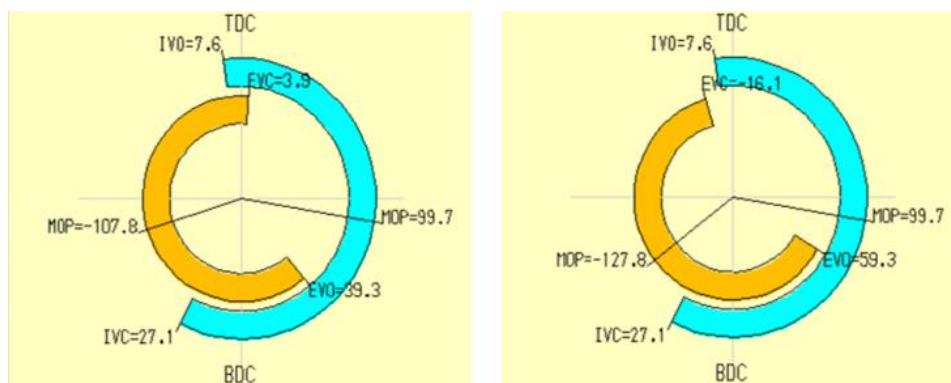
Slika 6.5.8 Spec. potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja u.v.



Slika 6.5.9 Srednji indicirani tlak u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja u.v.

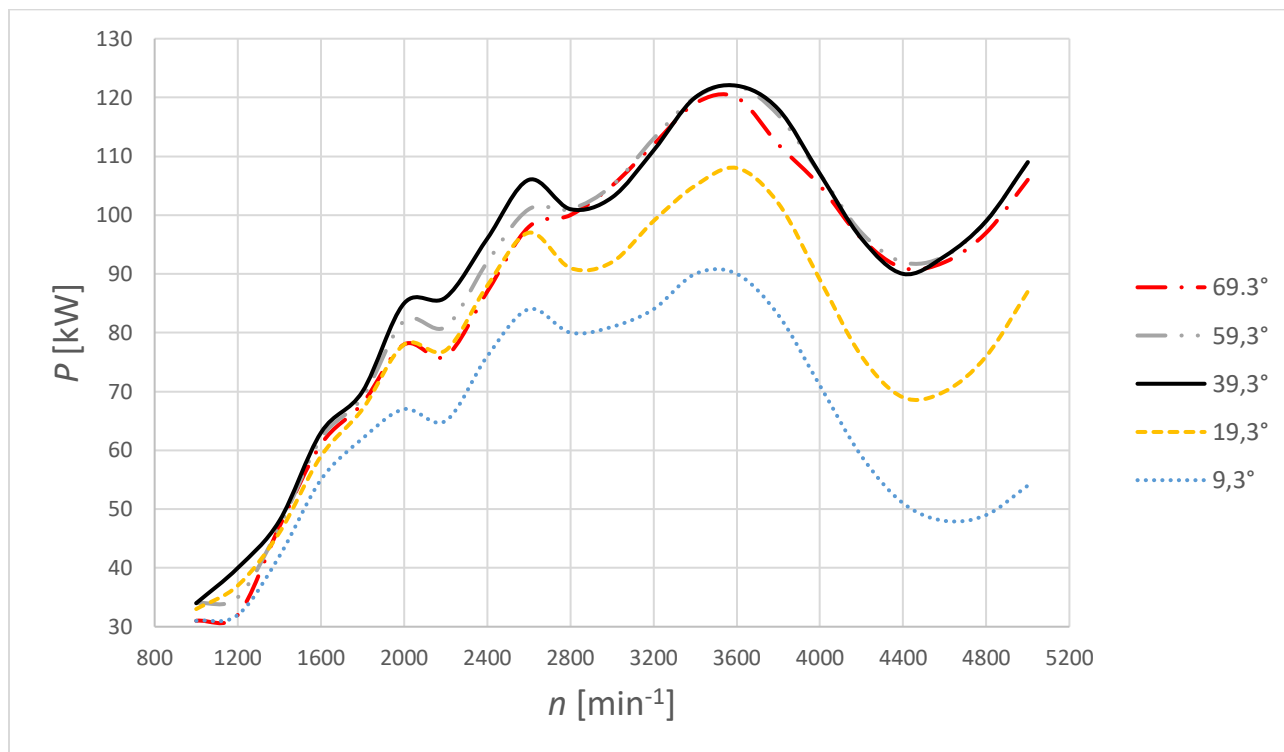
6.6 Varijabilno upravljanje vremena otvaranja i zatvaranja ispušnih ventila

U ovom poglavlju cilj je ispitati kako različiti kutovi otvaranja ispušnih ventila utječu na osnovne značajke motora. Istom logikom kao i kod promjene kutova zatvaranja usisnih ventila, vodimo se i za promjenu kutova otvaranja ispušnih ventila.



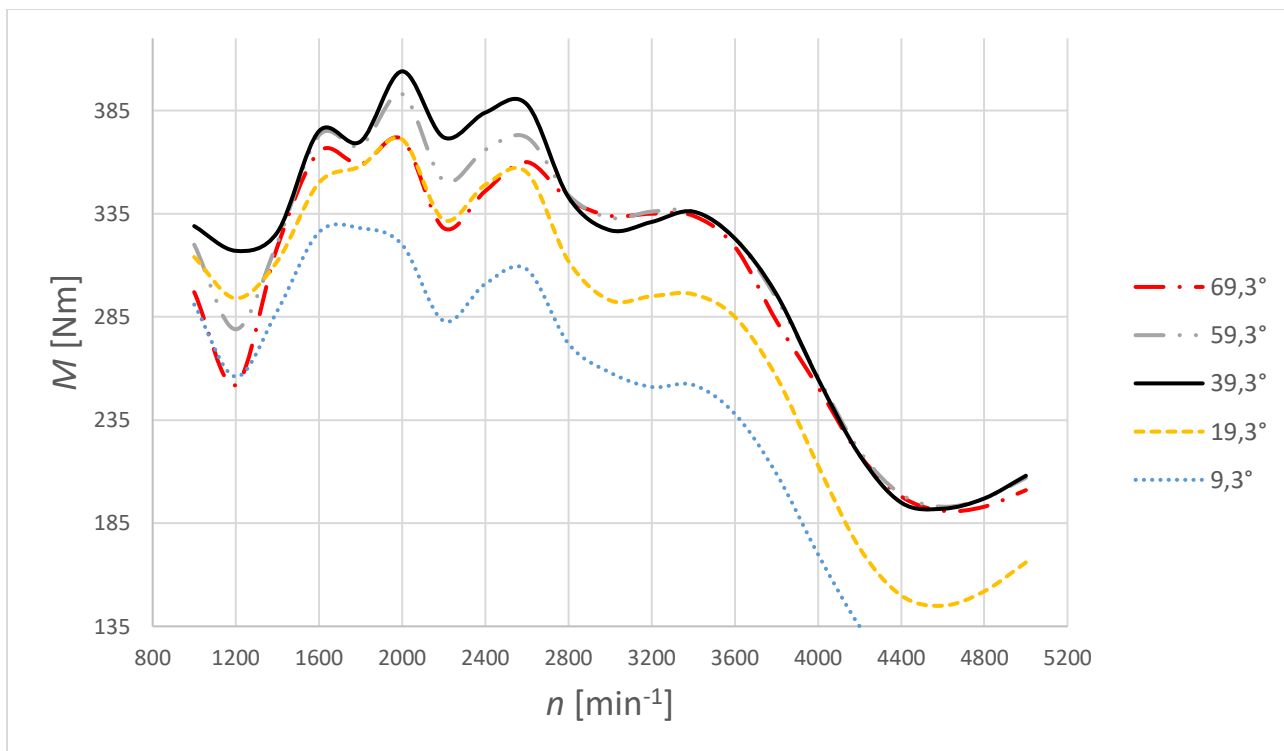
Slika 6.6.1 Usporedba kutova otvaranja ispušnih ventila

Na priloženoj slici (Slika 6.6.1) prikazana je usporedba kutova otvaranja ispušnog ventila u osnovnoj varijanti motora i u izvedbi sa dodatnih 20° u odnosu na osnovnu varijantu. Dakle, kod osnovne varijante motora ispušni ventili otvaraju se 39,3° u odnosu na donju mrtvu točku, a u izvedbi sa dodatnih 20°, otvaraju se kod ukupno 59,3° u odnosu na donju mrtvu točku.

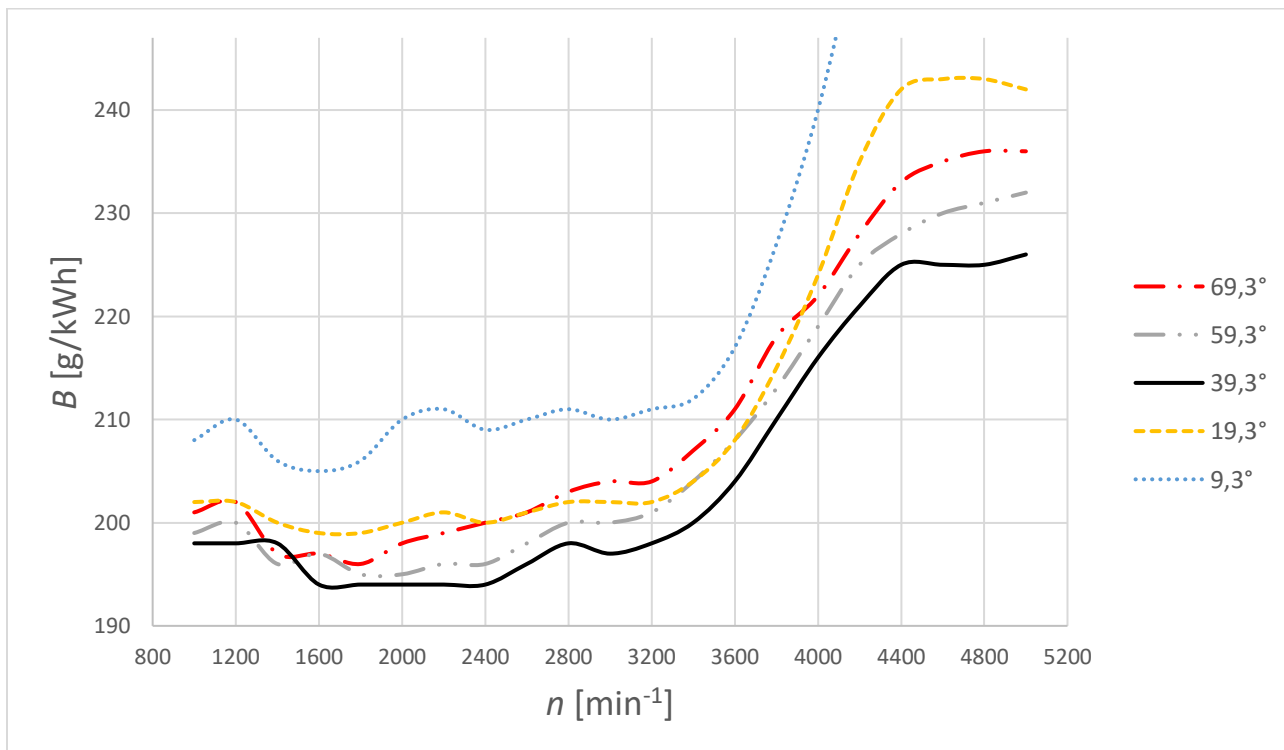


Slika 6.6.2 Snaga u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja ispušnog ventila

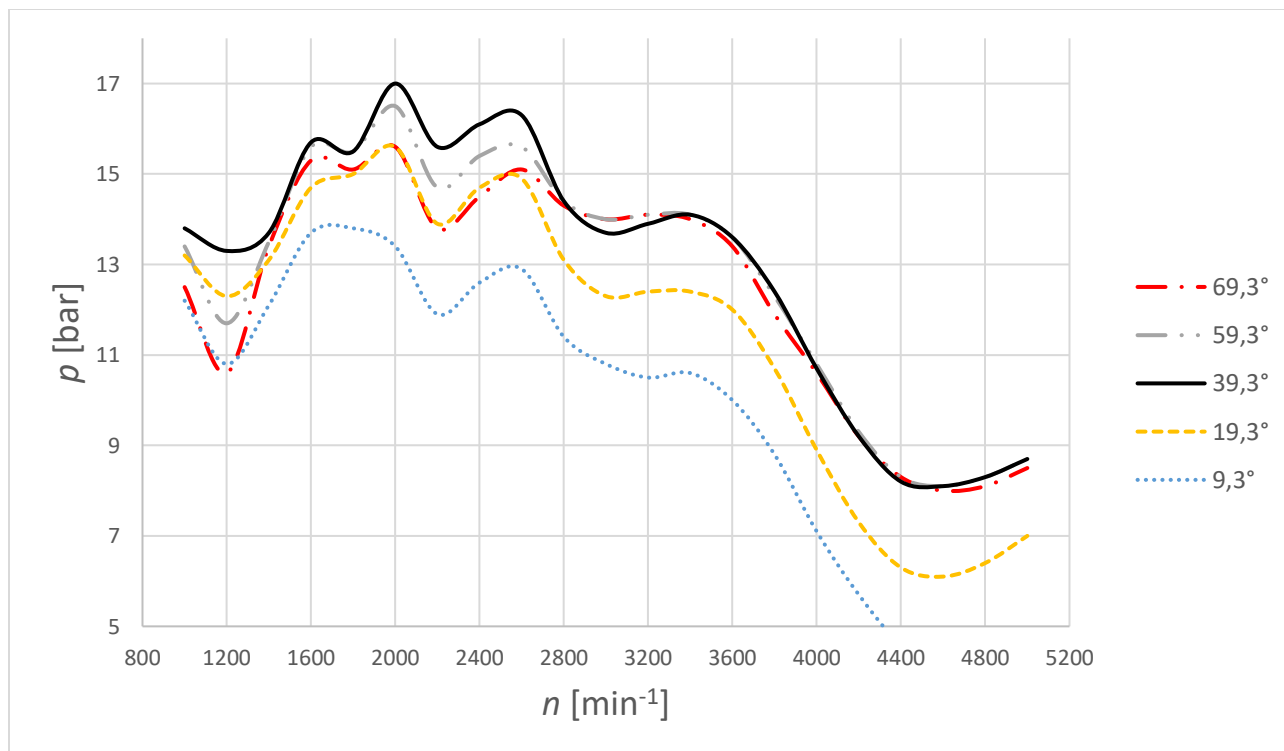
Na priloženoj slici (Slika 6.6.2) prikazana je ovisnost snage o brzini vrtnje za različite kutove otvaranja ispušnih ventila. Iz priložene slike možemo zaključiti da se u području između oko 2800 – 3400 min⁻¹ i 4100 – 4600 min⁻¹ ostvaruje blagi porast snage za kut otvaranja 59,3° umjesto 39,3° koji je optimalan za sve ostale brzine vrtnje. Iz ovih rezultata bi se dalo naslutiti da bi možda bila dobra opcija kombinirati pomicanje trenutka otvaranja ispušnih ventila sa pomicanjem trenutka zatvaranja usisnih ventila, ali potrebno je još provjeriti i ostale karakteristike i procijeniti ima li smisla ispitati kombinaciju.



Slika 6.6.3 Moment u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja ispušnog ventila



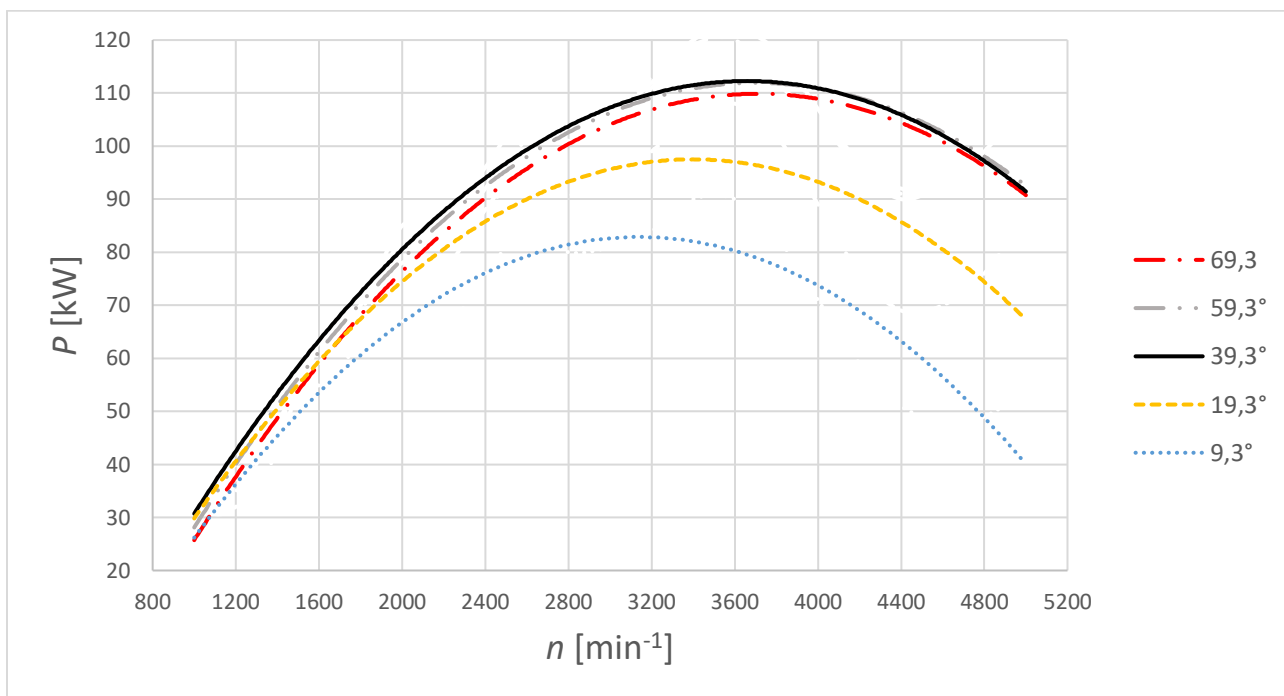
Slika 6.6.4 Spec. Potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja i.v.



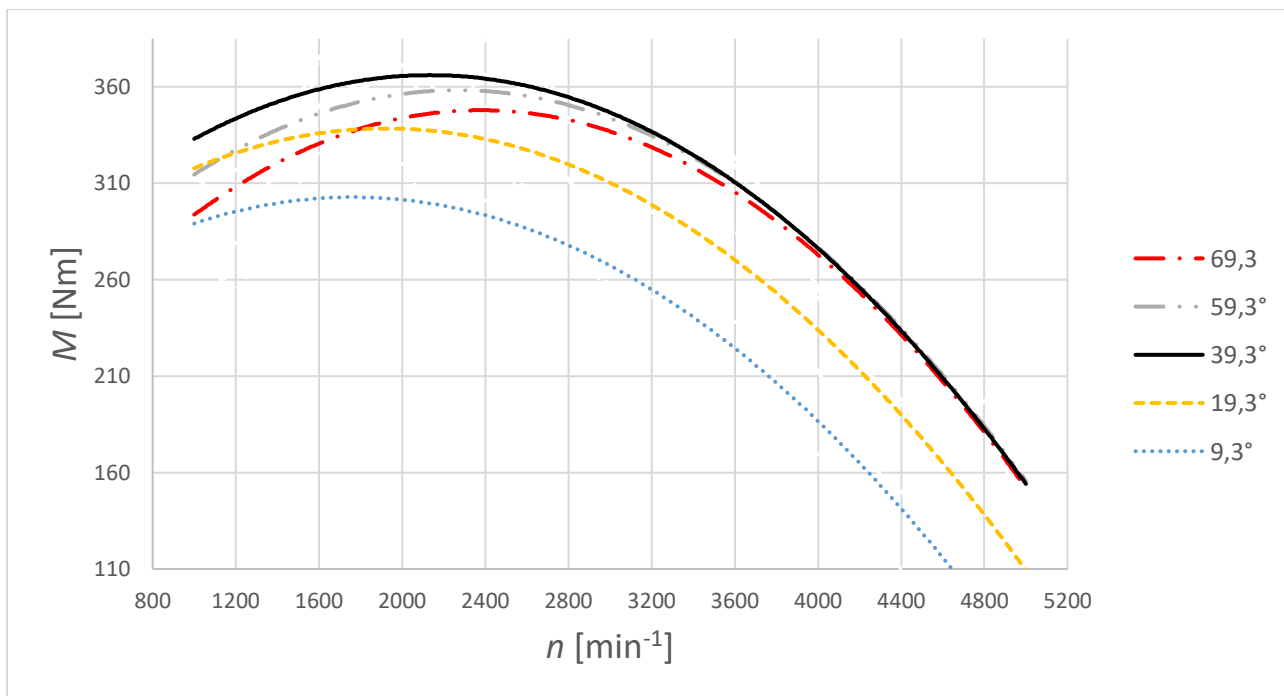
Slika 6.6.5 Srednji efektivni tlak u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja i.v.

Na slici (Slika 6.6.3) prikazana je ovisnost okretnog momenta o brzini vrtnje za različite kutove otvaranja ispušnog ventila i na temelju slike da se lako zaključiti da u približno istom rasponu, gdje imamo i povećanje snage, imamo i blago povećanje momenta. Na slici koja prikazuje ovisnost specifične potrošnje goriva o brzini vrtnje vidljivo je da za sve kutove različite od 39,3° u odnosu na DMT, imamo značajno povećanje potrošnje goriva za cijeli raspon brzine vrtnje osim između nekih 1300 – 1500 min⁻¹, gdje kut od 59,3° ostvaruje blagu uštedu goriva. Za kut s kojim ostvarujemo uštedu, u tom području blage uštede goriva imamo nešto manji moment i snagu koji se skoro izjednačuju sa vrijednostima snage i momenta kod optimalnog kuta otvaranja. Ukoliko ovaj raspon od nekih 200 min⁻¹ nije greška zbog nedovoljno malog koraka računanja i ako bi praktično imalo smisla, ovo je također opcija koja bi se mogla razmotriti za primjenu, iako, jasno da je daleko lošija od varijante s promjenom vremena zatvaranja usisnih ventila. Dok za raspon brzine vrtnje u kojem imamo blago povećanje snage i momenta, ukoliko je cilj i ušteda goriva, ova varijanta nije primjenjiva. Slijedeći korak koji bi se mogao provesti je ispitivanje kombinacije vremena zatvaranja usisnih i otvaranja ispušnih ventila ukoliko bi se praktično potvrdilo da ima smisla pomicati kut otvaranja ispušnih ventila zbog raspona tih 200 min⁻¹ u kojem imamo blagu

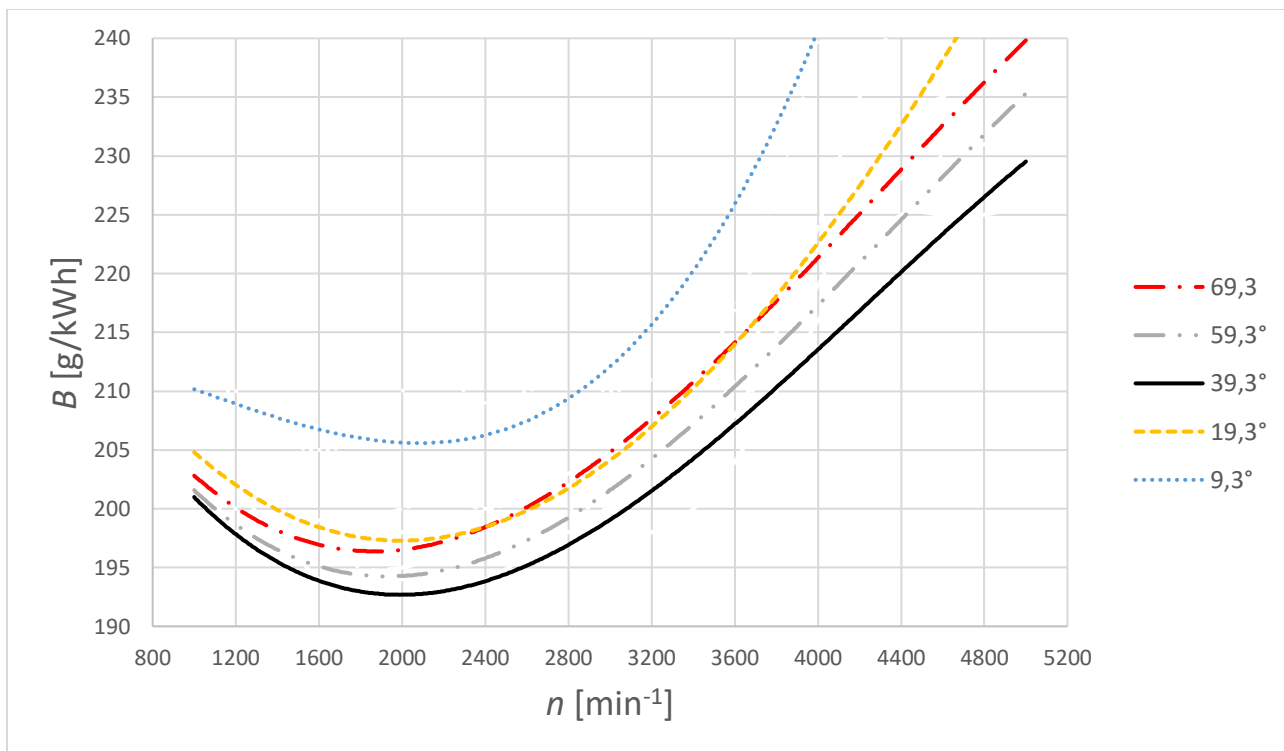
uštedu goriva, na račun blagog pogoršanja snage i momenta. Pošto nije sigurno da ova varijanta ima smisla niti postiže dobre rezultate, najvjerojatnije se ne isplati ispitivati kombinaciju.



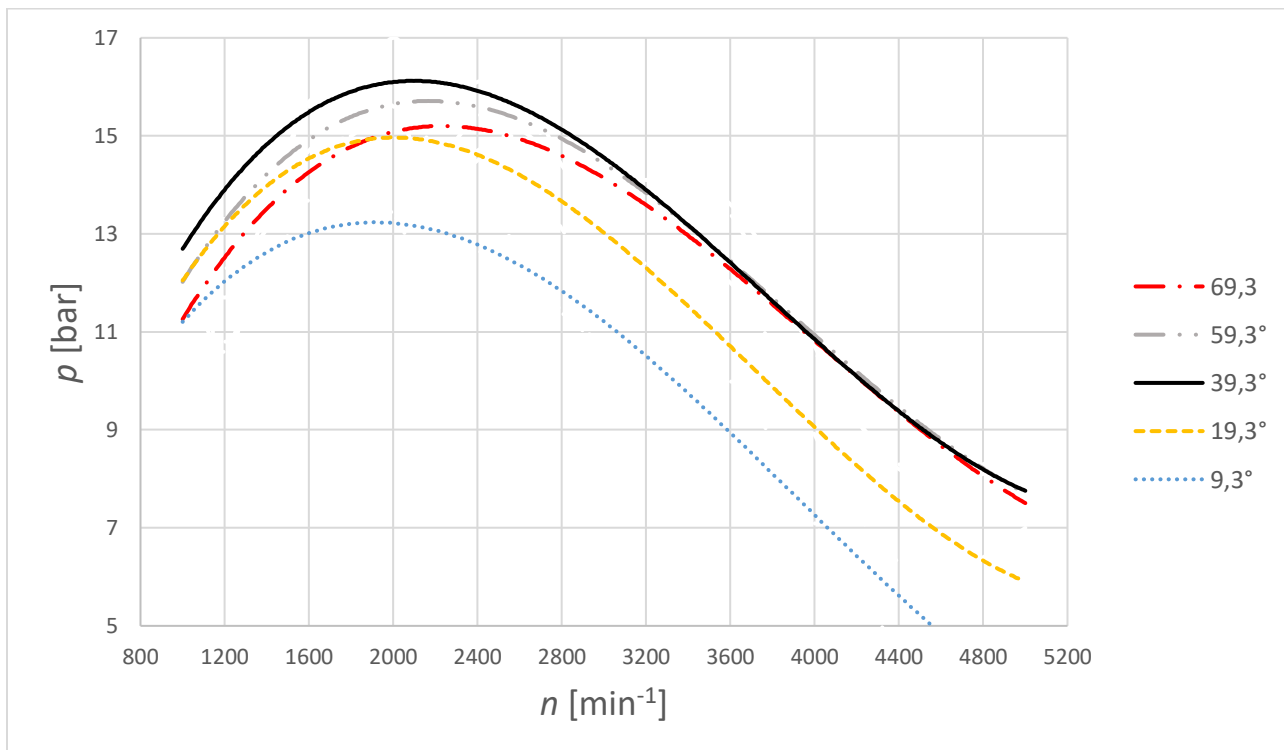
Slika 6.6.6 Snaga u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja ispušnog ventila



Slika 6.6.7 Moment u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja ispušnog ventila



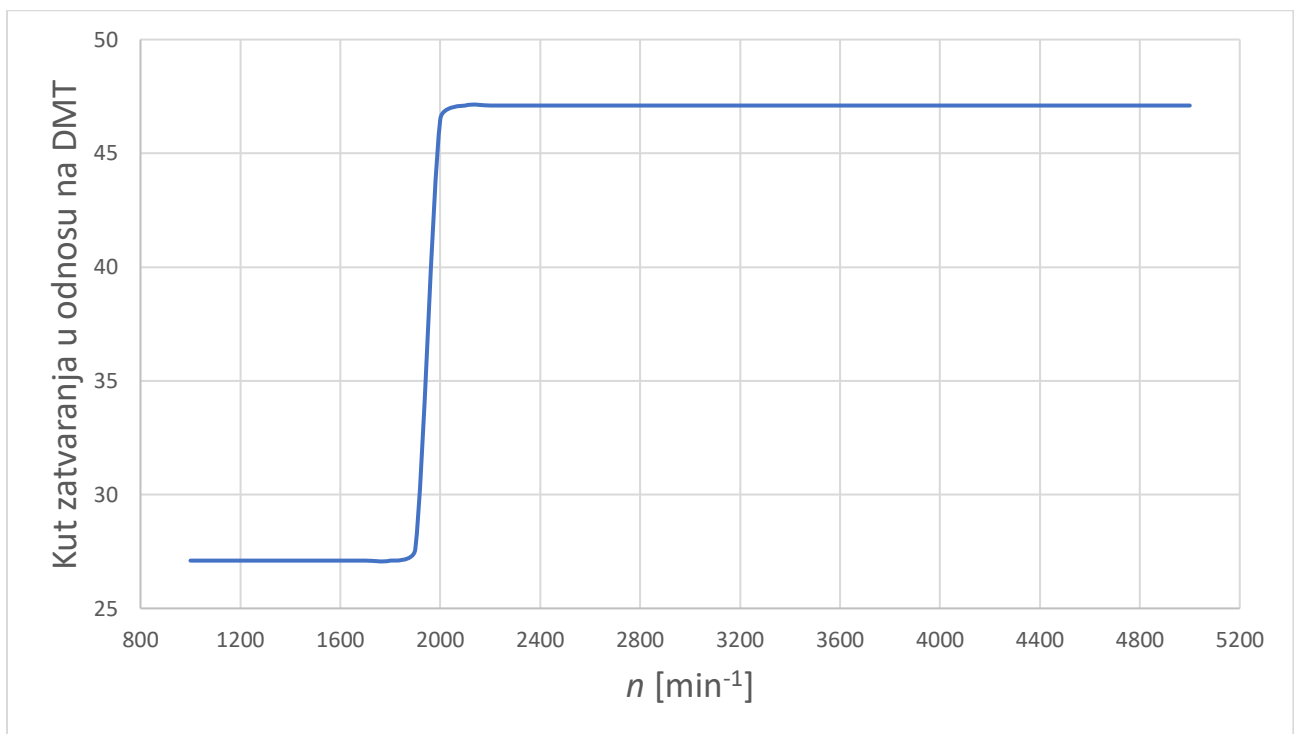
Slika 6.6.8 Spec. Potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja i.v.



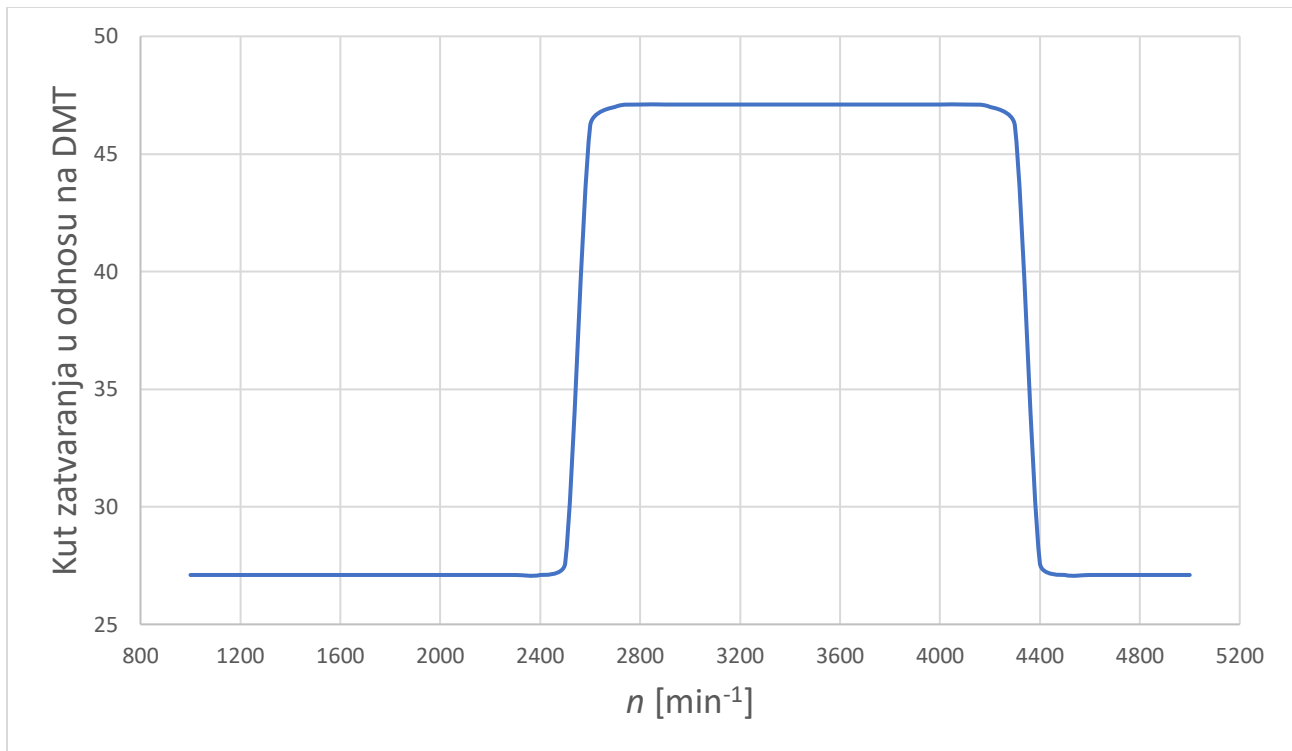
Slika 6.6.9 Srednji efektivni tlak u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja i.v.

Na prethodnim slikama prikazane su glatke krivulje, odnosno usrednjene vrijednosti rezultata numeričkih simulacija s minimalnim odstupanjem od izvornih rezultata zbog razloga opisanih na kraju poglavlja 6.4.

U konačnici, nakon provedene analize varijabilnog razvoda ventila zaključak je da se varijabilnim upravljanjem mogu postići bolje karakteristike motora u širem rasponu brzine vrtnje te su u nastavku priloženi dijagrami koji prikazuju promjenu faznog kuta u ovisnosti o brzini vrtnje. Da bi se iskoristile prednosti varijabilnog upravljanja ventila potrebno je izvršiti promjenu kuta zatvaranja prema slijedećim dijagramima.



Slika 6.6.10 Optimalni kutovi zatvaranja usisnih ventila za maksimalnu snagu



Slika 6.6.11 Optimalni kutovi zatvaranja usisnih ventila za minimalnu specifičnu potrošnju goriva

Na priloženoj slici (Slika 6.6.11) prikazana je promjena kuta zatvaranja usisnih ventila u ovisnosti o brzini vrtnje. Na dijagramu je pokazano da je nakon 4400 min^{-1} potrebno promijeniti kut sa $47,1^\circ$ na $27,1^\circ$, no upitno je, je li to praktično korisno i primjenjivo na dizelskom motoru tako da postoji mogućnost da je bolje ostaviti kut na $47,1^\circ$ u odnosu na DMT.

7. ZAKLJUČAK

Tema ovog diplomskog rada je utjecaj varijabilnog upravljanja ventila na karakteristike dizelskog motora. U početnom dijelu rada dan je povijesni pregled razvoja motora gdje su istaknuti najvažniji patentni koji su obilježili razvoj motora i razmatra se problematika na koju se usmjerava današnji razvoj motora. Također, važno je i razumijevanje osnovnih veličina koljenastog mehanizma pošto one imaju utjecaj na karakteristike motora i ključni su parametri s kojima se ulazi u računalni program za izvođenje simulacija. Dva su glavna izazova na koja je usmjeren razvoj današnjih motora, a to su potreba za smanjenjem potrošnje goriva zbog sve većih cijena svih goriva i potreba za udovoljavanjem sve strožih zakonskih ograničenja emisija štetnih tvari u okoliš. Jedna od novijih i naprednijih tehnologija koja se koristi u tu svrhu je varijabilno upravljanje ventilima.

Varijabilno upravljanje ventila može se podijeliti na varijabilno upravljanje vremena otvaranja i zatvaranja ventila i na varijabilno upravljanje hoda ventila, a osnovna razlika je u tome što kod varijabilnog upravljanja vremena otvaranja i zatvaranja ventila ne postoji mogućnost promjene trajanja otvorenosti ventila.

Sustav BMW Vanos (Variable Nockenwellensteuerung) za varijabilno upravljanje vremena otvaranja i zatvaranja ventila, predstavljen 1992. godine, postao je glavni dio BMW tehnologije koji optimizira performanse motora, potrošnju goriva i osigurava ugladen rad motora i u najtežim uvjetima rada. BMW Vanos hidraulički preko nazubljene čahure mijenja fazni pomak bregastog vratila i tako utječe na trenutak otvaranja i zatvaranja ventila, a može se postaviti na usisne i na ispušne ventile ili samo na usisne i samo na ispušne ventile.

U ovom radu analizira se kako primjena ovakvog sustava utječe na karakteristike šesterocilindričnog dizelskog motora s atmosferskim usisom koji je po konstrukciji sličan BMW M57D30 motoru. Ispitivanje zadanog motora provedeno je u *Lotus Engine Simulation* računalnom programu koji nudi mogućnost simulacija širokog raspona vrsti motora i značajki. Motori su predviđeni da rade optimalno samo na određenoj brzini vrtnje, a analizom rezultata dobivenih provedenim simulacijama zaključeno je da je moguće postići optimalne karakteristike motora (snaga, moment i specifična potrošnja goriva) u širem rasponu brzine vrtnje, primjenom varijabilnog upravljanja ventilima.

8. POPIS SLIKA I TABLICA

Slika 2.1.1 Treći Dieslov motor [4].....	4
Slika 2.1.2 Indikatorski dijagram trećeg Dieslovog motora [4].....	4
Slika 2.1.3 Gottlieb Daimler: prvi motocikl 1885.g. i Karl Benz: 1886.g. prvi automobil [3]	5
Slika 2.1.4 Razvoj motora kroz povijest [4]	5
Slika 2.2.1 Poprečni presjek 4T motora [3]	6
Slika 2.2.2 Radni taktovi 4T motora [3]	10
Slika 2.2.3 Indikatorski dijagram 4T motora [3]	10
Slika 2.2.4 Razvijeni indikatorski dijagram 4T motora [3]	11
Slika 3.1 Osnovne geometrijske veličine klipnog mehanizma [4]	12
Slika 3.2 Prikaz klipa u krajnjim položajima u GMT i DMT [4]	15
Slika 3.3 Krajnji položaji klipa kod decentriranog koljenastog mehanizma [4].....	15
Slika 4.1 Indikatorski dijagram [3].....	16
Slika 4.2 Razvodni mehanizam četverotaktnog V6 motora [6].....	17
Slika 4.3 Detalj ventilskog sklopa [6].....	17
Slika 4.4 Zupčasti lanac (a), zglobni lanac s okretnim valjčićima (b), bez njih (c), zupčanici [6]	19
Slika 4.5 Zupčasti remen, nosiva vlakna (1), tkanina (2), površinski sloj tkanine (3) [6].....	19
Slika 4.1.1 Ventil [6].....	21
Slika 4.1.2 Rotocap [4]	22
Slika 4.1.3 Brtva ventila [6].....	23
Slika 4.1.4 Sjedište ventila [6]	24
Slika 4.1.5 Opruga ventila [4].....	24
Slika 4.1.6 Hidraulički podizač [4].....	25

Slika 4.2.1 Razvodni dijagram 4T motora [3]	26
Slika 4.2.2 Preklapanje ventila [3].....	27
Slika 4.2.3 Površine ventila 4T motora [3].....	28
Slika 4.2.4 Indikatorski dijagram [3].....	28
Slika 4.2.5 Moment i snaga u ovisnosti o brzini vrtnje [3].....	29
Slika 4.2.6 Utjecaj faznog pomaka na stupanj punjenja [3]	29
Slika 4.3.1 Značajke motora pri punom opterećenju [3]	31
Slika 4.3.2 Topografski dijagram specifične potrošnje goriva [3].....	31
Slika 5.1 Otvaranje i zatvaranje ventila [7]	33
Slika 5.2 Karakteristike motora s varijabilnim upravljanjem ventila [7].....	33
Slika 5.3 Honda V-TEC sustav [7].....	34
Slika 5.4 Varijabilno podizanje ventila [7].....	35
Slika 5.5 Indikatorski dijagram 4T motora [3]	36
Slika 5.6 Optimalno upravljanje ventilima [4]	36
Slika 5.1.1 Vanos [4].....	38
Slika 5.1.2 Princip rada Vanos-a [4]	39
Slika 6.1.1 BMW M57D30 [10]	40
Slika 6.4.1 Ulazni parametri	43
Slika 6.4.2 Osnovni model motora	44
Slika 6.4.3 Kutovi otvaranja i zatvaranja usisnih i ispušnih ventila	45
Slika 6.4.4 Početak simulacije	45
Slika 6.4.5 Osnovne značajke motora u ovisnosti o brzini vrtnje.....	47
Slika 6.4.6 Snaga u ovisnosti o brzini vrtnje	47

Slika 6.4.7 Moment u ovisnosti o brzini vrtnje.....	48
Slika 6.4.8 Specifična potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje	48
Slika 6.4.9 Srednji indicirani tlak u cilindru u ovisnosti o brzini vrtnje.....	49
Slika 6.5.1 Kutovi otvaranja i zatvaranja usisnog ventila.....	52
Slika 6.5.2 Snaga u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova zatvaranja usisnog ventila	57
Slika 6.5.3 Moment u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova zatvaranja usisnog ventila	57
Slika 6.5.4 Spec. potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja u.v.	58
Slika 6.5.5 Srednji indicirani tlak u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja u.v.	58
Slika 6.5.6 Snaga u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova zatvaranja usisnog ventila	60
Slika 6.5.7 Moment u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova zatvaranja usisnog ventila	61
Slika 6.5.8 Spec. potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja u.v.	61
Slika 6.5.9 Srednji indicirani tlak u ovisnosti o brzini vrtnje za različite kutove zatvaranja u.v.	62
Slika 6.6.1 Usporedba kutova otvaranja ispušnih ventila.....	62
Slika 6.6.2 Snaga u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja ispušnog ventila ...	63
Slika 6.6.3 Moment u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja ispušnog ventila	64
Slika 6.6.4 Spec. Potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja i.v.	64
Slika 6.6.5 Srednji efektivni tlak u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja i.v.	65
Slika 6.6.6 Snaga u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja ispušnog ventila ...	66
Slika 6.6.7 Moment u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja ispušnog ventila	66
Slika 6.6.8 Spec. Potrošnja goriva u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja i.v.	67
Slika 6.6.9 Srednji efektivni tlak u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih kutova otvaranja i.v.	67
Slika 6.6.10 Optimalni kutovi zatvaranja usisnih ventila za maksimalnu snagu.....	68
Slika 6.6.11 Optimalni kutovi zatvaranja usisnih ventila za minimalnu specifičnu potrošnju goriva	69
Tablica 6.1.1 Karakteristike M57 serije motora [10].....	41

Tablica 6.4.1 Rezultati simulacije	46
Tablica 6.5.1 Rezultati snage za različite kutove zatvaranja usisnog ventila	53
Tablica 6.5.2 Rezultati momenta za različite kutove zatvaranja usisnog ventila.....	54
Tablica 6.5.3 Rezultati specifične potrošnje goriva za različite kutove zatvaranja usisnog ventila	55
Tablica 6.5.4 Rezultati srednjeg indiciranog tlaka za različite kutove zatvaranja usisnog ventila	56

9. LITERATURA

- [1] Medica, V.: „Motori - podloga za studente“, Tehnički fakultet Rijeka, 2012.
- [2] Lotus Engineering: <https://www.lotusengineering.com/about-lotus-engineering/>, 2023.
- [3] Mahalec, I.; Kozarac, D.; Lulić Z.: „Motori s unutarnjim izgaranjem“, FSB Zagreb, 2010.
- [4] Mrzljak, V.: „Predavanja za studente“, Tehnički fakultet Rijeka, 2022.
- [5] Busić, P.: „Analiza kinematike i dinamike razvodnog mehanizma u motorima s unutarnjim izgaranjem“, Završni rad, Veleučilište u Karlovcu, Karlovac, 2017.
- [6] Mahalec, I.; Kozarac, D.; Lulić, Z.: „Konstrukcije motora“, FSB Zagreb, 2015.
- [7] Popović, G.: „Tehnika motornih vozila“, Pučko otvoreno učilište, Zagreb, 2004.
- [8] Pakšec, D.: „Numerička analiza rada sustava Valvetronic“, Završni rad, FSB Zagreb, 2017.
- [9] Meier, G.: „Timing is Everything: BMW VANOS System Explained“, s interneta, <https://bimmerist.com/timing-is-everything-bmw-vanos-system-explained/>, 2023.
- [10] Car and truck engines: <https://mymotorlist.com/engines/bmw/m57d30/>, 2023.
- [11] N57TU Engine, BMW Service, ©2010 BMW AG, Munich, 2010.
- [12] Pelić, V. „i dr.“: „Effect of Early Closing of the Inlet Valve on Fuel Consumption and Temperature in a Medium Speed Marine Diesel Engine Cylinder“, J. Mar. Sci. Eng, 8(10), Rijeka, 2020.

SAŽETAK

Glavni izazovi na koje je usmjeren napredak motora posljednjih godina su potreba za smanjenjem potrošnje goriva i potreba za poštivanjem sve strožih zakonskih ograničenja emisija štetnih tvari u okoliš. Napredna tehnologija koja se koristi u tu svrhu je varijabilno upravljanje ventilima. U ovom diplomskom radu dan je pregled razvoja motora kroz povijest, princip rada motora s unutarnjim izgaranjem i osnovne veličine koljenastog mehanizma. Opisana je uloga razvodnog mehanizma i objašnjeni su principi i vrste varijabilnog upravljanja ventila. U konačnici je dana analiza varijabilnog upravljanja ventila u *Engine Simulation* računalnom programu na osnovne karakteristike šesterocilindričnog dizelskog motora s atmosferskim usisom koji je po konstrukciji sličan BMW M57D30 motoru. Analizom je dokazano da je varijabilnim upravljanjem razvoda ventila moguće postići bolje karakteristike motora u širem rasponu brzine vrtnje, nego li je to kod motora s fiksnim razvodom ventila.

KLJUČNE RIJEČI: dizelski motor, atmosferski usis, varijabilno upravljanje ventilima, simulacijski model motora

SUMMARY

The main challenges on which progress in engines has focused in recent years are the need to reduce fuel consumption and to comply with increasingly stringent legal requirements for the emission of pollutants into the environment. The advanced technology used for this purpose is variable valve timing. This thesis provides an overview of the engine development throughout history, the operating principle of an internal combustion engine, and the fundamentals of the crank mechanism. The role of the timing mechanism is described and the principles and types of variable valve timing are explained. Finally, an analysis of variable valve timing in *Engine Simulation* software is performed for the basic characteristics of a six-cylinder, atmospheric intake diesel engine similar to the BMW M57D30 engine. The analysis has shown that it is possible to achieve better engine performance over a wider speed range with variable valve timing than with engines with fixed valve timing.

KEY WORDS: diesel engine, atmospheric intake, variable valve timing, engine simulation model