

# Numerička analiza rada sustava MultiAir

---

Čulić-Viskota, Jerko

Undergraduate thesis / Završni rad

2018

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:558828>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-03-31**

*Repository / Repozitorij:*

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Jerko Čulić-Viskota**

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

izv. prof. dr. sc. Darko Kozarac, dipl. ing.

Student:

Jerko Čulić-Viskota

Zagreb, 2018.

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

Zahvaljujem se izv. prof. dr. sc. Darku Kozarcu na pomoći i korisnim savjetima prilikom izrade završnog rada.

Također se zahvaljujem svojoj obitelji i prijateljima na podršci tijekom studija.

Jerko Čulić-Viskota



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

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

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Jerko Čulić-Viskota** Mat. br.: 0035199512

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Numerička analiza rada sustava Multi-Air**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Numerical analysis of Multi Air system operation**

Opis zadatka:

Numeričke simulacije postale su sastavni dio svakog razvoja motora i mogu se između ostalog koristiti za analizu utjecaja raznih parametara na promjene značajki rada motora.

U ovom radu potrebno je primjenom simulacijskog alata analizirati rad sustava *Multi Air* i istražiti izvore promjena radnih značajki motora kada se umjesto tradicionalne zaklopke za promjenu opterećenja Ottovog motora koristi upravljivi razvodni mehanizam. U radu je potrebno primijeniti tzv. cikličke simulacije, a kao alat kojim se provode takve simulacije potrebno je primijeniti program AVL Boost™.

U radu je potrebno:

- napraviti pregled literature iz područja promjenjivih razvodnih sustava,
- odrediti način promjene podizaja ventila kod korištenja sustava *Multi Air* te strategije korištenja tog sustava,
- odabrati Ottov motor koji koristi taj sustav te izraditi simulacijski model odabranog motora,
- za isti motor pripremiti model koji snagu regulira tradicionalno, zaklopkom u usisnoj cijevi,
- verificirati modele i provesti proračun u nizu radnih točaka motora unutar mape motora definirane rasponom brzine vrtnje i opterećenja,
- analizirati utjecaj primjene sustava *Multi Air* na vanjske značajke motora kao što su: potrošnja goriva, temperature u cilindru i ispuhu, tlakovi u cilindru itd.,
- analizirati izvore promjena vanjskih značajki motora usporedbom ( $p$ ,  $V$ ) dijagrama,
- izvesti zaključke.

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

Zadatak zadan:  
26. travnja 2018.

Datum predaje rada:  
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2018.  
3. rok: 21. rujna 2018.

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

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Darko Kozarac

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS OZNAKA .....	VI
KRATICE.....	VIII
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY .....	X
1. UVOD.....	1
1.1. Općenito o promjenjivim razvodnim sustavima .....	2
1.1.1. Sustavi promjenjivog hoda i duljine otvorenosti ventila .....	3
1.1.2. Sustavi promjenjivog trenutka otvaranja ventila .....	4
1.2. Način rada MultiAir sustava .....	5
1.3. Mogući profili otvaranja usisnih ventila kod sustava MultiAir .....	6
1.4. Mogućnost primjene u Diesel motorima.....	10
2. OPIS SIMULACIJE .....	13
2.1. Vibeov model izgaranja .....	14
2.2. Odabrani motor za simulaciju .....	16
2.3. Simulacijski model.....	18
3. REZULTATI SIMULACIJE .....	19
3.1. Profili podizaja usisnih ventila.....	20
3.1.1. Rano zatvaranje usisnih ventila.....	20
3.1.2. Kasno otvaranje usisnih ventila .....	20
3.1.3. Multilift .....	21
3.2. Kut otvorenosti zaklopke .....	21
3.3. Srednji efektivni tlak.....	22
3.4. Maksimalni podizaj usisnih ventila.....	23
3.4.1. Specifična efektivna potrošnja goriva.....	23
3.4.2. Tlak u cilindru .....	23
3.5. Rano zatvaranje usisnih ventila.....	24
3.5.1. Specifična efektivna potrošnja goriva.....	24
3.5.2. Tlak u cilindru .....	25
3.5.3. Temperatura u cilindru.....	28
3.6. Kasno otvaranje usisnih ventila .....	30
3.6.1. Specifična efektivna potrošnja goriva.....	30
3.6.2. Tlak u cilindru .....	31
3.6.3. Temperatura u cilindru.....	32
3.7. Multilift .....	35
3.7.1. Specifična efektivna potrošnja goriva.....	35
3.7.2. Tlak u cilindru .....	35
3.7.3. Temperatura u cilindru.....	40
3.8. Međusobna usporedba načina rada sustava MultiAir .....	41

---

4. ZAKLJUČAK.....	46
LITERATURA.....	47
PRILOZI.....	49

## POPIS SLIKA

Slika 1.	Utjecaj razvodnog mehanizma na rad izmjene radnog medija [2] .....	3
Slika 2.	Primjer promijenjene visine hoda i duljine otvorenosti ventila [1] .....	4
Slika 3.	Primjer faznog pomicanja otvaranja ventila [1] .....	4
Slika 4.	Dijelovi sustava MultiAir [2] .....	6
Slika 5.	Slijed rada sustava MultiAir [2] .....	6
Slika 6.	Potpuni podizaj usisnih ventila [2] .....	7
Slika 7.	Rano zatvaranje usisnih ventila [2] .....	7
Slika 8.	Kasno otvaranje usisnih ventila [2] .....	8
Slika 9.	Multilift profil usisnih ventila [2] .....	8
Slika 10.	Deaktivacija cilindara [1] .....	9
Slika 11.	Optimalni profili otvaranja usisnih ventila za različita područja rada motora [1] .....	10
Slika 12.	$pV$ dijagrami Atkinsonovog odnosno Millerovog procesa u Diesel motoru [13] .....	11
Slika 13.	Usporedni $Ts$ dijagram dijela Diesellovog procesa s Atkinsonovim te Millerovim [13] .....	12
Slika 14.	Vibeova funkcija $x$ i zakon oslobađanja topline za različite vrijednosti značajke izgaranja $m$ [5] .....	15
Slika 15.	Presjek Fiat 0.9 TwinAir motora .....	17
Slika 16.	Simulacijski model odabranog motora sa zaklopkom .....	18
Slika 17.	Usporedba momenta motora dobivenog simulacijom i deklariranog .....	19
Slika 18.	Profili otvaranja usisnih ventila kod ranog zatvaranja .....	20
Slika 19.	Profili otvaranja usisnih ventila kod kasnog otvaranja .....	21
Slika 20.	Profil otvaranja usisnih ventila u načinu rada Multilift .....	21
Slika 21.	Kut otvorenosti zaklopke u modelu motora sa zaklopkom .....	22
Slika 22.	Srednji efektivni tlak u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih profila podizaja usisnih ventila .....	22
Slika 23.	SEPG za slučaj opterećenja MP .....	23
Slika 24.	Niskotlačni dio $pV$ dijagrama za opterećenje MP pri $3500 \text{ min}^{-1}$ .....	24
Slika 25.	SEPG za slučaj opterećenja RZ 1 .....	24
Slika 26.	SEPG za slučaj opterećenja RZ 2 .....	25
Slika 27.	SEPG za slučaj opterećenja RZ 3 .....	25
Slika 28.	$pV$ dijagram za opterećenje RZ 2 pri $3500 \text{ min}^{-1}$ .....	26
Slika 29.	Niskotlačni dio $pV$ dijagrama za opterećenje RZ 2 pri $3500 \text{ min}^{-1}$ .....	26
Slika 30.	$pV$ dijagram za opterećenje RZ 3 pri $3500 \text{ min}^{-1}$ .....	27
Slika 31.	Niskotlačni dio $pV$ dijagrama za opterećenje RZ 3 pri $3500 \text{ min}^{-1}$ .....	28
Slika 32.	Temperatura u cilindru za opterećenje RZ 3 pri $3500 \text{ min}^{-1}$ .....	28
Slika 33.	Razlika u temperaturama u cilindru između modela sa zaklopkom i s MultiAirom za opterećenje RZ 3 pri $3500 \text{ min}^{-1}$ .....	29
Slika 34.	Toplina odvedena kroz stijenke cilindra za opterećenje RZ 3 .....	30
Slika 35.	SEPG za slučaj opterećenja KO .....	30
Slika 36.	$pV$ dijagram za opterećenje KO pri $1500 \text{ min}^{-1}$ .....	31
Slika 37.	Niskotlačni dio $pV$ dijagrama za opterećenje KO pri $1500 \text{ min}^{-1}$ .....	31
Slika 38.	Temperatura u cilindru za opterećenje KO pri $1500 \text{ min}^{-1}$ .....	32
Slika 39.	Razlika u temperaturama u cilindru između modela sa MultiAirom i s zaklopkom za opterećenje KO pri $1500 \text{ min}^{-1}$ .....	33



Slika 40.	Temperatura u usisnoj cijevi (mjerna točka MP2) za slučaj opterećenja KO pri 1500 min <sup>-1</sup> .....	33
Slika 41.	Brzina strujanja u usisnoj cijevi (mjerna točka MP2) za slučaj opterećenja KO pri 1500 min <sup>-1</sup> .....	34
Slika 42.	SEPG za slučaj opterećenja ML .....	35
Slika 43.	<i>pV</i> dijagram za opterećenje ML pri 2000 min <sup>-1</sup> .....	36
Slika 44.	Niskotlačni dio <i>pV</i> dijagrama za opterećenje ML pri 2000 min <sup>-1</sup> .....	36
Slika 45.	<i>pV</i> dijagram za opterećenje ML pri 5000 min <sup>-1</sup> .....	37
Slika 46.	Niskotlačni dio <i>pV</i> dijagrama za opterećenje ML pri 5000 min <sup>-1</sup> .....	38
Slika 47.	Tlak u usisnoj cijevi (mjerna točka MP2) za slučaj opterećenja ML .....	38
Slika 48.	Brzina u usisnoj cijevi (mjerna točka MP2) za slučaj opterećenja ML .....	39
Slika 49.	Masa smjese usisane u cilindar za slučaj opterećenja ML kod različitih brzina vrtnje motora .....	39
Slika 50.	Tlak u cilindru za slučaj opterećenja ML kod različitih brzina vrtnje motora .....	40
Slika 51.	Temperatura u cilindru za opterećenje ML pri 2000 min <sup>-1</sup> .....	40
Slika 52.	Razlika u temperaturama u cilindru između modela sa zaklopkom i s MultiAirom za opterećenje ML pri 2000 min <sup>-1</sup> .....	41
Slika 53.	<i>pV</i> dijagram za sve načine rada MultiAir sustava pri 2000 min <sup>-1</sup> .....	42
Slika 54.	Niskotlačni dio <i>pV</i> dijagrama za sve načine rada MultiAir sustava pri 2000 min <sup>-1</sup> .....	42
Slika 55.	Usporedba SEPG za sve načine rada MultiAir sustava pri 2000 min <sup>-1</sup> .....	43
Slika 56.	Udio zaostalih produkata izgaranja u cilindru u trenutku završetka takta usisa za sve načine rada MultiAir sustava pri 2000 min <sup>-1</sup> .....	44
Slika 57.	Maksimalna temperatura u cilindru za sve načine rada MultiAir sustava pri 2000 min <sup>-1</sup> .....	44

## **POPIS TABLICA**

Tablica 1. Podaci o Fiat 0.9 TwinAir motoru..... 16

## POPIS OZNAKA

### Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
$a$	-	Vibeova značajka
$D$	mm	promjer klipa
$g_e$	g/kWh	specifična efektivna potrošnja goriva
$g_{PI}$	%	udio zaostalih produkata izgaranja u cilindru
$H$	mm	hod klipa
$h$	J/kg	specifična entalpija
$h_i$	mm	visina podizaja ispušnih ventila
$h_{i,max}$	mm	maksimalna visina podizaja ispušnih ventila
$h_u$	mm	visina podizaja usisnih ventila
$h_{u,max}$	mm	maksimalna visina podizaja usisnih ventila
$L$	mm	duljina klipnjače
$M_e$	Nm	efektivni moment
$M_{e,max}$	Nm	maksimalni efektivni moment
$m$	-	značajka izgaranja
$m_{cil}$	kg	masa smjese usisane u cilindar
$m_{BB}$	kg	masa smjese izgubljene strujanjem oko klipa (engl. <i>Blow-By</i> )
$m_G$	kg	masa goriva koje je izgorjelo od početka izgaranja do promatranog trenutka
$m_{G,proc}$	kg/proc	ukupna masa goriva u cilindru po procesu
$n$	$\text{min}^{-1}$	brzina vrtnje motora
$n_i$	-	broj ispušnih ventila po cilindru
$n_k$	-	eksponent politropske kompresije u cilindru
$n_u$	-	broj usisnih ventila po cilindru
$n_T$	-	broj taktova
$P_e$	kW	efektivna snaga
$P_{e,max}$	kW	maksimalna efektivna snaga
$p$	bar	tlak u cilindru
$p_e$	bar	srednji efektivni tlak
$p_{uc}$	bar	tlak u usisnoj cijevi
$Q_G$	J	ukupna toplina dobivena iz goriva
$Q_W$	J	toplina odvedena kroz stijenske cilindra
$s$	J/kgK	specifična entropija
$T$	K	temperatura u cilindru
$T_{RM}$	K	temperatura rashladnog medija

$T_{uc}$	K	temperatura u usisnoj cijevi
$T_{MA}$	K	temperatura u cilindru modela s MultiAirom
$T_Z$	K	temperatura u cilindru modela sa zaklopkom
$\Delta T$	K	razlika temperatura u cilindru između modela sa zaklopkom i modela s MultiAirom
$t_{izg}$	s	trenutak kraja izgaranja
$u$	J/kg	specifična unutrašnja energija
$V$	m <sup>3</sup>	volumen cilindra
$V_{Atk}$	m <sup>3</sup>	volumen cilindra na kraju takta usisa kod Atkinsonovog procesa
$V_i$	m <sup>3</sup>	volumen zone izgorene smjese
$V_K$	m <sup>3</sup>	kompresijski volumen cilindra
$V_H$	m <sup>3</sup>	radni volumen cilindra
$V_{Mil}$	m <sup>3</sup>	volumen cilindra na kraju takta usisa kod Millerovog procesa
$V_n$	m <sup>3</sup>	volumen zone neizgorene smjese
$v$	m <sup>3</sup> /kg	specifični volumen
$v_{uc}$	m/s	brzina strujanja zraka u usisnoj cijevi (mjerna točka MP2)
$x$	-	Vibeova funkcija
$Z$	-	broj cilindara

### Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
$\alpha$	°	kut zakreta koljenastog vratila
$\alpha_o$	°	kut zakreta koljenastog vratila pri početku izgaranja
$\alpha_{izg}$	°	trenutak kraja izgaranja izražen u kutu zakreta koljenastog vratila
$\alpha_z$	°	kut otvorenosti zaklopke
$\Delta\alpha_c$	°	duljina izgaranja izražena u kutu zakreta koljenastog vratila
$\varepsilon$	-	kompresijski omjer
$\varepsilon_{ef-A}$	-	efektivni kompresijski omjer Atkinsonovog procesa
$\varepsilon_{ef-D}$	-	efektivni kompresijski omjer Diesellovog procesa
$\varepsilon_{ef-M}$	-	efektivni kompresijski omjer Millerovog procesa
$\varepsilon_{max}$	-	maksimalni kompresijski omjer Diesel motora
$\lambda$	-	faktor pretička zraka

**KRATICE**

CO <sub>2</sub>	ugljičkov dioksid (engl. <i>carbon dioxide</i> )
CFD	računalna dinamika fluida (engl. <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
CPS	zamjena brijega bregastog vratila (engl. <i>Cam Profile Switching</i> )
DMT	donja mrtva točka
ECU	upravljačka jedinica motora (engl. <i>Engine Control Unit</i> )
EGR	povrat ispušnih plinova (engl. <i>Exhaust Gas Recirculation</i> )
I <sub>K</sub>	kraj izgaranja
I <sub>P</sub>	početak izgaranja
KO	kasno otvaranje usisnih ventila
ML	Multilift
MP	maksimalni podizaj usisnih ventila
NO <sub>x</sub>	dušikovi oksidi (engl. <i>nitrogen oxides</i> )
NTC	engl. <i>Negative Temperature Coefficient</i>
RZ	rano zatvaranje usisnih ventila
SCR	selektivna katalitička redukcija (engl. <i>Selective Catalytic Reduction</i> )
SEPG	specifična efektivna potrošnja goriva
VANOS	njem. <i>Variable Nockenwellensteuerung</i>
VCM	engl. <i>Valve Control Module</i>
VTEC	engl. <i>Variable Valve Timing &amp; Lift Electronic Control</i>
VVEL	engl. <i>Variable Valve Event and Lift</i>
VVT-i	engl. <i>Variable Valve Timing with intelligence</i>

## **SAŽETAK**

Motori s unutarnjim izgaranjem svake godine moraju zadovoljiti sve strože uvjete po pitanju emisije štetnih plinova, a osim toga moraju se unaprjeđivati i po pitanju efikasnosti koju krajnji kupac vidi u obliku potrošnje goriva. U zadovoljavanju ovih uvjeta važnu ulogu igra razvodni sustav. Njegov je zadatak da omogući izmjenu radne tvari u svakom radnom ciklusu. Pri tome razvodni sustav utječe na proces izgaranja u cilindru tako što svojim djelovanjem utječe na tlak i temperaturu u cilindru te količinu zaostalih ispušnih plinova u istom. Značajke MultiAir sustava, koji je istražen u ovom radu, su elektrohidrauličko upravljanje te veća sloboda u odabiru profila podizaja usisnih ventila nego kod dosadašnjih promjenjivih razvodnih sustava. Svrha ovog rada je utvrditi utjecaj sustava MultiAir na vanjske značajke motora. U istraživanju se za provedene simulacije koristio programski paket AVL BOOST™ v2013.1, a dobiveni rezultati uspoređeni su s onima kod motora bez navedenog sustava, odnosno motora sa zaklopkom. Također, načini rada sustava MultiAir međusobno su uspoređeni kako bi se otkrile prednosti i mane svakog od njih.

Ključne riječi: promjenjivi razvodni sustavi, zaklopka, potrošnja goriva, MultiAir, AVL BOOST™

## **SUMMARY**

Internal combustion engines have to deal with emission standards that are becoming tighter every year but they also have to be improved in terms of efficiency which is seen by the customer in the form of fuel consumption. Valve train systems play an important role in meeting the mentioned demands. Their task is to enable the exchange of fuel mixture in every cycle. By doing so, they affect the pressure and temperature in the cylinder but also the amount of residual exhaust gases. Features of MultiAir system, that was researched in this paper, are hydro-electric control and a greater freedom in choice of optimal intake valve lift profile. The purpose of this paper is to determine the impact of MultiAir system on external characteristics of an engine. During the research, the necessary simulations were carried out using AVL BOOST™ v2013.1 software and the results were compared with those of an engine that uses throttle valve instead of MultiAir system. Different modes of MultiAir system were also compared to each other in order to determine the advantages and disadvantages of each of them.

Key words: variable valve train systems, throttle valve, fuel consumption, MultiAir, AVL BOOST™

## 1. UVOD

Motori s unutarnjim izgaranjem, i nakon više od sto godina od početka njihove upotrebe, još uvijek pokreću većinu vozila i plovila na svijetu. Iako je motor s unutarnjim izgaranjem po svojoj efikasnosti i ispušnim plinovima koje proizvodi daleko od idealnog pogonskog stroja, do danas nije pronađen niti jedan drugi pogonski stroj koji bi imao veću efikasnost, a u isto vrijeme nudio i već poznate prednosti motora s unutarnjim izgaranjem, odnosno veliku autonomiju njime pokretanih vozila ili plovila, te relativno jeftinu proizvodnju u usporedbi s elektromotorima i baterijama čiji skupocjeni razvoj utječe na njihovu cijenu. Budući da su motori s unutarnjim izgaranjem kroz dugi niz godina konstantno unaprijeđivani, nije ostalo puno mjesta za napredak. Ipak, zbog svega prethodno navedenoga, nastavlja se razvoj motora s unutarnjim izgaranjem, a mjesta za napredak ostalo je u razvodnom sustavu.

Klasični benzinski motori za regulaciju snage koriste zaklopku kojom se prigušuje usis, a time i mijenja količina usisavane gorive smjese, odnosno zraka ukoliko se radi o motorima s izravnim ubrizgavanjem goriva u cilindar. Zbog prigušivanja usisa, u usisnom kolektoru nastaje tlak niži od atmosferskog. Zbog ove pojave, klip mora uložiti velik rad da bi usisao svježije punjenje (zrak ili gorivu smjesu) u cilindar. Taj se rad naziva rad izmjene radnog medija i negativnog je predznaka, odnosno smanjuje korisni rad motora. Zbog povećanog rada izmjene radnog medija pri niskim opterećenjima, Ottovom će motoru trebati veći pozitivan rad da nadoknadi već opisani negativni rad, a kao rezultat toga, potrošnja goriva će biti veća. Prema [2], oko 10 % goriva potrošenog u jednom radnom ciklusu, koristi se na rad izmjene radnog medija.

Kako bi se smanjio rad izmjene radnog medija, došlo je do razvoja razvodnih mehanizama koji ne uključuju zaklopku, već regulaciju usisa vrše pomoću promjenjivog hoda i duljine otvorenosti usisnih ventila. Smanjenjem rada izmjene radnog medija dolazi do povećanja stupnja savršenosti motora.

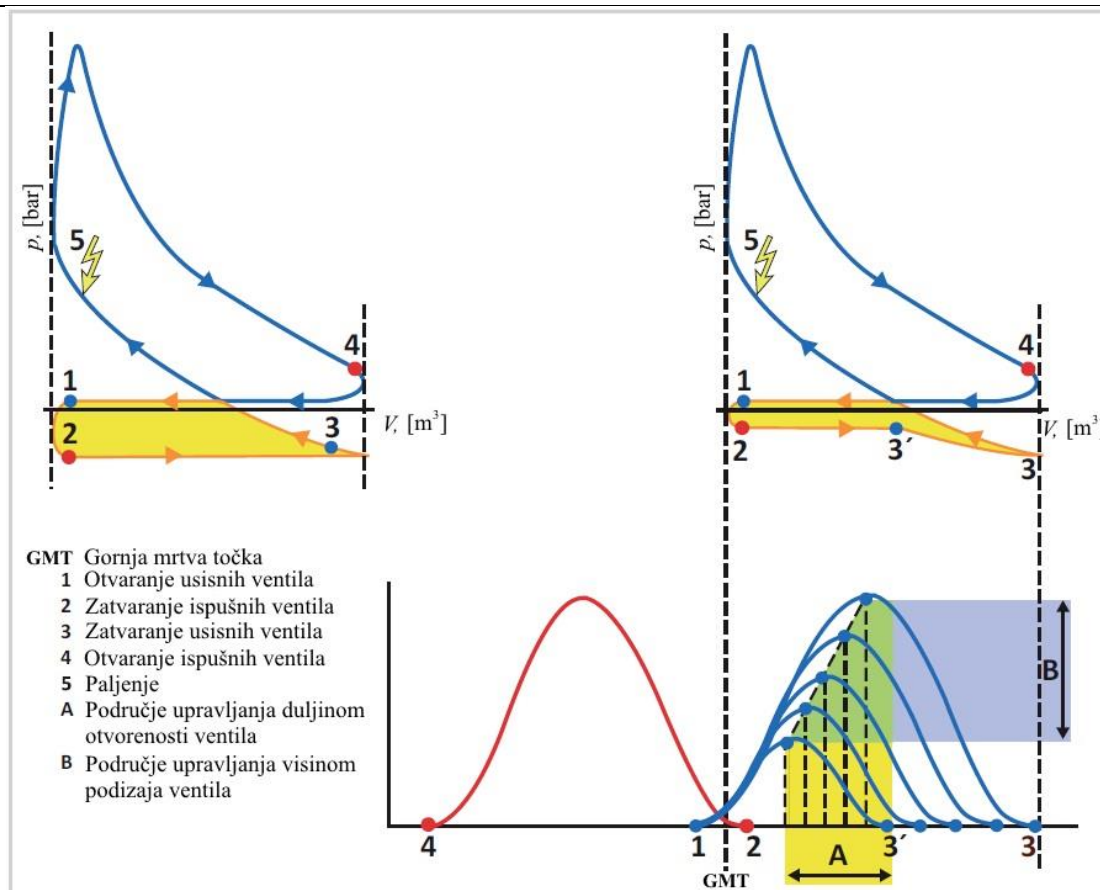
Pri smanjenju negativnog rada odnosno potrošnje goriva dolazi posljedično i do smanjenja emisije ugljikovog dioksida ( $\text{CO}_2$ ) u ispuhu. Osim toga, promjenjivi razvodni sustavi bez zaklopke također utječu i na temperaturu u cilindru čime može doći do smanjenja emisije dušikovih oksida ( $\text{NO}_x$ ) u ispuhu.



Cilj ovog rada je istražiti utjecaj sustava MultiAir na vanjske značajke Ottovog motora usporedbom jednog takvog motora s istim motorom, ali opremljenim zaklopkom umjesto MultiAir sustavom. Utjecaj će se analizirati uz pomoć programskog paketa AVL BOOST™ kroz simulacije na dva modela motora koji će biti opisani u nastavku.

### 1.1. Općenito o promjenjivim razvodnim sustavima

Kao što je već u uvodu rečeno, regulacijom visine podizaja i duljine otvorenosti ventila moguće je izravno utjecati na iznos rada izmjene radnog medija. Na slici 1 žutom je bojom u  $pV$  dijagramima označena površina lijevokretnog kružnog procesa, koja predstavlja rad izmjene radnog medija. Na primjeru Millerovog procesa sa slike 1 može vidjeti da rano zatvaranje usisnih ventila smanjuje iznos rada izmjene radnog medija. Ovaj proces ima produljenu ekspanziju odnosno iskorištava potencijal rada koji se nalazi u cilindru na kraju ekspanzije. Osim toga, u cilindar je zbog ranog zatvaranja usisa, usisana manja količina gorive smjese što znači da je potrebno manje rada za komprimiranje, nego kod maksimalne usisane količine. Također, temperatura u cilindru ostaje niža što znači da će teže doći do detonantnog izgaranja, a biti će niža i emisija dušikovih oksida ( $\text{NO}_x$ ). Što je najvažnije, manjim zagrijavanjem motora doći će do manjeg odvođenja topline kroz stijenke motora i ispušne plinove pa će koristan rad biti veći. U vožnji, promjenjivi razvodi sustavi pokazuju prednost kroz direktan odaziv na gas. Naime, kada se snaga motora upravlja zaklopkom, pri pritisku na papučicu gasa dolazi do malog zakašnjenja odziva zbog otvaranja zaklopke odnosno vremena potrebnog da se protok poveća na željenu veličinu dok je bez zaklopke protok konstantan te dolazi do trenutnog usisa u cilindar.



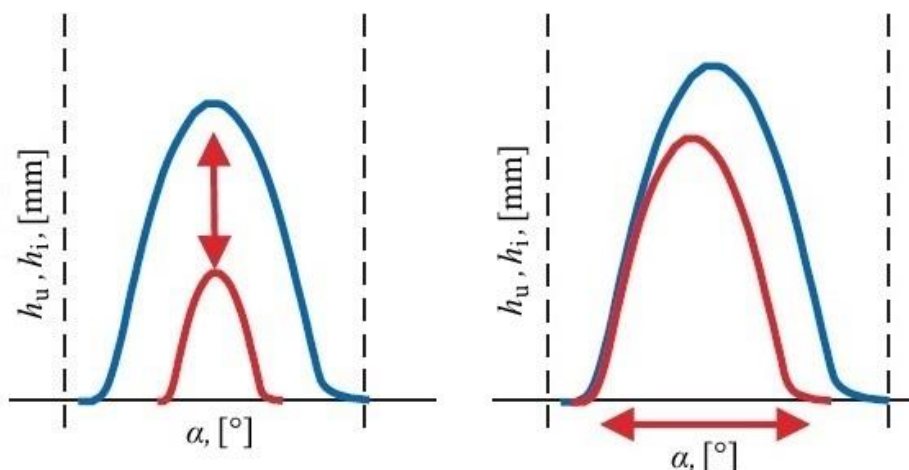
Slika 1. Utjecaj razvodnog mehanizma na rad izmjene radnog medija [2]

### 1.1.1. Sustavi promjenjivog hoda i duljine otvorenosti ventila

Kod motora koji nisu opremljeni ovim sustavom, profil podizaja usisnih ventila je uvijek maksimalan dok ovaj sustav omogućava njegovu promjenu. Osim promjene visine hoda mijenja se i duljina otvorenosti mjerena u stupnjevima zakreta koljenastog vratila.

Postoje dvije vrste ovih sustava:

- diskretni – oslanjaju se na zamjenu brijega bregastog vratila (CPS – engl. *Cam Profile Switching*), postoje dva brijega za jedan ventil, kada se traži maksimalna snaga motora koristi se onaj s visokim profilom dok se pri nižem opterećenju koristi onaj s niskim profilom (primjeri ovakvih sustava su Honda VTEC, Audi Valvelift System, Mercedes – Benz Camtronic)
- kontinuirani – promjena visine je kontinuirana odnosno nije ovisna samo o dva profila brjegov, već je upravljana elektromehanički (primjeri ovakvih sustava su BMW Valvetronic, Toyota Valvematic, Nissan VVEL) ili elektrohidraulički (Fiat MultiAir).



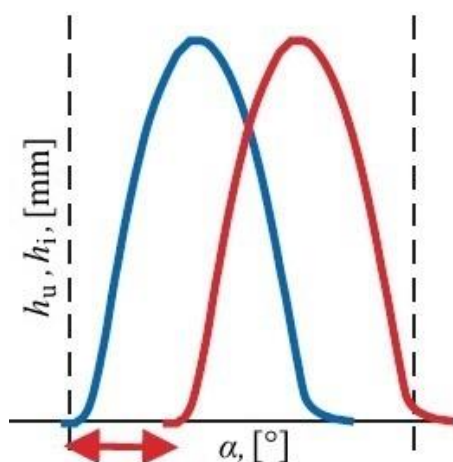
Slika 2. Primjer promijenjene visine hoda i duljine otvorenosti ventila [1]

### 1.1.2. Sustavi promjenjivog trenutka otvaranja ventila

Osim mijenjanja visine hoda ventila, moguće je i samo promijeniti trenutak otvaranja ventila, pri čemu hod i duljina otvorenosti ventila ostaju isti. To se vrši pomoću promjene faznog kuta između bregastog i koljenastog vratila (engl. *cam phasing*). U slučaju potrebe za ranijim otvaranjem ventila, bregasto vratilo se u odnosu na početno stanje rotira unatrag.

Kao i sustavi opisani u prethodnom odlomku, i ovi se sustavi dijele na.

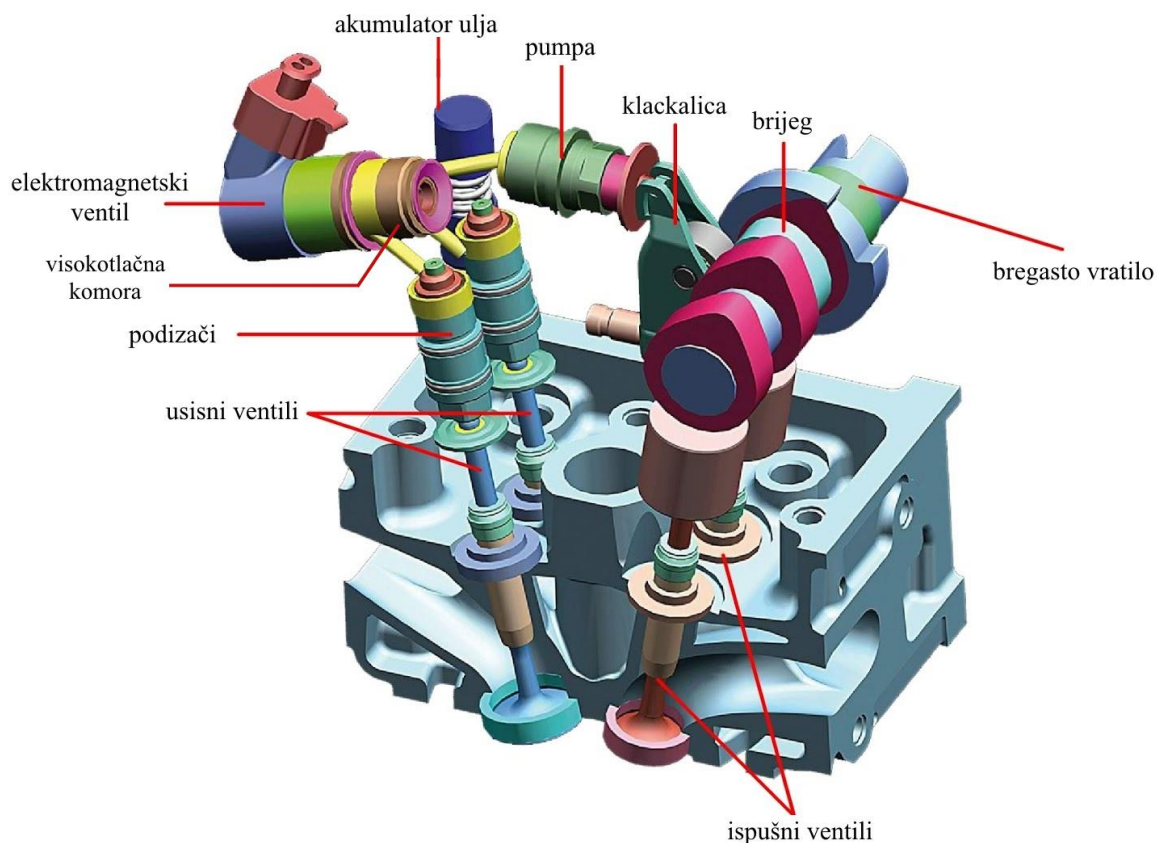
- diskretne – imaju samo dva ili tri fiksna fazna kuta koji se izabiru pri određenim vrijednostima brzine vrtnje koljenastog vratila (primjer ovakvog sustava je BMW single-VANOS)
- kontinuirane – promjena kuta je kontinuirana u određenom području (primjeri ovakvih sustava su BMW double-VANOS, Toyota VVT-i)



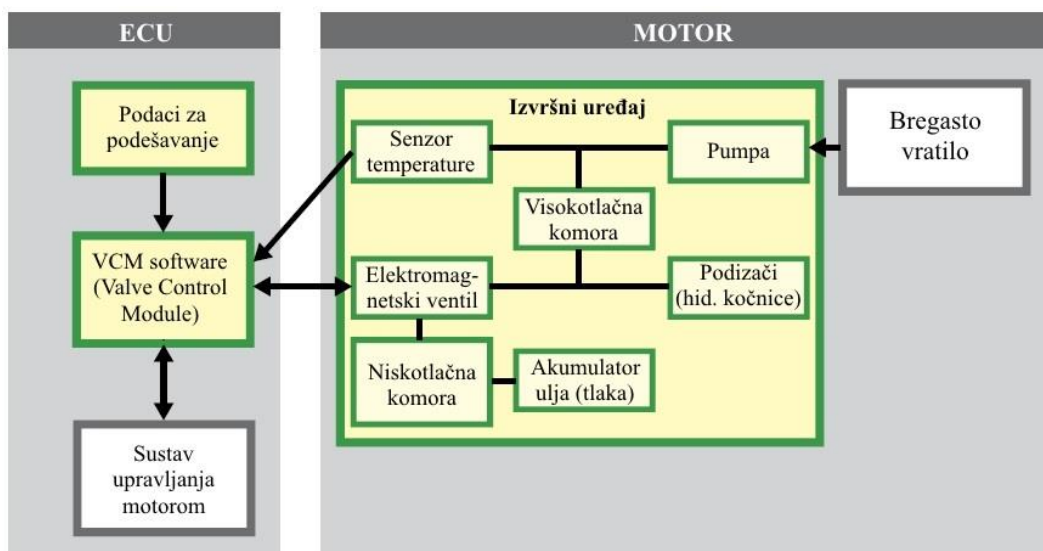
Slika 3. Primjer faznog pomicanja otvaranja ventila [1]

## 1.2. Način rada MultiAir sustava

MultiAir sustav upravlja samo usisnim ventilima dok su ispušni izravno upravljani bregastim vratilom pa je njihov profil otvaranja nepromjenjiv. Brijeg bregastog vratila djeluje na klackalicu koja gura klip pumpe i time tlači ulje u sustavu. Ulje pod visokim tlakom nalazi se u komori, a njegov daljnji tok određuje elektromagnetski ventil. Kada je strujni krug zatvoren, odnosno struja prolazi kroz zavojnicu elektromagnetskog ventila, inducira se elektromotorna sila koja pomiče klip, odnosno otvara elektromagnetski ventil. Time je omogućen prolaz hidrauličkog ulja i njegovo djelovanje na podizače ventila. Njihov je zadatak da pretvaraju tlak ulja u gibanje ventila, a osim toga podizači ograničavaju maksimalni podizaj ventila, reguliraju zračnost ventila, a pri zatvaranju ventila se ponašaju kao hidraulične kočnice koje usporavaju gibanje ventila i sprječavaju udarac ventila o sjedište koji bi izazvao oštećenja i buku. Također, svaki cilindar ima svoj akumulator ulja čiji je zadatak da priguši pulsacije tlaka kada je elektromagnetski ventil otvoren te da održava tlak ulja u niskotlačnoj komori. Kada je strujni krug otvoren, opruga elektromagnetskog ventila vraća njegov klip u početni položaj, odnosno onemogućava prolazak hidrauličkog ulja. U ovom stanju bregasto vratilo više ni na koji način ne utječe na usisne ventile te ih njihove opruge vraćaju u početno stanje, odnosno zatvaraju ih, a ulje je potisnuto iz visokotlačne u niskotlačnu komoru. Radom elektromagnetskog ventila upravlja modul za upravljanje ventilima (VCM – engl. *Valve Control Module*) koji je dio upravljačke jedinice motora (ECU – engl. *Engine Control Unit*). Pored svih spomenutih komponenti, važan je i senzor temperature hidrauličkog ulja. On cijelo vrijeme mjeri temperaturu ulja i šalje taj podatak upravljačkoj jedinici motora koja pomoću njega računa viskoznost ulja, ovo je posebno važno pri pokretanju hladnog motora te naknadnom povećanju temperature sustava nakon duljeg rada motora. Budući da senzor temperature rashladne tekućine i motornog ulja nije dovoljno brz, ovdje se koriste NTC termistori (engl. *Negative Temperature Coefficient*). To su električni termootpornici kojima se pri povećanju temperature smanjuje električni otpor, namijenjeni su za upotrebu na niskim temperaturama (mjerno područje obično od  $-55^{\circ}\text{C}$  do  $200^{\circ}\text{C}$ ), a maksimalno vrijeme odaziva im je 1,4 s. Jedna važna razlika između sustava MultiAir i bilo kojeg drugog sličnog sustava je što MultiAir omogućava odvojeno upravljanje svakim usisnim ventilom svakog cilindra.



Slika 4. Dijelovi sustava MultiAir [2]

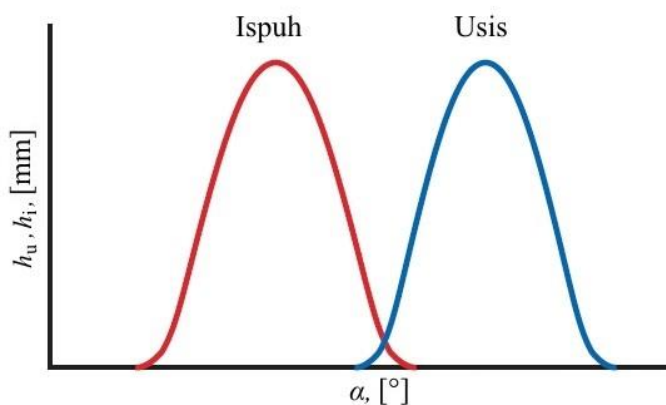


Slika 5. Slijed rada sustava MultiAir [2]

### 1.3. Mogući profili otvaranja usisnih ventila kod sustava MultiAir

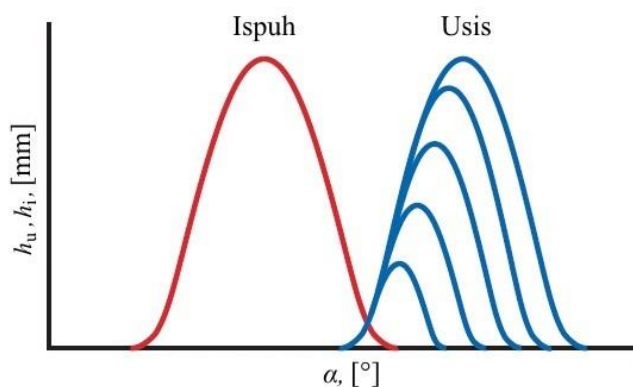
Sustav MultiAir omogućava četiri različita profila otvaranja usisnih ventila, a to su:

- 1) **Maksimalni podizaj** – koristi se kada je potrebna maksimalna snaga motora ili ukoliko se pojavi greška u radu upravljačke jedinice motora. U ovom načinu rada, elektromagnetski ventil se otvara prije nego brijeg dotakne klackalicu i ostaje otvoren dok god je brijeg u kontaktu s klackalicom. Na taj se način ostvaruje maksimalni podizaj i duljina otvorenosti ventila. Ovaj se način rada rijetko koristi u stvarnim uvjetima vožnje.



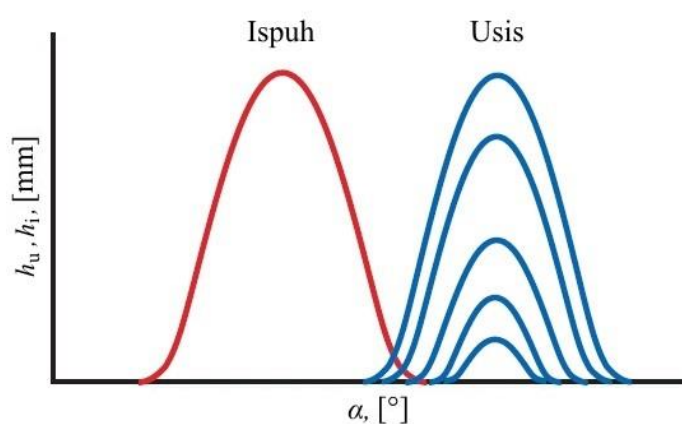
**Slika 6. Potpuni podizaj usisnih ventila [2]**

- 2) **Rano zatvaranje usisnih ventila** – koristi se pri djelomičnom opterećenju motora. Upravljačka jedinica motora utvrđuje potreban moment motora i zatvara usisne ventile jednom kada je u cilindar ušla potrebna količina gorive smjese. To se vrši na način da se elektromagnetski ventil zatvara ranije nego kod potpunog podizaja. Na taj način se zapravo oponaša rad zaklopke s time što se ovdje pojavljuje jako mali potlak u usisnom kolektoru, a time i manji gubici izmjene radnog medija. Kada postoji potreba za većim momentima, usisni se ventili zatvaraju malo prije kraja kontakta brijega i klackalice kako bi se spriječio potisak svježe smjese natrag u usisni kolektor.



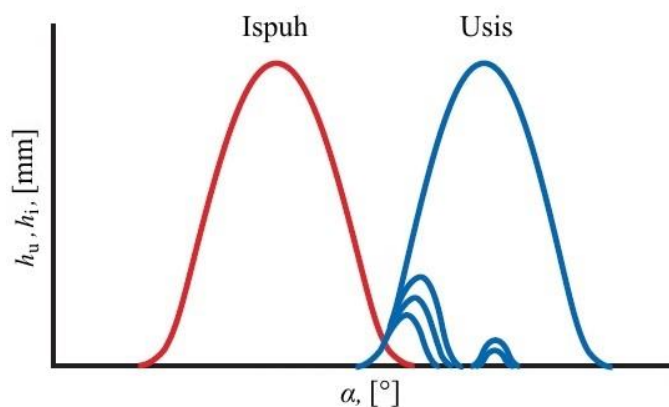
**Slika 7. Rano zatvaranje usisnih ventila [2]**

- 3) Kasno otvaranje usisnih ventila – koristi se pri praznom hodu te kod jako malih brzina motora i malih opterećenja. Elektromagnetski ventil se otvara kasnije nego kod potpunog podizaja. Što se ventil kasnije otvori, manje je prekrivanje ventila što dovodi do uglađenijeg rada u praznom hodu. Također se i smanjuje ili potpuno onemogućava bježanje svježeg smjese u ispuh i time smanjuje emisija štetnih plinova. Budući da se usisni ventil otvara kasno, ispušni plinovi iz cilindra su već izašli te se dio njih neće vratiti u usisni kolektor što će rezultirati manjim udjelom zaostalih produkata izgaranja.



Slika 8. Kasno otvaranje usisnih ventila [2]

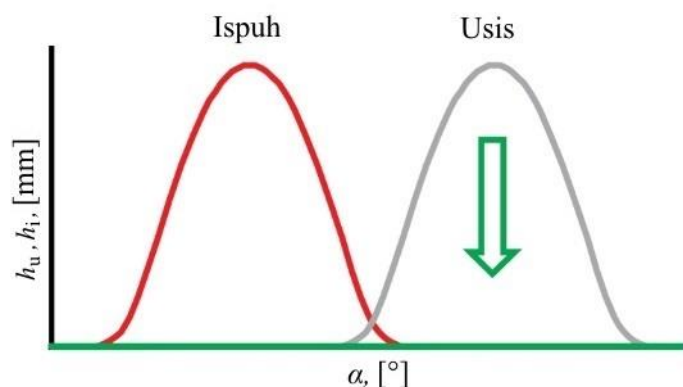
- 4) Multilift – koristi se pri jako malim brzinama motora. Sastoji se od dva podizaja ventila od kojih se u prvom primjenjuje rano zatvaranje, a u drugom kasno otvaranje. Ovim se načinom rada postiže veća duljina otvorenosti ventila, ali pri maloj vrijednosti podizaja.



Slika 9. Multilift profil usisnih ventila [2]



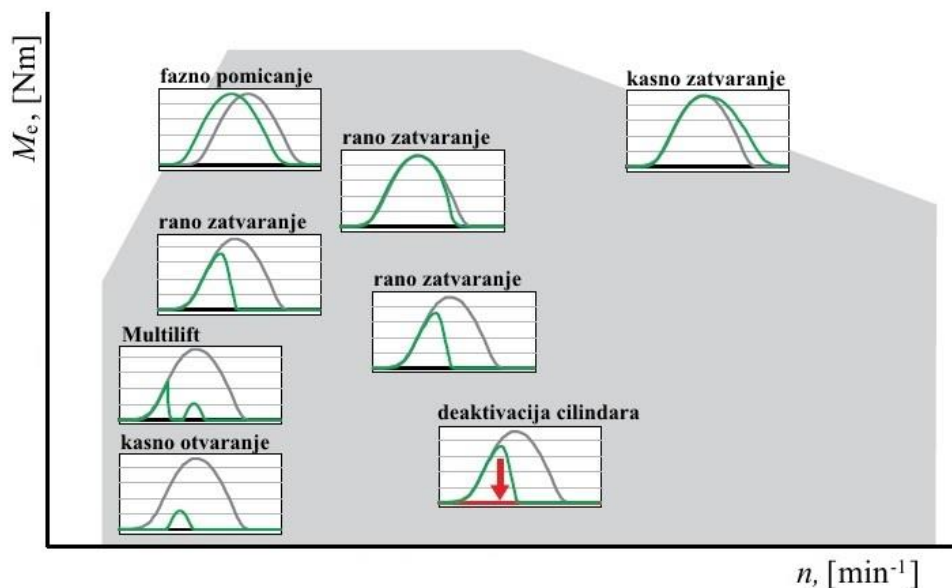
Osim četiri navedena načina rada, MultiAir sustavom moguće je izvesti i deaktivaciju cilindra, odnosno neotvaranje usisnih ventila za vrijeme takta usisa. Na ovaj se način privremeno, pri niskom opterećenju, motoru smanjuje obujam, a time i potrošnja goriva dok pri višem opterećenju motor s punim obujmom može razvijati i puno veću snagu. Ipak, ovaj način rada zasada nije omogućen, a razlog tomu je što bi se kod MultiAir sustava u ovom načinu rada ispušni ventili i dalje otvarali dok kod mehaničkih sustava deaktivacije cilindra u ovom načinu rada oni ostaju zatvoreni. To znači da kod mehaničkih sustava nakon zatvaranja usisnih i ispušnih ventila u cilindru ostaje konstantna količina produkata izgaranja, a takt ispuha postaje drugi takt kompresije. U slučaju sustava MultiAir nakon ekspanzije došlo bi do ispuha čime bi pao tlak u cilindru, a budući da se usisni ventili ne otvaraju, klip bi sada morao uložiti veći rad na putu prema DMT što bi dovelo do povećanog rada izmjene radnog medija. Prema [1] ovaj bi se problem mogao riješiti na način da se usisni ventili nakratko otvore za vrijeme takta ispuha čime bi dio produkata izgaranja bio vraćen u usisnu cijev odakle bi se ponovno usisao u cilindar kratkim otvaranjem usisnih ventila u taktu usisa. Međutim, ni ovakvo rješenje u trenutnim motorima nije omogućeno.



Slika 10. Deaktivacija cilindra [1]

Na slici 11 može se vidjeti koji su optimalni profili otvaranja usisnih ventila za određena područja rada motora. Osim već spomenute deaktivacije cilindra, ovaj sustav ne podržava ni kasno zatvaranje usisnih ventila. U ovom bi načinu rada usisni ventil ostao otvoren pri početku takta kompresije što znači da bi dio svježeg punjenja bio izbačen natrag u usisni kolektor. Što je manje smjese u cilindru, manja je i temperatura cilindra nastala prilikom izgaranja, odnosno niža je emisija dušikovih oksida ( $\text{NO}_x$ ) koji nastaju pri visokim temperaturama.





Slika 11. Optimalni profili otvaranja usisnih ventila za različita područja rada motora [1]

#### 1.4. Mogućnost primjene u Diesel motorima

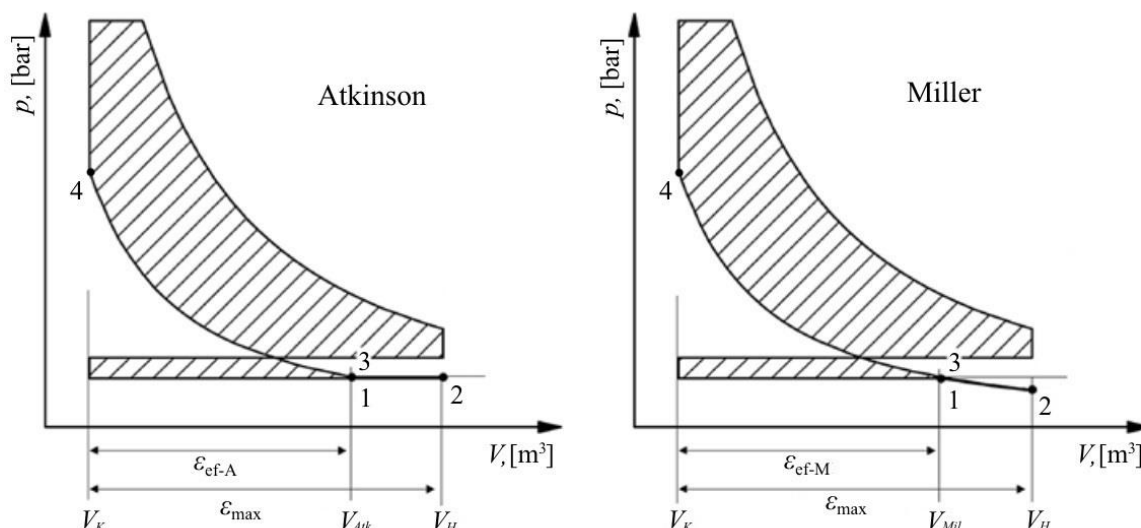
Premda su promjenjivi razvodni sustavi do sada upotrebljavani samo u Otto motorima, mogućnost njihove primjene postoji i u Diesel motorima što je dokazano istraživanjem prema [13]. Primjenom Atkinsonovog odnosno Millerovog procesa postiže se niža temperatura u cilindru, a time i niža emisija  $\text{NO}_x$  u ispuhu što je posebno važno za Diesel motore zbog sve strožih normi o emisijama ispušnih plinova koje su starije generacije ovakvih motora izbacile iz upotrebe.

Zatvaranjem usisnih ventila u donjoj mrtvoj točki usisava se najveća količina zraka i ostvaruje najveći efektivni kompresijski omjer. Kod Atkinsonovog procesa dio svježeg zraka vraća se kroz usisne ventile zbog njihovog kasnog zatvaranja dok je kod Millerovog procesa masa svježeg zraka također manja, ali iz razloga što su usisni ventili ranije zatvoreni. Oba procesa na taj način smanjuju efektivni kompresijski omjer, a na taj način i maksimalnu temperaturu u cilindru što je vidljivo iz sljedećih jednačbi i dijagrama na slici 12.

$$\varepsilon_{ef-D} = \varepsilon_{max} = \frac{V_H}{V_K} \quad (1.1)$$

$$\varepsilon_{ef-A} = \varepsilon_{ef-M} = \frac{V_3}{V_K} \quad (1.2)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{n_k-1} \quad (1.3)$$

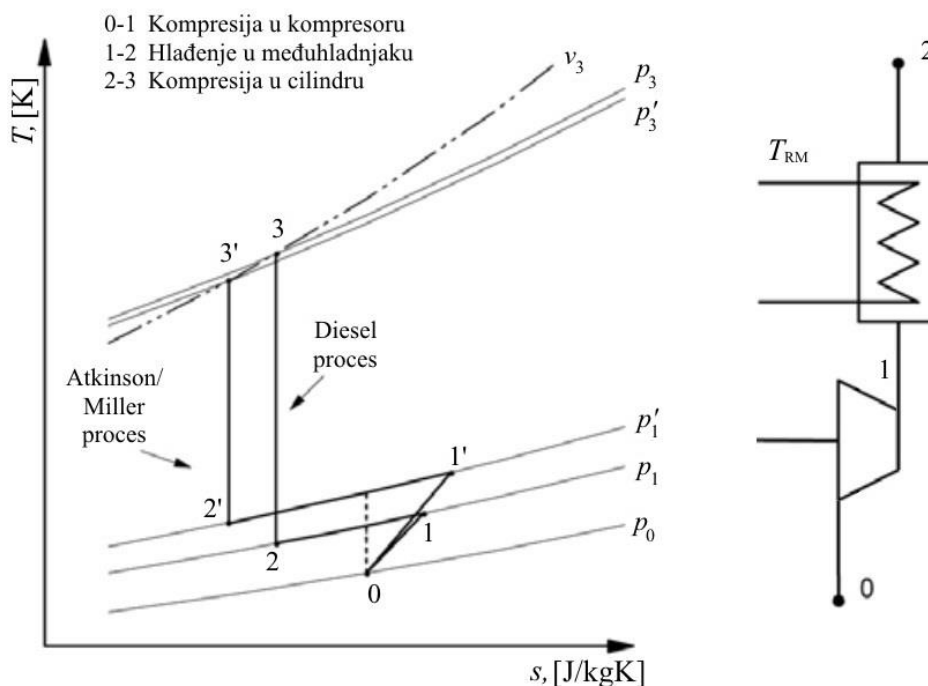


Slika 12.  $pV$  dijagrami Atkinsonovog odnosno Millerovog procesa u Diesel motoru [13]

Budući da kod Diesel motora treba osigurati stalno jednaku količinu usisanog svježeg zraka, manjak zraka na usisu trebalo bi nadomjestiti višim tlakom nabijanja motora. Sniženje temperature u cilindru postignuto primjenom dva opisana procesa bi se tada nadoknadilo višom temperaturom usisa uslijed višeg tlaka usisa pa ovakva primjena ne bi imala smisla. Ipak, dodatkom međuhladnjaka na usisu, zadržala bi se snižena temperatura u cilindru. Na slici 13 može se vidjeti  $Ts$  dijagram opisanih procesa u kojemu je kompresija izentropska (idealna) dok je u jednadžbi (1.3) politropska (realna). Zbog veće razlike između temperature okoline (točka 0) i temperature nakon nabijanja (točka 1/1'), pad temperature u hladnjaku je veći kod Atkinsonovog i Millerovog procesa nego kod Dieselovog. To se može zaključiti iz jednadžbe (1.50) ako se pretpostavi da je stupanj korisnosti međuhladnjaka jednak u oba slučaja. Zbog jednake količine zraka usisane u oba slučaja, na kraju kompresije dolazi se na istu izohoru ( $v_3$ ) u oba slučaja. Jasna razlika u temperaturama na kraju kompresije ovisi o tome koliko se temperatura povisi u kompresoru te snizi u međuhladnjaku što se može prikazati pomoću njihovih stupnjeva korisnosti:

$$\eta_K = \frac{T_{1i} - T_0}{T_1 - T_0}, \quad (1.4)$$

$$\eta_{MH} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{RM}}. \quad (1.5)$$



Slika 13. Usporedni  $Ts$  dijagram dijela Dieselog procesa s Atkinsonovim te Millerovim [13]

Smanjenje emisija  $NO_x$  dobiveno primjenom opisanih ciklusa prvo se u Diesel motorima izvodilo povratom ispušnih plinova u cilindar (EGR). U međuvremenu je razvijen i SCR katalizator koji se danas nalazi u svim novim vozilima s Diesel motorima pa nije za očekivati da će ovakvi sustavi naći primjenu u Diesel motorima. Budući da prema [13], nema nikakvih prednosti promjenjivih razvodnih sustava u odnosu na EGR, vrlo je malo vjerojatno da će se ovakvi sustavi nametnuti u doba kad se već primjenjuje još bolje rješenje – SCR katalizator.

## 2. OPIS SIMULACIJE

Računalne simulacije uvelike su olakšale razvoj motora s unutarnjim izgaranjem budući da su puno brže i jeftinije od eksperimentalnih metoda. Prema [6] računalne simulacije koriste se za razumijevanje procesa, identifikaciju ključnih varijabli, predviđanje ponašanja te služe kao baza za inovacije.

Simulacije se prema vrsti modela dijele na [6]:

- 1) modeli za regulaciju
- 2) modeli za analizu procesa i performansi.

Modeli za analizu procesa i performansi dijele se na [6]:

- 1) 0D modele – termodinamički modeli koje se temelje na zakonu održanja energije, funkcija su samo vremena
- 2) 1D modele – termodinamički modeli koji su funkcija vremena i jedne prostorne koordinate
- 3) 3D modele – CFD modeli koji su funkcija vremena i svih triju prostornih koordinata.

0D modeli izgaranja mogu se ponovno podijeliti prema broju zona na [6, 7]:

- 1) jednozonske – cijeli cilindar se promatra kao jedan volumen koji čini goriva smjesa koja razmjenjuje energiju i masu s okolinom (površine cilindra te usisni/ispušni kolektor)
- 2) dvozonske – u cilindru postoji volumen izgorene i neizgorene gorive smjese, to su dva termodinamička sustava koja međusobno te s okolinom razmjenjuju energiju i masu
- 3) trozonski – u cilindru pored izgorene i neizgorene smjese postoji i volumen gorive smjese koja trenutno izgara (zona plamena)
- 4) višezonski – poput trozonskih s time što je svaka zona podijeljena na više manjih koje međusobno razmjenjuju energiju i masu pa su rezultati točniji.

Simulacija opisana u ovom radu provedena je pomoću programskog paketa AVL BOOST<sup>TM</sup> koji za simulacije izgaranja koristi 0D modele, a za simulacije strujanja 1D modele. Korišteni model izgaranja je Vibeov dvozonski zadan u zadatku.

## 2.1. Vibeov model izgaranja

U ovom radu zadan je Vibeov model izgaranja, to je prvi moderni model koji omogućuje proračun toka izgaranja u cilindru motora.

Vibeova funkcija koja služi za aproksimaciju stvarne karakteristike otpuštanja topline računa se prema sljedećem izrazu [8]:

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y \cdot (m+1)}, \quad (2.1)$$

$$dx = \frac{dQ_G}{Q}, \quad (2.2)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_o}{\Delta\alpha_c}, \quad (2.3)$$

gdje je:

$a$  – Vibeova značajka ( $a = 6,9$  za potpuno izgaranje),

$m$  – značajka izgaranja,

$Q_G$  – ukupna toplina dobivena iz goriva,

$\alpha$  – kut zakreta koljenastog vratila,

$\alpha_o$  – kut početka izgaranja,

$\Delta\alpha_c$  – duljina izgaranja izražena u kutu zakreta koljenastog vratila.

Integral Vibeove funkcije daje odnos između mase izgorjenog goriva od početka izgaranja ( $I_P$ ) do trenutka promatranja i ukupne mase goriva u cilindru po procesu [8]:

$$x = \int \frac{dx}{d\alpha} \cdot d\alpha = 1 - e^{-a \cdot y \cdot (m+1)}, \quad (2.4)$$

$$x(t) = \frac{m_G(t)}{m_{G,proc}}. \quad (2.5)$$

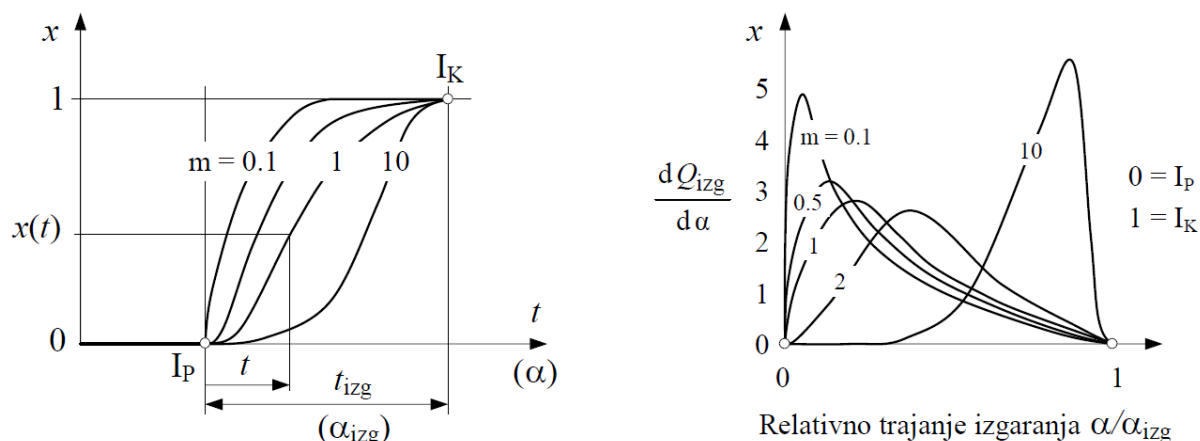
gdje je:

$m_G$  – masa goriva koje je izgorjelo od početka izgaranja ( $t = 0$ ) do promatranog trenutka,

$m_{G,proc}$  – ukupna masa goriva u cilindru po procesu.

Vibeova značajka određuje se uz pretpostavku da je u točki kraja izgaranja ( $I_K$ ) izgorjelo 99,9 % goriva  $m_{G,proc}$  u cilindru pri čemu je  $y = 1$ :

$$a = \frac{-\ln(1 - 0,999)}{y^{(m+1)}} = 6,9. \quad (2.6)$$



Slika 14. Vibeova funkcija  $x$  i zakon oslobađanja topline za različite vrijednosti značajke izgaranja  $m$  [5]

Opisani model je jednozonski, budući da će u ovom radu biti korišten dvozonski Vibe model, u nastavku slijedi njegov opis. Kod dvozonskog modela ukida se pretpostavka da je temperatura izgorenog i neizgorenog punjenja jednaka. Umjesto toga, na izgoreni i neizgoreni dio gorive smjese se primjenjuje prvi zakon termodinamike [8, 9]:

$$\frac{dm_i u_i}{d\alpha} = -p \frac{dV_i}{d\alpha} + \frac{dQ_G}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{W,i}}{d\alpha} + h_n \frac{dm_i}{d\alpha} - h_{BB,i} \frac{dm_{BB,i}}{d\alpha}, \quad (2.7)$$

$$\frac{dm_n u_n}{d\alpha} = -p \frac{dV_n}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{W,n}}{d\alpha} - h_n \frac{dm_i}{d\alpha} - h_{BB,n} \frac{dm_{BB,n}}{d\alpha}, \quad (2.8)$$

gdje je:

$\frac{dm u}{d\alpha}$  – promjena unutrašnje energije,

$p \frac{dV}{d\alpha}$  – rad koji klip izvrši,

$\frac{dQ_G}{d\alpha}$  – toplina dovedena gorivom,

$\frac{dQ_W}{d\alpha}$  – gubici topline kroz stijenke cilindra,

$h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$  – gubitak entalpije uslijed strujanja pokraj klipa,

$h_n \frac{dm_i}{d\alpha}$  – tok entalpije iz neizgorene u izgorenu zonu zbog pretvaranja svježeg punjenja u produkte izgaranja,

$i$  – indeks za izgorenu gorivu smjesu,

$n$  – indeks za neizgorenu gorivu smjesu.

Također je važno da zbroj promjena volumena dviju zona bude jednak promjeni volumena cilindra te da zbroj volumena dviju zona bude jednak volumenu cilindra:

$$\frac{dV_i}{d\alpha} + \frac{dV_n}{d\alpha} = \frac{dV}{d\alpha}, \quad (2.9)$$

$$V_i + V_n = V. \quad (2.10)$$

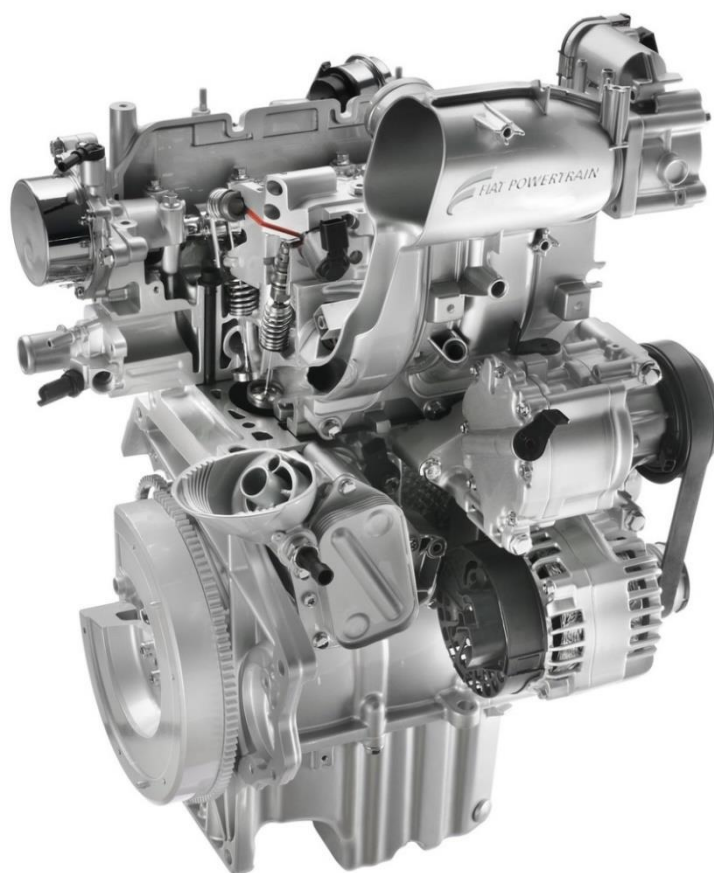
## 2.2. Odabrani motor za simulaciju

Za simulaciju je odabran Fiatov 0.9 TwinAir motor koji sadrži MultiAir sustav te turbopunjač, a ubrizgavanje je u usisnoj cijevi. Ovaj motor predstavljen je 2010. godine, zadovoljava EURO 6 normu, a nagradu za međunarodni motor godine ponio je 2011. godine. Prvi motor opremljen MultiAirom bio je Fiatov 1.4 Multiair predstavljen 2009. godine u Alfa Romeo MiTo. Budući da je MultiAir sustav razvijen tijekom suradnje tvrtki Schaeffler i Fiat Powertrain Technologies, Schaeffler je dobio pravo na prodaju tog sustava, kojeg oni nazivaju UniAir. Tako je nakon niza godina jedan drugi proizvođač automobila dobio pravo na MultiAir sustav, naime 2017. godine Jaguar Land Rover počeo ga je koristiti u svojim automobilima pod imenom Ingenium.

Tablica 1. Podaci o Fiat 0.9 TwinAir motoru

OPIS	OZNAKA	IZNOS	JEDINICA
Promjer klipa	$D$	80	mm
Hod klipa	$H$	86	mm
Kompresijski omjer	$\varepsilon$	10	-
Broj cilindara	$Z$	2	-
Duljina klipnjače	$L$	120	mm
Radni volumen	$V_H$	875	cm <sup>3</sup>
Broj taktova	$n_T$	4	-

<b>Faktor pretička zraka</b>	$\lambda$	1 (0,85 na maks. opterećenju)	-
<b>Broj usisnih ventila po cilindru</b>	$n_u$	2	-
<b>Broj ispušnih ventila po cilindru</b>	$n_i$	2	-
<b>Maksimalni podizaj usisnih ventila</b>	$h_{u,max}$	10	mm
<b>Maksimalni podizaj ispušnih ventila</b>	$h_{i,max}$	9,5	mm
<b>Maksimalna efektivna snaga</b>	$P_{e,max}$	62,5 (pri 5500 min <sup>-1</sup> )	kW
<b>Maksimalni efektivni moment</b>	$M_{e,max}$	145 (pri 1900 min <sup>-1</sup> )	Nm

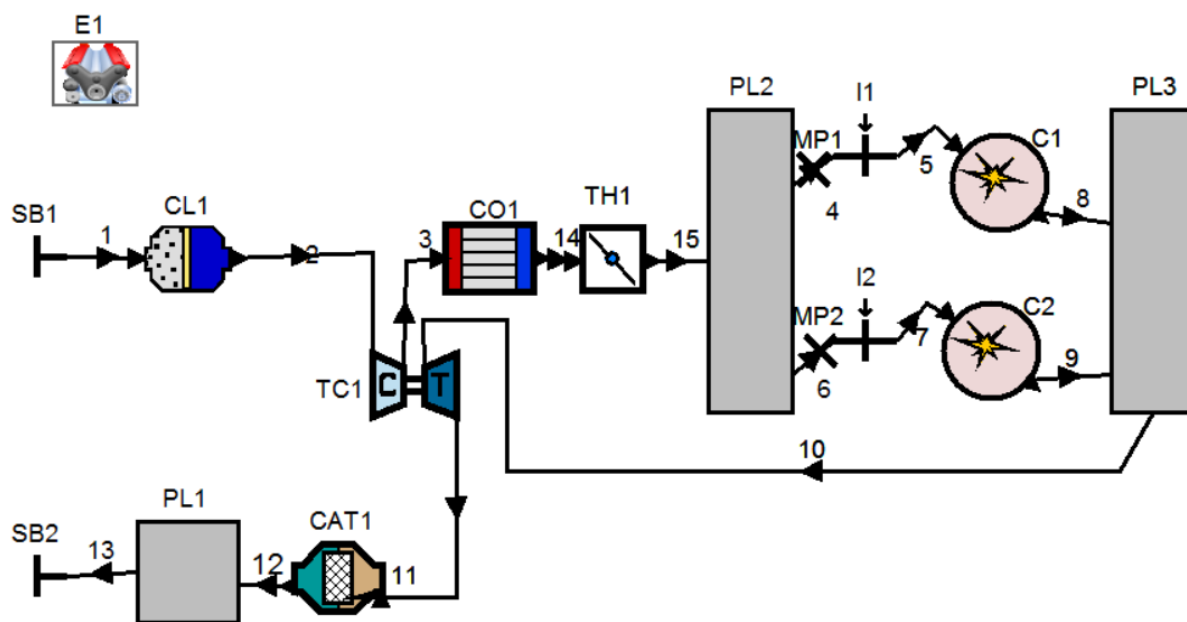


Slika 15. Presjek Fiat 0.9 TwinAir motora



### 2.3. Simulacijski model

Na slici 16 može se vidjeti simulacijski model motora Fiat 0.9 TwinAir izrađen u programskom paketu AVL BOOST™. Model na slici koristi zaklopku (element TH1 na slici), a usporedit će se s istim modelom bez zaklopke, ali s MultiAir sustavom.

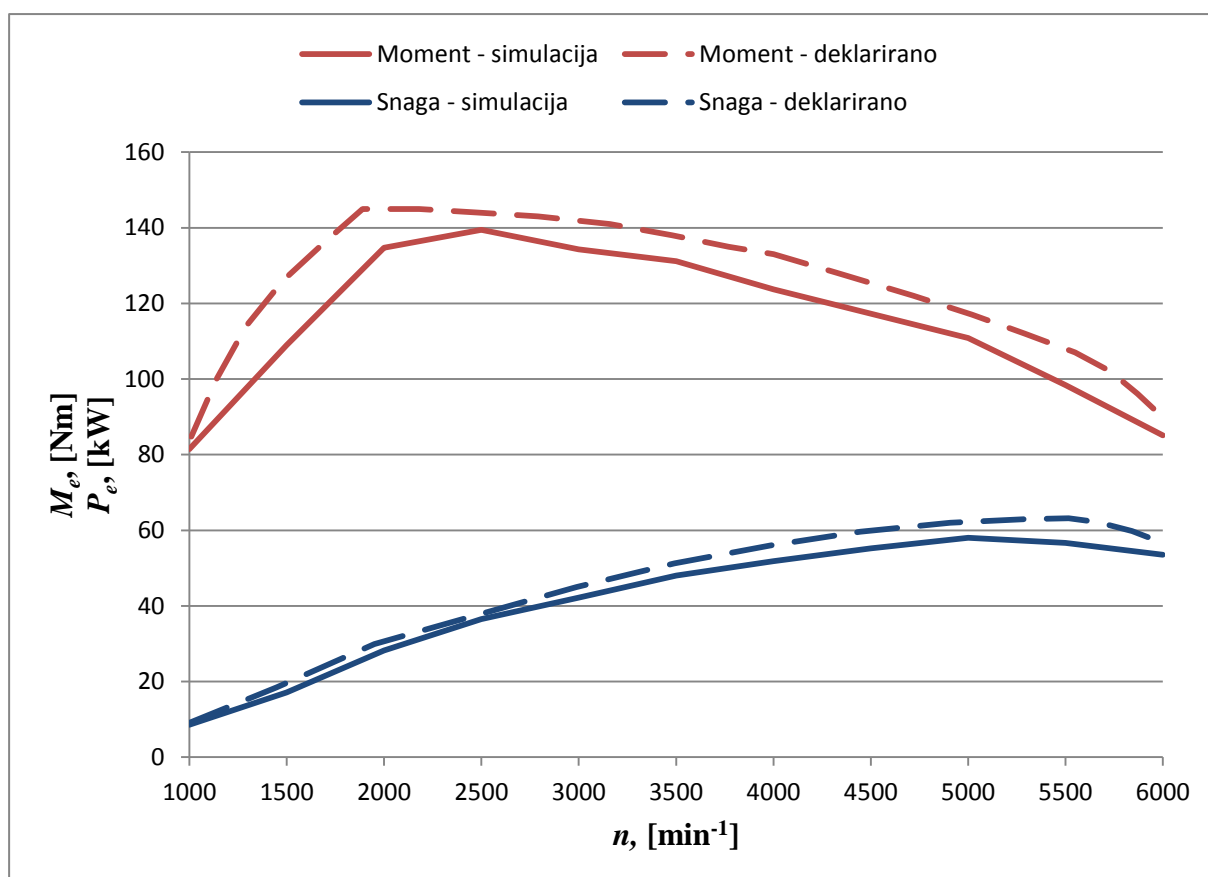


Slika 16. Simulacijski model odabranog motora sa zaklopkom

### 3. REZULTATI SIMULACIJE

Najprije je provedena simulacija korištenjem MultiAir sustava odnosno bez zaklopke, a nakon toga provedena je simulacija korištenjem zaklopke. Pri provedbi simulacije motora sa zaklopkom kut otvorenosti zaklopke korišten je kao regulator srednjeg efektivnog tlaka. Na taj su način dobivene iste vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka za iste brzine vrtnje kod modela sa i bez zaklopke što je važno kako bi se mogle usporediti veličine opisane u nastavku.

Na slici 17 može se vidjeti usporedba dobivenog maksimalnog momenta, odnosno snage motora s deklariranim (prema [11]). Do razlike u rezultatima dolazi zbog nedostupnosti nekih podataka kao što su točne krivulje podizaja ventila koje motor koristi te dimenzije raznih dijelova motora (cijevi, kolektori, katalizator i sl.).

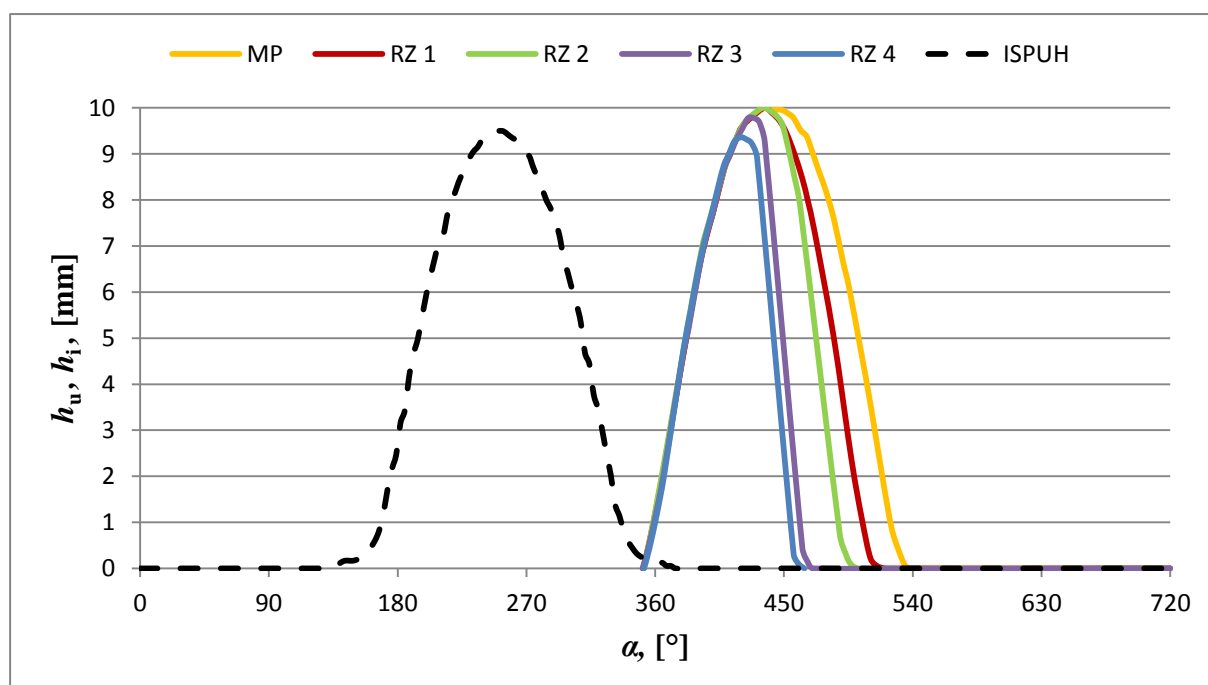


Slika 17. Usporedba momenta motora dobivenog simulacijom i deklariranog

### 3.1. Profili podizaja usisnih ventila

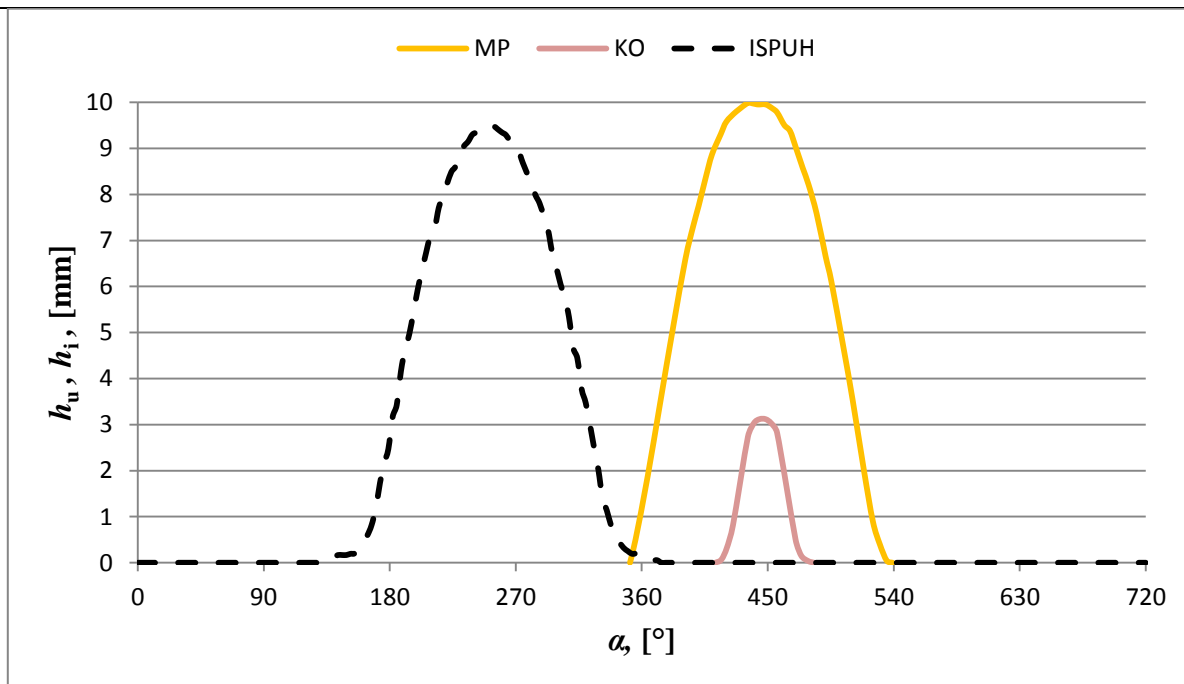
U ovom potpoglavlju mogu se vidjeti profili podizaja usisnih ventila korištenih za regulaciju snage kod MultiAir sustava u ovom radu. Na slikama 18, 19 i 20 gornja mrtva točka se nalazi na  $360^\circ$ , dok se na svim ostalim slikama u nastavku nalazi na  $0^\circ$ . Kratice MP, RZ, KO i ML ovdje se koriste za označavanje profila podizaja usisnih ventila. U daljnjem tekstu one označavaju rezultate dobivene korištenjem ovih profila, ali i rezultate dobivene korištenjem zaklopke budući da su njenim korištenjem dobivene iste krivulje srednjeg efektivnog tlaka.

#### 3.1.1. Rano zatvaranje usisnih ventila



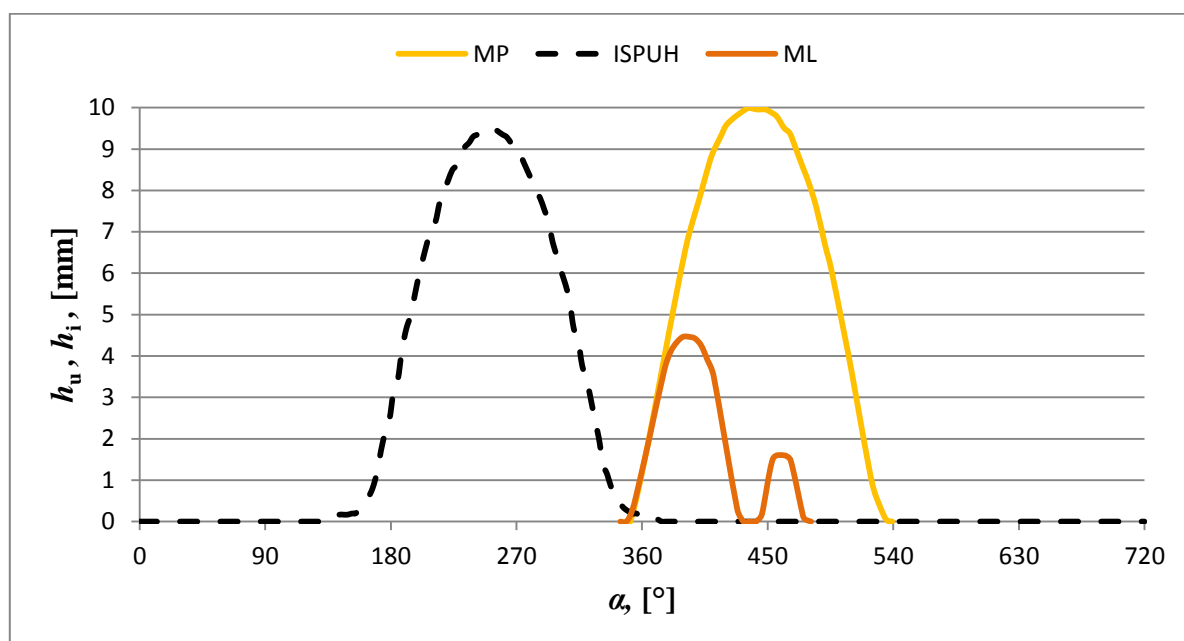
Slika 18. Profili otvaranja usisnih ventila kod ranog zatvaranja

#### 3.1.2. Kasno otvaranje usisnih ventila



Slika 19. Profili otvaranja usisnih ventila kod kasnog otvaranja

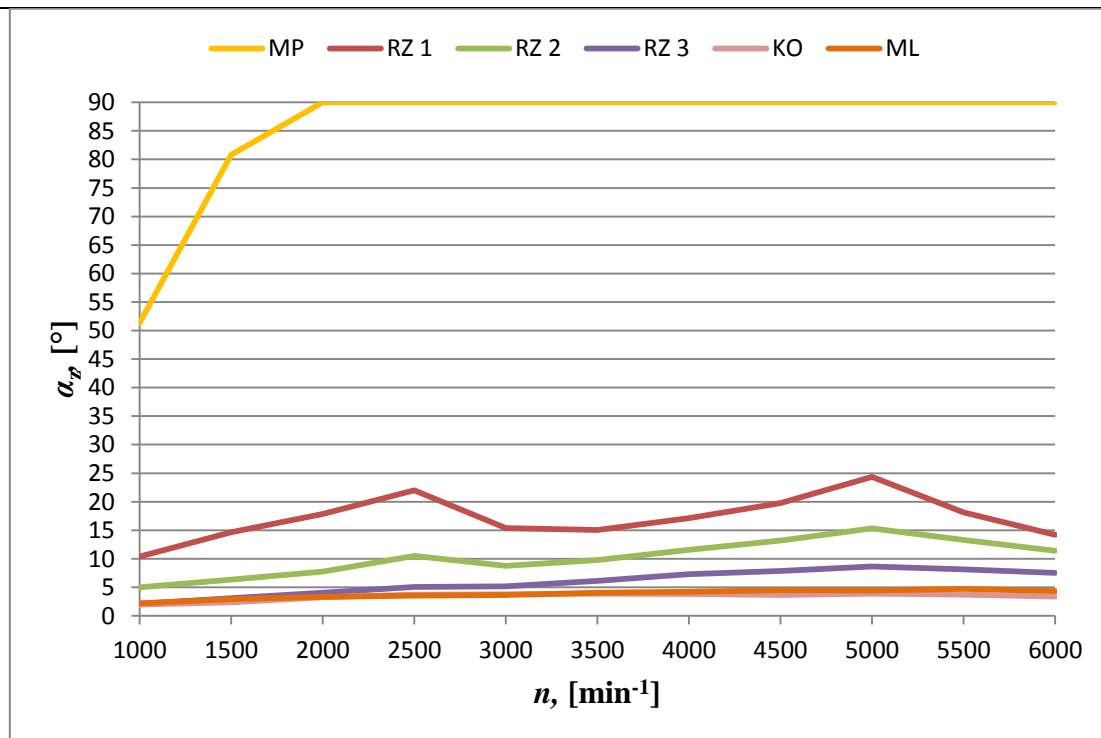
### 3.1.3. Multilift



Slika 20. Profil otvaranja usisnih ventila u načinu rada Multilift

## 3.2. Kut otvorenosti zaklopke

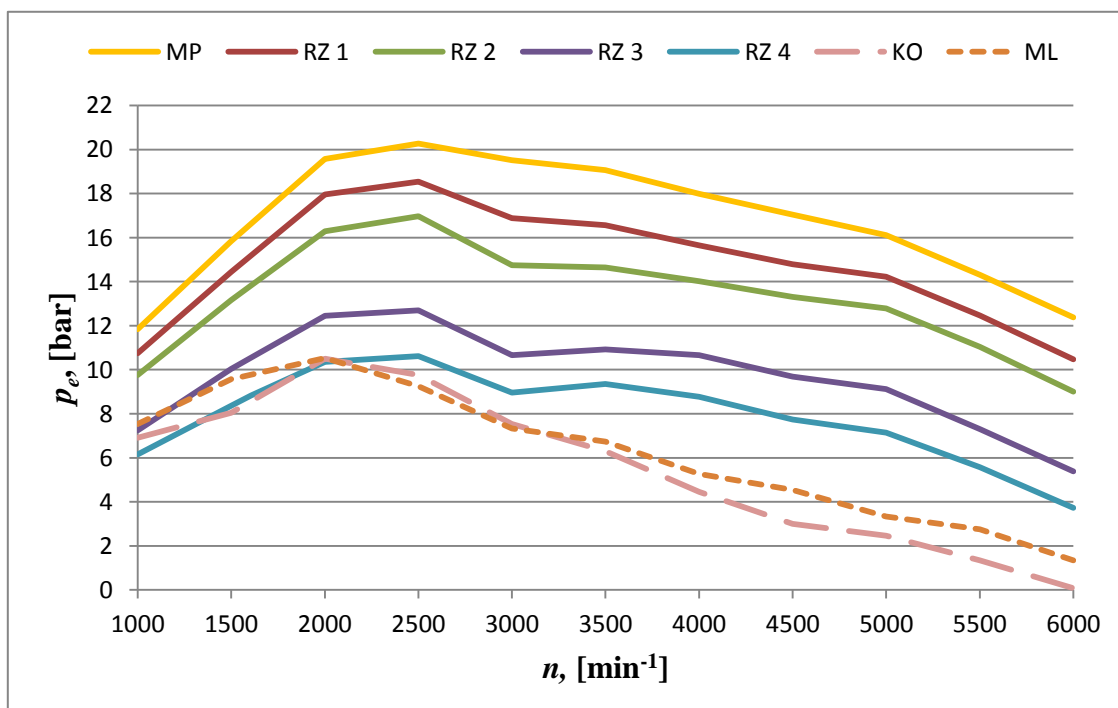
Na slici 21 može se vidjeti kako se mijenjao kut otvorenosti zaklopke u modelu motora bez MultiAira kako bi se dobio isti srednji efektivni tlak na svim brzinama vrtnje kao i u modelu s MultiAir sustavom.



Slika 21. Kut otvorenosti zaklopke u modelu motora sa zaklopkom

### 3.3. Srednji efektivni tlak

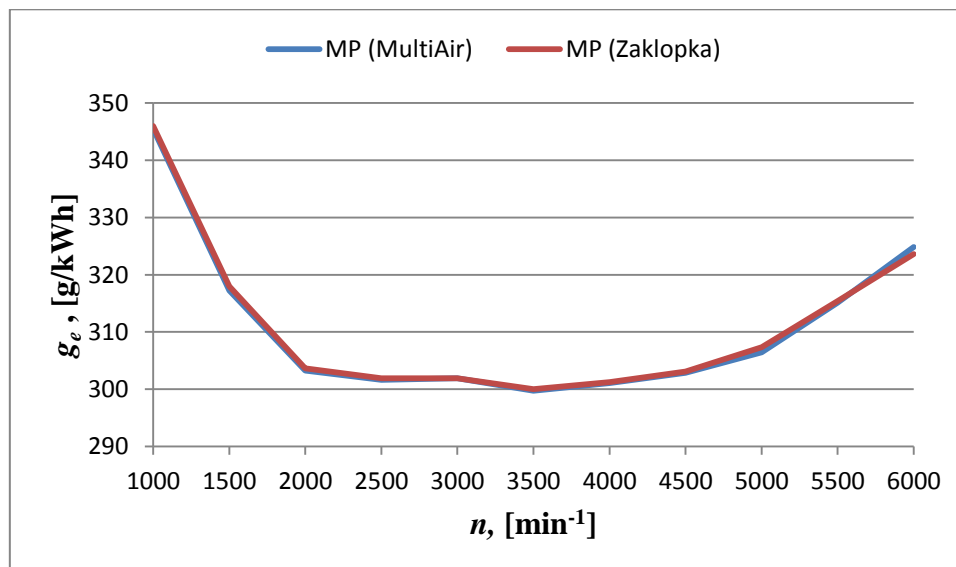
Na slici 22 mogu se vidjeti vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka ovisno o brzini vrtnje za sve navedene profile otvaranja usisnih ventila.



Slika 22. Srednji efektivni tlak u ovisnosti o brzini vrtnje kod različitih profila podizaja usisnih ventila

### 3.4. Maksimalni podizaj usisnih ventila

#### 3.4.1. Specifična efektivna potrošnja goriva



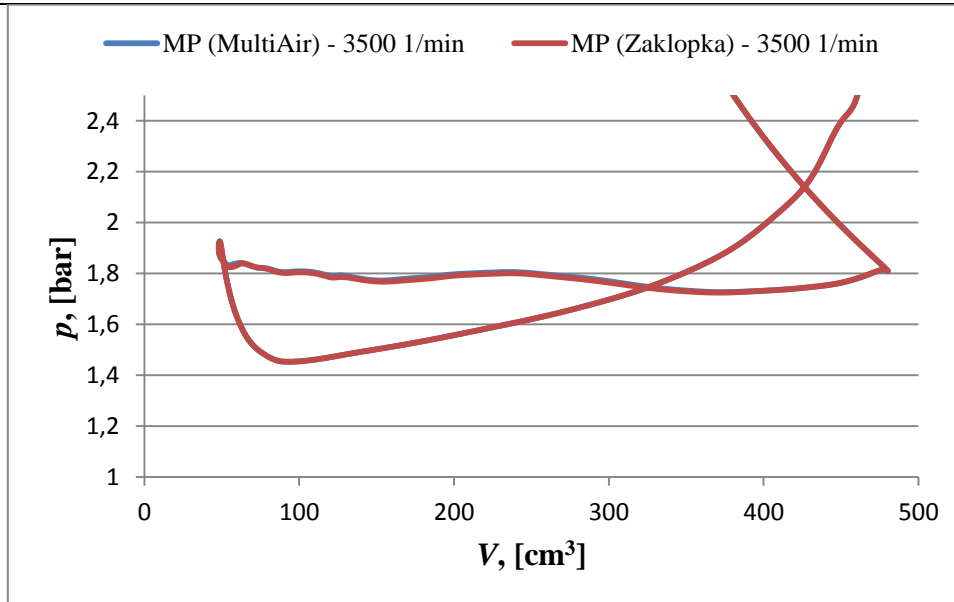
Slika 23. SEPG za slučaj opterećenja MP

Kao što je vidljivo na slici 23, za slučaj maksimalnog podizaja usisnih ventila specifična efektivna potrošnja je praktički jednaka na svim brzinama vrtnje što je i logično jer je zaklopka većinu vremena otvorena na maksimalnih 90° te nema njenog negativnog efekta odnosno ne prigušuje usis, a i kada je otvorena npr. na 52° na 1000 min<sup>-1</sup> to prigušenje je zanemarivo naspram onog pri nižim opterećenjima.

#### 3.4.2. Tlak u cilindru

Na slici 24 može se vidjeti da je niskotlačni dio procesa u cilindru jednak pri korištenju MultiAira i zaklopke. Budući da se mora dobiti isti moment motora, ukupni rad procesa u cilindru mora biti jednak pa je onda jednak i visokotlačni dio procesa u oba modela. Zbog toga je i potrošnja u oba modela jednaka.

Proces izmjene radnog medija je većinom desnokretan zbog korištenja turbopunjača koji tlak usisa podiže iznad tlaka ispuha dok se manji, lijevokretni dio procesa mogao izbjeći biranjem kasnije točke otvaranja ispušnih ventila.

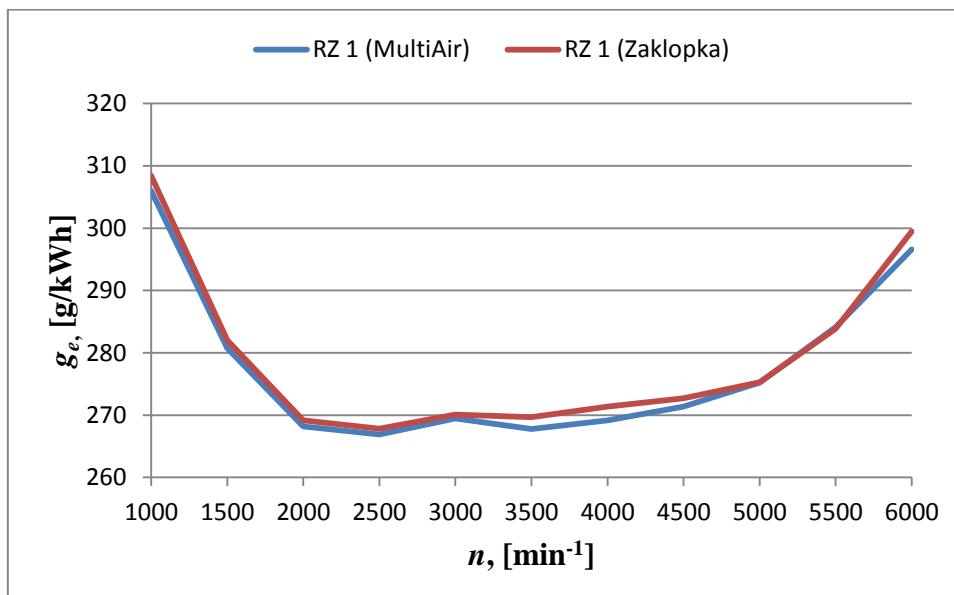


Slika 24. Niskotlačni dio  $pV$  dijagrama za opterećenje MP pri  $3500 \text{ min}^{-1}$

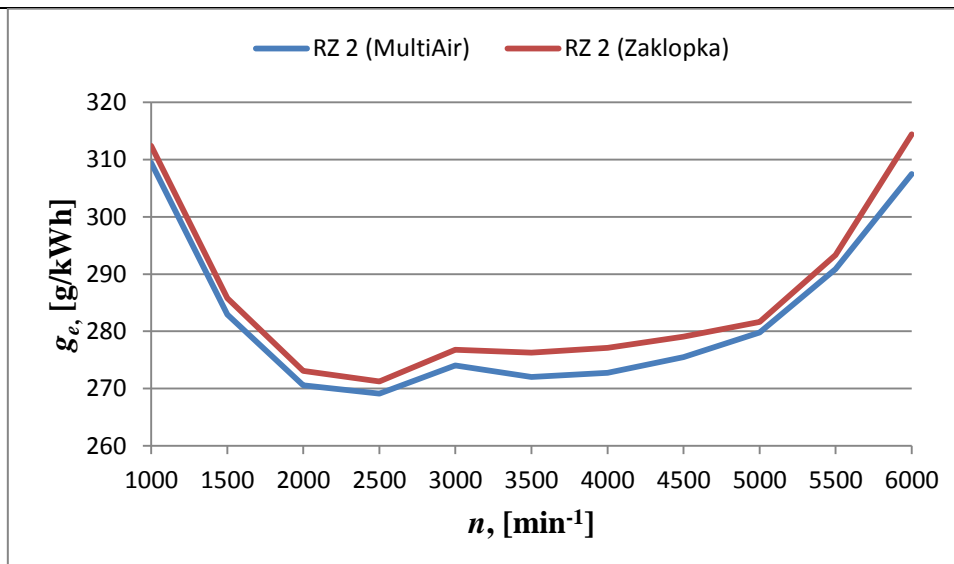
### 3.5. Rano zatvaranje usisnih ventila

U ovom potpoglavlju bit će uspoređene veličine dobivene u modelu s MultiAir sustavom i ranim zatvaranjem usisnih ventila s onima dobivenima u modelu sa zaklopkom.

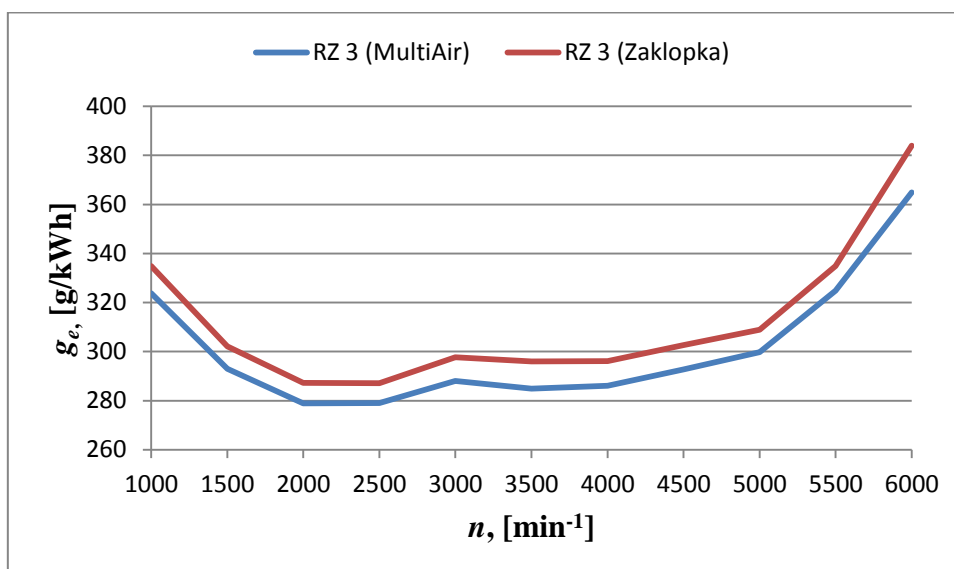
#### 3.5.1. Specifična efektivna potrošnja goriva



Slika 25. SEPG za slučaj opterećenja RZ 1



Slika 26. SEPG za slučaj opterećenja RZ 2



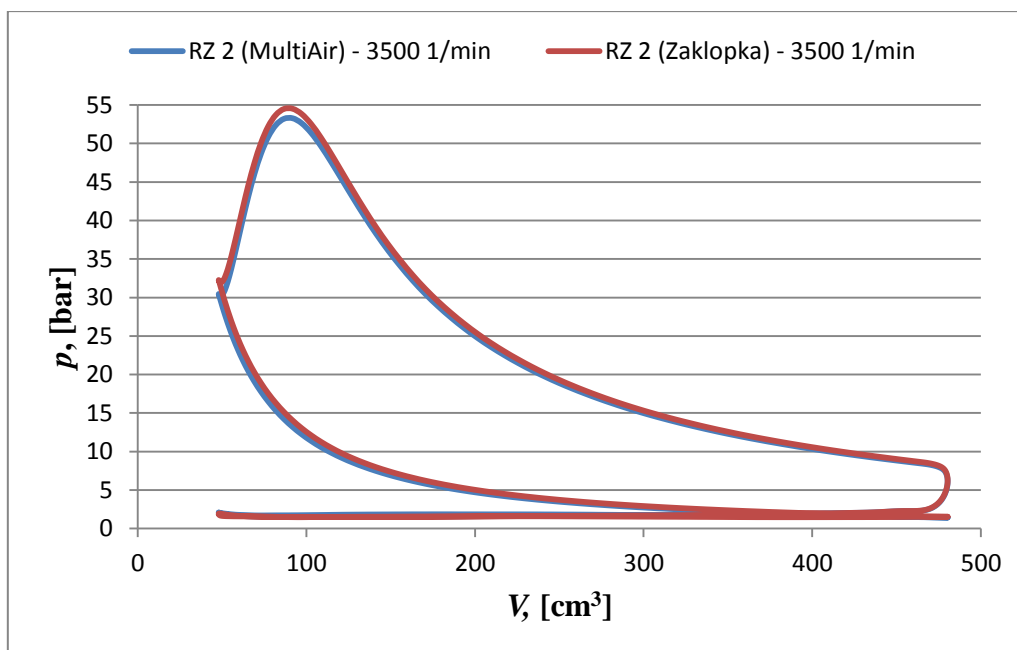
Slika 27. SEPG za slučaj opterećenja RZ 3

Kao što je vidljivo na slikama 25, 26 i 27, razlika u specifičnoj efektivnoj potrošnji goriva između modela s MultiAir sustavom i onoga sa zaklopkom se povećava sa snižavanjem opterećenja motora. Razlog tomu je što je na nižem opterećenju zaklopka više pritvorena (što se može vidjeti na slici 21), a zbog čega se više prigušuje tlak na usisu odnosno raste negativni rad izmjene radnog medija. Za opterećenje RZ 2, SEPG je niža 1 do 2%, a za opterećenje RZ 3 niža je do 5% u usporedbi s modelom sa zaklopkom.

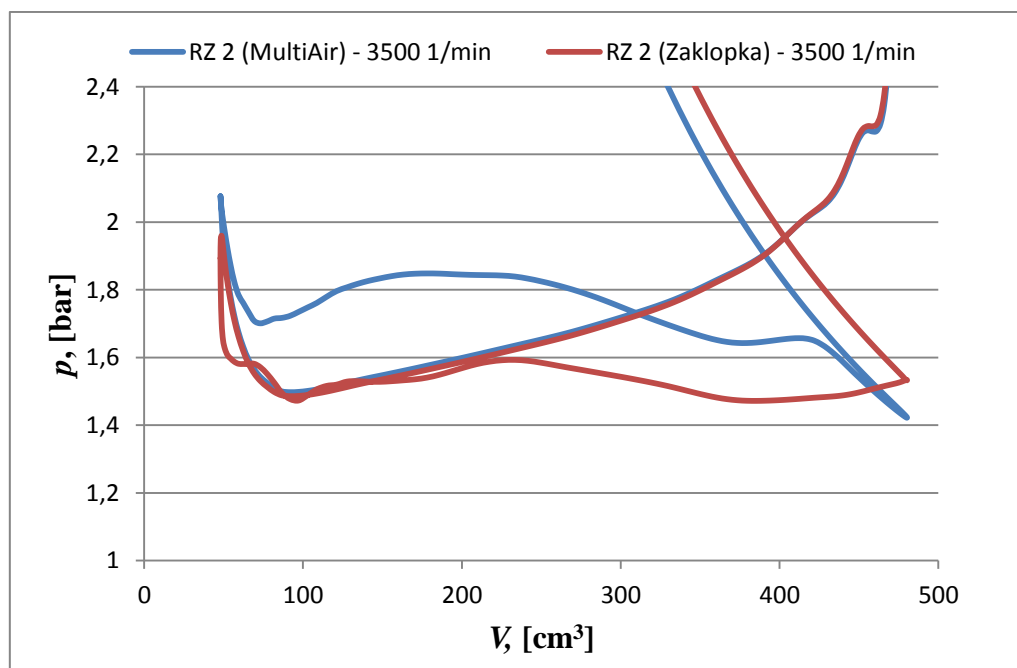
### 3.5.2. Tlak u cilindru



Kako bi se dodatno objasnio razlog sniženja potrošnje, uspoređeni su tlakovi u cilindru motora na brzini vrtnje od  $3500 \text{ min}^{-1}$  za profile RZ 2 i RZ 3 jer je u tim točkama posebno izražena razlika u potrošnji.



Slika 28.  $pV$  dijagram za opterećenje RZ 2 pri  $3500 \text{ min}^{-1}$



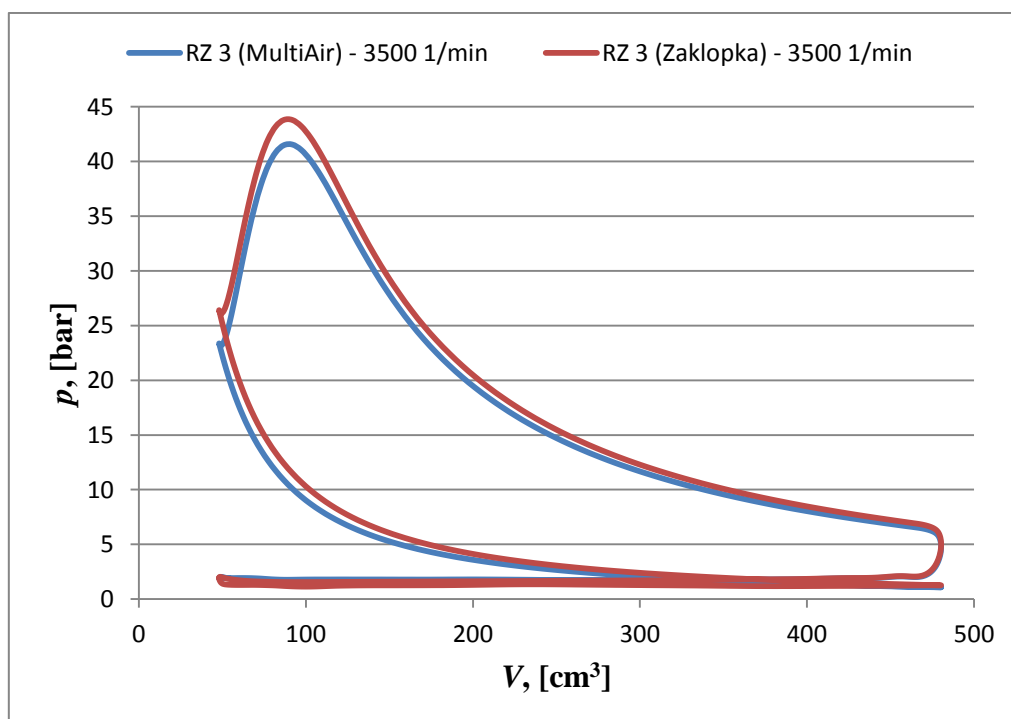
Slika 29. Niskotlačni dio  $pV$  dijagrama za opterećenje RZ 2 pri  $3500 \text{ min}^{-1}$

Na slici 29 može se vidjeti da je pri korištenju zaklopke proces izmjene radnog medija u potpunosti lijevokretan, uzrok tome je što je zaklopka toliko zagušila tlak na usisu da njegova

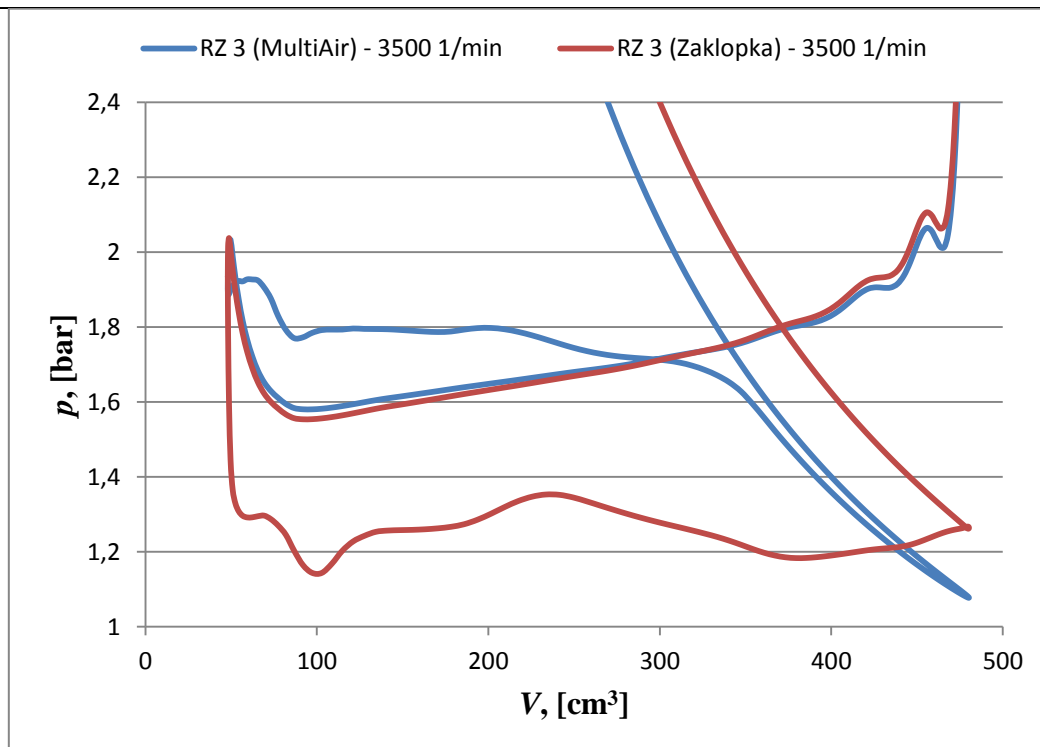
vrijednost pada ispod tlaka ispuha bez obzira na to što motor koristi turbopunjač. Za razliku od zaklopke, pri korištenju MultiAira usis nije zagušen zaklopkom pa je tlak usisa viši od tlaka ispuha, odnosno proces izmjene radnog medija je većinom desnokretan. Da je odabrana kasnija točka otvaranja ispušnih ventila, lijevokretni dio procesa bi kod MultiAira bio još manji.

Budući da je niskotlačni dio procesa pri korištenju zaklopke isključivo lijevokretan, a pri korištenju MultiAira većim dijelom desnokretan, to znači da kako bi se ostvario isti moment motora u oba slučaja, rad visokotlačnog (desnokretnog) procesa mora biti veći pri korištenju zaklopke. Kako bi ovaj rad bio veći, potrebno je unijeti u cilindar veću količinu smjese goriva i zraka pa shodno tome raste i specifična efektivna potrošnja goriva. Razlika u visokotlačnim procesima može se vidjeti na slici 28.

Na slikama 30 i 31 može se vidjeti da se ova razlika sa sniženjem opterećenja samo povećava. Budući da je zaklopka pritvorenija, tlak usisa se još više zagušuje, odnosno negativni rad izmjene radnog medija je još veći nego kod opterećenja RZ 2. Zbog toga je i razlika u visokotlačnim procesima još veća pa je i potrošnja modela sa zaklopkom veća što se može vidjeti usporedbom dijagrama na slikama 26 i 27.

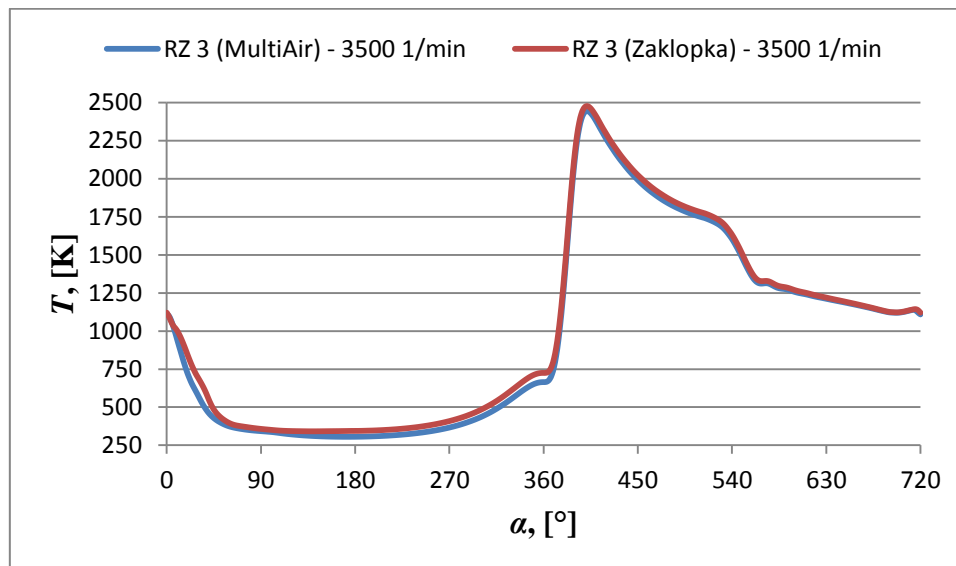


Slika 30.  $pV$  dijagram za opterećenje RZ 3 pri 3500 min<sup>-1</sup>

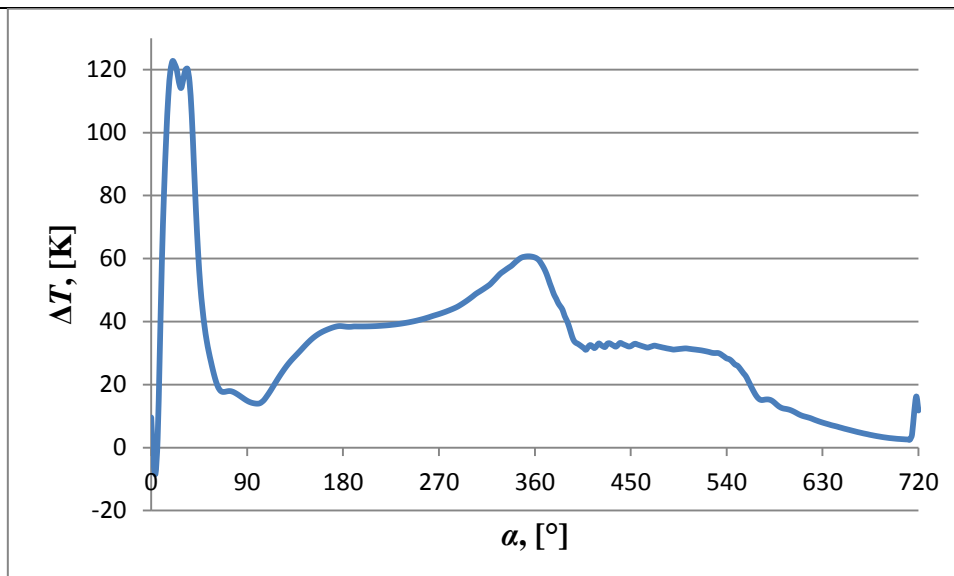


Slika 31. Niskotlačni dio  $pV$  dijagrama za opterećenje RZ 3 pri 3500 min<sup>-1</sup>

### 3.5.3. Temperatura u cilindru



Slika 32. Temperatura u cilindru za opterećenje RZ 3 pri 3500 min<sup>-1</sup>



**Slika 33. Razlika u temperaturama u cilindru između modela sa zaklopkom i s MultiAirom za opterećenje RZ 3 pri 3500 min<sup>-1</sup>**

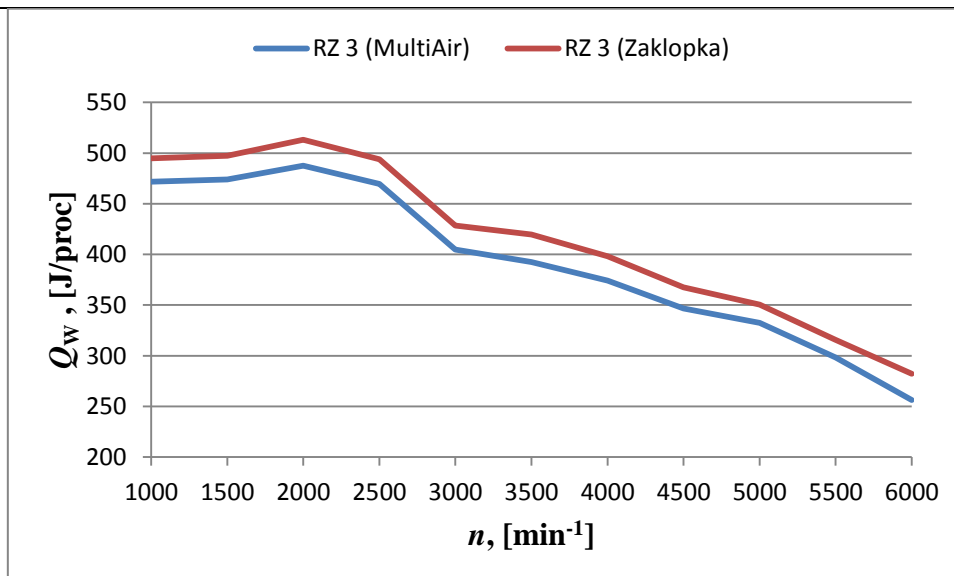
$$\Delta T = T_Z - T_{MA}, \quad (3.1)$$

gdje je:

$T_Z$  – temperatura u cilindru modela sa zaklopkom,

$T_{MA}$  – temperatura u cilindru modela s MultiAirom.

Kao što je vidljivo na slikama 32 i 33, temperatura u cilindru kod modela sa zaklopkom viša je od one kod modela s MultiAirom za vrijeme trajanja sva četiri takta. Pri korištenju zaklopke stvara se potlak u usisnoj cijevi zbog čega pada temperatura u usisnoj cijevi (jednadžba stanja idealnog plina) dok se pri korištenju MultiAira potlak stvara tek u cilindru pri čemu temperatura također pada. Razlika je u tome što je pri korištenju zaklopke zrak pri prolasku kroz zagrijanu usisnu cijev, između zaklopke i usisnog ventila, zagrije dok se pri korištenju MultiAira nema vremena zagrijati pa je temperatura na početku kompresije niža, a shodno tome i u nastavku procesa. Viša temperatura u cilindru pridonosi stvaranju dušikovih oksida (NO<sub>x</sub>) pa se može reći da MultiAir u načinu rada ranog zatvaranja usisnih ventila pozitivno utječe na emisiju dušikovih oksida. Također, zbog veće zagrijanosti cilindra veća je i količina topline izgubljene kroz stijenke cilindra, i to od 5 do 9% što je vidljivo na slici 34.

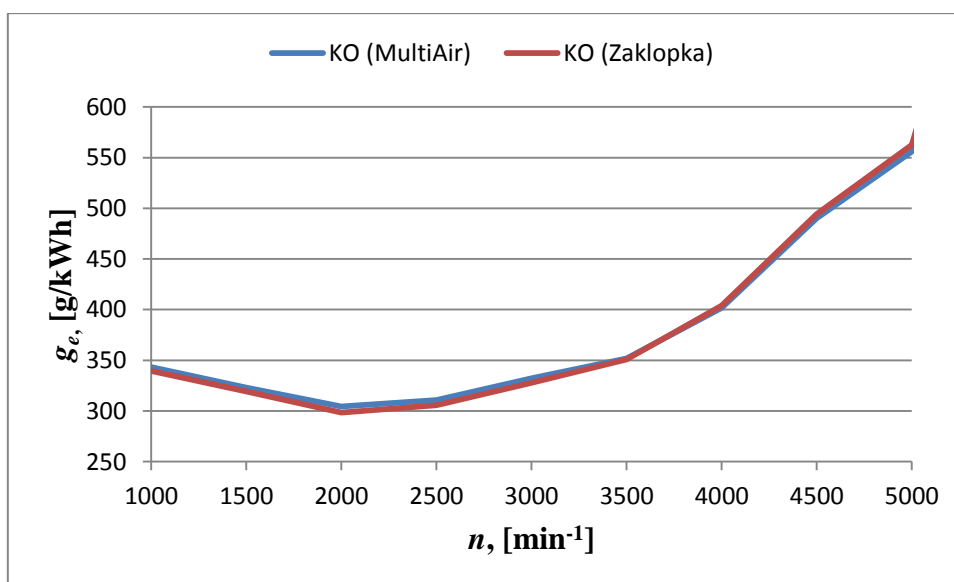


Slika 34. Toplina odvedena kroz stijenke cilindra za opterećenje RZ 3

### 3.6. Kasno otvaranje usisnih ventila

U ovom potpoglavlju bit će uspoređene veličine dobivene u modelu s MultiAir sustavom i kasnim otvaranjem usisnih ventila s onima dobivenima u modelu sa zaklopkom.

#### 3.6.1. Specifična efektivna potrošnja goriva



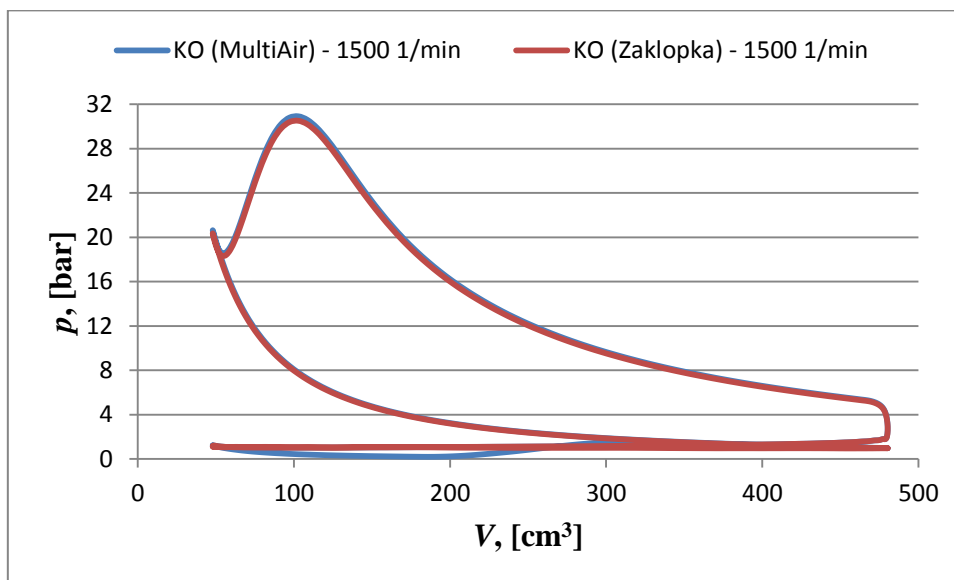
Slika 35. SEPG za slučaj opterećenja KO

Kao što je vidljivo na slici 35, specifična efektivna potrošnja goriva pri malim brzinama vrtnje nešto je viša pri korištenju MultiAira dok je na višim brzinama otprilike jednaka kod oba modela. Potrošnja nakon 5000  $\text{min}^{-1}$  drastično raste pa nije prikazana radi preglednosti

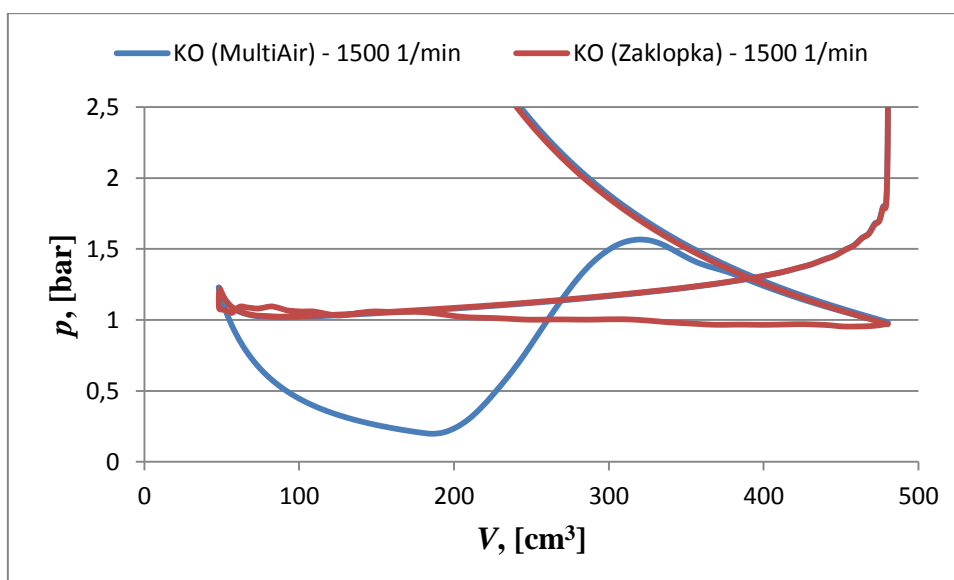
dijagrama, a nije ni bitna jer se ovaj način rada ne primjenjuje na velikim brzinama motora. U rasponu od 1000 do 3500  $\text{min}^{-1}$  ovaj način rada donosi 4 do 5% veću SEPG nego u slučaju modela sa zaklopkom.

### 3.6.2. Tlak u cilindru

Budući da se kasno otvaranje usisnih ventila koristi samo pri niskoj brzini vrtnje motora (prema slici 11), u nastavku je istražen slučaj na brzini vrtnje od 1500  $\text{min}^{-1}$ .



Slika 36.  $pV$  dijagram za opterećenje KO pri 1500  $\text{min}^{-1}$

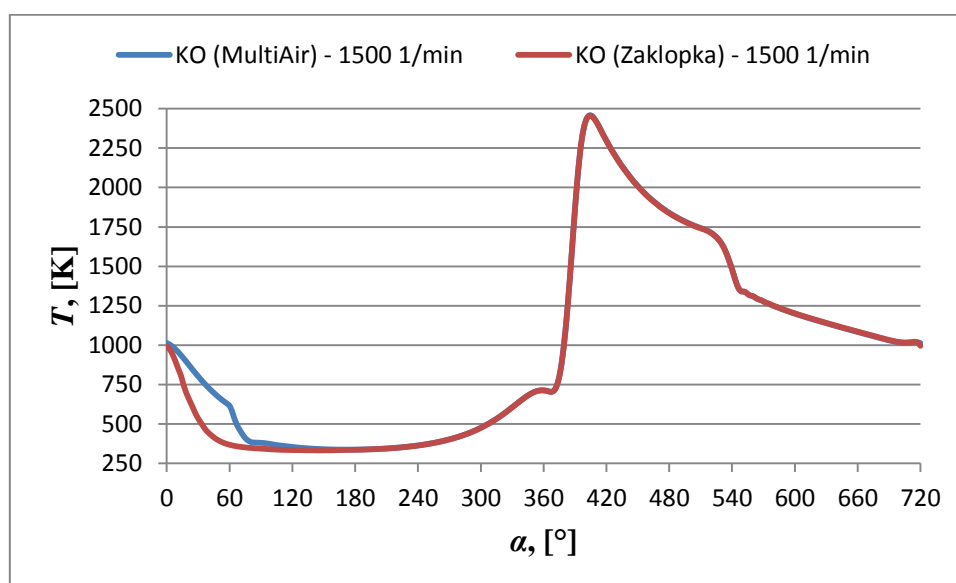


Slika 37. Niskotlačni dio  $pV$  dijagrama za opterećenje KO pri 1500  $\text{min}^{-1}$

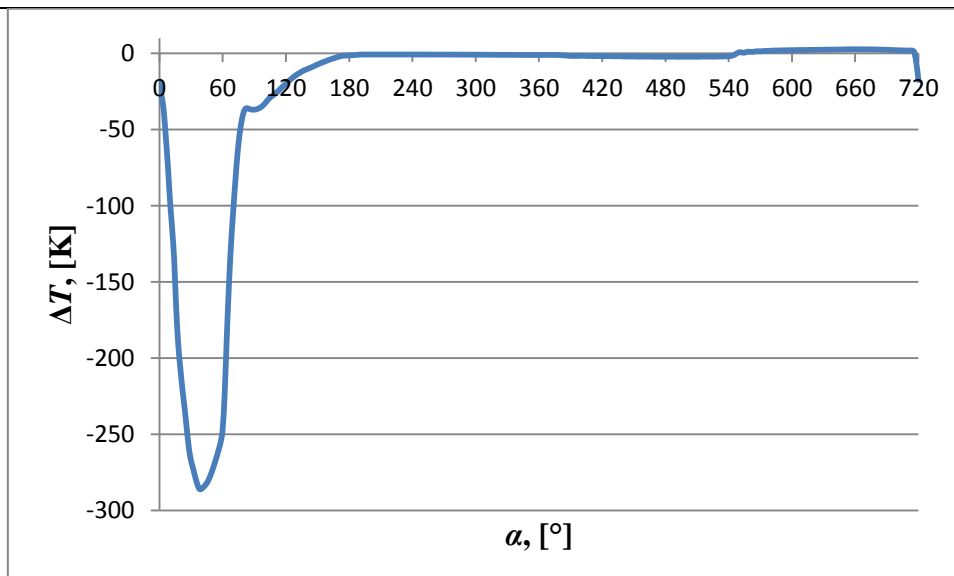
Na slici 37 može se vidjeti da je pri korištenju zaklopke proces izmjene radnog medija lijevokretan, ali primjetno manje površine nego kod svih prethodno opisanih slučajeva. Razlog tomu je što, osim što je tlak usisa pri malom opterećenju zagušen zaklopkom, je i tlak ispuha pri maloj brzini vrtnje zagušen turbinom turbopunjača. Pri korištenju MultiAira tlak ispuha je jednak onome pri korištenju zaklopke, ali zbog kasnog otvaranja usisnih ventila, na početku usisa dolazi do velikog potlaka u cilindru. Rezultat toga je veliki lijevokretni dio niskotlačnog procesa na početku takta usisa. Kada se usisni ventili napokon otvore, dolazi do naglog porasta tlaka u cilindru, čija vrijednost prelazi onu tlaka ispuha. Rezultat toga je manji desnokretni dio niskotlačnog procesa u drugom dijelu takta usisa.

Budući da zbroj pozitivnog i negativnog dijela rada izmjene radnog medija u slučaju MultiAira daje negativan rad većeg iznosa od onog pri korištenju zaklopke, kako bi se dobio isti moment motora, rad visokotlačnog dijela procesa u modelu s MultiAirom mora biti veći od onog kod modela sa zaklopkom, što je vidljivo na slici 36. Usljed toga raste i potrošnja modela s MultiAirom.

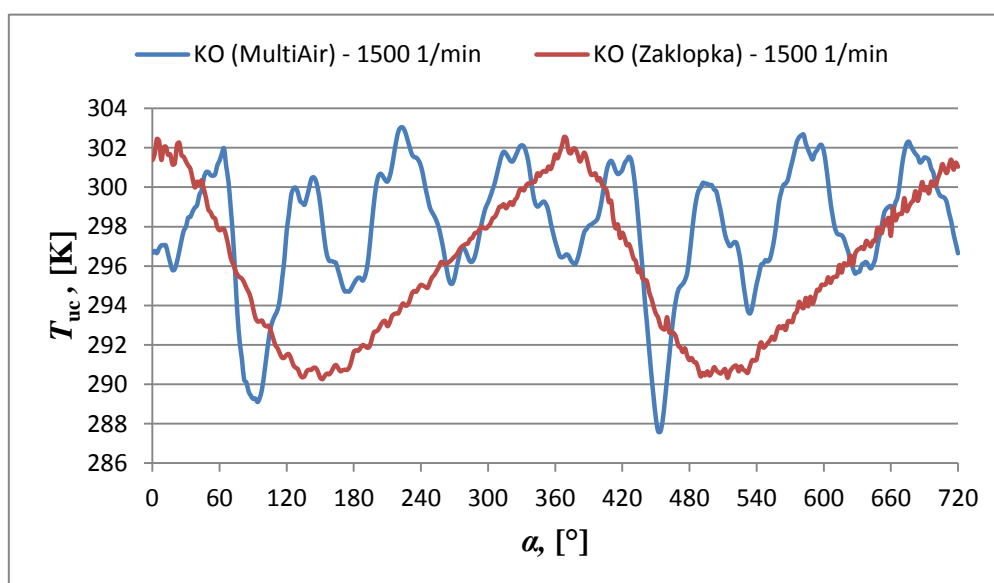
### 3.6.3. Temperatura u cilindru



Slika 38. Temperatura u cilindru za opterećenje KO pri  $1500 \text{ min}^{-1}$



Slika 39. Razlika u temperaturama u cilindru između modela sa MultiAirom i s zaklopkom za opterećenje KO pri  $1500 \text{ min}^{-1}$

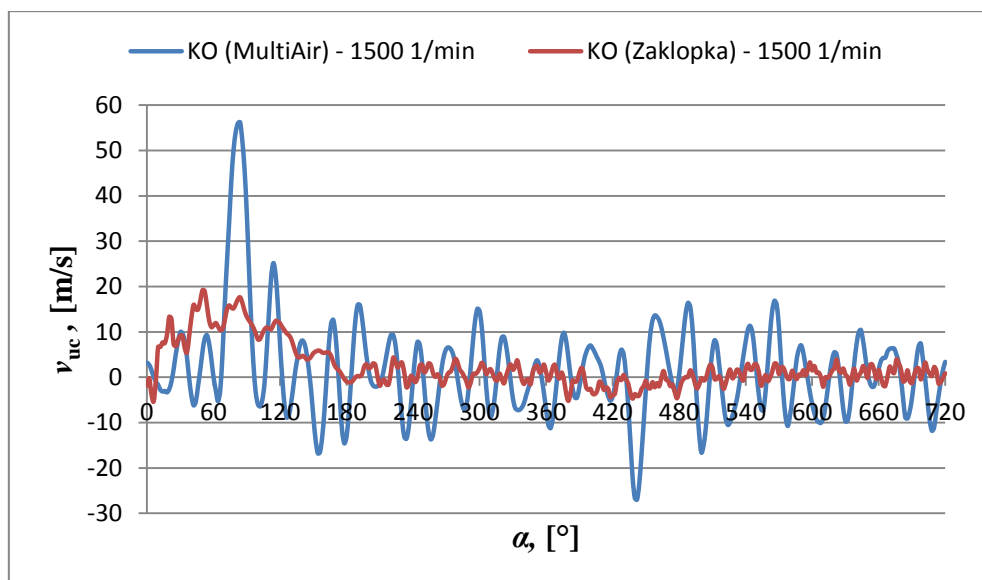


Slika 40. Temperatura u usisnoj cijevi (mjerna točka MP2) za slučaj opterećenja KO pri  $1500 \text{ min}^{-1}$

Kao što je vidljivo na slikama 38 i 39, temperatura u cilindru puno je viša kod modela sa MultiAirom samo za vrijeme takta usisa dok je za vrijeme ostala četiri takta približno jednaka temperaturi kod modela sa zaklopkom. Na početku usisa (pri kutu koljenastog vratila od  $0^\circ$ ) temperature u cilindru kod oba modela su približno jednake (oko  $1000 \text{ K}$ ), a ta temperatura predstavlja temperaturu ispušnih plinova zaostalih u cilindru. Odmah pri kutu od  $0^\circ$  počinje usis kod modela sa zaklopkom pri čemu u cilindar ulazi smjesa temperature oko  $300 \text{ K}$



(temperatura smjese vidljiva na slici 40) koja se miješa sa zaostalim ispušnim plinovima. Budući da je zaostalih ispušnih plinova u cilindru malo, temperatura brzo pada. Za to vrijeme usisni ventili modela s MultiAirom su zatvoreni, ispušni plinovi u cilindru ekspandiraju, a time im i pada temperatura u cilindru. Međutim, sniženje temperature je puno brže u modelu sa zaklopkom pa zato dolazi do velike razlike. Kada se usisni ventili modela s MultiAirom otvore (pri kutu koljenastog vratila od  $60^\circ$ ) dolazi do naglog pada temperature kod tog modela iz istog razloga koji je opisan kod modela sa zaklopkom. Iako je masa usisane gorive smjese kod oba modela otprilike jednaka, uslijed prvog sniženja temperature (uzrokovano ekspanzijom ispušnih plinova), temperatura pri kutu od  $180^\circ$ , kada je usis završen i kod jednog i kod drugog modela, je približno jednaka. Temperatura u usisnoj cijevi u trenutku otvaranja usisnih ventila kod modela s MultiAirom viša je od temperature kod modela sa zaklopkom (vidljivo pri  $60^\circ$  na slici 40). Kod modela s MultiAirom su već neko vrijeme usisni ventili zatvoreni pri čemu se smanjila brzina u usisnoj cijevi, porastao je tlak, a time i temperatura. Za sve to vrijeme su usisni ventili kod modela sa zaklopkom otvoreni zbog čega je brzina viša (prema slici 41), tlak niži, a time i temperatura niža (prema slici 40). Ipak, ova razlika nije velika (oko 4 K, prema slici 40) pa ne utječe na efekt smanjenja temperature u cilindru uslijed usisa svježe gorive smjese.



Slika 41. Brzina strujanja u usisnoj cijevi (mjerna točka MP2) za slučaj opterećenja KO pri  $1500 \text{ min}^{-1}$

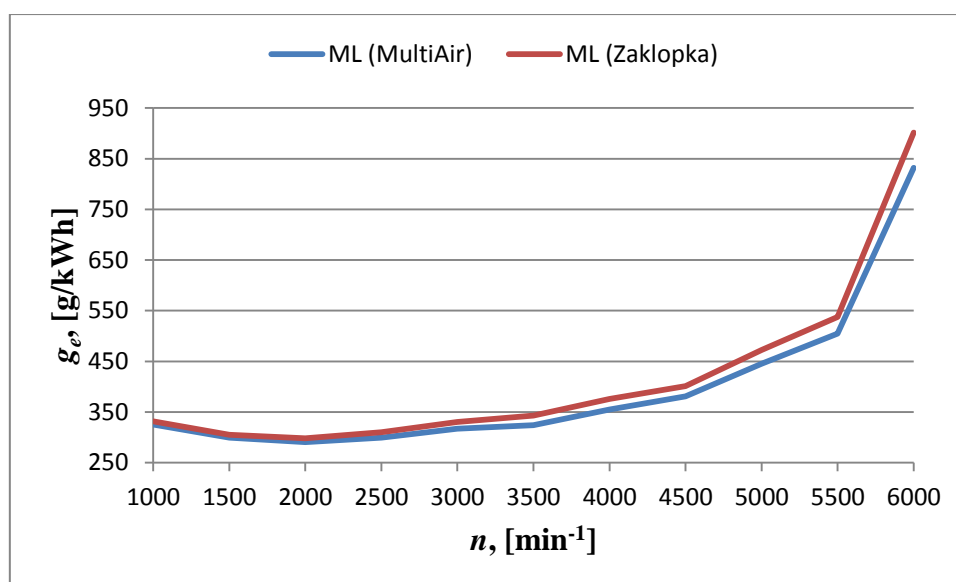
Iako je ovaj način rada po pitanju potrošnje definitivno lošiji od korištenja zaklopke, i on ima svoje prednosti. Naime zbog kasnog otvaranja usisnih ventila i potlaka koji tada vlada u

cilindru, kada se ventili otvore goriva smjesa velikom brzinom ulazi u cilindar te pritom nastaju turbulencije zbog kojih raste brzina izgaranja odnosno smanjuje emisije neizgorenih ugljikovodika (HC) i ugljikovog monoksida (CO). Također, moguće je da se pri *hladnom startu* dio goriva koji ne ispari u usisnoj cijevi zbog turbulencija u cilindru bolje rasprši te ispari za vrijeme takta usisa. Nažalost ove efekte nije moguće dokazati modelom korištenim u ovom radu, ali se spominju u [2], [14] i [15].

### 3.7. Multilift

U ovom potpoglavlju bit će uspoređene veličine dobivene u modelu s MultiAir sustavom i Multilift načinom rada s onima dobivenima u modelu sa zaklopkom.

#### 3.7.1. Specifična efektivna potrošnja goriva

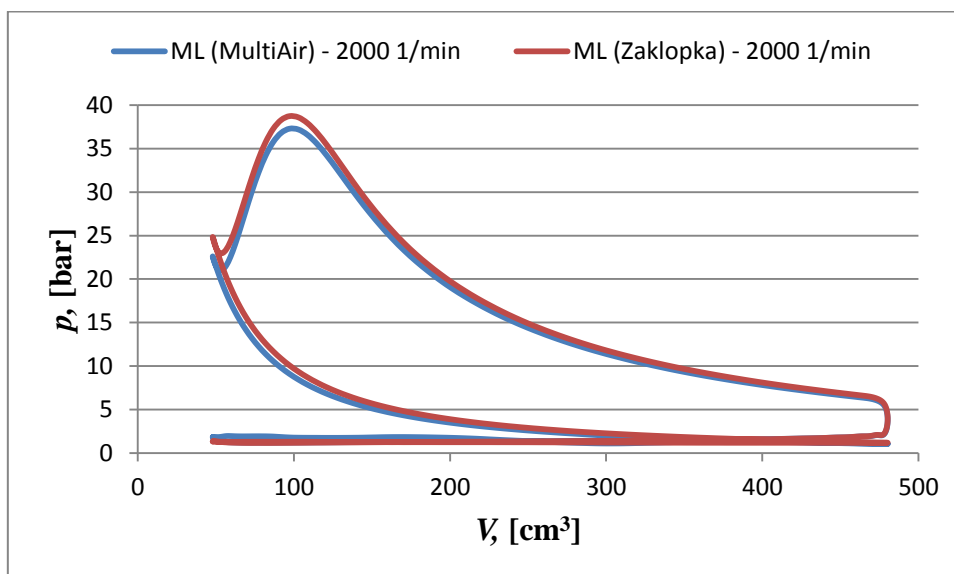
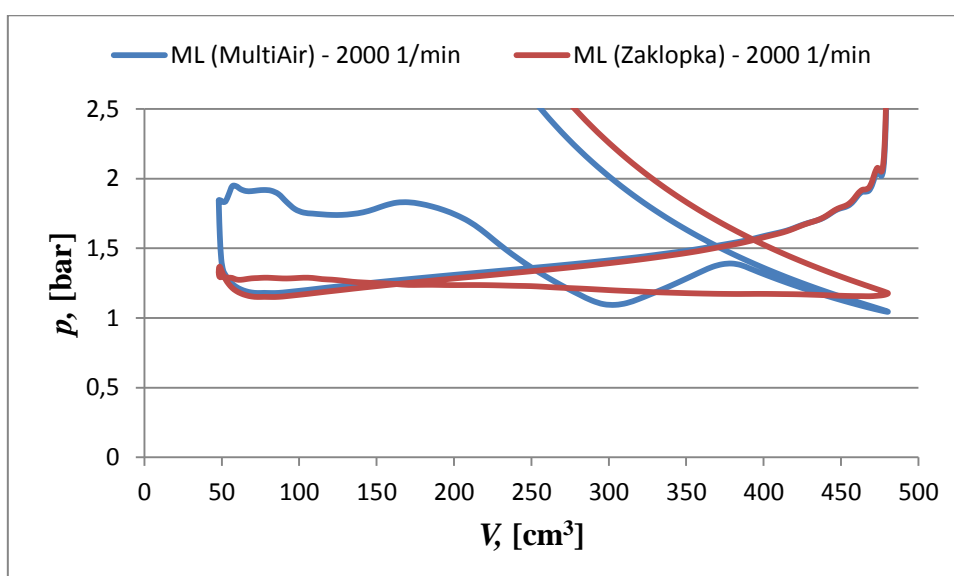


Slika 42. SEPG za slučaj opterećenja ML

Kao što je vidljivo na slici 42, specifična efektivna potrošnja je pri korištenju Multilift načina rada manja u cijelom rasponu brzine vrtnje motora nego pri korištenju zaklopke. Razlog tomu je što je ovo vrlo nisko opterećenje pa je zaklopka jako pritvorena, odnosno usis je jako prigušen što stvara već objašnjeni negativni rad izmjene radnog medija. Ušteda SEPG na brzinama vrtnje do  $2000 \text{ min}^{-1}$  kreće se do 3% te kontinuirano raste sve do 8% na  $6000 \text{ min}^{-1}$ .

#### 3.7.2. Tlak u cilindru

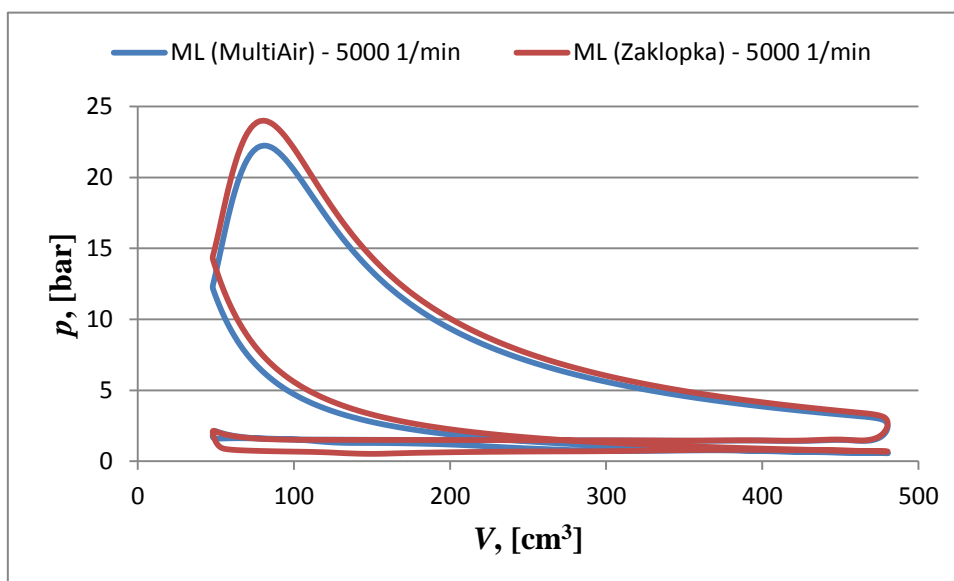
Budući da se Multilift način rada koristi samo pri niskoj brzini vrtnje motora (prema slici 11), u nastavku je istražen slučaj na brzini vrtnje od  $2000 \text{ min}^{-1}$ .

Slika 43.  $pV$  dijagram za opterećenje ML pri  $2000 \text{ min}^{-1}$ Slika 44. Niskotlačni dio  $pV$  dijagrama za opterećenje ML pri  $2000 \text{ min}^{-1}$ 

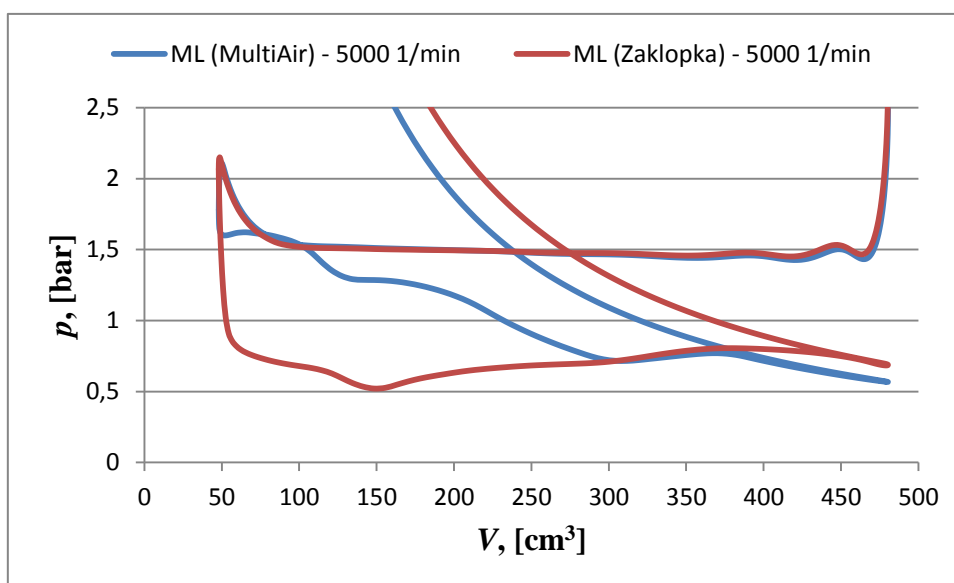
Na slici 44 može se vidjeti da je pri korištenju zaklopke proces izmjene radnog medija većinom lijevokretan, uzrok tome je zagušenje usisa što je već opisano na primjeru  $pV$  dijagrama ranog zatvaranja usisnih ventila. Pri korištenju MultiAira tlak ispuha je isti kao pri korištenju zaklopke, ali tlak usisa raste iznad tlaka ispuha zbog turbopunjača i izostanka zaklopke koja bi ga zagušila. Zbog prvog, ranog zatvaranja usisnih ventila, tlak usisa pada ispod tlaka ispuha te je zato ostatak procesa lijevokretan. Tada dolazi do drugog otvaranja ventila pri čemu tlak malo naraste. Konačno, pri drugom zatvaranju usisnih ventila tlak u cilindru ponovno pada.

Kao i u slučaju ranog zatvaranja opisanom u 3.5.2., ovdje također model sa zaklopkom mora lijevokretni niskotlačni proces nadoknaditi većim radom visokotlačnog (desnokretnog) procesa (slika 43) te na taj način potrošiti više goriva.

Premda se ovaj način rada koristi samo pri niskim brzinama vrtnje motora, u nastavku će se istražiti zašto je razlika u potrošnji veća na velikim brzinama vrtnje pa je tako za primjer uzeta brzina vrtnje od  $5000 \text{ min}^{-1}$ . Razlog korištenja Multilifta samo pri nižim brzinama vrtnje je što povećava turbulencije u cilindru koje su inače pri malim brzinama vrtnje slabije dok pri većim brzinama vrtnje i srednjem opterećenju veće uštede daje način rada ranog zatvaranja usisnih ventila koji je preporučan u tom području prema slici 11.

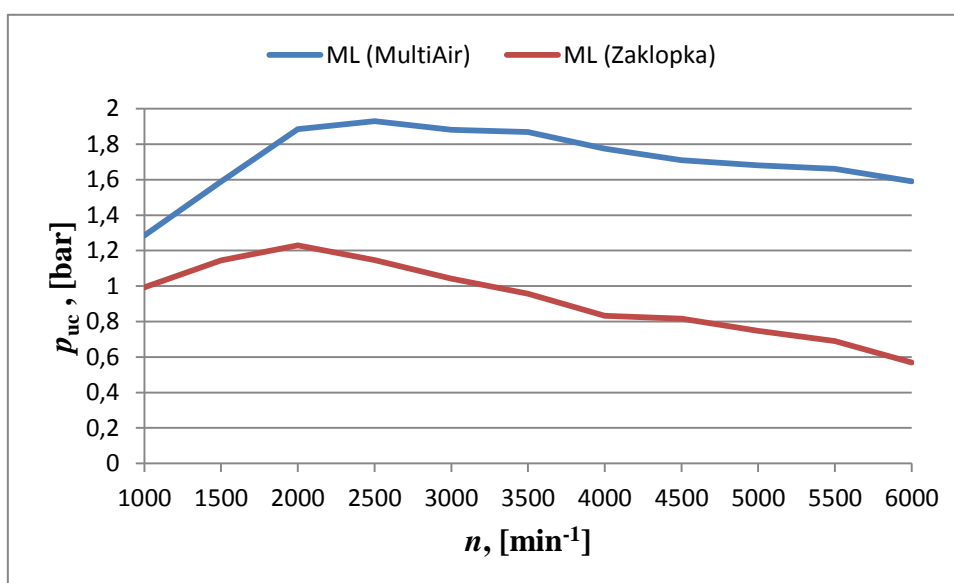


Slika 45.  $pV$  dijagram za opterećenje ML pri  $5000 \text{ min}^{-1}$

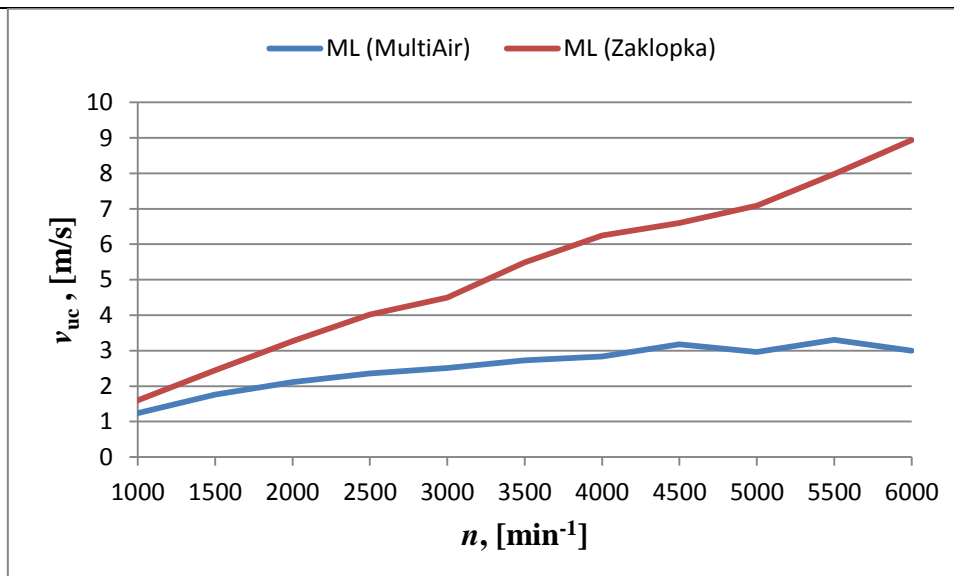


Slika 46. Niskotlačni dio  $pV$  dijagrama za opterećenje ML pri  $5000 \text{ min}^{-1}$

Kao što se na slici 46 može vidjeti, tlak usisa modela sa zaklopkom u ovom je slučaju puno niži nego pri  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Razlog tome je što je pri višim brzinama vrtnje viša i brzina strujanja zraka u usisnoj cijevi (slika 48) što znači da tlak opada (slika 47). Pri tome je i tlak na izlazu iz turbopunjača niži na ovako visokoj brzini vrtnje motora, nego na brzini od  $2000 \text{ min}^{-1}$ .

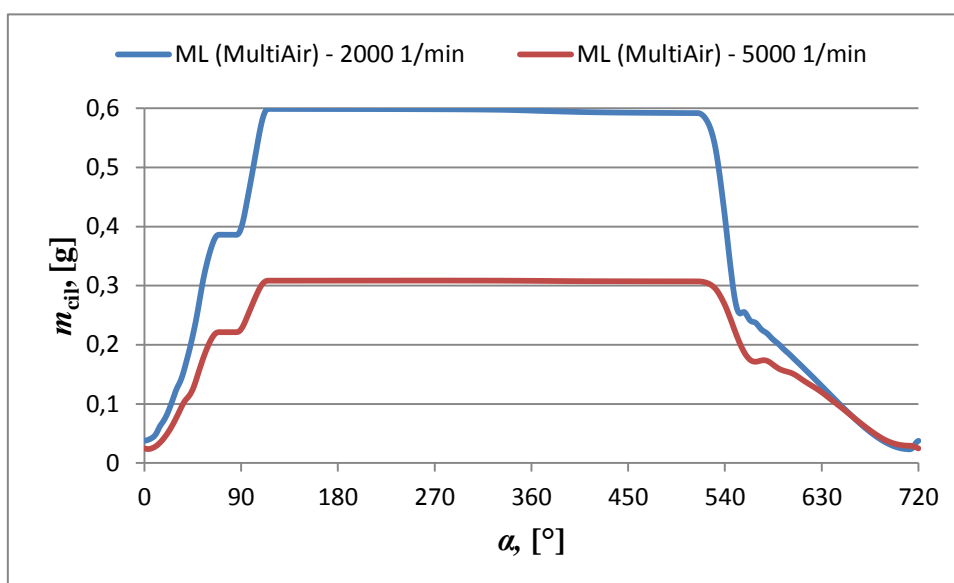


Slika 47. Tlak u usisnoj cijevi (mjerna točka MP2) za slučaj opterećenja ML

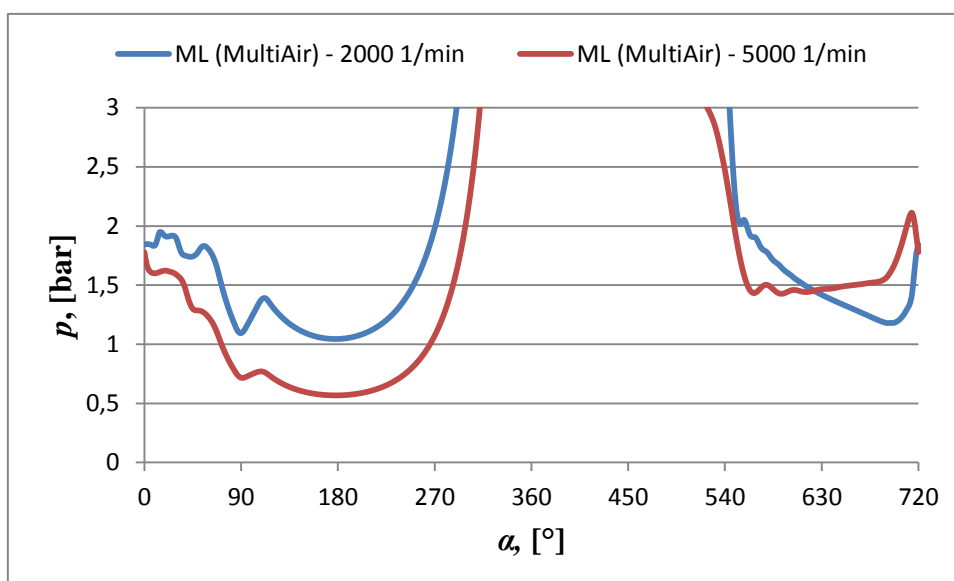


Slika 48. Brzina u usisnoj cijevi (mjerna točka MP2) za slučaj opterećenja ML

Pri većoj brzini vrtnje motora duljina otvorenosti ventila izražena u stupnjevima okreta koljenastog vratila ostaje ista, ali se vremenski skraćuje. Zbog toga je masa smjese usisane u cilindar manja pri većoj brzini vrtnje (slika 49) pa je manji i tlak u cilindru tijekom i nakon usisa što se može vidjeti na slici 50. Ovo je razlog zašto je tlak usisa kod modela s MultiAirom niži od tlaka ispuha na brzini od  $5000 \text{ min}^{-1}$ .

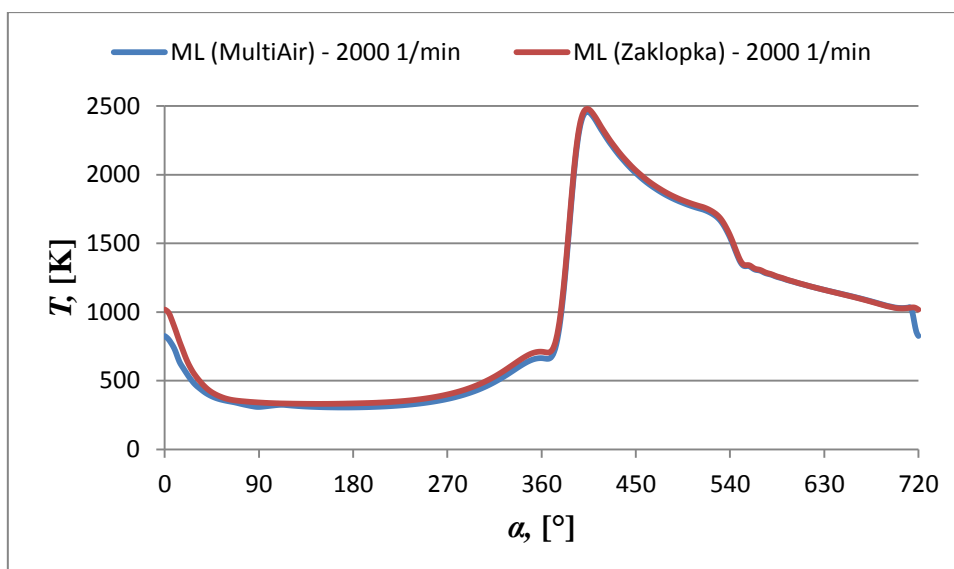


Slika 49. Masa smjese usisane u cilindar za slučaj opterećenja ML kod različitih brzina vrtnje motora

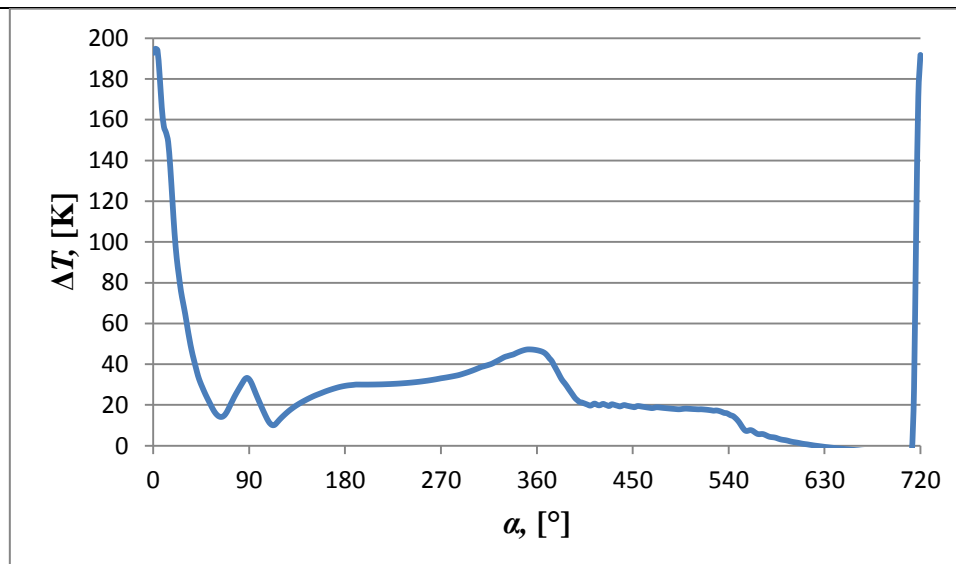


Slika 50. Tlak u cilindru za slučaj opterećenja ML kod različitih brzina vrtnje motora

### 3.7.3. Temperatura u cilindru



Slika 51. Temperatura u cilindru za opterećenje ML pri  $2000 \text{ min}^{-1}$



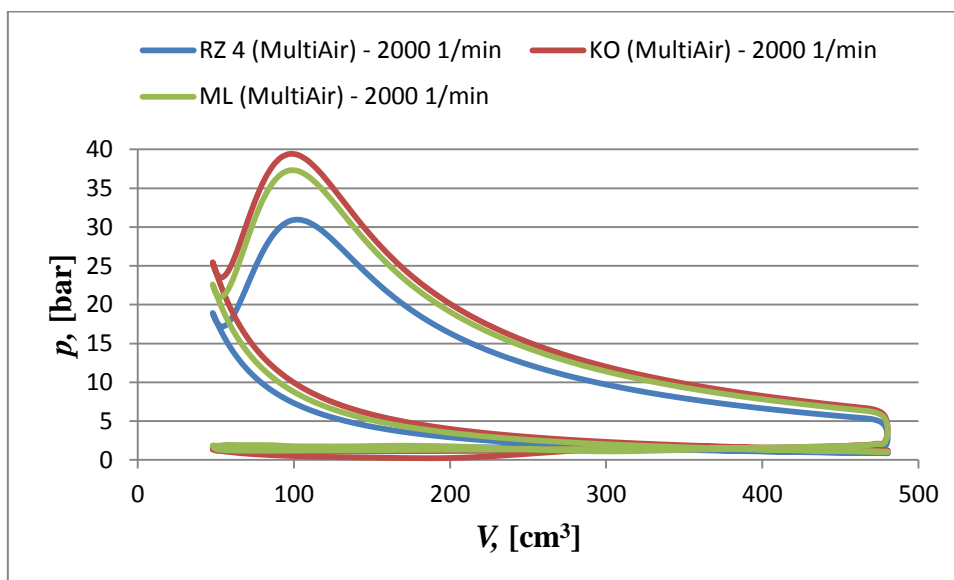
**Slika 52. Razlika u temperaturama u cilindru između modela sa zaklopkom i s MultiAirom za opterećenje ML pri  $2000 \text{ min}^{-1}$**

Kao što je vidljivo na slici 51, najveća razlika u temperaturama je za vrijeme takta usisa iz istog razloga objašnjenog kod načina rada ranog zatvaranja usisnih ventila. Pri  $60^\circ$  se temperature oba modela skoro pa izjednače, ali u tom trenutku padne temperatura modela s MultiAirom zbog čega dolazi do skoka vidljivog na slici 52. Razlog tome je što je u tom trenutku završen prvi podizaj usisnih ventila dok su pritom usisni ventili modela sa zaklopkom otvoreni. Zbog toga tlak u cilindru modela s MultiAirom padne na nižu vrijednost od onog u modelu sa zaklopkom, a samim time i temperatura u njemu padne na nižu vrijednost. Čim se ventil ponovno otvori (pri  $90^\circ$ ) tlak u cilindru se ponovno blago poveća te vrati temperaturu na njenu prijašnju vrijednost. Pad temperature za vrijeme zatvorenosti usisnih ventila kod modela s MultiAirom očito je veći od pada temperature uzrokovanog usisom svježeg smjese kod modela sa zaklopkom. Posljedica toga je da je temperatura u cilindru modela sa zaklopkom veća sve do takta ispuha u kojem se temperature u oba modela izjednačavaju.

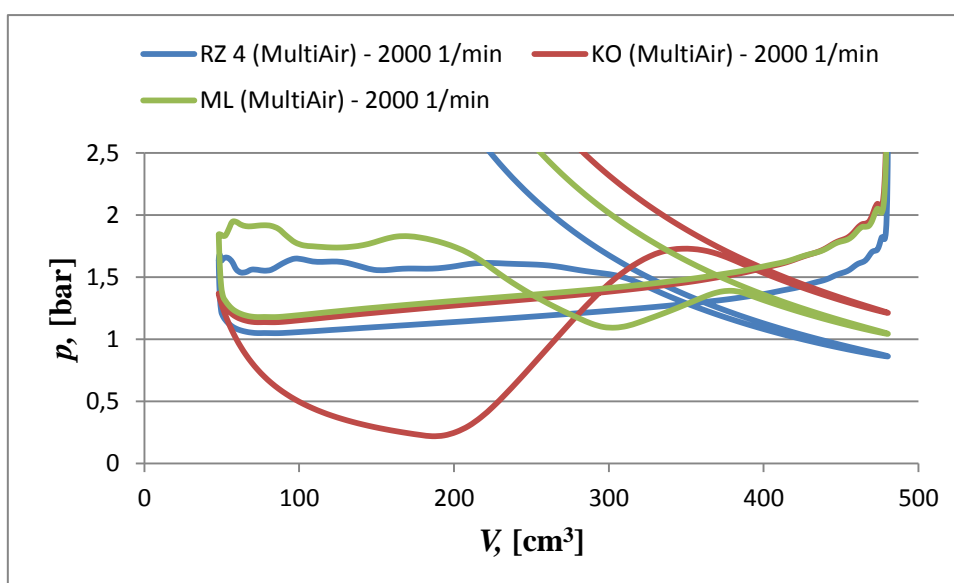
### 3.8. Međusobna usporedba načina rada sustava MultiAir

U ovom će potpoglavlju biti međusobno uspoređena tri načina rada sustava MultiAir opisana u prethodna tri potpoglavlja. Kao što je vidljivo na slici 22, krivulje srednjeg efektivnog tlaka dobivene korištenjem tri različita profila usisnih ventila (RZ 4, KO i ML) sijeku se na brzini vrtnje motora od približno  $2000 \text{ min}^{-1}$ . U nastavku će biti uspoređene veličine u toj točki.



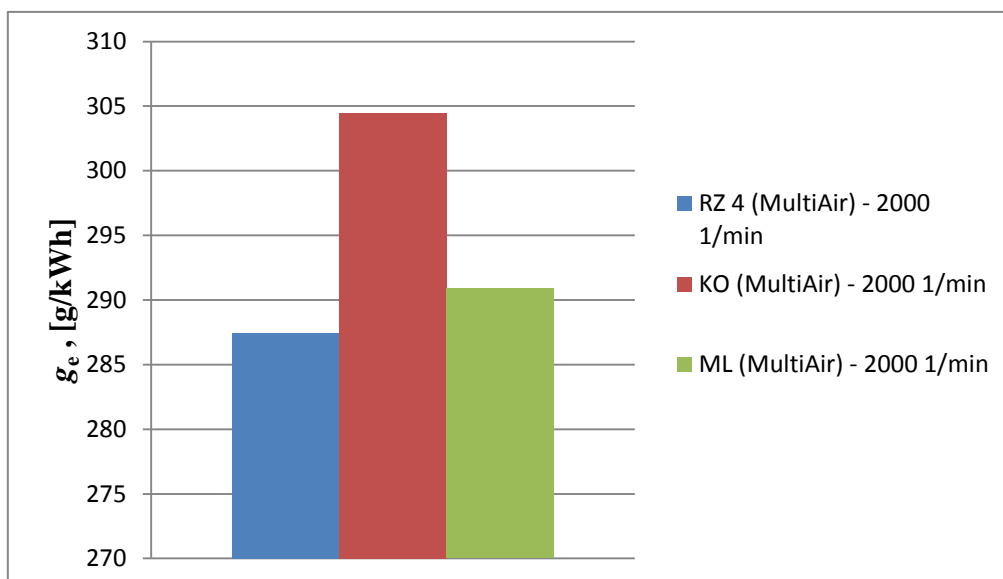


Slika 53.  $pV$  dijagram za sve načine rada MultiAir sustava pri  $2000 \text{ min}^{-1}$



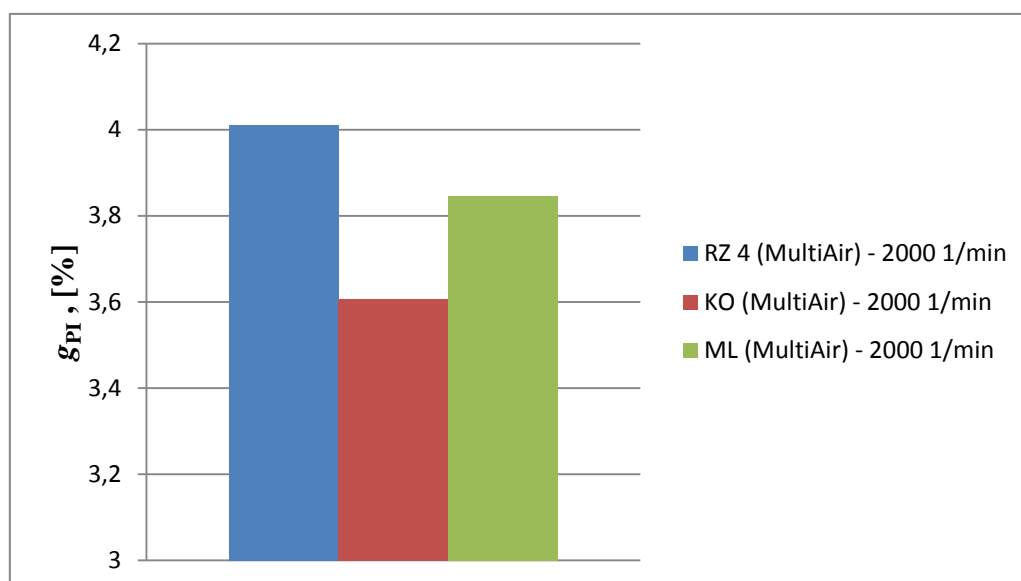
Slika 54. Niskotlačni dio  $pV$  dijagrama za sve načine rada MultiAir sustava pri  $2000 \text{ min}^{-1}$

Na slici 54 može se vidjeti da način rada kasnog otvaranja usisnih ventila ima najveći negativni rad izmjene radnog medija, nakon njega slijede Multilift pa rano zatvaranje usisnih ventila. Budući da se taj negativni rad mora nadoknaditi, kao što je vidljivo na slici 53, načini rada su po potrošnji jednako poredani što se može vidjeti na slici 55.



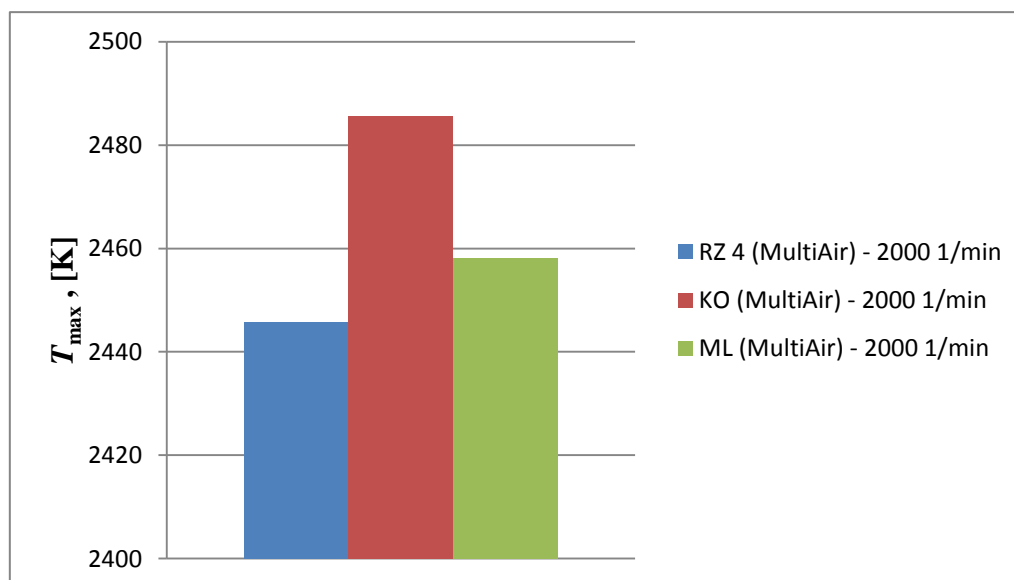
**Slika 55.** Usporedba SEPG za sve načine rada MultiAir sustava pri  $2000 \text{ min}^{-1}$

Kao što je i očekivano, upotreba načina rada kasnog otvaranja usisnih ventila rezultira najmanjim udjelom zaostalih produkata izgaranja u cilindru zato što u tom načinu rada uopće nema prekrivanja ventila. Kod Multilift načina rada udio je nešto manji nego kod načina rada ranog zatvaranja zbog nepreciznosti pri izradi krivulja podizanja usisnih ventila korištenih u simulaciji. Naime udio bi trebao biti isti jer se usisni ventili otvaraju u istom trenutku pa je prekrivanje ventila u oba slučaja jednako. Razlika između načina rada kasnog otvaranja i ostala dva načina rada je ovdje prilično mala jer je odabrano prekrivanje ventila u tim načinima rada malo kao što se može vidjeti na slikama 18, 19 i 20. Zbog prekrivanja se inače dio produkata izgaranja može vratiti u usisnu cijev i na taj način povećati udio produkata izgaranja u cilindru nakon završetka takta usisa.



**Slika 56.** Udio zaostalih produkata izgaranja u cilindru u trenutku završetka takta usisa za sve načine rada MultiAir sustava pri 2000 min<sup>-1</sup>

Budući da pri višem tlaku raste i temperatura u cilindru, načini rada su po maksimalnoj temperaturi u cilindru poredani jednakim redom kao i po maksimalnom tlaku što se može vidjeti usporedbom slika 57 i 53.



**Slika 57.** Maksimalna temperatura u cilindru za sve načine rada MultiAir sustava pri 2000 min<sup>-1</sup>

Viša temperatura u cilindru pogoduje formiranju dušikovih oksida ( $\text{NO}_x$ ), ipak emisija dušikovih oksida u ovom će slučaju biti jako mala jer je izabran motor s ubrizgavanjem goriva u usisnu cijev koji u djelomičnom opterećenju radi sa stehiometrijskom smjesom. Budući da nakon izgaranja stehiometrijske smjese ne ostane dovoljno slobodnog kisika, ne dolazi ni do formiranja znatnije količine dušikovih oksida.

#### 4. ZAKLJUČAK

Iz provedenih simulacija može se vidjeti da je primjena sustava MultiAir korisna u djelomičnom opterećenju motora dok pri maksimalnom opterećenju nema nikakvih razlika u usporedbi s modelom motora sa zaklopkom. Ušteda u gorivu sustava MultiAir izražena je kroz način rada ranog zatvaranja usisnih ventila gdje je dokazana ušteda do 5%, a što je niže opterećenje, ušteda je veća i to u cijelom rasponu brzine vrtnje motora. Osim toga, u ovom je načinu rada niža i temperatura u cilindru za vrijeme sva četiri takta što znači da se manje topline gubi kroz stijenke motora (dokazano 5 do 9%) te ispušne plinove, a manja je i mogućnost formiranja dušikovih oksida ( $\text{NO}_x$ ). Suprotno od toga, u načinu rada kasnog otvaranja usisnih ventila specifična efektivna potrošnja goriva je veća, na brzinama vrtnje do  $3500 \text{ min}^{-1}$  između 4 i 5%. Temperatura u cilindru jednaka je onoj u modelu sa zaklopkom osim za vrijeme takta usisa kada je viša. U načinu rada Multilift ušteda u potrošnji goriva u odnosu na model sa zaklopkom vidljiva je u cijelom rasponu brzine vrtnje motora iako je manja pri malim brzinama vrtnje na kojima se ovaj način rada koristi. Na brzinama vrtnje do  $2000 \text{ min}^{-1}$  specifična efektivna potrošnja goriva viša je 3% nego u modelu sa zaklopkom. Temperatura u cilindru u ovom načinu rada niža je od one kod modela sa zaklopkom za vrijeme sva četiri takta. Kako bi se utvrdile međusobne razlike između načina rada sustava MultiAir, oni su uspoređeni na djelomičnom opterećenju motora pri brzini vrtnje od  $2000 \text{ min}^{-1}$ . U području nižih brzina vrtnje motora, prema proizvođaču, optimalni profil otvaranja ventila ovisi o opterećenju. Odabrana radna točka za usporedbu predstavlja djelomično opterećenje u iznosu od približno 50% najvećeg opterećenja. U analizi se način rada ranog zatvaranja usisnih ventila pokazao najbolji, kako po pitanju potrošnje goriva tako i po pitanju temperature u cilindru, a isti način rada preporučen je za odgovarajuće područje rada motora i od strane proizvođača. Dobrobiti načina rada kasnog otvaranja usisnih ventila koje on donosi pri *hladnom startu* motora i u procesu izgaranja u cilindru ovim modelom nemoguće je dokazati. Način rada Multilift potrošnjom goriva i temperaturom u cilindru nalazi se između dva već spomenuta načina rada, a budući da se profil podizaja usisnih ventila kod njega sastoji i od ranog zatvaranja, ali i od kasnog otvaranja, može se reći da ovaj način rada donosi dobrobiti oba načina rada, ali i nešto veću potrošnju goriva u izabranoj točki u usporedbi s ranim zatvaranjem usisnih ventila.

## LITERATURA

- [1] Haas M., Piecyk T.: *Get Ready for the Combustion Strategies of Tomorrow*, Schaeffler SYMPOSIUM 2014.
- [2] Haas M., *UniAir – The first fully-variable, electro-hydraulic valve control system*, Schaeffler SYMPOSIUM 2010.
- [3] Solenoid Valve Basics (n.d.) Preuzeto s <http://www.solenoid-valve-info.com/solenoid-valve-basics.html> (18.3.2018.)
- [4] Fiat MultiAir Engine Technology (n.d.) Preuzeto s <http://www.searchautoparts.com/automechanika-chicago/commitment-training/fiat-multi-air-engine-technology> (18.3.2018.)
- [5] Mahalec I., Lulić Z., Kozarac D.: *Motori s unutarnjim izgaranjem*, FSB, Zagreb, 2016.
- [6] Kozarac D., Sjerić M.: *Primjena računalnih simulacija u razvoju motornih vozila*, FSB, Zagreb, 2016.
- [7] Krishnan S.: *Combustion engines*, College of Engineering, The University of Alabama (n.d.) Preuzeto s <http://www.me.ua.edu/me418/> (27.3.2018.)
- [8] AVL BOOST VERSION 2013.1 – Theory, AVL, 2013.
- [9] Stanić I.: *Numerička simulacija emisije štetnih tvari iz eksperimentalnog Ottovog motora*, Završni rad, FSB, 2017.
- [10] 2012 Fiat Punto gets 85HP 0.9-liter TwinAir and 1.3 Multijet Engines (n.d.) Preuzeto s <https://www.carscoops.com/2011/08/2012-fiat-punto-gets-85hp-09-liter/> (28.3.2018.)
- [11] 2016 Fiat 500 TwinAir Turbo 85 (man. 5) engine Horsepower / Torque Curve (n.d.) Preuzeto s [http://www.automobile-catalog.com/curve/2016/2182325/fiat\\_500\\_twinair\\_turbo\\_85.html](http://www.automobile-catalog.com/curve/2016/2182325/fiat_500_twinair_turbo_85.html) (10.3.2018.)
- [12] Kaurić M.: *Utjecaj oblika prostora izgaranja na performanse Ottovog motora*, Završni rad, FSB, 2017.
- [13] Schutting E., Neureiter A., Fuchs C., Schatzberger T., Klell M., Eichlseder H., Kammerdiener T.: *Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor*, MTZ Worldwide 06/2007, Springer, 2007. Preuzeto s <https://link.springer.com/article/10.1007/BF03227416> (1.7.2018.)

- [14] Hong H., Parvate-Patil G. B., Gordon B.: *Review and analysis of variable valve timing strategies—eight ways to approach*, Concordia University, Department of Mechanical and Industrial Engineering Montreal, Quebec, Canada, 2004. Preuzeto s <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.873.5451&rep=rep1&type=pdf> (7.7.2018.)
- [15] Muzakkir S. M., Hirani H.: *A Magnetorheological Fluid Based Design of Variable Valve Timing System for Internal Combustion Engine using Axiomatic Design*, Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Delhi, India, 2015. Preuzeto s <http://inpressco.com/wp-content/uploads/2015/03/Paper2603-612.pdf> (7.7.2018.)

## **PRILOZI**

I. CD-R disc