

# Analiza značajki rada motora s električni potpomognutim turbopunjačem

---

**Pavić, Petar**

**Undergraduate thesis / Završni rad**

**2017**

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:479381>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-07-15**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Petar Pavić**

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Dr. sc. Darko Kozarac, dipl. ing.

Student:

Petar Pavić

Zagreb, 2017.

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

Zahvaljujem se mentoru, prof.dr.sc. Darku Kozarcu koji je odvojio svoje dragocjeno vrijeme za mene i koji je svojim korisnim savjetima i ukazivanjem na greške omogućio stvaranje ovog završnog rada. Također se zahvaljujem Ivanu Taritašu, dipl.ing. strojarstva koji mi je prenio dio svoga znanja u trenucima kada je ovaj rad bio u svojim začecima i uvijek bio tu kada je trebalo pomoći u tumačenju rezultata istraživanja.

Zahvaljujem se i svojoj djevojci Patricii čija neizmjerena podrška je bila ključna u odlučujućim trenucima nastanka ovog rada.

Na kraju, zahvaljujem se i svojoj obitelji bez koje niti jedno od ovih postignuća u mom školovanju nebi bilo moguće. Na tome im od srca jedno veliko hvala!

Petar Pavić



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, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

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

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Petar Pavić** Mat. br.: 0035192345

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Analiza značajki rada motora s električni potpomognutim turbopunjačem**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Analysis of performance of engine with electrically supported turbocharger**

Opis zadatka:

Suvremeni automobilski motori s unutarnjim izgaranjem sve su učestalije opremljeni turbopunjačem koji služi za nabijanje motora, a za pogon koristi turbinu na ispušne plinove. Zbog izrazito promjenjivog režima rada automobilskog motora u smislu promjene opterećenja i brzine vrtnje, teško je odabrati turbopunjač koji će u cijelom području rada ostvarivati zadovoljavajuće značajke. Zbog toga se današnji turbopunjači opremaju regulacijskim elementima kao što su zaobilazni ventil (waste gate) ili se proizvode turbopunjači s promjenjivom geometrijom turbine (VTG). Jedna od novih tehnologija koja se nalazi na pragu komercijalne primjene, a koja za cilj ima proširenje korisnog područja rada turbopunjača, je električni potpomognuti turbopunjač. Takav turbopunjač opremljen je dodatnim elektromotorom koji u slučaju da energija koja se dobiva na turbini nije dovoljna pomaže okretanju rotora turbopunjača, a u situaciji kada je energija koja se ostvaruje na turbini prevelika, koči rotor turbopunjača i proizvodi električnu energiju. U ovom radu potrebno je simulacijski ispitati korist koja se može dobiti primjenom ove tehnologije u suvremenom Ottovom motoru u odnosu na rad motora koji koristi turbopunjač s promjenjivom geometrijom turbopunjača. U radu je stoga potrebno:

- napraviti pregled literature iz područja primjene električni potpomognutih turbopunjača,
- izraditi simulacijski model motora s turbopunjačem s promjenjivom geometrijom turbine,
- izraditi simulacijski model motora s električni potpomognutim turbopunjačem,
- provesti simulacije,
- analizirati dobivene rezultate,
- izvesti zaključke.

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

Zadatak zadan:  
30. studenog 2016.

Rok predaje rada:  
1. rok: 24. veljače 2017.  
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.  
3. rok: 22. rujna 2017.

Predviđeni datumi obrane:  
1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.  
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.  
3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Darko Kozarac

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	V
SAŽETAK.....	VI
SUMMARY .....	VII
1. UVOD.....	1
2. ELEKTRIČNO POTPOMOĞNUTI TURBOPUNJAČ.....	6
3. PRORAČUNSKI MODELI.....	8
3.1 Proračunski model motora opremljenog turbopunjačem s turbinom promjenjive geometrije .....	10
3.1.1. Turbopunjač .....	11
3.1.2. PID regulatori.....	12
3.1.3. Elektromotor .....	14
3.2 Proračunski model motora opremljenog električno potpomognutim turbopunjačem.....	15
4. STRATEGIJA ISTRAŽIVANJA .....	16
4.1. Postava ispitivanja.....	16
4.2. Regulacija „waste gate“ ventilom .....	16
4.2.1. Optimalni iznos koeficijenta protoka pri brzini vrtnje motora od $4000 \text{ min}^{-1}$ ....	16
4.2.1.1. Početne vrijednosti koeficijenta protoka.....	16
4.2.1.2. Fina podjela koeficijenta protoka.....	18
4.3. Regulacija turbinom promjenjive geometrije .....	20
4.3.1. Optimalni koeficijent položaja turbinskih lopatica.....	20
4.3.1.1. Početne vrijednosti koeficijenta položaja turbinskih lopatica .....	20
4.4. Regulacija elektromotorom.....	21
4.4.1. Optimalni iznos snage elektromotora .....	22
4.4.1.1. Početna vrijednosti snage elektromotora .....	22
4.4.1.2. Fina podjela iznosa snage elektromotora.....	24
5. REZULTATI I RASPRAVA.....	26
5.1. Usporedba utjecaja različitih načina regulacije tlaka prednabijanja na performanse motora .....	26
5.1.1. Stupanj punjenja.....	26
5.1.2. Tlak usisa i ispuha.....	27
5.1.2.1. Tlak ispuha.....	27
5.1.2.2. Tlak usisa .....	28
5.1.3. Indicirane veličine.....	28
5.1.3.1. Srednji indicirani tlak.....	28
5.1.3.2. Specifična indicirana potrošnja goriva.....	29
5.1.3.3. Indicirani stupanj djelovanja.....	29
5.1.4. Veličine povezane s turbopunjačem .....	30
5.1.4.1. Rad turbine.....	30

---

5.1.4.2. Rad kompresora .....	31
5.1.4.3. Brzina vrtnje turbopunjača.....	31
5.1.5. Efektivne veličine .....	32
5.1.5.1. Srednji efektivni tlak.....	32
5.1.5.2. Efektivni moment.....	32
5.1.5.3. Efektivna snaga.....	33
5.1.5.4. Specifična efektivna potrošnja goriva.....	33
5.1.5.5. Efektivni stupanj djelovanja .....	34
5.2. Mogućnost regeneracije električne energije .....	35
6. ZAKLJUČAK.....	36
LITERATURA.....	37
PRILOZI.....	38

## POPIS SLIKA

Slika 1. Usporedba p-V dijagrama motora bez i s nabijanjem s istim kompresijskim omjerom	1
Slika 2. Usporedba p-V dijagrama motora bez i s nabijanjem s istim vršnim tlakom .....	2
Slika 3. Osnovna shema turbonabijanja [1] .....	3
Slika 4. Turbonabijanje statičkim tlakom ispušnih plinova [1] .....	3
Slika 5. Turbonabijanje dinamičkim tlakom ispušnih plinova [1] .....	4
Slika 6. 3D prikaz turbopunjača (lijevo) i 2D shema turbopunjača (desno) [2] .....	4
Slika 7. Shematski prikaz konfiguracija električno potpomognutih turbopunjača [3]: a) osnovni model bez elektromotora, b) električno potpomognuti turbopunjač (EAT), c) turbopunjač s dodatnim električno pokretanim kompresorom (TEDC) i d) turbopunjač s razdvojenom turbinom i kompresorom (EST).....	6
Slika 8. Reducirani jednocilindrični model [9] .....	8
Slika 9. Usporedba krivulja brzine oslobađanja topline dobivenih eksperimentom i simulacijama [9] .....	8
Slika 10. Usporedba krivulja tlaka u cilindru dobivenih eksperimentom i simulacijama [9] ....	9
Slika 11. Proračunski model motora opremljenog turbopunjačem s turbinom promjenjive geometrije .....	10
Slika 12. Mapa kompresora.....	11
Slika 13. Shema PID regulatora .....	12
Slika 14. Definiranje konstanti PID regulatora .....	13
Slika 15. Definiranje reguliranih, referentnih i postavnih veličina PID regulatora .....	13
Slika 16. Definiranje modela električnog uređaja .....	14
Slika 17. Definiranje parametara električnog uređaja .....	14
Slika 18. Proračunski model motora opremljenog električno potpomognutim turbopunjačem .....	15
Slika 19. Srednji indicirani tlak za početnu podjelu pri 4000 min <sup>-1</sup> .....	17
Slika 20. Tlak ispuha za početnu podjelu pri 4000 min <sup>-1</sup> .....	17
Slika 21. Omjer tlakova iza i ispred kompresora za početnu podjelu pri 4000 min <sup>-1</sup> .....	18
Slika 22. Maseni protok kroz kompresor za početnu podjelu pri 4000 min <sup>-1</sup> .....	18
Slika 23. Srednji indicirani tlak za finu podjelu pri 4000 min <sup>-1</sup> .....	19
Slika 24. Tlak ispuha za finu podjelu pri 4000 min <sup>-1</sup> .....	19
Slika 25. Srednji indicirani tlak za početnu podjelu pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	20
Slika 26. Tlak ispuha za početnu podjelu pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	21
Slika 27. Srednji indicirani tlak za početnu podjelu pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	22
Slika 28. Tlak ispuha za početnu podjelu pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	23
Slika 29. Omjer tlaka iza i ispred kompresora za početnu podjelu pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	23
Slika 30. Maseni protok kroz kompresor za početnu podjelu pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	23
Slika 31. Srednji indicirani tlak za finu podjelu pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	24
Slika 32. Tlak ispuha za finu podjelu pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	24
Slika 33. Omjer tlakova iza i ispred kompresora za finu podjelu pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	25
Slika 34. Maseni protok kroz kompresor za finu podjelu pri 1000 min <sup>-1</sup> .....	25
Slika 35. Stupanj punjenja u ovisnosti o brzini vrtnje motora .....	26
Slika 36. Ovisnost tlaka ispuha o brzini vrtnje motora .....	27
Slika 37. Tlak usisa u ovisnosti o brzini vrtnje .....	28
Slika 38. Srednji indicirani tlak u ovisnosti o brzini vrtnje.....	28
Slika 39. Ovisnost specifične indicirane potrošnje goriva o brzini vrtnje motora .....	29



---

Slika 40. Ovisnost indiciranog stupnja djelovanja o brzini vrtnje motora .....	29
Slika 41. Ovisnost rada turbine o brzini vrtnje motora .....	30
Slika 42. Ovisnost rada kompresora o brzini vrtnje motora.....	31
Slika 43. Ovisnost brzine vrtnje turbopunjača o brzini vrtnje motora .....	31
Slika 44. Ovisnost srednjeg efektivnog tlaka o brzini vrtnje motora .....	32
Slika 45. Ovisnost efektivnog momenta o brzini vrtnje motora .....	32
Slika 46. Ovisnost efektivne snage o brzini vrtnje motora .....	33
Slika 47. Ovisnost specifične efektivne potrošnje o brzini vrtnje motora .....	33
Slika 48. Ovisnost efektivnog stupnja djelovanja o brzini vrtnje motora .....	34
Slika 49. Ovisnost rada elektromotora o brzini vrtnje motora .....	35
Slika 50. Ovisnost snage elektromotora o brzini vrtnje motora.....	35

## POPIS TABLICA

Tablica 1. Optimalni koeficijenti protoka kroz „waste gate“ ventil u ovisnosti o brzini vrtnje .....	20
Tablica 2. Optimalni koeficijenti položaja turbinskih lopatica u ovisnosti o brzini vrtnje.....	21
Tablica 3. Optimalni iznos snage elektromotora u ovisnosti o brzini vrtnje.....	25

## SAŽETAK

Razvoj motora i motornih vozila u današnje vrijeme nezamisliv je bez upotrebe različitih oblika računalnih simulacija koje nastoje u što je moguće većoj mjeri zamijeniti dosadašnje eksperimentalne ili metode pokušaja i promišljanja. U okviru ovog završnog rada provedena je računalna simulacija koja se temelji na modelima radnog ciklusa motora. Modeli radnog ciklusa motora kombiniraju termodinamički (OD) proračun izgaranja u cilindru i jednodimenzionalni (1D) proračun strujanja fluida. Za potrebe provođenja simulacije izrađen je proračunski model četverocilindričnog četverotaktnog prednabijenog motora sa stranim izvorom paljenja u programskom paketu AVL Boost. Cilj ispitivanja bio je usporediti utjecaj različitih načina upravljanja turbopunjačem na performanse motora s unutarnjim izgaranjem. U svrhu upravljanja korišteni su konvencionalni načini: „waste gate“ ventil i turbina promjenjive geometrije te elektromotor koji je kruto povezan s vratilom turbopunjača i ima mogućnost rada i u motornom i u generatorskom načinu. Ispitivanje je provedeno pri punom opterećenju kroz cijelo područje brzine vrtnje motora, a cilj je bio postići najveću raspoloživu snagu slijedeći primjere dobre inženjerske prakse u razvoju motora, drugim riječima, uz ograničenje da radne točke motora ne izlaze van područja rada kompresora u kompresorskoj mapi te ograničenje vrijednosti tlaka ispuha. Ispitivanje je započelo pronalaženjem optimalnih vrijednosti parametara svih regulacija. Nakon što su pronađene optimalne vrijednosti provedena je simulacija i uspoređeni su dobiveni rezultati. U poglavlju s rezultatima posebno potpoglavlje posvećeno je mogućnosti regeneracije energiju uz pomoć električno potpomognutog turbopunjača.

Ključne riječi: električno potpomognuti turbopunjač, turbopunjač s promjenjivom geometrijom turbine, waste gate ventil, AVL Boost

## SUMMARY

Development of engines and motor vehicles in today`s time is unimaginable without the use of different types of computer simulations which tends to, as much as possible, replace previous experimental or method of attempts and failures. Within this final report a computer simulation that is based on cycle to cycle engine variations model was conducted. Cycle to cycle engine variations model combine thermodynamic (0D) calculation of in-cylinder combustion and one-dimensional (1D) fluid flow calculation. For the purposes of executing computer simulation a calculation model of four-cylinder four-stroke turbocharged spark ignited engine was made in computer program package AVL Boost. The aim of testing was to compare influence of different turbocharger control strategies on internal combustion engine performance. For the purpose of control conventional methods: „waste gate“ and variable turbine geometry (VTG) and an electric motor (that can work both in motor and generator mode) rigidly connected to the turbocharger shaft were used. The test was carried out at full load across the engine speed range, and the aim was to achieve the maximum available power by following good engineering practice examples in the engine development, in other words, with the limitation that the engine operating points do not go outside the compressor map and with limit that the exhaust pressure values does not exceed limited value. The investigation was started by finding optimal values of all control parameters. After optimum values were found, the simulation was performed and the obtained results were compared. In the chapter with the results the special sub-chapter is specially devoted to the possibilities of regeneration of energy with the help of an electrically assisted turbocharger.

Key words: electrically assisted turbocharger, variable turbine geometry turbocharger, waste gate, AVL Boost

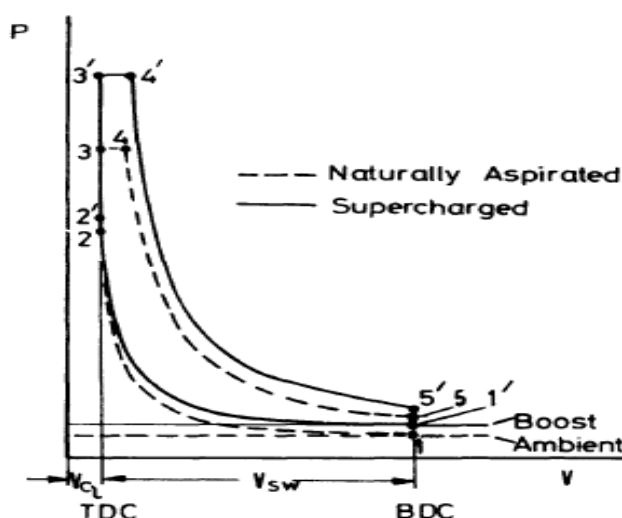
## 1. UVOD

### 1.1 Motori s unutarnjim izgaranjem

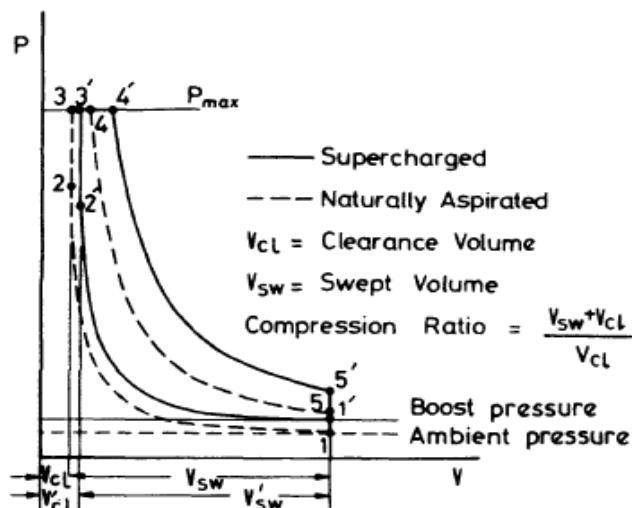
Motor s unutarnjim izgaranjem je stroj koji kemijsku energiju, sadržanu u gorivu koje izgara unutar radnog prostora, pretvara u mehanički rad na koljenastom vratilu motora. Goriva koja se u današnje vrijeme koriste su: benzinsko i dizelsko gorivo, ukapljeni naftni i prirodni plin te alkohol. Prema načinu zapaljenja smjese motori s unutarnjim izgaranjem podijeljeni su na: motore sa samozapaljenjem (Diesel) i motore sa stranim izvorom paljenja (Otto), a prema stanju na ulazu u radni prostor na: motore bez prednabijanja i motore s prednabijanjem o kojima će biti više riječi u nastavku. Za dodatnu podjelu motora s unutarnjim izgaranjem (u daljnjem tekstu: motori) čitatelj se upućuje na literaturu [1]. U posljednje vrijeme, kao jednu od mjera za povećanje učinkovitosti motora te zadovoljavanje sve strožih normi vezanih uz emisiju štetnih tvari (trenutno Euro VI), europski proizvođači motornih vozila okrenuli su se smanjenju radnog volumena motora (downsizing). Smanjenjem radnog volumena dolazi do smanjenja efektivne snage motora [1], koja se može nadoknaditi upotrebom različitih vrsta nabijanja motora o čemu će biti više riječi u nastavku.

### 1.2 Nabijanje motora s unutarnjim izgaranjem

Pojam nabijanje motora označava proces „ubacivanja“ zraka ili mješavine zraka i goriva gustoće veće od okolišne u prostor izgaranja, odnosno u ovom slučaju cilindar motora. To omogućava izgaranje veće količine gorive i posljedično povećanje snage pri čemu može doći i do povećanja efikasnosti motora. Utjecaj nabijanja može se vidjeti u p-V dijagramima prikazanim na slikama 1 i 2.



Slika 1. Usporedba p-V dijagrama motora bez i s nabijanjem s istim kompresijskim omjerom [2]



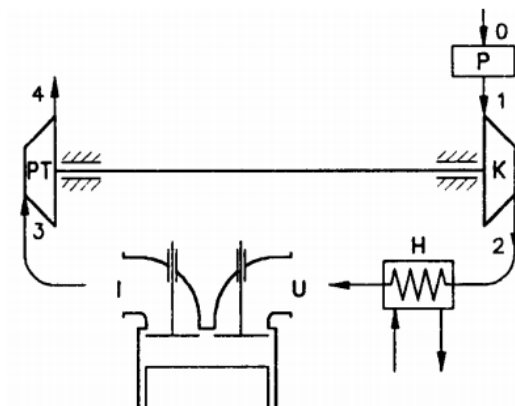
**Slika 2. Usporedba p-V dijagrama motora bez i s nabijanjem s istim vršnim tlakom [2]**

Iz prethodnih dijagrama vidljivo je da je početak kompresije nabijenog motora ( točka 1' ) na većem tlaku u odnosu na motor bez nabijanja ( točka 1 ), također u području izgaranja nabijenog motora ( od točke 2' do točke 4' ) može izgorjeti više goriva u odnosu na područje izgaranja motora bez nabijanja ( od točke 2 do točke 4 ) zbog viška zraka ( istog volumena, ali pri većoj gustoći ). Usporedbom površina unutar krivulja na slici 1 vidi se da je neto rad procesa motora s prednabijanjem veći u odnosu na onaj kod motora bez prednabijanja, ali se isto tako vidi i veći vršni tlak ciklusa koji može uzrokovati štetu na motoru ukoliko premaši graničnu vrijednost. Vršni tlak može se smanjiti smanjenjem kompresijskog omjera. Slika 2 pokazuje da se prikladnim izborom kompresijskog omjera može, uz vršni tlak podjednak motoru bez prednabijanja, dobiti veći neto rad ciklusa, a time i veća snaga. Važno je napomenuti da snaga koju bi dobili umnoškom površine unutar dijagrama i brzine vrtnje motora ne predstavlja efektivnu snagu koja se dobije na izlaznom vratilu motora već indiciranu snagu koja u sebi sadrži gubitke vezane uz trenje u cilindru i ležajevima i snagu potrebnu za pokretanje uljne i vodene pumpe, bregastog vratila itd. Također, da bi se stvorio pretlak na usisu potrebno je utrošiti rad, tj snagu za pogon kompresora. Za pogon kompresora u okviru ovog rada koristiti će se turbina pokretana ispušnim plinovima o čemu će biti više riječi u nastavku.

### 1.2.1. Turbonabijanje

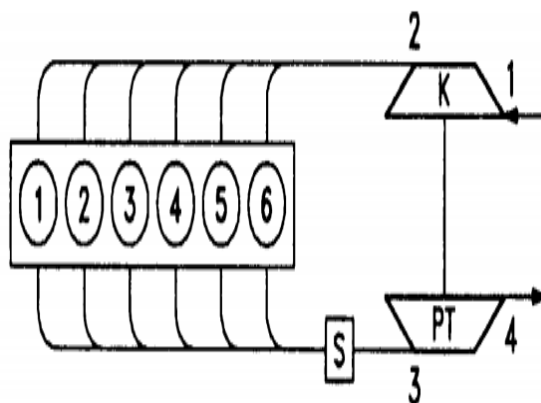
Turbonabijanje je posebna metoda nabijanja motora kod koje se za pogon kompresora koristi energija ispušnih plinova koja bi u slučaju motora bez prednabijanja bila izgubljena. Očita prednost ovog postupka očituje se u tome da se snaga potrebna za pogon kompresora ne uzima sa koljenastog vratila motora čime se povećava indicirana snaga motora u odnosu na

motor bez prednabijanja. Slika 3 prikazuje osnovnu shemu motora s turbopunjačem koji se sastoji od cilindra, usisnog i ispušnog ventila, plinske turbine i kompresora povezanih zajedničkim vratilom, pročistača zraka i hladnjaka komprimiranog zraka.

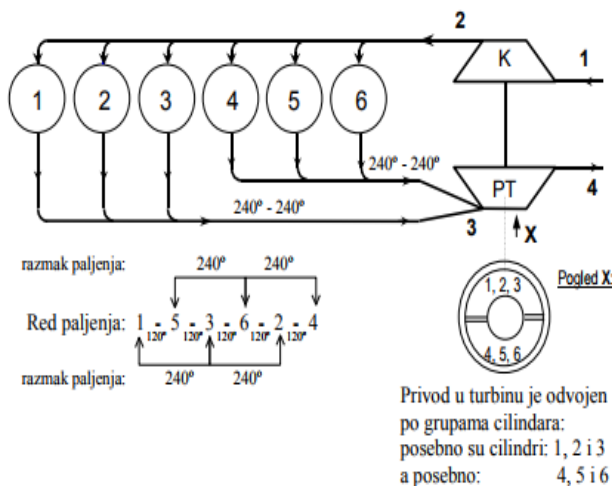


**Slika 3. Osnovna shema turbonabijanja [1]**

Dvije su različite vrste turbonabijanja: statičkim tlakom ispušnih plinova i dinamičkim tlakom ispušnih plinova. Na slici 4 prikazano je turbonabijanje statičkim, a na slici 5 dinamičkim tlakom ispušnih plinova.



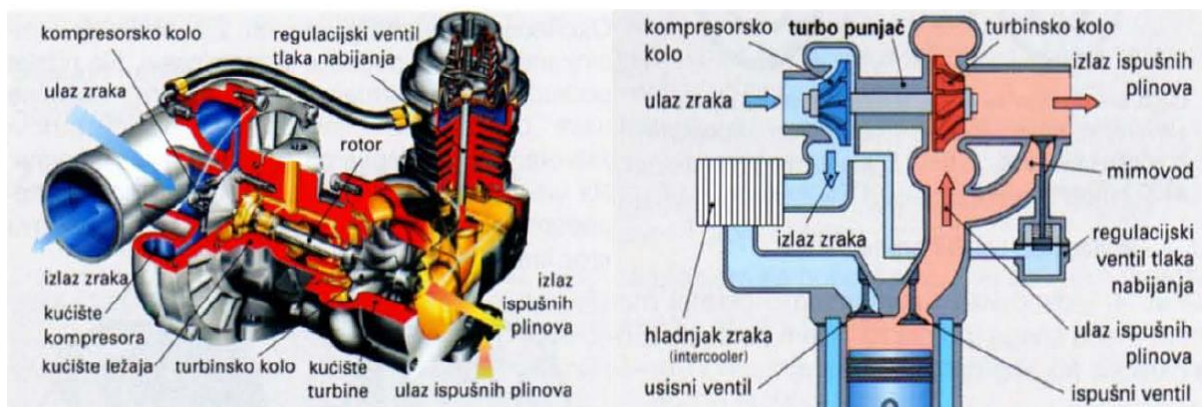
**Slika 4. Turbonabijanje statičkim tlakom ispušnih plinova [1]**



Slika 5. Turbonabijanje dinamičkim tlakom ispušnih plinova [1]

### 1.2.2. Turbopunjač

Turbopunjač je uređaj koji koristi energiju ispušnih plinova za pogon turbinskog kola koje zatim, preko zajedničkog vratila, pogoni kompresorsko kolo koje tlači radni medij u prostor izgaranja.



Slika 6. 3D prikaz turbopunjača (lijevo) i 2D shema turbopunjača (desno) [3]

Brojni su pozitivni učinci turbopunjača u pogledu iskorištenja potpunog potencijala motora s unutarnjim izgaranjem, počevši od činjenice da ne troši snagu sa koljenastog vratila, tj, radi bez gubitaka pa do mogućnosti kratkotrajnog povećanja snage motora kada je to potrebno. Međutim, o tome već postoji niz radova, stoga će se u okviru ovog rada raspravljati o njegovim nedostacima i mogućnostima unapređenja postojećih rješenja. Kada govorimo o statičkom radu turbopunjača, uočljivo djelovanje postiže se tek u području srednjih i visokih brzina vrtnje zbog nedovoljnog pada tlaka na turbini pri niskim brzinama vrtnje što rezultira premalim radom koji se dobiva na turbini. Komercijalna rješenja koja u većoj ili manjoj mjeri nastoje riješiti taj problem su primjena varijabilne geometrije turbine (VTG) te



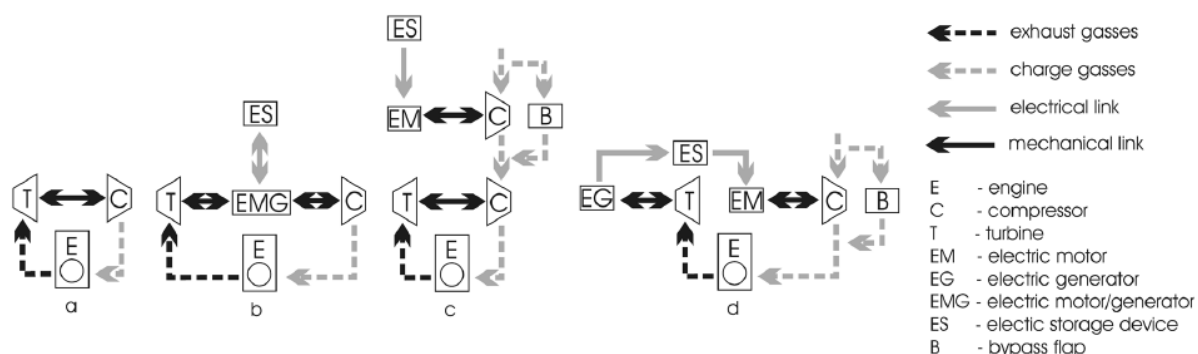
dvostupanjskog prednabijanja, a u posljednje vrijeme kao rješenje sve se češće spominje i primjena električno potpomognutih konfiguracija turbopunjača.

### 1.3. Cilj rada

U okviru ovog završnog rada bit će napravljen pregled dosadašnje literature iz područja primjene električno potpomognutog turbopunjača u motorima s unutarnjim izgaranjem i u obliku kratkog sažetka prikazat će se rezultati 7 najvažnijih istraživanja koji su dostupni u ovom trenutku. Zatim će biti prikazan postupak validacije računalnog modela četverocilindričnog četverotaktnog prednabijenog motora sa stranim izvorom paljenja koji je izrađen za ovaj rad u programskom paketu AVL Boost. Na temelju računalnog modela istražiti će se utjecaj različitih načina upravljanja turbopunjačem na performanse motora s unutarnjim izgaranjem. U svrhu regulacije koristit će se „waste gate“ ventil, turbina promjenjive geometrije te elektromotor koji je kruto povezan s vratilom turbopunjača i ima mogućnost rada i u motornom i u generatorskom načinu. Ispitivanje će biti provedeno pri punom opterećenju koristeći stehiometrijsku smjesu kroz cijelo područje brzine vrtnje motora, a cilj će biti postići najveću raspoloživu snagu slijedeći primjere dobre inženjerske prakse u razvoju motora, drugim riječima, uz ograničenje da radne točke motora ne izlaze van područja rada kompresora u kompresorskoj mapi te uz ograničenje vrijednosti tlaka ispuha. U poglavlju strategija istraživanja detaljno će biti opisan postupak pronalaženja optimalnih parametara za svaku od triju strategija regulacije na primjeru radne točke pri određenoj brzini vrtnje. Nakon što se pronađu optimalni parametri regulacije pristupit će se obradi i tumačenju rezultata istraživanja, odnosno dijagrama na kojima će paralelno biti prikazani rezultati za sve tri strategije regulacije u poglavlju rezultati i rasprava. U poglavlju rezultati i rasprava posebno potpoglavlje posvetit će se mogućnosti regeneracije energije pri srednjim i visokim brzinama vrtnje koja se onda može iskoristiti pri niskim brzinama vrtnje. I na kraju će biti iznesen zaključak o prednostima i nedostacima pojedine regulacije i ima li regulacija elektromotorom budućnost u primjeni u motorima s unutarnjim izgaranjem.

## 2. ELEKTRIČNO POTPOMOĞNUTI TURBOPUNJAČ

Poboljšanje performansi motora s unutrašnjim izgaranjem primjenom različitih konfiguracija električno potpomognutih turbopunjača prikazano je na slici 7, a konfiguracija b) električno potpomognuti turbopunjač (EAT) odabrana je za analizu u referencama [3-9] koje se nalaze na kraju ovog rada.



**Slika 7. Shematski prikaz konfiguracija električno potpomognutih turbopunjača [3]: a) osnovni model bez elektromotora, b) električno potpomognuti turbopunjač (EAT), c) turbopunjač s dodatnim električno pokretanim kompresorom (TEDC) i d) turbopunjač s razdvojenom turbinom i kompresorom (EST)**

Iako se bavi istom problematikom, navedena literatura razlikuje se prema:

- 1) vrsti motora, u [4-6] koristi se motor sa samozapaljenjem (Diesel), u [7] koristi se motor sa stranim izvorom zapaljenja (Otto), a u [8] prikazana je usporedba tih dvaju motora
- 2) vrsti turbine

U svom radu Tavčar et al. [4] prikazali su usporedbu triju konfiguracija sa elektromotorom/generatorom sa slike 2 i došli do zaključka da niti jedna od njih nema značajne prednosti u odnosu na drugu, međutim da svaka od njih unapređuje prijelazni odziv motora i samim time vozna svojstva.

Katrašnik et al. [5] istražili su utjecaj elektromotora postavljenog na vratilo turbopunjača na prijelazni odziv motora. Istraživanja su pokazala da se vrijeme potrebno za razvijanje snage smanjilo sa 3,9 s prilikom upotrebe konvencionalnog turbopunjača na 1,7 s primjenom elektromotora.

Ibaraki et al. [6] testirali su prijelazna stanja „hibridnog turbopunjača“ razvijenog od strane Mitsubishi Heavy Industries. Prema njihovom istraživanju takav koncept donosi povećanje

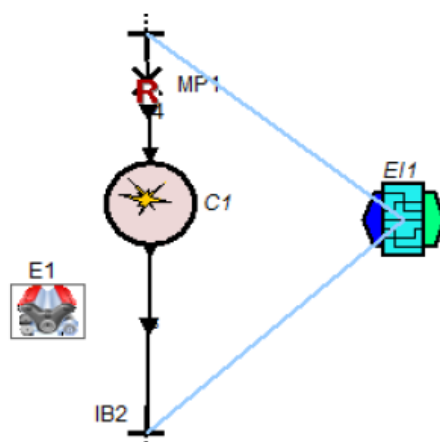
momenta od 18% na nižim brzinama vrtnje motora te smanjenje vremena odziva motora za 70% s 2 kW pomoći od strane elektromotora.

Passini et al. [7] usporedili su korist primjene električno potpomognutog turbopunjača na mali dvocilindrični motor sa stranim izvorom zapaljenja i četverocilindrični motor sa samozapaljenjem iste snage. Rezultati istraživanja pri polovičnom opterećenju motora i maksimalnoj brzini od  $4000 \text{ min}^{-1}$  pokazali su smanjenje efektivne potrošnje goriva za 4% kod motora sa stranim izvorom zapaljenja, odnosno 6% kod motora sa samozapaljenjem. Nadalje, pokazali su da je pri punom opterećenju i brzini vrtnje od  $4000 \text{ min}^{-1}$  moguće pohraniti 4kW električne energije u slučaju motora sa samozapaljenjem, odnosno 1,5 kW u slučaju motora sa stranim izvorom zapaljenja.

Dimitriou et al. [8] ponudili su analizu regulacije opterećenja motora pomoću električno potpomognutog turbopunjača umjesto „Waste-gate“ ventila, koji bi istovremeno omogućavao regeneraciju električne energije povećavajući tako ukupnu korisnost motora. Rezultati istraživanja pokazali su da je zamjena „Waste-gate“ ventila moguća samo kada bi se koristila 30% veća turbina kako se ne bi prekoračila gornja granica tlaka ispuha, međutim u tom su slučaju performanse motora pri niskom opterećenju i niskim brzinama vrtnje jako loše i očituje se potreba za dodatnom energijom. Zbog svega gore navedenog, autori su se odlučili na 10% manju turbinu i malo povećanje tlaka ispuha. Pozitivna posljedica toga je povećanje ukupne korisnosti i mogućnost regeneracije električne energije kroz cijelo područje opterećenja i brzine vrtnje motora. Negativna posljedica je smanjenje maksimalne snage motora od 5%. Manjak snage mogao bi se nadoknaditi smanjenjem tlaka ispuha, otvaranjem „Waste-gate“ ventila te isporukom veće količine energije kompresoru.

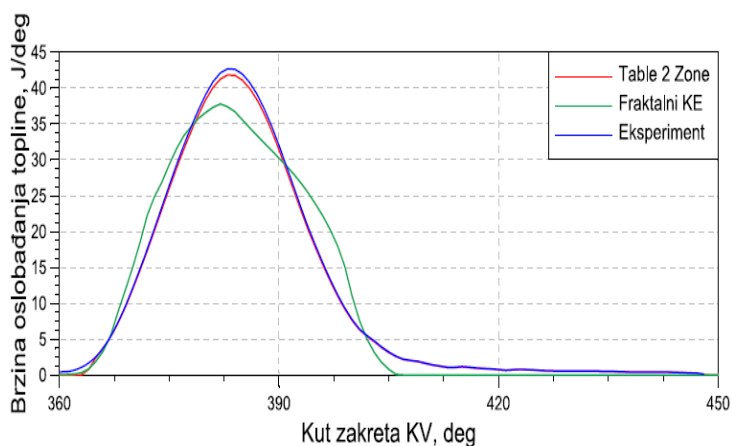
### 3. PRORAČUNSKI MODELI

Predstavljena numerička studija temelji se na jednodimenzionalnoj (1D) analizi strujanja fluida kroz cijevi metodom konačnih volumena te na termodinamičkim (0D) proračunima procesa izgaranja u cilindru, a proračunski modeli izrađeni su u programskom paketu AVL Boost. U svrhu validacije simulacije koja je detaljno opisana u [9] i [10] izrađen je reducirani jednocilindrični model prikazan na slici 8 čiji su rezultati uspoređeni sa usrednjenim mjerenjima eksperimentalnog četverocilindričnog motora.

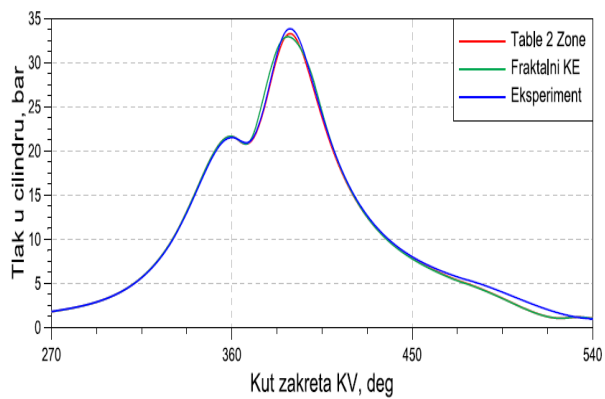


Slika 8. Reducirani jednocilindrični model [9]

Validacija je izvršena temeljem usporedbe krivulja ovisnosti brzine oslobađanja topline i tlaka u cilindru o kutu zakreta koljenastog vratila koje su prikazane na slikama 9 i 10.



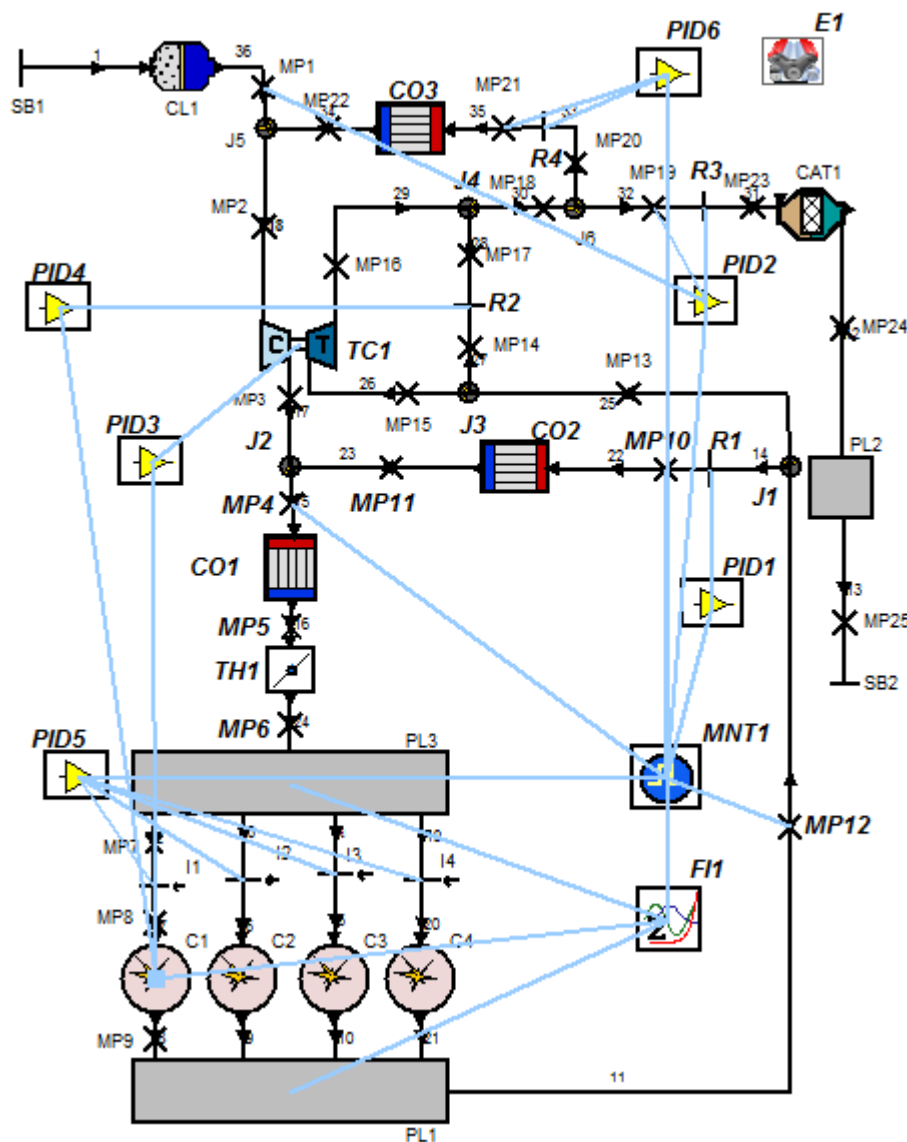
Slika 9. Usporedba krivulja brzine oslobađanja topline dobivenih eksperimentom i simulacijama [9]



Slika 10. Usporedba krivulja tlaka u cilindru dobivenih eksperimentom i simulacijama [9]

### 3.1 Proračunski model motora opremljenog turbopunjačem s turbinom promjenjive geometrije

Slika 11 prikazuje model četverotaktnog četverocilindričnog nabijenog motora unutar grafičkog radnog sučelja Boost-a.



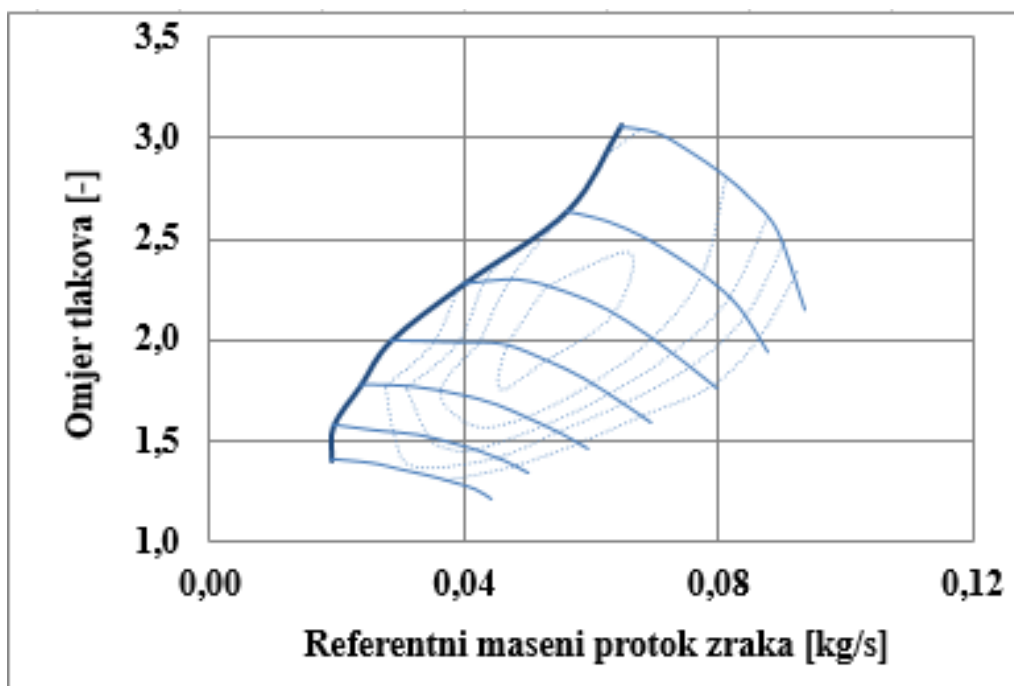
Slika 11. Proračunski model motora opremljenog turbopunjačem s turbinom promjenjive geometrije

Model se sastoji od usisnog sustava, prostora izgaranja, tj. 4 cilindra, ispušnog sustava sa „Waste-gate“ linijom (J3-J4), visokotlačnog i niskotlačnog sustava za povrat ispušnih plinova, elementa motora te dodatnih elemenata kao što su PID regulatori. Usisni sustav sastoji se od prve granice sustava (SB1), pročistača zraka (CL1), kompresorske strane turbopunjača (TC1), hladnjaka (CO1), zaklopke (TH1), usisnog kolektora 3 (PL3), 4

brizgaljke te niza mjernih točaka, od MP1 do MP8. Ispušni sustav sastoji se od ispušnog kolektora 1 (PL1), turbinske strane turbopunjača (TC1), katalizatora (CAT1), ispušnog kolektora 2 (PL2) te niza mjernih točaka. Visokotlačni sustav povrata ispušnih plinova predstavljen je linijom između J1 i J2, gdje restriktor 1 (R1) predstavlja ventil povrata ispušnih plinova kojim upravlja regulator PID1. Niskotlačni sustav povrata ispušnih plinova predstavljen je linijom između J5 i J6, gdje R4 predstavlja ventil povrata ispušnih plinova kojim upravlja regulator PID6. U okviru ovog rada neće se razmatrati utjecaj povrata ispušnih plinova, stoga će vrijednost R1 i R4 cijelo vrijeme biti 0, odnosno ventili će biti zatvoreni. U sljedećem potpoglavlju nalazi se detaljniji pregled elementa turbopunjača unutar Boost-a (TC1).

### 3.1.1. Turbopunjač

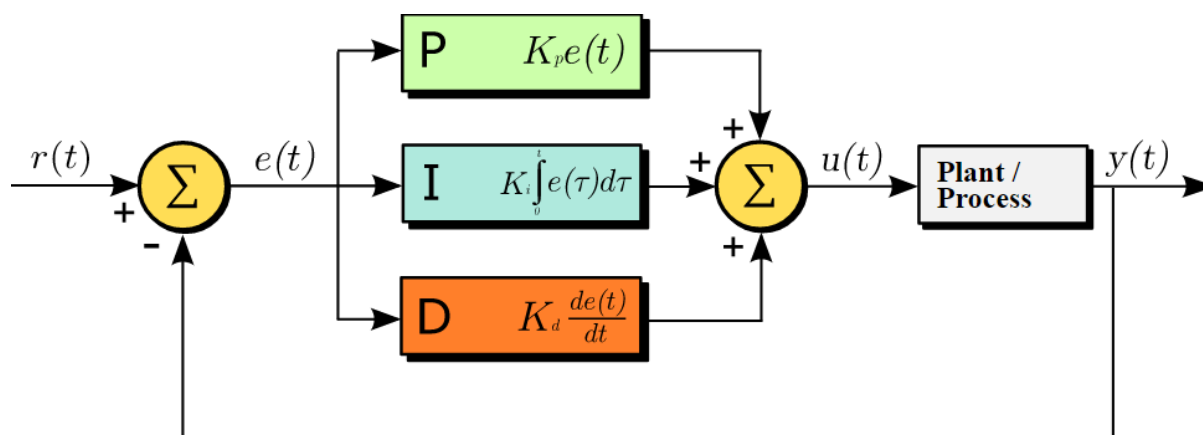
AVL Boost omogućava dva načina definiranja elementa turbopunjača, pojednostavljeni i potpuni model s mapama kompresora i turbine. U okviru ovoga rada korišten je potpuni model koji uz mape koje pokazuju ovisnost tlaka nabijanja i masenog protoka kroz kompresor i turbinu zahtjeva i poznavanje fizikalnih veličina turbopunjača kao što su mehanička iskoristivost i moment tromosti. Mapa kompresora prikazana je na slici 12, a zbog tajnosti podataka mapa turbine neće biti prikazana.



Slika 12. Mapa kompresora

### 3.1.2. PID regulatori

Iza kratice PID regulator krije se proporcionalno integralno derivacijski regulacijski uređaj



čija je shema prikazana na slici 8.

**Slika 13. Shema PID regulatora**

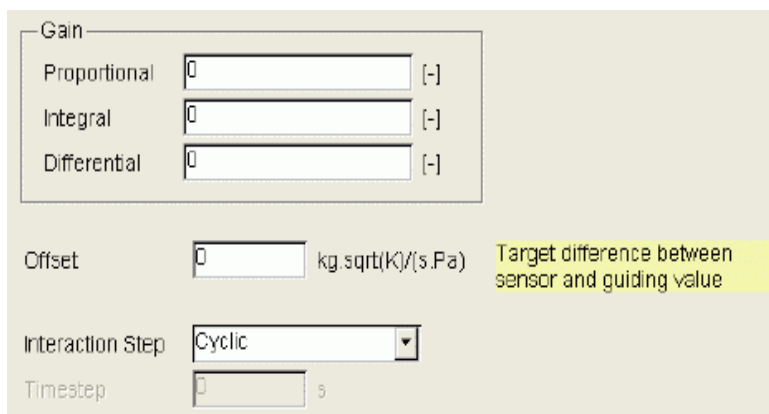
Izlaz iz regulacijskog uređaja, odnosno postavna veličina ( $u(t)$ ) ovisi o regulacijskom odstupanju ( $e(t)$ ) koje je razlika između referentne ( $r(t)$ ) i regulirane ( $y(t)$ ) veličine te naravno o proporcionalnom, integralnom i derivacijskom djelovanju regulatora. Svaki član regulatora ima različit utjecaj na postavnu veličinu:

- **Proporcionalni ( $K_p$ )** – povećanjem konstante proporcionalnosti ubrzava se odziv sustava pri čemu se smanjuje stupanj prigušenja i tako povećava maksimalni prebačaj odziva. Za sustave višeg reda prevelike vrijednosti  $K_p$  mogu dovesti do nestabilnosti zatvorenog kruga. Pod uvjetom da je sustav stabilan, povećanje  $K_p$  dovodi do smanjenja trajne regulacijske pogriješke.
- **Integralni ( $K_i$ )** – glavna svrha integralnog člana je poboljšanje točnosti, odnosno uklanjanje ili barem smanjivanje trajne regulacijske pogriješke na štetu dužeg vremena smirivanja odziva, povećanja prebačaja i ugrožavanja stabilnosti sustava.
- **Derivacijski ( $K_d$ )** – poboljšava stabilnost sustava te u kombinaciji s proporcionalnim i integralnim članovima smanjuje maksimalni prebačaj i skraćuje vrijeme odziva.

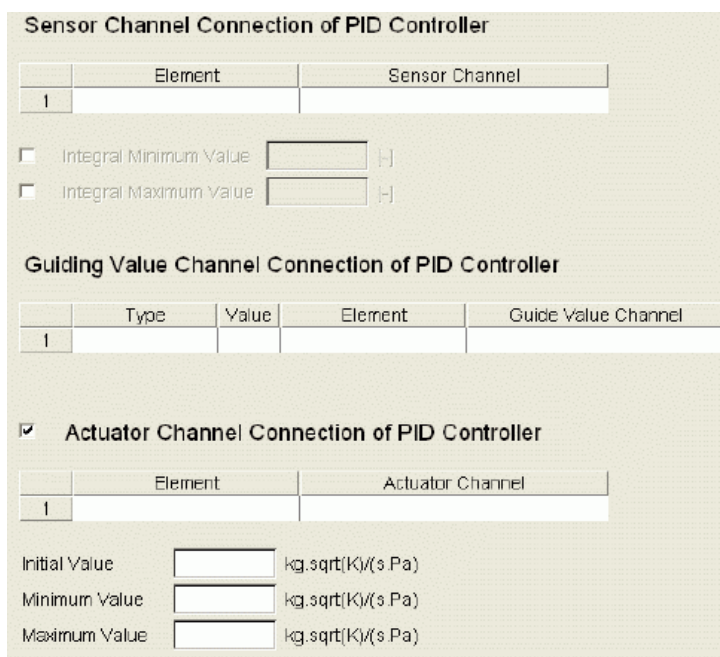
Ukoliko pozitivna promjena postavne veličine rezultira pozitivnom promjenom regulirane veličine konstante PID regulatora trebaju biti pozitivne, a ukoliko pozitivna promjena postavne veličine rezultira negativnom promjenom regulirane veličine konstante PID



regulatora trebaju biti negativne. Simulacijski model bez elektromotora korišten u ovom radu sadrži 6 PID regulatora, a onaj u kojem je dodan i elektromotor dopunjen je još jednim koji upravlja radom istog, tako da taj model sadrži ukupno 7 PID regulatora. Osim regulatora PID 7 koji upravlja radom elektromotora, relevantni za ovaj rad su i PID 3 koji upravlja radom turbopunjača te PID 4 koji upravlja radom „wate gate“ ventila. U svakom od tih regulatora regulirana i referentna veličina su tlak usisnog kolektora (PL 3), a postavna veličina ovisi o aktuatorskom elementu pomoću kojeg se nastoji postići i održati referentna veličina, a to su koeficijent protoka kroz „waste gate“ ventil, kut zakreta statorskih lopatica turbine i snaga elektromotora. Na slikama 14 i 15 prikazano je programsko sučelje Boost-a za definiranje parametara PID regulatora.



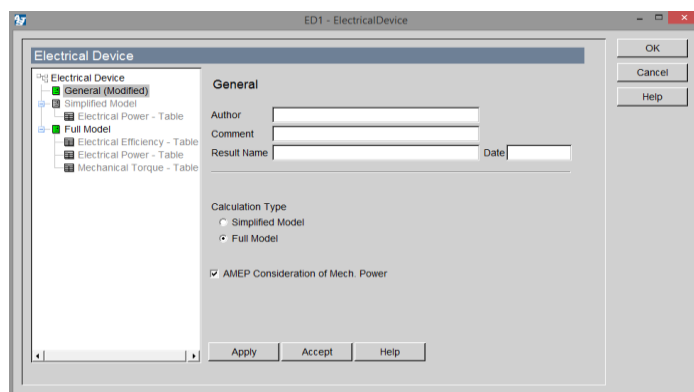
Slika 14. Definiranje konstanti PID regulatora



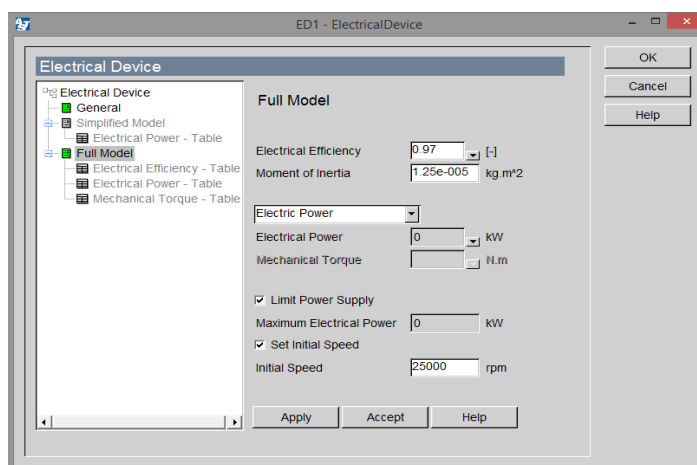
Slika 15. Definiranje reguliranih, referentnih i postavnih veličina PID regulatora

### 3.1.3. Elektromotor

Kao i u slučaju turbopunjača i kod elementa elektromotora Boost omogućava dva načina definiranja: pojednostavljeni i potpuni model. Pojednostavljeni model omogućava korisniku da element koristi kao izvor energije za mehanički povezanu komponentu, odnosno da radi u motornom načinu rada, ali i da kočenjem vratila pohranjuje energiju, odnosno radi u generatorskom načinu rada. Mehanički povezana komponenta u našem slučaju je turbopunjač koji se nalazi na istom vratilu kao i elektromotor. U potpunom modelu mora se dodatno voditi briga o inerciji koju elektromotor unosi u sustav. U okviru ovog rada korišten je potpuni model elektromotora, a da bi on do kraja bio definiran u korisničko sučelje moraju se unijeti: električna snaga, električna efikasnost i moment tromosti, a moguće je definirati i maksimalnu električnu energiju, početnu brzinu vrtnje te koristiti moment umjesto električne snage pri definiranju. Na slikama 16 i 17 prikazano je programsko sučelje Boost-a za definiranje modela i parametara električnog uređaja.



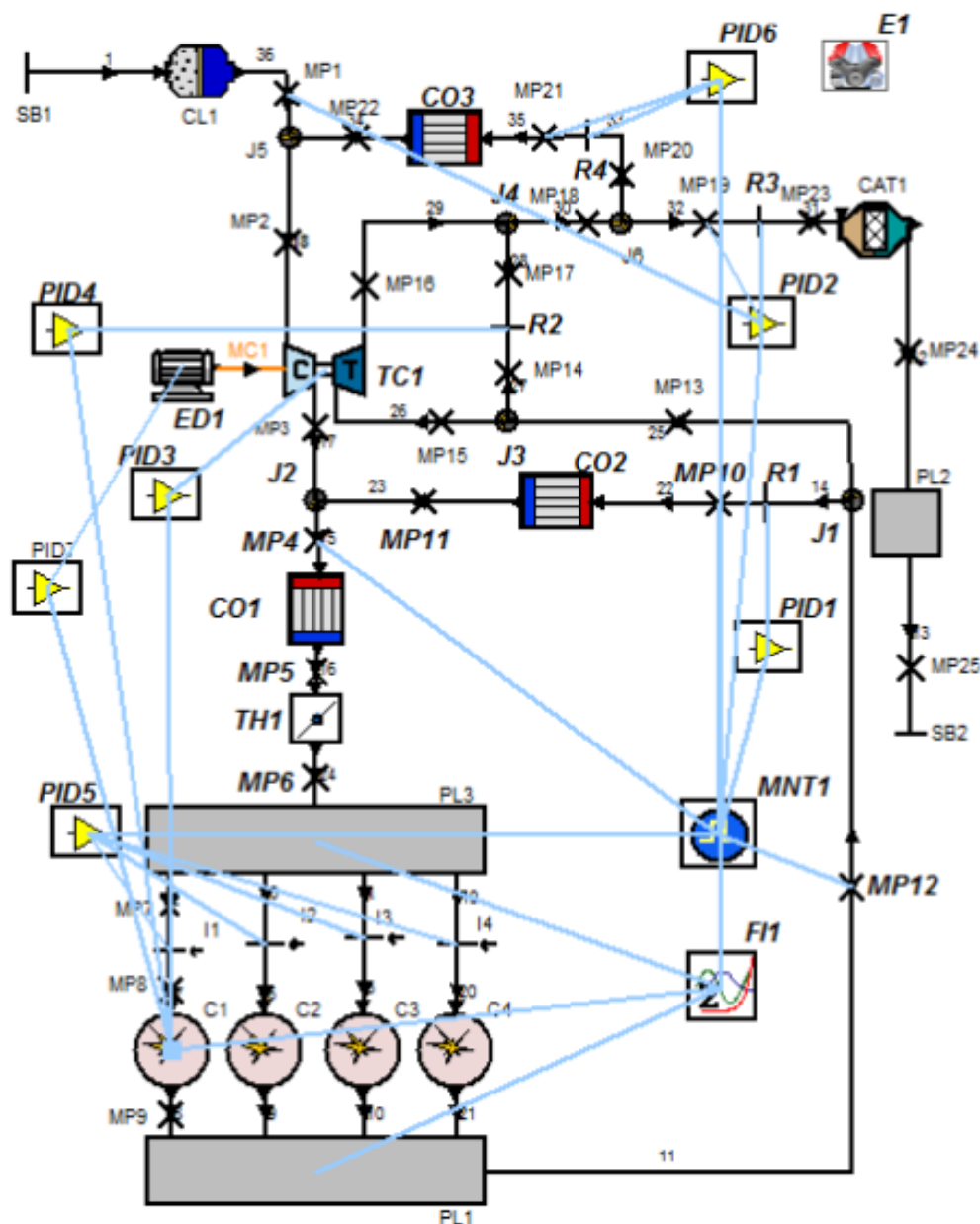
Slika 16. Definiranje modela električnog uređaja



Slika 17. Definiranje parametara električnog uređaja

### 3.2 Proračunski model motora opremljenog električno potpomognutim turbopunjačem

Slika 18 prikazuje identičan model četverotaktnog četverocilindričnog prednabijenog motora kao na slici 10 s dodatkom električnog uređaja (ED1) koji je mehaničkom vezom (MC1) povezan s turbopunjačem (TC1) i PID regulatora (PID7) koji je povezan sa električnim uređajem (ED1) i usisnim kolektorom (PL3).



Slika 18. Proračunski model motora opremljenog električno potpomognutim turbopunjačem

## 4. STRATEGIJA ISTRAŽIVANJA

### 4.1. Postava ispitivanja

U okviru ovog rada istražen je utjecaj različitih načina regulacije stupnja punjenja na performanse Otto motora kroz čitavo područje brzina vrtnje, od 1000 do 6000 min<sup>-1</sup> u intervalima od 500 min<sup>-1</sup>, pri punom opterećenju. U svrhu regulacije korišteni su: „waste gate“ ventil, turbina promjenjive geometrije i elektromotor. Kako bi rezultati bili usporedivi, parametri svih načina regulacije postavljeni su na način da omogućuju postizanje najvećeg raspoloživog srednjeg efektivnog tlaka, odnosno najveće raspoložive efektivne snage uz ograničenje da tlak ispuha ne prelazi 4 bara i da se radna točka nalazi unutar kompresorske mape.

### 4.2. Regulacija „waste gate“ ventilom

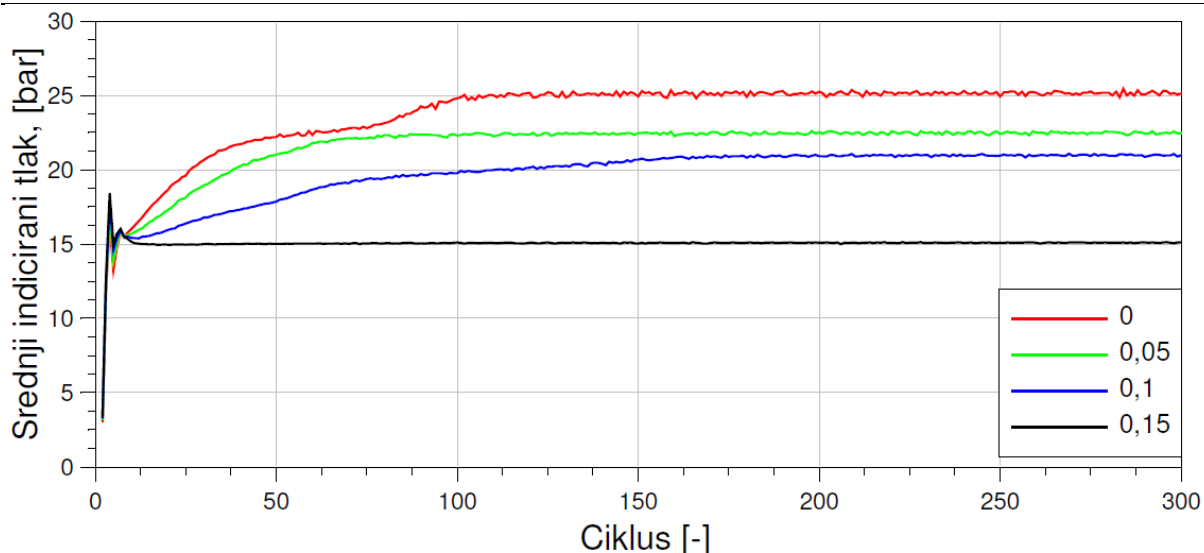
Vrijednost kuta zakreta turbinskih lopatica kroz čitavo područje brzina vrtnje motora postavljena je na 0,4 što označava 40 postotnu otvorenost turbine, a kao parametar regulacije korišten je koeficijent protoka kroz „waste gate“ ventil koji je variran između vrijednosti 0 i 0,15 gdje 0 označava potpunu zatvorenost, a 0,15 15 postotnu otvorenost ventila. Regulacija je izvedena pomoću regulatora PID 4 koji se može vidjeti na slici 11 na način da su postavljene jednake maksimalne, minimalne i inicijalne vrijednosti te se vršila optimizacija dok nisu postignute zadovoljavajuće vrijednosti. Početne vrijednosti koeficijenta protoka odabrane su tako da pokriju što veće područje, a nakon simulacije rada motora pri početnim vrijednostima, slijedila je podjela na sve manje intervale kako bi se dobili optimalni rezultati.

#### 4.2.1. Optimalni iznos koeficijenta protoka pri brzini vrtnje motora od 4000 min<sup>-1</sup>

Izbor optimalnog iznosa koeficijenta protoka bit će prikazan na primjeru simulacijske točke pri 4000 min<sup>-1</sup> kako bi se detaljnije objasnio postupak izbora vrijednosti koeficijenta protoka i razlozi izbora upravo tog iznosa.

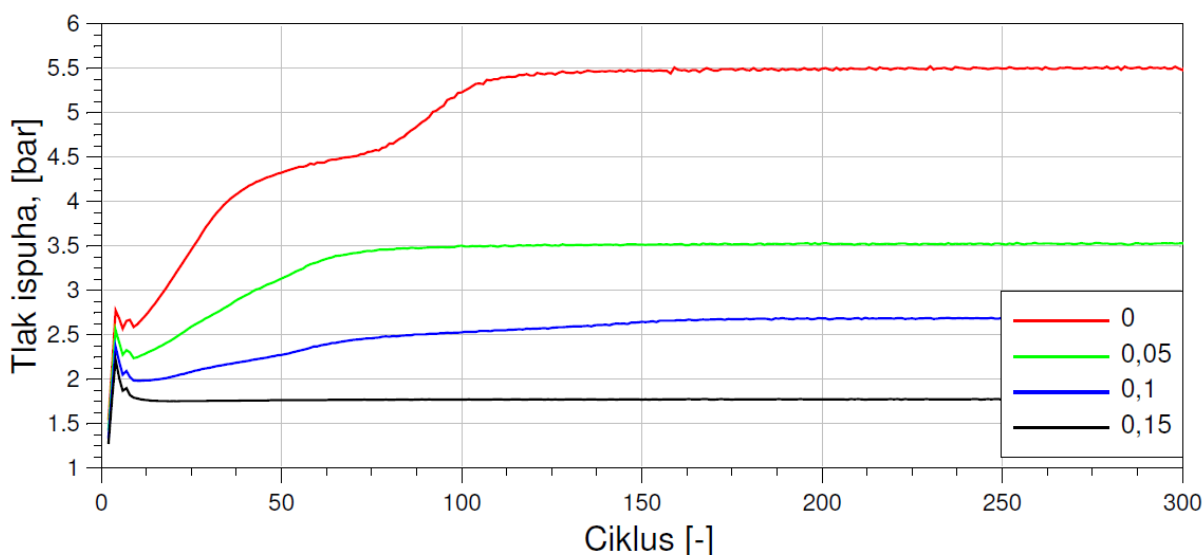
##### 4.2.1.1. Početne vrijednosti koeficijenta protoka

Postavljanjem početnih vrijednosti koeficijenta protoka na 0, 0,05, 0,1 odnosno 0,15 ostvareni su rezultati srednjeg indiciranog tlaka prikazani na slici 19.



**Slika 19. Srednji indicirani tlak za početnu podjelu pri  $4000 \text{ min}^{-1}$**

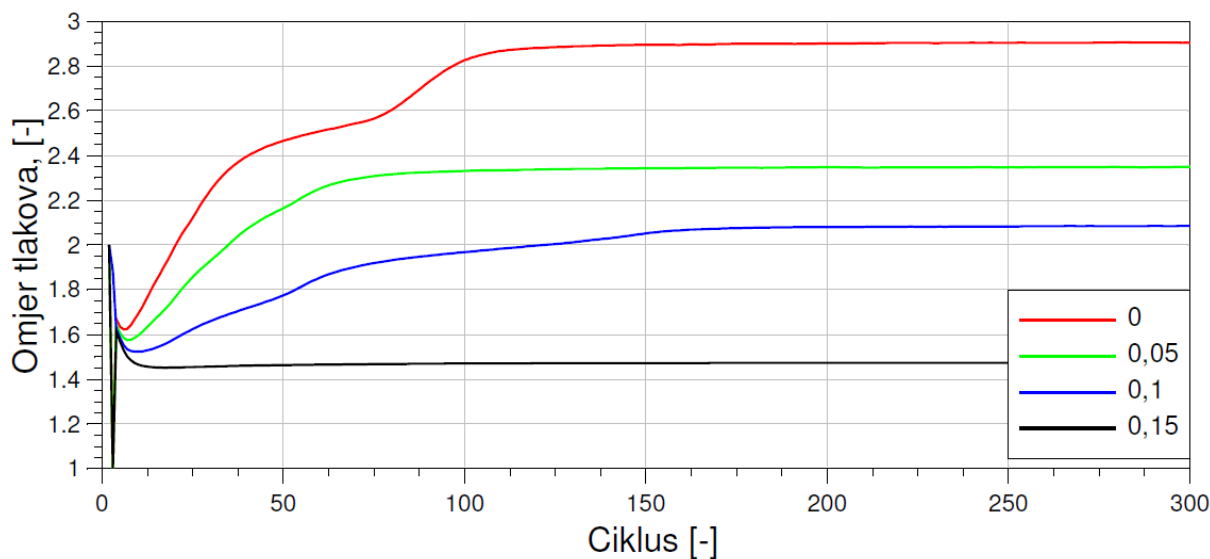
Sa dijagrama na slici 19 vidljivo je da su krivulje srednjeg indiciranog tlaka konvergirale u svoje konačne vrijednosti za što je bilo potrebno najviše oko 160 ciklusa za koeficijent protoka od 0,1. Najveća vrijednost srednjeg indiciranog tlaka postignuta je za koeficijent protoka 0, odnosno pri potpunoj zatvorenosti „waste gate“ ventila. Međutim kao vrijednost oko koje će se raditi finija podjela odabrana je 0,05 iz razloga što je koeficijent protoka od 0 rezultirao nedopustivim tlakom ispuha što je prikazano na slici 20.



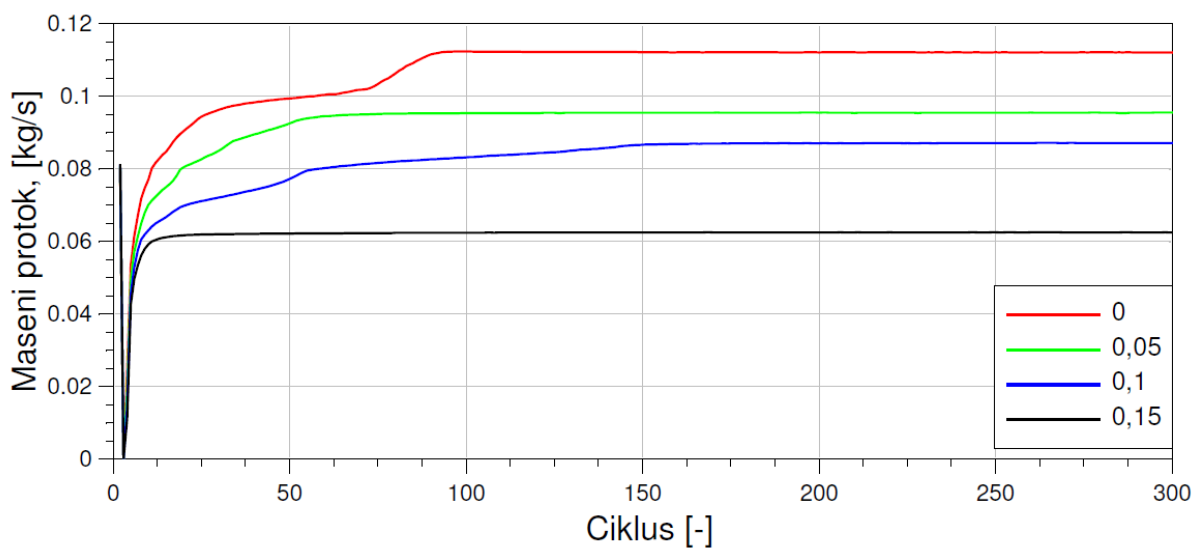
**Slika 20. Tlak ispuha za početnu podjelu pri  $4000 \text{ min}^{-1}$**

Uz preveliki tlak ispuha, dodatan razlog za odbacivanje krivulje pri koeficijentu protoka od 0 bio je i nepovoljan položaj te radne točke u kompresorskoj mapi. Naime, pogleda li se omjer tlakova i maseni protok koji su prikazani na slikama 21 i 22 i pozicionira radna točka u

kompresorsku mapu prikazanu na slici 12 može se vidjeti da se ona nalazi u području zagušenja turbopunjača.



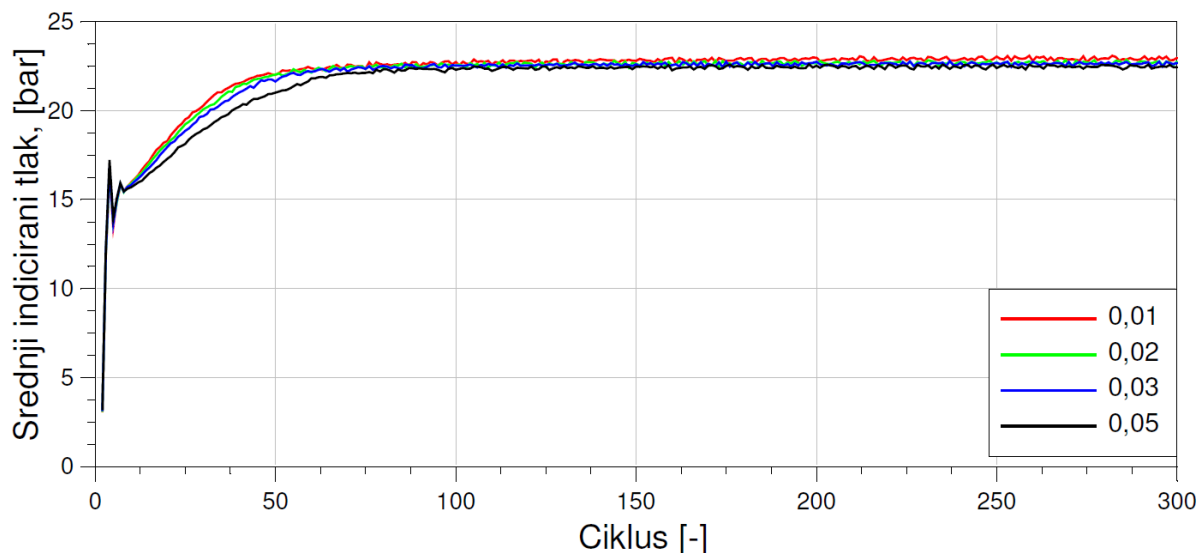
**Slika 21. Omjer tlakova iza i ispred kompresora za početnu podjelu pri 4000 min<sup>-1</sup>**



**Slika 22. Maseni protok kroz kompresor za početnu podjelu pri 4000 min<sup>-1</sup>**

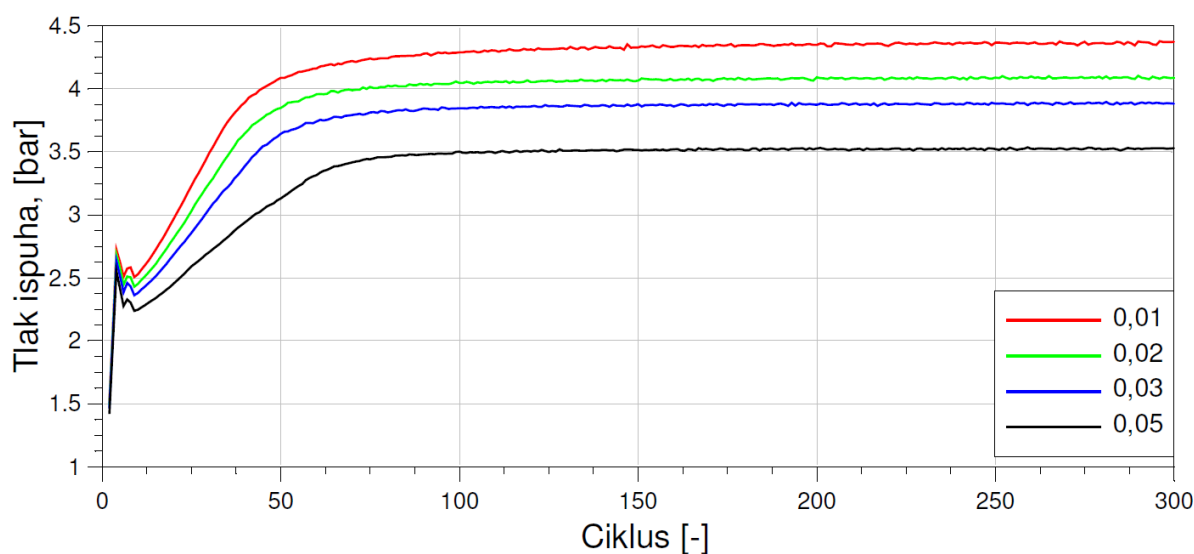
#### 4.2.1.2. Fina podjela koeficijenta protoka

Za finu podjelu koeficijenta protoka odabrane su vrijednosti između 0 i 0,05 i to 0,01, 0,02, 0,03 i 0,05, a ostvareni su rezultati srednjeg indiciranog tlaka prikazani na slici 23.



**Slika 23. Srednji indicirani tlak za finu podjelu pri  $4000 \text{ min}^{-1}$**

S dijagrama je vidljivo da je srednji indicirani tlak najveći za koeficijent protoka od 0,01, a najmanji za koeficijent protoka od 0,05. Međutim, kao optimalni koeficijent protoka izabran je koeficijent protoka od 0,03 jer zadovoljava vrijednost tlaka ispuha što će biti prikazano na slici 24.



**Slika 24. Tlak ispuha za finu podjelu pri  $4000 \text{ min}^{-1}$**

Budući da je koeficijent protoka od 0,03 jako blizu onome od 0,05 za kojeg je u početnoj podjeli pokazano da se radna točka nalazi unutar mape kompresora dijagrami omjera tlakova i masenog protoka ovdje neće biti prikazani. Postupak izbora optimalnog koeficijenta protoka za ostale brzine vrtnje analogan je primjeru za  $4000 \text{ min}^{-1}$ , a konačni rezultati optimizacije za cijeli raspon brzina vrtnje motora bit će prikazani u tablici 1.

**Tablica 1. Optimalni koeficijenti protoka kroz „waste gate“ ventil u ovisnosti o brzini vrtnje**

Brzina vrtnje motora [1/min]	1000	2000	3000	4000	5000	6000
Koeficijent protoka [-]	0	0	0,013	0,03	0,05	0,055

### 4.3. Regulacija turbinom promjenjive geometrije

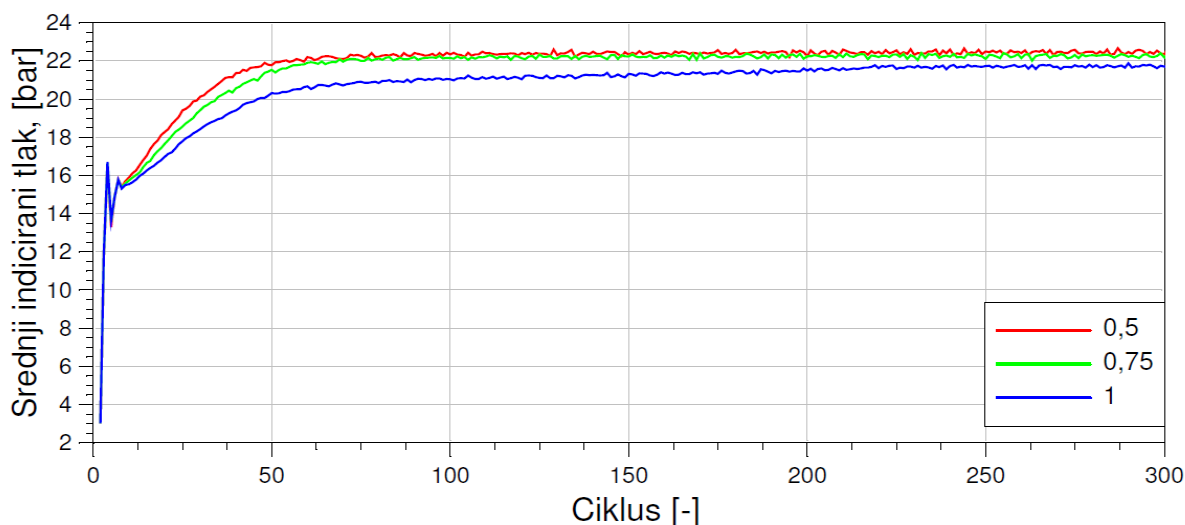
Vrijednost koeficijenta protoka kroz „waste gate“ ventil postavljena je na 0, drugim riječima „waste gate“ ventil potpuno je zatvoren, a kao parametar regulacije korišten je koeficijent položaja turbinskih lopatica koji je variran između vrijednosti 0 i 0,8, gdje 0 označava minimalnu, a 0,8 80 postotnu otvorenost turbinskih lopatica. Regulacija je izvedena pomoću regulatora PID 3 koji se može vidjeti na slici 11 na način da su postavljene jednake maksimalne, minimalne i inicijalne vrijednosti te se vršila optimizacija dok nisu postignute zadovoljavajuće vrijednosti. Početne vrijednosti koeficijenta položaja turbinskih lopatica odabrane su tako da pokriju što veće područje, a nakon simulacije rada motora pri početnim vrijednostima, slijedila je podjela na sve manje intervale kako bi se dobili optimalni rezultati.

#### 4.3.1. Optimalni koeficijent položaja turbinskih lopatica

Izbor optimalnog iznosa koeficijenta položaja turbinskih lopatica bit će prikazan na primjeru simulacijske točke pri  $4000 \text{ min}^{-1}$  kako bi se detaljnije objasnio postupak izbora i razlozi izbora upravo tog iznosa.

##### 4.3.1.1. Početne vrijednosti koeficijenta položaja turbinskih lopatica

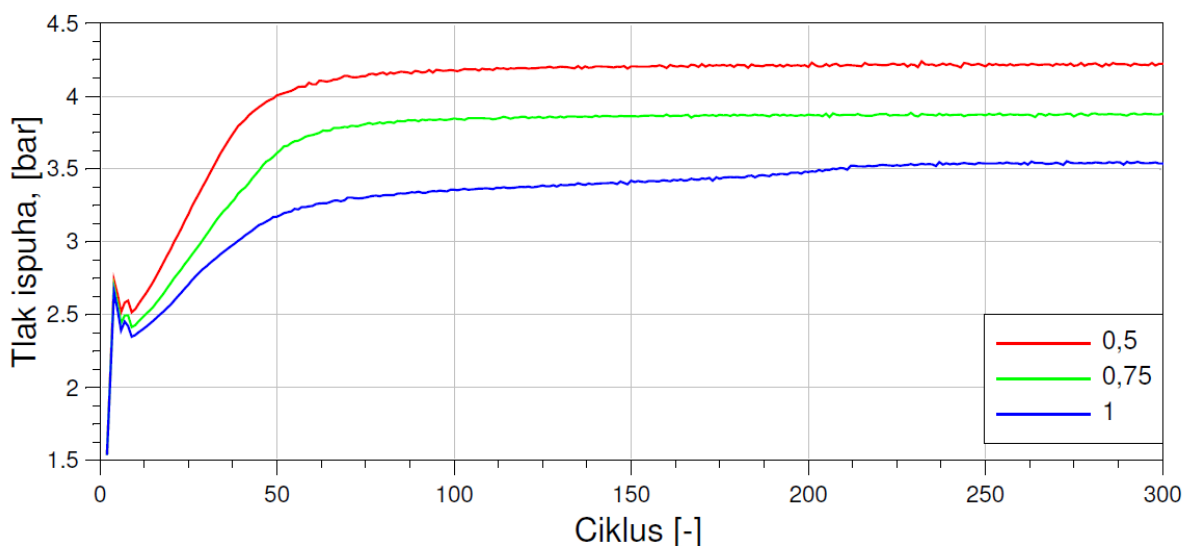
Postavljanjem početnih vrijednosti koeficijenta položaja na 0,5, 0,75 i 1 ostvareni su rezultati srednjeg indiciranog tlaka prikazani na slici 25.



**Slika 25. Srednji indicirani tlak za početnu podjelu pri  $4000 \text{ min}^{-1}$**



Sa dijagrama na slici 25 vidljivo je da su krivulje srednjeg indiciranog tlaka konvergirale u svoje konačne vrijednosti za što je bilo potrebno oko 50 ciklusa. Najveća vrijednost srednjeg indiciranog tlaka postignuta je za koeficijent položaja 0,5, odnosno 50 postotnoj otvorenosti turbinskih lopatica. Međutim, kao optimalna vrijednost odabrana je 0,6 iz razloga što je pri 50 postotnoj otvorenosti vrijednost tlaka ispuha premašivala graničnu vrijednost. Tlak ispuha svih položaja prikazan je na zajedničkom dijagramu na slici 26.



**Slika 26. Tlak ispuha za početnu podjelu pri 4000 min<sup>-1</sup>**

Postupak izbora optimalnog koeficijenta položaja za ostale brzine vrtnje analogan je primjeru za 4000 min<sup>-1</sup>, a konačni rezultati optimizacije za cijeli raspon brzina vrtnje motora bit će prikazani u tablici 2.

**Tablica 2. Optimalni koeficijenti položaja turbinskih lopatica u ovisnosti o brzini vrtnje**

Brzina vrtnje motora [min <sup>-1</sup> ]	1000	2000	3000	4000	5000	6000
Koeficijent položaja turbinskih lopatica	0	0.35	0,5	0,6	0,8	0,8

#### 4.4. Regulacija elektromotorom

Vrijednost kuta zakreta turbinskih lopatica kroz čitavo područje brzina vrtnje motora postavljena je na 0,4 što označava 40 postotnu otvorenost turbine, a kao parametar regulacije korištena je snaga elektromotora koja je varirana između vrijednosti -3 kW i 1 kW. Regulacija je izvedena pomoću regulatora PID 7 koji se može vidjeti na slici 18. na način da su postavljene jednake maksimalne, minimalne i inicijalne vrijednosti te se vršila optimizacija

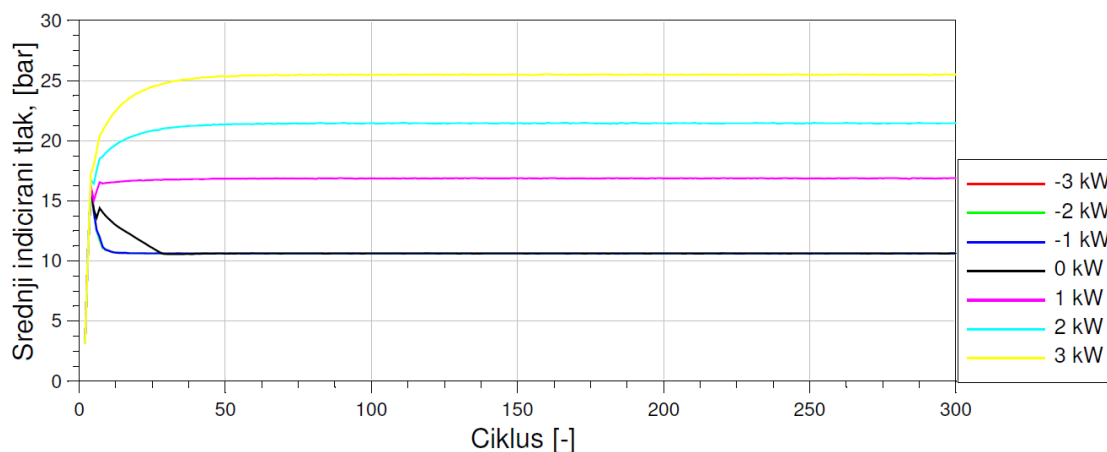
dok nisu postignute zadovoljavajuće vrijednosti. Početne vrijednosti snage odabrane su tako da pokriju što veće područje, a nakon simulacije rada motora pri početnim vrijednostima, slijedila je podjela na sve manje intervale kako bi se dobili optimalni rezultati.

#### 4.4.1. Optimalni iznos snage elektromotora

Izbor optimalnog iznosa snage elektromotora bit će prikazan na primjeru simulacijske točke pri  $1000 \text{ min}^{-1}$  kako bi se detaljnije objasnio postupak izbora i razlozi izbora upravo tog iznosa.

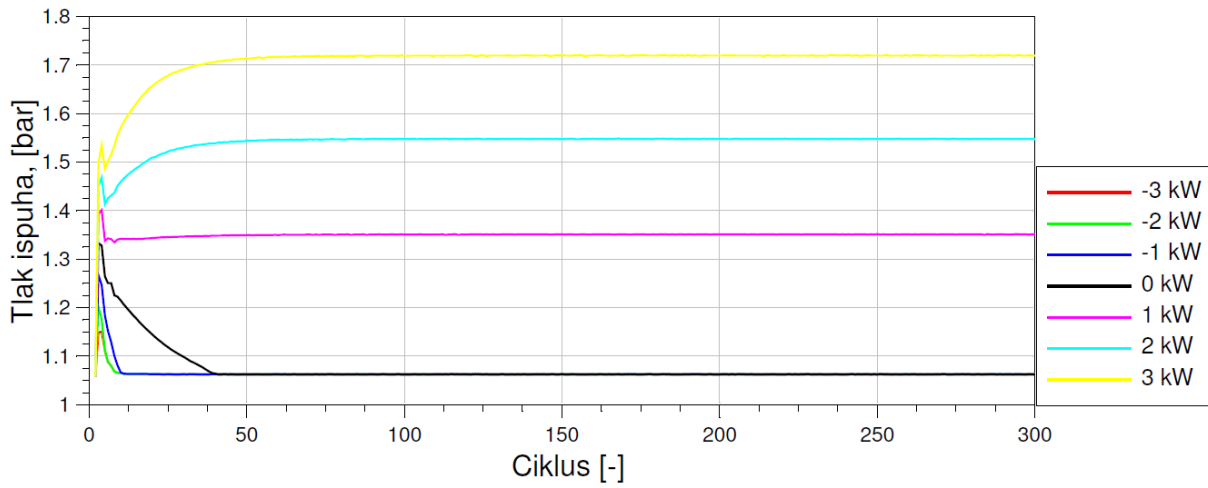
##### 4.4.1.1. Početna vrijednosti snage elektromotora

Postavljanjem početnih vrijednosti snage elektromotora na -3, -2, -1, 0, 1, 2 i 3 kW ostvareni su rezultati srednjeg indiciranog tlaka prikazani na slici 27.

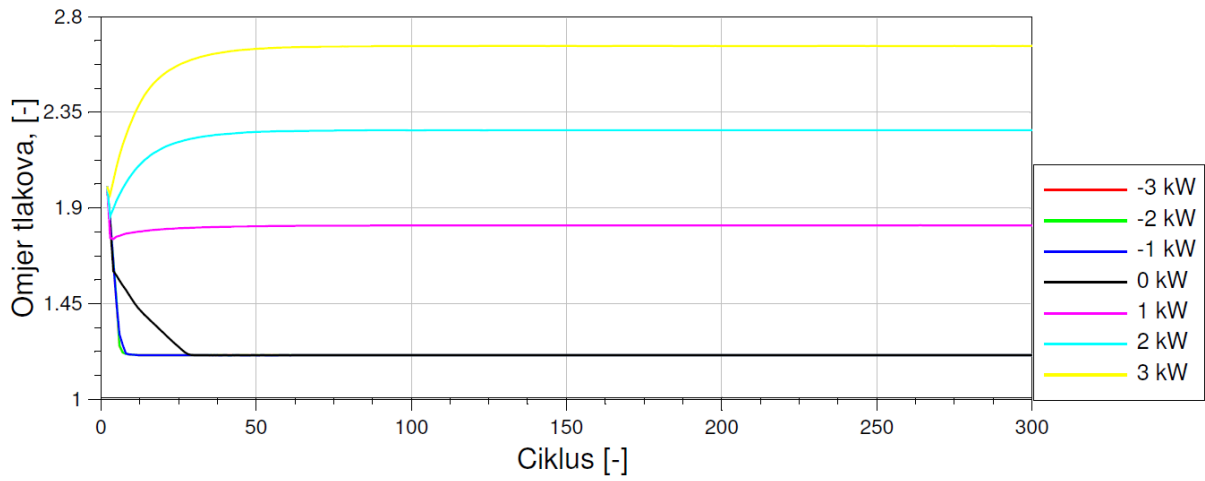


**Slika 27. Srednji indicirani tlak za početnu podjelu pri  $1000 \text{ min}^{-1}$**

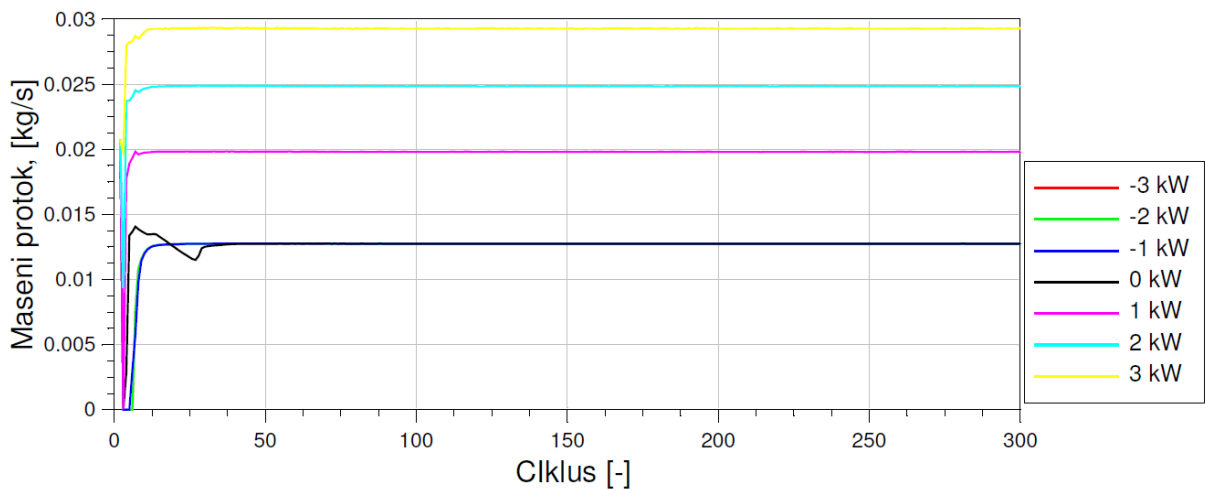
Sa dijagrama na slici 27 vidljivo je da su krivulje srednjeg indiciranog tlaka konvergirale u svoje konačne vrijednosti za što je bilo potrebno oko 25 ciklusa. Najveća vrijednost srednjeg indiciranog tlaka postignuta je za iznos snage od 3 kW. Tlak ispuha koji je prikazan na slici 28 nalazi se u dozvoljenom području. Međutim, pogledaju li se dijagrami omjera tlakova iza i ispred kompresora i ostvarenog masenog protoka kroz kompresor prikazani na slikama 29 i 30 uočava se da se radna točka nalazi s lijeve strane granice pumpanja u kompresorskoj mapi gdje dolazi do nestabilnog rada kompresora. Ista situacija je i s iznosom snage od 1 i 2 kW, ali vidljivo je da se smanjenjem iznosa snage radna točka pomiče udesno prema stabilnom području rada kompresora.



Slika 28. Tlak ispuha za početnu podjelu pri 1000 min<sup>-1</sup>



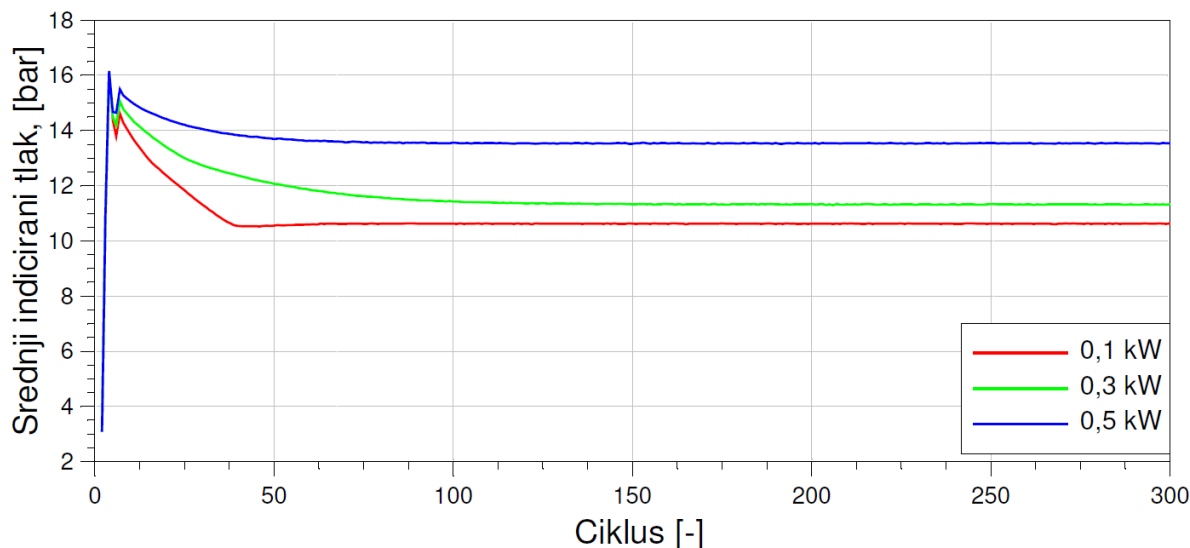
Slika 29. Omjer tlaka iza i ispred kompresora za početnu podjelu pri 1000 min<sup>-1</sup>



Slika 30. Maseni protok kroz kompresor za početnu podjelu pri 1000 min<sup>-1</sup>

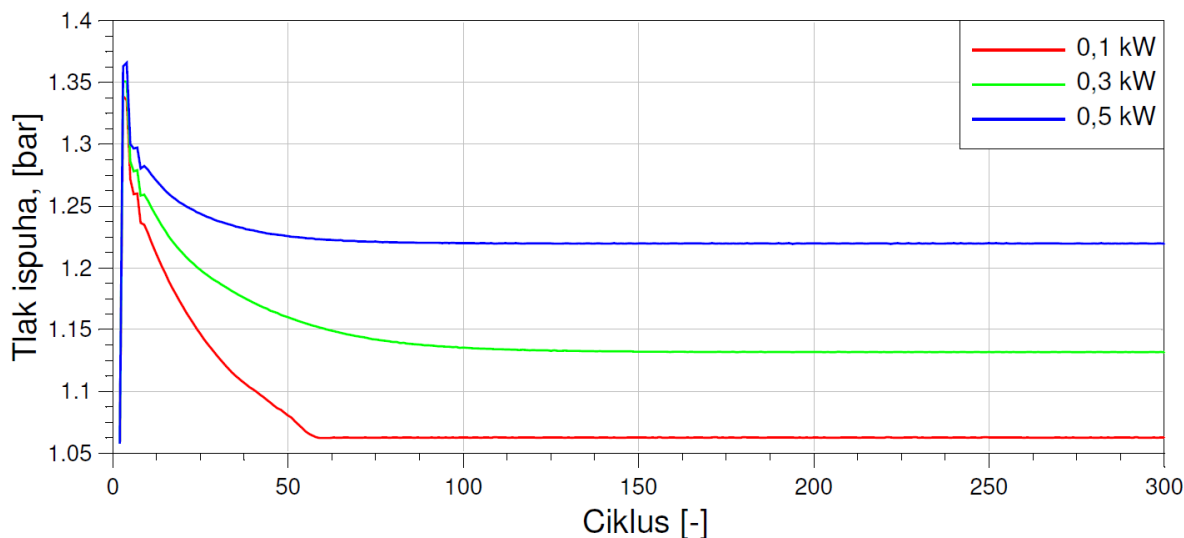
## 4.4.1.2. Fina podjela iznosa snage elektromotora

Za finu podjelu iznosa snage elektromotora odabrane su vrijednosti 0,1, 0,3 i 0,5, a ostvareni su rezultati srednjeg indiciranog tlaka prikazani na slici 31.



**Slika 31. Srednji indicirani tlak za finu podjelu pri 1000 min<sup>-1</sup>**

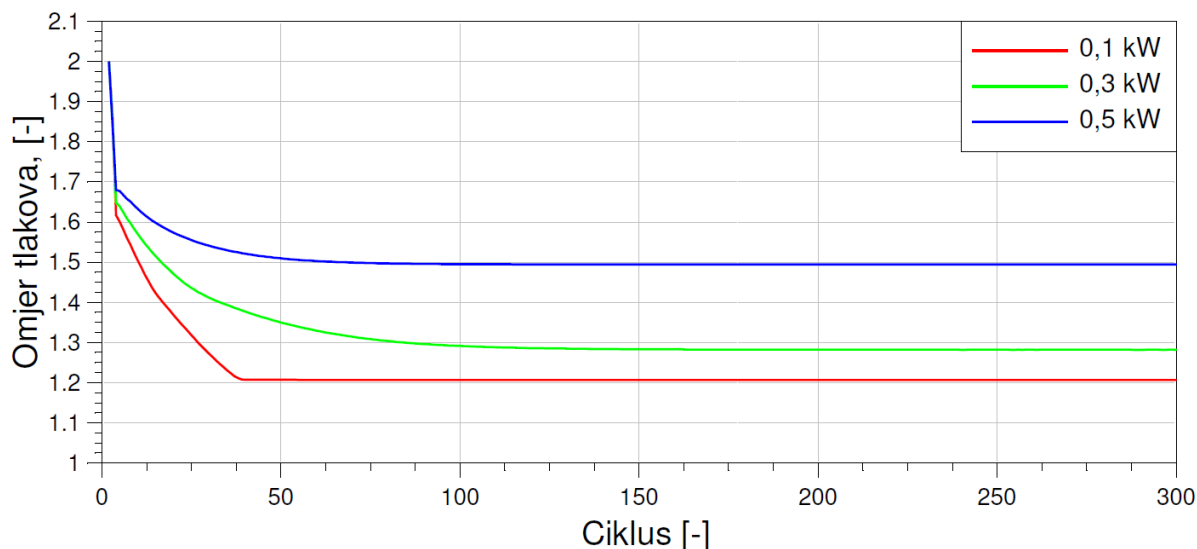
Sa dijagrama na slici 27 vidljivo je da su krivulje srednjeg indiciranog tlaka konvergirale u svoje konačne vrijednosti za što je bilo potrebno oko 100 ciklusa. Najveća vrijednost srednjeg indiciranog tlaka postignuta je za iznos snage od 0,5 kW i smanjuje se smanjenjem iznosa snage elektromotora. Tlak ispuha prikazan na slici 32 nalazio se u dozvoljenom području.



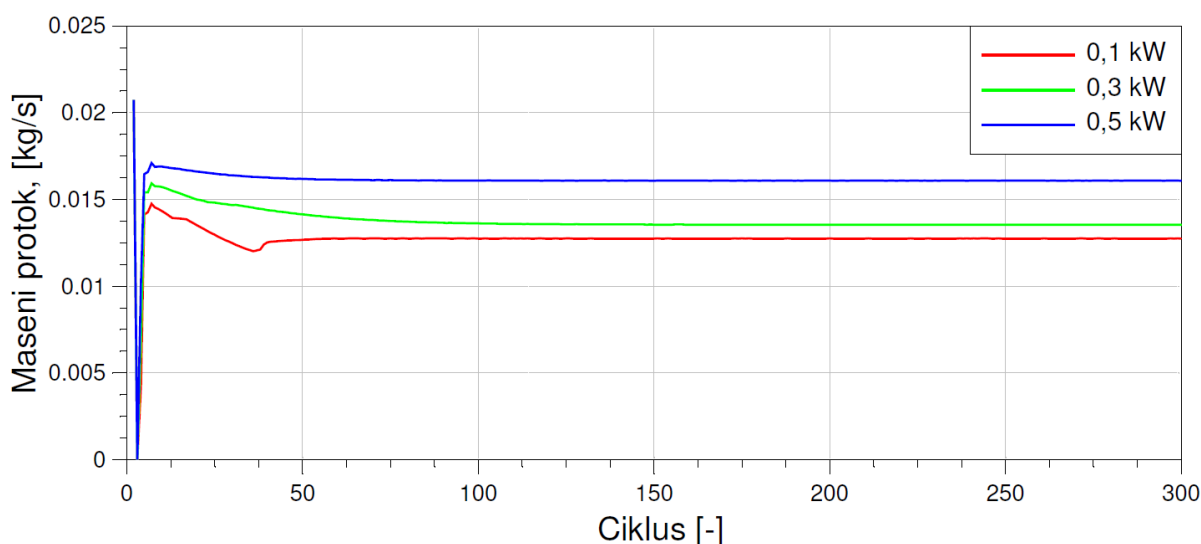
**Slika 32. Tlak ispuha za finu podjelu pri 1000 min<sup>-1</sup>**

Međutim, pogledaju li se dijagrami omjera tlakova iza i ispred kompresora i ostvarenog masenog protoka kroz kompresor prikazani na slikama 33 i 34 uočava se da se radna točka nalazi s lijeve strane granice pumpanja u kompresorskoj mapi gdje dolazi do nestabilnog rada

kompresora. Iz tog razloga kao optimalni iznos snage izabran je onaj od 0,3 kW kojem se radna točka u kompresorskoj mapi nalazila u stabilnom području rada kompresora a i tlak



Slika 33. Omjer tlakova iza i ispred kompresora za finu podjelu pri 1000 min<sup>-1</sup>



Slika 34. Maseni protok kroz kompresor za finu podjelu pri 1000 min<sup>-1</sup>

Postupak izbora optimalnog iznosa snage za ostale brzine vrtnje analogan je primjeru za 1000 min<sup>-1</sup>, a konačni rezultati optimizacije za cijeli raspon brzina vrtnje motora bit će prikazani u tablici 3.

Tablica 3. Optimalni iznos snage elektromotora u ovisnosti o brzini vrtnje

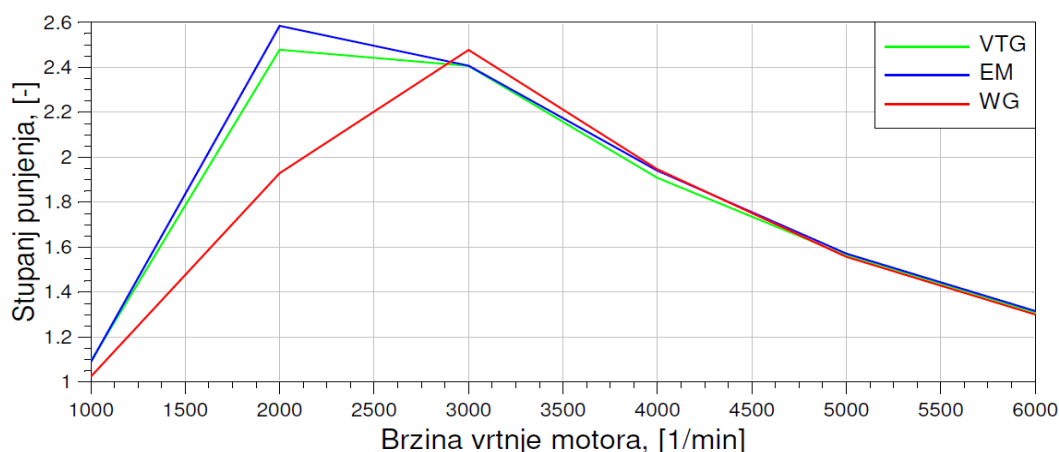
Brzina vrtnje motora [min <sup>-1</sup> ]	1000	2000	3000	4000	5000	6000
Snaga elektromotora [kW]	0,3	1	-2	-3	-3	-3

## 5. REZULTATI I RASPRAVA

Dobiveni rezultati simulacije prikazat će se u dva poglavlja. U prvom će biti prikazani usporedni dijagrami performansi motora u ovisnosti o brzini vrtnje motora kojima će se prikazati utjecaj različitih načina regulacije tlaka prednabijanja, a u drugom mogućnosti koje sa sobom donosi upotreba električno potpomognutog turbopunjača, a koje, sada već konvencionalni načini, „waste gate“ ventil i varijabilna geometrija turbine ne mogu isporučiti. Rezultati s oznakom WG označavaju rezultate dobivene regulacijom „waste gate“ ventilom, s oznakom VTG regulaciju turbinom promjenjive geometrije, a s oznakom EM regulaciju elektromotorom/ generatorom.

### 5.1. Usporedba utjecaja različitih načina regulacije tlaka prednabijanja na performanse motora

#### 5.1.1. Stupanj punjenja



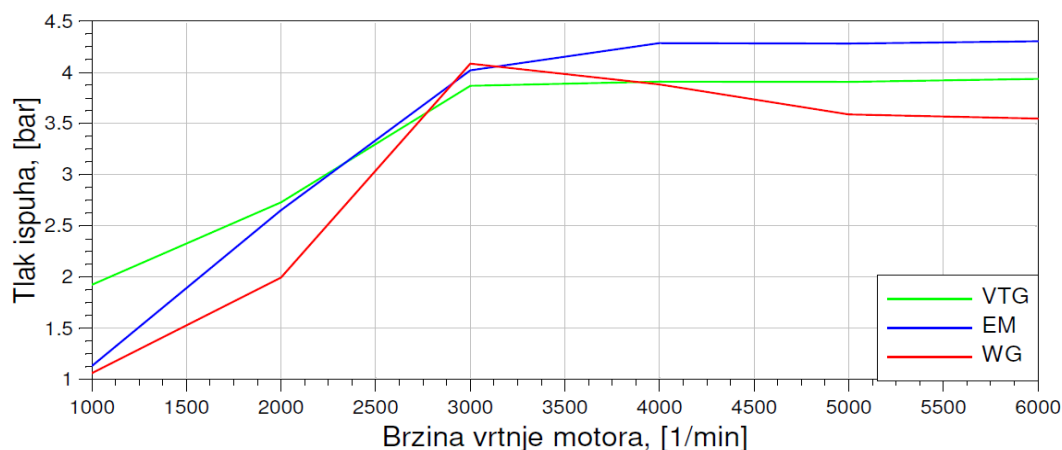
Slika 35. Stupanj punjenja u ovisnosti o brzini vrtnje motora

Sa dijagrama na slici 35 vidljivo je da stupanj punjenja iznad 4000  $\text{min}^{-1}$  poprma slične vrijednosti za sve strategije regulacije. Na brzini vrtnje od 1000  $\text{min}^{-1}$  vrijednosti za regulaciju elektromotorom i turbinom promjenjive geometrije malo su veće u odnosu na regulaciju „waste gate“ ventilom, a pri 2000  $\text{min}^{-1}$  vrijednosti su znatno veće u korist regulacije elektromotorom. Razlog većim vrijednostima stupnja punjenja pri niskim brzinama vrtnje u slučaju regulacije turbinom promjenjive geometrije je mogućnost veće zatvorenosti turbinskih lopatica u odnosu na fiksni položaj prilikom regulacije „waste gate“ ventilom što podiže tlak ispred turbine i omogućuje veći rad turbine koji se isporučuje kompresoru. Veći rad kompresora znači i veći tlak nakon kompresora što na kraju omogućuje punjenje cilindara

većom količinom zraka. U slučaju regulacije elektromotorom gdje je fiksna geometrija turbine veći stupanj punjenja omogućuje ubrzavanje vratila što također povećava tlak nakon kompresora pa tako i stupanj punjenja. To je naročito vidljivo pri brzini vrtnje od  $2000 \text{ min}^{-1}$  gdje je turbopunjač potpomognut s 1 kW snage od elektromotora.

### 5.1.2. Tlak usisa i ispuha

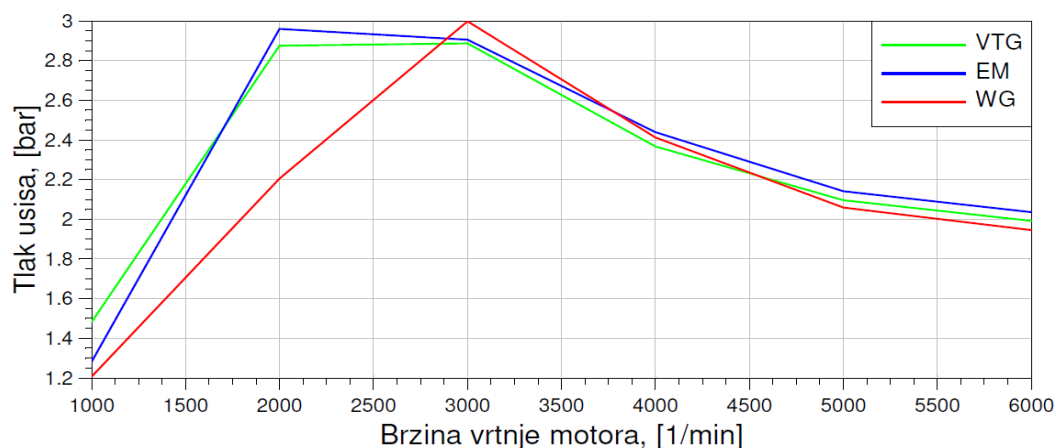
#### 5.1.2.1. Tlak ispuha



**Slika 36. Ovisnost tlaka ispuha o brzini vrtnje motora**

Sa slike 36 vidljivo je da regulacija „waste gate“ ventilom i turbinom promjenjive geometrije zadovoljavaju ograničenje tlaka ispuha od 4 bar kroz cijelo područje brzine vrtnje. Regulacija elektromotorom u području iznad  $3000 \text{ min}^{-1}$  ne može zadržati vrijednost tlaka ispuha ispod granične vrijednosti iz razloga što je motor ograničen na 3 kW i u motornom i u generatorskom načinu rada. Ukoliko bi elektromotor mogao generirati više snage spustio bi se i tlak ispuha ispod dozvoljene granice. Druga varijanta bila bi otvaranje „waste gate“ ventila, no u tom slučaju ne bi se mogli uspoređivati tri različita samostalna načina regulacije. Iako je tlak ispuha ovdje iznad dopuštene granične vrijednosti vratilo turbopunjača neće rotirati u nerazumnim brzinama zbog mogućnosti kočenja elektromotorom. Iz tog razloga dopušteno je minimalno prekoračenje dopuštene vrijednosti tlaka ispuha. Usporedimo li slike 35 i 36 možemo zaključiti da regulacija „waste gate“ ventilom iznad  $4000 \text{ min}^{-1}$  omogućuje postizanje gotovo identičnih vrijednosti stupnja punjenja kao i druge dvije regulacije uz niže vrijednosti tlaka ispuha. Drugim riječima manji je rad turbine pa nema potrebe za prevelikim tlakom nabijanja.

## 5.1.2.2. Tlak usisa

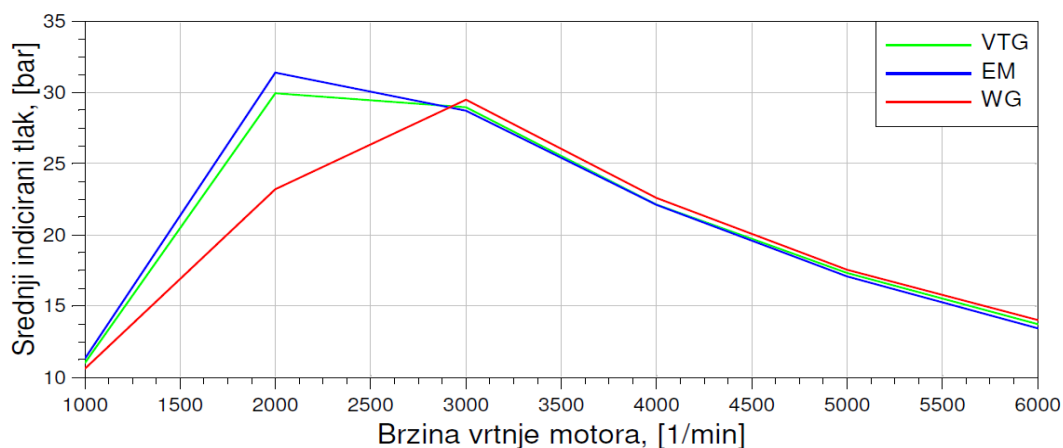


Slika 37. Tlak usisa u ovisnosti o brzini vrtnje

Sa slike 37 vidljivo je da tlak usisa približno proporcionalan tlaku ispuha. Jedina točka koja odstupa je pri  $2000 \text{ min}^{-1}$  gdje elektromotor u najvećoj mjeri potpomaže turbopunjač što rezultira najvećim tlakom usisa za regulaciju elektromotorom pri toj brzini vrtnje motora. Tlak usisa znatno je veći za regulaciju elektromotorom i turbinu promjenjive geometrije u odnosu na regulaciju „waste gate“ ventilom pri niskim brzinama vrtnje, do  $2000 \text{ min}^{-1}$ , a pri visokim brzinama vrtnje ta razlika je manja, ali i dalje su vrijednosti najniže za regulaciju „waste gate“ ventilom. Pri  $3000 \text{ min}^{-1}$  regulacija „waste gate“ ventilom daje najveće vrijednosti što je posljedica i najvećeg tlaka ispuha.

## 5.1.3. Indicirane veličine

## 5.1.3.1. Srednji indicirani tlak



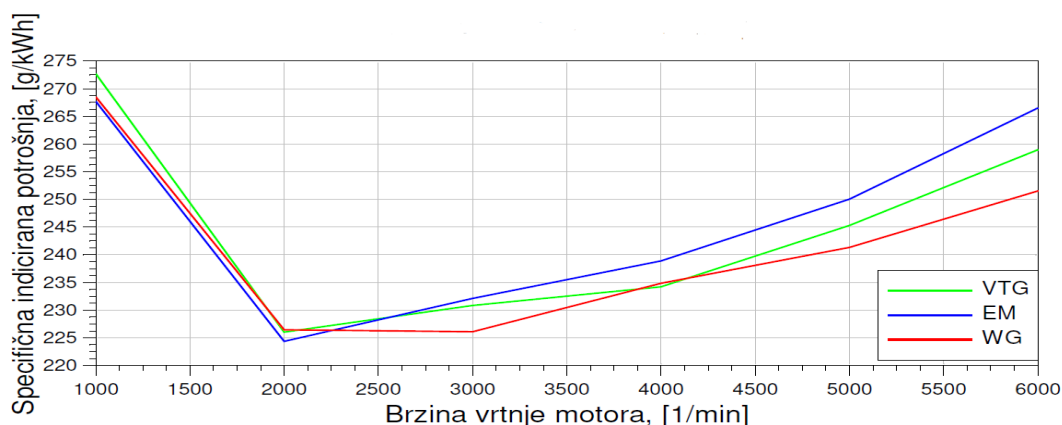
Slika 38. Srednji indicirani tlak u ovisnosti o brzini vrtnje

Sa slike 38 vidljivo je da motor u području niskih i srednjih brzina vrtnje prilikom regulacije turbinom promjenjive geometrije i elektromotorom ostvaruje znatno veće vrijednosti u



odnosu na regulaciju „waste gate“ ventilom dok su pri visokim brzinama vrtnje vrijednosti regulacije „waste gate“ ventilom neznatno veće u odnosu na druge dvije regulacije. Najveća ostvarena vrijednost srednjeg indiciranog tlaka je nešto veća od 30 bara za regulaciju elektromotorom pri  $2000 \text{ min}^{-1}$ .

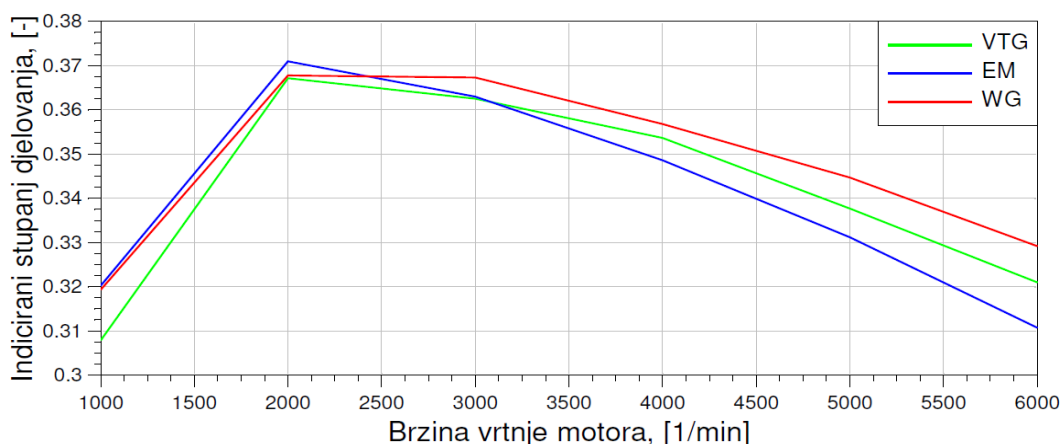
### 5.1.3.2. Specifična indicirana potrošnja goriva



**Slika 39. Ovisnost specifične indicirane potrošnje goriva o brzini vrtnje motora**

Prema slici 39 vidljivo je da se u području do  $2000 \text{ min}^{-1}$  iznos specifične indicirane potrošnje neznatno razlikuje za sva tri načina regulacije, u području brzina vrtnje iznad  $2000 \text{ min}^{-1}$  najmanja potrošnja ostvarena je regulacijom „waste gate“ ventilom pa zatim varijabilnom geometrijom turbine, a najveća je za regulaciju elektromotorom. Najniža vrijednost od oko  $225 \text{ g/kWh}$  ostvarena je za regulaciju elektromotorom pri brzini vrtnje od  $2000 \text{ min}^{-1}$ .

### 5.1.3.3. Indicirani stupanj djelovanja



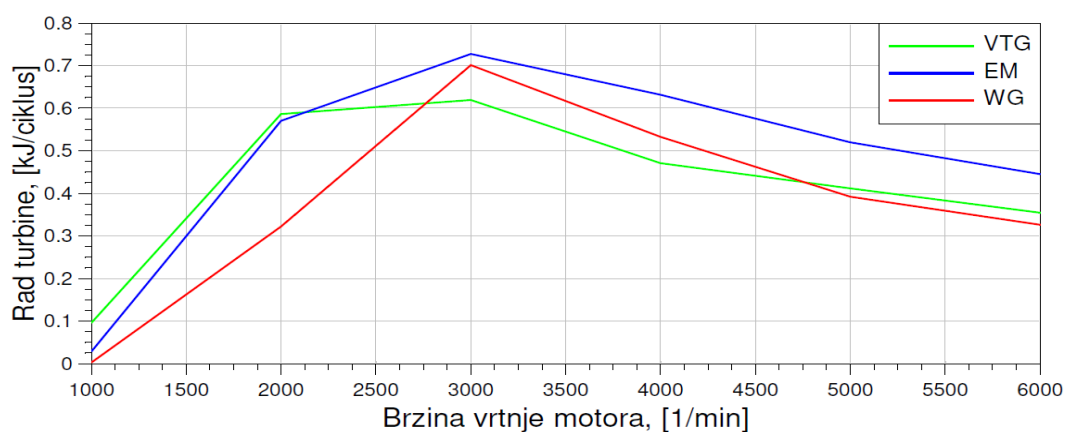
**Slika 40. Ovisnost indiciranog stupnja djelovanja o brzini vrtnje motora**

Indicirani stupanj djelovanja ovisi o specifičnoj indiciranoj potrošnji i donjoj ogrjevnoj vrijednosti goriva. Budući da je ogrjevna vrijednost goriva konstantna jasno je da su krivulje

indiciranog stupnja djelovanja obrnuto proporcionalne krivuljama specifične indicirane potrošnje. Najveća vrijednost indiciranog stupnja djelovanja ostvarena je za regulaciju elektromotorom pri brzini od  $2000 \text{ min}^{-1}$  i iznosi oko 37%. Općenito gledano može se zaključiti da je indicirani stupanj djelovanja pri niskim brzinama vrtnje najveći za upravljanje elektromotorom, a pri srednjim i visokim brzinama vrtnje za upravljanje „waste gate“ ventilom.

#### 5.1.4. Veličine povezane s turbopunjačem

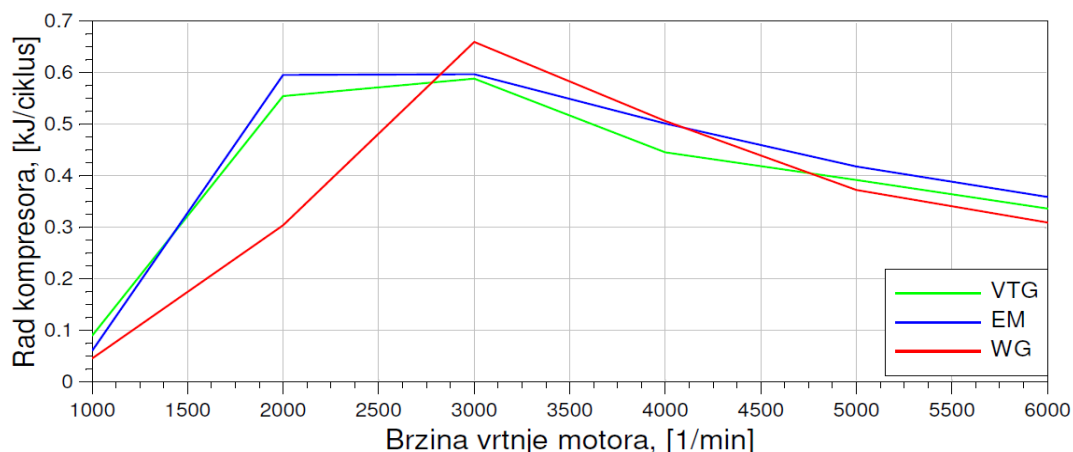
##### 5.1.4.1. Rad turbine



**Slika 41. Ovisnost rada turbine o brzini vrtnje motora**

Najmanji rad turbine u području brzina vrtnje do  $2000 \text{ min}^{-1}$  ostvaren je za regulaciju „waste gate ventilom“ što je i bilo za očekivati jer je i najmanji tlak ispuha. To samo po sebi nije loša stvar jer nema potrebe za velikim tlakom prednabijanja, ali naravno i srednji indicirani tlak, odnosno indicirana snaga su manji. Vrijednost za  $1000$  i  $2000 \text{ min}^{-1}$  najveće su za regulaciju turbinom promjenjive geometrije, a iznad  $2000 \text{ min}^{-1}$  najveće su za regulaciju elektromotorom. Važno je napomenuti da kod regulacije elektromotorom sav rad turbine ne ide na kompresor nego se dio generira u spremnik kako bi se mogao iskoristiti pri nižim brzinama vrtnje.

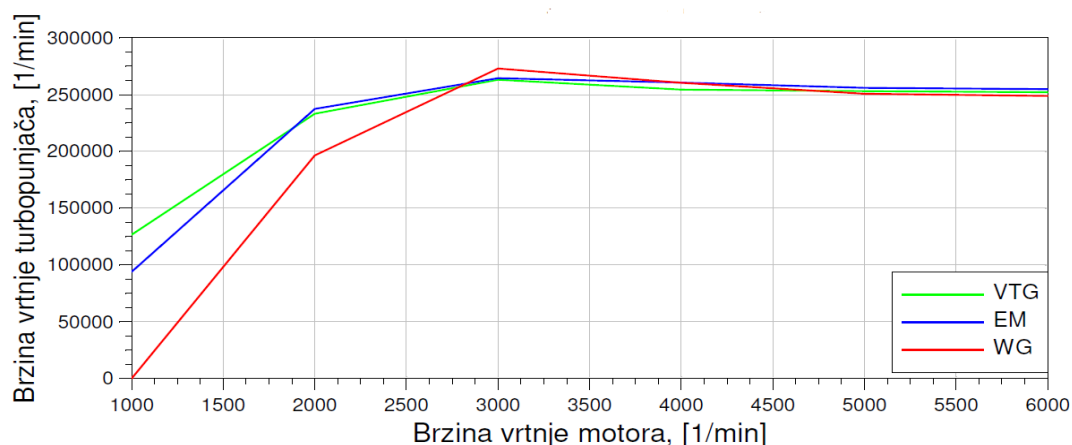
## 5.1.4.2. Rad kompresora



Slika 42. Ovisnost rada kompresora o brzini vrtnje motora

Sa slike 43 je vidljivo da je rad komprsora za regulaciju turbinom promjenjive geometrije i regulaciju „waste gate“ ventilom proporcionalan radu turbine, odnosno da se sav rad turbine umanjen za gubitke predaje kompresoru. Za regulaciju elektromotorom u području niskih brzina vrtnje rad kompresora veći je od rada turbine jer elektromotor tada ubrzava vratilo turbopunjača, a pri srednjim i visokim brzinama vrtnje je manji jer elektromotor koči vratilo. Najveći iznos rada kompresora ostvaren je pri brzini vrtnje od  $3000 \text{ min}^{-1}$  za regulaciju „waste gate“ ventilom.

## 5.1.4.3. Brzina vrtnje turbopunjača

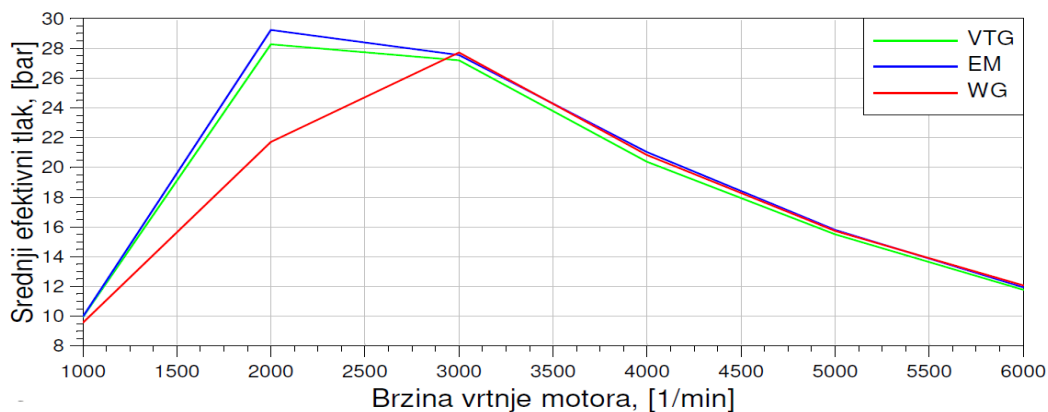


Slika 43. Ovisnost brzine vrtnje turbopunjača o brzini vrtnje motora

Sa slike 44 je vidljivo da je najveća vrijednost brzine vrtnje turbopunjača nešto iznad  $250000 \text{ min}^{-1}$  za sve strategije regulacije i to od  $3000 \text{ min}^{-1}$  na više. Pri  $1000 \text{ min}^{-1}$  najveća vrijednost od oko  $125000 \text{ min}^{-1}$  ostvarena je za regulaciju turbinom promjenjive geometrije, zatim za regulaciju elektromotorom od oko  $100000 \text{ min}^{-1}$ .

### 5.1.5. Efektivne veličine

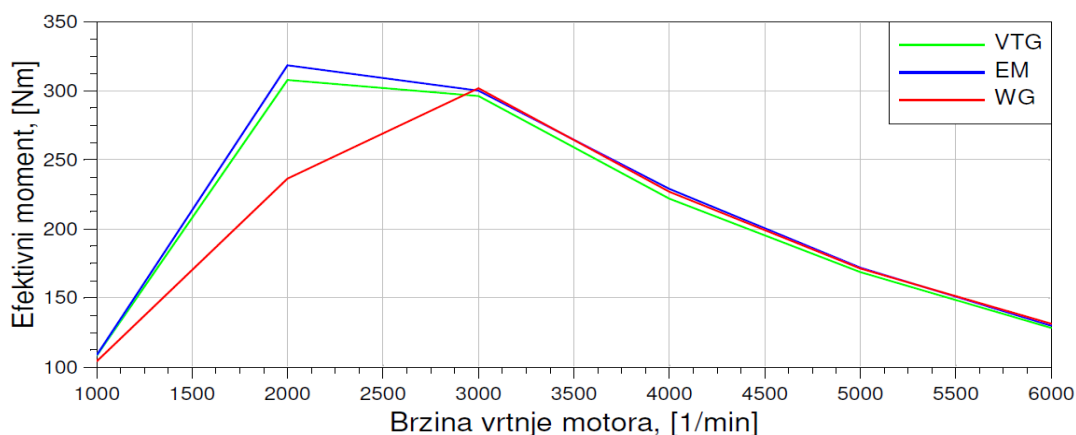
#### 5.1.5.1. Srednji efektivni tlak



**Slika 44. Ovisnost srednjeg efektivnog tlaka o brzini vrtnje motora**

Sa slike je vidljivo da je najveća vrijednost srednjeg efektivnog tlaka od oko 29 bara ostvarena za regulaciju elektromotorom pri brzini vrtnje od  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Općenito se pri brzinama vrtnje do  $3000 \text{ min}^{-1}$  najveće vrijednosti ostvaruju za regulaciju elektromotorom, a najmanje za regulaciju „waste gate“ ventilom. Pri brzinama vrtnje iznad  $3000 \text{ min}^{-1}$  vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka vrlo su slične za sve strategije regulacije ali su ipak nešto veće za regulaciju elektromotorom i „waste gate“ ventilom u odnosu na regulaciju promjenjivom geometrijom turbine. Važno je napomenuti da elektromotor u području brzina vrtnje do  $2000 \text{ min}^{-1}$  smanjuje vrijednost srednjeg efektivnog tlaka jer je srednji efektivni tlak vanjskog potrošača po definiciji negativan. Shodno tome u području brzina vrtnje iznad  $2000 \text{ min}^{-1}$  djelovanje elektromotora povećava srednji efektivni tlak.

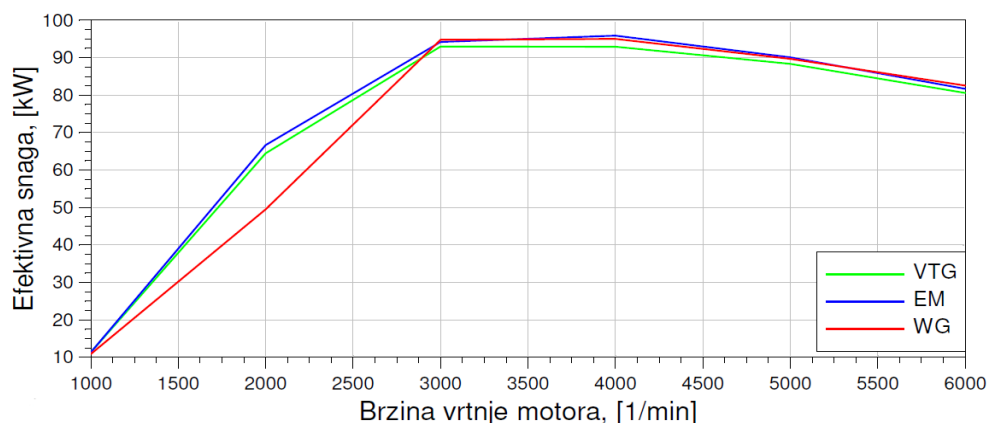
#### 5.1.5.2. Efektivni moment



**Slika 45. Ovisnost efektivnog momenta o brzini vrtnje motora**

Krivulje efektivnog momenta proporcionalne su krivuljama srednjeg efektivnog tlaka. Sa slike 47 vidljivo je da motor u području niskih i srednjih brzina vrtnje prilikom regulacije turbinom promjenjive geometrije i elektromotorom ostvaruje znatno veće vrijednosti u odnosu na regulaciju „waste gate“ ventilom dok su pri visokim brzinama vrtnje vrijednosti svih triju regulacija slične ili iste.

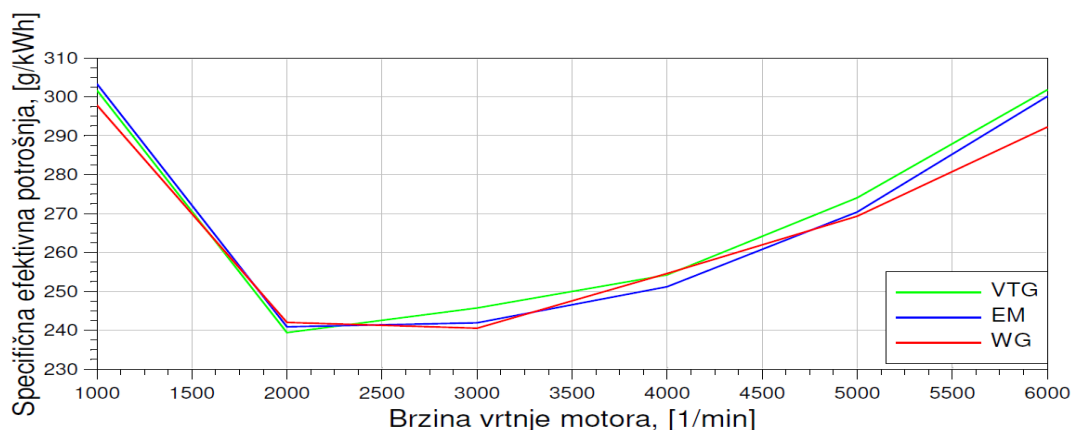
### 5.1.5.3. Efektivna snaga



**Slika 46. Ovisnost efektivne snage o brzini vrtnje motora**

Sa slike 46 je vidljivo da je najveća vrijednost efektivne snage oko 95 kW u području brzina vrtnje između 3000 i 4000  $\text{min}^{-1}$ . Općenito gledano najveća efektivna snaga u području niskih brzina vrtnje očekivano se postiže za regulaciju elektromotorom i turbinom promjenjive geometrije, a najniža za regulaciju „waste gate“ ventilom. Iznad 3000  $\text{min}^{-1}$  vrijednosti za sve tri strategije regulacije su slične, odnosno neznatno su veće za regulaciju elektromotorom i „waste gate“ ventilom u odnosu na regulaciju turbinom promjenjive geometrije.

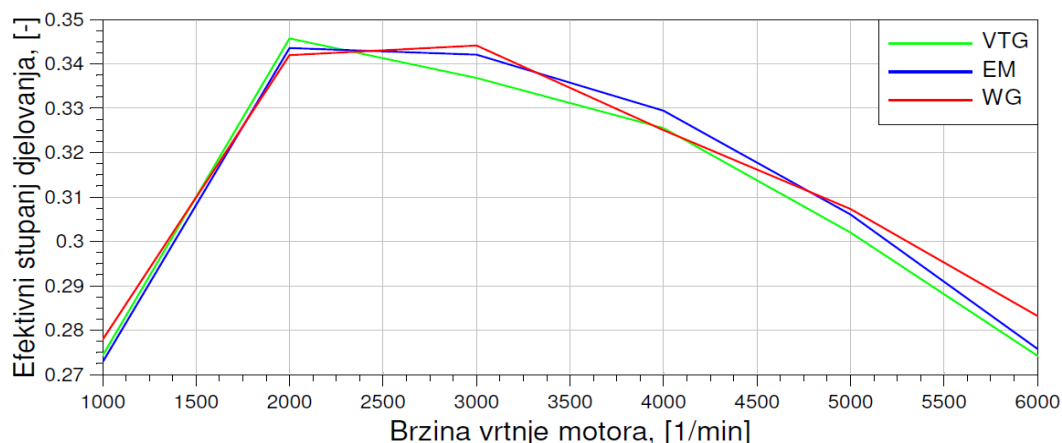
### 5.1.5.4. Specifična efektivna potrošnja goriva



**Slika 47. Ovisnost specifične efektivne potrošnje o brzini vrtnje motora**

Sa slike 45 vidljiva je nepredvidiva raspodjela specifične efektivne potrošnje. Najniža vrijednost od oko 240 g/kWh postiže se za regulaciju varijabilnom geometrijom turbine pri 2000 min<sup>-1</sup>. Vrijednost specifične efektivne potrošnje goriva pri 4000 min<sup>-1</sup> najniža je za regulaciju elektromotorom, „a vrijednosti za regulaciju „waste gate“ ventilom najniže su u području brzina vrtnje ispod 1500 min<sup>-1</sup>, pri 3000 min<sup>-1</sup> i iznad 5000 min<sup>-1</sup>.

#### 5.1.5.5. Efektivni stupanj djelovanja

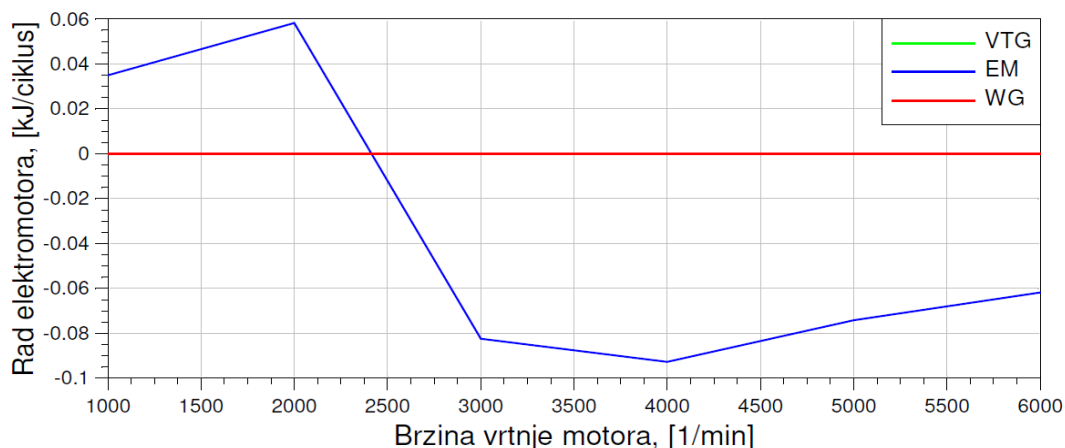


**Slika 48. Ovisnost efektivnog stupnja djelovanja o brzini vrtnje motora**

Efektivni stupanj djelovanja ovisi o specifičnoj efektivnoj potrošnji i donjoj ogrjevnoj vrijednosti goriva. Budući da je ogrjevna vrijednost konstantna vrijednost slijedi da je efektivni stupanj djelovanja obrnuto proporcionalan specifičnoj efektivnoj potrošnji goriva što i pokazuje dijagram na slici. Najveća vrijednost efektivnog stupnja djelovanja od otprilike 34,5% postiže se pri 2000 min<sup>-1</sup> za regulaciju varijabilnom geometrijom turbine.

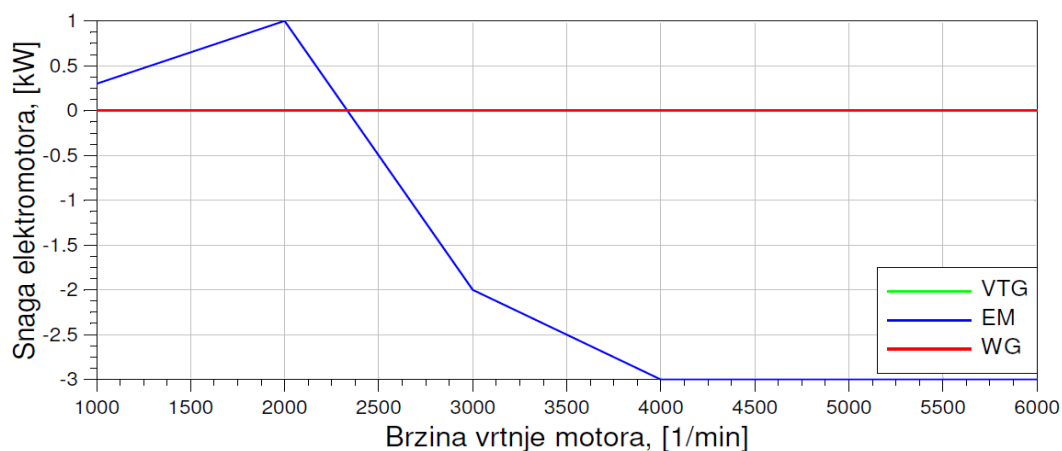
## 5.2. Mogućnost regeneracije električne energije

Regulacijom tlaka prednabijanja snagom elektromotora nastojalo se osigurati da iznos energije koju bi elektromotor predavao vratilu turbopunjača u motornom načinu rada pri niskim brzinama vrtnje proizvodi sam elektromotor kočenjem vratila turbopunjača u području srednjih i visokih brzina vrtnje, tj. generatorskim načinom rada. Na slici prikazan je rad elektromotora po ciklusu u ovisnosti o brzini vrtnje motora.



**Slika 49. Ovisnost rada elektromotora o brzini vrtnje motora**

Vidljivo je da pri niskim brzinama vrtnje do  $2500 \text{ min}^{-1}$  rad pozitivan, odnosno elektromotor predaje rad vratilu turbopunjača, a taj rad nadomješta se u području brzina vrtnje iznad  $2500 \text{ min}^{-1}$  gdje je rad negativan, odnosno elektromotor radi u generatorskom načinu i pohranjuje višak rada. U okviru ovog rada neće biti govora o tome gdje se taj višak rada pohranjuje, međutim jasno je da bi u stvarnoj izvedbi trebalo osigurati dodatan prostora za pohranu u vidu npr, baterije. Dodatno će biti prikazani i dijagram ovisnosti snage elektromotora u ovisnosti o brzini vrtnje motora na slici.



**Slika 50. Ovisnost snage elektromotora o brzini vrtnje motora**

## 6. ZAKLJUČAK

Nakon provedenih simulacija rada prednabijenog Otto motora pri punom opterećenju vidljivo je da se upravljanjem tlakom prednabijanja pomoću elektromotora ostvaruju znatno bolje performanse motora u usporedbi s upravljanjem pomoću „waste gate“ ventila pri nižim brzinama vrtnje u pogledu ostvarivanja najvećeg raspoloživog srednjeg efektivnog tlaka, odnosno najveće efektivne snage. Najveće povećanje ostvareno je pri brzini vrtnje motora od  $2000 \text{ min}^{-1}$  gdje je elektromotor isporučivao 1 kW snage pri čemu je srednji efektivni tlak porastao sa 22 na 29 bara. Na istoj brzini vrtnje efektivna snaga porasla je sa 50 na 70 kW, a efektivni moment sa 240 na 320 Nm, uz gotovo identičnu specifičnu efektivnu potrošnju, odnosno efektivni stupanj djelovanja. Na brzini vrtnje od  $1500 \text{ min}^{-1}$  gdje je elektromotor isporučivao oko 0,6 kW ostvareno je povećanje srednjeg efektivnog tlaka sa 16 na 20 bara. Na istoj brzini vrtnje ostvaren je porast efektivne snage sa 30 na 40 kW, zatim porast efektivnog momenta sa 170 na 210 Nm uz također gotovo identičnu specifičnu efektivnu potrošnju odnosno efektivni stupanj djelovanja. Uz to se pokazalo i da se energija koju je potrebno osigurati za pogon elektromotora pri niskim brzinama vrtnje može osigurati generatorskim načinom rada elektromotora pri srednjim i visokim brzinama vrtnje. Na brzini vrtnje od  $3000 \text{ min}^{-1}$  generirana su 2 kW energije, a u rasponu brzina vrtnje od 4000 do  $6000 \text{ min}^{-1}$  generirana su 3 kW energije. Iako je cilj rada bio postizanje maksimalne efektivne snage na svim brzinama vrtnje odlučeno je da će već na srednjim a i na visokim brzinama vrtnje elektromotor raditi u generatorskom načinu rada jer je u slučaju motornog načina rada pri tim brzinama vrtnje dolazilo do prevelikog tlaka ispuha. Na  $3000 \text{ min}^{-1}$  motor je ostvarivao gotovo identične iznose srednjeg efektivnog tlaka ali uz ipak nešto veću specifičnu efektivnu potrošnju u uspoređi s motorom opremljenim „waste gate“ ventilom. Na  $4000 \text{ min}^{-1}$  također uz razliku da je ovaj put potrošnja bila bolja za motor opremljen električno potpomognutim turbopunjačem. Na brzinama vrtnje iznad  $5000 \text{ min}^{-1}$  zbog dosta visokog tlaka ispuha motor opremljen električno potpomognutim turbopunjačem ostvarivao je iste performanse, međutim s ipak nešto većom potrošnjom. Gotovo identične rezultate u smislu ostvarenja najvećeg srednjeg efektivnog tlaka, odnosno najveće efektivne snage daje i upravljanje turbinom promjenjive geometrije. Ako usporedimo kompleksnost i cijenu cijelog sustava električno potpomognutog turbopunjača koji bi morao imati i spremnik za pohranu električne energije i uređaj za prijenos energije do elektromotora lako dolazimo do zaključka da je primjena varijabilne geometrije turbine puno opravdanije tehničko rješenje.



## LITERATURA

- [1] Mahalec, Lulić, Kozarac: Motori s unutarnjim izgaranjem, Sveučilište u Zagrebu, 2013.
- [2] N. Watson, M. S. Janota: Turbocharging the internal combustion engine, 1982
- [3] Tehnika motornih vozila, Centar za vozila Hrvatske, Hrvatska obrtnička komora, Pučko otvoreno učilište Zagreb
- [4] Tavčar, Bizjan, Katrašnik: Methods for improving transient response of diesel engines: influence of different electrically assisted turbocharging topologies, University of Ljubljana, Faculty of mechanical engineering, Ljubljana, Slovenija, 2011.
- [5] Katrašnik, Rodman, Oprešnik, Trenc, Hribernik, Medica: Improvement of the dynamic characteristics of an automotive engine by a turbocharger assisted by an electric motor, 2003.
- [6] Ibaraki, Yamashita, Sumida, Ogita, Jinnai: Development of „hybrid turbo“, an electrically assisted turbocharger, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Technical Review Vol. 43 No. 3, 2006.
- [7] Pasini, G.; Frigo, S.; Marelli, S.: Numerical comparison of an electric turbo compound applied to a SI and a CI engine. In Proceedings of the ASME 2015 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference (ICEF2015), Houston, TX, USA, 8–11 November 2015.
- [8] Dimitriou, Burke, Zhang, Copeland, Stoffles: Electric Turbocharging for Energy Regeneration and Increased Efficiency at Real Driving Conditions, 2017.

## **PRILOZI**

I. CD-R disc