Identifikacija i karakterizacija parametara rada HCCI motora pri pogonu bioplinom

Vučetić, Ante

Doctoral thesis / Disertacija

2018

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

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:516251

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-19**

Repository / Repozitorij:

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

Sveučilište u Zagrebu

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Ante Vučetić, dipl.ing.stroj.

IDENTIFIKACIJA I KARAKTERIZACIJA PARAMETARA RADA HCCI MOTORA PRI POGONU BIOPLINOM

DOKTORSKI RAD

Zagreb, 2018.

University of Zagreb

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING AND NAVAL ARCHITECTURE

Ante Vučetić, dipl.ing.stroj.

IDENTIFICATION AND CHARACTERISATION OF THE OPERATING PARAMETERS OF HCCI ENGINE FUELLED BY BIOGAS

DOCTORAL THESIS

Zagreb, 2018

Sveučilište u Zagrebu

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Ante Vučetić, dipl.ing.stroj.

IDENTIFIKACIJA I KARAKTERIZACIJA PARAMETARA RADA HCCI MOTORA PRI POGONU BIOPLINOM

DOKTORSKI RAD

Mentor:
Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Zagreb, 2018.

University of Zagreb

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING AND NAVAL ARCHITECTURE

Ante Vučetić, dipl.ing.stroj.

IDENTIFICATION AND CHARACTERISATION OF THE OPERATING PARAMETERS OF HCCI ENGINE FUELLED BY BIOGAS

DOCTORAL THESIS

Supervisor:
Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Zagreb, 2018

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK:

Ključne riječi: HCCI motor, eksperimentalno ispitivanje, bioplin

Znanstveno područje: TEHNIČKE ZNANOSTI

Znanstveno polje: Strojarstvo

Institucija u kojoj je rad izrađen: Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje

Mentor rada: Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Broj stranica: 214

Broj slika: 175

Broj tablica: 57

Broj upotrebljenih bibliografskih jedinica: 115

Datum obrane: 6.7.2018

Povjerenstvo: Prof. dr. sc. Darko Kozarac (Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje) – predsjednik povjerenstva,

Doc. dr. sc. Momir Sjerić, (Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje) – član povjerenstva.

Dr. sc. Vladimir Medica, (Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet – u mirovini) – vanjski član povjerenstva

Institucija u kojoj je rad pohranjen: Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu

ZAHVALA

Ovom prilikom se zahvaljujem mentoru prof. dr. sc. Zoranu Luliću na pomoći pri izradi doktorskog rada.

Također zahvaljujem se predsjedniku povjerenstva prof. dr. sc. Darku Kozarcu te članovima povjerenstva doc. dr. sc. Momiru Sjeriću i prof. dr. sc. Vladimiru Medici.

Hvala djelatnicima Katedre i Laboratorija za motore i vozila, ponajprije Mladenu Božiću koji je uvelike pomogao i kad pomoći nije bilo ☺. Također, hvala i Mariju Sremecu na pomoći pri mjerenju i podešavanju radnih parametara motora čekićem ☺.

Ipak, najveće hvala ide mojoj supruzi, prijateljici i najvećem osloncu u životu, **Vlatki**!

Ovaj doktorski rad je napravljen tijekom projekta "*Eksperimentalno podržani razvoj modela numeričkih modela izgaranja za motore s unutarnjim izgaranjem*" financiranim od strane Hrvatske znanstvene zaklade i tvrtke AVL AST doo.

Također, dio rada je izrađen u okviru projekta "*Eksperimentalno istraživanje, optimizacija i karakterizacija rada klipnih motora s DUal-Fuel COompustion* - DUFCOROC" IP-2014-09-1089 također financiranim od Hrvatske znanstvene zaklade, te im se ovim putem zahvaljujem.

Sažetak

Kontinuiranim povećanjem broja motornih vozila te njihovog utjecaja na globalno zatopljenje, dopuštene vrijednosti onečišćujućih tvari iz motora s unutarnjim izgaranjem sve se više smanjuju te se potiče upotreba obnovljivih izvora energije. Kao potencijalno rješenje za smanjenje emisija štetnih tvari te korištenje obnovljivih izvora energije nameće se HCCI (engl. *Homogeneous Charge Compression Ignition*) motor pogonjen bioplinom koji kao prednost ima nižu emisiju dušikovih oksida i krutih čestica te istovremeno visoku učinkovitost poput Dieselovog motora. Uz navedene prednosti, glavni nedostatak je otežana kontrola procesa izgaranja, što je ujedno i glavni razlog izostanka primjene HCCI motora u komercijalne svrhe. S obzirom na to da HCCI motor može biti pogonjen raznim gorivima, u ovom istraživanju kao pogonsko gorivo upotrebljeno je više goriva, benzin kao referentno gorivo te različite smjese bioplina koje u različitim volumnim omjerima metana i ugljikovog dioksida simuliraju različite „kvalitete“ bioplina. Zbog relativno visoke temperature samozapaljenja bioplina, istražen je utjecaj pojedinih radnih parametara na zapaljenje smjese te značajke rada motora. Kako bi se pokazale potencijalne prednosti HCCI motora, u ovom istraživanju HCCI način rada uspoređen je s konvencionalnim načinom rada motora s vanjskim izvorom paljenja smjese, odnosno Ottovim načinom rada (engl. *Spark Ignition,* SI).

Cilj ovog istraživanja je usporedba i karakterizacija dva različita načina izgaranja na istom motoru s različitim kompresijskim omjerima i različitim gorivima pri sličnim radnim uvjetima. Ispitivanje motora provedeno je pri istom opterećenju, tj. pri istom srednjem indiciranom tlaku motora (engl. *Indicated Mean Effective Pressures,* IMEP) za Ottov i HCCI način izgaranja pri istoj brzini vrtnje motora. Mjerenja su provedena na eksperimentalnom postavu gdje jezgru čini jednocilindarski zrakom hlađeni motor koji može raditi kako u HCCI tako i u Ottovom načinu rada. Karakterizacija obuhvaća usporedbu tlaka u cilindru motora, temperature, brzinu oslobađanja topline, te usporedbu učinkovitosti motora i emisija HC (engl. *hydrocarbons*), CO (engl. *carbon monoxide*) i NO_X (engl. *nitrogen oxides*).

Ključne riječi: HCCI motor, eksperimentalno ispitivanje, bioplin

Prošireni sažetak

Introduction

In order to reduce air pollution and to achieve legal limits regarding the emissions of pollutants the new combustion processes for internal combustion engines (ICE) are constantly being developed. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion is suggested as a potential solution for above-mentioned challenges. The HCCI combustion process is a form of Low-Temperature Combustion (LTC) [1] and has the advantages of lower emissions of nitrogen oxides (NO_X) (compared to both compression ignition (CI) and SI mode of operation) and at the same time of high efficiency (diesel like high efficiency) and also lower emissions of particulate matter (PM). Major disadvantage of the HCCI engine is the control of the start of combustion due to its sensitivity to the intake air temperature [2].

Although there are a number of published studies of the combustion process in the HCCI engine, there is no experimental comparison of the combustion process in HCCI mode with the SI mode on the same engine and at the same operating points in the engine map which makes results comparable. This research presents a comparison of these two combustion modes in IC engine at similar operating points at optimal operating conditions. Experimental tests that employ an approach significantly different from other research found in the literature were performed, where IMEP was held constant for different types of fuel, compression ratios and modes of operation and optimisation of operating points at different combustion modes was performed resulting in the new knowledge regarding the combustion process phenomena of the engine. In this study, the engine is fuelled with methane, a fuel with high octane number, biogas with volume ratio of methane and carbon dioxide 80:20 and 60:40, respectively, and RON 95 gasoline. Different compression ratios were used for different fuels and combustion modes, i.e. in HCCI mode the CR = 18 was used when the engine was fuelled by methane and biogas, compression ratio of 12, 16 and 18 when the engine was fuelled by gasoline, while in SI mode the CR = 12 was used with gasoline and CR = 18 with methane and biogas. In HCCI mode the intake air temperature was used for control of combustion timing and therefore intake air was heated by the external heater. Due to the physical properties of the methane and biogas, it was not possible to start the combustion at CR = 16 since it required excessive intake air temperature for auto-ignition of the mixture

(over 400 °C), thus compression ratio was increased to 18. Fuelled with gasoline, the SI mode is limited to CR = 12 due to its lower knock resistance, while the HCCI mode had to be run at CR = 16 because CR = 12 would also require excessive intake air temperature.

Experimental setup

In the Laboratory for IC Engines and Motor Vehicles of the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture of the University of Zagreb, an experimental setup for testing of IC engines is developed. The core of the setup is a modified single cylinder diesel engine Hatz 1D81Z. The engine is modified so that it can operate in SI and HCCI mode, while the compression ratio is changed by changing the piston and/or by using the head gasket with different thickness. To achieve CR = 12, the top of the original piston was machined by 3 mm and used in combination with head gasket thickness of 1.3 mm. The CR = 16 was achieved with the top of the piston machined by 0.6 mm and the head gasket thickness of 1.3 mm, while the CR = 18 was achieved with the same piston as in CR = 16, but with the head gasket thickness of 0.7 mm.

In this study, the engine is fuelled by methane from the pressurised gas bottles that had 99.5% CH_4, biogas with different volume ratio of CH_4 and CO_2 also from the pressurised gas bottles. Port fuel injector HANA H2001 was used for the delivery of the gaseous fuels. The engine was also fuelled by RON 95 gasoline taken from the gas station. Gasoline was delivered to the engine by a port fuel injector BOSCH EV-6-E with fuel supply at a constant pressure of 3 bar. The fuel flow was measured by OHAUS Explorer mass scale for gasoline and with Coriolis mass flow meter Endress+Hauser Proline Promass A 100 for methane. To achieve SI mode of operation, the spark plug was mounted on the engine head at the location of the original diesel fuel injector and accompanied by the corresponding ignition system.

The in-cylinder pressure is measured with AVL GH14DK sensor which is synchronised with the low-pressure sensor AVL LP11DA installed into the intake manifold. During measurement, 300 consecutive cycles were sampled and then used in the analysis. To enable the control of the intake air temperature the Osram Sylvania air heater with 18 kW of installed power was used in the intake system after the intake air settling tank. The emissions of carbon monoxide (CO) and carbon dioxide (CO_2) are measured by the nondispersive infrared (NDIR) method, the emissions of hydrocarbons (HC) are measured by the flame ionisation detector (FID), while the NO_X measurement is performed by a ceramic NO_X sensor. The intake air flow is measured by the laminar mass flow meter TSI 2017L [3–5].

Experimental testing

This research presents the results of testing of the engine in SI and HCCI mode at operating points which are optimised for combustion phasing (CA50) so that the criteria for IMEP, ringing intensity (RI), knock and coefficient of variation of IMEP (CoV(IMEP)) are satisfied. Limit for CoV(IMEP) is set to 10% [6] for both combustion modes and in all measured operating points, the CoV(IMEP) was significantly below the imposed limit. The method for achieving the optimal operating point in SI mode was to obtain the maximum IMEP while simultaneously satisfying the limits of the CoV(IMEP) and knock [5]. The measure of knock was Maximum Amplitude Pressure Oscillation (MAPO) which was at all operating points under the limit of 0.5 bar since the chosen operating points presented low load in SI mode. MAPO is defined as the absolute peak value of the band-pass filtered pressure trace as described in [7].

Criteria for determining optimal operating point in HCCI mode was maximum IMEP while satisfying the limit on RI [8]. In order to determine the optimal operating point during the engine testing, an online program for monitoring of the engine parameters such as combustion phasing (CA50), RI, maximum pressure rise rate (MPRR), maximum in-cylinder pressure, MAPO, combustion noise level (CNL), etc. is created by using indicating hardware and software package AVL IndiCom [9,10]. The comparison of operation in different combustion modes is performed at three different levels of IMEP labelled as IMEP 1, IMEP 2 and IMEP 3. For each level of IMEP the engine was tested at three different engine speeds: 1200, 1600 and 2000 rpm. Since there are three IMEP levels and three engine speeds, nine operating points are tested for each combination of fuel, combustion mode and compression ratio. In the results, a comparison of in-cylinder pressure, temperature and rate of heat release (ROHR) is shown together with the measured emission levels of the HC, CO, CO_2 and NO_X.

The control mechanism for the CA50 in SI and HCCI mode is different. In SI mode, the CA50 is controlled by the timing of the spark discharge (Spark Timing), while in the case of HCCI mode, the CA50 is determined by the intake air temperature which is controlled by the installed air heater. Combustion phasing is advanced by increasing the intake air temperature and vice versa. The engine load in SI mode of operation is controlled by a throttle valve position that changes the intake manifold pressure, while the air to fuel mixture was stoichiometric or slightly lean.

In HCCI mode of operation, the engine load is controlled by changing of the excess air ratio (λ), where richer mixture results in higher engine load, while the intake manifold pressure was kept at the atmospheric pressure.

Engine testing in SI mode of operation is done:

- at the compression ratio ε = 12 and fuelled by gasoline RON 95 (hereinafter referred to as: **SI-B-CR12**),
- at the compression ratio ε = 18 and fuelled by biogas in the volume ratio of CH_4: CO_2 = 100: 0 and with stoichiometric mixture, λ = 1 (hereinafter referred to as: **SI-BP 100: 0 - CR 18-A**),
- at the compression ratio ε = 18 and fuelled by biogas in the volume ratio of CH_4: CO_2 = 100: 0 and with λ = 1.2 (hereinafter referred to as: **SI-BP 100: 0-CR18-B**),
- at the compression ratio ε = 18 and fuelled by biogas in a volume ratio of CH_4: CO_2 = 80: 20 and a stoichiometric mixture (hereinafter referred to as **SI-BP 80: 20-CR18**)
- at compression ratio ε = 18 and fuelled by biogas in volume ratio of CH_4: CO_2 = 60: 40 and stoichiometric mixture (hereinafter referred to as: **SI-BP 60: 40-CR18**).

Engine testing in HCCI mode of operation is done:

- at compression ratio ε = 12 and fuelled by gasoline RON 95 gasoline (hereinafter referred to as: **HCCI-B-CR12**),
- at compression ratio ε = 16 and fuelled by gasoline RON 95 (hereinafter referred to as: **HCCI-B-CR16**),
- at the compression ratio ε = 18 and fuelled by gasoline RON 95 (hereinafter referred to as: **HCCI-B-CR18**),
- at compression ratio ε = 18 and fuelled by biogas in a volume ratio of CH_4: CO_2 = 100: 0 (hereinafter referred to as: **HCCI-BP 100: 0-CR18**),
- at compression ratio ε = 18 and fuelled by biogas in volume ratio CH_4: CO_2 = 80: 20 (hereinafter referred to as: **HCCI-BP 80: 20-CR18**),
- at compression ratio ε = 18 and fuelled by biogas in volume ratio CH_4: CO_2 = 60: 40 (hereinafter referred to as: **HCCI-BP 60: 40-CR18**).

Results and discussion

For the purpose of comparisons, each combination of CR, fuel and combustion mode was measured at equal loads and at optimised operating points. Based on the results of this research the following facts can be highlighted:

- The engine in HCCI mode compared to the SI mode of operation for the same load and the same engine speed has higher in-cylinder pressure in the entire cycle due to significant differences in the fuel mixture and the difference in engine load control. The highest peak pressure in the engine cylinder of 60.78 bar was measured at the highest engine load (IMEP3) and engine speed of 1200 rpm at HCCI-B-CR16 mode. The highest peak in-cylinder pressure was in the HCCI mode fuelled with biogas in volume ratios of $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ and $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$ (approximately 46 bar), which is 20% less than in HCCI-BP-80:20+B-CR18 mode of operation.
- Pressure rise rate increases with the increase of the engine load in the HCCI mode fuelled with RON95 gasoline at the compression ratio 12 : 1, and in the HCCI mode fuelled by biogas ($CH_4 : CO_2 = 100 : 0$) pressure rise rate decreases, but is still higher than in all SI modes of operation with all fuels at all engine speeds. The highest pressure rise rate of 7.83 bar/degCA is measured at HCCI-B-CR16 mode of operation at the engine load IMEP3 at 1200 rpm. The average value of the pressure rise rate in HCCI operating mode fuelled by the biogas in the volumetric ratios of $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ and $CH_4 : CO_2 = 60:40$ is 2.45 bar/degCA or 2.83 bar/degCA which is 28% less than in the HCCI mode of operation fuelled by gasoline (the mean value for all three compression ratios is 3.7 bar/degCA).
- Indicated efficiency of the HCCI mode fuelled by gasoline at CR = 12 is higher than in the HCCI mode fuelled by biogas in the volumetric ratios of $CH_4 : CO_2 = 100 : 0$ and at the same mode of operation fuelled with the same fuel at the CR = 18. In SI mode of operation to achieve the same load at the same engine speed it is necessary to lower the intake pressure. The indicated efficiency of the HCCI mode fuelled with gasoline at CR = 16 is higher than in HCCI mode fuelled by biogas ($CH_4 : CO_2 = 100 : 0$), and it is higher than in all corresponding SI modes (SI-B-CR12, SI-BP 100:0-CR18-A and SI-BP 100:0-CR18-A) for all measured operating points. The average value of the indicated efficiency in the HCCI mode fuelled by gasoline at CR = 16 is 25% higher than in the SI-BP 100:0-CR18-A mode at $\lambda = 1$. The highest indicated efficiency is determined at the highest engine load (IMEP3) at 1200 rpm at HCCI-B-CR16 mode (36.99%). The highest mean indicated

efficiency (same load at three different engine speed) of 36.77% is determined at the HCCI-B-CR16 mode at the highest engine load (IMEP3). The average indicated efficiency (30.56%) is determined at HCCI mode fuelled by biogas in the volumetric ratios of $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ and $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$, which is higher by 8% than in SI mode (27.82%) fuelled with the same fuel at the same compression ratio.

- For optimum performance, engine in the HCCI mode of operation (HCCI-B-CR12 and HCCI-B-CR16) requires 29% less fuel for the same engine load at the same engine speed in comparison to the SI mode (SI-B-CR12). Comparison of the HCCI mode of operation fuelled by biogas with the 100% CH_4, the average specific fuel consumption is equal to 233.9 g/kWh, for 80% CH_4 the average specific fuel consumption is equal to 399.8 g/kWh, which is 70% higher and for the 60% CH_4 which is equal to 670.31 g/kWh and it is higher by 186% compared to biogas with 100% CH_4. The lowest specific fuel consumption (215.5 g/kWh) was determined for the HCCI-B-CR16 mode of operation.
- Emission of the NO_X in SI mode of operation (SI-B-CR12, SI-BP 100:0-CR18-A and SI-BP 100:0-CR18-A) is considerably higher (25 times on average) than in HCCI mode (HCCI-B-CR16 and HCCI-BP 100:0-CR18) due to the higher peak in-cylinder temperature that exceeds the nitrogen oxide formation limit of 1800 K. Furthermore, in HCCI mode (HCCI-B-CR16 and HCCI-BP 100:0-CR18), emissions of the NO_X are close to the permissible limits for EURO VI heavy duty engines while in SI mode of operation emissions are above the permissible limit. The lowest emission of the NO_X for all engine loads was measured at the HCCI-B-CR16 mode. The values are approximately equal to zero, better to say that the values are within the limits of the measuring range of the device. The emissions of NO_X are at HCCI mode fuelled by biogas in the volumetric ratios of $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ and $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$ 9 times lower than in the SI mode under the same operating conditions.
- The emissions of the HC in the HCCI modes (HCCI-B-CR16 and HCCI-BP 100:0-CR18) are in some cases three times higher than in the SI modes (SI-B-CR12, SI-BP 100:0-CR18-A and SI-BP 100:0-CR18-A), due to lean mixture (λ up to 3.2). Emissions of the HC in HCCI mode fuelled by biogas ($CH_4 : CO_2 = 100 : 0$) are increased by the increase of the engine speed, and in some cases by the increase of the engine load, while in SI mode, HC emissions are decreasing at the same operating points. Due to the lean mixture, emissions of the HC are the highest in HCCI-BP 60:40+B-CR18 mode at medium engine load (IMEP2) at engine speeds of 1600 rpm and the value is equal to 21.52 g/kWh, which is far

above the permissible emission limit of the EURO VI heavy duty engines (0.13 g/kWh) which means that it is necessary to use exhaust after-treatment systems. Emissions of the HC are approximately 70% lower in SI mode of operation with the same fuel (biogas in $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ and $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$) and under the same operating conditions as in the HCCI mode.

- The emission of the CO decreases by the increase of the engine load and engine speed in the SI mode of operation (SI-B-CR12, SI-BP 100:0-CR18-A and SI-BP 100:0-CR18-A), while in HCCI mode (HCCI-B-CR16 and HCCI-BP 100:0-CR18) the emission of the CO increases with the increase of the engine load and a decrease of the engine speed. Emission of the CO in the HCCI mode (HCCI-B-CR16) is higher than in the SI mode (SI-B-CR12) when the gasoline is used as a fuel, while in the HCCI mode of operation fuelled by the biogas ($CH_4 : CO_2 = 100 : 0$) emission of the CO is lower than in the SI mode operated with the same fuel and with stoichiometric mixture. The lowest value of the CO emission of 1.98 g/kWh was measured at the SI mode fueled with methane at $\lambda = 1$ at the medium load (IMEP2) at 1600 rpm. The emission of the CO in HCCI mode fuelled by biogas ($CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ and $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$) is 30% lower than in SI mode of operation under the same conditions and it is 4 times lower than in the HCCI mode fuelled by gasoline

Conclusion

Comparison of the two types of the combustion processes in ICE, SI and HCCI combustion, is presented in this research.

Engine testing in the SI mode of operation was carried out with four different fuels (RON95 gasoline and biogas with three different ratios of CH_4 and CO_2), where the compression ratio for gasoline fueled engine was equal to 12 : 1 while when using biogas the compression ratio was equal to 18 : 1 in all CH_4/CO_2 compositions.

In the HCCI mode, engine testing was also carried out with four different fuels and at different compression ratios. The compression ratios equals to 12 : 1, 16 : 1 and 18 : 1 were used when engine was fuelled with RON 95 gasoline. When the engine was fuelled with biogas, because of the required high intake air temperature to achieve the combustion (temperature above 400 °C) it was not possible to test the engine at compression ratio of 16 : 1 and for that reason the compression ratio was increased to 18 : 1. With this compression

ratio the engine was tested in HCCI mode of operation fuelled by biogas in all CH_4/CO_2 compositions.

From this comparison a general conclusion is that there is a clear benefit of HCCI mode of combustion in mid-load region of the standard engine map, especially with lower octane number fuel, under the assumption that the control of combustion phasing can be efficiently achieved.

Keywords: HCCI engine, experimental testing, biogas

Sadržaj

Sažetak iii

Prošireni sažetak iv

Popis slika xv

Popis tablica xxiii

Popis oznaka xxvi

Popis kratica xxviii

1. Uvod 1

1.1. Motivacija 3

1.2. Cilj i hipoteza istraživanja 4

1.3. Očekivani znanstveni doprinos 5

1.4. Plan i metoda istraživanja 5

1.5. Struktura doktorskog rada 7

1.6. Pregled trenutnog stanja (pregled literature) 8

1.7. HCCI motor 13

1.7.1. Povijest HCCI motora 14

1.7.2. Način rada HCCI motora 15

1.8. Bioplin 16

1.8.1. Proizvodnja bioplina 16

1.8.2. Bioplin u EU-u 17

1.8.3. Bioplin u Hrvatskoj 18

1.8.4. Bioplin kao pogonsko gorivo HCCI motora – zahtjevi 19

2. Eksperimentalni postav 21

2.1. Opis eksperimentalnog postava 21

2.2. Motor 25

2.2.1. Promjena kompresijskog omjera 25

2.2.2. Upravljanje radom motora 27

2.3. Kočnica 29

2.3.1. Upravljanje radom kočnice 30

2.4. Kompresor 31

2.5. Regulator tlaka na usisu motora 32

2.6. Maseni mjerač protoka zraka 33

2.7. Umirivač tlačnih oscilacija zraka na usisu motora ... *33*
2.8. Zaklopka snage ... *33*
2.9. Grijač zraka ... *35*
2.10. Gorivo ... *37*
2.10.1. Benzin ... *37*
2.10.2. Metan ... *39*
2.10.3. Bioplin ... *43*
2.11. Lambda senzor ... *46*
2.12. Temperatura i tlak ... *47*
2.13. Mjerenje emisija ... *47*
2.14. Indiciranje motora ... *50*
3. Metoda ... 55
3.1. Određivanje radnih točaka eksperimentalnog ispitivanja ... *56*
3.2. Kriteriji određivanja optimalne radne točke ... *57*
3.2.1. Kontrola faze izgaranja ... *58*
3.2.2. Kontrola opterećenja ... *59*
3.2.3. Intenzitet zvonjenja ... *60*
3.2.4. Određivanje intenziteta zvonjenja putem razine buke izgaranja ... *61*
3.2.5. Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka ... *64*
3.2.6. Težište izgaranja (CA50) ... *65*
3.3. Plan pokusa ... *66*
3.4. Ispitivanje rada motora u pojedinom načinu rada ... *67*
3.4.1. Ispitivanje motora u Ottovom načinu rada ... *67*
3.4.2. Ispitivanje motora u HCCI načinu rada ... *68*
3.4.3. Ispitivanje motora u HCCI – dual fuel načinu rada ... *68*
3.5. Određivanje karakterističnih veličina bioplina ... *69*
3.6. Analiza rezultata ... *70*
3.6.1. Opis programskih paketa rabljenih za analizu podataka ... *71*
4. Rezultati i diskusija ... 74
4.1. Benzin RON95 kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada ... *76*
4.2. Ottov način rada pri pogonu dvama različitim gorivima ... *91*
4.3. HCCI način rada pri pogonu bioplinom u različitim omjerima CH_4 i CO_2 ... *98*
4.4. Bioplin u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 100 : 0$ kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada. ... *109*
4.5. Bioplin u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada. ... *115*

4.6. Bioplin u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 60 : 40 kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada. *120*

4.7. HCCI – dual fuel način rada pri pogonu bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 80 : 20 i benzinom RON95. ..... *127*

4.8. HCCI – dual fuel način rada pri pogonu bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 60 : 40 i benzinom RON95. ..... *132*

4.9. Ekstremi pojedinih radnih parametara motora *137*

5. Zaključak 141

5.1. Glavni rezultati rada *141*

5.2. Ostvareni znanstveni doprinos *145*

5.3. Mogući smjer nastavka rada *145*

Popis citirane literature 146

Kratki životopis 155

Kratki životopis na engleskom jeziku 156

Prilog P-1

I. SI-B-CR12, HCCI-B-CR12, HCCI-B-CR16 ..... *P-2*

II. SI-BP 100:0-CR18–A, SI-BP 100:0-CR18–B, HCCI-BP 100:0-CR18 ..... *P-6*

III. SI-B-CR12, SI-BP 100:0-CR18-A, SI-BP 100:0-CR18-B *P-10*

IV. HCCI-BP 100:0-CR18, HCCI-BP 80:20-CR18, HCCI-BP 60:40-CR18 ..... *P-14*

V. SI-BP 80:20-CR18, HCCI-BP 80:20-CR18 ..... *P-18*

VI. SI-BP 60:40-CR18, HCCI-BP 60:40-CR18 ..... *P-22*

Popis slika

Slika 1.1. Broj vozila u svijetu po godinama [11] 1
Slika 1.2. Shematski prikaz radnog područja Ottovog i HCCI motora 4
Slika 1.3. Shematski prikaz uporabe pojedinih goriva u SAD-u 2016 godine [20] 8
Slika 1.4. Vremenska karta 2T HCCI motora [15] 14
Slika 1.5. Prikaz izgaranja u cilindru Ottovog, Dieselovog i HCCI motora [56] 15
Slika 1.6. Proces nastajanja i iskorištavanja bioplina [14] 17
Slika 1.7. Proizvodnja bioplina u EU-u, potencijali i ciljevi proizvodnje do 2020. [66] 18
Slika 1.8. Elektrane na bioplin u RH 2015. godine (lijevo) i planiran broj elektrana na bioplin do 2020. godine (desno) [67] 19
Slika 2.1. Shematski prikaz eksperimentalnog postava za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem 21
Slika 2.2. 3D model eksperimentalnog postava iz faze planiranja (lijevo) i fotografija izvedenog stanja (desno) 22
Slika 2.3. Fotografija kontrolne sobe eksperimentalnog postava 23
Slika 2.4. Fotografija prostorije s analizatorom ispušnih plinova 23
Slika 2.5. Shematski prikaz eksperimentalnog postava 24
Slika 2.6. Motor Hatz 1D81Z 25
Slika 2.7. Originalni klip (lijevo), klip s visinom čela smanjenom za 3 mm (sredina) i klip s visinom čela smanjenom za 0,6 mm (desno) 26
Slika 2.8. Brtve glave motora debljine 0,6 mm i 1,3 mm 26
Slika 2.9. Karakteristične faze u postupku izmjene kompresijskog omjera 26
Slika 2.10. Uređaj NI cDAQ-9188 upotrebljen za upravljanje i prikupljanje podataka 27
Slika 2.11. Hallov senzor prstena s magnetima na koljenastom vratilu 27
Slika 2.12. Hallov senzor (lijevo) i asimetričan prsten na bregastom vratilu (desno) 28
Slika 2.13. Shematski prikaz signala s koljenastog i bregastog vratila 28
Slika 2.14. Ormar s elektroničkim komponentama za upravljanje radom motora 29
Slika 2.15. Grafičko sučelje programa za upravljanje radom motora i kočnice 29
Slika 2.16. Elektromotor Siemens – kočnica 30

Slika 2.17. Upravljački ormar kočnice (lijevo) i HMI (desno) 31

Slika 2.18. Kompresor BOGE SD24-2 (lijevo) i spremnik zraka 1000 l (desno) 31

Slika 2.19. Regulator tlaka FESTO 32

Slika 2.20. Laminarni mjerač protoka zraka 33

Slika 2.21. Zaklopka snage Bosch (lijevo), proba upravljanja zaklopkom (desno) 34

Slika 2.22. Shematski prikaz signala PWM 34

Slika 2.23. Shematski prikaz rasporeda elemenata elektroničkog sklopa (lijevo) i izvedeni sklop za upravljanje zaklopkom snage (desno) 34

Slika 2.24. Grijač zraka (lijevo) i električna shema spajanja grijača (desno) 35

Slika 2.25. Upravljanje radom grijača zraka 35

Slika 2.26. Elementi za upravljanje radom grijača zraka (lijevo) i programsko sučelje za upravljanje grijačem zraka (desno) 36

Slika 2.27. Razlika zadane temperature na grijaču i u usisu motora 36

Slika 2.28. Sustav dobave tekućeg goriva (benzin, etanol,…) 37

Slika 2.29. Brizgaljka za etanol i benzin 38

Slika 2.30. Spremnik dušika pod tlakom za regulaciju tlaka u sustavu dobave goriva (lijevo), spremnik goriva na vagi za mjerenje (sredina) i grafičko sučelje vage (desno) 38

Slika 2.31. Shematski prikaz dobave plinovitog goriva (lijevo) i fotografija spremnika metana s regulatorom tlaka (desno) 39

Slika 2.32. Coriolisov princip mjerenja protoka [91,92] 40

Slika 2.33. Uređaj za mjerenje protoka goriva Coriolis Proline Promass A 100 (lijevo) i fotografija elektroničkog dijela uređaja za komunikaciju s računalom (desno) ... 40

Slika 2.34. Sigurnosni element Safety Barrier Promass 100 42

Slika 2.35. Programsko sučelje za određivanje početnih postavki DeviceCare SFE100 42

Slika 2.36. Izgled sučelja za prikupljanje podataka o protoku kroz Coriolisov protokomjer .. 43

Slika 2.37.Spremnik bioplina 43

Slika 2.38. Certifikat proizvođača o sastavu bioplina 44

Slika 2.39. Brizgaljka za plin Hana H2001 44

Slika 2.40. Shema sklopa za upravljanje radom brizgaljke (lijevo) i tiskana pločica u fazi izrade (desno) 45

Slika 2.41. Regulator tlaka za plinovita goriva 45

Slika 2.42. Adapter za boce s plinovitim gorivom na regulator tlaka (lijevo) i fotografija izrađenog adaptera (desno) ... 46

Slika 2.43. Lambda senzor ... 46

Slika 2.44. Analizator ispušnih plinova i pripadajuće boce s radnim i kalibracijskim plinovima ... 48

Slika 2.45.Uređaji za mjerenje emisija HC, CO i CO_2 ... 49

Slika 2.46. ECM NO_X 5210t Analyzer ... 49

Slika 2.47. Priključci za NO_X – Lambda senzor na ispušnoj cijevi ... 50

Slika 2.48. Shematski prikaz sustava za mjerenje tlaka u cilindru motora u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila ... 50

Slika 2.49. Senzor tlaka u cilindru motora – GH14DK [105] ... 51

Slika 2.50. Senzor tlaka na usisu motora LP11DA [105] ... 52

Slika 2.51. Senzor za određivanje položaja koljenastog vratila (AVL Encoder – 365 C) [106] ... 52

Slika 2.52. Uređaj za prikupljanje podataka AVL Indimodul gigabit 612 [9] ... 53

Slika 2.53. Odabir karakterističnih veličina senzora tlaka ... 53

Slika 2.54. Izgled sučelja za indiciranje i nadziranje rada motora u programskom paketu AVL IndiCom [10] ... 54

Slika 3.1. Promjena tlaka u cilindru Ottovog motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila za 300 uzastopnih ciklusa (crne linije) i srednji indicirani tlak (crvena linija) ... 55

Slika 3.2. Shematski prikaz usporedbe pojedine radne točke motora ... 56

Slika 3.3. Shematski prikaz određivanja optimalne radne točke motora. ... 57

Slika 3.4. Metoda određivanja optimalne radne točke motora u Ottovom i HCCI načinu rada. ... 57

Slika 3.5. Kontrola izgaranja u Ottovom načinu rada. ... 58

Slika 3.6. Kontrola izgaranja u HCCI načinu rada. ... 59

Slika 3.7. Kontrola opterećenja u Ottovom načinu rada. ... 59

Slika 3.8. Kontrola opterećenja u HCCI načinu rada. ... 60

Slika 3.9. Intenzitet zvonjenja u HCCI načinu rada ... 61

Slika 3.10. Prikaz razine buke izgaranja za 300 uzastopnih ciklusa ... 61

Slika 3.11. Intenzitet zvonjenja određen putem razine buke izgaranja u HCCI načinu rada... 62

Slika 3.12. Izgled grafičkog sučelja programa CalcGraf – AVL IndiCom 63

Slika 3.13. Prikaz sučelja za određivanje intenziteta zvonjenja u programu AVL IndiCom ... 64

Slika 3.14. Promjena srednjeg indiciranog tlaka u cilindru motora kroz 300 ciklusa (crna linija), srednja vrijednost (crvena linija) 65

Slika 3.15. Ključne točke za određivanje težišta izgaranja 65

Slika 3.16. Shematski prikaz plana pokusa mjerenja 66

Slika 3.17. Sučelje za prikaz energije goriva za vrijeme rada motora 69

Slika 3.18. Sučelje programskog paketa Python 71

Slika 3.19. Usporedba rezultata brzine oslobađanja topline izračunatih vlastitim kôdom i komercijalnim programskim paketom..... 72

Slika 3.20. Sučelje programskog paketa AVL Concerto 73

Slika 3.21. Sučelje programskog paketa NI DIAdem 73

Slika 4.1. Shematski prikaz pojedinih usporedbi (lijevo), legenda (desno) 74

Slika 4.2. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka (lijevo) i koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka (desno) 77

Slika 4.3. Usporedba razine buke izgaranja (lijevo) i intenziteta zvonjenja u cilindru motora (desno)..... 77

Slika 4.4. Usporedba intenziteta zvonjenja određenog analitički i putem razine buke izgaranja 78

Slika 4.5. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno) 79

Slika 4.6. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno) 79

Slika 4.7. Tlak u cilindru motora u ovisnosti o promjeni volumena 80

Slika 4.8. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora 80

Slika 4.9. Prikaz ovisnosti emisije NO_X o vršnoj temperaturi u cilindru motora kod HCCI način rada 81

Slika 4.10. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno) 81

Slika 4.11. Usporedba temperatura u usisu (lijevo) i ispuhu motora (desno) 82

Slika 4.12. Usporedba indiciranog rada visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i izmjene radnog medija (desno) 83

Slika 4.13. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno) 84

Slika 4.14. Usporedba indicirane korisnosti motora 84

Slika 4.15. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva (lijevo) i energije dovedene gorivom po ciklusu (desno) 85

Slika 4.16. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno) 85

Slika 4.17. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno) 86

Slika 4.18. Usporedba emisije CO 87

Slika 4.19. Usporedba koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka 91

Slika 4.20. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno) 91

Slika 4.21. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno) 92

Slika 4.22. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora 92

Slika 4.23. Prikaz profila temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno) 93

Slika 4.24. Usporedba temperatura u ispuhu motora 93

Slika 4.25. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno) 94

Slika 4.26. Usporedba indicirane korisnosti motora (lijevo), indicirana specifična potrošnja goriva (desno) 94

Slika 4.27. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanje topline (desno) 95

Slika 4.28. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno) 95

Slika 4.29. Usporedba emisije CO 96

Slika 4.30. Prikaz srednjeg indiciranog tlaka motora u ovisnosti o brzini vrtnje motora za tri različita opterećenja 98

Slika 4.31. Usporedba koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka (desno) 99

Slika 4.32. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno) 99

Slika 4.33. Usporedba intenziteta zvonjenja određenog analitički i pomoću razine buke izgaranja 100

Slika 4.34. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno) 101

Slika 4.35. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora .. 101

Slika 4.36. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno) 102

Slika 4.37. Usporedba temperatura u usisu (lijevo) i ispuhu motora (desno) 102

Slika 4.38. Razlike temperatura u usisu i ispuhu 103

Slika 4.39. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno) 103

Slika 4.40. Usporedba indicirane korisnosti motora 104

Slika 4.41. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva (lijevo) i energije dovedene gorivom po ciklusu (desno) 104

Slika 4.42. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno) 105

Slika 4.43. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno) 105

Slika 4.44. Usporedba emisije CO i CO_2 106

Slika 4.45. Faktor pretičak zraka u HCCI načinu rada 109

Slika 4.46. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno) 110

Slika 4.47. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno) 110

Slika 4.48. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora .. 111

Slika 4.49. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno) 111

Slika 4.50. Usporedba temperatura u usisu (lijevo) i ispuhu motora (desno) 112

Slika 4.51. Usporedba indicirane korisnosti motora (lijevo) i specifične indicirane potrošnje goriva (desno) 112

Slika 4.52. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno) 113

Slika 4.53. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno) 113

Slika 4.54. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno) 114

Slika 4.55. Usporedba emisije CO 114

Slika 4.56. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno) 115

Slika 4.57. Intenzitet zvonjenja u cilindru motora 115

Slika 4.58. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno) 116

Slika 4.59. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora .. 116

Slika 4.60. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno) 117

Slika 4.61. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno) 117

Slika 4.62. Usporedba indicirane korisnosti motora (lijevo) i indicirane specifične potrošnje goriva (desno) 117

Slika 4.63. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno) 118

Slika 4.64. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno) 118

Slika 4.65. Usporedba emisije CO 119

Slika 4.66. Faktor pretička zraka u ovisnosti o opterećenju motora kod HCCI načina rada . 121

Slika 4.67. Usporedba koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka 121

Slika 4.68. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno) 121

Slika 4.69. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno) 122

Slika 4.70. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora .. 122

Slika 4.71. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno) 123

Slika 4.72. Usporedba indicirane korisnosti motora (lijevo) i specifične indicirane potrošnje goriva (desno) 123

Slika 4.73. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno) 124

Slika 4.74. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno) 124

Slika 4.75. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno) 125

Slika 4.76. Usporedba emisije CO 125

Slika 4.77. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka i koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka (lijevo) i usporedba početka, težišta, kraja te trajanja izgaranja (desno) 127

Slika 4.78. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno) 128

Slika 4.79. Usporedba vršne vrijednosti brzine porasta tlaka u cilindru motora i intenziteta zvonjenja 128

Slika 4.80. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno) 129

Slika 4.81. Usporedba temperatura u usisu, ispuhu te razlika tih temperatura 129

Slika 4.82. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva i energije dovedene gorivom po ciklusu (lijevo) i indicirana korisnost motora (desno) 130

Slika 4.83. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno) 130

Slika 4.84. Usporedba emisije NO_X, HC, CO, CO_2 131

Slika 4.85. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka i koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka (lijevo) i usporedba početka, težišta, kraja te trajanja izgaranja (desno) 132

Slika 4.86. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno) 133

Slika 4.87. Usporedba vršne vrijednosti brzine porasta tlaka u cilindru motora i intenziteta zvonjenja 133

Slika 4.88. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno) 134

Slika 4.89. Usporedba temperatura u usisu, ispuhu te razlika tih temperatura 134

Slika 4.90. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva i energije dovedene gorivom po ciklusu (lijevo) i indicirana korisnost motora (desno) 135

Slika 4.91. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno) 135

Slika 4.92. Usporedba emisije NO_X, HC, CO, CO_2 136

Popis tablica

Tablica 1.1. Sastav bioplina za omjer $CH_4 : CO_2 = 73 : 19$ [24] 20

Tablica 2.1. Karakteristike ispitnog motora 25

Tablica 2.2. Karakteristika elektromotora Siemens 1PH8137-1DG00-1BA1 [82] 30

Tablica 2.3. Karakteristika kompresora Boge SD 24-2 [86] 32

Tablica 2.4. Karakteristika regulatora tlaka Festo MS6-LRE [71] 32

Tablica 2.5. Karakteristika mjerača protoka zrak TSI 2017L [87] 33

Tablica 2.6. Karakteristične vrijednosti metana upotrebljenog u istraživanju. 39

Tablica 2.7. Karakteristika mjerača protoka Coriolis Proline Promass A 100 41

Tablica 2.8. Karakteristika brizgaljke za plinovito gorivo 45

Tablica 2.9. Karakteristika senzora za određivanje faktora pretička zraka [74] 47

Tablica 2.10. Specifikacija uređaja za mjerenje emisija 48

Tablica 2.11. Karakteristika senzora tlaka GH14DK 51

Tablica 2.12. Karakteristika senzora tlaka LP11DA 52

Tablica 2.13. Karakteristika senzora položaja koljenastog vratila AVL 365 C 52

Tablica 3.14. Koeficijent za određivanje intenziteta zvonjenja pomoću razine buke izgaranja 62

Tablica 3.1. Plan ispitivanja motora 66

Tablica 3.2. Karakteristične vrijednosti ispitivanja motora u HCCI i HCCI – dual fuel načinu rada. 69

Tablica 4.1. Faktor pretička zraka za pojedino opterećenje u HCCI načinu rada 76

Tablica 4.2. Koeficijent za određivanje intenziteta zvonjenja pomoću razine buke izgaranja 78

Tablica 4.3. Indicirana korisnost motora za pojedino opterećenje 84

Tablica 4.4. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1} 86

Tablica 4.5. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod SI-B-CR12 načina rada. 88

Tablica 4.6. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod SI-B-CR12 načina rada. 88

Tablica 4.7. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod HCCI-B-CR12 načina rada. 89

Tablica 4.8. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora HCCI-B-CR12 načina rada. 89

Tablica 4.9. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod HCCI-B-CR16 načina rada. 90

Tablica 4.10. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-B-CR16 načina rada. 90

Tablica 4.11. Indicirana korisnost motora za pojedino opterećenje 94

Tablica 4.12. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1} 95

Tablica 4.13. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod SI-BP 100:0-CR18-A načina rada. 96

Tablica 4.14. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod SI-BP 100:0-CR18-A načina rada. 97

Tablica 4.15. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod SI-BP 100:0-CR18-B načina rada. 97

Tablica 4.16. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod SI-BP 100:0-CR18-B načina rada. 98

Tablica 4.17. Faktor pretička zraka za pojedino opterećenje pri pogoni s bioplinom 99

Tablica 4.18. Koeficijent za određivanje intenziteta zvonjenja pomoću razine buke izgaranja 100

Tablica 4.19. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1} 105

Tablica 4.20. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod HCCI-BP 100:0-CR18 načina rada. 106

Tablica 4.21. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-BP 100:0-CR18 načina rada. 107

Tablica 4.22. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod HCCI-BP 80:20-CR18 načina rada. 107

Tablica 4.23. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-BP 80:20-CR18 načina rada. 108

Tablica 4.24. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod HCCI-BP 60:40-CR18 načina rada. 108

Tablica 4.25. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-BP 60:40-CR18 načina rada. 109

Tablica 4.26. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1} 113

Tablica 4.27. Faktor pretička zraka za pojedino opterećenje motora u HCCI načinu rada ... 115

Tablica 4.28. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1} 118

Tablica 4.29. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod SI-BP 80:20-CR18 načina rada. 120

Tablica 4.30. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod SI-BP 80:20-CR18 načina rada. 120

Tablica 4.31. Indicirana korisnost motora za pojedino opterećenje pri pogonu s bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$ 123

Tablica 4.32. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1} 124

Tablica 4.33. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod SI-BP 60:40-CR18 načina rada. 126

Tablica 4.34. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod SI-BP 60:40-CR18 načina rada. 126

Tablica 4.35. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP2 pri 1600 min^{-1} pri pogonu s dva različita goriva 131

Tablica 4.36. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-BP 80:20+B-CR18 načina rada. 132

Tablica 4.37. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP2 pri 1600 min^{-1} 136

Tablica 4.38. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-BP 60:40+B-CR18 načina rada. 137

Tablica 4.39. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju motora. 138

Tablica 4.40. Vrijednosti ekstrema pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod određenog načina rada motora. 139

Popis oznaka

Latinične oznake

Simbol	Jedinica	Opis
CA10	°KV	Početak izgaranja, kut zakreta koljenastog vratila do kojeg je izgorjelo 10 % mase goriva
CA50	°KV	Težište izgaranja, kut zakreta koljenastog vratila do kojeg je izgorjelo 50 % mase goriva
CA90	°KV	Kraj izgaranja, kut zakreta koljenastog vratila do kojeg je izgorjelo 90 % mase goriva
CNL	dB	Razina buke izgaranja (engl. *Combustion Noise Level*)
CoV(IMEP)	%	Koeficijentom varijacije srednjeg indiciranog tlaka motora (engl. *Coefficient of Variation of Indicated Mean Effective Pressure*)
d*p*/d*t*	kPa/ms	Brzina promjene tlaka u cilindru motora
H_d	MJ/kg	Donja ogrjevna vrijednost
K_pr	MW/m^{2}dB	Koeficijent prilagodbe
MAPO	bar	Najveća amplituda oscilacija tlaka (engl. *Maximum Amplitude of Pressure Oscillation*)
$\dot{m}_{\max(G)}$	kg/h	Najveći mogući protok plinovitog goriva
$\dot{m}_{\max(F)}$	kg/h	Najveći mogući protok tekućeg goriva

Simbol	Jedinica	Opis
p	Pa	Tlak
p_{max}	Pa	Vršni tlak u cilindru motora
R	J/kgK	Univerzalna plinska konstanta
RI	MW/m^2	Intenzitet zvonjenja
t	s	Vrijeme
T	K	Temperatura
T_{cil}	K	Temperatura u cilindru motora
T_{ispuh}	K	Temperatura u ispušnoj cijevi
T_{max}	K	Najveća temperatura u cilindru motora
T_{usis}	K	Temperatura u usisnoj cijevi
V	m^3	Radni volumen motora
W	J	Rad

Grčke oznake

Simbol	Jedinica	Opis
α	°	Kut zakreta koljenastog vratila
ε	-	Kompresijski omjer
λ	-	Faktor pretička zraka
λ_{pu}	-	Stupanj punjena motora
ϑ	°C	Temperatura
ρ_G	kg/m^3	Gustoća plina
ρ_{zrak}	kg/m^3	Gustoća zraka
$\sigma(IMEP_n)$	bar	Standardna devijacija srednjeg indiciranog tlaka tijekom n uzastopnih ciklusa
$\mu(IMEP_n)$	bar	Srednja vrijednost srednjeg indiciranog tlaka tijekom n uzastopnih ciklusa

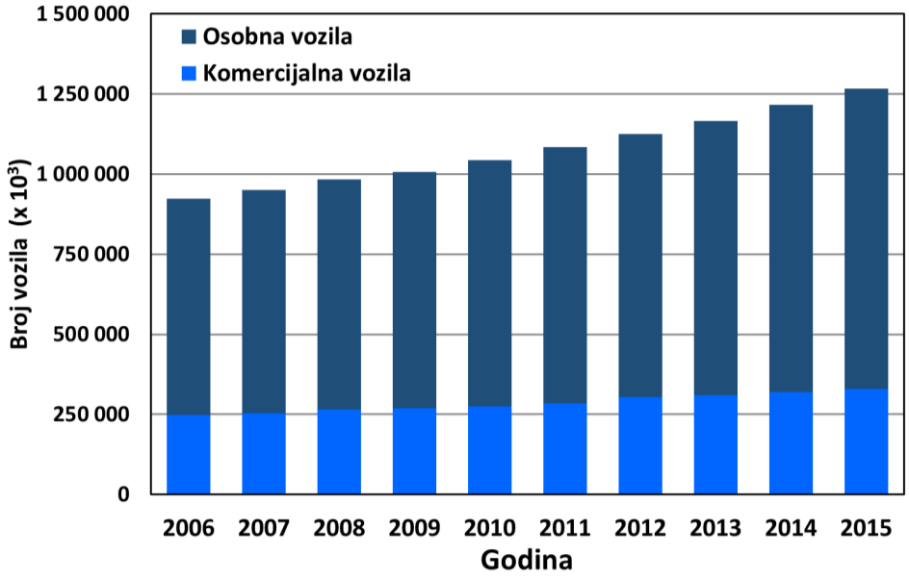
Popis kratica

Kratica	Opis
AFR	Omjer zraka i goriva (engl. *Air to Fuel Ratio*)
CAI	Izgaranje s kontroliranim samozapaljenjem smjese (engl. *Controlled Auto-Ignition combustion*)
CH_4	Metan
CO	Ugljikov monoksid
CO_2	Ugljikov dioksid
CoV(IMEP)	Koeficijent varijacije (engl. *Coefficient of Variation*)
DMT	Donja mrtva točka
EGR	Recirkulacija ispušnih plinova (engl. *Exhaust Gas Recirculation*)
GMT	Gornja mrtva točka
HC	Ugljikovodik
HCCI	Kompresijsko paljenje homogene smjese (engl. *Homogenous Charge Compression Ignition*)
IMEP	Srednji indicirani tlak motora (engl. *Indicated Mean Effective Pressure*)
IOB	Istraživački oktanski broj
IVO	Ispušni ventil otvara
IVZ	Ispušni ventil zatvara
KV	Koljenasto vratilo
MSUI	Motor s unutarnjim izgaranjem
NO	Dušikov oksid

Kratica	Opis
NO_2	Dušikov dioksid
NO_X	Dušikovi oksidi
OB	Oktanski broj
PCCI	Kompresijsko paljenje predmiješane smjese (engl. *Premixed Charge Compression Ignition*)
PM	Krute čestice (engl. *Particulate Matter*)
PN	Broj krutih čestica (engl. *Particle Number*)
PRR	Brzina porasta tlak u cilindru motora (engl. *Pressure Rise Rate*)
RI	Intenzitet zvonjenja u cilindru motora (engl. *Ringing Intensity*)
ROHR	Brzina oslobađanja topline u cilindru motora (engl. *Rate of Heat Release*)
RON	Istraživački oktanski broj (engl. *Research Octane Number*)
UVO	Usisni ventil otvara
UVZ	Usisni ventil zatvara

1. Uvod

Trend povećanja broja motornih vozila i dalje je u porastu (slika 1.1.) te njihov utjecaj na globalno zatopljenje postaje sve značajniji. S ciljem smanjenja vrijednosti onečišćujućih tvari iz motora s unutarnjim izgaranjem kao pogonsko gorivo motora potiče upotreba goriva koja se dobivaju iz obnovljivih izvora energije.



Slika 1.1. Broj vozila u svijetu po godinama [11]

Moguće rješenje za smanjenje emisija štetnih plinova te korištenje obnovljivih izvora energije je HCCI motor koji kao prednost ima nižu emisiju dušikovih oksida i krutih čestica te istovremeno visoku učinkovitost. Glavni nedostatak HCCI motora je otežana kontrola procesa izgaranja, odnosno kontrola samog početka izgaranja, što je ujedno i glavni razlog izostanka primjene HCCI motora u komercijalne svrhe. Ujedno, veliki nedostatak je i smanjena gustoća snage motora, odnosno mala snaga motora s obzirom na ukupni radni volumen zbog rada sa siromašnom smjesom. Jedna od prednosti HCCI motora je mogućnost pogona raznim gorivima pa tako i gorivima koji se ubrajaju u obnovljive izvore energije poput bioplina. Jedna od karakteristika bioplina je relativno visoka temperatura samozapaljenja što upravljanje početkom samozapaljenja smjese u cilindru HCCI motora čini još težim.

Suvremena istraživanja usmjerena su na različite izvedenice procesa izgaranja u HCCI načinu rada, a neki od njih su: SACI (engl. *Spark Assisted Compression Ignition*) kod kojih se početak izgaranja kontrolira preskakanjem iskre na svjećici, CAI (engl. *Controlled Auto-*

Ignition) gdje se samozapaljenje smjese kontrolira prilagođavajući parametre poput udjela povrata ispušnih plinova (EGR, engl. *Exhaust Gas Recirculation*), omjera goriva i zraka, temperature smjese, tlaka na usisu motora itd.

Šira upotreba obnovljivih izvora energije pomaže u smanjenju emisije stakleničkih plinova i smanjenju ovisnosti o fosilnim gorivima [12]. Kao poticaj korištenju obnovljivim izvorima Europska unija (EU) je 2009. godine donijela Direktivu 2009/28/EC o poticanju uporabe energije iz obnovljivih izvora kojoj je cilj da do 2020. godine 20 % ukupne potrošnje energije i 10 % potrošnje energije u prometu dolazi iz obnovljivih izvora energije [13]. Velik dio obnovljivih izvora energije dolazi iz biomase koja se daljnjom obradom pretvara u plinovito, tekuće ili kruto gorivo [14].

Bioplin je gorivo koje se dobiva anaerobnom razgradnjom ili fermentacijom organskih tvari te se sastoji uglavnom od metana (CH_4) i ugljikovog dioksida (CO_2), a može se rabiti kao pogonsko gorivo Ottovog ili Dieselovog (preinačeni Dieselovi motori koji rade u *dual fuel* načinu rada) motora.

Kod HCCI motora izgaranje započinje samozapaljenjem smjese koje nastaje kada se u cilindru motora postignu odgovarajući uvjeti tlaka, temperature i sastava smjese [15]. Takvo izgaranje određeno je brzinom odvijanja kemijskih reakcija (kemijskom kinetikom) te je početak izgaranja relativno teško kontrolirati. Zbog relativno visoke temperature samozapaljenja smjese zraka i bioplina potrebni su dodatni regulacijski elementi da bi se postiglo izgaranje u cilindru motora što sustav upravljanja radom motora čini još zahtjevnijim.

Kako je navedeno, za pogon HCCI motora mogu se rabiti razna goriva, ali je za to potrebno prilagoditi upravljanje radom motora kako bi se osiguralo postizanje izgaranja smjese u cilindru motora. Jedan od načina upravljanja radom HCCI motora je pogon s dva goriva različitih karakteristika zapaljenja. Gorivo s visokim cetanskim brojem (dietil-eter ili n-heptan) upotrebljava se kao pomoć pri početku izgaranja (pilot) dok se gorivo s visokim oktanskim brojem (benzin, ukapljeni naftni plin – engl. *Liquefied Petroleum Gas,* LPG), metanol, etanol ili stlačeni prirodni plin (engl. *Compressed Natural Gas,* CNG) rabi kao glavno gorivo za izgaranje. Kako je trenutak početka izgaranja te sam proces izgaranja u cilindru HCCI motora teško kontrolirati, posebno kada se bioplin rabi kao pogonsko gorivo, razni se dodaci u gorivu mogu upotrijebiti kao pomoć pri samozapaljenju smjese [16,17]. U tu se svrhu, između ostalog, može upotrijebiti vodik koji se može proizvesti iz bioplina [18].

Ovo istraživanje temelji se na eksperimentalnim ispitivanjima provedenim na raspoloživoj opremi koja se nalazi u Laboratoriju za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Istraživanje je provedeno na jednocilindarskom eksperimentalnom motoru koji je nastao preinakom Dieselovog motora *Hatz 1D81Z*. Eksperimentalni motor spojen je na dinamički opteretni stroj, odnosno kočnicu za ispitivanje motora koja omogućuje ispitivanje motora u raznim pogonskim režimima (pogonski, gonjeni, stacionarni ili tranzijentni režim).

S obzirom na dosadašnja istraživanja i trendove razvoja zaključuje se da, trenutno, HCCI motor svoju primjenu ponajprije pronalazi kao stacionarni motor u energetskim postrojenjima, a cilj ovog rada je istražiti mogućnosti proširenja područja stabilnog rada motora te samim time i njegovu primjenjivost na drugim područjima, npr. za pogon cestovnih vozila.

1.1. Motivacija

Unatoč trendu elektrifikacije vozila, motor s unutarnjim izgaranjem (MSUI) još će se dugi niz godina rabiti kao glavni pogonski motor vozila. Zbog toga se sve više razvijaju alternativni procesi izgaranja u MSUI-u radi smanjenja emisija štetnih plinova uz povećanje korisnosti motora.

Zaštita okoliša kao skup odgovarajućih aktivnosti i mjera koje sprečavaju onečišćenje okoliša može se smatrati kao vodeća misao ovog istraživanja. Zbog pozitivnih svojstava HCCI motora u pogledu smanjenja emisija štetnih tvari, ponajviše NO_X, daljnji razvoj i upotreba tog motora može se smatrati vrlo korisnim u pogledu zaštite okoliša. Ujedno, ako se za pogon HCCI motora rabi gorivo iz porodice obnovljivih izvora energije, kao što je bioplin, taj je utjecaj još i veći.

Motivacija za ovaj rad proizišla je iz činjenice da je već u samom početku pregleda stanja područja pronađen relativno veliki broj radova gdje se navodi da literatura o HCCI motoru pogonjenim bioplinom trenutno ili ne postoji ili je ima relativno malo. Neki od autora koji su to naveli, a koji će i kasnije biti spomenuti, su Bedoya i suradnici, Kozarac i suradnici, itd.

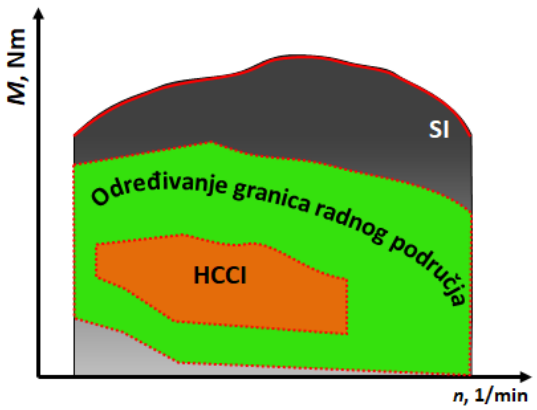
Već u samim začetcima pregleda stanja uočeni su nedostatci rada motora u HCCI načinu osobito pri pogonu bioplinom, poput otežane kontrole početka izgaranja, nestabilnost rada motora, izražena ovisnost rada na promjene rubnih uvjeta te usko radno područje motora.

Zahtjevno upravljanje radom motora posljedica je otežane kontrole početaka izgaranja u cilindru HCCI motora koja je određena kemijskom kinetikom smjese pogotovo kad se kao pogonsko gorivo upotrebljava bioplin.

Upotrebom računalnih simulacija u razvoju novih proizvoda vrijeme konceptualne faze razvoja proizvoda pokušava se svesti na minimum. Iako su računalne simulacije i modeliranje procesa izgaranja u motoru postali vrlo važan čimbenik u razvoju motora, eksperimentalna ispitivanja neizostavan su dio razvoja motora s alternativnim procesima izgaranja, te su ujedno i potpora pri validaciji računalnih modela motora.

1.2. Cilj i hipoteza istraživanja

Cilj ovog istraživanja je odrediti radne parametre HCCI motora pogonjenog bioplinom u različitim uvjetima rada kojima će se ostvariti proširenje radnog područja u kojem se ostvaruju niske emisije štetnih tvari te visoka učinkovitost. Da bi se ostvario osnovni cilj, potrebno je identificirati utjecajne parametre HCCI motora te potom karakterizirati njihov utjecaj u različitim uvjetima rada. Pritom je važno obuhvatiti i potencijalne međusobne interakcije pojedinih parametara. Na temelju karakterizacije rada motora definirat će se radni parametri kojima se ostvaruje optimalan rad motora.



Slika 1.2. Shematski prikaz radnog područja Ottovog i HCCI motora

Shematski prikaz zadanog cilja te ostvarivanje hipoteze doktorskog rada prikazan je na slici 1.2.

Hipoteza: Istraživanjem na eksperimentalnom postavu moguće je odrediti radne parametre HCCI motora pogonjenog bioplinom kojima će se ostvariti široko radno područje u kojem motor radi s visokom učinkovitošću i niskom emisijom štetnih tvari.

1.3. Očekivani znanstveni doprinos

Provedbom predloženog istraživanja očekuju se sljedeći doprinosi:

- Identifikacija radnih parametara HCCI motora pogonjenog bioplinom koji će omogućiti upravljanje radom motora (početkom te položajem izgaranja), a samim time i promjenu značajki rada motora.
- Karakterizacija utjecaja radnih parametara na značajke rada HCCI motora pogonjenog bioplinom u širem radnom području motora.
- Razvijena metoda određivanja optimalnih radnih parametara HCCI motora pogonjenog bioplinom kojima će se ostvariti visoka učinkovitost uz smanjenje emisije štetnih tvari u usporedbi s Ottovim načinom rada.

1.4. Plan i metoda istraživanja

Predloženo istraživanje se temelji na eksperimentalnim ispitivanjima provedenim na raspoloživoj opremi koja se nalazi u Laboratoriju za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Istraživanje je provedeno na jednocilindarskom eksperimentalnom HCCI motoru koji je nastao preinakom Dieselovog motora *Hatz 1D81Z*. Eksperimentalni motor spojen je na dinamički opteretni stroj, odnosno kočnicu za ispitivanje motora koja omogućuje ispitivanje motora u raznim pogonskim režimima. Motorski rad gdje moment električnog stroja djeluje u smjeru vrtnje te generatorski rad gdje moment električnog stroja djeluje suprotno smjeru vrtnje kao i stacionarni i tranzijentni režim rada [19].

Da bi motor mogao raditi u HCCI načinu rada, izrađeni su novi usisni i ispušni sustavi kao i upravljački sustavi potrebni za rad motora. Cijeli sustav pušten je u pogon te motor može raditi u Ottovom i HCCI načinu rada. Tlak u cilindru motora u ovisnosti o položaju koljenastog vratila mjeri se pomoću visokotlačnog senzora tlaka smještenog u cilindru motora te enkodera položaja koljenastog vratila i pripadajuće opreme (mjerna oprema *AVL IndiSmart* i računalni program za obradu signala *AVL IndiCom*). Na karakterističnim mjestima motora, odnosno cijelog sustava, postavljeni su senzori tlaka i temperature. Svi podaci dobiveni mjerenjem spremaju se u datoteke za naknadnu obradu.

Za upravljanje radom motora rabit će se oprema *National Instruments*. Podaci prikupljeni mjerenjem na eksperimentalnom postavu obradit će se u nekom od dostupnih programa poput *NI DIAdem, AVL Concerto* ili vlastitih programskih rješenja. Da bi eksperimentalni postav

mogao ispravno raditi, potrebno je upravljati pojedinim elementima poput upravljanja kočnicom gdje se upravljanje odvija ovisno o modu rada, upravljanja brzinom vrtnje motora ili momentom motora. Tlakom na usisu motora upravlja se putem regulatora tlaka ugrađenog na usisni dio motora nakon kompresora. Kako je za rad, odnosno lakše upravljanje radom HCCI motora potrebno zagrijavati zrak, na usisu motora ugrađen je grijač zraka kojim je potrebno upravljati. Također, izrađen je upravljački sustav za upravljanje radom brizgaljkom za bioplin pomoću kojeg je poznata točna količina ubrizganog goriva te trenutak ubrizgavanja.

Predloženo istraživanje koncipirano je u četiri (4) faze.

U **prvoj fazi** istraživanja napravljen je detaljni pregled dostupne znanstvene literature usko vezane uz područje istraživanja, a kojim je određeno koja su to područja rada motora na koja je potrebno proširiti rad HCCI motora te koji su mogući radni parametri HCCI motora i u kojim rasponima se može očekivati da se ti parametri mogu kretati. S obzirom na općenitu potrebu za eksperimentalnim ispitivanjem, a i na definirane radne parametre koji će se rabiti u analizi, dovršen je eksperimentalni postav sa svim pripadajućim sustavima potrebnim za uspješno provođenje ispitivanja. U prvoj fazi istraživanja izrađen je sustav za mjerenje tlaka u cilindru motora (indiciranje) odnosno omogućeno je spremanje izmjerenih podataka u odgovarajuće datoteke za naknadnu analizu. Nadalje, u pripremi eksperimentalnog postava ugrađen je grijač zraka koji omogućuje grijanje zraka u usisnoj cijevi prema zadanoj vrijednosti temperature. Također, omogućena je dobava stlačenog zraka do usisa motora uz pomoć kompresora te je izrađeno upravljanje regulacijskim ventilom na usisu kojim se regulira tlak u usisnoj cijevi. Kako se u ovom istraživanju rabi bioplin koji se u stvarnim uvjetima primarno sastoji od različitih udjela CH_4 i CO_2, on se simulira, odnosno pripravljene su mješavine CH_4 i CO_2 u točno određenim volumnim omjerima. Ujedno, izrađen je upravljački sustav za elektromotorni ventil za regulaciju prigušenja na ispuhu motora.

Druga faza istraživanja temelji se na mjerenju na eksperimentalnom postavu. Da bi se mjerenje odnosno ispitivanje moglo provesti u razumnom roku, izrađen je detaljan plan pokusa (engl. *design of experiment*). Neki od parametara koji se mjere na eksperimentalnom postavu HCCI motora su: brzina vrtnje, moment motora, tlak u cilindru motora, tlak i temperatura na usisu i ispuhu, omjer zraka i goriva, potrošnja goriva, emisija NO_X te ostali parametri bitni za rad HCCI motora. Varijable ispitivanja su tlak na usisu motora (p_{us}), omjer zraka i goriva, temperatura zraka na usisu (T_{us}), brzina vrtnje motora (n) te omjer sastava bioplina (CH_4 : CO_2). Dovođenje motora u željenu radnu točku provodi se tako da je jedan od

navedenih parametara promjenjiv, a sve vrijednosti ostalih parametara su konstantne. Tako je određen utjecaj određenog parametra na, primjerice, srednji indicirani tlak (p_i), specifičnu indiciranu potrošnju goriva (g_i), intenzitet zvonjenja (engl. *Ringing Intensity*, RI), koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka motora (engl. *Coefficient of Variation of Indicated Mean Effective Pressure,* CoV(IMEP)), kut zakreta koljenastog vratila do kojeg je izgorjelo 50 % mase goriva (engl. *Crank Angle,* CA50) te ostale parametre bitne za karakterizaciju procesa izgaranja u cilindru HCCI motora. Kako je svaku radnu točku motora potrebno ponoviti više puta (najmanje tri), te da bi cjelokupno vrijeme ispitivanje na eksperimentalnom postavu bilo u prihvatljivim granicama, odabran je odgovarajući broj parametara koji su varirani za pojedinu radnu točku.

U **trećoj fazi** istraživanja podaci prikupljeni mjerenjem na eksperimentalnom postavu obrađeni su u nekom od dostupnih programa poput *NI DiADEM, AVL Concerto* i slično.

U **četvrtoj fazi** istraživanja, na osnovu podataka prikupljenih mjerenjem na eksperimentalnom postavu, odabrani su optimalni radni parametri HCCI motora. Time su određeni parametri rada HCCI motora pogonjenog bioplinom koji dovode do proširenja radnog područja u kojem se ostvaruju niske emisije štetnih tvari te visoka učinkovitost, što je ujedno i cilj ovog rada.

1.5. Struktura doktorskog rada

Doktorski rad podijeljen je u pet poglavlja.

- U **prvom poglavlju** nakon uvoda je opisana motivacija iz koje je proizašao ovaj rad. Također, navedeni su cilj i hipoteza rada, metode rada kojima je planirano provesti istraživanje te pregled dosadašnjeg istraživanja u području motora s unutarnjim izgaranjem s težištem na HCCI motoru pogonjenim bioplinom.
- U **drugom poglavlju** opisan je eksperimentalni postav na kojem je istraživanje provedeno. Opisani su pojedini dijelovi postava bitni za ovo istraživanje (motor, kočnica za ispitivanje motora, dobava goriva, mjerenje temperatura, protoka, emisija štetnih tvari, upravljanje radom pojedinih sklopova itd.)
- U **trećem poglavlju** opisana je metoda ispitivanja motora s unutarnjim izgaranjem. Opisani su načini upravljanja izgaranjem u pojedinom načinu rada motora (SI i HCCI)

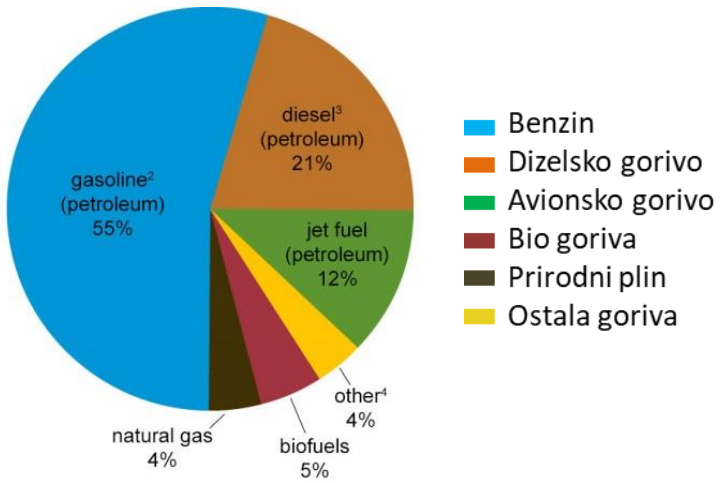
te kriteriji za određivanje optimalne radne točke motora. Također, prikazan je plan pokusa za pojedino mjerenje. Opisani su i uvjeti ispitivanja u pojedinom načinu rada te potrebne preinake na eksperimentalnom postavu poput promjene kompresijskog omjera, način dobave goriva (plinovito ili tekuće) i slično, te su opisane potrebne preinake.

- U **četvrtom poglavlju** prikazani su rezultati pojedinih usporedbi načina rada motora. Težište pojedine usporedbe temelji se na usporedbi različitog goriva, kompresijskog omjera te načina rada (SI ili HCCI) u raznim usporedivim kombinacijama.
- U **petom poglavlju** izvedeni su glavni zaključci proizišli iz rezultata pojedinih usporedbi, originalni znanstveni doprinos te moguće smjernice za nastavak ovog istraživanja.

1.6. Pregled trenutnog stanja (pregled literature)

Razvijanjem alternativnih procesa izgaranja u cilindru motora radi smanjenja emisija štetnih plinova te udovoljavanju zahtjevima Direktive 2009/28/EC o poticanju uporabe energije iz obnovljivih izvora koriste se obnovljivi izvora energije koji uglavnom dolaze iz biomase koja se daljnjom obradom pretvara u plinovito, tekuće ili kruto gorivo [13].

Najzastupljenije pogonsko gorivo za pogon motora s unutarnjim izgaranjem u Sjedinjenim Američkim Državama je benzin RON95 [20] što se može vidjeti iz dijagrama na slici 1.3. Goriva iz obnovljivih izvora energije kao što je bioplin zauzimaju tek 5 % ukupne potrošnje energije u transportu.



Slika 1.3. Shematski prikaz uporabe pojedinih goriva u SAD-u 2016 godine [20]

Bioplin je gorivo koje se dobiva anaerobnom razgradnjom ili fermentacijom organskih tvari te se sastoji uglavnom od metana (CH_4) i ugljikovog dioksida (CO_2), a može se rabiti kao pogonsko gorivo Ottovog ili Dieselovog motora. Sigarchian i suradnici [21] istraživali su električna postrojenja gdje su u hibridni sustav koji se sastoji od fotonaponskih ćelija, vjetroturbina i baterija integrirali motor s unutarnjim izgaranjem pogonjen bioplinom. Rezultati njihovog istraživanja pokazuju da takav hibridni sustav može biti bolje rješenje nego Dieselov motor. Udio pretvorene energije fotonaponskih ćelija, vjetroturbina i bioplina iznosi redom 49 %, 19 % i 32 %. LCOE (engl. *Levelized Cost of Electricity,* svedeno na cijenu električne energije) proizvedene električne energije kod takvog hibridnog sustava (0,25 USD/kWh, cca. 1,67 kn/kWh) približno je 20 % niži nego kod sustava s Dieselovim motorom (0,31 USD/kWh, cca. 2,07 kn/kWh) dok su kapitalna ulaganja i ukupni neto trošak oko 30 % niži. U pogledu emisija CO_2, upotrebom motora pogonjenog bioplinom godišnje se štedi znatna količina CO_2 u usporedbi s upotrebom Dieselovog motora. Huang i suradnici [22] ispitivali su Ottov motor pogonjen bioplinom s različitim udjelima CO_2 u širokom rasponu opterećenja motora. Zaključili su da se povećanjem udjela CO_2 smanjuje laminarna brzina plamena što dovodi do smanjivanja korisnosti motora te povećanja emisije neizgorjelih ugljikovodika (HC). Do sličnog zaključka o utjecaju udjela ugljikovog dioksida u bioplinu došli su i Hinton i suradnici [23].

Kod Dieselovog motora bioplin se obično rabi kao jedno od pogonskih goriva u tzv. *dual fuel* načinu rada motora. Duc i suradnici [24] ispitivali su motor pogonjen bioplinom u *dual fuel* načinu rada s dizelskim gorivom te su postigli manju korisnost u odnosu na konvencionalan Dieselov motor dok su Makareviciene i suradnici [25] proveli jednaka ispitivanja i ostvarili jednaku korisnost motora pogonjenog bioplinom i dizelskim gorivom u *dual fuel* načinu rada.

Kao potencijalno rješenje za smanjenje štetnih emisija te korištenje obnovljivim izvorima energije nameće se HCCI (engl. *Homogenuos Charge Compression Ignition*) motor koji kao prednost ima nižu emisiju dušikovih oksida (NO_X) i krutih čestica (PM), te istovremeno visoku učinkovitost. S obzirom na način rada, moglo bi se reći da je HCCI motor nastao kombinacijom Ottovog i Dieselovog motora. Dodatna pogodnost HCCI motora je mogućnost pogona raznim gorivima što je posebno zanimljivo u pogledu iskorištavanja energije iz obnovljivih izvora kao što su biogoriva u tekućem ili plinovitom stanju. Uz navedene prednosti HCCI motora, glavni nedostatak je otežana kontrola procesa izgaranja odnosno kontrola samog početka izgaranja, što je ujedno i glavni razlog trenutnog izostanka primjene HCCI motora u komercijalne svrhe.

Za pogon HCCI motora mogu se rabiti razna goriva, ali je potrebno prilagoditi upravljanje kako bi se osiguralo učinkovito izgaranje smjese u cilindru motora u skladu s karakteristikama različitih goriva [26]. Jedan od načina upravljanja radom HCCI motora je pogon s dva goriva različitih značajki. U takvom slučaju gorivo s visokim cetanskim brojem poput dietil-etera ili n-heptana rabi se kao pomoć pri početku izgaranja dok se gorivo s visokim oktanskim brojem poput benzina, ukapljenog naftnog plina, UNP (engl. *Liquefied Petroleum Gas,* LPG), metanola, etanola ili stlačenog prirodnog plina, SPP (engl. *Compressed Natural Gas,* CNG) rabi kao glavno gorivo za izgaranje. Kako je trenutak početka izgaranja te sam proces izgaranja u cilindru HCCI motora teško kontrolirati, posebno kada se bioplin rabi kao pogonsko gorivo, kao pomoć pri izgaranju, odnosno samozapaljenju smjese, mogu se upotrijebiti razni dodaci gorivu [16,17]. U tu se svrhu, između ostalog, može upotrijebiti vodik koji se može proizvesti iz bioplina [18].

Sudheesh i suradnici [27] u svom su se istraživanju koristili bioplinom kao primarnim gorivom i dietil-eterom kao pomoći pri zapaljenju smjese te zaključili da takav način paljenja smjese dovodi do većeg radnog područja motora nego kod motora koji rade u *dual fuel* načinu rada (bioplin – dizelsko gorivo) ili Ottovom načinu rada gdje se bioplin rabi kao pogonsko gorivo.

Olsson i suradnici [28] navode da je jedan od najvažnijih parametara za rad HCCI motora omjer zraka i goriva. Kako u svom istraživanju analiziraju HCCI motor u području rada s visokim opterećenjem, sve simulacije provode tako da je ograničavajuća veličina emisija NO_X zbog čega je i najveća temperatura unutar ciklusa ograničena na 1800 K. Zaključili su da je moguće ostvariti visoko opterećenje HCCI motora upotrebom sustava prednabijanja.

Cinar i suradnici [29] odredili su utjecaje smanjenja podizaja ventila, omjera goriva i zraka te temperature zraka na usisu motora na radno područje HCCI motora. U svom istraživanju koristili su se varijabilnim mehanizmima podizaja ventila kako bi odredili područje rada motora u kojem nastaje detonantno izgaranje te područje izostanaka zapaljenja smjese. Zaključili su da je moguće povećati radno područje HCCI motora pomoću smanjenja podizaja ventila te da zaostali produkti izgaranja iz prethodnog ciklusa razrjeđuju svježu smjesu punjenja te smanjuju brzo oslobađanje topline zbog visokog toplinskog kapaciteta smjese. Na temelju toga, zaključuje se da je moguće ostvariti izgaranje u cilindru HCCI motora blizu granice detonantnog izgaranja.

Karakteristika bioplina visoka je temperatura samozapaljenja pa je zbog toga, kako bi se postiglo stabilno izgaranje u cilindru HCCI motora [1], osim visokog kompresijskog omjera

potrebno i zagrijavati zrak na usisu motora u rasponu od 140 °C do 230 °C (ovisno o opterećenju motora).

Bedoya i suradnici [30] proveli su istraživanja na HCCI motoru pogonjenom bioplinom koji su simulirali mješavinom metana (CH_4) i ugljikovog dioksida (CO_2) u volumnim omjerima od 60 % naprema 40 %. Mjerenjem temperature usisanog zraka, tlaka prednabijanja, te mijenjanjem omjera smjese bioplina odredili su utjecaj pojedinih parametara na proces izgaranja.

HCCI motor s prednabijanjem pogonjen bioplinom istraživali su Kobayashi i suradnici [31]. Zaključak je njihovog eksperimentalnog istraživanja da veći efekt na korisnost motora ima povećanje kompresijskog omjera nego povećavanje tlaka prednabijanja, odnosno da se za zadržavanje istog stupnja korisnosti može povećati kompresijski omjer uz istovremeno smanjenje tlaka prednabijanja.

Problematiku HCCI motora pogonjenog bioplinom s prednabijanjem istraživali su i Djermouni i suradnici [32] te zaključili da se povećanjem stupnja punjenja povećava i korisnost motora isto kao i povećanjem brzine vrtnje motora dok se povećanjem temperature usisanog zraka ona smanjuje.

U svrhu smanjenja usisne temperature zraka Kozarac i suradnici [33] proveli su numerička ispitivanja utjecaja povrata ispušnih plinova ostvarenog negativnim preklapanjem ventila na rad motora. Jedan od zaključaka je da primjena negativnog preklapanja ventila povećava povrat ispušnih plinova što dovodi do povećavanja temperature produkata izgaranja i temperature smjese u trenutku zatvaranja usisnih ventila. Budući da povećanje mase produkata izgaranja u povratu dovodi do povećanja temperature smjese, zahtjev za grijanjem usisanog zraka ostaje gotovo nepromijenjen.

Da bi se smanjila nestabilnost rada HCCI motora, odnosno da bi se povećalo radno područje, potrebne su određene strategije upravljanja radom motora. Tako su Bedoya i suradnici [34,35] u svom istraživanju odredili da se područje stabilnog izgaranja u cilindru HCCI motora pogonjenog bioplinom nalazi unutar vrijednosti faktora sastava smjese ($\Phi = 1/\lambda$) od 0,2 do 0,5 uz korisnost motora iznad 40 % dok najveći srednji indicirani tlak iznosi 8,5 bar uz emisiju NO_X ispod 20 ppm. Također, naveli su da je za veće vrijednosti faktora pretička zraka (siromašnija smjesa) potrebna upotreba većeg tlaka prednabijanja i više temperature zraka na usisu motora.

Prema Alkidasu [36] izgaranje kod HCCI motora ograničeno je na raspon srednjeg opterećenja motora. Pri nižim opterećenjima motora zbog niskih temperatura plinova i smanjene koncentracije goriva u smjesi dolazi do otežanog zapaljenja smjese, što se manifestira smanjenjem pretvorbe ugljikovog monoksida u ugljikov dioksid. Pri većim opterećenjima dolazi do otežane kontrole samozapaljenja smjese što rezultira povećanjem tlaka u cilindru motora koji može dovesti do detonantnog izgaranja i posljedičnog oštećenja samog motora.

Aceves i suradnici [37] u svom su istraživanju proučavali utjecaj kompresijskog omjera na izgaranje u HCCI načinu rada pogonjenog metanom. Proveli su simulaciju izgaranja metana u HCCI načinu rada pri kompresijskim omjerima od 14 : 1, 16 : 1 i 18 : 1. Odredili su radne uvjete motora u kojima je učinkovitost iznad 50 % i emisija NO_X manja od 100 ppm.

Karakterizaciju izgaranja i performanse motora u HCCI načinu rada pogonjenog različitim gorivima (n-heptan, n-butanol i izopropanol) proveo je Uyumaz u studiji [38]. Ispitivanje je provedeno pri konstantnoj brzini motora, a određeni su utjecaji temperature zraka na usisu motora. Zaključeno je da je povećanjem temperature usisnog zraka početak izgaranja pomaknut na ranije za sva ispitana goriva. Ovo istraživanje pokazalo je da u radu s određenim gorivima gotovo nema emisija NO. Također, prikazano je da se emisije CO i HC smanjuju s porastom temperature usisanog zraka. Određivanje granica visokog opterećenja u motoru s niskotemperaturnim izgaranjem (engl. *low-temperature gasoline combustion*, LTGC) za kompresijski omjer ε = 16 za DI-PFS (engl. *Direct Injection Partial Fuel Stratification*) i miješanje goriva u širokom rasponu usisnog tlaka proveli su Dec i suradnici u svom istraživanju [39]. Postigli su najveći srednji indicirani tlak motora od 16 bar uz tlak na usisu od 2,4 bar. Hasan i suradnici u svom istraživanju [40] pokazali su da povećanje tlaka u usisnoj cijevi ima značajan utjecaj na izgaranje i rad motora u HCCI načinu rada. Povećanje tlaka na usisu motora može značajno povećati tlak u cilindru tijekom kompresije, ali se time, također, povećava i najveća snaga motora u HCCI načinu rada. Reaktivnost izgaranja povećava se s povećanim tlakom na usisu motora koji znatno pomiče fazu izgaranja na ranije.

Christensen i suradnici u svom su istraživanju [41] ostvarili najveći srednji indicirani tlak u cilindru motora od 14 bar s tlakom na usisu motora od 2 bar. Motor su pogonili prirodnim plinom pri kompresijskom omjerom ε = 17. Shahsavan i suradnici u svom su istraživanju [42] proveli numeričku simulaciju nabijanog motora u HCCI načinu rada kako bi odredili reaktivnost goriva pri različitim tlakovima na usisu motora s rezultatima sličnim onima objavljenim u [40,41].

Bhave i suradnici su u [43] pokazali da se s povećanjem udjela povrata ispušnih plinova (engl. *Exhaust Gas Recirculation*, EGR) povećava trajanje izgaranja. Istraživanje autora Putrasari i suradnika [44] usredotočeno je na karakterizaciju samozapaljenja dimetil-etera pri povećanom tlaku usisa i upotrebom EGR-a. Utvrdili su da trajanje izgaranja pretežno ovisi o udjelu EGR-a. Također, povećan je zahtjev za temperaturom usisanog zraka za postizanje samozapaljenja smjese u slučaju upotrebe EGR-a u usporedbi sa slučajem bez EGR-a.

S obzirom na dosadašnja istraživanja i trendove razvoja zaključuje se da, trenutno, HCCI motor svoju primjenu ponajprije pronalazi kao stacionarni motor u energetskim postrojenjima, a planiranim istraživanjem cilj je proširiti područje stabilnog rada motora, a time i njegovu primjenjivost u drugim područjima. Također, zaključuje se i da bi se ostvarila veća opterećenja motora potrebno je povećati tlak usisa, odnosno koristiti sustav prednabijanja.

1.7. HCCI motor

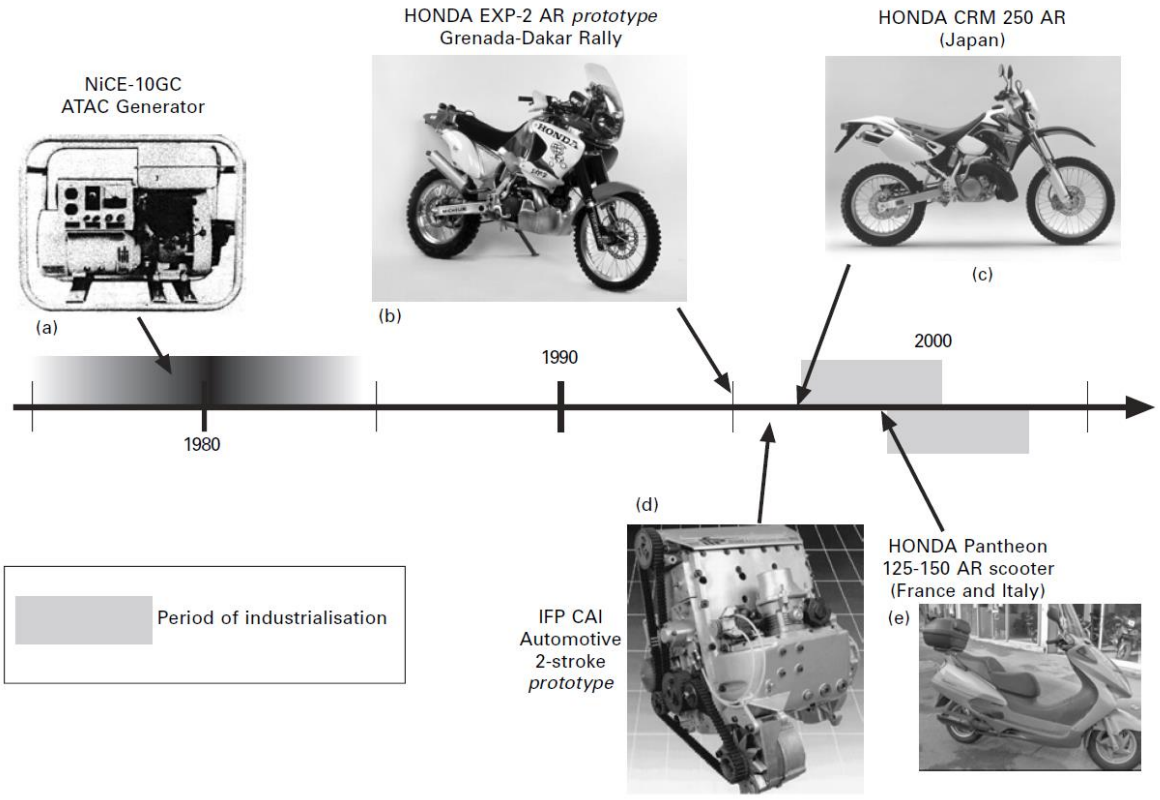
Proces kompresijskog paljenja homogene smjese u cilindru motora i dalje se razvija zbog glavnog nedostatka odnosno otežane kontrole početka izgaranja. Takav način izgaranja (HCCI) rabi se u komercijalne svrhe u dvotaktnom motoru [45–50]. Međutim, u dvotaktnim motorima, umjesto HCCI, upotrebljava se naziv *Active Radical Combustion* (ARC) kako bi se opisala pojava samozapaljenja smjese u cilindru motora.

Suvremena istraživanja procesa izgaranja u cilindru motora usmjerena su na različite izvedenice, a neki od njih su:

- SACI (engl. *Spark Assisted Compression Ignition*) gdje se početak izgaranja kontrolira preskakanjem iskre na svjećici,
- CAI (engl. *Controlled Auto-Ignition*) gdje se samozapaljenje smjese kontrolira prilagođavajući parametre poput udjela povrata ispušnih plinova, omjera goriva i zraka, temperature smjese, tlaka na usisu motora itd.
- RCCI (engl. *Reactivity Controlled Compression Ignition*) izgaranje u *dual fuel* načinu rada. [51]
- PCCI (engl. *Premixed Charge Compression Ignition*) [52]

1.7.1. Povijest HCCI motora

Već davne 1922. godine Tizard i suradnici [53] provodili su eksperimente s kompresijskim paljenjem n-heptana, etera i ugljikovog bisulfida. Onishi i suradnici [54] su 1979. godine proveli ispitivanje na dvotaktnom motoru te zaključili da kontroliranim samozapaljenjem smjese mogu povećati stabilnost rada motora pri srednjem opterećenju. Taj se motor smatra prvim dvotaktnim motorom koji je radio u HCCI načinu rada. Prvi četverotaktni HCCI motor ispitivali su Najt i suradnici [55] 1983. Odredili su uvjete samozapaljenja smjese u CFR motoru[1] (engl. *Cooperative Fuels Research*) te zaključili da i kod četverotaktnog motora izgaranje uvjetuje kemijska kinetika. Vremenska karta dvotaktnog HCCI motora prikazana je na slici 1.4.



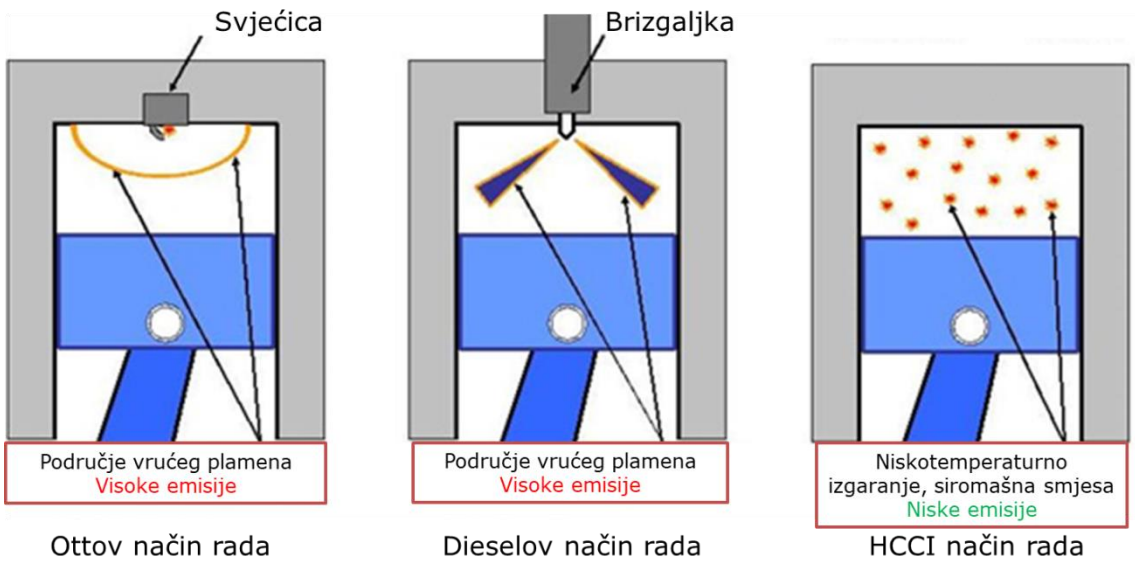
Slika 1.4. Vremenska karta 2T HCCI motora [15]

Nastavak istraživanja omogućio je rad HCCI motora u širem radnom području, ali još nije u potpunosti riješen problem kontrole početka izgaranja smjese.

[1] CFR motor je poseban motor za ispitivanje oktanskog broja goriva, a karakterizira ga promjenjivi kompresijski omjer.

1.7.2. Način rada HCCI motora

Izgaranje u HCCI motoru započinje kompresijskim paljenjem homogene smjese u cilindru motora. Kod Ottovog načina rada početak izgaranja određen je preskakanjem iskre na svjećici, kod Dieselovog načina rada trenutkom ubrizgavanja goriva u cilindar motora dok je kod HCCI načina rada početak izgaranja određen odgovarajućim uvjetima temperature, tlaka i faktora pretička zraka u cilindru motora.



Slika 1.5. Prikaz izgaranja u cilindru Ottovog, Dieselovog i HCCI motora [56]

Usporedni prikaz sva tri načina izgaranja u cilindru motora prikazan je na slici 1.5.

Prednosti HCCI motora:

- Kod HCCI motora zbog visoke razrijeđenosti smjese (siromašna smjesa) ili povećanog udjela EGR-a, temperatura u cilindru tijekom izgaranja obično je ispod granice za nastajanje NOx.
- Niža emisija dušikovih oksida (NO_X) i krutih čestica (PM), te istovremeno visoka korisnost.
- Mogućnost pogona raznim gorivima.

Nedostaci HCCI motora:

- Mala gustoća energije zbog siromašne smjese te potreba nabijanja motora da bi se ostvario veći rad procesa.
- Otežana kontrola procesa izgaranja odnosno kontrola samog početka izgaranja.

- Visoka emisija CO i neizgorjelih HC.
- Veća brzina porasta tlaka u cilindru motora (buka).

1.8. Bioplin

Kako je u Direktivi 2009/28/EC postavljen cilj da do 2020. godine 20 % ukupne potrošnje energije i 10 % potrošnje energije u prometu treba biti iz obnovljivih izvora energije, u što se ubraja i bioplin, i ovo istraživanje temeljeno je na karakterizaciji parametara rada HCCI motora pri pogonu tim gorivom.

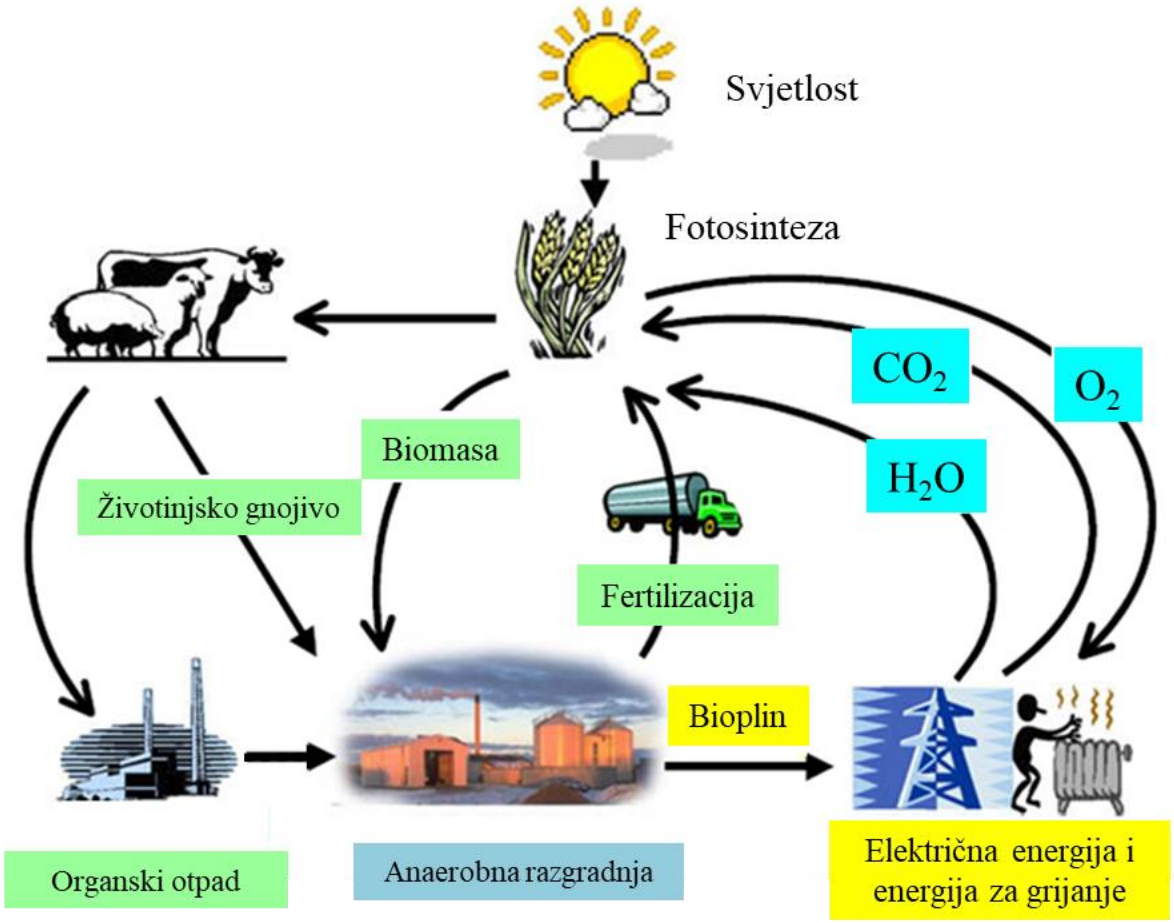
Bioplin je gorivo koje nastaje anaerobnom razgradnjom ili fermentacijom organskih tvari [25,57–60], te se sastoji uglavnom od metana (CH_4) i ugljikovog dioksida (CO_2), a može se rabiti kao pogonsko gorivo Ottovog ili Dieselovog motora.

1.8.1. Proizvodnja bioplina

Prema [61] bioplin je produkt metabolizma bakterija (metan-bakterija) i nastaje kada se bakterijski razgradi masa organskog materijala bez zraka (anaerobno). Energija potrebna za aktivnost bakterija uključuje proces redukcije i oksidacije. To može biti endogeno (unutar stanice) ili egzogeno (izvan same stanice). Upotreba internih elektrona poznata je kao fermentativni metabolizam [62]. Bakterije mogu stvoriti bioplin samo ako u supstratu ima dovoljno vode, najmanje 50 % [63].

Bioplin nastaje u tri faze: prva je bakterijska hidroliza (pretvara se polimer u monomer) [64], druga je formiranje kiseline (acidogeneza), a posljednja je formiranje metana (metanogeneza). U fazi hidrolize ekstracelularni enzimi izlučuju kompleksne organske tvari u jednostavne topljive molekule. U fazi acidogeneze uključuje se raspad jednostavnih molekula na nestabilne masne kiseline (engl. *Volatile Fatty Acids,* VFA) kao što su propionske i butirne kiseline, ugljični dioksid, amonijak i vodik dok se u fazi metanogeneze VFA pretvara u metan, ugljični dioksid, dušik i sumporovodik. Gljivice Fusarium i bakterije stafilokok uključeni su u proces anaerobne digestije [65].

Bioplin se može proizvesti iz gotovo svih vrsta bioloških sirovina. Bioplin se najviše proizvodi iz životinjskih gnojiva. U [14] je opisan ciklus nastajanja bioplina te njegova eksploatacija koja se može vidjeti i na slici 1.6.

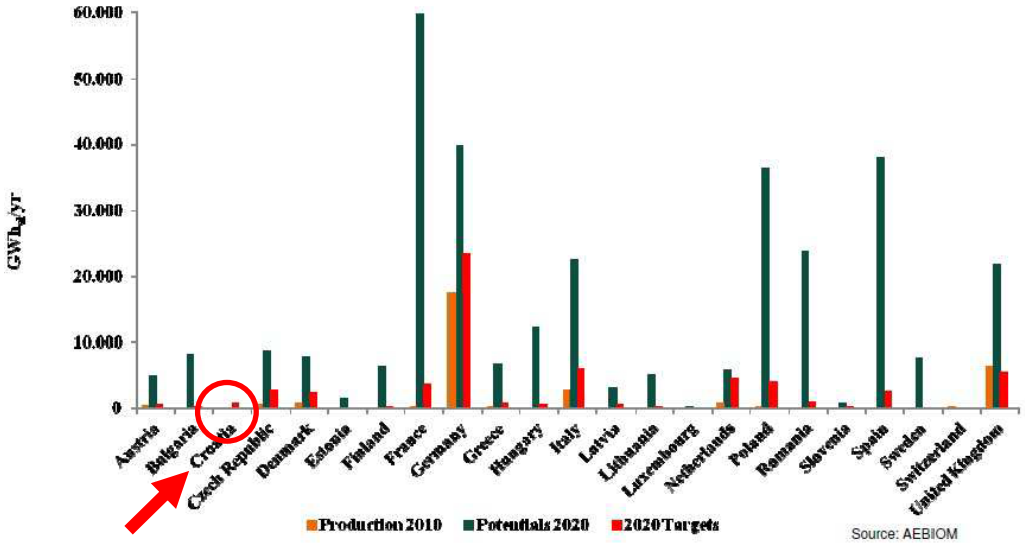


Slika 1.6. Proces nastajanja i iskorištavanja bioplina [14]

Nakon proizvodnje bioplina, on se može rabiti kao pogonsko gorivo za pretvorbu u električnu energiju, energiji za grijanje kućanstva, a nusproizvodi samog procesa proizvodnje bioplina mogu se rabiti kao gnojivo biljaka. Novoizrasle biljke upotrebljavaju se kao hrana za životinje ili kao biomasa za dobivanje bioplina čime je ciklus zatvoren.

1.8.2. Bioplin u EU-u

Veliki broj zemalja članica EU-a potiče proizvodnju bioplina sustavima poticanja (povlaštene otkupne cijene, engl. *feed-in tarife*), zelenim certifikatima, natječajima ili poticanjem razvoja tržišta isplatom poticaja za korištenje energetskim usjevima [66].



Slika 1.7. Proizvodnja bioplina u EU-u, potencijali i ciljevi proizvodnje do 2020. [66]

Prema slici 1.7. može se vidjeti da najveći potencijal proizvodnje bioplina u EU-u ima Francuska dok najveću proizvodnju bioplina ima Njemačka. Također, cilj svim zemljama EU je porast proizvodnje bioplina, osim Ujedinjenom Kraljevstvu.

1.8.3. Bioplin u Hrvatskoj

Republika Hrvatska je ulaskom u Europsku uniju svoj energetski sektor pravnim i institucijskim okvirom prilagodila zahtjevima Europske unije. Tako je prema [66] **Strategiji** energetskog razvoja RH (2009. – 2020.):

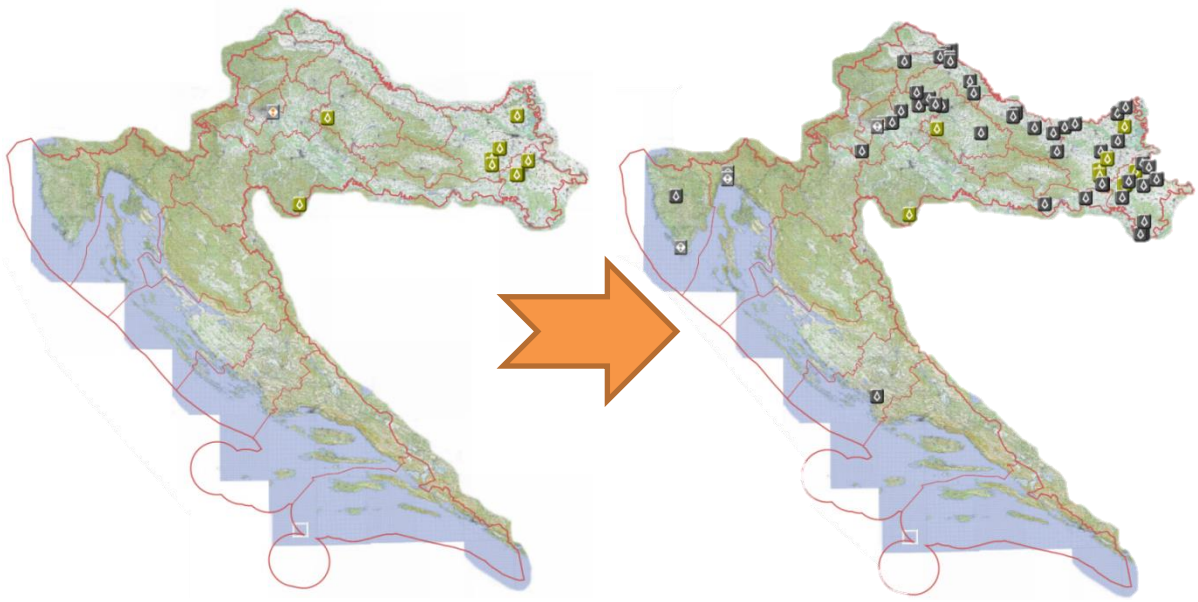
- 20 % udjela obnovljivih izvora energije u bruto potrošnji energije.
- 10 % udjela obnovljivih izvora energije u transportu.
- 35 % udjela električne energije iz obnovljivih izvora energije.
- 20 % udjela bruto potrošnje energije za grijanje i hlađenje iz obnovljivih izvora energije.

U Hrvatskoj postoje razna postrojenja koja se koriste bioplinom kao energentom, a neki od njih su prema [66]:

- Postrojenje za obradu otpadnih voda u Zagrebu – 2,5 MW_{el} (od 2007.)
- Sedam poljoprivrednih postrojenja
    - Ivankovo 1 i 2,
    - Tomašanci 1 i 2,
    - Mala Branjevina 1 i 2 (svako postrojenje instaliranog kapaciteta 1 MW),

  - farma pilića Rosulje,
  - Dvor (0,14 MW).
- Gradec (1 MW)
- Šezdeset i dvije elektrane koje su započele proceduru ishođenja dozvola (Registar OIEKPP, MINGO u rujnu 2012.)
- Bioplinske elektrane koje su potpisale ugovor o otkupu električne energije, ali još nisu u pogonu: Donji Miholjac, Viljevo, Landia-Gradina, Pisarovina (1 MW svaka)

Na slici 1.8. (lijevo) prikazane su elektrane koje kao pogonsko gorivo rabe bioplin te ih je prema [67] u Hrvatskoj 2015. godine bilo samo sedam dok je na slici 1.8. (desno) prikazan plan povećanja broja elektrana do 2020. godine.



Slika 1.8. Elektrane na bioplin u RH 2015. godine (lijevo) i planiran broj elektrana na bioplin do 2020. godine (desno) [67]

Godine 2017. u RH je bilo 26 elektrana na bioplin ukupne nazivne snage 30435 kW što čini 4,75 % od ukupne energije dobivene iz obnovljivih izvora energije (640547 kW) [68].

1.8.4. Bioplin kao pogonsko gorivo HCCI motora – zahtjevi

Karakteristika bioplina je visoka temperatura samozapaljenja (650 – 750 °C) [24] zbog čega je, kako bi se postiglo stabilno izgaranje u cilindru HCCI motora, osim visokog kompresijskog omjera potrebno i zagrijavati zrak na usisu motora.

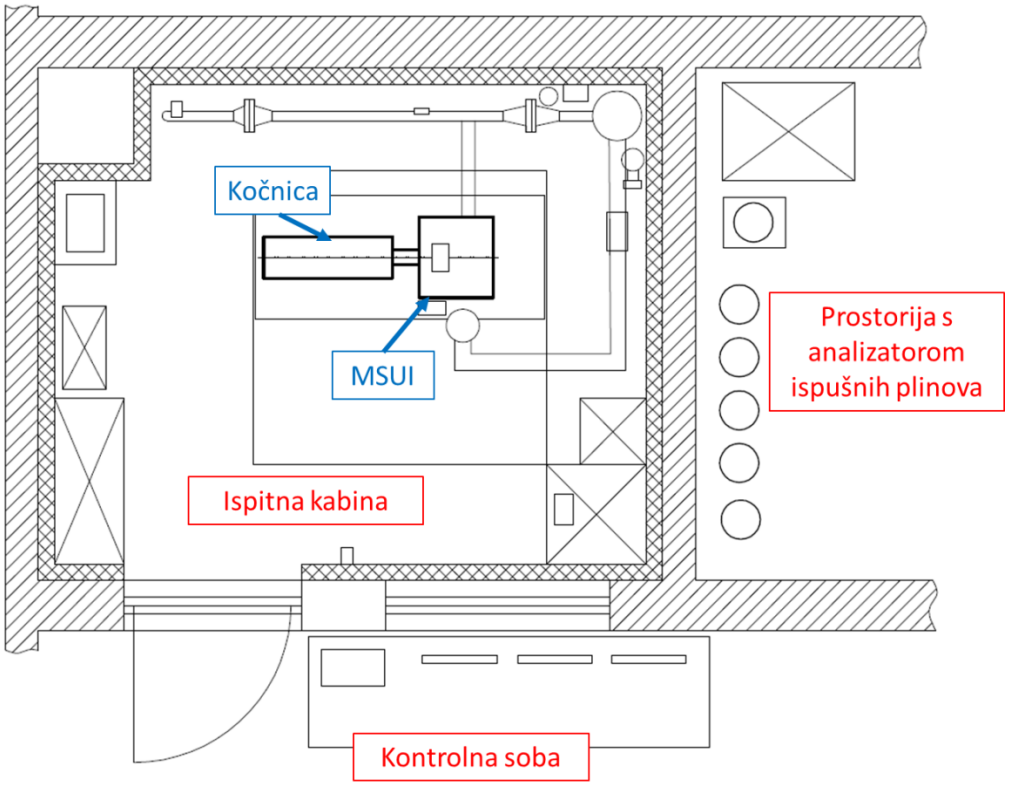
Potrebna temperatura smjese je od 140 °C do više od 230 °C (ovisno o opterećenju motora) kako bi se postiglo zapaljenje bioplina u HCCI motoru pri sastavu bioplina prikazanom u tablici 1.1. [24].

Tablica 1.1. Sastav bioplina za omjer $CH_4 : CO_2 = 73 : 19$ [24]

Sastav	Volumno	Maseno
CH_4	73 %	52,34 %
CO_2	19 %	37,38 %
N_2	6,5 %	8,14 %
O_2	1,5 %	2,15 %
H_2S	20 ppm	
Gustoća	0,9145 kg/m^3 (pri 273 K, 1013 hPa)	
H_d	26,17 MJ/kg	

2. Eksperimentalni postav

U Laboratoriju za motore i vozila, Fakulteta strojarstva i brodogradnje, Sveučilišta u Zagrebu izrađen je eksperimentalni postav za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem. Shematski prikaz eksperimentalnog postava za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem prikazan je na slici 2.1. Jezgru postava čini preinačeni (modificirani) jednocilindarski Dieselov motor *Hatz 1D81Z* [69] koji nakon preinake može raditi u Ottovom, Dieselovom i HCCI načinu rada.

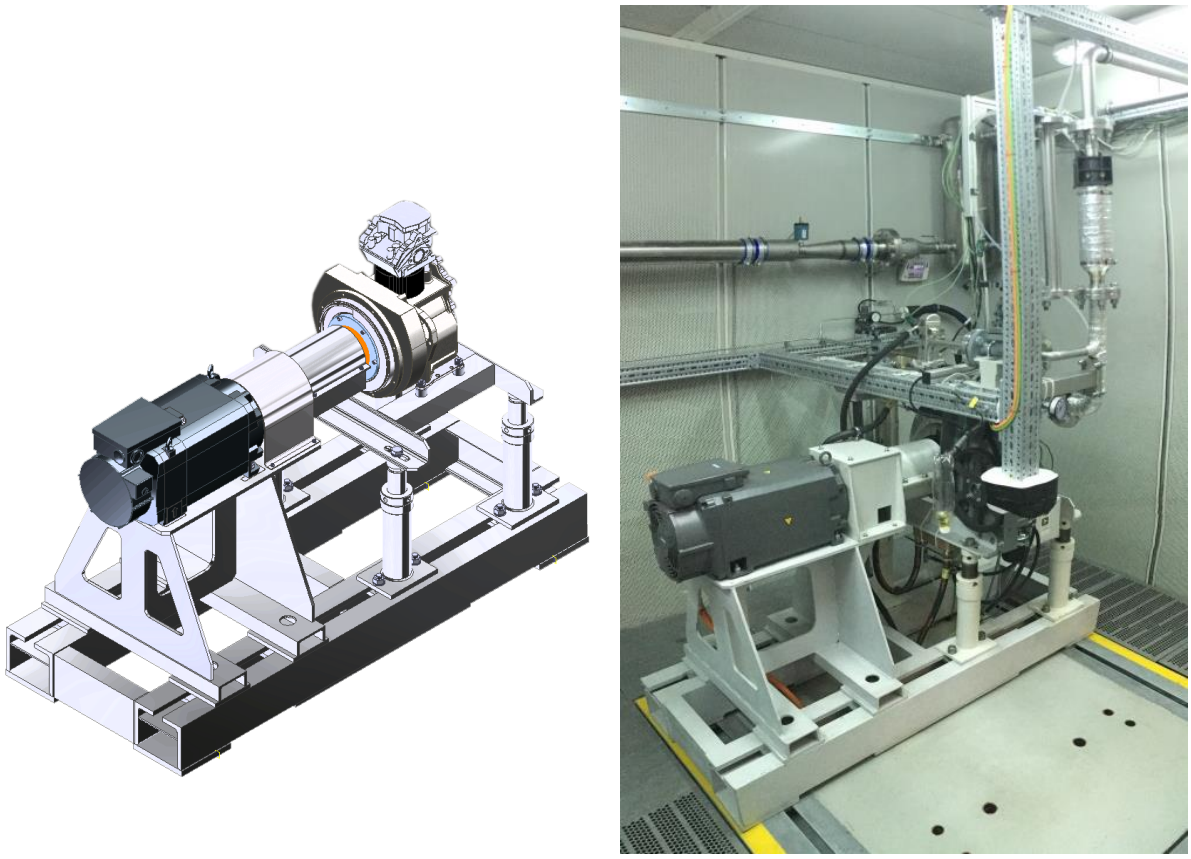


Slika 2.1. Shematski prikaz eksperimentalnog postava za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem

2.1. Opis eksperimentalnog postava

Zbog potrebe za ispitivanjem motora s unutarnjim izgaranjem izrađen je eksperimentalni postav koji omogućuje ispitivanje procesa izgaranja u motoru. Cijeli postav izrađen je na način koji omogućuje promjenu načina rada motora određenim izmjenama na samom motoru.

Tako motor može raditi u Ottovom, Dieselovom te HCCI načinu rada. Prije same izrade izrađeni su svi potrebni proračuni i modeli postava (slika 2.2. lijevo).



Slika 2.2. 3D model eksperimentalnog postava iz faze planiranja (lijevo) i fotografija izvedenog stanja (desno)

Prostor za ispitivanje motora podijeljen je u tri prostorije kako je prikazano na slici 2.1. te dodatnu prostoriju sa sustavom za ventilaciju.

Prva je ispitna kabina koja je, između ostalog, zvučno izolirana te je motor s unutarnjim izgaranjem u spoju s kočnicom postavljen na temeljni blok koji je odvojen od temelja zgrade laboratorija radi smanjenja prenošenja vibracija na okolinu. Također, ispitna kabina je ventilirana te je izvedba ventilacije izrađena u skladu s trenutnim mogućnostima Laboratorija za motore i vozila. Različitim značajkama usisnih i ispušnih ventilatora omogućen je podtlak u ispitnoj kabini radi onemogućavanja prodora ispušnih plinova u ostale prostorije Laboratorija.

Druga prostorija je kontrolna soba (prikazana na slici 2.3.). Iz kontrolne sobe operater upravlja cjelokupnim ispitnim postavom pomoću računala, kako radom samog ispitnog motora tako i radom kočnice te svih drugih izvršnih elemenata postava.

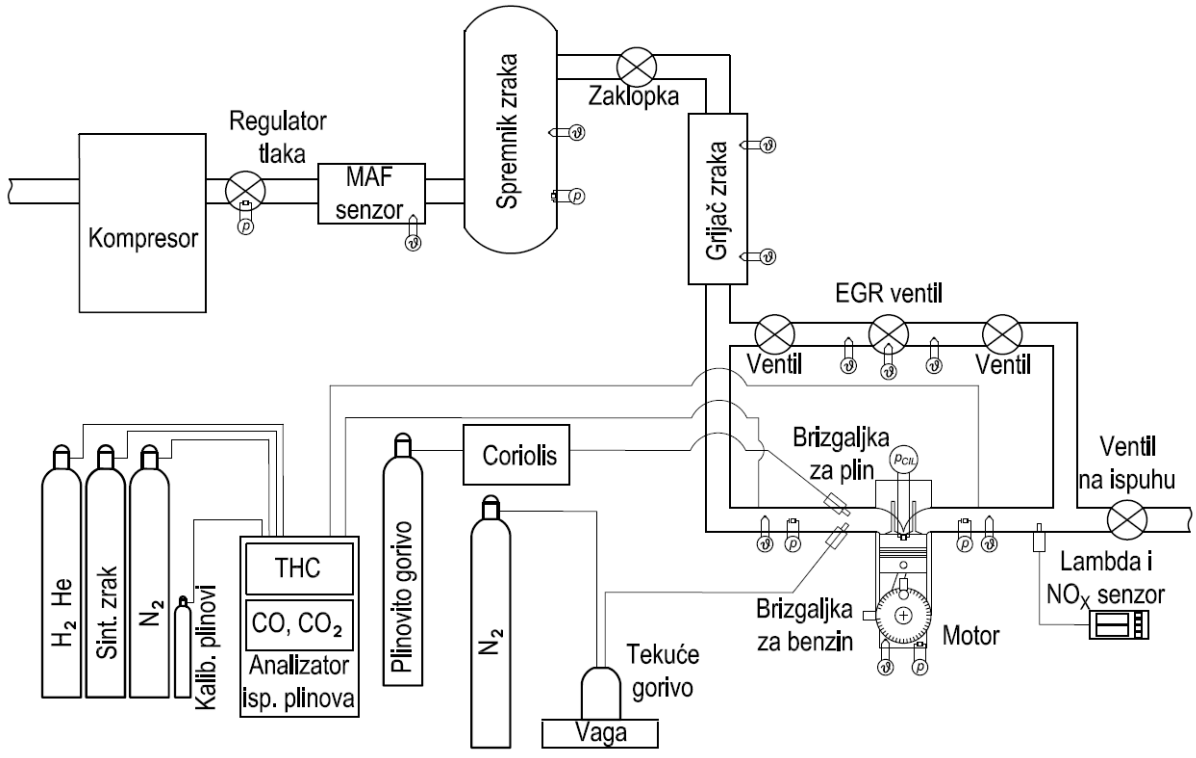
Slika 2.3. Fotografija kontrolne sobe eksperimentalnog postava

Treća prostorija namijenjena je smještaju analizatora ispušnih plinova s pripadajućim bocama s radnim i kalibracijskim plinovima te spremnicima za dobavu goriva ispitnom motoru.

Slika 2.4. Fotografija prostorije s analizatorom ispušnih plinova

Shematski prikaz eksperimentalnog postava s pojedinim dijelovima vidljiv je na slici 2.5. Najjednostavniji način opisa pojedinih dijelova postava je praćenje protoka svježeg zraka do samog motora. Na samom početku nalazi se kompresor *Boge SD 24-2* [70] za nabijanje zraka ako se ispituje motor s povišenim tlakom na usisu. Taj tlak treba regulirati na točnu određenu vrijednost zbog čega je ugrađen regulator zraka *Festo MS6-LRE-1* [71]. Iza regulatora, nalazi se laminarni mjerač protoka zraka *TSI 2017L* [72] te spremnik za umirivanje tlačnih oscilacija zraka koje nastaju radom jednocilindarskog motora. Ako motor radi u Ottovom načinu rada, u sustavu upravljanja opterećenja motora potrebno je omogućiti prigušenje usisa što je ostvareno ugradnjom zaklopke snage *BOSCH PBT GF30*. Ako motor radi u HCCI načinu rada, budući da početak izgaranja značajno ovisi o temperaturi usisanog zraka, ugrađen je grijač zraka *Osram Sylvania* [73] nazivne snage 18 kW.

Dobava tekućeg goriva omogućena je putem brizgaljke *BOSCH EV-6-E* dok se plinovito gorivo ubrizgava brizgaljkom *HANA H2001*. Na ispušnu cijev ugrađen je senzor za mjerenje emisije NO_X i faktora pretička zraka *ECM-NO_X5210t Analyzer* [74]. Također, napravljen je sustav za povrat ispušnih plinova s ugrađenim EGR ventilom proizvođača *Valeo*. Da bi se mogao ostvariti povrat ispušnih plinova, tlak na ispuhu mora biti veći od tlaka na usisu zbog čega je ugrađen ventil na ispuhu motora *ARI Premio Plus 2G* [75] kojim se prigušuje struja ispušnih plinova i povećava tlak.



Slika 2.5. Shematski prikaz eksperimentalnog postava

Za mjerenje emisija neizgorjelih ugljikovodika upotrebljen je uređaj *Environnement Graphite 52M* [76,77] dok je za mjerenje emisija CO i CO_2 rabljen uređaj *Environnement MIR 2M* [78,79]. Maseni protok tekućeg goriva mjeren je digitalnom vagom *OHAUS Explorer* dok je maseni protok plinovitog goriva mjeren Coriolisovim uređajem *Endress+Hauser Proline Promass A 100*.

2.2. Motor

Kao ispitni motor u ovom istraživanju upotrebljen je Dieselov motor *Hatz 1D81Z* koji nakon određenih preinaka može raditi u Ottovom, Dieselovom te HCCI načinu rada. Karakteristične veličine motora prikazane su u tablici 2.1.

Slika 2.6. Motor Hatz 1D81Z

Tablica 2.1. Karakteristike ispitnog motora

Naziv	**Vrijednost**
Broj cilindara	1
Radni volumen	667 cm^3
Promjer klipa	100 mm
Hod klipa	85 mm
Duljina klipnjače	127 mm
Kompresijski omjer	**12, 16, 18**
Ispušni ventil otvara	26 °KV prije DMT
Ispušni ventil zatvara	20 °KV nakon GMT
Usisni ventil otvara	20 °KV prije GMT
Usisni ventil zatvara	50 °KV nakon DMT

2.2.1. Promjena kompresijskog omjera

Kompresijski omjer (ε) ispitnog motora moguće je promijeniti zamjenom klipa i/ili pomoću brtve glave različitih debljina.

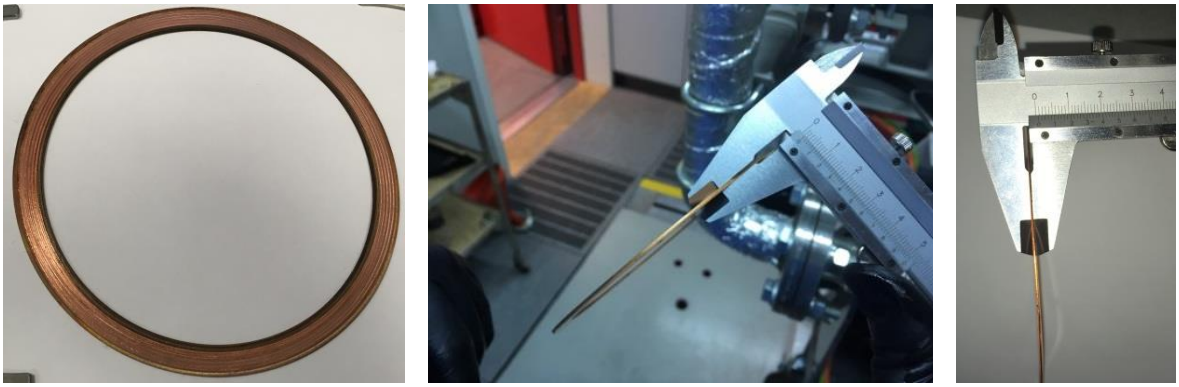
Da bi se postigao kompresijski omjer ε = 12, visina čela originalnog klipa strojnom obradom je smanjena za 3 mm, a upotrebljen je u kombinaciji s brtvom glave debljine 1,3 mm.

Kompresijski omjer ε = 16 postignut je s klipom visine 0,6 mm manje od originalne i brtvom glave motora debljine 1,3 mm.

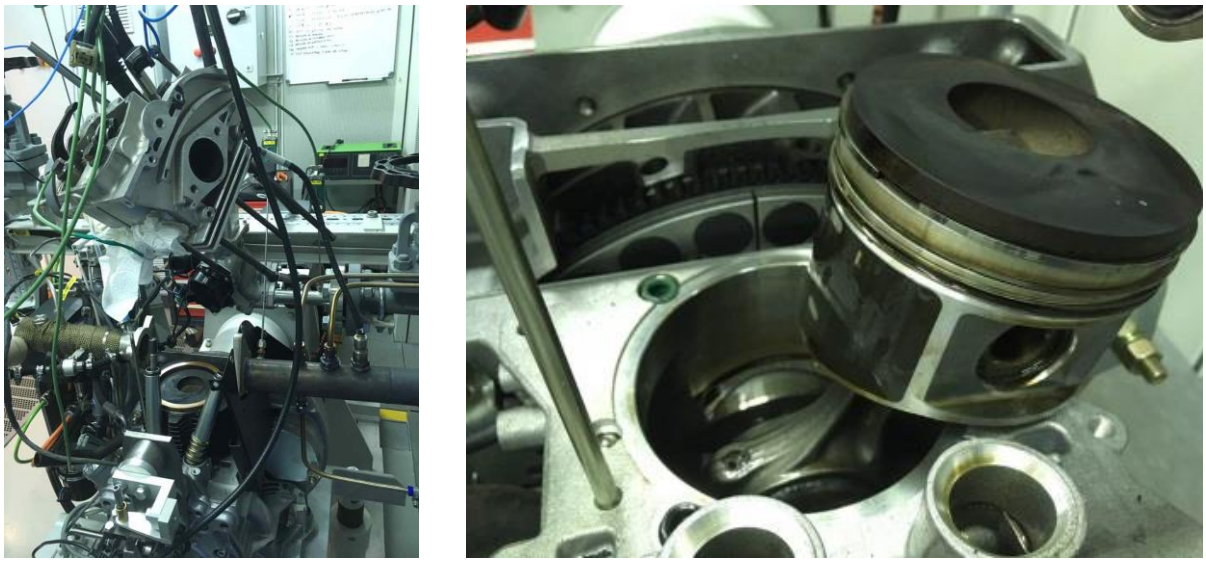
Kompresijski omjer ε = 18 postignut je istim klipom kao u ε = 16, ali s debljinom brtve glave od 0,7 mm (slika 2.8.).

Slika 2.7. Originalni klip (lijevo), klip s visinom čela smanjenom za 3 mm (sredina) i klip s visinom čela smanjenom za 0,6 mm (desno)

Za promjenu kompresijskog omjera potrebno je skinuti glavu motora i cilindar uz odvajanje usisne i ispušne cijevi (slika 2.9.).



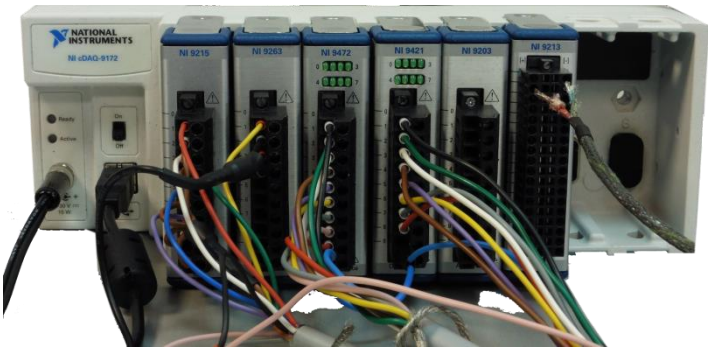
Slika 2.8. Brtve glave motora debljine 0,6 mm i 1,3 mm



Slika 2.9. Karakteristične faze u postupku izmjene kompresijskog omjera

2.2.2. Upravljanje radom motora

Budući da je izvorni motor radio isključivo u Dieselovom načinu rada napravljene su potrebne preinake da bi se omogućila funkcionalnost motora za rad u Ottovom i HCCI načinu rada. Te preinake su osim promjene kompresijskog omjera uključile i ugradnju odgovarajućih senzora za određivanje položaja klipnog mehanizma, ugradnju brizgaljke kako za tekuće tako i za plinovito gorivo, ugradnju svjećice i indukcijskog svitka (bobina) za kontrolu početka izgaranja u Ottovom načinu rada. Prikupljanje podataka i upravljanje pojedinim uređajima izrađeno je uz pomoć opreme tvrtke *National Instruments*, a u programskom paketu *LabVIEW* izrađen je kôd za upravljanje radom motora te prikupljanje svih pojedinih parametara za daljnju (naknadnu) analizu. Na slici 2.10. prikazan je uređaj *NI cDAQ-9188* (*CompactDAQ Chassis*) [80] upotrebljen za prikupljanje podataka s pojedinog ugrađenog senzora. Zbog potrebnih većih brzina prikupljanja i slanja signala za upravljanje radom motora upotrebljen je uređaj *NI cRIO-9074* (*CompactRIO Controller*) [81] .



Slika 2.10. Uređaj NI cDAQ-9188 upotrebljen za upravljanje i prikupljanje podataka

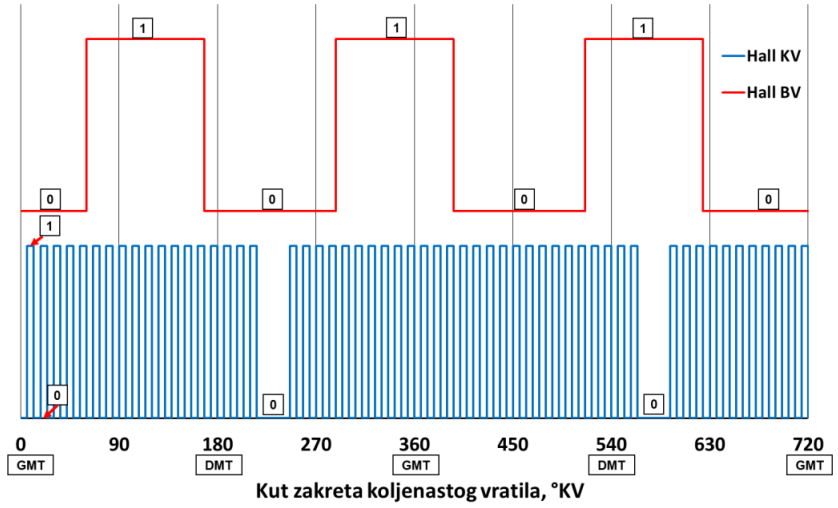
Da bi se moglo upravljati radom motora, potrebno je u svakom trenutku znati točan položaj klipnog mehanizma. Određivanje kuta zakreta koljenastog vratila omogućeno je uz pomoć Hallovog senzora i prstena s magnetima na obodu (60 – 2 magneta) (slika 2.11.).

Slika 2.11. Hallov senzor prstena s magnetima na koljenastom vratilu

Budući da za jedan ciklus četverotaktnog motora koljenasto vratilo napravi dva okreta, a bregasto samo jedan, potrebno je znati u kojem se taktu razvodni mehanizam trenutno nalazi, što je izvedeno s Hallovim senzorom i prstenom nesimetričnog oblika (slika 2.12.).

Slika 2.12. Hallov senzor (lijevo) i asimetričan prsten na bregastom vratilu (desno)

Kad se klip nalazi u gornjoj mrtvoj točki (GMT) na kraju kompresije, signal na Hallovom senzoru je logička nula (0) dok je u trenutku kad se koljenasto vratilo zakrene za 360° signal logička jedinica (1). Tako je određen takt u koji se ubrizgava gorivo, odnosno takt u kojem dolazi do preskakanja iskre na svjećici, tj. paljenja same smjese kod Ottovog motora (slika 2.13.).

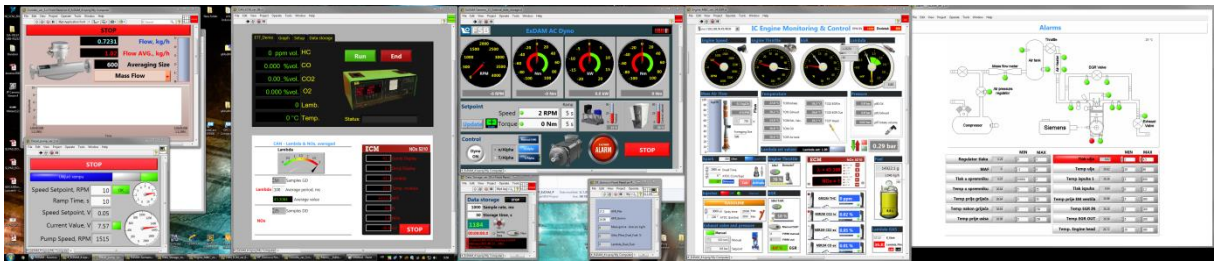


Slika 2.13. Shematski prikaz signala s koljenastog i bregastog vratila

Svi vodiči s pojedinih senzora i aktuatora provedeni su do upravljačkog ormara prikazanog na slici 2.14.

Slika 2.14. Ormar s elektroničkim komponentama za upravljanje radom motora

Kako bi se omogućilo upravljanje radom motora putem računala, u programskom paketu *LabVIEW* izrađen je kôd kojim se u više programa upravlja cijelim eksperimentalnim postavom (slika 2.15.)



Slika 2.15. Grafičko sučelje programa za upravljanje radom motora i kočnice

2.3. Kočnica

Kako bi se motor mogao ispitivati u pojedinim radnim točkama koje su određene brzinom vrtnje motora i momentom motora, potrebno je imati uređaj koji će to omogućiti. Takav uređaj naziva se kočnica za ispitivanje motora. Eksperimentalni postav koristi se asinkronim motorom koji može kočiti (narinuti zadano opterećenje) te pogoniti motor s unutarnjim izgaranjem. Slika kočnice i njena karakteristika prikazana je na slici 2.16. i tablici 2.2.

Slika 2.16. Elektromotor Siemens – kočnica

Tablica 2.2. Karakteristika elektromotora Siemens 1PH8137-1DG00-1BA1 [82]

Brzina vrtnje, min^{-1}	**Snaga, kW**	**Moment, Nm**	**Jakost struje, A**	**Napon, V**
2000	28	134	60 A	350 V
2300	29	120	56 A	400 V
2650	30	108	52 A	460 V

2.3.1. Upravljanje radom kočnice

Upravljanje radom kočnice odnosno asinkronog motora izvodi se pomoću pretvarača napona i frekvencije. Svi funkcionalni dijelovi za upravljanje radom kočnice smješteni su u zasebni upravljački ormar (slika 2.17., lijevo) pozicioniran u ispitnoj kabini. Upravljanje kočnicom omogućeno je pomoću panela HMI (engl. *Human Machine Interface*) [83] smještenog u kontrolnoj sobi (slika 2.17., desno). Ujedno je omogućena funkcionalnost upravljanja radom kočnice pomoću računala, odnosno u programskom paketu *LabVIEW* izrađen je kôd za nadziranje i upravljanje radom kočnice [84,85].

Slika 2.17. Upravljački ormar kočnice (lijevo) i HMI (desno)

2.4. Kompresor

Da bi se mogao ispitivati motor s nabijanim zrakom usisa, ugrađen je kompresor zraka *BOGE SD24-2* i spremnik zraka volumena 1000 litara kako je prikazano na slici 2.18.

Slika 2.18. Kompresor BOGE SD24-2 (lijevo) i spremnik zraka 1000 l (desno)

Tablica 2.3. Karakteristika kompresora Boge SD 24-2 [86]

Opis	Vrijednost
Napajanje	3 x 400 V, 50 Hz
Snaga	18,35 kW
Maksimalan protok	3,05 m^3/min pri 8 bar
Dimenzije (Š x D x V)	1200 x 850 x 1500 mm
Masa	695 kg

Primjer: Za motor s unutarnjim izgaranjem s kompresijskim omjerom ε = 12, pri tlaku usisa 2 bar (stupanj punjena: λ_{pu} = 1,88) kod brzine vrtnje motora 4000 min^{-1} potrebna količina zraka (ρ_{zrak} = 1,1839 kg/m^3 pri T_{zrak} = 298 K) za izgaranje smjese u stehiometrijskom omjeru (λ = 1) iznosi 2,47 m^3/min što je manje od najvećeg mogućeg protoka kompresora (3,05 m^3/min).

2.5. Regulator tlaka na usisu motora

Ugradnjom regulatora tlaka u liniji dovoda zraka do motora, a nakon kompresora, omogućeno je održavanje točno određenog (željenog) tlaka zraka na usisu motora. U tu svrhu upotrebljen je regulator zraka *FESTO MS6-LRE* (slika 2.19.) čije su karakteristike prikazane u tablici 2.4.

Slika 2.19. Regulator tlaka FESTO

Tablica 2.4. Karakteristika regulatora tlaka Festo MS6-LRE [71]

Opis	Vrijednost
Ulazni tlak	0,8 – 20 bar
Raspon kontrole tlaka na izlazu	0,3 – 7 bar
Nazivni radni napon	24 V DC ± 10 %
Radna temperatura	0 – 50 °C
Napon izlaznog signala	0 – 10 V

Upravljanje radom regulatora tlaka izvršeno je putem analognog naponskog signala i relejskog sklopa upravljanog računalom.

2.6. Maseni mjerač protoka zraka

Da bi motor radio s točno određenim i poznatim faktorom pretička zraka, potrebno je poznavati maseni protok zraka kroz usisnu cijev. Nakon regulatora tlaka ugrađen je laminarni mjerač protoka zraka *TSI 2017L* [87] kako je prikazano na slici 2.20.

Slika 2.20. Laminarni mjerač protoka zraka

Budući da mjerenje protoka zraka koji radi na principu vruće žice, potrebno je mjeriti i temperaturu samog zraka da bi se iz volumnog protoka mogao izračunati maseni.

Tablica 2.5. Karakteristika mjerača protoka zrak TSI 2017L [87]

Opis	Vrijednost
Točnost mjerenja	± 0,2 % od ukupne skale
Izlazni napon	0 – 5 V istosmjerne struje
Odaziv	0,1 s
Raspon temperature mjerenog fluida	-45 – 93 °C
Napon napajanja	12 – 15 V istosmjerne struje

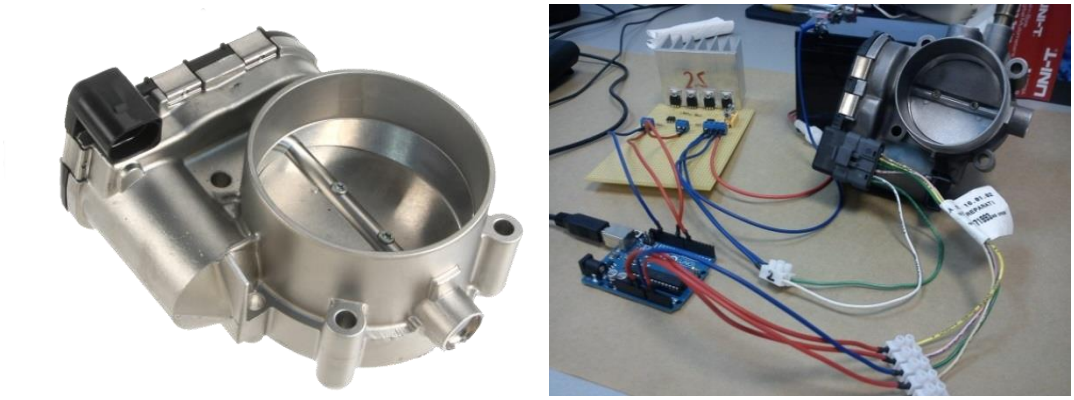
2.7. Umirivač tlačnih oscilacija zraka na usisu motora

Budući da je ugrađeni ispitni motor jednocilindarski, gdje su tlačne oscilacije u usisnoj cijevi tijekom rada motora izražene, ugrađen je umirivač tlačnih oscilacija. Funkcija umirivača je smanjiti tlačne oscilacije te omogućiti stabilan protok zraka kroz maseni protokomjer na temelju čega će i samo očitanje vrijednosti protoka biti točnije.

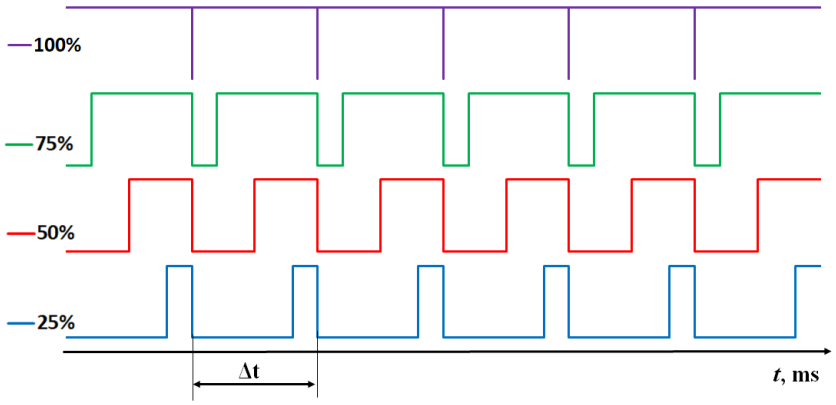
2.8. Zaklopka snage

Kad ispitni motor radi u Ottovom načinu rada, za upravljanje opterećenjem motora rabi se zaklopka snage. Njena funkcija u ovisnosti je o željenom opterećenju više ili manje prigušiti

usis. Ako motor radi u Dieselovom ili HCCI načinu rada, tada je zaklopka snage u potpunosti otvorena (engl. *Wide Open Throttle*, WOT). Zaklopkom snage upravlja se tzv. signalom s pulsno-širinskom modulacijom (engl. *Pulse Width Modulation*, PWM).

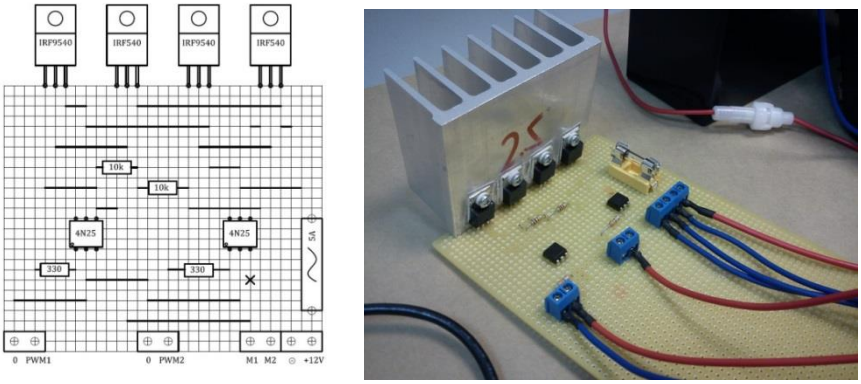


Slika 2.21. Zaklopka snage Bosch (lijevo), proba upravljanja zaklopkom (desno)



Slika 2.22. Shematski prikaz signala PWM

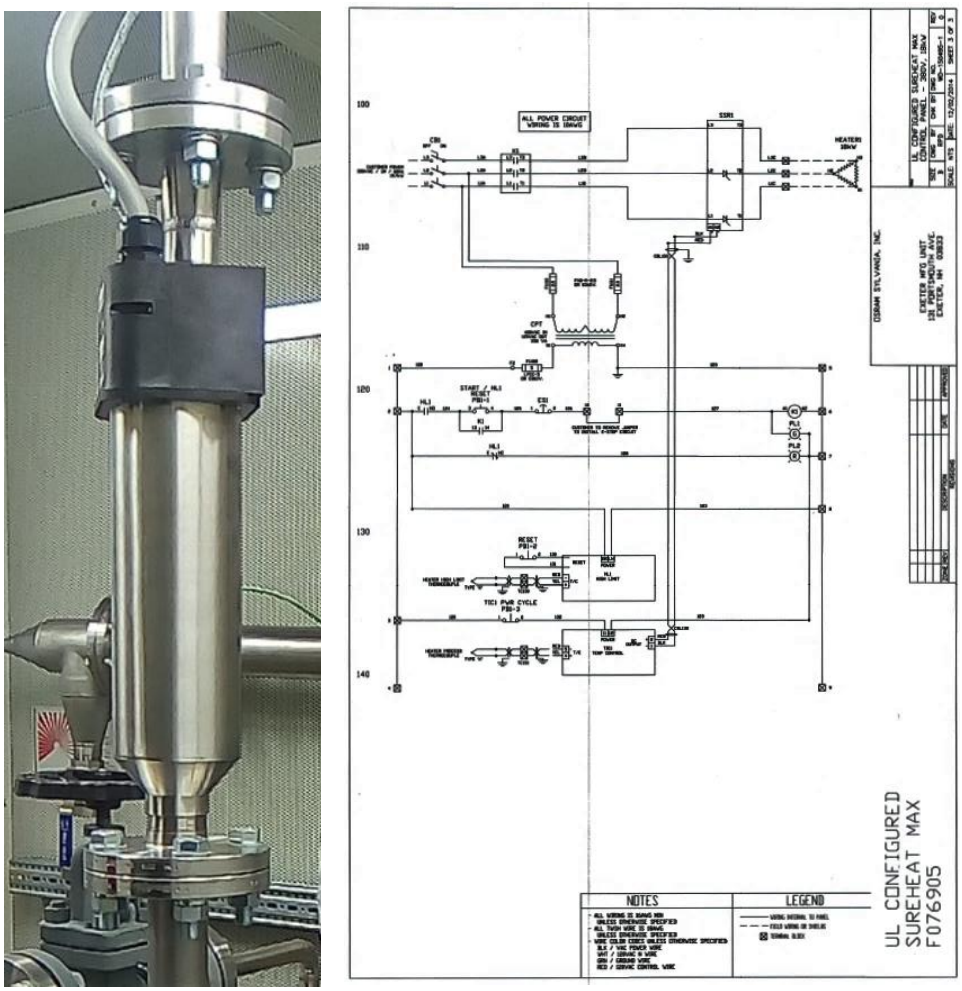
Da bi se moglo upravljati zaklopkom snage putem signala PWM, izrađen je elektronički sklop (slika 2.23.) pomoću kojeg se s naponom od 5 V i putem tzv. H-mosta upravlja zaklopkom snage, tj. upravlja se položajem otvorenosti ventila.



Slika 2.23. Shematski prikaz rasporeda elemenata elektroničkog sklopa (lijevo) i izvedeni sklop za upravljanje zaklopkom snage (desno)

2.9. Grijač zraka

Kako bi se omogućio rad motora u HCCI načinu rada, a zbog značajki samozapaljenja pojedinih goriva, potrebno je grijati zrak na usisu. U tu je svrhu ugrađen grijač zraka *Osram Sylvania Sureheat Max* [73] (slika 2.24.) nazivne snage 18 kW.



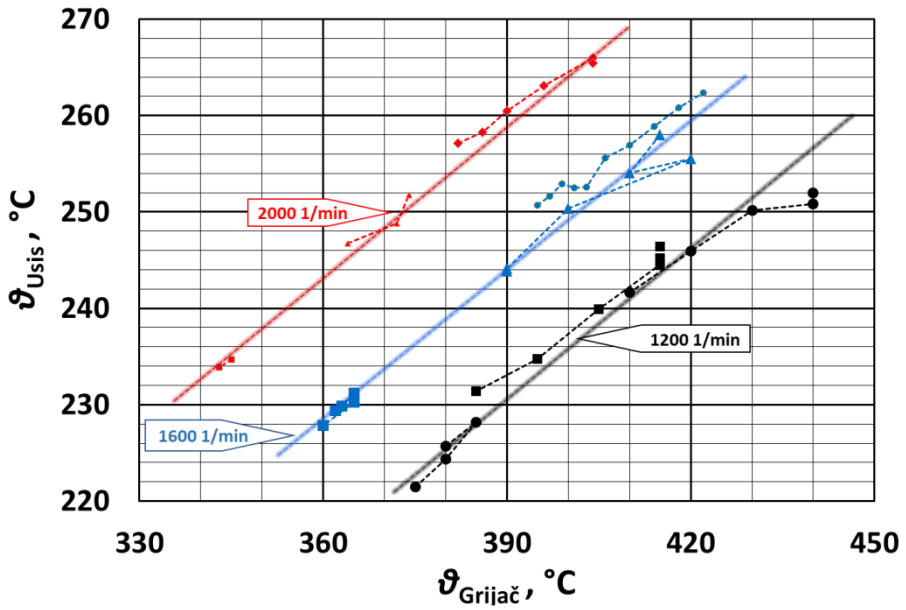
Slika 2.24. Grijač zraka (lijevo) i električna shema spajanja grijača (desno)

Na slici 2.25. prikazan je upravljački ormar s ugrađenim spojnim, sigurnosnim i upravljačkim elementima.

Slika 2.25. Upravljanje radom grijača zraka

Kako bi se moglo regulirati temperaturu zraka koja prolazi kroz grijač, instaliran je, između ostalog, i temperaturni kontroler proizvođača *Delta DTB* serije [88]. Kontroler *DTB* moguće je spojiti s računalom putem komunikacijskog protokola *RS485* što omogućuje upravljanje temperaturom zraka iz kontrolne sobe. Na slici 2.26. desno prikazan je izgled sučelja za upravljanje radom grijača zraka.

Slika 2.26. Elementi za upravljanje radom grijača zraka (lijevo) i programsko sučelje za upravljanje grijačem zraka (desno)



Slika 2.27. Razlika zadane temperature na grijaču i u usisu motora

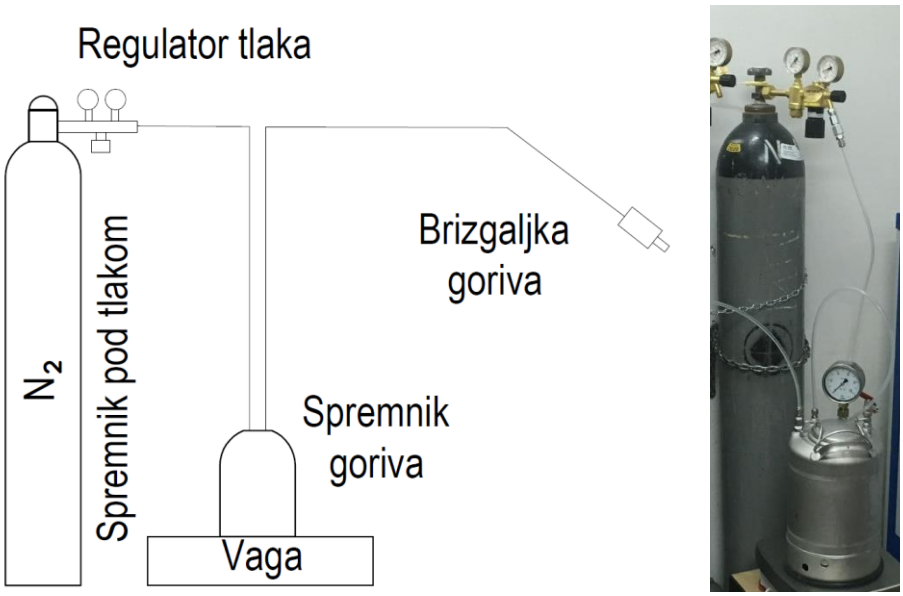
Prema slici 2.27. može se zamijetiti da postoje određeni gubici topline u usisnoj cijevi motora koja se smanjuje povećanjem brzine vrtnje motora. Da bi se ti gubici smanjili, usisna cijev iza grijača izolirana je termoizolacijskom trakom.

2.10. Gorivo

Eksperimentalni postav napravljen je tako da je uz određene preinake moguće mijenjati način rada motora (Ottov, Dieselov i HCCI). Također, motor može raditi s više različitih goriva poput, benzina, etanola, dizelskog goriva te plinovitih goriva poput metana, bioplina i slično. Da bi se omogućio takav rad s drugim gorivom, za pojedino gorivo napravljen je sustav dobave goriva do motora.

2.10.1. Benzin

Sustav dobave benzina sastoji se od spremnika za gorivo, spremnika inertnog plina, regulatora tlaka kojim se regulira tlak u spremniku s gorivom, te brizgaljke za gorivo i spojnih crijeva. Spremnik inertnog plina pod tlakom rabi se za ostvarivanje konstantnog tlaka u sustavu dobave goriva, u ovom slučaju dušik se u spremniku nalazi zbog svojih značajki (inertnosti).



Slika 2.28. Sustav dobave tekućeg goriva (benzin, etanol,...)

Brizgaljka za benzin i etanol

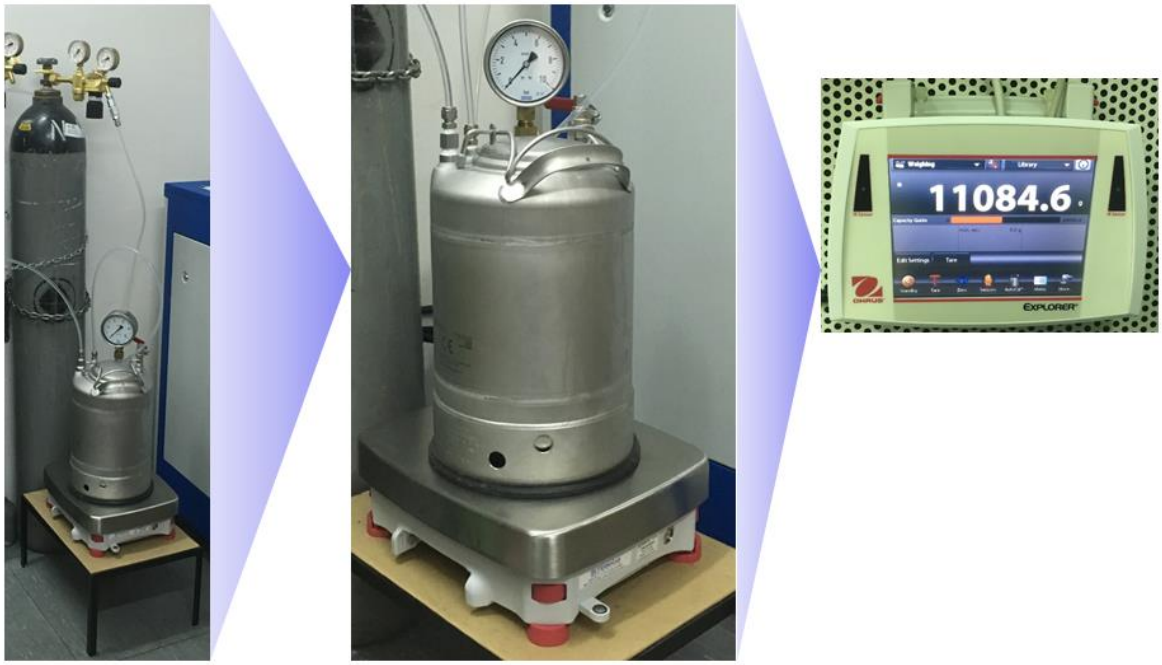
Kao izvršni element za ubrizgavanje goriva upotrebljava se brizgaljka koja je ugrađena na usisnoj cijevi motora. Za upravljanje radom brizgaljke rabi se analogni signal napona od 0 do 5 V generiran pomoću računala i opreme tvrtke *National Instruments*. Budući da je radni napon brizgaljke 12 V, upravljački signal pomoću releja prekida napon na brizgaljki od 12 V. Količina ubrizganog goriva ovisi o duljini trajanja signala na brizgaljki, naravno, i o tlaku u

sustavu dobave goriva. Proizvođač ugrađene brizgaljke za benzin je *BOSCH* model *EV-6-E*. Za etanol, rabi se tzv. brizgaljka *FlexFuel* proizvođača *BOSCH*.

Slika 2.29. Brizgaljka za etanol i benzin

Mjerenje protoka benzina

Mjerenje protoka tekućeg goriva izvedeno je pomoću vage *OHAUS Explorer* [89,90] koja mjeri masu goriva u spremniku. Vaga može mjeriti s preciznošću od 0,1 g. Dok motor radi i troši gorivo, masa goriva u spremniku smanjuje se te se mjerenjem promjene mase za pojedinu radnu točku linearnom aproksimacijom određuje potrošnja goriva, odnosno maseni protok goriva u vremenu. Na slici 2.30. prikazan je spremnik s gorivom postavljen na vagu te spremnik dušika pod tlakom za regulaciju tlaka u sustavu dobave goriva.



Slika 2.30. Spremnik dušika pod tlakom za regulaciju tlaka u sustavu dobave goriva (lijevo), spremnik goriva na vagi za mjerenje (sredina) i grafičko sučelje vage (desno)

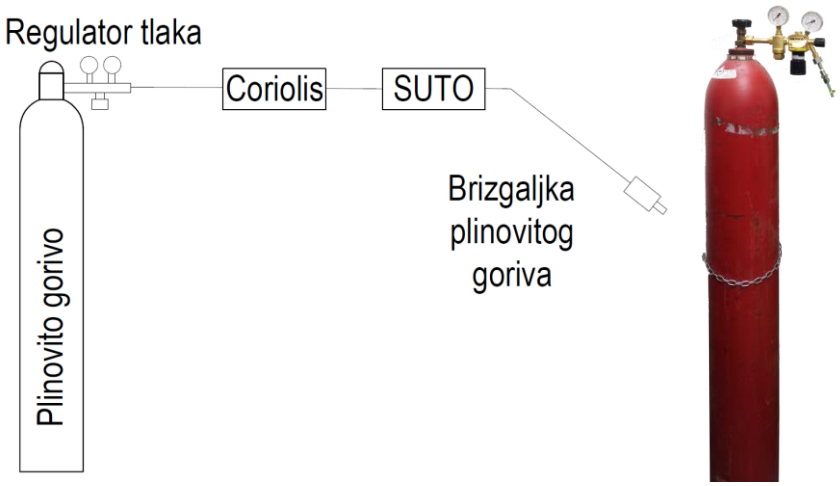
2.10.2. Metan

Kako HCCI motor može raditi s više vrsta goriva, jedno od njih, upotrebljeno u ovom istraživanju, je metan s karakterističnim vrijednostima navedenim u tablici 2.6.

Tablica 2.6. Karakteristične vrijednosti metana upotrebljenog u istraživanju.

Naziv	Vrijednost
CH_4	99,5 vol %
O_2	≤ 100 ppm vol.
N_2	≤ 600 ppm vol.
H_2	≤ 2000 ppm vol.
Molarna masa	16,04 $g \cdot mol^{-1}$
Gustoća	0,656 g/L (plin, 25 °C, 1,01325 bar)
Donja ogrjevna vrijednost	50 MJ/kg
Temperatura samozapaljenja	580 °C

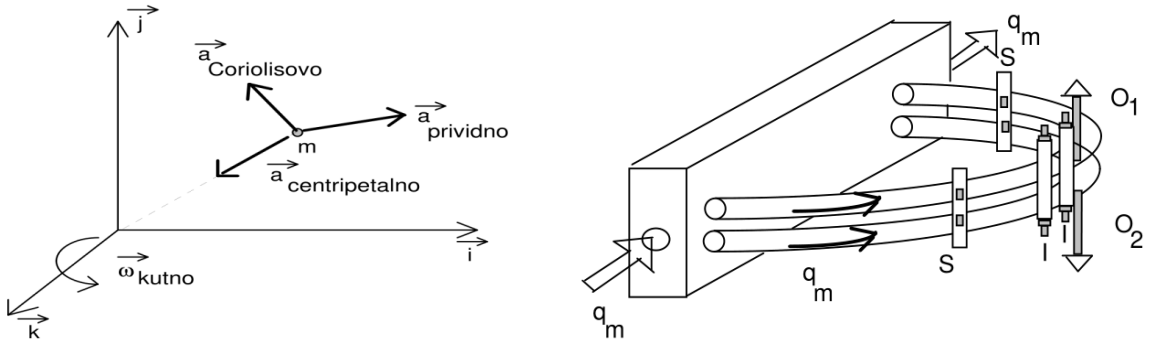
Shema sustava dobave plinovitog goriva prikazana je na slici 2.31. Budući da su se tijekom rada motora pogonjenog plinovitim gorivom u sustavu dobave plina pojavile značajne tlačne oscilacije koje su utjecale na rad motora, odnosno na tlak u sustavu dobave plina, ugrađen je spremnik za umirivanje tlačnih oscilacija (na slici 2.31. označen oznakom SUTO) volumena pet litara koji je smješten između uređaja za mjerenje protoka plina i brizgaljke.



Slika 2.31. Shematski prikaz dobave plinovitog goriva (lijevo) i fotografija spremnika metana s regulatorom tlaka (desno)

Mjerenje protoka plina

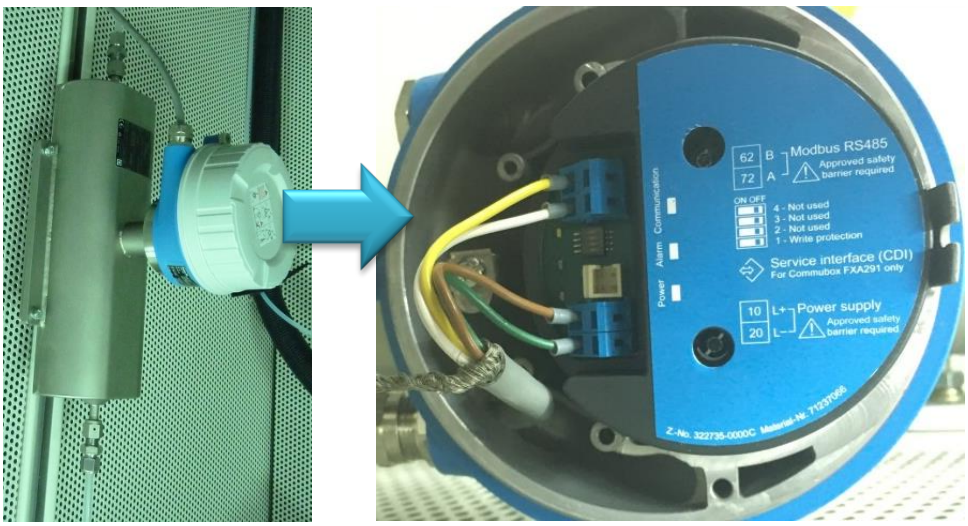
Mjerenje protoka plinovitog goriva temelji se na uređaju koji radi na principu Coriolisovog efekta. Coriolisov uređaj sastoji se od dvije cijevi savinute u obliku slova *U* kroz koje protječe medij u istom smjeru. Princip rada zasniva se na torziji cijevi koje osciliraju, a kroz koje protječe fluid (slika 2.32. desno) [91–93].



Slika 2.32. Coriolisov princip mjerenja protoka [91,92]

Pojava da na tijelo, ili tekućinu koja se giba i istovremeno rotira, djeluje, osim centrifugalne sile i Coriolisova sila, rabi se za mjerenje masenog protoka. Coriolisovo ubrzanje djeluje okomito na prividnu brzinu tijela i kutnu brzinu rotacije (slika 2.32. lijevo)

U ovom istraživanju, za mjerenje protoka plinovitog goriva upotrebljen je uređaj *Endress+Hauser Proline Promass A 100* [94].



Slika 2.33. Uređaj za mjerenje protoka goriva Coriolis Proline Promass A 100 (lijevo) i fotografija elektroničkog dijela uređaja za komunikaciju s računalom (desno)

Tablica 2.7. Karakteristika mjerača protoka Coriolis Proline Promass A 100

Opis	Vrijednost
Mjerno područje	od 0 do 450 kg/h
Najveće mjerna pogreška	Maseni protok (tekućina): ±0,1 % Volumni protok (tekućina): ±0,1 % Maseni protok (plin): ±0,5 % Gustoća (tekućina): ±0,0005 g/cm³
Raspon temperatura fluida	od –50 do +205 °C
Digitalna komunikacija	*Modbus RS485*

Određivanje mjernog područja uređaja određuje se prema [94]:

$$\dot{m}_{\max(G)} = \dot{m}_{\max(F)} \cdot \rho_G : x \tag{2.1.}$$

gdje je:

$\dot{m}_{\max(G)}$ – najveći mogući maseni protok plinovitog goriva (kg/h)

$\dot{m}_{\max(F)}$ – najveći mogući maseni protok tekućeg goriva (kg/h)

ρ_G – gustoća plina (kg/m^3)

$\dot{m}_{\max(G)} < \dot{m}_{\max(F)}$

x – faktor pretvorbe (za DN 1/8 iznosi 32 (kg/m^3))

Primjer mjerenja protoka metana:

$$\dot{m}_{\max(G)} = 100 \cdot \frac{0{,}668}{32} = 2{,}08 \ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ pri 1 bar}$$

gdje je:

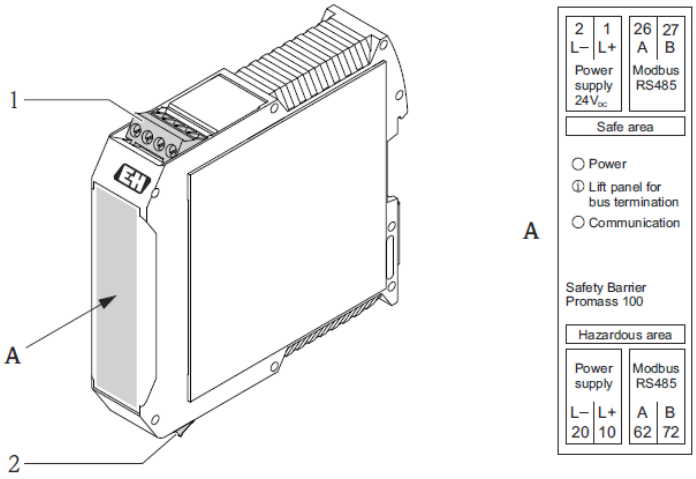
$\dot{m}_{\max(G)}$ – protok plinovitog goriva (kg/h)

$\dot{m}_{\max(F)} = 100 \ \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ – za uređaj *Coriolis Proline Promass A 100*

$\rho_G = 0{,}688 \ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ – gustoća metana pri tlaku od 1 bar

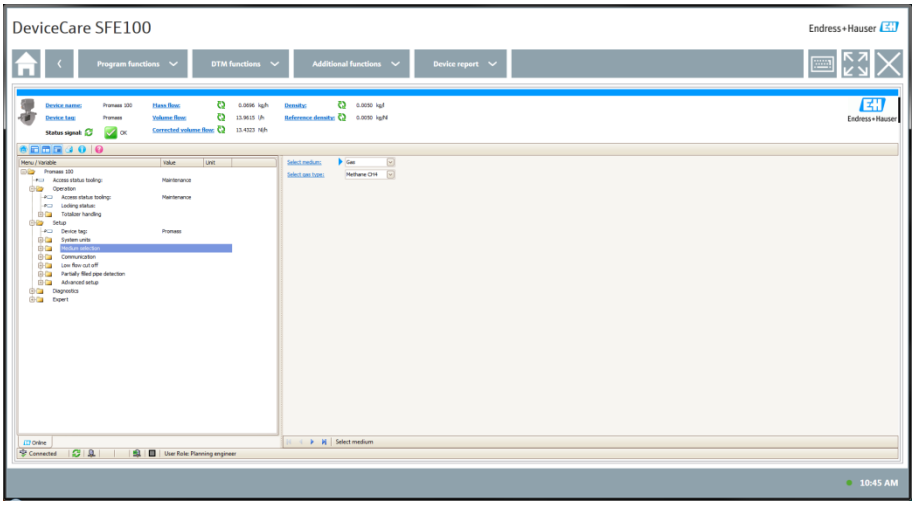
$x = 32 \ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ – faktor pretvorbe za uređaj *Coriolis Proline Promass A 100* i *DN 1/8*

Budući da je izvedba ugrađenog mjerača protoka plina namijenjena za prostore s povećanom opasnosti od zapaljenja, ugrađen je sigurnosni element *Safety Barrier Promass 100* prikazan na slici 2.34. [95].



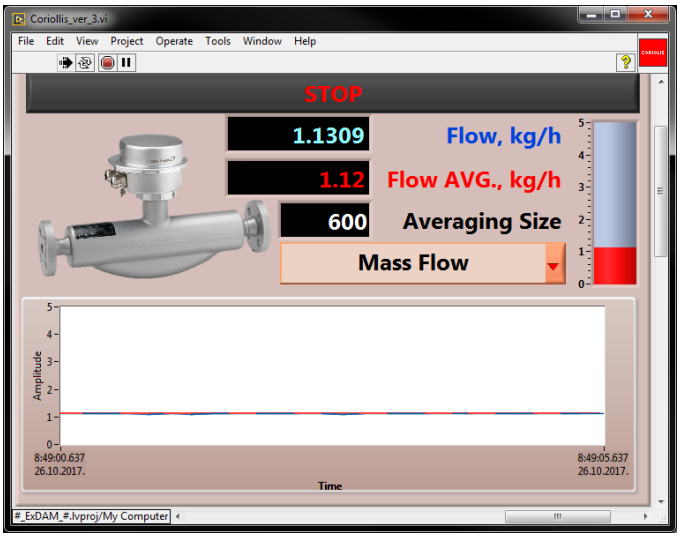
Slika 2.34. Sigurnosni element Safety Barrier Promass 100

Komunikacija između računala i Coriolisovog uređaja izvedena je pomoću komunikacijskog protokola *Modbus RS485*. U programskom paketu *DeviceCare SFE100* definirane su postavke uređaja poput adrese komunikacijskog protokola, brzine prijenosa podataka, mjerne jedinice, plina koji protječe kroz uređaj itd. Slika sučelja programa *DeviceCare SFE100* prikazana je na slici 2.35.



Slika 2.35. Programsko sučelje za određivanje početnih postavki DeviceCare SFE100

Budući da je prikupljanje i upravljanje uređajima na cijelom eksperimentalnom postavu temeljeno na programskom paketu *LabVIEW* tvrtke *National Instrumens* tako je i prikupljanje podataka o protoku plina kroz protokomjer napravljeno u istom programu (slika 2.36.)



Slika 2.36. Izgled sučelja za prikupljanje podataka o protoku kroz Coriolisov protokomjer

Također, uređajem *Coriolis Proline Promass A 100* moguće je mjeriti i ostale veličine fluida poput: masenog protoka, volumnog protoka, gustoće, temperature itd.

2.10.3. Bioplin

Kako je bioplin mješavina plinova, metana (CH_4) i ugljikovog dioksida (CO_2) u različitim volumnim omjerima, u ovom istraživanju upotrebljen je bioplin iz spremnika pod tlakom (slika 2.37.). Princip dobave bioplina jednak je kao i za metan prikazan na slici 2.31.

Slika 2.37.Spremnik bioplina

Budući da se rad temelji na identifikaciji i karakterizaciji parametara rada motora pogonjenog bioplinom, u ovom istraživanju rabljena su tri različita sastava bioplina: 100 %, 80 % i 60 %

CH_4 (volumno) dok u svakoj kombinaciji ostatak smjese čini CO_2. Slika 2.38. prikazuje deklaraciju isporučenog bioplina upotrebljenog u ovom istraživanju.

MESSER
Gases for Life
Fabrika Pančevo

Korisnik **Messer Croatia Plin doo**
Adresa: **Industrijska 1**
Mesto: **10290 Zaprešić**

Datum punjenja:	03.05.2017.
Broj boce:	12780639
Pritisak punjenja (bar):	120
Temperatura skladištenja (°C):	-10°C do 50°C

Komponenta	Zahtev	Sadržaj	JM
Ugljen dioksid	40,0	39,6	% vol.
Metan		Ostatak	

Datum izdavanja: 09.05.2017.
Overava:
Milan Bratić
Inženjer kontrole kvaliteta

MESSER
Gases for Life
Fabrika Pančevo

Korisnik **Messer Croatia Plin doo**
Adresa: **Industrijska 1**
Mesto: **10290 Zaprešić**

Datum punjenja:	28.04.2017.
Broj boce:	12780647
Pritisak punjenja (bar):	120
Temperatura skladištenja (°C):	-10°C do 50°C

Komponenta	Zahtev	Sadržaj	JM
Ugljen dioksid	20,00	19,71	% vol.
Metan		Ostatak	

Datum izdavanja: 09.05.2017.
Overava:
Milan Bratić
Inženjer kontrole kvaliteta

Slika 2.38. Certifikat proizvođača o sastavu bioplina

Brizgaljka za plin

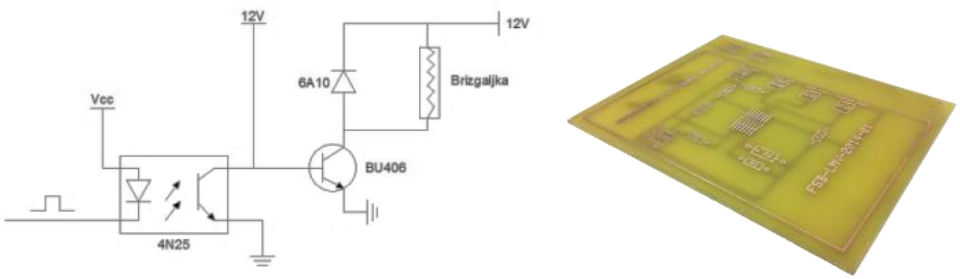
Brizgaljka plinovitog goriva upotrebljena u ovom istraživanju je *Hana* model *H2001* čije su karakteristične veličine prikazane u tablici 2.8. Brizgaljka za plinovito gorivo pozicionirana je na usisnu cijev motora prije usisnog ventila.

Slika 2.39. Brizgaljka za plin Hana H2001

Tablica 2.8. Karakteristika brizgaljke za plinovito gorivo

Opis	Vrijednost
Temperaturno područje rada	– 40 °C – 125 °C
Otpor (pri 20 °C)	1,9 ± 0,1Ω
Vršna vrijednost jakosti struje (pri 12 V)	6,4 A
Struja držanja	2 A
Protok	130 – 175 l/min
Radni tlak plina	3 ± 0,5 bar
Vrijeme otvaranja	2 ms
Vrijeme zatvaranja	1,2 ms

Da bi se radom brizgaljke moglo upravljati pomoću računala, izrađen je elektronički sklop pomoću kojeg je, s naponom od 5 V generiranog putem NI modula, upravljano s naponom od 12 V potrebnih za rad brizgaljke. Shema elektroničkog sklopa i tiskane pločice prikazana je na slici 2.40.



Slika 2.40. Shema sklopa za upravljanje radom brizgaljke (lijevo) i tiskana pločica u fazi izrade (desno)

Regulator tlaka za plin

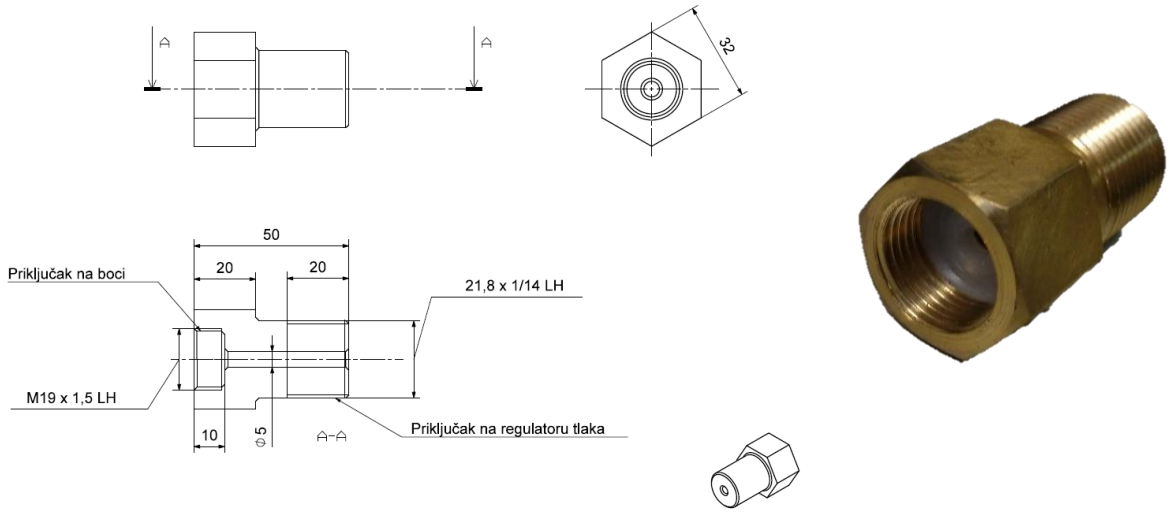
Za regulaciju tlaka u sustavu dobave plinovitog goriva rabljen je dvostupanjski regulator tlaka za metan s priključnim navojem 21,8 x 1/14 LH [96] prikazan na slici 2.41.

Slika 2.41. Regulator tlaka za plinovita goriva

Budući da je tijekom rada dolazilo do tlačnih oscilacija u sustavu dobave plinom, ugrađen je spremnik za umirivanje tih oscilacija (shema na slici 2.31.)

Adapter boca bioplina na regulator tlaka

Budući da je regulator tlaka namijenjen za spremnik metana koji ima navoj za prihvat regulatora M19 x 1,5 LH, a spremnik za bioplin ima drugačiji prihvat za regulator (navoj 21,8 x 1/14 LH), izrađen je adapter prikazan na slici 2.42.



Slika 2.42. Adapter za boce s plinovitim gorivom na regulator tlaka (lijevo) i fotografija izrađenog adaptera (desno)

2.11. Lambda senzor

Za određivanje faktora pretička zraka rabi se tzv. lambda senzor koji je dio sustava za mjerenje emisija NO_X, *ECM NO_X 5210t Analyzer* [5,74].

Slika 2.43. Lambda senzor

Karakteristične vrijednosti senzora prikazane su u tablici 2.9.

Tablica 2.9. Karakteristika senzora za određivanje faktora pretička zraka [74]

Opis	Vrijednost
Područje rada	λ 0,4 do 25, A/F 6 do 364, O_2 0 do 25 %
Točnost mjerenja	λ ± 0,008 (pri 1 λ), ± 0,016 (od 0,8 do 1,2 λ), ± 0,018 (ostalo područje) AFR ± 0,15 (pri 14,6 AFR), ± 0,4 (at 12 do 18 AFR), ± 1,0 (ostalo područje) %O_2 ± 0,4 (0 do 2 % O_2), ± 0,8 (ostalo područje)
Vrijeme odziva	< 1 s
Navoj senzora	(Tip T) M18 x 1,5 mm

2.12. Temperatura i tlak

Na pojedinim dijelovima eksperimentalnog postava, prema shemi na slici 2.5., postavljeni su senzori za mjerenje temperature. U ovom istraživanju rabljeni su termoparovi Nikal-Krom tip K, proizvođača *Omega*, model *KQXL-IM30G* [97] mjernog područja do 1335 °C.

Tlak u spremniku za smirivanje tlačnih oscilacija, tlak ulja te tlak u ispuhu mjeren je senzorom proizvođača *Omega*, model *PXM219-004AI*, mjerno područje do 4 bar apsolutnog tlaka [98].

2.13. Mjerenje emisija

Gotovo sva suvremena istraživanja na motoru s unutarnjim izgaranjem uključuju i mjerenje emisija štetnih tvari. Eksperimentalni postav sadrži mjerne uređaje za mjerenje emisija dušikovih oksida (NO_X), neizgorjelih ugljikovodika (engl. *hydrocarbon*, HC), ugljikovog monoksida (CO) i ugljikovog dioksida (CO_2).

Slika 2.44. Analizator ispušnih plinova i pripadajuće boce s radnim i kalibracijskim plinovima

Za mjerenje emisija rabljena je oprema navedena u tablici 2.10. Emisije CO i CO_2 mjere se metodom NDIR (engl. *nondispersive infrared*), emisija ugljikovodika mjeri se metodom FID (engl. *flame ionisation detector*) [99], dok se emisija NO_X mjeri pomoću keramičkog NO_X senzora.

Tablica 2.10. Specifikacija uređaja za mjerenje emisija

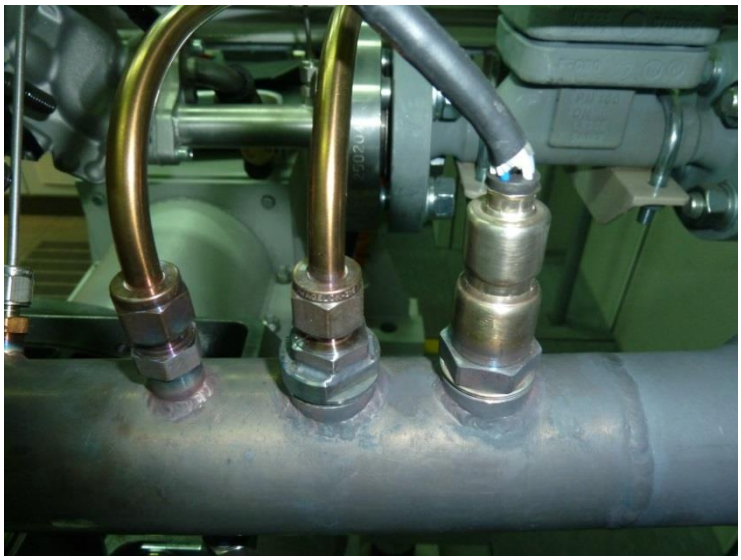
Dio	Uređaj	Raspon	Točnost
NO_X	ECM NO_X 5210t Analyzer	NO_X: 0-5000 ppm	± 5 ppm (0 do 200 ppm), ± 20 ppm (200 do 1000 ppm), ± 2,0 % (ostalo područje)
		λ: 0,4 do 25	± 0,008 (pri 1 λ), ± 0,016 (pri 0,8 do 1,2 λ), ± 0, 018 (ostalo područje)
		O_2: 0 do 25 %	± 0,4 (0 do 2 % O_2), ± 0,8 (ostalo područje)
THC	Environnement Graphite 52M	0-10000 ppm	< 1 % prikazane vrijednosti između 15 % i 100 % od punog raspona mjerenja (engl. *Full Scale*, F.S.)
CO	Environnement MIR 2M	10-50000 ppm	Zero drift: <1 % F.S. / 24h Span drift: <1 % F.S. / 24 h Linearity: <1 % 20 do 100 % F.S.
CO_2	Environnement MIR 2M	100-250000 ppm	

Za mjerenje emisija neizgorjelih ugljikovodika rabljen je uređaj *Environnement Graphite 52M* [76,77] dok se za mjerenje emisija CO i CO_2 upotrebljava uređaj istog proizvođača, ali model *MIR 2M* [78,79].

Slika 2.45.Uređaji za mjerenje emisija HC, CO i CO_2

Emisija dušikovih oksida (NO_X) mjerena je keramičkim senzorom prikazanim na slici 2.43., odnosno uređajem *ECM NO_X 5210t Analyzer* (slika 2.46.) [74]. Senzor je prema uputama proizvođača ugrađen na ispušnu cijev 250 mm od ispušnog ventila (slika 2.47.).

Slika 2.46. ECM NO_X 5210t Analyzer

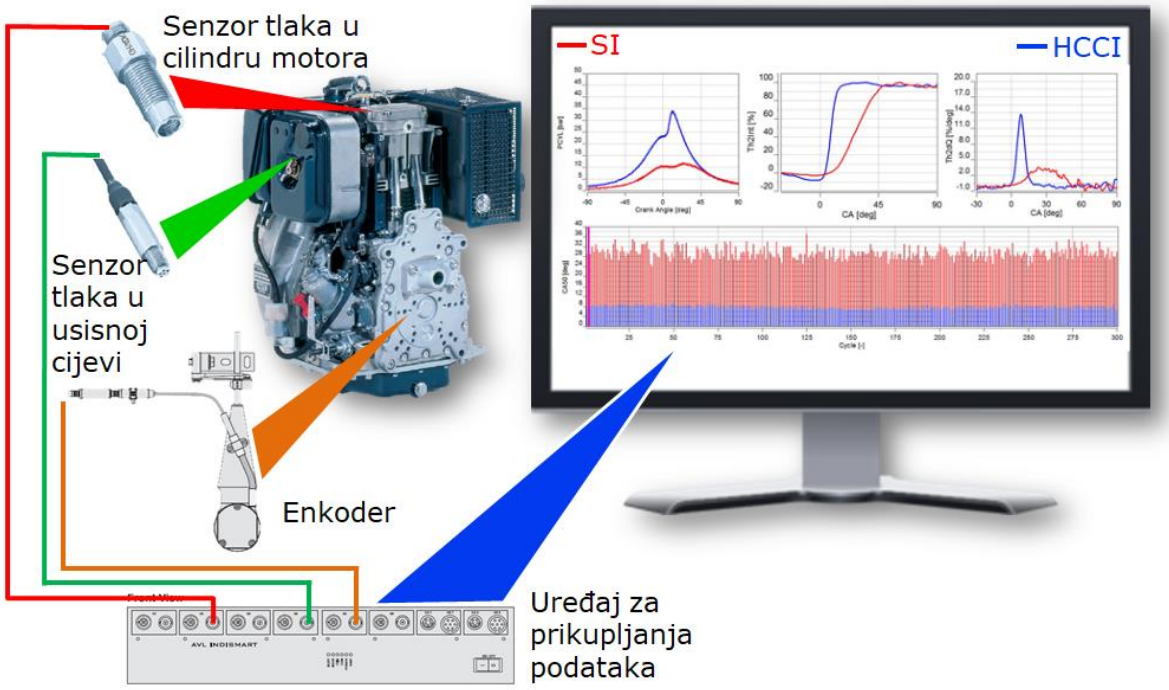


Slika 2.47. Priključci za NO_X – Lambda senzor na ispušnoj cijevi

2.14. Indiciranje motora

Pod pojmom indiciranje motora smatra se mjerenje tlaka u cilindru motora u odnosu na položaj koljenastog vratila što omogućava izradu indikatorskog dijagrama [100–104].

Sustav za mjerenje tlaka u cilindru motora u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila shematski je prikazan na slici 2.48.



Slika 2.48. Shematski prikaz sustava za mjerenje tlaka u cilindru motora u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila

Da bi se moglo mjeriti promjenu tlaka u cilindru motora za vrijeme rada motora, potrebno je ugraditi senzor koji omogućuje mjerenje promjene tlaka odgovarajućom frekvencijom (za slučaj n_{motora} = 3000 min^{-1} = 50 s^{-1}, broj taktova T = 4, broj procesa u 1 sekundi $N_{\text{max}} = \frac{2 \cdot n}{T} = \frac{2 \cdot 50}{4} = 25$, f = 25 Hz a da bi se mjerilo s rezolucijom od 0,1 °KV potrebna frekvencija iznosi $f = 25 \cdot 720 \cdot 10 = 180$ kHz što je više od frekvencije senzora te se iz tog razloga raspon prikupljanja podataka od 0,1 °KV sveo na vrijednost od 30 °KV prije GMT do 100 °KV nakon GMT dok je u ostalom području rezolucija prikupljanja podataka 0,5 °KV) što je odabranim senzorom svakako zadovoljeno. Senzor ugrađen u glavu motora piezoelektrični je diferencijalni senzor proizvođača *AVL*, model *GH14DK*, mjernog područja do 300 bar.

Slika 2.49. Senzor tlaka u cilindru motora – GH14DK [105]

Tablica 2.11. Karakteristika senzora tlaka GH14DK

Opis	Vrijednost
Raspon mjerenja	0 – 300 bar
Dozvoljeno preopterećenje	350 bar
Osjetljivost	19 pC/bar
Linearnost	± 0,3 %
Frekvencija	170 kHz
Navoj prihvata	M5 x 0,5

Budući da se tlak u cilindru motora mjeri diferencijalnim senzorom, potrebno je ugraditi i dodatni senzor (apsolutni) na temelju čega se kalibrira senzor u cilindru motora. U trenutku kad se klip motora nalazi u donjoj mrtvoj točki (DMT), a usisni ventil je otvoren, može se smatrati da su tlakovi u usisu i u cilindru motora jednaki. U tu svrhu ugrađen je senzor u usisnoj cijevi proizvođača *AVL*, model *LP11DA*, mjernog područja do 10 bar. Na temelju signala sa senzora na usisu kalibrira se signal tlaka u cilindru motora.

Slika 2.50. Senzor tlaka na usisu motora LP11DA [105]

Tablica 2.12. Karakteristika senzora tlaka LP11DA

Opis	Vrijednost
Raspon mjerenja	0 – 10 bar
Dopušteno preopterećenje	20 bar
Osjetljivost	930 mV/bar
Linearnost	± 0,1 %
Frekvencija	50 kHz
Navoj prihvata	M5 x 0,5

Da bi se omogućilo određivanje položaja koljenastog vratila, ugrađen je enkoder *AVL 365 C*. Enkoder je prema uputama proizvođača spojen jednim krajem na koljenasto vratilo motora dok je drugi kraj spojen na čvrsti oslonac motora.

Slika 2.51. Senzor za određivanje položaja koljenastog vratila (AVL Encoder – 365 C) [106]

Tablica 2.13. Karakteristika senzora položaja koljenastog vratila AVL 365 C

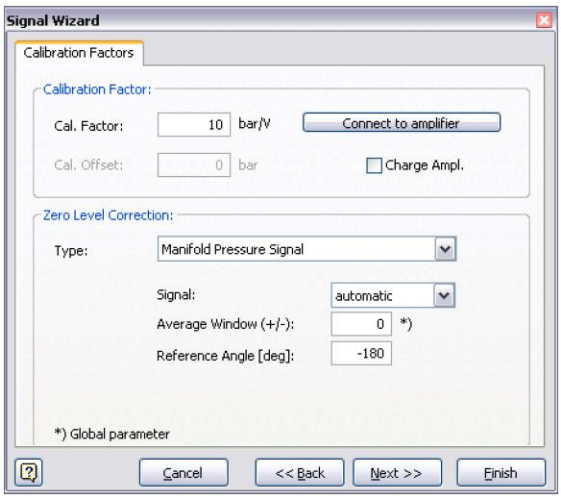
Opis	Vrijednost
Raspon brzina vrtnje motora	0 – 20000 min^{-1}
Otpornost na vibracije	do 500 *g*
Temperaturno područje rada	-40 do 100 °C

Sve signale s pojedinih senzora potrebno je obraditi i sinkronizirati što je napravljeno pomoću uređaja *AVL Indimodul gigabit* 612.

Slika 2.52. Uređaj za prikupljanje podataka AVL Indimodul gigabit 612 [9]

Ugrađeni sustav za mjerenje tlaka u cilindru motora omogućuje prikupljanje podatka o promjena tlaka u cilindru motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila rezolucijom 0,1 °KV.

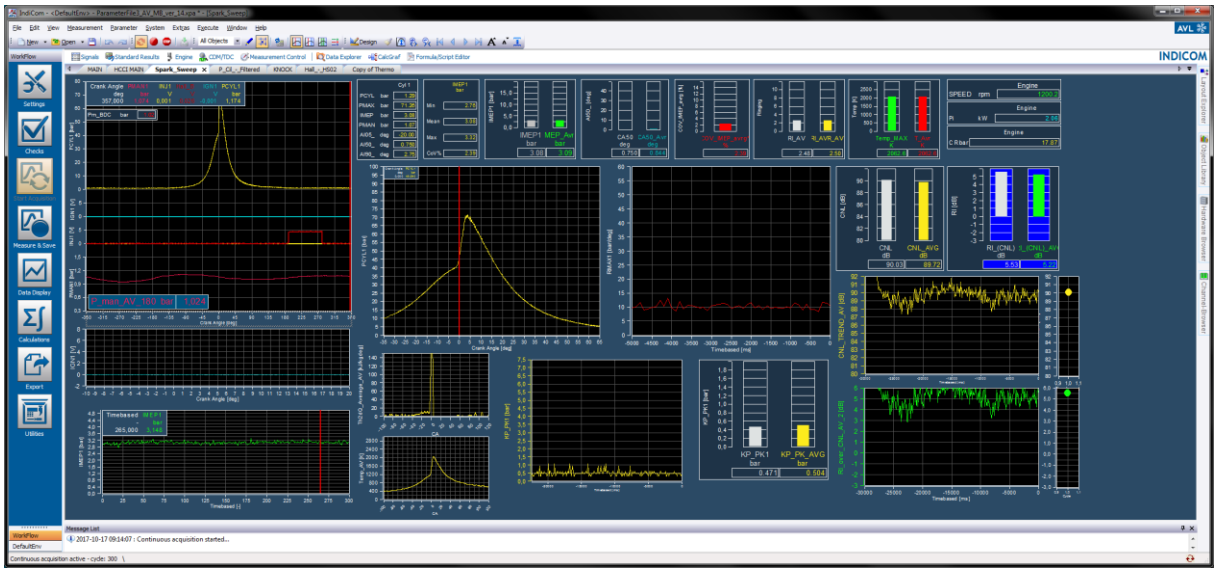
Nakon spajanja pojedinih senzora potrebno je u programskom paketu *AVL IndiCom* konfigurirati karakteristične veličine pojedinog senzora. Tako je, primjerice, potrebno odrediti da je vrijednost signala sa senzora u cilindru motora, kad je klip u donjoj mrtvoj točki u taktu usisa, jednaka vrijednosti signala senzora u usisu te se daljnje diferencijalne vrijednosti tlaka u cilindru motora određuju prema toj vrijednosti.



Slika 2.53. Odabir karakterističnih veličina senzora tlaka

Da bi se tijekom rada motora moglo pratiti karakteristične veličine, u programskom paketu *AVL IndiCom* izrađeno je sučelje koje prikazuje, između ostalog, promjenu tlaka u cilindru motora i tlak u usisnoj cijevi u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila, trenutak ubrizgavanja goriva kao i trenutak preskakanja iskre na svjećici, srednji indicirani tlak

motora, težište izgaranja itd. Izgled sučelja za indiciranje i nadziranje rada motora prikazan je na slici 2.54.



Slika 2.54. Izgled sučelja za indiciranje i nadziranje rada motora u programskom paketu AVL IndiCom [10]

3. Metoda

Sukladno postavljenoj hipotezi, cilj ovog rada je istražiti različite procese izgaranja u cilindru motora, izgaranje u Ottovom načinu rada i HCCI načinu rada, te ih međusobno usporediti s ciljem provjere postavljene hipoteze. U pojedinoj usporedbi srednji indicirani tlak motora bio je konstantan dok su se ostale veličine mijenjale da se postigne optimalna radna točka pojedinog načina rada. Način određivanja optimalne radne točke motora opisan je u poglavlju 3.2.

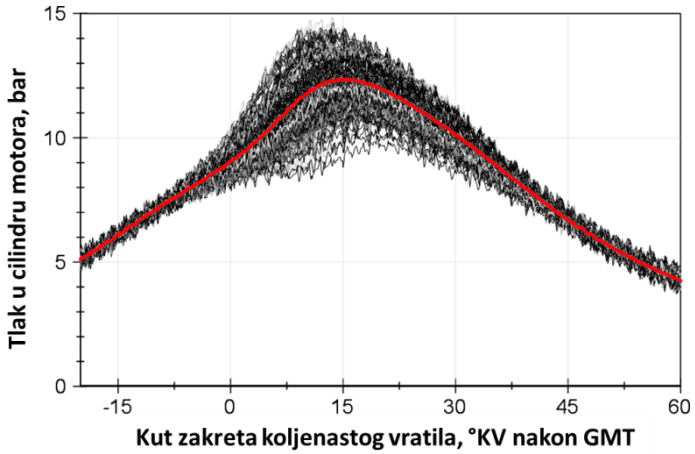
Pregledom literature te inicijalnim ispitivanjem motora na eksperimentalnom postavu određene su varijable za ispitivanje rada motora u Ottovom načinu rada:

- Brzina vrtnje motora
- Tlak u usisnoj cijevi
- Trenutak preskakanja iskre na svjećici

Također, na isti način kao i kod Ottovog načina rada određene su varijable za ispitivanje rada motora u HCCI načinu rada:

- Brzina vrtnje motora
- Temperatura usisanog zraka
- Faktor pretička zraka

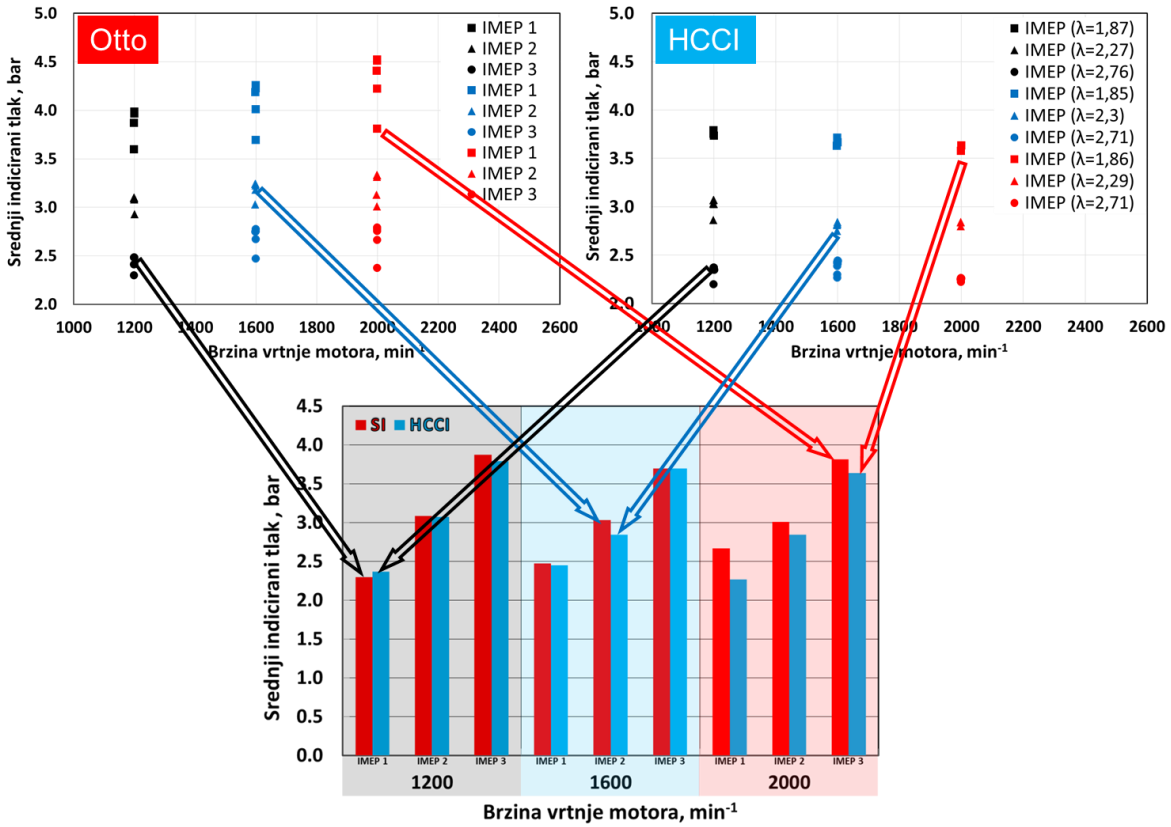
Svaka radna točka motora sastoji se od 300 kontinuiranih ciklusa prikazanih na slici 3.1.



Slika 3.1. Promjena tlaka u cilindru Ottovog motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila za 300 uzastopnih ciklusa (crne linije) i srednji indicirani tlak (crvena linija)

3.1. Određivanje radnih točaka eksperimentalnog ispitivanja

Cilj mjerenja je identificirati i karakterizirati parametre rada motora u sličnim uvjetima pri istom opterećenju odnosno istom srednjem indiciranom tlaku motora, tj. kada se motor u oba načina rada nalazi u istoj radnoj točki. Radna točka motora definirana je brzinom vrtnje motora i opterećenjem motora. Opterećenje motora može se iskazati pomoću više veličina (moment, snaga, otvorenost zaklopke…), ali se zbog usporedivosti rezultata u pravilu rabi srednji indicirani tlak motora. Usporedba je napravljena za dva različita načina rada motora pri pogonu s različitim gorivima te kompresijskim omjerima. Shematski prikaz usporedbe prikazan je na slici 3.2. gdje se za Ottov način rada određuje optimalna radna točka koja se uspoređuje karakterističnom radnom točkom u HCCI načinu rada.



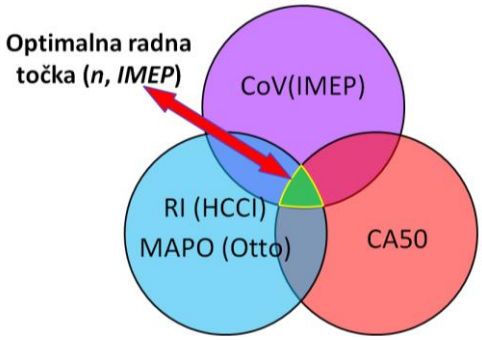
Slika 3.2. Shematski prikaz usporedbe pojedine radne točke motora

S obzirom na prethodno provedeno istraživanje, identificirano je područje stabilnog rada motora te su u njemu, a na temelju provedenog postupka planiranja pokusa (vidi poglavlje 3.3.), odabrane tri različite brzine vrtnje motora te tri različita opterećenja motora. Brzine vrtnje su 1200, 1600 i 2000 min^{-1}. U svakoj od brzina vrtnje izmjerena su tri različita opterećenja motora te su nazvani IMEP 1 kao najniže opterećenje, IMEP 2 kao srednje opterećenje te IMEP 3 kao najviše opterećenje motora.

3.2. Kriteriji određivanja optimalne radne točke

Da bi se mogla provesti identifikacija i karakterizacija parametara rada motora tako da se parametri motora u radnim točkama međusobno usporede, potrebno je definirati kriterije kad su pojedine točke usporedive. Na taj način moguće je odrediti optimalnu radnu točku motora za Ottov i HCCI način rada.

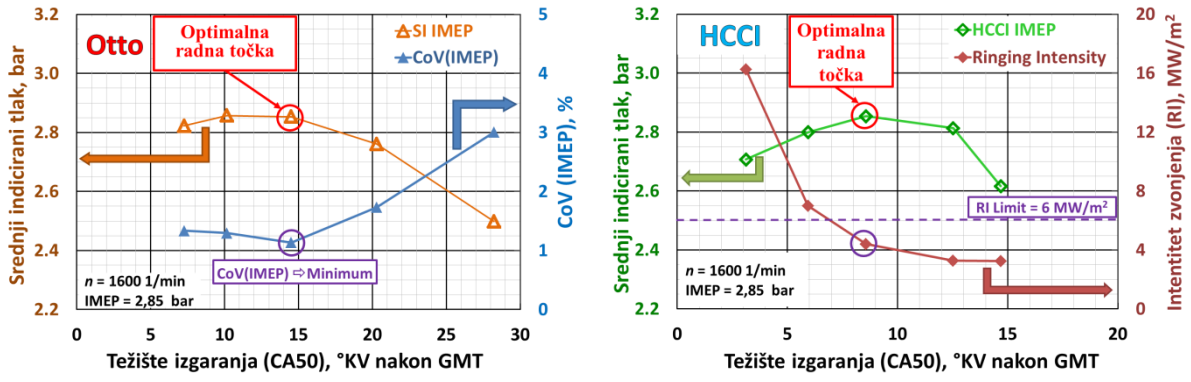
Dovođenjem tri pomoćne veličine (slika 3.3.) u oba načina rada (Ottov i HCCI) u dovoljno usko područje odstupanja može se reći da motor radi u jednakoj radnoj točki odnosno u međusobno usporedivoj radnoj točki.



Slika 3.3. Shematski prikaz određivanja optimalne radne točke motora.

U Ottovom načinu rada (slika 3.4. lijevo) radna točka motora za usporedbu određena je pomicanjem kuta paljenja uz zadovoljavanje najniže vrijednosti koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka, CoV(IMEP). Ujedno, potrebno je zadovoljiti i intenzitet detonantnoga izgaranja odnosno granična vrijednost indeksa MAPO (engl. *Maximum Amplitude Pressure Oscillation*) [7] je ispod 0,5 bar što u Ottovom načinu rada nije prekoračeno zbog niskog opterećenja.

U HCCI načinu rada (slika 3.4. desno) optimalna radna točka motora određena je tako da vrijednost intenziteta zvonjenja (RI) bude u propisanim granicama.

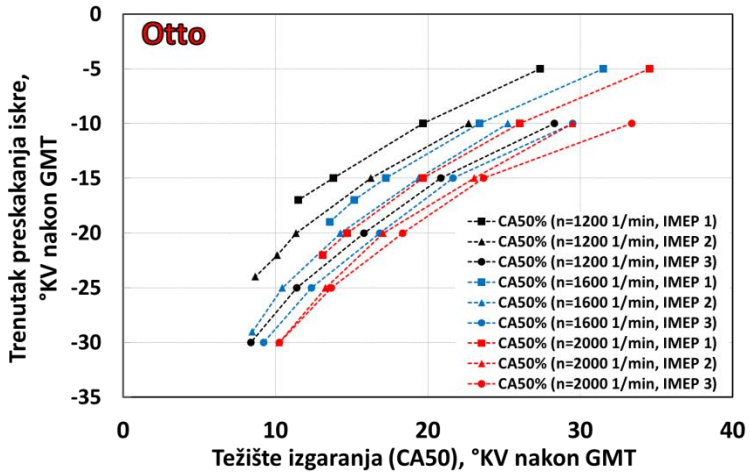


Slika 3.4. Metoda određivanja optimalne radne točke motora u Ottovom i HCCI načinu rada.

3.2.1. Kontrola faze izgaranja

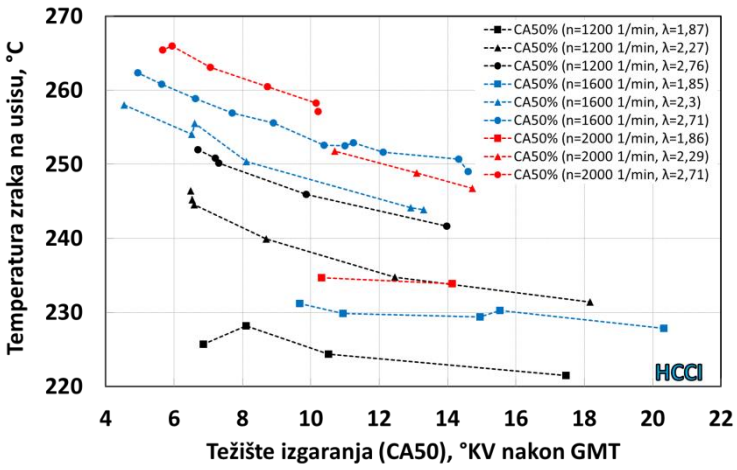
Početak izgaranja smjese u Ottovom načinu rada određen je trenutkom preskakanja iskre na svjećici, odnosno pomicanjem trenutka preskakanja iskre prema ranije i težište izgaranja (CA50) pomiče se prema ranije (slika 3.5.).

Težište izgaranja definirano je kao kut zakreta koljenastog vratila u kojem je izgorjelo 50 % mase goriva. Kao početak izgaranja smatra se kut zakreta koljenastog vratila kad je izgorjelo 10 % mase goriva (CA10) dok se krajem izgaranja smatra kut zakreta koljenastog vratila kad je izgorjelo 90 % mase goriva (CA90).



Slika 3.5. Kontrola izgaranja u Ottovom načinu rada.

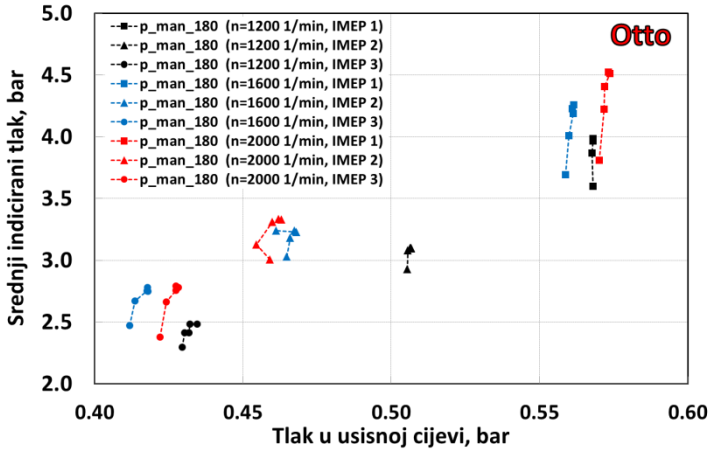
Izgaranje u HCCI načinu rada započinje kad se zadovolje određeni uvjeti tlaka, temperature i faktora pretička zraka u cilindru motora. Početkom izgaranja upravlja se pomoću grijača zraka ugrađenog na usisnu cijev. Trenutak samozapaljenja smjese odnosno težište izgaranja pomiče se na ranije povećavanjem temperature usisanog zraka (slika 3.6.)



Slika 3.6. Kontrola izgaranja u HCCI načinu rada.

3.2.2. Kontrola opterećenja

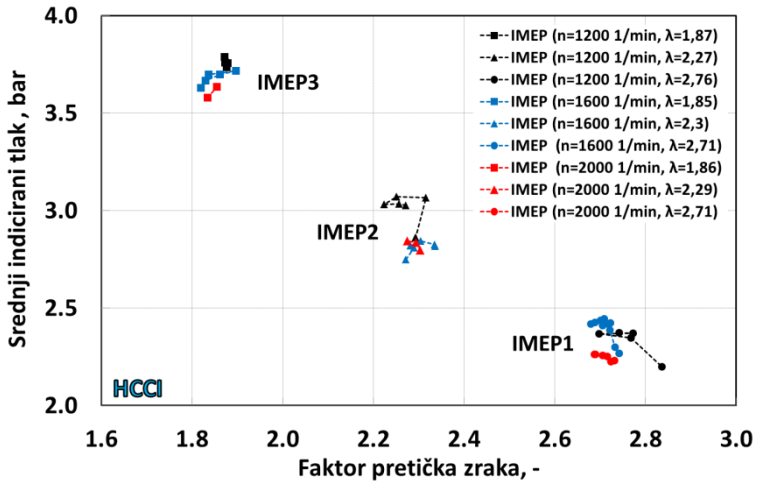
Promjena opterećenja motora također se razlikuje u ovisnosti o načinu rada. Treba naglasiti da je motor opterećen izvana, u ovom slučaju s opteretnim strojem, kočnicom, ali je uvriježeno da se kod motora u Ottovom načinu rada opterećenje motora poistovjećuje s otvorenosti zaklopke snage. Tako se u Ottovom načinu rada opterećenje motora mijenja promjenom tlaka u usisnoj cijevi uz stehiometrijski omjer goriva i zraka, odnosno putem zaklopke se regulira rad motora pri određenom opterećenju (slika 3.7.). Budući da tlak u usisnoj cijevi varira za vrijeme rada motora na slici 3.7. prikazane su osrednjene vrijednost apsolutnog tlaka u usisnoj cijevi za 720 stupnjeva zakreta KV.



Slika 3.7. Kontrola opterećenja u Ottovom načinu rada.

Kod HCCI načina rada opterećenje se kontrolira bogatstvom smjese (slika 3.8.) uz potpuno otvorenu zaklopku snage (engl. *Wide Open Throttle*, WOT), odnosno tlak u usisnoj cijevi

približno je jednak okolišnom tlaku (u stvarnosti je, ako nema prednabijanja, tlak niži nego okolišni).



Slika 3.8. Kontrola opterećenja u HCCI načinu rada.

3.2.3. Intenzitet zvonjenja

Jedan od kriterija za određivanje optimalne radne točke motora kod HCCI načina rada je intenzitet zvonjenja (RI) što je prvi put objavljeno u Engovom istraživanju *Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion* [8].

Intenzitet pulsiranja tlaka u cilindru motora, odnosno intenzitet zvonjenja određen je jednadžbom:

$$RI \cong \frac{1}{2\gamma} \frac{\left(\beta\left(\frac{dp}{dt}\right)_{max}\right)^2}{p_{max}} \sqrt{\gamma R T_{max}} \quad (\mathrm{MW/m^2}) \tag{3.1.}$$

gdje je:

γ – omjer specifičnih toplinskih kapaciteta smjese goriva i zraka

$\beta = 0{,}05$ ms – faktor koji povezuje amplitudu oscilacija tlaka i najveće brzine porasta tlaka u cilindru

$(dp/dt)_{max}$ – maksimalna brzina promjene tlaka, kPa/ms

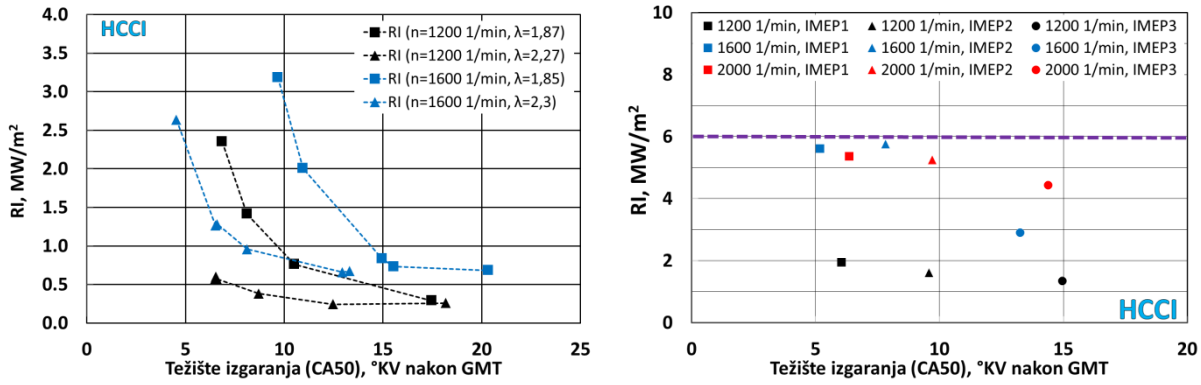
R – univerzalna plinska konstanta, J/kgK

T_{max} – najveća temperatura u cilindru, K

Granične vrijednosti intenziteta zvonjenja su prema [15]:

- 2 MW/m^2 (MSUI za putnička vozila)
- 6 MW/m^2 (MSUI za teretna vozila)

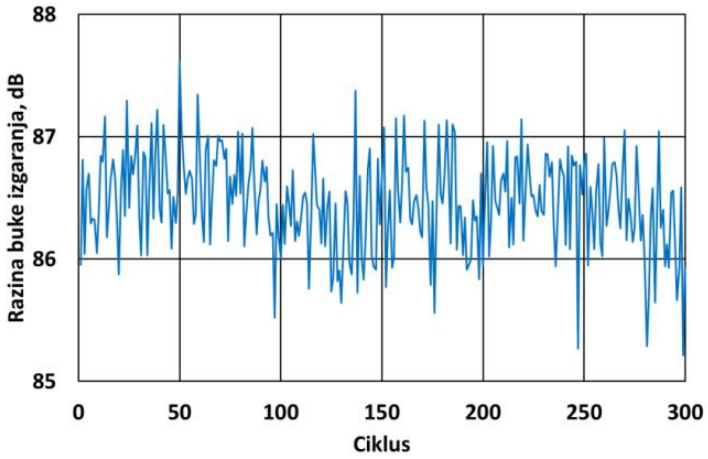
U ovom istraživanju kao granica intenziteta upotrebljena je vrijednost od 6 MW/m^2 kako je prikazano na slici 3.9. Pomicanjem težišta izgaranja prema ranije intenzitet zvonjenja raste kako je prikazano na slici 3.9. lijevo te su sve optimalne radne točke motora odabrane uz uvjet da je vrijednost intenziteta zvonjenja ispod 6 MW/m^2, slika 3.9. desno.



Slika 3.9. Intenzitet zvonjenja u HCCI načinu rada

3.2.4. Određivanje intenziteta zvonjenja putem razine buke izgaranja

Razina buke izgaranja [107,108] (engl. *Combustion Noise Level*, CNL) određena je mjerenjem tlaka u cilindru motora te je kao varijabla dostupna u programskom paketu *AVL IndiCom* a određuje se putem Fourierovih transformacija profila tlaka u cilindru. Također, razinu buke izgaranja moguće je odrediti pomoću algoritma koji su razvili Shahlari i suradnici [109].



Slika 3.10. Prikaz razine buke izgaranja za 300 uzastopnih ciklusa

Eksperimentalnim ispitivanjem određena je ovisnost razina buke izgaranja i intenziteta zvonjenja za pojedine radne parametre motora. Tako je na slici 3.11. dan primjer određivanja intenziteta zvonjenja upotrebljavajući vrijednost razine buke izgaranja. Pri različitim brzinama vrtnje motora eksperimentalnim ispitivanjem određena je jednadžba za određivanje RI. Također, ovisnost intenziteta zvonjenja i razine buke izgaranja u cilindru motora ovisi i o kompresijskom omjeru. Primjer određivanja RI za brzine vrtnje motora od 1200, 1600 i 2000 min^{-1} dan je sljedećom jednadžbom:

$$RI_n = K_{pr}(CNL - k_{ni}) \tag{3.2.}$$

gdje je:

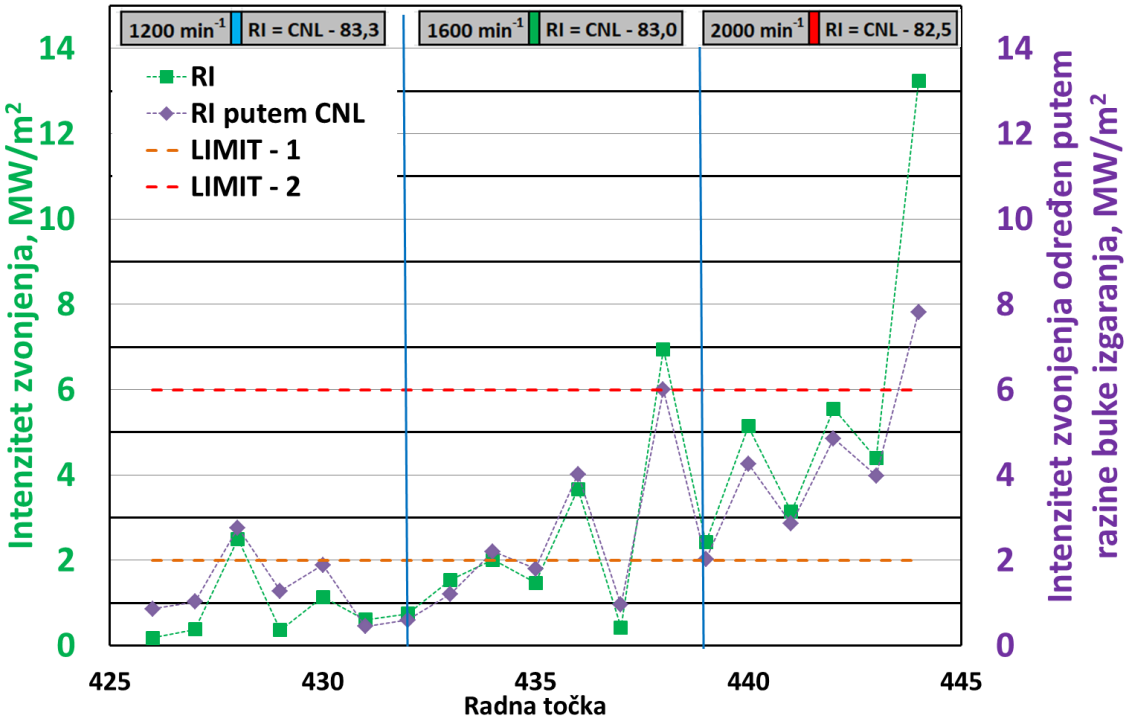
n – brzina vrtnje motora, min^{-1}

K_{pr} – koeficijent prilagodbe, $\frac{MW}{m^2 dB}$

k_{ni} – koeficijent za određivanje intenziteta zvonjenja za pojedinu brzinu vrtnje n određene prema tablici .4.18.

Tablica 3.14. Koeficijent za određivanje intenziteta zvonjenja pomoću razine buke izgaranja

n	**1200 min^{-1}**	**1600 min^{-1}**	**2000 min^{-1}**
k_{ni}	83,3	83,0	82,5



Slika 3.11. Intenzitet zvonjenja određen putem razine buke izgaranja u HCCI načinu rada.

Da bi se u realnom vremenu odnosno za vrijeme rada motora mogla pratiti vrijednost intenziteta zvonjenja u programskom paketu *AVL IndiCom*, izrađen je kôd u potprogramu *Calcgraf – Enhanced Formula Construction* (slika 3.12.) za određivanje intenziteta zvonjenja. Radi preciznijeg mjerenja ta vrijednost je osrednjena koristeći se funkcijom pomične srednje vrijednosti (engl. *moving average)* za 300 kontinuiranih ciklusa kako je prikazano jednadžbom:

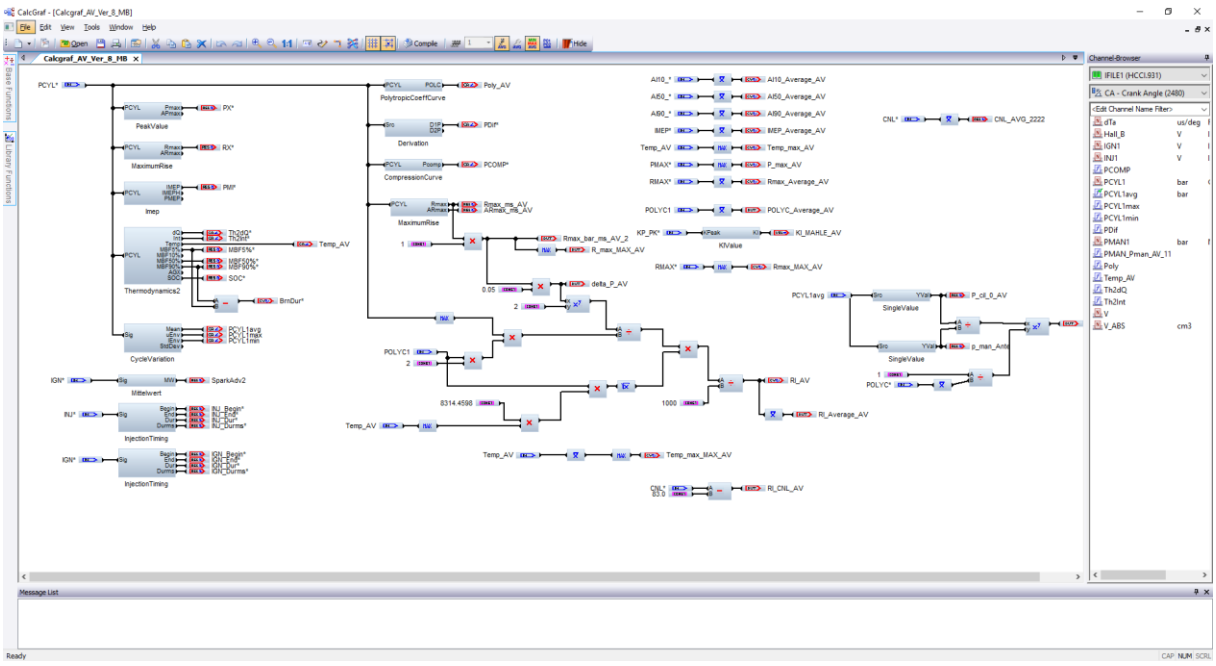
$$RI = \frac{RI_{\mathrm{M}}+RI_{\mathrm{M-1}}+\cdots+RI_{\mathrm{M-(n-1)}}}{n} = \frac{1}{n}\sum_{i=0}^{n-1} RI_{\mathrm{n-i}} \qquad (3.3.)$$

gdje je:

n – broj ciklusa koji se osrednjava (n = 300),

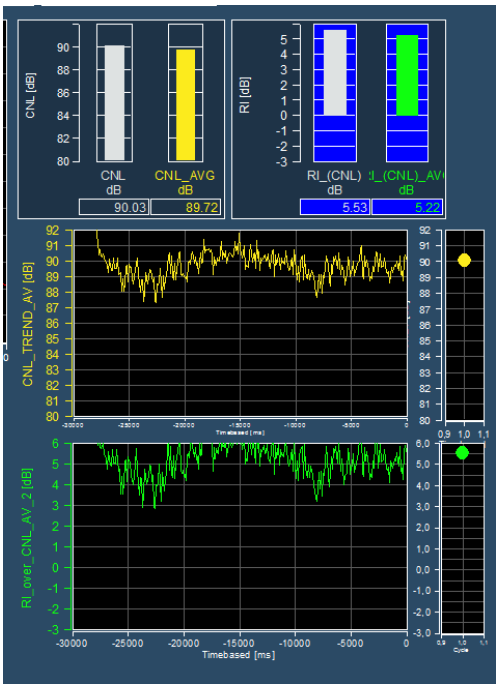
RI – osrednjeni intenzitet zvonjenja u posljednjem ciklusu, MW/m^2

$RI_{\mathrm{n-i}}$ – intenzitet zvonjenja u i-tom ciklusu određen putem jednadžbe 3.2., MW/m^2



Slika 3.12. Izgled grafičkog sučelja programa CalcGraf – AVL IndiCom

Na slici 3.13. prikazan je dio sučelja na temelju kojeg se prati intenzitet zvonjenja tijekom rada motora. Kako se tijekom ispitivanja motora u pojedinoj radnoj točki intenzitet zvonjenja izračuna nakon svakog ciklusa, određivanje optimalne radne točke omogućeno je u realnom vremenu.



Slika 3.13. Prikaz sučelja za određivanje intenziteta zvonjenja u programu AVL IndiCom

3.2.5. Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka

Srednji indicirani tlak motora definiran je jednadžbom:

$$\bar{p}_i = IMEP = \frac{1}{V_H} \int p \mathrm{d}V \tag{3.4.}$$

gdje je:

p – tlak u cilindru motora, Pa

V_H – radni volumen cilindra, m^3

Nestabilnost izgaranja u cilindru motora s unutarnjim izgaranjem određen je koeficijentom varijacije srednjeg indiciranog tlaka motora (engl. *Coefficient of Variation of the Indicated Mean Effective Pressure*, CoV(IMEP)). Taj koeficijent predstavlja standardnu devijaciju srednjeg indiciranog tlaka motora podijeljenu sa srednjom vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka kod n uzastopnih ciklusa izgaranja (jednadžba 3.5). U ovom istraživanju broj uzastopnih ciklusa izgaranja za određivanje koeficijenta varijacije iznosi 300.

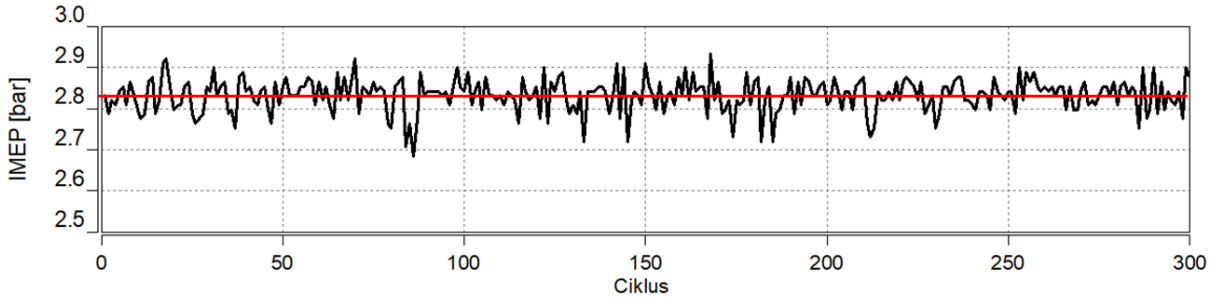
$$CoV(IMEP) = \frac{\sigma(IMEP_n)}{\mu(IMEP_n)} \cdot 100, \quad \% \tag{3.5.}$$

gdje je:

$\sigma(\mathrm{IMEP_n})$ – standardna devijacija srednjeg indiciranog tlaka tijekom n uzastopnih ciklusa (n = 300)

$\mu(IMEP_n)$ – srednja vrijednost srednjeg indiciranog tlaka tijekom n uzastopnih ciklusa (n = 300)

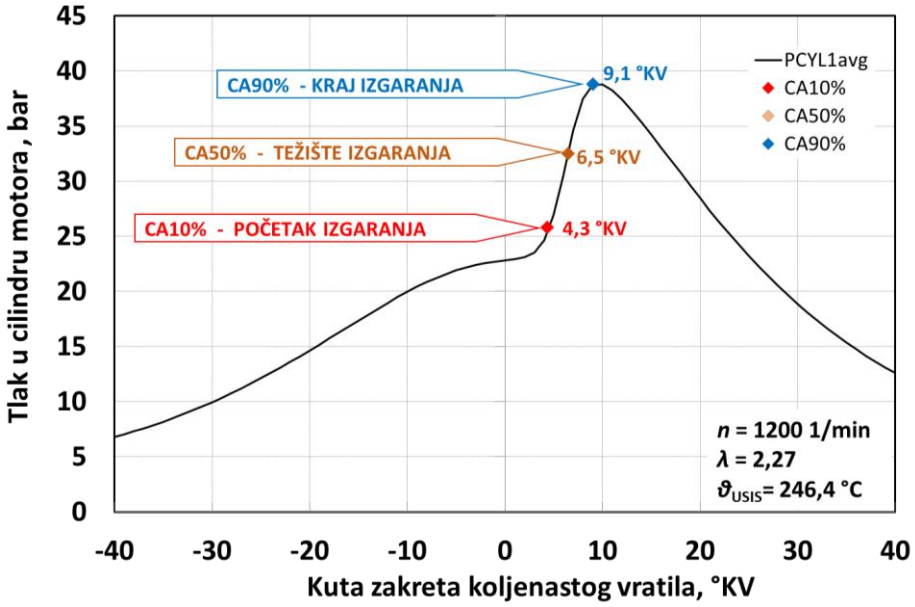
Granica koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka za Ottov i HCCI način rada iznosi 10 %.



Slika 3.14. Promjena srednjeg indiciranog tlaka u cilindru motora kroz 300 ciklusa (crna linija), srednja vrijednost (crvena linija)

3.2.6. Težište izgaranja (CA50)

Jedna od varijabli koja se promatra za vrijeme rada motora je i težište izgaranja koje je definirano kao kut zakreta koljenastog vratila do kojeg je izgorjelo 50 % mase goriva. Kut zakreta koljenastog vratila na engleskom jeziku naziva se *Crank Angle* te se za težište izgaranja kao kratica rabi oznaka CA50. Početak izgaranja definiran je kao kut zakreta koljenastog vratila do kojeg je izgorjelo 10 % mase goriva (u nekim literaturama navodi se i trenutak do kojeg je izgorjelo 5 % mase goriva). Krajem izgaranja smatra se kut zakreta koljenastog vratila do kojeg je izgorjelo 90 % (95 %) mase goriva [103].



Slika 3.15. Ključne točke za određivanje težišta izgaranja

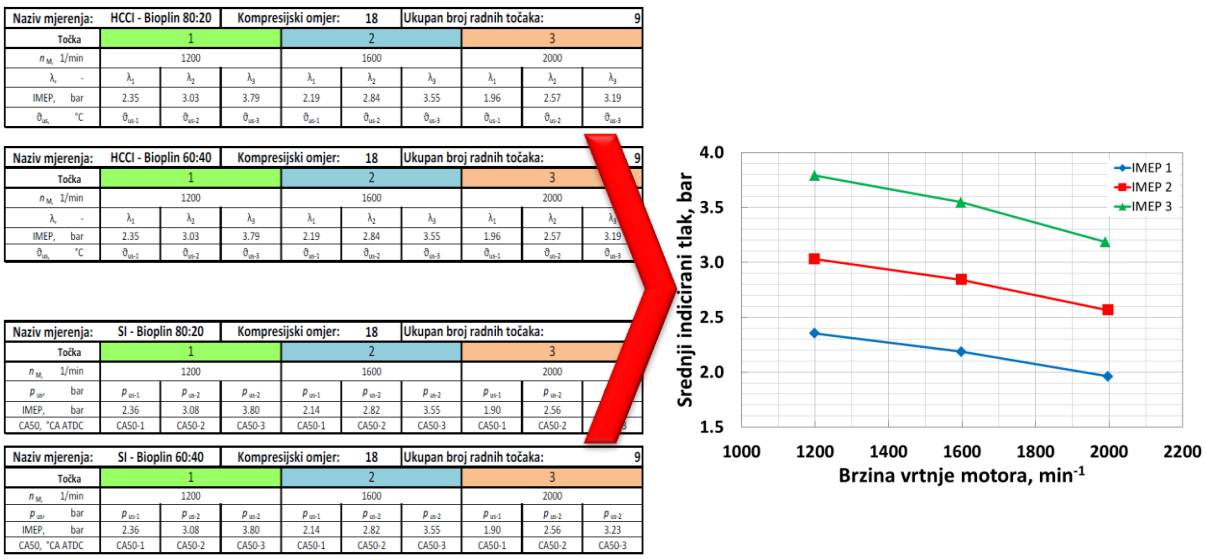
3.3. Plan pokusa

Broj izmjerenih radnih točaka sveden je na prihvatljiv broj izradom plana pokusa pojedinog mjerenja te je, uz pomoć programskog sučelja koji prikazuje vrijednosti pojedinih parametara u realnom vremenu, trajanje mjerenja svedeno na minimum. Prije početka istraživanja napravljen je pojednostavljen plan pokusa na temelju čega su izrađena pojedina mjerenja, a što dovodi do mogućnosti usporedbe pojedinih načina rada motora, usporedbe različitih goriva i slično. Rubni uvjeti pojedinih vrijednosti određeni su eksperimentalnim ispitivanjem te su neki od njih prikazani u tablici 3.1.

Tablica 3.1. Plan ispitivanja motora

Radni parametri	**Raspon vrijednosti**		
	minimalna	**srednja**	**maksimalna**
Brzina vrtnje motora	1200 min^{-1}	1600 min^{-1}	2000 min^{-1}
Opterećenje motora	IMEP 1	IMEP 2	IMEP 3
λ – za HCCI	λ_1	λ_2	λ_3
λ – za Otto	λ_1		λ_2
Sastav bioplina (CH_4 : CO_2)	60:40	80:20	100:0

Planom pokusa određene su granične vrijednosti brzina vrtnje i opterećenja motora kako je shematski prikazano na slici 3.16.



Slika 3.16. Shematski prikaz plana pokusa mjerenja

Ispitivanje pojedinog načina rada motora s karakterističnim vrijednostima (Ottov ili HCCI način rada, upotrebljeno gorivo, kompresijski omjer i slično) sastoji se od devet različitih točaka određenih brzinom vrtnje motora (1200, 1600 i 2000 min^{-1}) te tri različita opterećenja

motora nazvanih IMEP1, IMEP2 i IMEP3 koji redom označavaju najniže, srednje i najveće opterećenje motora.

3.4. Ispitivanje rada motora u pojedinom načinu rada

Optimalna radna točka motora određena je tijekom ispitivanja motora pomoću programa za praćenje parametara rada motora u realnom vremenu. Neki od parametara su težište izgaranja (CA50), intenzitet zvonjenja (RI), brzina porasta tlaka (engl. *Pressure Rise Rate*, PRR), najveći tlak u cilindru, maksimalna amplituda oscilacije tlaka (MAPO), razina buke izgaranja (CNL), itd.

Usporedbe u različitim načinima rada provele su se na tri različita opterećenja motora označeni kao IMEP 1 (oko 2,17 bar), IMEP 2 (oko 2,81 bar) i IMEP 3 (oko 3,51 bar).

Da bi se moglo identificirati i karakterizirati pojedini način rada motora, pojedino gorivo te način upravljanja radom motora, provedene su karakteristične usporedbe.

3.4.1. Ispitivanje motora u Ottovom načinu rada

Ispitivanje motora u Ottovom načinu rada provedeno je:

- pri kompresijskom omjeru ε = 12 te pogonjenog benzinom RON 95 (u daljnjem tekstu označeno kao: **SI-B-CR12**),
- pri kompresijskom omjeru ε = 18 te pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 100 : 0 i stehiometrijskim smjesom, λ = 1 (u daljnjem tekstu označeno kao: **SI-BP 100:0-CR 18-A**),
- pri kompresijskom omjeru ε = 18 te pogonjenog s bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2$ = 100 : 0 i λ = 1,2 (u daljnjem tekstu označeno kao: **SI-BP 100:0-CR18-B**),
- pri kompresijskom omjeru ε = 18 te pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 80 : 20 i stehiometrijskim smjesom (u daljnjem tekstu označeno kao: **SI-BP 80:20-CR 18**),
- pri kompresijskom omjeru ε = 18 te pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 60 : 40 i stehiometrijskim smjesom (u daljnjem tekstu označeno kao: **SI-BP 60:40-CR18**).

3.4.2. Ispitivanje motora u HCCI načinu rada

Ispitivanje motora u HCCI načinu rada provedeno je:

- pri kompresijskom omjeru ε = 12 te pogonjenog benzinom RON 95 (u daljnjem tekstu označeno kao: **HCCI-B-CR12**),
- pri kompresijskom omjeru ε = 16 te pogonjenog benzinom RON 95 (u daljnjem tekstu označeno kao: **HCCI-B-CR16**),
- pri kompresijskom omjeru ε = 18 te pogonjenog benzinom RON 95 (u daljnjem tekstu označeno kao: **HCCI-B-CR18**),
- pri kompresijskom omjeru ε = 18 te pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 100 : 0 (u daljnjem tekstu označeno kao: **HCCI-BP 100:0-CR18**),
- pri kompresijskom omjeru ε = 18 te pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 80 : 20 (u daljnjem tekstu označeno kao: **HCCI-BP 80:20-CR18**),
- pri kompresijskom omjeru ε = 18 te pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 60 : 40 (u daljnjem tekstu označeno kao: **HCCI-BP 60:40-CR18**).

3.4.3. Ispitivanje motora u HCCI – *dual fuel* načinu rada

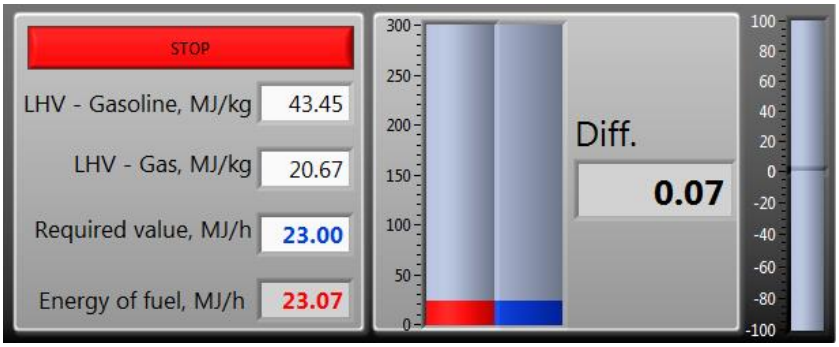
Ispitivanje motora u HCCI načinu rada pogonjeno dvama gorivima različitih karakteristika (benzinom RON 95 i bioplinom) provedeno je:

- pri kompresijskom omjeru ε = 18 te pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 60 : 40 i benzinom RON 95 (u daljnjem tekstu označeno kao: **HCCI-BP 60:40+B-CR18**),
- pri kompresijskom omjeru ε = 18 te pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 80 : 20 i benzinom RON 95 (u daljnjem tekstu označeno kao: **HCCI-BP 80:20+B-CR18**).

Dodavanje male količine reaktivnog goriva (poput benzina RON 95) u HCCI način rada pogonjenog bioplinom, gorivom s relativno visokom temperaturom samozapaljenja (manje reaktivno gorivo od benzina), omogućuje lakšu kontrolu početka izgaranja te nižu potrebnu temperaturu usisanog zraka za postizanje samozapaljenja smjese u cilindru motora.

Kako bi HCCI način rada bilo moguće usporediti s HCCI – *dual fuel* načinom rada, kao konstantna veličina za usporedbu određena je energija goriva unesenog u motor (benzin RON

95 + bioplin). Da bi se za vrijeme rada motora u realnom vremenu mogla pratiti energija unesena gorivom, u programskom paketu *LabVIEW* izrađen je program za izračun energije unesene gorivom. Sučelje programa može se vidjeti na slici 3.17.



Slika 3.17. Sučelje za prikaz energije goriva za vrijeme rada motora

U tablici 3.2. prikazane su karakteristične vrijednosti pojedinih parametara rada motora u HCCI i odgovarajućem HCCI – *dual fuel* načinu rada.

Tablica 3.2. Karakteristične vrijednosti ispitivanja motora u HCCI i HCCI – dual fuel načinu rada.

Gorivo 1	**Gorivo 2**	**Protok BP, kg/h**	**Protok B, kg/h**	**Protok zraka, kg/h**	**λ**	**Udio BP, %**	**Udio B, %**	**Energija goriva, MJ/h**
BP 80 20	-	0,99	0,00	20,21	2,00	100,00	0,00	28,27
BP 80 20	Benzin	0,59	0,28	23,74	2,57	67,82	32,18	28,86
BP 60 40	-	1,48	0,00	18,67	1,86	100,00	0,00	30,59
BP 60 40	Benzin	0,93	0,25	22,97	2,42	78,55	21,45	30,27

3.5. Određivanje karakterističnih veličina bioplina

Određivanje stehiometrijskog omjera goriva i zraka (engl. *Air to Fuel Ratio*, AFR) provedeno je prema stehiometrijskoj jednadžbi izgaranja koja u volumnom omjeru glasi:

$$CH_4 + 2\left(O_2 + \frac{79}{21} N_2\right) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 2 \text{ x } 3{,}76\ N_2 \qquad (3.6.)$$

Kad se kao pogonsko gorivo rabi bioplin u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 100 : 0$, jednadžba 3.6. preračunata u maseni omjer glasi:

$$16{,}04\ CH_4 + 64\ O_2 + 210{,}8\ N_2 \rightarrow 44{,}01\ CO_2 + 36{,}03\ H_2O + 210{,}8\ N_2 \qquad (3.7.)$$

Prema jednadžbi 3.7. omjer goriva i zraka izračunava se prema:

$$AFR_{100} = \frac{x(O_2)+y(N_2)}{z(CH_4)} = \frac{64 + 210{,}08}{16{,}04} = 17{,}13\ \frac{kg_Z}{kg_G} \quad (3.8.)$$

Kad se kao pogonsko gorivo rabi bioplin u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 80 : 20, jednadžba 3.6. uz dodatak CO_2 iz goriva preračunata u maseni omjer glasi:

$$16{,}04\ CH_4 + 11\ CO_2 + 64\ O_2 + 210{,}8\ N_2 \rightarrow 55{,}01\ CO_2 + 36{,}03\ H_2O + 210{,}8\ N_2 \quad (3.9.)$$

Prema jednadžbi 3.8. omjer goriva i zraka izračunava se prema:

$$AFR_{80} = \frac{x(O_2)+y(N_2)}{z(CH_4)+k(CO_2)} = \frac{64 + 210{,}08}{16{,}04+11} = 10{,}16\ \frac{kg_Z}{kg_G} \quad (3.10.)$$

Kad se kao pogonsko gorivo rabi bioplin u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 60 : 40, jednadžba 3.6. uz dodatak CO_2 iz goriva preračunata u maseni omjer glasi:

$$16{,}04\ CH_4 + 29{,}34\ CO_2 + 64\ O_2 + 210{,}8\ N_2 \rightarrow 73{,}35\ CO_2 + 36{,}03\ H_2O + 210{,}8\ N_2 \quad (3.11.)$$

Prema jednadžbi 3.8. omjer goriva i zraka izračunava se prema:

$$AFR_{80} = \frac{x(O_2)+y(N_2)}{z(CH_4)+n(CO_2)} = \frac{64 + 210{,}08}{16{,}04+29{,}34} = 6.06\ \frac{kg_Z}{kg_G} \quad (3.12.)$$

3.6. Analiza rezultata

Relevantni podaci prikupljeni mjerenjem na eksperimentalnom postavu spremaju se u datoteku za daljnju analizu. Dvije su brzine prikupljanja podataka:

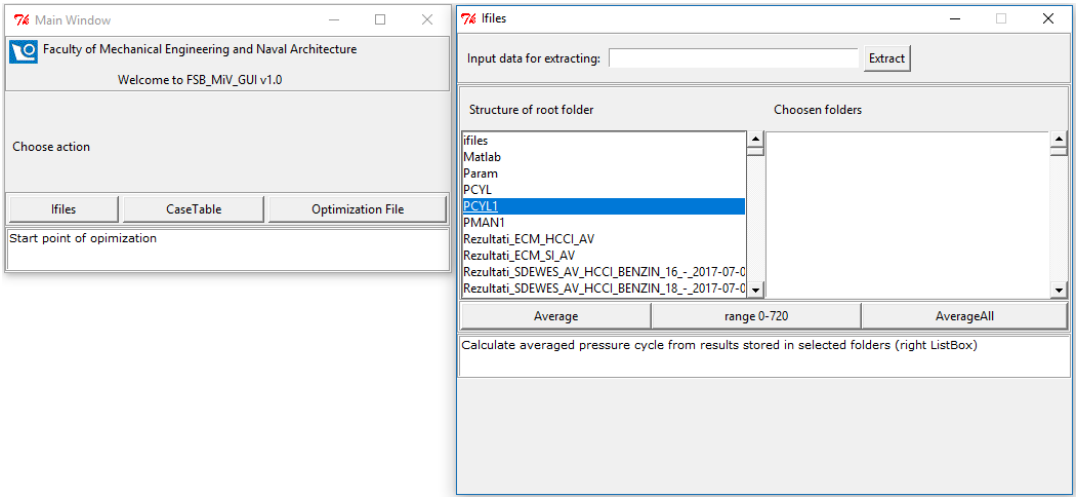
a) Velike brzine prikupljanja podataka za mjerenje promjene tlaka u cilindru motora, gdje se promjena tlaka u cilindru motora mjeri u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila rezolucije 0,1 °KV.

b) Male brzine za prikupljanje podataka o promjeni temperature usisa, protoku zraka, goriva i slično. Frekvencija prikupljanja podataka je 1 Hz, odnosno promjene pojedinih vrijednosti mjere se svaku sekundu.

Nakon dovođenja motora u stabilno i željeno radno područje pokreće se sustav za prikupljanje podataka te vrijeme mjerenja jedne radne točke iznosi 60 sekundi (uz mogućnost odabira i nekog drugog vremena). U naknadnoj analizi podataka te vrijednosti su osrednjene.

3.6.1. Opis programskih paketa rabljenih za analizu podataka

Nakon snimljenih profila tlaka u cilindru motora i tlaka u usisnoj cijevi u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila, potrebno je izraditi pomoćne datoteke za daljnju analizu u drugom komercijalnom programskom paketu. Te datoteke izrađene su u programskoj skripti *Python* [110] sa sučeljem prikazanim na slici 3.18. [111].



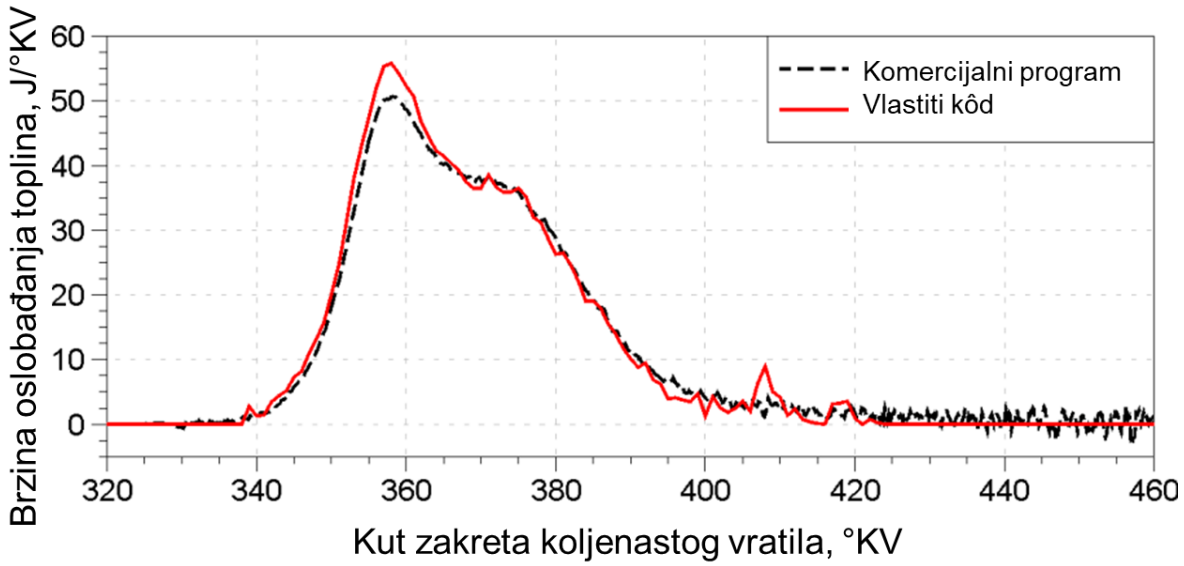
Slika 3.18. Sučelje programskog paketa Python

Nadalje, izrađen je vlastiti kôd za pripremu svih datoteka potrebnih za daljnju analizu. Pod time se podrazumijeva priprema datoteka s ulaznim podacima rubnih uvjeta temperature, tlaka, protoka goriva, zraka i slično. U programu za analizu podataka definiraju se, također, karakteristične vrijednosti ispitnog motora poput broja cilindara, radnog volumena, promjera klipa, duljina klipnjače, kompresijskog omjera i slično. Također, definira se i sastav goriva rabljenog u ispitivanju.

Profil tlaka u cilindru motora filtriran je pomoću filtera *Savitzki-Golay*. Određivanje brzine oslobađanja topline temelji se na prvom glavnom stavku termodinamike koji uključuje promjenu sastava odnosno svojstva mješavine goriva i zraka. Pomoću Woschnijevog modela određeni su gubici topline na stjenkama cilindra. Analiza točnosti kôda provedena je i prikazana u radu Kozarca i suradnika Analiza točnosti kôda provedena je i prikazana u radu Kozarca i suradnika [112].

Također, validacija vlastitog programskog kôda za izračun termodinamičkih veličina s komercijalnim programskim paketom prikazana je usporedbom na slici 3.19. Komercijalni softver koji se rabi za ovu usporedbu je *AVL BOOST*.

Usporedba je napravljena za brzinu oslobađanja topline za radnu točku u kojoj je motor pogonjen metanom pri kompresijskom omjeru ε = 12, brzina vrtnje motora iznosi 1600 min^{-1}, a trenutak preskakanja iskre je 30 °KV prije GMT.

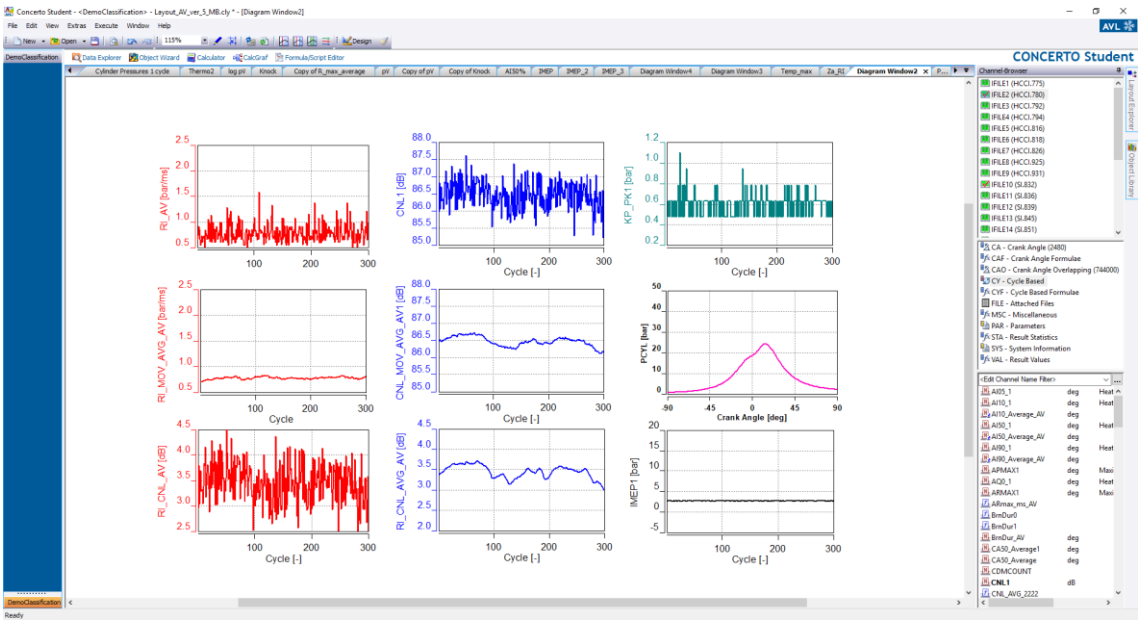


Slika 3.19. Usporedba rezultata brzine oslobađanja topline izračunatih vlastitim kôdom i komercijalnim programskim paketom.

Vlastiti programski kôd validiran je velikim brojem radnih točaka te uspoređen s komercijalnim programskim paketom. Može se primijetiti da se profil brzine oslobađanja topline, izračunat vlastitim kôdom, vrlo dobro poklapa s profilom brzine oslobađanja topline određenim komercijalnim programom što opravdava korištenje vlastitog programskog koda za izračun brzine oslobađanja topline i ostalih veličina koje se prate u okviru istraživanja u ovom radu.

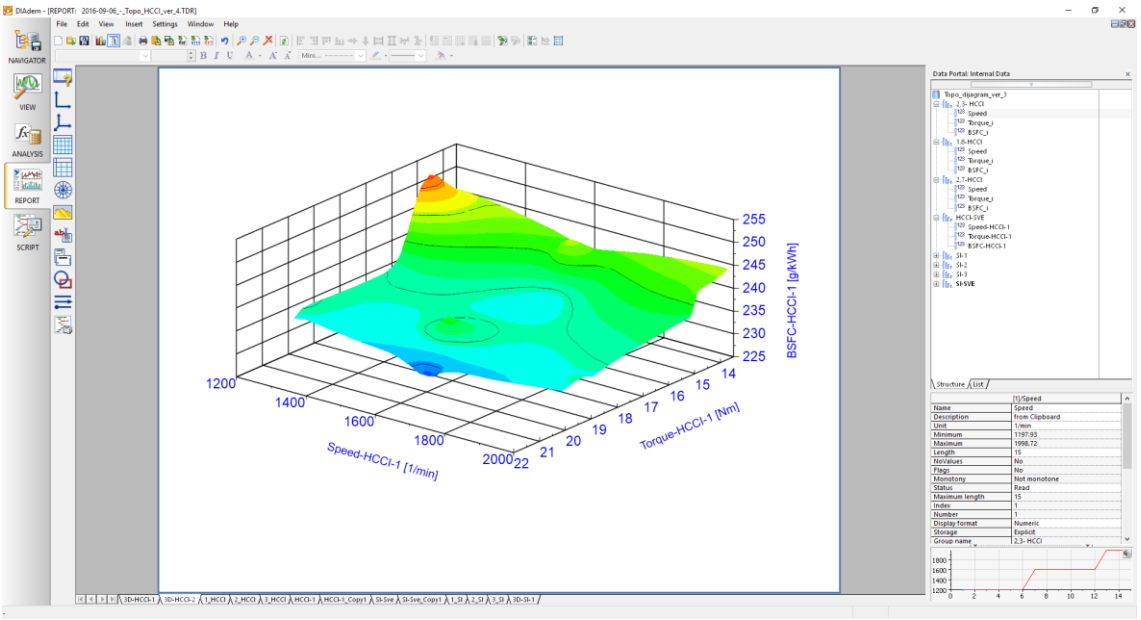
Daljnja obrada podataka u komercijalnom programu izrađena je u programskom paketu *Microsoft Office Excel*. U tom programu grupirane su specifične radne točke te su izrađeni usporedni dijagrami.

Pojedini kanali iz programskog paketa *AVL IndiCom* mogu se obraditi i u programskom paketu *AVL Concerto* gdje su već predefinirane vrijednosti, poput razine buke izgaranja, najveće brzine porasta tlaka u cilindru motora i slično, koji su upotrebljeni u ovom istraživanju. Izgled sučelja programskog paketa *AVL Concerto* prikazan je na slici 3.20.



Slika 3.20. Sučelje programskog paketa AVL Concerto

Programski paket *Microsoft Excel 2013* koji je rabljen u ovom istraživanju ograničen je brojem redova na 1,048,576 [113] što onemogućuje analizu grupe podataka veće od te vrijednosti. U tom slučaju rabljen je programski paket tvrtke *National Instruments NI DAIdem* [114] sučelja prikazanog na slici 3.21.



Slika 3.21. Sučelje programskog paketa NI DIAdem

4. Rezultati i diskusija

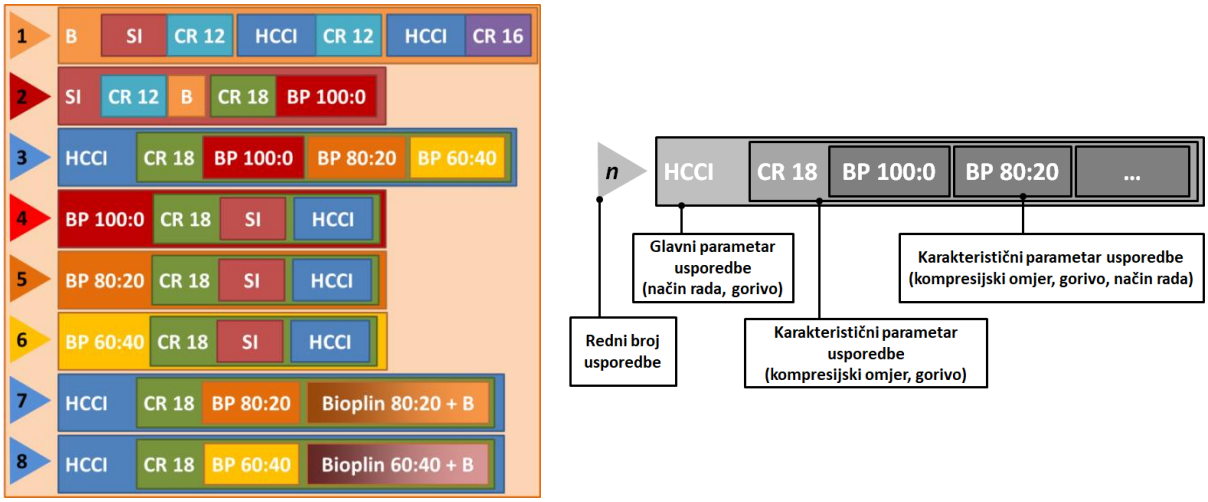
Kako bi bilo moguće prikazati mogući potencijal HCCI načina rada, u ovom istraživanju prikazana je usporedba s odgovarajućim Ottovim načinom rada pri sličnim odnosno praktički pri jednakim uvjetima rada. Također, uspoređen je utjecaj goriva i kompresijskog omjera na pojedini način rada.

Cilj usporedbe je identifikacija i karakterizacija pojedinih parametara rada motora u Ottovom i HCCI načinu rada. Isto tako, prikazana je usporedba tlaka u cilindru motora, temperature, te brzine oslobađanja topline u pojedinoj karakterističnoj usporedbi. Ujedno, prikazane su i usporedbe indicirane korisnosti motora te emisije HC, CO, CO_2 i NO_X.

Eksperimentalnim mjerenjem različitih načina rada motora izmjereno je ukupno 811 radnih točaka, od čega je za pojedini način rada odabrana ukupno 101 optimalna radna točka prema zadanim kriterijima opisanim u poglavlju 3.2. ovog rada.

Svaki pojedini način rada motora opisan je s devet radnih točaka, za tri različite brzine vrtnje motora i tri opterećenja jer je tako relativno dobro pokriveno cijelo radno područje motora.

Shematski prikaz pojedine usporedbe koje se temelje na usporedbi karakterističnog načina rada, goriva te kompresijskog omjera prikazan je na slici 4.1.



Slika 4.1. Shematski prikaz pojedinih usporedbi (lijevo), legenda (desno)

Opis i nomenklatura pojedinih usporedbi:

1. **Benzin RON95 kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada.**
   Usporedba konvencionalnog Ottovog načina rada pri kompresijskom omjeru ε = 12 s HCCI načinom rada pri istom kompresijskom omjeru pri pogonu istim gorivom, benzinom RON95. Također, prikazana je i usporedba s HCCI načinom rada pri povišenom kompresijskom omjeru.

2. **Ottov način rada pri pogonu s dva različita goriva.**
   Usporedba konvencionalnog Ottovog načina rada pri kompresijskom omjeru ε = 12 pogonjenog benzinom RON95 s Ottovim načinom rada pri pogonu bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 100 : 0$ i kompresijskom omjeru ε = 18.

3. **HCCI način rada pri pogonu bioplinom u različitim omjerima CH_4 i CO_2**
   Usporedba HCCI načina rada pri kompresijskom omjeru ε = 18 i pogonu trima različitima mješavinama bioplina, volumni omjer $CH_4 : CO_2$ za pojedino mjerenje iznosi 100 : 0, 80 : 20 i 60 : 40.

4. **Bioplin u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 100 : 0$ kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada.**
   Usporedba Ottovog i HCCI načina rada pri kompresijskom omjeru ε = 18 pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 100 : 0$.

5. **Bioplin u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada.**
   Usporedba Ottovog i HCCI načina rada pri kompresijskom omjeru ε = 18 pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$.

6. **Bioplin u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$ kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada.**
   Usporedba Ottovog i HCCI načina rada pri kompresijskom omjeru ε = 18 pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$.

7. **HCCI – *dual fuel* način rada pri pogonu bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ i benzinom RON95.**
   Usporedba HCCI –*dual fuel* načina rada pri kompresijskom omjeru ε = 18 i pogonu bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 80 : 40$ kao primarnim gorivom i benzinom RON95 kao sekundarnim gorivom.

8. **HCCI – *dual fuel* način rada pri pogonu bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$ i benzinom RON95.**

   Usporedba HCCI – *dual fuel* načina rada pri kompresijskom omjeru $\varepsilon = 18$ i pogonu bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$ kao primarnim gorivom i benzinom RON95 kao sekundarnim gorivom.

Motor je u pojedinim načinima rada ispitan u tri brzine vrtnje (1200, 1600 i 2000 min^{-1}) za tri različita opterećenja nazvanim **IMEP1** kao najniže opterećenje, **IMEP2** kao srednje opterećenje i **IMEP3** kao najveće opterećenje.

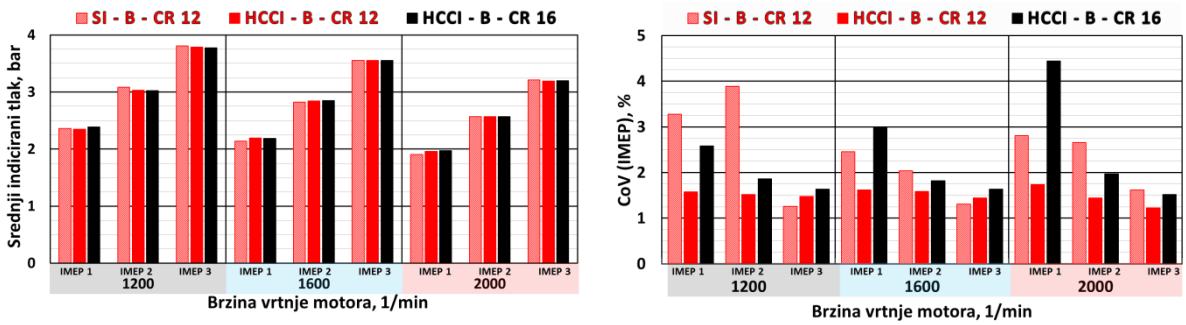
4.1. Benzin RON95 kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada

Ova usporedba temelji se na pogonskom gorivu benzin RON95 za pogon konvencionalnog Ottovog načina rada pri kompresijskom omjeru $\varepsilon = 12$ i HCCI načina rada pri istom kompresijskom omjeru ($\varepsilon = 12$) i povišenom kompresijskom omjeru ($\varepsilon = 16$) budući da je HCCI motor manje sklon detonantnom izgaranju zbog čega je rad pri povišenom kompresijskom omjeru moguć.

U ovoj usporedbi Ottov način rada označen je s **SI-B-CR12,** HCCI način rada pri kompresijskom omjeru $\varepsilon = 12$ označen je s **HCCI-B-CR12** dok s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 16$ ima oznaku **HCCI-B-CR16.** Bogatstvo smjese izraženo pomoću faktora pretička zraka za pojedini način rada te pojedino opterećenje prikazani su u tablici 4.1. Vrijednosti faktora pretička zraka određene su eksperimentalnim ispitivanjem motora u HCCI načinu rada pri pogonu benzinom i s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 12$. Najniža vrijednost određena je za najveće moguće opterećenje motora pri stabilnom radu motora odnosno u granicama vrijednosti intenziteta zvonjenja (< 6 MW/m^2). Najveća vrijednost faktora pretička zraka određena je za najniže opterećenje u kojem motor radi stabilno.

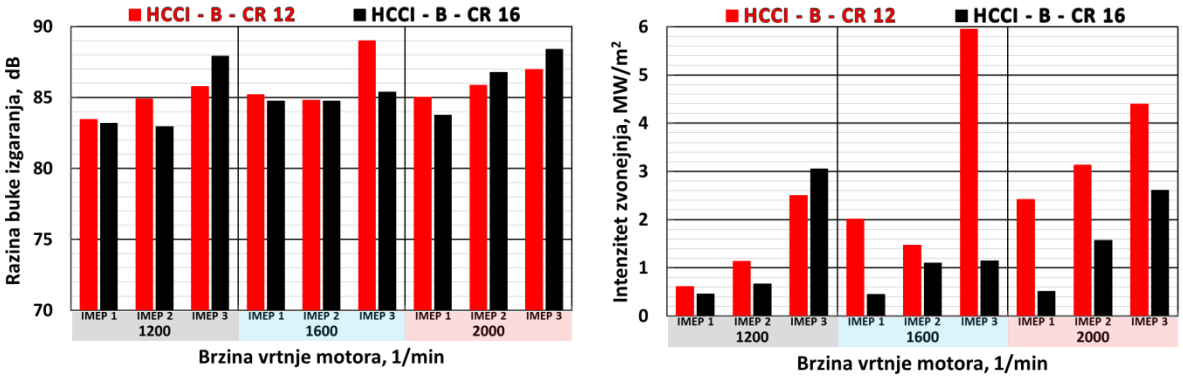
Tablica 4.1. Faktor pretička zraka za pojedino opterećenje u HCCI načinu rada

Način rada	**λ**		
	IMEP1	**IMEP2**	**IMEP3**
HCCI-B-CR12	2,8	2,3	1,9
HCCI-B-CR16	3,2	2,8	2,4



Slika 4.2. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka (lijevo) i koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka (desno)

Kao granica stabilnog izgaranja u ovom istraživanju rabi se koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka te njegova vrijednost iznosi 10 %. Na slici 4.2. (desno) prikazan je CoV(IMEP) gdje se može vidjeti da su sve vrijednosti ispod granične, odnosno može se zaključiti da je izgaranje u svim radnim točkama stabilno. Također, HCCI-B-CR12 ima uniformni te najniži CoV(IMEP) u svim radnim točkama dok kod ostala dva načina rada s povećanjem opterećenja motora vrijednost CoV(IMEP) pada.



Slika 4.3. Usporedba razine buke izgaranja (lijevo) i intenziteta zvonjenja u cilindru motora (desno)

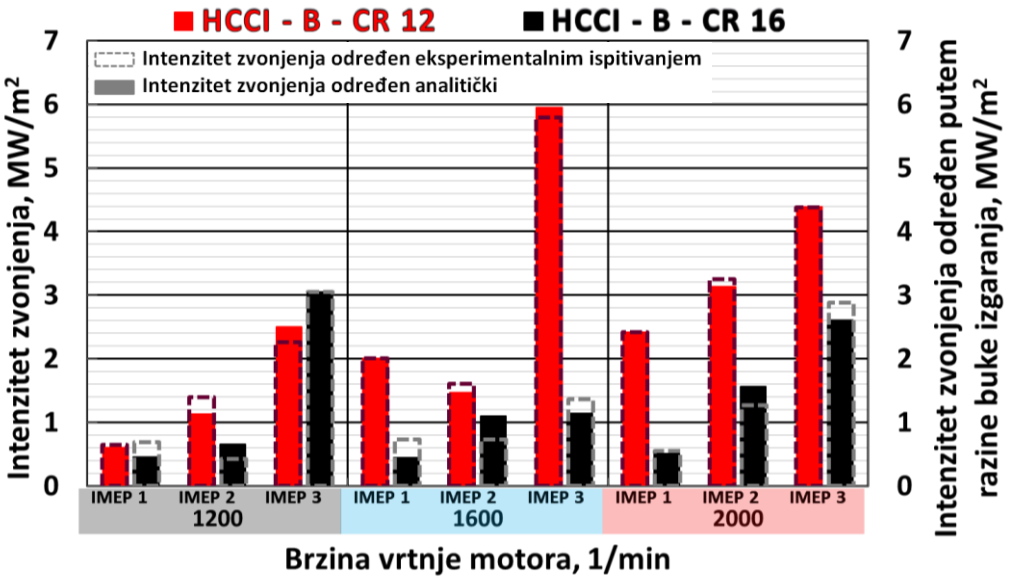
Jedan od ograničavajućih faktora u HCCI načinu rada je intenzitet zvonjenja (RI) prikazan na slici 4.3. Budući da su sve radne točke optimirane tako da zadovolje granične uvjete, tako je i u ovom slučaju zadovoljen uvjet granice RI od 6 MW/m^2. Očekivano, povećanjem opterećenja motora povećava se i intenzitet zvonjenja. Kako je pri povećanom kompresijskom omjeru motor osjetljiviji na intenzitet zvonjenja, u HCCI načinu rada pri ε = 16 nije bilo moguće upravljati radom motora blizu granice RI zbog čega je i u većini radnih točaka intenzitet zvonjenja niži nego kod HCCI načina rada s ε = 12.

Da bi se u realnom vremenu mogla odrediti vrijednost intenziteta zvonjenja putem vrijednosti razine buke, prije samog optimiranja pojedine radne točke izvedene su jednadžbe na temelju kojih je izračunat RI.

Prema jednadžbi 3.2. određen je intenzitet zvonjenja u cilindru motora za pojedini način rada te brzinu vrtnje motora. Koeficijent k_{ni} za određivanje intenziteta zvonjenja za pojedinu brzinu vrtnje n prikazan je u tablici 4.2.

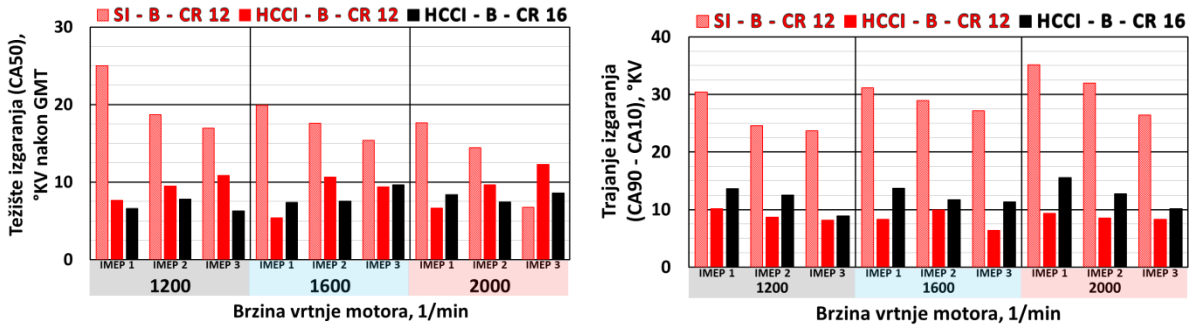
Tablica 4.2. Koeficijent za određivanje intenziteta zvonjenja pomoću razine buke izgaranja

Način rada	**k_{ni}, dB**		
	1200 min^{-1}	**1600 min^{-1}**	**2000 min^{-1}**
HCCI-B-CR12	83,3	83,2	82,6
HCCI-B-CR16	83,3	84,0	87,7



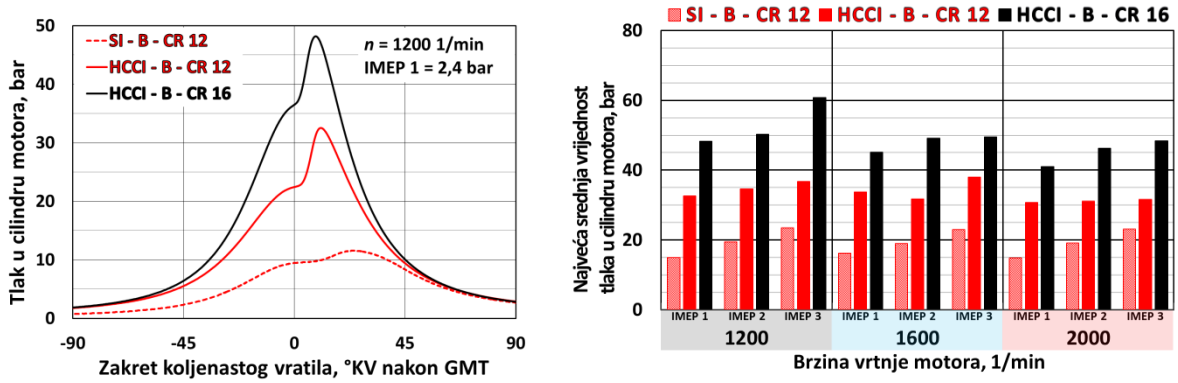
Slika 4.4. Usporedba intenziteta zvonjenja određenog analitički i putem razine buke izgaranja

Na slici 4.4. prikazana je usporedba intenziteta zvonjenja izračunata u naknadnoj analizi (ispunjeni stupci) te intenzitet zvonjenja određen eksperimentalnim ispitivanjem (stupci označeni crtkanom linijom).



Slika 4.5. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno)

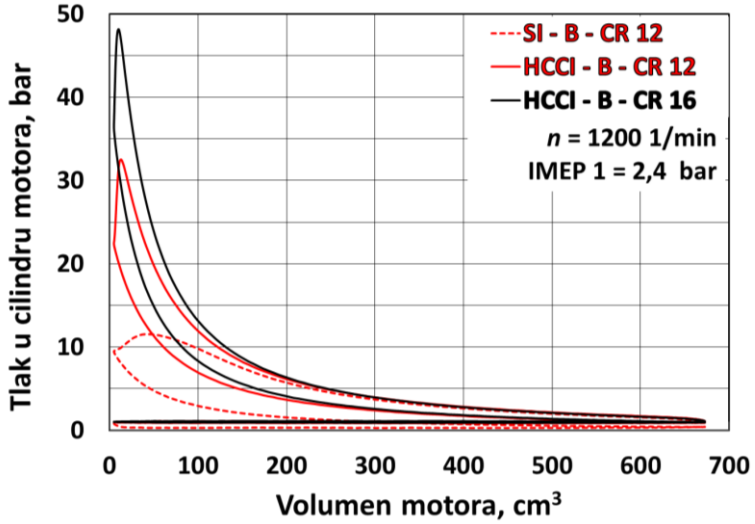
Težište izgaranja (CA50) je kod HCCI načina rada u većini slučajeva bliže GMT nego što je kod Ottovog načina rada (slika 4.5., lijevo). Kako je već poznato, HCCI način rada ima puno kraće trajanje izgaranja što se može vidjeti i na slici 4.5. (desno) gdje, u usporedbi s Ottovim načinom rada. u nekim slučajevima ima i više od tri puta kraće trajanje izgaranja. Također, primjetno je da je trajanje izgaranja u načinu rada HCCI-B-CR12 kraće nego kod HCCI-B-CR16 te se s povećanjem opterećenja i trajanje izgaranja smanjuje. Može se zaključiti da se povećanjem kompresijskog omjera kod HCCI načina rada produžuje trajanje izgaranja te u ovom istraživanju srednja vrijednost te razlike iznosi 29,2 %.



Slika 4.6. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno)

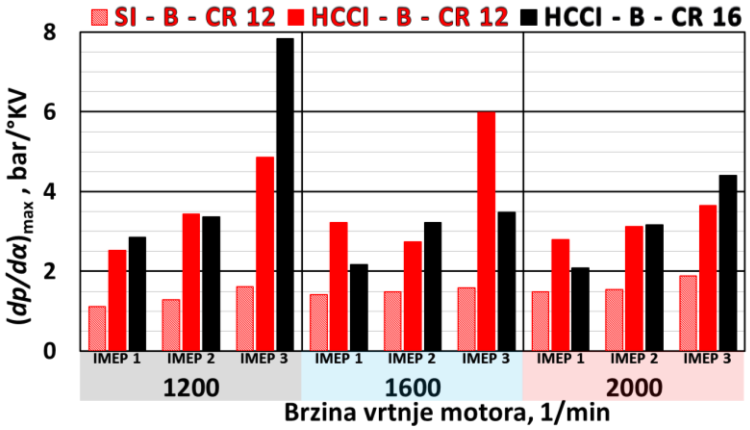
Profil tlaka u cilindru motora za opterećenje IMEP1 za brzinu vrtnje motora od 1200 min^{-1} prikazan je na slici 4.6. (lijevo). Vidljivo je da je za isto opterećenje motora pri istoj brzini vrtnje u HCCI načinu rada s oba kompresijska omjera znatno veći tlak u cilindru motora. Razlog tomu je što HCCI motor radi s potpuno otvorenom zaklopkom snage, (engl. *Wide Open Throttle*, WOT), tj. praktički pri atmosferskom tlaku u usisnoj cijevi dok se u Ottovom načinu rada usis prigušuje te je tlak u usisu znatno niži nego kod HCCI načina rada.

Uspoređujući Ottov i HCCI način rada pri kompresijskom omjeru $\varepsilon = 12$ može se zaključiti da je srednja vrijednost najvećeg tlaka u cilindru motora u Ottovom načinu rada manja za 57 % u odnosu na HCCI način rada.



Slika 4.7. Tlak u cilindru motora u ovisnosti o promjeni volumena

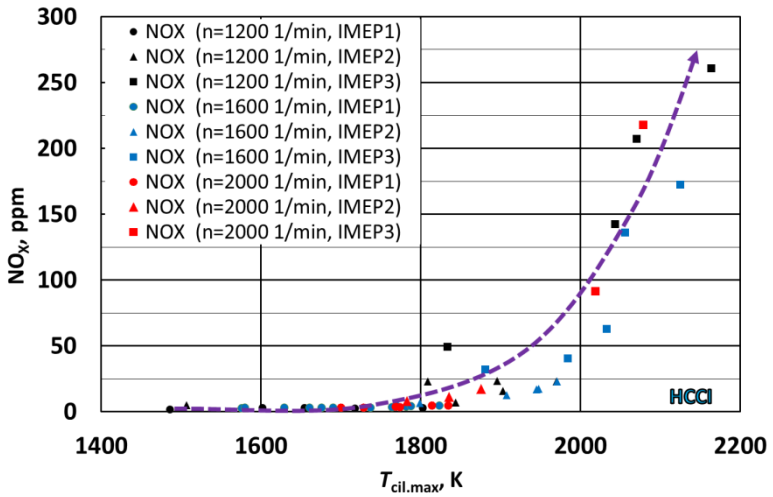
Prema slici 4.6., tlak u cilindru motora u Ottovom načinu rada niži je nego u HCCI načinu rada za isto opterećenje i istu brzinu vrtnje motora, odnosno prema slici 4.7. može se zaključiti da za ostvarenje istog srednjeg indiciranog tlaka motora, HCCI motor ima veći tlak kompresije uz manje gubitke izmjene radnog medija nego Ottov način rada.



Slika 4.8. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora

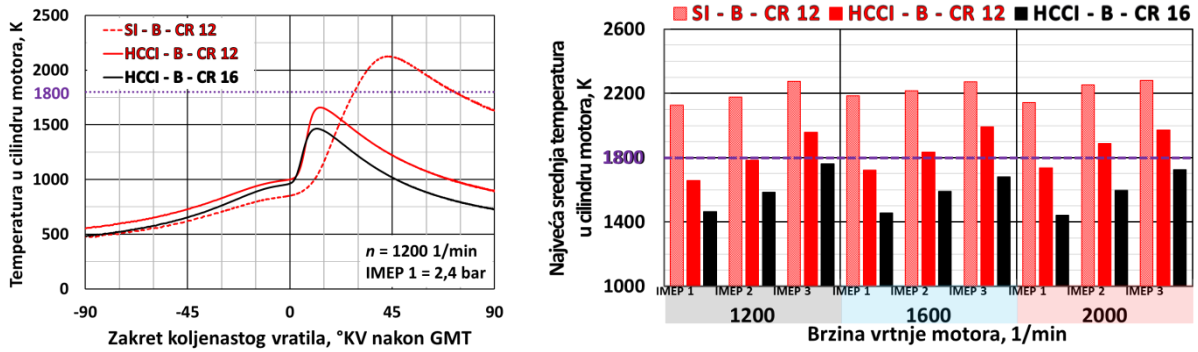
Najveća brzina porasta tlaka u cilindru motora (engl. *Maximum Pressure Rise Rate*, MPPR) prikazan je na slici 4.8. Očekivano, brzina porasta tlaka u cilindru motora veća je kod HCCI načina rada nego kod Ottovog načina rada, a u nekim slučajevima za isto opterećenje i brzinu

vrtnje motora ta brzina je veća i za četiri puta. Povećanjem opterećenja motora pri istoj brzini vrtnje povećava se i brzina porasta tlaka što je izraženije kod oba HCCI načina rada.



Slika 4.9. Prikaz ovisnosti emisije NO_X o vršnoj temperaturi u cilindru motora kod HCCI način rada

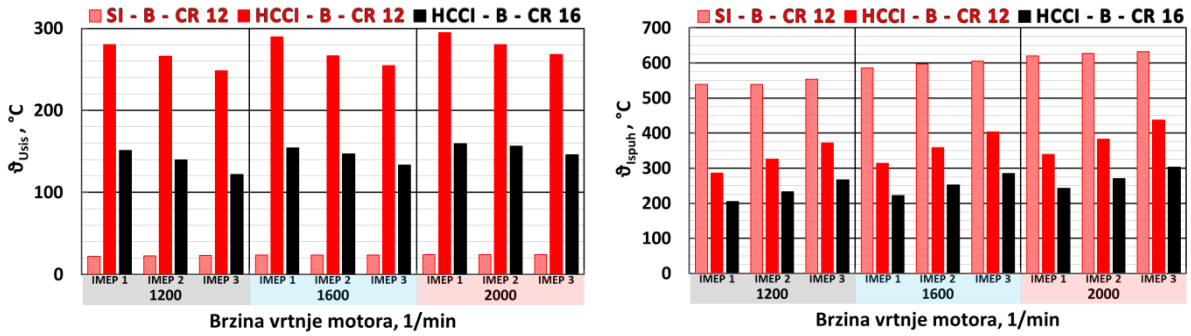
Na slici 4.9. prikazana je ovisnost emisije NOx o temperaturi u cilindru motora pri čemu se može zamijetiti porast emisije NO_X povećanjem vršne vrijednosti temperature u cilindru motora iznad 1800 K.



Slika 4.10. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno)

Profili srednje temperature u cilindru motora za radnu točku IMEP1 i brzinu vrtnje motora 1200 min^{-1} prikazani su na slici 4.10. (lijevo). Vidljivo je da vršna vrijednost temperature za Ottov način rada prelazi granicu od 1800 K što dovodi do povećanja emisije NO_X. Također, na slici 4.10. (desno) može se vidjeti da se povećanjem opterećenja u svim načinima rada vršna vrijednost temperature povećava. Promjena brzine vrtnje za isto opterećenje ne dovodi do značajnih promjena u vršnim vrijednostima temperature u cilindru motora. U Ottovom

načinu rada, vršne temperature u cilindru motora u svim su radnim točkama veće od 1800 K dok su u HCCI načinu rada pri kompresijskom omjeru ε = 16 niže od te vrijednosti. Kod HCCI načina rada pri ε = 12 samo u najnižem opterećenju (IMEP1) pri svim brzinama vrtnje vršna vrijednost temperature niža je od 1800 K.



Slika 4.11. Usporedba temperatura u usisu (lijevo) i ispuhu motora (desno)

Povećanjem kompresijskog omjera s ε = 12 na ε = 16 kod HCCI načina rada, zahtjev za grijanjem zraka na usisu se smanjuje, primjerice, za IMEP1 pri 1200 min^{-1} temperatura usisanog zraka pri ε = 12 iznosi 280 °C dok pri ε = 16 iznosi 151 °C (slika 4.11. lijevo). Srednja vrijednost razlika temperatura na usisu motora je kod HCCI načina rada pri ε = 12 veća za 53 % od HCCI načina rada pri ε = 16. S povećanjem opterećenja motora pri istoj brzini vrtnje zahtjev za grijanjem zraka se smanjuje dok se temperatura na ispuhu s povećanjem opterećenja povećava (slika 4.11., desno).

Indicirani rad visokotlačnog dijela ciklusa (engl. *High Pressure Cycle*, HPC) određen je prema jednadžbi:

$$W_{i,HPC} = \sum_{i=-180°}^{i=180°} \left(\frac{p_i + p_{i-1}}{2}\right) \cdot (V_i - V_{i-1}) \tag{4.1.}$$

gdje je:

p_i – tlak u cilindru u točki *i*, Pa

V_i – volumen u cilindru u točki *i*, m^3

Rad izmjene radnog medija (engl. *Gas Exchange*, GE) određen je prema jednadžbi:

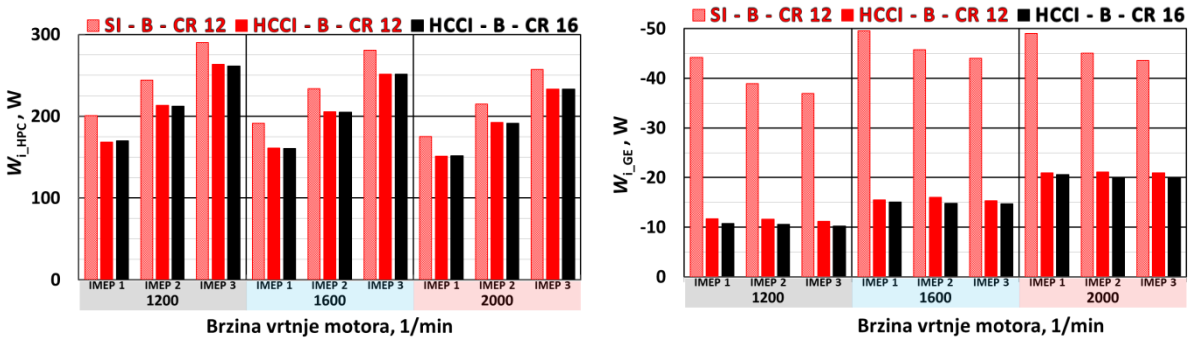
$$W_{i,GE} = \sum_{i=-360°}^{i=-180°} \left(\frac{p_i + p_{i-1}}{2}\right) \cdot (V_i - V_{i-1}) + \sum_{i=180°}^{i=360°} \left(\frac{p_i + p_{i-1}}{2}\right) \cdot (V_i - V_{i-1}) \tag{4.2.}$$

gdje je:

p_i – tlak u cilindru u točki *i*, Pa

V_i – volumen u cilindru u točki *i*, m^3

Na temelju jednadžbi 4.1 i 4.2 izrađeni su usporedni dijagrami rada visokotlačnog dijela ciklusa te gubici izmjene radnog medija za sva tri načina rada (slika 4.12.).



Slika 4.12. Usporedba indiciranog rada visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i izmjene radnog medija (desno)

Može se zaključiti da su kod oba HCCI načina rada vrijednosti rada visokotlačnog dijela ciklusa za istu radnu točku približno jednake te manje od vrijednosti rada u Ottovom načinu rada. S druge strane, kod Ottovog načina rada gubici izmjene radnog medija u nekim su slučajevima veći i za četiri puta što je posljedica prigušenja usisa koja je ostvarena zaklopkom za snagu.

Indicirana korisnost visokotlačnog dijela ciklusa određena je prema jednadžbi:

$$\eta_{i,HPC} = \frac{W_{i,HPC}}{Q_1} \cdot 100\ \% \tag{4.3.}$$

gdje je:

$W_{i,\ HPC}$ – indicirani rad visokotlačnog dijela ciklusa, J/ciklus

Q_1 – energija dovedena gorivom, J/ciklus

Gubici izmjene radnog medija određeni su prema:

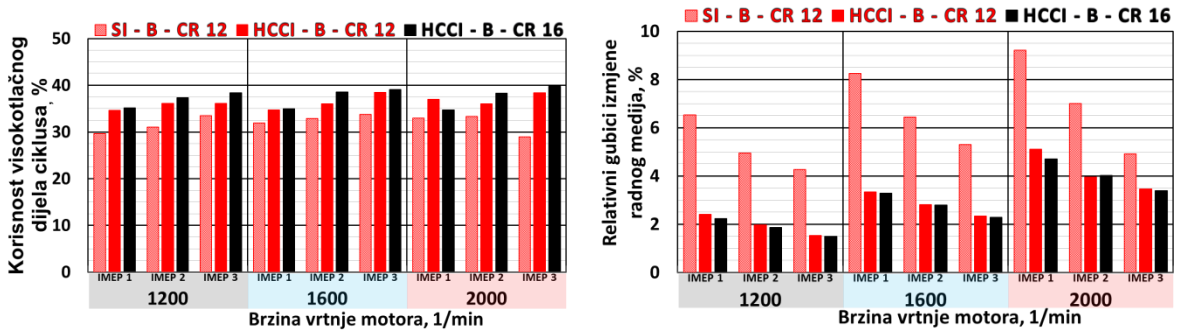
$$\eta_{i,GE} = \frac{|W_{i,GE}|}{Q_1} \cdot 100\ \% \tag{4.4.}$$

gdje je:

$W_{i,\ GE}$ – indicirani rad izmjene radnog medija, J/ciklus

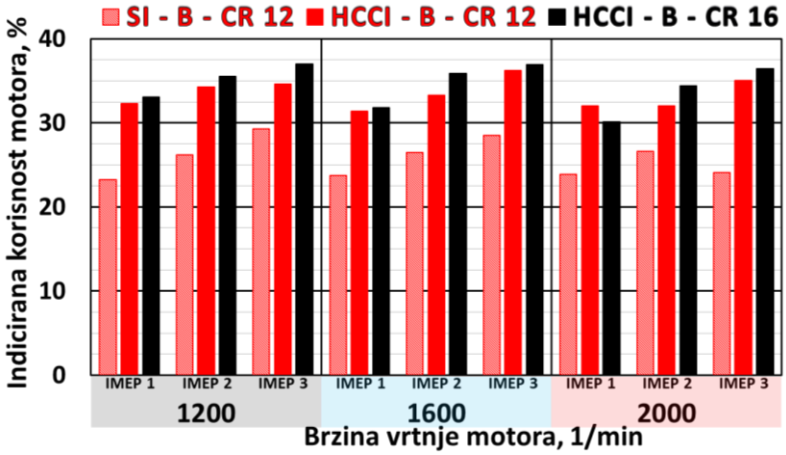
Q_1 – energija dovedena gorivom, J/ciklus

Indicirana korisnost visokotlačnog dijela ciklusa te gubici radnog medija određeni su prema jednadžbama 4.3. i 4.4. te su usporedne vrijednosti prikazane na slici 4.13.



Slika 4.13. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno)

Indicirana korisnost visokotlačnog dijela ciklusa kod HCCI načina rada veća je nego kod Ottovog načina rada (slika 4.13., lijevo) te uz manje gubitke izmjene radnog medija (4.13., desno) dovodi do veće ukupne indicirane korisnosti motora kako je prikazano na slici 4.14.



Slika 4.14. Usporedba indicirane korisnosti motora

Srednje vrijednosti indicirane korisnosti motora za pojedino opterećenje prikazane su u tablici 4.3.

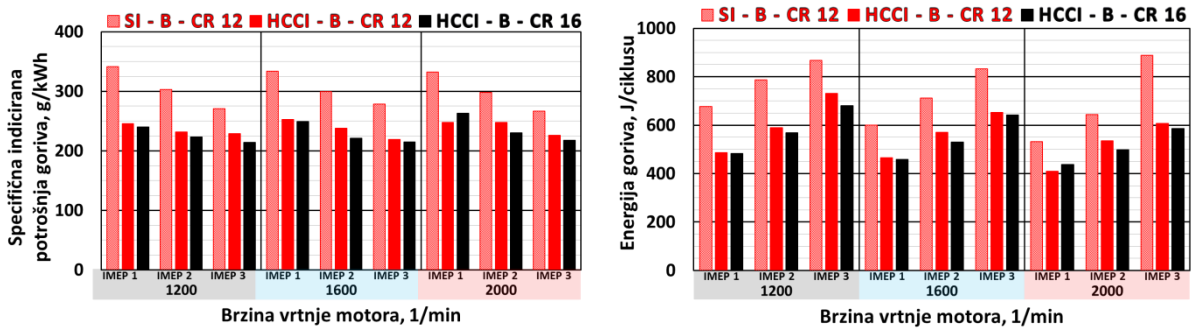
Tablica 4.3. Indicirana korisnost motora za pojedino opterećenje

Način rada motora	**Opterećenje motora**		
	IMEP1	**IMEP2**	**IMEP3**
SI-B-CR12	23,61 %	26,41 %	27,29 %
HCCI-B-CR12	31,92 %	33,19 %	35,31 %
HCCI-B-CR16	31,66 %	35,27 %	36,77 %

Može se zaključiti da s povećanjem opterećenja raste i indicirana korisnost motora u svim načinima rada. HCCI način rada u prosjeku ima 24 % veću indiciranu korisnost nego Ottov

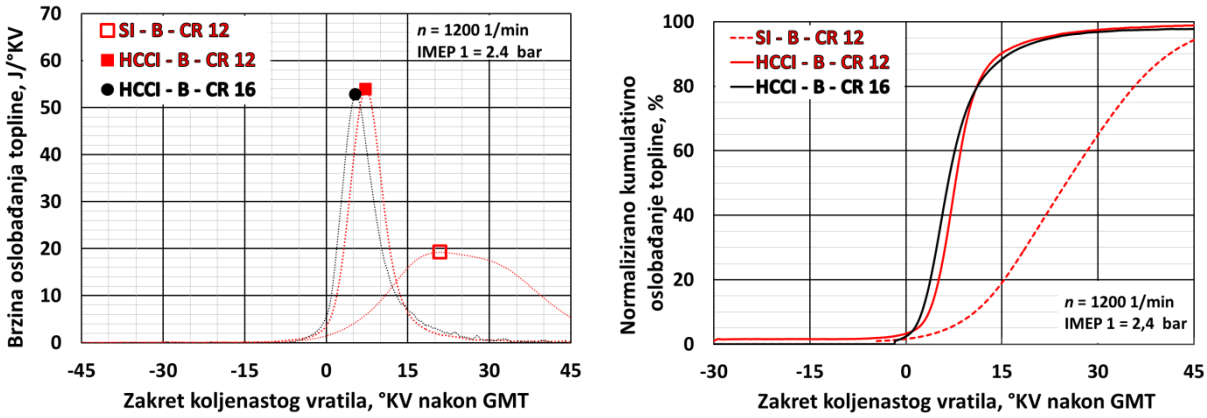
način rada. Najveću indiciranu korisnost ima HCCI način rada pri kompresijskom omjeru ε = 16 (36,77 %). Povećanjem kompresijskog omjera kod HCCI načina rada s ε = 12 na ε = 16 nisu određene veće razlike u indiciranoj korisnosti.

Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva te energije dovedene gorivom po ciklusu prikazane su na slici 4.*15*.



Slika 4.15. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva (lijevo) i energije dovedene gorivom po ciklusu (desno)

Uspoređujući specifičnu indiciranu potrošnju goriva može se zaključiti da HCCI način rada treba 29 % manje goriva za isto opterećenje pri istoj brzini vrtnje motora. Također, s povećanjem opterećenja pri istoj brzini vrtnje motora specifična indicirana potrošnja goriva u svim načinima rada pada.



Slika 4.16. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno)

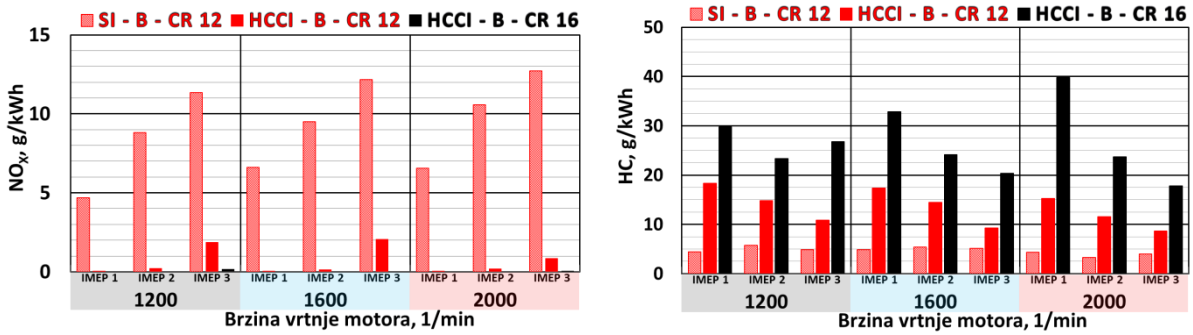
Usporedba brzine oslobađanja topline (ROHR) za slučaj IMEP1 pri 1200 min^{-1} za Ottov i HCCI način rada prikazana je na slici 4.16. i tablici 4.4.

Tablica 4.4. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1}

Način rada	$ROHR_{max}$, J/°KV	$CA50_{ROHRmax}$, °KV nGMT	Trajanje izgaranja, °KV
SI-B-CR12	19,23	21,00	30,39
HCCI-B-CR12	53,81	7,30	10,16
HCCI-B-CR16	52,77	5,40	13,62

Može se primijetiti da je za isto opterećenje i isti srednji indicirani tlak pri istoj brzini vrtnje motora, težište izgaranja HCCI načina rada bliže GMT, a istodobno je vršna vrijednost brzine oslobađanja topline više od dvaput veća nego u Ottovom načinu rada. Ovo je rezultat kraćeg trajanja izgaranja u HCCI načinu rada (10,16 °KV za ε = 12 i 13,62 °KV za ε = 16) u usporedbi s približno 30,39 °KV u Ottovom načinu rada. Zanimljivo je napomenuti da je profil brzine oslobađanja topline za HCCI način izgaranja približno jednak dok je u Ottovom načinu rada razlika u profilu zbog kasnijeg težišta izgaranja (25 °KV nakon GMT) koje je rezultat optimalnih uvjeta rada motora. Također, razlika u tijeku (profilu) izgaranja posljedica je fizikalnih procesa koji se odvijaju. Tako kod Ottovog načina karakteristična je propagacija plamena kroz čitavi volumen cilindra, dok je kod HCCI načina rada odvijanje kemijskih reakcija koje se odvijaju skoro pa istovremeno u svim područjima unutar cilindra. Zbog toga je i duljina izgaranja kod Ottovog načina rada znatno veća nego kod HCCI načina rada.

Vrijednosti emisija NO_X, HC, CO i CO_2 prikazane su u gramima po kilovat satu (g/kWh), koristeći se postojećom skriptom izrađenom na Katedri za motore i vozila, radi lakše usporedbe s emisijama dvaju različitih načina izgaranja u cilindru motora te mogućnosti usporedbe s propisanim graničnim vrijednostima. Izvorno, emisije NO_X i HC izmjerene su u ppm (engl. *parts per million*) dok su emisije CO i CO_2 izvorno izmjerene u volumnim udjelima (% vol.).



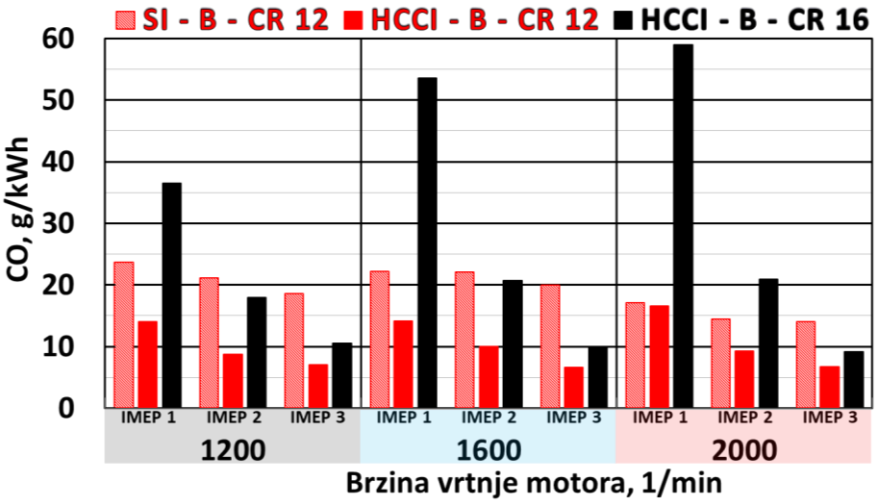
Slika 4.17. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno)

Na slici 4.17. (lijevo) prikazana je usporedba emisije NO_X za sva tri načina rada. Može se vidjeti da oba HCCI načina rada ili gotovo nemaju ili imaju jako malu emisiju NO_X. Emisija

NO_X u HCCI načinu rada blizu je graničnih vrijednosti za motore EURO VI za gospodarsko vozilo (engl. *heavy-duty engines*) [115] koja iznosi 0,46 g/kWh. U nekim slučajevima emisija je manja dok je u nekim veća od granične vrijednosti. Emisija NO_X u Ottovom načinu rada znatno je veća od one u HCCI načinu rada zbog većih vršnih temperatura u cilindru motora za vrijeme izgaranja koje dovode do formacije dušikovih oksida.

Na slici 4.17. (desno) prikazana je usporedba emisije neizgorjelih ugljikovodika. Može se primijetiti da su, kako je smjesa siromašnija kod HCCI načina rada, emisije HC veće. Stoga, HCCI način rada s vrlo siromašnom smjesom (λ do 3,2 pri ε = 16) ima, u nekim slučajevima, više od tri puta veću emisiju HC nego u Ottovom načinu rada. Emisije HC u Ottovom načinu rada su između 3,2 i 5,7 g/kWh, a vrijednost se neznatno smanjuje kako se povećava brzina vrtnje i opterećenje motora. Za razliku od Ottovog načina rada, emisija HC u HCCI načinu rada povećava se s povećanjem brzine vrtnje motora zbog kinetičkog ponašanja smjese odnosno manje vremena za kemijske reakcije do kojih dolazi kada se povećava brzina vrtnje motora. Emisije HC u HCCI načinu rada s ε = 16 su u nekim slučajevima više od dvaput veće nego u HCCI načinu rada s ε = 12 zbog znatno niže temperature u cilindru.

Treba primijetiti da su vrijednosti emisije HC za sve radne točke (Ottov i HCCI način rada) znatno iznad graničnih vrijednosti za emisije HC teških motora i zahtijevaju primjenu sustava naknadne obrade, na primjer, oksidacijskog katalizatora (granica za emisije HC teških motora EURO VI je 0,13 g/kWh [115]).



Slika 4.18. Usporedba emisije CO

Usporedba emisije CO prikazana je na slici 4.18. gdje se može vidjeti da s povećanjem opterećenja u sva tri načina rada vrijednost emisije CO pada. S povećanjem brzine vrtnje motora u HCCI načinu rada pri ε = 16 i istom opterećenju IMEP1 raste i emisija CO dok se u

ostala dva načina rada vrijednost emisije značajno ne mijenja promjenom brzine vrtnje pri istom opterećenju. Emisija CO najniža je u HCCI načinu rada pri ε = 12 te se raspon vrijednosti kreće od 6,6 do 16,5 g/kWh.

U svrhu jednostavnijeg pregleda izvedenih mjerenja, a s ciljem donošenja zaključka izrađene su tablice karakterističnih veličina za srednju vrijednost pojedinog opterećenja s obzirom na brzinu vrtnje motora (tablica 4.5.) te vršne vrijednosti prikazane u tablici 4.6.

Tablica 4.5. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod SI-B-CR12 načina rada.

SI-B-CR12	**Opterećenje motora**		
	IMEP1	**IMEP2**	**IMEP3**
ϑ_{usis}, °C	23,15	23,58	23,73
ϑ_{ispuh}, °C	581,60	588,18	597,30
$T_{cil.max}$, K	2150,58	2214,53	2275,60
$p_{cil.max}$, bar	15,24	19,13	23,17
dp/dα, bar/°KV	1,34	1,45	1,71
Trajanje izg. (CA90-CA10), °KV	32,21	28,45	25,73
η_i, %	23,61	26,41	27,29
$\eta_{\_HPC}$, %	31,50	32,41	32,05
$\eta_{\_GE}$, %	8,00	6,13	4,82
g_i, g/kWh	335,78	300,18	271,79
$ROHR_{max}$, J/°KV	17,42	23,55	29,90
NO_X, g/kWh	5,94	9,63	12,08
HC, g/kWh	4,53	4,76	4,66
CO, g/kWh	20,95	19,18	17,49

Tablica 4.6. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod SI-B-CR12 načina rada.

SI-B-CR12	**Radna točka**		
	Vrijednost	**Opterećenje**	**Brzina vrtnje**
ϑ_{usis_max}, °C	24,21	IMEP2	2000
$T_{cil.max}$, K	2280,17	IMEP3	2000
$p_{cil.max}$, bar	23,46	IMEP3	1200
dp/dα*_max*, bar/°KV	1,90	IMEP3	2000
η_{i_max}, %	29,28	IMEP3	1200
g_{i_min}, g/kWh	266,54	IMEP3	2000
NO_{X_min}, g/kWh	4,68	IMEP3	1200
$HC_{\_min}$, g/kWh	3,23	IMEP2	2000
$CO_{\_min}$, g/kWh	13,97	IMEP3	2000
$ROHR_{max}$, J/°KV	35,35	IMEP3	1200

Tablica 4.7. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod HCCI-B-CR12 načina rada.

HCCI-B-CR12	Opterećenje motora		
	IMEP1	**IMEP2**	**IMEP3**
ϑ_{usis}, °C	288,11	271,00	256.99
ϑ_{ispuh}, °C	312,95	355,83	403,93
$T_{cil.max}$, K	1705,13	1835,72	1974,12
$p_{cil.max}$, bar	32,33	32,46	35,43
dp/dα, bar/°KV	2,85	3,10	4,83
Trajanje izg. (CA90-CA10), °KV	9,29	9,07	7,65
η_i, %	31,92	33,19	35,31
$\eta_{\_HPC}$, %	35,45	36,06	37,67
$\eta_{\_GE}$, %	3,62	2,91	2,45
g_i, g/kWh	248,40	239,01	224,60
$ROHR_{max}$, J/°KV	54,10	65,79	89,28
NO_X, g/kWh	0,05	0,18	1,60
HC, g/kWh	17,00	13,60	9,60
CO, g/kWh	14,89	9,37	6,79

Tablica 4.8. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora HCCI-B-CR12 načina rada.

HCCI-B-CR12	Radna točka		
	Vrijednost	**Opterećenje**	**Brzina vrtnje**
ϑ_{usis_max}, °C	294,61	IMEP1	2000
$T_{cil.max}$, K	1992,58	IMEP3	1600
$p_{cil.max}$, bar	37,95	IMEP3	1600
dp/dα_max, bar/°KV	5,98	IMEP3	1600
η_{i_max}, %	36,25	IMEP3	1600
g_{i_min}, g/kWh	218,69	IMEP3	1600
NO_{X_min}, g/kWh	0,04	IMEP1	1200
$HC_{\_min}$, g/kWh	8,68	IMEP3	2000
$CO_{\_min}$, g/kWh	6,58	IMEP3	1600
$ROHR_{max}$, J/°KV	100,33	IMEP3	1600

Tablica 4.9. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod HCCI-B-CR16 načina rada.

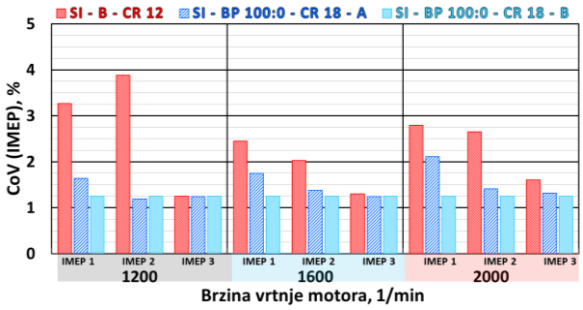
HCCI-B-CR16	Opterećenje motora		
	IMEP1	IMEP2	IMEP3
ϑ_{usis}, °C	154,81	147,65	133,77
ϑ_{ispuh}, °C	223,53	252,02	285,05
$T_{cil.max}$, K	1454,05	1590,11	1722,39
$p_{cil.max}$, bar	44,77	48,56	52,89
dp/dα, bar/°KV	2,37	3,25	5,24
Trajanje izg. (CA90-CA10), °KV	14,30	12,33	10,11
η_i, %	31,66	35,27	36,77
$\eta_{\_HPC}$, %	34,97	38,08	39,09
$\eta_{\_GE}$, %	3,41	2,89	2,39
g_i, g/kWh	250,71	224,85	215,58
$ROHR_{max}$, J/°KV	43,82	61,65	93,82
NO_X, g/kWh	0,01	0,01	0,08
HC, g/kWh	34,15	23,71	21,67
CO, g/kWh	49,68	19,86	9,93

Tablica 4.10. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-B-CR16 načina rada.

HCCI-B-CR16	Radna točka		
	Vrijednost	Opterećenje	Brzina vrtnje
ϑ_{usis_max}, °C	159,25	IMEP1	1600
$T_{cil.max}$, K	1761,89	IMEP3	1200
$p_{cil.max}$, bar	60,78	IMEP3	1200
dp/dα_max, bar/°KV	7,83	IMEP3	1200
η_{i_max}, %	36,99	IMEP3	1200
g_{i_min}, g/kWh	214,30	IMEP3	1600
NO_{X_min}, g/kWh	0,00	IMEP1	1600
$HC_{\_min}$, g/kWh	17,82	IMEP3	2000
$CO_{\_min}$, g/kWh	9,19	IMEP3	2000
$ROHR_{max}$, J/°KV	132,00	IMEP3	1200

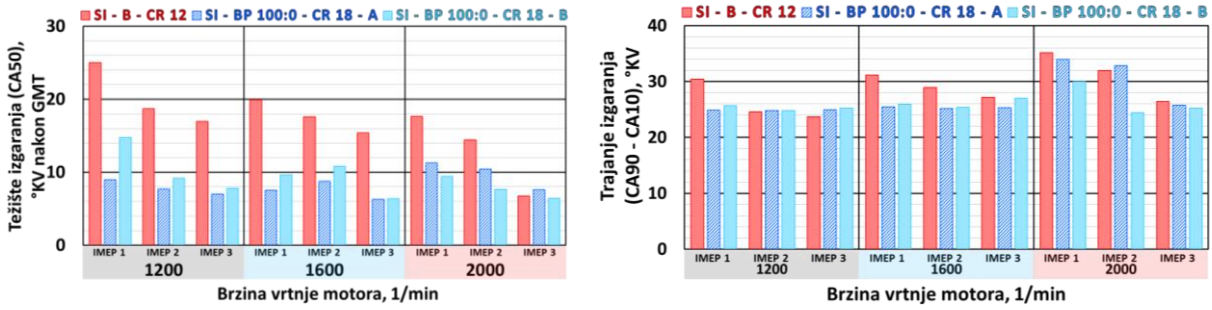
4.2. Ottov način rada pri pogonu dvama različitim gorivima

Osnova ove usporedbe je Ottov način rada pri pogonu dvama različitim vrstama goriva, benzinom RON95 i bioplinom u volumnom omjeru 100 : 0. Ispitivanje Ottovog načina rada pri pogonu benzinom RON95 provedeno je pri kompresijskom omjeru ε = 12 i stehiometrijskim omjerom goriva i zraka (u daljnjem tekstu označeno sa **SI-B-CR12**), dok je pri pogonu bioplinom pri kompresijskom omjeru ε = 18, i to s dvije vrijednosti faktora pretička zraka, λ = 1 označeno kao **SI-BP 100 : 0-CR18-A** i λ = 1,2 označeno kao **SI-BP 100 : 0-CR18-B.**



Slika 4.19. Usporedba koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka

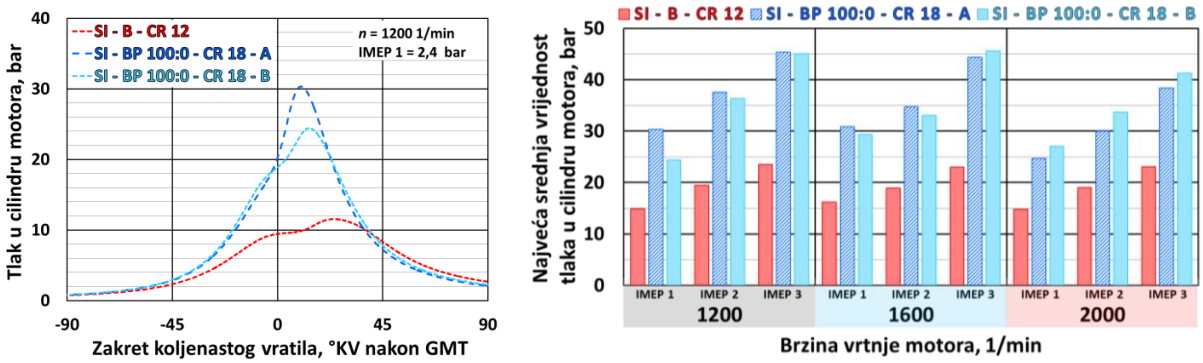
Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka za sve je radne točke, kako je prikazano i na slici 4.19., ispod granične vrijednosti od 10 %. Pogon motora bioplinom ima uniformniji CoV(IMEP) nego kad je motor pogonjen benzinom zbog veće reaktivnosti benzina.



Slika 4.20. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno)

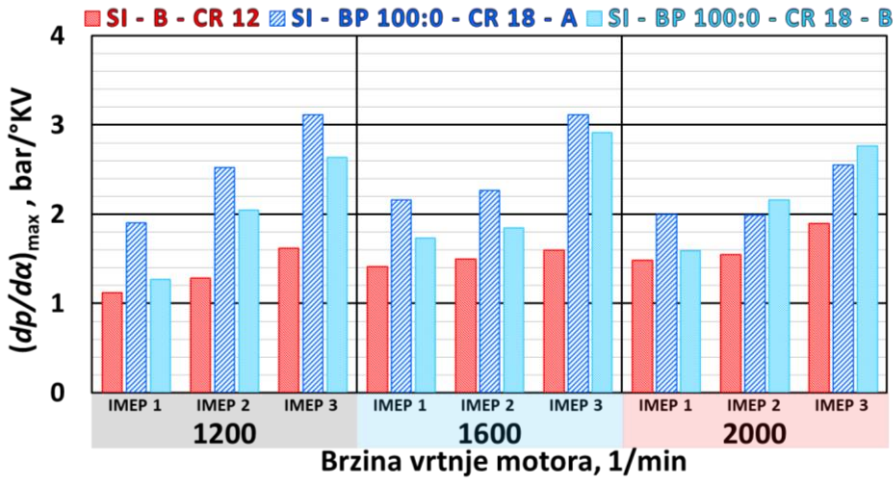
Težište izgaranja s povećanjem opterećenja pomiče se prema ranije odnosno prema GMT što je izraženije kod Ottovog načina rada pogonjenog benzinom (slika 4.20., lijevo). Trajanje izgaranja približno je jednako pri brzinama vrtnje od 1200 i 1600 min^{-1} dok se pri brzini vrtnje od 2000 min^{-1} s povećanjem opterećenja i trajanje izgaranja smanjuje.

Jedan od kriterija stabilnog izgaranja kod Ottovog načina rada je vrijednost MAPO, koji je u ovoj usporedbi zadovoljen jer su sve vrijednosti zbog prigušenosti usisa ispod granice od 0,5 bar.



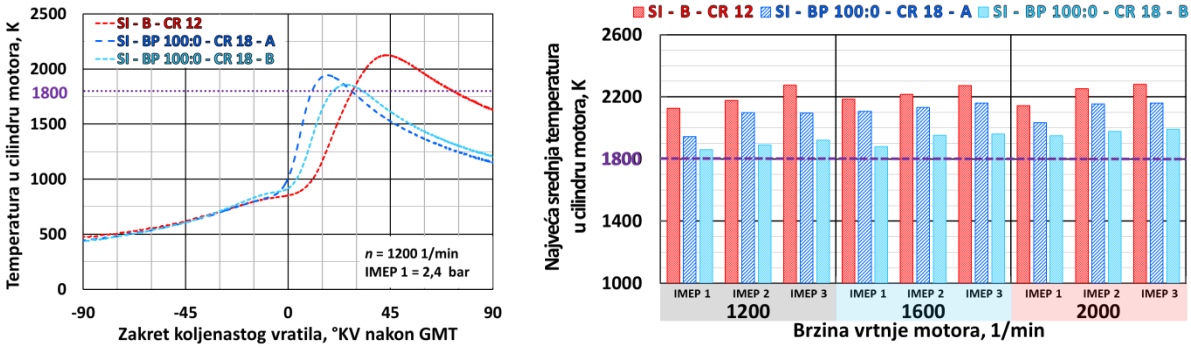
Slika 4.21. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno)

Povećavanjem kompresijskog omjera povećava se i vršna vrijednost tlaka u cilindru motora što je vidljivo na slici 4.21. Vršne vrijednosti tlaka u cilindru motora pri ε = 18 približno su jednake te su u nekim slučajevima za isto opterećenje motora te istu brzinu vrtnje dva puta veće nego kod Ottovog načina rada s ε = 12.



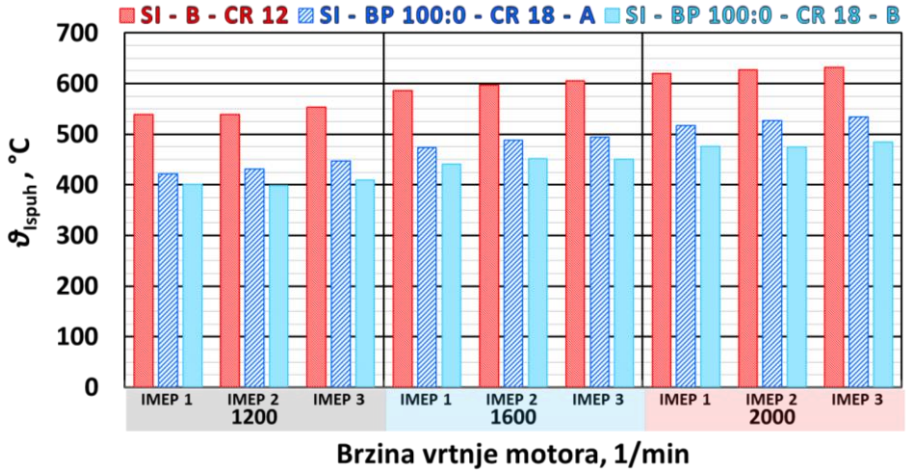
Slika 4.22. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora

Vršne vrijednosti brzine porasta tlaka u cilindru motora (dp/dα, bar/°KV) prikazane su na slici 4.22. Povećavanjem opterećenja motora raste i brzina porasta tlaka u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila. To je najizraženije kod Ottovog motora koji radi sa stehiometrijskim omjerom goriva i zraka gdje je i brzina porasta tlaka najveća.



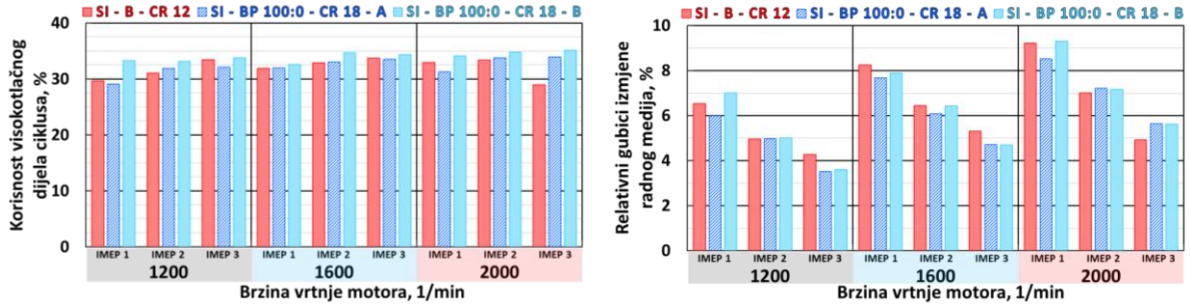
Slika 4.23. Prikaz profila temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno)

Vršne vrijednosti temperature u cilindru motora u sva su tri načina rada iznad vrijednosti od 1800 K. Profili srednje temperature prikazani su slici 4.23. te pokazuju da je vršna vrijednost temperature najveća kod Ottovog načina rada pogonjenog benzinom te je, zbog kasnijeg težišta izgaranja, i sam profil pomaknut prema desno u usporedbi s Ottovim načinom rada pogonjenim bioplinom.



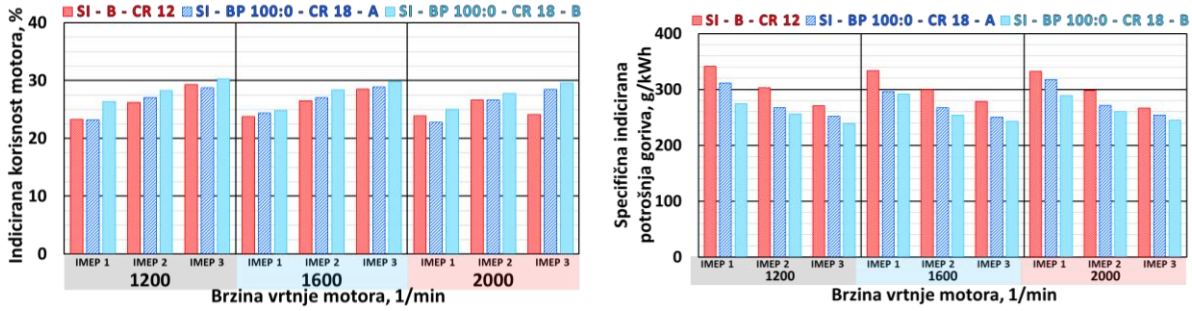
Slika 4.24. Usporedba temperatura u ispuhu motora

Usporedba temperatura ispušnih plinova prikazana je na slici 4.24. gdje se može vidjeti da najveću temperaturu ispušnih plinova ima Ottov način rada pri pogonu benzinom. S povećanjem opterećenja i brzine vrtnje motora u svim načinima rada povećava se i temperatura ispušnih plinova. Također, može se zamijetiti da Ottov motor, kad je pogonjen bioplinom i radi sa siromašnom smjesom (λ = 1,2), ima nižu temperaturu ispušnih plinova nego kad radi s λ = 1 što je i očekivano.



Slika 4.25. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno)

Indicirana korisnost visokotlačnog dijela ciklusa, prikazana na slici 4.25. (lijevo), približno je jednaka za sve načine rada. Najveća razlika primjetna je u relativnim gubicima izmjene radnog medija (slika 4.25., desno). S povećanjem opterećenja motora pri istoj brzini vrtnje motora smanjuju se gubici izmjene radnog medija.

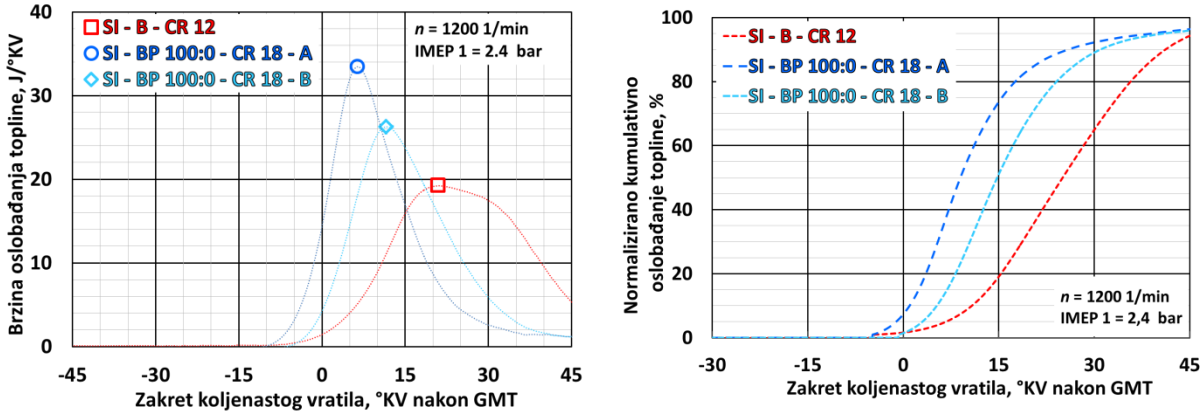


Slika 4.26. Usporedba indicirane korisnosti motora (lijevo), indicirana specifična potrošnja goriva (desno)

Najveću indiciranu korisnost motora ima Ottov način rada pogonjen bioplinom i siromašnom smjesom. Također, najniža indicirana specifična potrošnja goriva može se uočiti kod istog načina rada.

Tablica 4.11. Indicirana korisnost motora za pojedino opterećenje

Način rada motora	**Indicirana korisnost motora**		
	IMEP1	**IMEP2**	**IMEP3**
SI-B-CR12	23,61 %	26,41 %	27,29 %
SI-BP 100 : 0-CR18-A	23,42 %	26,88 %	28,64 %
SI-BP 100 : 0-CR18-B	25,37 %	28,11 %	29,84 %

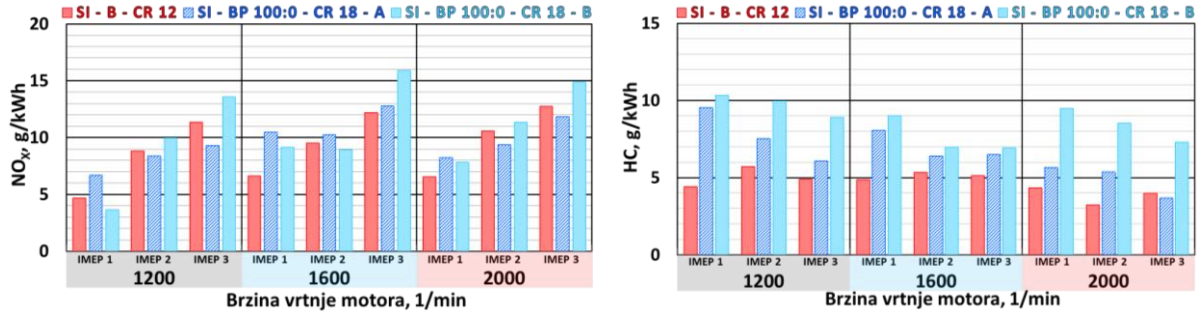


Slika 4.27. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanje topline (desno)

Prikaz profila brzine oslobađanja topline može se vidjeti na slici 4.27. (lijevo). Najveća je vrijednost brzine oslobađanja topline u slučaju IMEP1 pri 1200 min^{-1} kad je motor pogonjen bioplinom u radu s $\lambda = 1$. Tada je i težište izgaranja najranije (8,97 °KV nGMT) te je i trajanje izgaranja najkraće, ali približno isto kao i kod $\lambda = 1{,}2$ pri pogonu istim gorivom (slika 4.27., desno i 4.12.).

Tablica 4.12. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1}

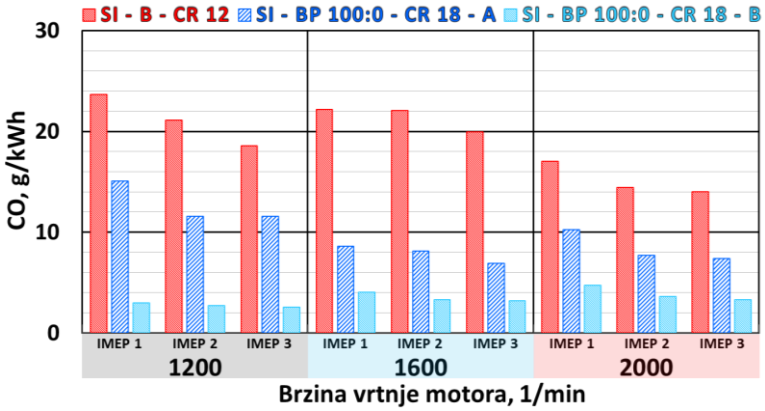
Način rada	$ROHR_{max}$, J/°KV	$CA50_{ROHRmax}$, °KV nGMT	Trajanje izgaranja, °KV
SI-B-CR12	19,23	21,00	30,39
SI-BP 100 : 0-CR18-A	33,46	6,40	24,87
SI-BP 100 : 0-CR18-B	26,27	11,60	25,68



Slika 4.28. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno)

Usporedba emisija dušikovih oksida i neizgorjelih ugljikovodika prikazana je na slici 4.28. Može se zamijetiti da s povećanjem opterećenja pri istoj brzini vrtnje motora emisija NO_X raste za sva tri načina rada motora. Također, s povećanjem brzine vrtnje motora za isto opterećenje emisija NO_X u većini slučajeva raste. Treba napomenuti da su vrijednosti svih radnih točaka daleko iznad granice dopuštene emisije NO_X. Emisija HC je, u slučaju kad je

motor pogonjen benzinom, niža nego kad je pogonjen bioplinom. S povećanjem opterećenja u većini slučajeva emisija HC pada, ali je i dalje znatno iznad limita za emisije HC teških motora i zahtijeva primjenu sustava naknadne obrade ispušnih plinova.



Slika 4.29. Usporedba emisije CO

Najniža emisija CO može se primijetiti kad je motor pogonjen bioplinom i kad radi sa siromašnom smjesom pa se te vrijednosti uvelike ne mijenjaju promjenom opterećenja ili brzine vrtnje motora (slika 4.29.). Najveću emisiju ima Ottov način rada pogonjen benzinom te s povećanjem opterećenja kao i s povećanjem brzine vrtnje motora emisija CO pada.

Karakteristične veličine za srednju vrijednost pojedinog opterećenja te vršne vrijednosti u pojedinom načinu rada prikazane su u tablicama od 4.13. do *4.16.*

Tablica 4.13. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod SI-BP 100:0-CR18-A načina rada.

SI-BP 100:0-CR18-A	**Opterećenje motora**		
	IMEP1	**IMEP2**	**IMEP3**
ϑ_{usis}, °C	29,94	29,82	29,63
ϑ_{ispuh}, °C	471,14	482,09	491,88
$T_{cil.max}$, K	2027,40	2128,21	2138,04
$p_{cil.max}$, bar	28,60	34,08	42,67
dp/dα, bar/°KV	2,02	2,26	2,93
Trajanje izg. (CA90-CA10), °KV	28,08	27,59	25,30
η_i, %	23,42	26,88	28,64
$\eta_{\_HPC}$, %	30,78	32,89	33,18
$\eta_{\_GE}$, %	7,39	6,08	4,62
g_i, g/kWh	308,30	268,43	251,94
$ROHR_{max}$, J/°KV	30,69	38,17	45,63
NO_X, g/kWh	8,45	9,32	11,29
HC, g/kWh	7,74	6,43	5,42
CO, g/kWh	11,29	9,13	8,61

Tablica 4.14. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod SI-BP 100:0-CR18-A načina rada.

SI-BP 100:0-CR18-A	Radna točka		
	Vrijednost	**Opterećenje**	**Brzina vrtnje**
ϑ_{usis_max}, °C	31,21	IMEP3	2000
$T_{cil.max}$, K	2159,71	IMEP3	1600
$p_{cil.max}$, bar	45,32	IMEP3	1200
dp/dα_*max*, bar/°KV	3,12	IMEP3	1200
η_{i_max}, %	28,85	IMEP3	1600
g_{i_min}, g/kWh	250,10	IMEP3	1600
NO_{X_min}, g/kWh	6,69	IMEP1	1200
$HC_{\_min}$, g/kWh	3,68	IMEP3	2000
$CO_{\_min}$, g/kWh	6,89	IMEP3	1600
$ROHR_{max}$, J/°KV	51,06	IMEP3	1200

Tablica 4.15. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod SI-BP 100:0-CR18-B načina rada.

SI-BP 100:0-CR18-B	Opterećenje motora		
	IMEP1	**IMEP2**	**IMEP3**
ϑ_{usis}, °C	29,57	29,50	29,46
ϑ_{ispuh}, °C	439,21	442,15	448,15
$T_{cil.max}$, K	1894,91	1940,01	1957,08
$p_{cil.max}$, bar	26,93	34,34	43,95
dp/dα, bar/°KV	1,53	2,02	2,78
Trajanje izg. (CA90-CA10), °KV	27,19	24,84	25,80
η_i, %	25,37	28,11	29,84
$\eta_{\_HPC}$, %	33,33	34,20	34,41
$\eta_{\_GE}$, %	8,05	6,19	4,64
g_i, g/kWh	284,65	256,70	242,00
$ROHR_{max}$, J/°KV	26,10	33,15	40,40
NO_X, g/kWh	6,86	10,07	14,77
HC, g/kWh	9,60	8,49	7,71
CO, g/kWh	3,90	3,20	3,00

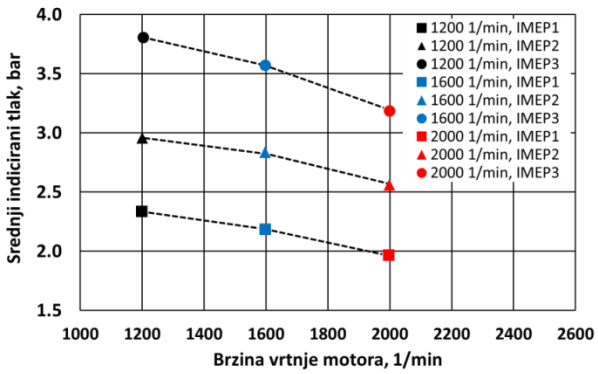
Tablica 4.16. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod SI-BP 100:0-CR18-B načina rada.

SI-BP 100:0-CR18-B	Radna točka		
	Vrijednost	Opterećenje	Brzina vrtnje
ϑ_{usis_max}, °C	30,24	IMEP1	2000
$T_{cil.max}$, K	1990,34	IMEP3	2000
$p_{cil.max}$, bar	45,59	IMEP3	1600
dp/dα_max, bar/°KV	2,92	IMEP3	1600
η_{i_max}, %	30,24	IMEP3	1200
g_{i_min}, g/kWh	238,59	IMEP3	1200
NO_{X_min}, g/kWh	3,64	IMEP1	1200
$HC_{\_min}$, g/kWh	6,93	IMEP3	1600
$CO_{\_min}$, g/kWh	2,53	IMEP3	1200
$ROHR_{max}$, J/°KV	44,55	IMEP3	1200

4.3. HCCI način rada pri pogonu bioplinom u različitim omjerima CH_4 i CO_2

HCCI način rada ima mogućnost, odnosno prednost pogona raznim gorivima pa je tako u ovoj usporedbi prikazana mogućnost uporabe goriva iz obnovljivih izvora energije poput bioplina, što je ujedno i jedan od zahtjeva propisanih u Direktivi 2009/28/EC.

U ovoj usporedbi rabljene su tri mješavine metana i ugljikovog dioksida u volumnim omjerima: CH_4 : CO_2 = 100 : 0 (u daljnjem tekstu ovaj način rada naziva se **HCCI-BP 100:0-CR18**), CH_4 : CO_2 = 80 : 20 (u daljnjem tekstu **HCCI-BP 80:20-CR18**) i CH_4 : CO_2 = 60 : 40 (u daljnjem tekstu **HCCI-BP 80:20-CR18**). Kompresijski omjer motora za sva tri rabljena goriva iznosi ε = 18. Prikaz srednjeg indiciranog tlaka motora u ovisnosti o brzini vrtnje motora za tri različita opterećenja dan je na slici 4.30. do je faktor pretičak zraka za pojedino opterećenje prikazan u tablici 4.17.

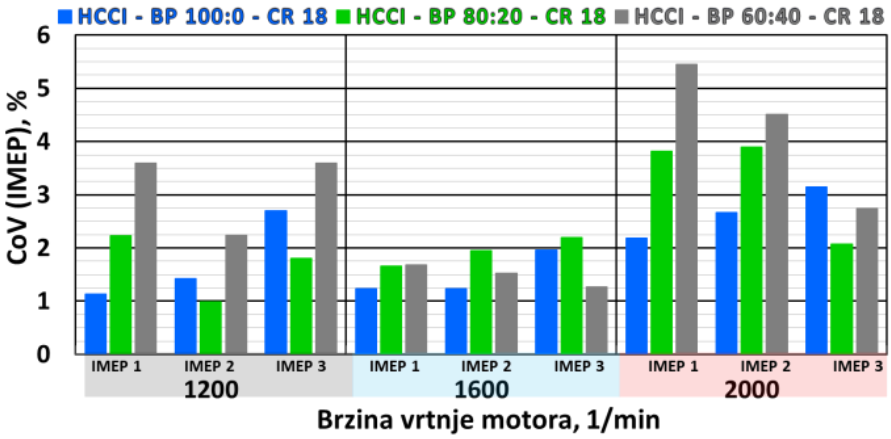


Slika 4.30. Prikaz srednjeg indiciranog tlaka motora u ovisnosti o brzini vrtnje motora za tri različita opterećenja

Tablica 4.17. Faktor pretička zraka za pojedino opterećenje pri pogoni s bioplinom

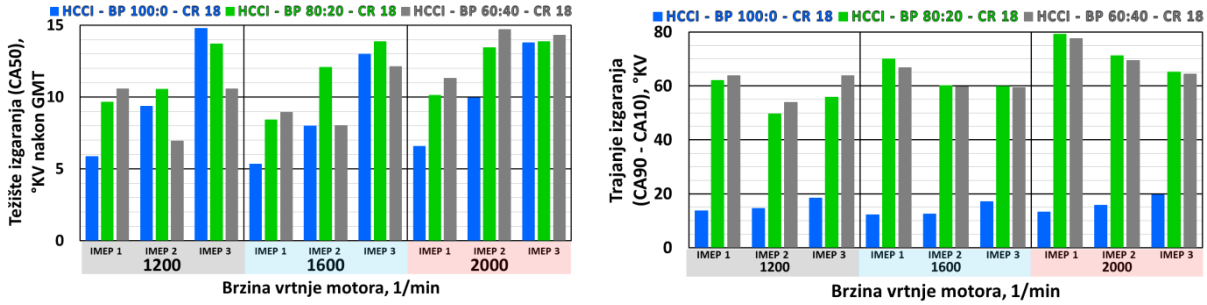
Način rada	λ		
	IMEP1	IMEP2	IMEP3
HCCI-BP 100:0-CR18	2,5	2,1	1,9
HCCI-BP 80:20-CR18	2,4	2,0	1,9
HCCI-BP 60:40-CR18	2,2	1,9	1,8

Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka ispod je zadane granice od 10 % za sve načine rada kako je prikazano na slici 4.31.



Slika 4.31. Usporedba koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka (desno)

Težište izgaranja prikazano na slici 4.32. (lijevo) u većini načina rada povećavanjem opterećenja pomiče se na kasnije dok u usporedbi za isto opterećenje pri istoj brzini vrtnje motora sva tri načina rada imaju približno iste vrijednosti trajanja izgaranja.



Slika 4.32. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno)

Pogon HCCI motora bioplinom koji u sastavu ima CO_2 dovodi do produljenja trajanja izgaranja (slika 4.32., desno). Trajanje izgaranja kod HCCI načina rada pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru 100 : 0 u prosjeku je za više od četiri puta kraće nego kad je

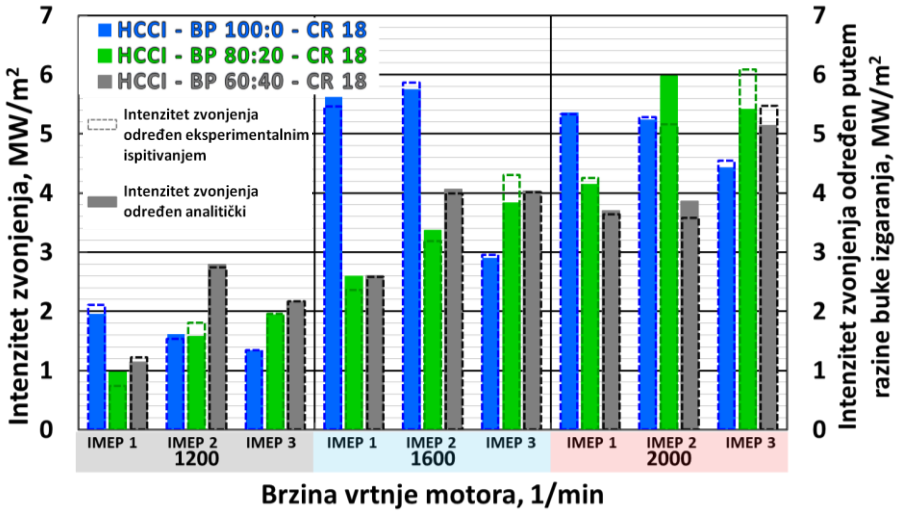
pogonjen drugim dvjema mješavinama. S povećanjem opterećenja motora pri istoj brzini vrtnje trajanje izgaranja se u većini slučajeva smanjuje. Pri nižem opterećenju HCCI motor pogonjen bioplinom u mješavini s 40 % CO_2 ima dulje trajanje izgaranja dok pri ostalim brzinama vrtnje ima isto ili kraće trajanje izgaranja u usporedbi s bioplinom s 20 % CO_2.

Intenzitet zvonjenja u realnom vremenu određen je prema jednadžbi 3.2. te je koeficijent k_{ni} za pojedinu brzinu vrtnje motora prikazana u tablici .4.18.

Tablica 4.18. Koeficijent za određivanje intenziteta zvonjenja pomoću razine buke izgaranja

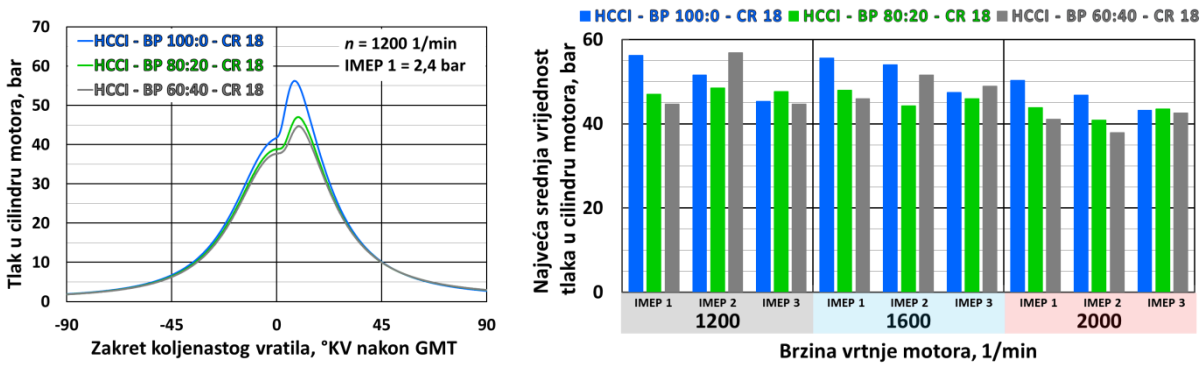
Način rada	k_{ni}		
	1200 min^{-1}	**1600 min^{-1}**	**2000 min^{-1}**
HCCI-BP 100:0-CR18	81,0	80,6	80,5
HCCI-BP 80:20-CR18	81,1	80,5	79,5
HCCI-BP 60:40-CR18	81,0	80,6	78,8

Prema slici 4.33. može se vidjeti da se s povećanjem opterećenja motora pri istoj brzini vrtnje vrijednost intenziteta zvonjenja smanjuje kad je motor pogonjen bioplinom sa 100 % CH_4.



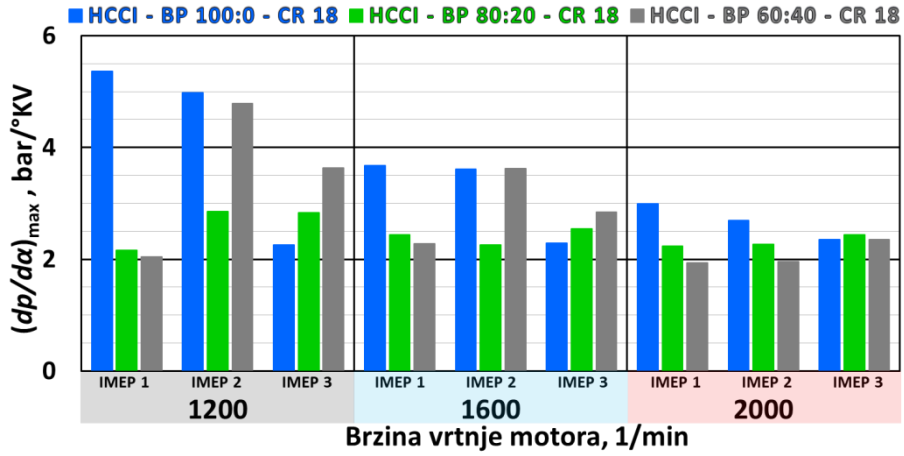
Slika 4.33. Usporedba intenziteta zvonjenja određenog analitički i pomoću razine buke izgaranja

Pri pogonu drugim dvjema mješavinama bioplina u većini slučajeva s povećanjem opterećenja dolazi do povećanja vrijednosti intenziteta zvonjenja što je izravna posljedica težišta izgaranja, odnosno da bi se zadovoljio uvjet stabilnog izgaranja u cilindru motora pri većim opterećenjima težište izgaranja je promjenom radnih parametara pomaknuto na kasnije. Pri nižem opterećenju, vrijednosti intenziteta zvonjenja daleko su ispod granice od 6 MW/m^2, a razlog tomu je povećana osjetljivost motora na temperaturu usisanog zraka. Naime, već malim povećanjem temperature intenzitet zvonjenja prelazi graničnu vrijednost.



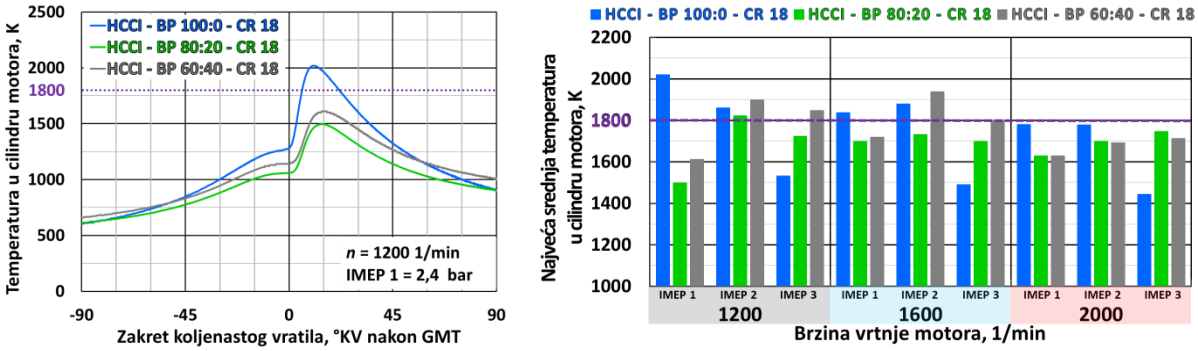
Slika 4.34. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno)

Vršne vrijednosti tlaka u cilindru motora prikazane su na slici 4.34. Prema profilu tlaka za slučaj IMEP1 pri 1200 min^{-1} može se vidjeti da, uz iste (slične) početne uvjete, HCCI način rada pogonjen mješavinom sa 100 % metana ima najveću vršnu vrijednost tlaka u cilindru motora. U većini slučajeva s povećanjem opterećenja motora za istu brzinu vrtnje, vršne vrijednosti tlaka u cilindru motora se smanjuju, a isto je određeno i s povećanjem brzine vrtnje motora.



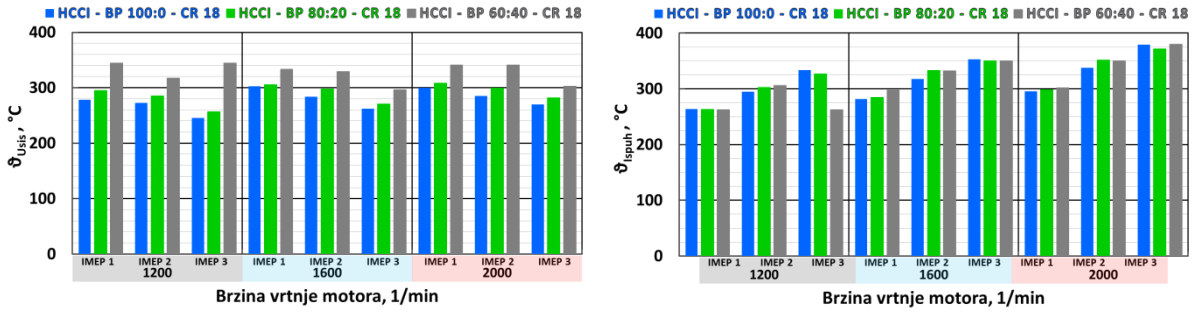
Slika 4.35. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora

Usporedbom brzine porasta tlaka u cilindru motora može se zaključiti da kad je motor pogonjen bioplinom sa 100 % CH_4 povećanjem opterećenja brzina porasta tlaka se smanjuje dok je kod druge dvije mješavine suprotno tomu (slika 4.35.). Također, s povećanjem brzine vrtnje motora smanjuje se brzina porast tlaka u cilindru motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila te razlike među pojedinim gorivima nisu značajne kao kod najniže brzine vrtnje motora.



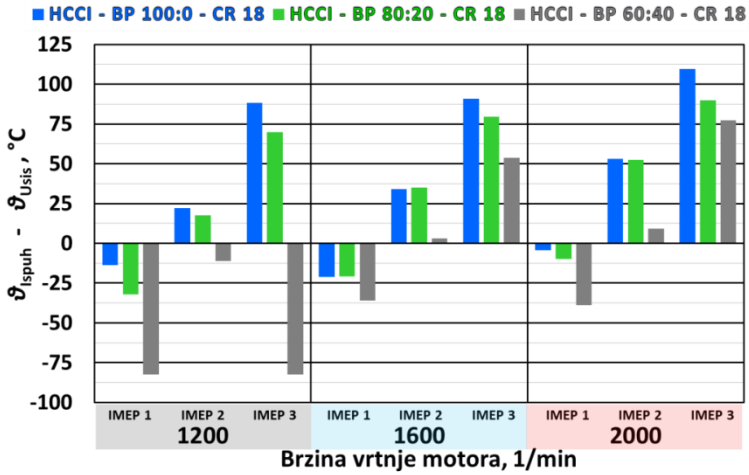
Slika 4.36. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno)

Profili srednje temperature u cilindru motora za slučaj IMEP1 pri 1200 min^{-1} te vršne vrijednosti za sve radne točke ove usporedbe prikazani su na slici 4.36. (lijevo i desno). Sve su vršne vrijednosti temperature u cilindru motora, kad je pogonjen bioplinom s 40 % i 20 % CO_2, ispod granične vrijednosti formacije dušikovih oksida dok su u ostalim slučajevima vršne vrijednosti blizu te granice.



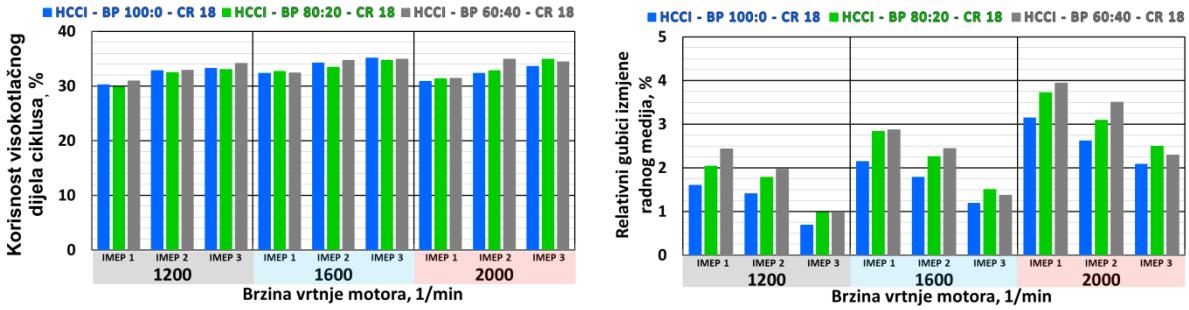
Slika 4.37. Usporedba temperatura u usisu (lijevo) i ispuhu motora (desno)

Da bi se omogućilo samozapaljenje smjese u cilindru motora, zrak na usisu potrebno je zagrijavati. Prema slici 4.37. (lijevo) može se vidjeti da povećanjem opterećenja pada i zahtjev za grijanjem zraka na usisu. Što je više udjela CO_2 u mješavini goriva, to je veća i temperatura zraka potrebna da bi se omogućilo samozapaljenje smjese. Najveća temperatura zraka potrebna je u slučaju pogona motora s 40 % CO_2 u mješavini goriva te iznosi 344 °C za najveće opterećenje pri brzini vrtnje motora od 1200 min^{-1}.



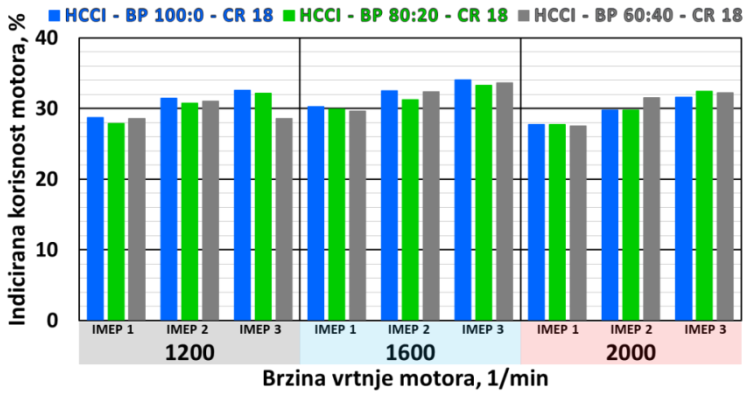
Slika 4.38. Razlike temperatura u usisu i ispuhu

Razmatrajući mogućnost uporabe topline ispušnih plinova za zagrijavanje zraka na usisu motora prema slici 4.38., vidljivo je da najniže opterećenje, IMEP1, ima negativnu temperaturnu bilancu, tj. da je temperatura na usisu motora veća nego na ispuhu i ta razlika u pojedinom slučaju iznosi više od 80 °C. S povećanjem opterećenja, osim u slučaju IMEP3 pri 1200 min^{-1}, temperatura na usisu manja je nego na ispuhu te bi se u tim slučajevima toplina ispušnih plinova u određenoj mjeri mogla upotrijebiti za zagrijavanje zraka na usisu što bi dovelo do veće korisnosti samog motora.



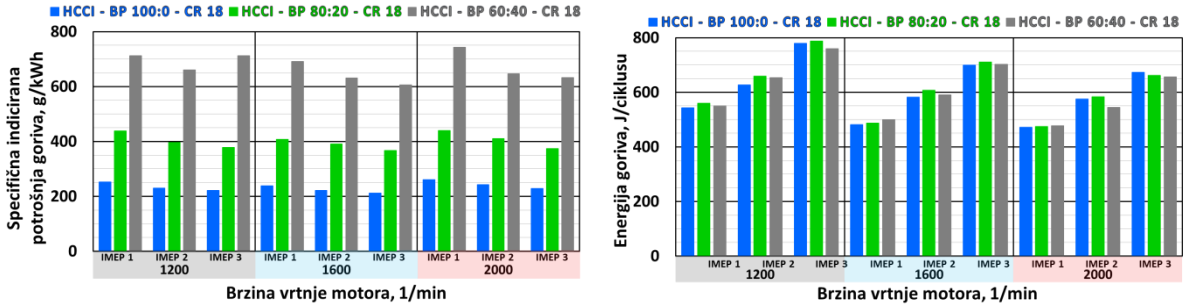
Slika 4.39. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno)

Indicirana korisnost visokotlačnog dijela ciklusa za pojedino opterećenje i brzinu vrtnje motora za sva su tri pogonska goriva približno jednaki dok su relativni gubici izmjene radnog medija kod HCCI načina rada pri pogonu bioplinom s 40 % CO_2 u slučajevima IMEP1 i IMEP2 veći nego pri pogonu drugim dvjema mješavinama goriva. Za slučaj IMEP3 gubici su približno jednaki (slika 4.39.). To dovodi do zaključka da je indicirana korisnost motora pogonjenog bioplinom volumnog sastava 100 % CH_4 u prosjeku 30,96 % dok je pri pogonu bioplinom s 80 % i 60 % CH_4 u prosjeku jednaka te iznosi 30,57 % (slika 4.40.).



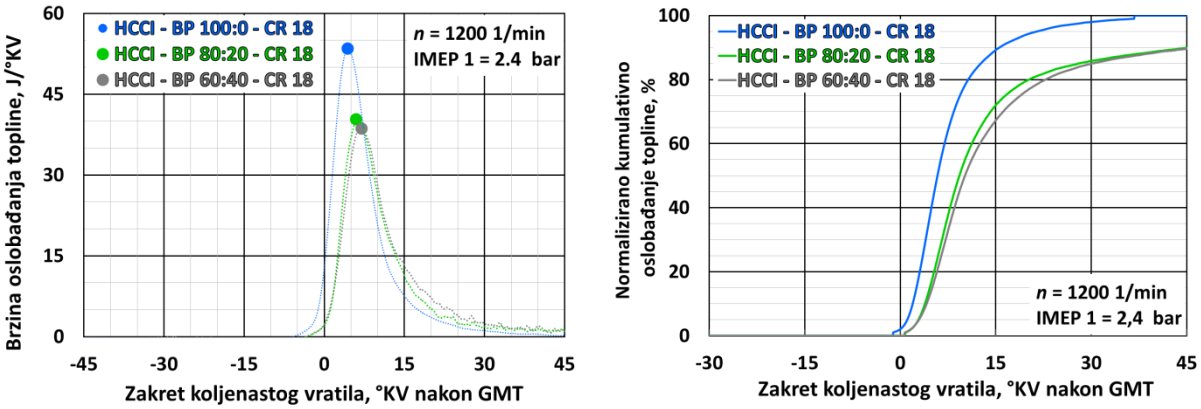
Slika 4.40. Usporedba indicirane korisnosti motora

Za postizanje istog opterećenja motora pri istim uvjetima rada potrebna je ista energija dovedena gorivom što se može vidjeti i na slici 4.41. (desno). Bioplin u svom sastavu sadrži CO_2, plin koji posredno ili neposredno ne sudjeluje u izgaranju te se na slici 4.41. (lijevo) može vidjeti da je specifična indicirana potrošnja goriva veća što je veći udio CO_2 u sastavu goriva.



Slika 4.41. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva (lijevo) i energije dovedene gorivom po ciklusu (desno)

U usporedbi pogona HCCI motora bioplinom u sastavu 100 % CH_4, srednja specifična indicirana potrošnja goriva iznosi 233,9 g/kWh, za 80 % CH_4 iznosi 399,8 što je veće za 70 %, a za 60 % CH_4 iznosi 670,31 što je za 186 % veće u odnosu na bioplin sa 100 % CH_4. Razlog značajno većoj specifičnoj indiciranoj potrošnji goriva je udio ugljikovog dioksida u gorivu. Ugljikov dioksida ne gori niti podržava gorenje, te povećavanjem njegovog udjela u smjesi bioplina dovodi do povećanja potrošnje goriva za isto opterećenje te brzinu vrtnje motora.

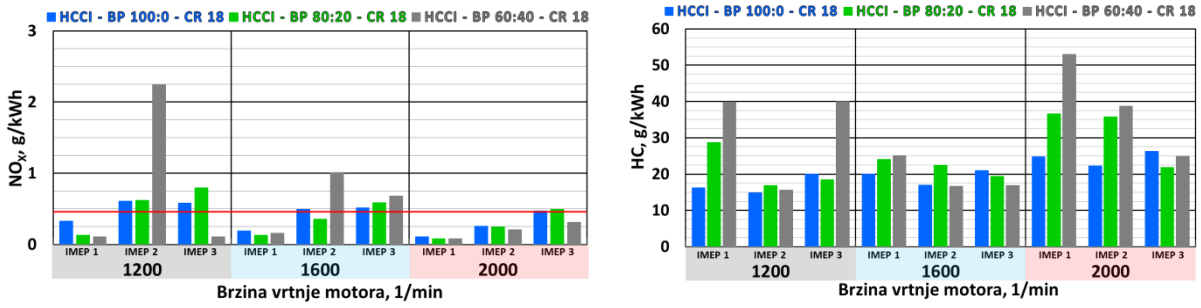


Slika 4.42. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno)

Profil brzine oslobađanja topline i normalizirano kumulativno oslobađanje topline za opterećenje IMEP1 pri 1200 min^{-1} prikazani su na slici 4.42. Profili brzine oslobađanja topline za goriva s 80 % i 60 % CH_4 približno su jednaki pa je u tim slučajevima i trajanje izgaranja približno jednako. U slučaju pogona bioplinom sa 100 % CH_4, trajanje izgaranja je 4,7 puta kraće u odnosu na druge dvije mješavine. Vršna vrijednost brzine oslobađanja topline kod bioplina sa 100 % CH_4 veća je za 30 % nego kod druge dvije mješavine dok je kut zakreta koljenastog vratila pri kojem je ostvarena ta vršna vrijednost približno jednak (tablica 4.19.).

Tablica 4.19. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1}

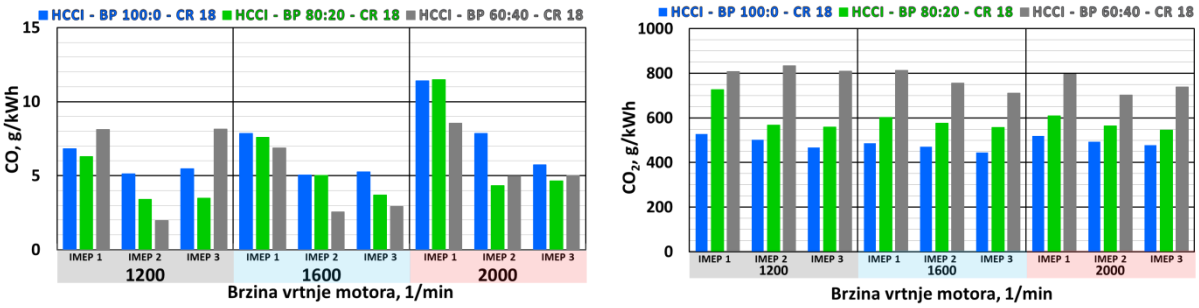
Način rada	$ROHR_{max}$, J/°KV	$CA50_{ROHRmax}$, °KV nGMT	Trajanje izgaranja, °KV
HCCI-BP 100:0-CR18	53,45	4,40	13,61
HCCI-BP 80:20-CR18	40,30	6,00	62,06
HCCI-BP 60:40-CR18	38,50	7,10	63,81



Slika 4.43. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno)

Emisije NO_X (slika 4.43.) za najniže opterećenje motora, IMEP1, pri svim su brzinama vrtnje motora ispod granice za motore EURO VI za gospodarsko vozilo (0,46 g/kWh, crvena linija

na dijagramu). S povećanjem opterećenja motora raste i emisija NO_X što u nekim radnim točkama dovodi do vrijednosti veće od same granice. Emisije neizgorjelih ugljikovodika u svim su radnim točkama veće od granične vrijednosti za teške motore EURO VI (0,13 g/kWh) što, također, zahtijeva sustav naknadne obrade.



Slika 4.44. Usporedba emisije CO i CO_2

S povećanjem opterećenja motora emisija CO smanjuje se u svim brzinama vrtnje (slika 4.44. lijevo) za većinu mješavina goriva (iznimka IMEP3 pri 1200 min^{-1} gorivo s 60 % CH_4). Kako je bioplin smjesa goriva s određenim udjelom CO_2 prema slici 4.44. (desno), može se zamijetiti da je i udio CO_2 u ispušnim plinovima veći što je veći udio u samom gorivu, što je sasvim logično i očekivano.

Karakteristične veličine za srednju vrijednost pojedinog opterećenja te vršne vrijednosti u pojedinom načinu rada prikazane su u tablicama od 4.20. do 4.25.

Tablica 4.20. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod HCCI-BP 100:0-CR18 načina rada.

HCCI-BP 100:0-CR18	**Opterećenje motora**		
	IMEP1	**IMEP2**	**IMEP3**
ϑ_{usis}, °C	293,54	280,41	258,99
ϑ_{ispuh}, °C	280,43	316,84	355,14
$T_{cil.max}$, K	1877,97	1837,84	1487,83
$p_{cil.max}$, bar	54,02	50,80	45,30
dp/dα, bar/°KV	4,01	3,76	2,30
Trajanje izg. (CA90-CA10), °KV	12,98	14,29	18,36
η_i, %	28,90	31,25	32,73
$\eta_{\_HPC}$, %	31,13	33,11	33,96
$\eta_{\_GE}$, %	2,29	1,94	1,32
g_i, g/kWh	250,02	231,23	220,65
$ROHR_{max}$, J/°KV	47,97	52,17	50,98
NO_X, g/kWh	0,21	0,45	0,52
HC, g/kWh	20,33	18,01	22,42
CO, g/kWh	8,69	6,01	5,48

Tablica 4.21. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-BP 100:0-CR18 načina rada.

HCCI-BP 100:0-CR18	Radna točka		
	Vrijednost	Opterećenje	Brzina vrtnje
ϑ_{usis_max}, °C	302,79	IMEP1	1600
$T_{cil.max}$, K	2019,65	IMEP1	1200
$p_{cil.max}$, bar	56,24	IMEP1	1200
dp/dα_*max*, bar/°KV	5,37	IMEP1	1200
η_{i_max}, %	34,02	IMEP3	1600
g_{i_min}, g/kWh	212,10	IMEP3	1600
NO_{X_min}, g/kWh	0,11	IMEP1	2000
$HC_{\_min}$, g/kWh	14,87	IMEP2	1200
$CO_{\_min}$, g/kWh	5,04	IMEP2	1600
$ROHR_{max}$, J/°KV	57,17	IMEP2	1600

Tablica 4.22. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod HCCI-BP 80:20-CR18 načina rada.

HCCI-BP 80:20-CR18	Opterećenje motora		
	IMEP1	IMEP2	IMEP3
ϑ_{usis}, °C	302,75	293,80	269,66
ϑ_{ispuh}, °C	281,83	328,83	349,35
$T_{cil.max}$, K	1607,42	1749,86	1721,93
$p_{cil.max}$, bar	46,26	44,56	45,67
dp/dα, bar/°KV	2,28	2,46	2,61
Trajanje izg. (CA90-CA10), °KV	70,40	60,27	60,22
η_i, %	28,49	30,60	32,61
$\eta_{\_HPC}$, %	31,27	32,89	34,20
$\eta_{\_GE}$, %	2,86	2,38	1,65
g_i, g/kWh	428,27	398,80	372,40
$ROHR_{max}$, J/°KV	39,00	50,03	55,73
NO_X, g/kWh	0,11	0,41	0,62
HC, g/kWh	29,77	25,04	19,85
CO, g/kWh	8,45	4,25	3,95

Tablica 4.23. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-BP 80:20-CR18 načina rada.

HCCI-BP 80:20-CR18	**Radna točka**		
	Vrijednost	**Opterećenje**	**Brzina vrtnje**
ϑ_{usis_max}, °C	308,07	IMEP1	2000
$T_{cil.max}$, K	1822,02	IMEP2	1600
$p_{cil.max}$, bar	48,52	IMEP2	1200
d*p*/dα_*max*, bar/°KV	2,86	IMEP2	1200
η_{i_max}, %	33,25	IMEP3	1600
g_{i_min}, g/kWh	366,71	IMEP3	1600
NO_{X_min}, g/kWh	0,08	IMEP1	2000
$HC_{\_min}$, g/kWh	16,86	IMEP2	1200
$CO_{\_min}$, g/kWh	1,98	IMEP2	1200
$ROHR_{max}$, J/°KV	61,10	IMEP3	1200

Tablica 4.24. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod HCCI-BP 60:40-CR18 načina rada.

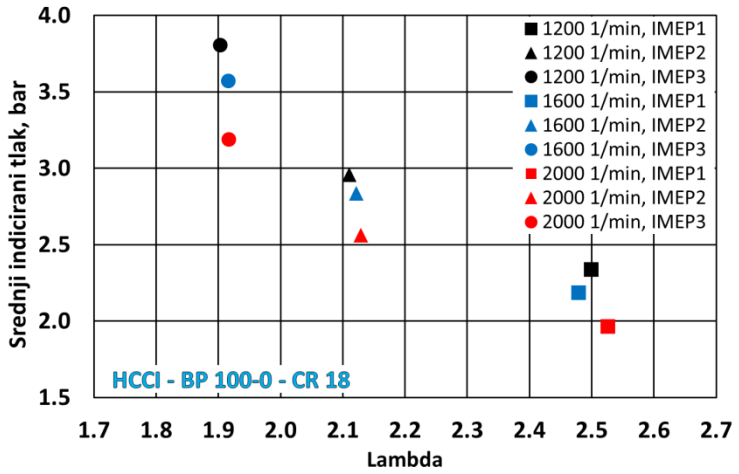
HCCI-BP 60:40-CR18	**Opterećenje motora**		
	IMEP1	**IMEP2**	**IMEP3**
ϑ_{usis}, °C	339,56	328,85	314,42
ϑ_{ispuh}, °C	287,12	329,28	330,68
$T_{cil.max}$, K	1651,71	1841,00	1786,23
$p_{cil.max}$, bar	43,92	48,75	45,36
d*p*/dα, bar/°KV	2,09	3,46	2,95
Trajanje izg. (CA90-CA10), °KV	69,35	61,01	62,51
η_i, %	28,57	31,64	31,48
$\eta_{\_HPC}$, %	31,58	34,17	34,48
$\eta_{\_GE}$, %	3,08	2,64	1,54
g_i, g/kWh	715,08	645,76	650,09
$ROHR_{max}$, J/°KV	37,47	60,90	59,83
NO_X, g/kWh	0,11	1,15	0,36
HC, g/kWh	39,33	23,62	27,22
CO, g/kWh	7,84	3,16	5,37

Tablica 4.25. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-BP 60:40-CR18 načina rada.

HCCI-BP 60:40-CR18	Radna točka		
	Vrijednost	Opterećenje	Brzina vrtnje
ϑ_{usis_max}, °C	344,54	IMEP3	1200
$T_{cil.max}$, K	1936,13	IMEP2	1600
$p_{cil.max}$, bar	56,83	IMEP2	1200
dp/dα_*max*, bar/°KV	4,79	IMEP2	1200
η_{i_max}, %	33,64	IMEP3	1600
g_{i_min}, g/kWh	605,89	IMEP3	1600
NO_{X_min}, g/kWh	0,08	IMEP1	2000
$HC_{\_min}$, g/kWh	15,58	IMEP2	1200
$CO_{\_min}$, g/kWh	1,98	IMEP2	1200
$ROHR_{max}$, J/°KV	81,80	IMEP2	1200

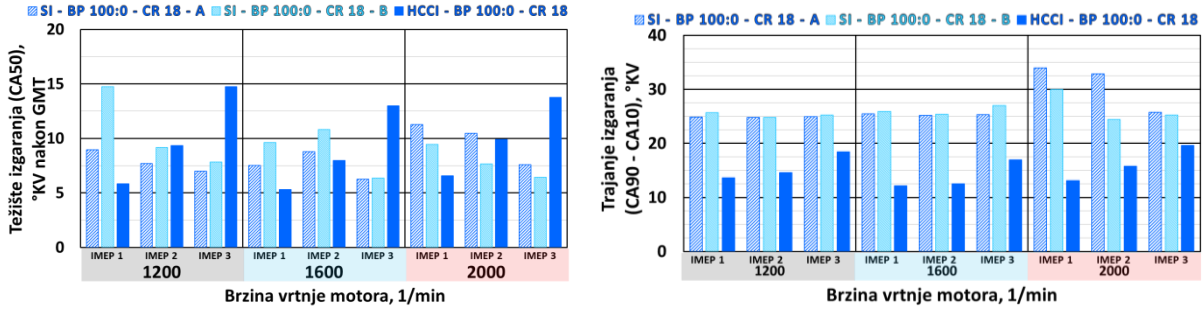
4.4. Bioplin u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 100 : 0 kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada.

U ovom poglavlju opisana je usporedba Ottovog i HCCI načina rada pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 100 : 0. Usporedba je izvedena pri istom kompresijskom omjeru ε = 18 te je u prvom Ottovom načinu rada faktor pretička zraka iznosio λ = 1 (**SI-BP 100:0-CR18-A**) dok je u drugom λ = 1,2 (**SI-BP 100:0-CR18-B**). U HCCI načinu rada (**HCCI-BP 100:0-CR18**) faktor pretička zraka (λ) u ovisnosti o opterećenju prikazano je na slici 4.45.



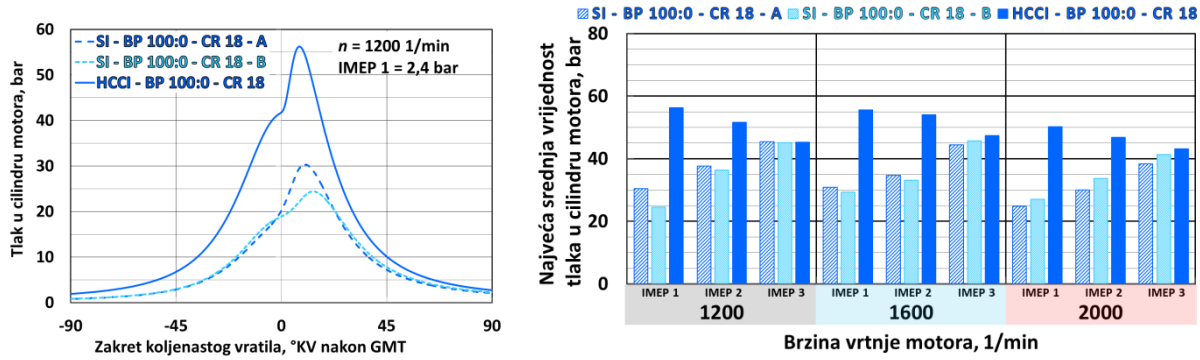
Slika 4.45. Faktor pretičak zraka u HCCI načinu rada

Optimirajući radne točke, sve vrijednosti CoV(IMEP) su niže od granične vrijednosti od 10 % te iz toga razloga rezultati nisu dijagramski prikazani.



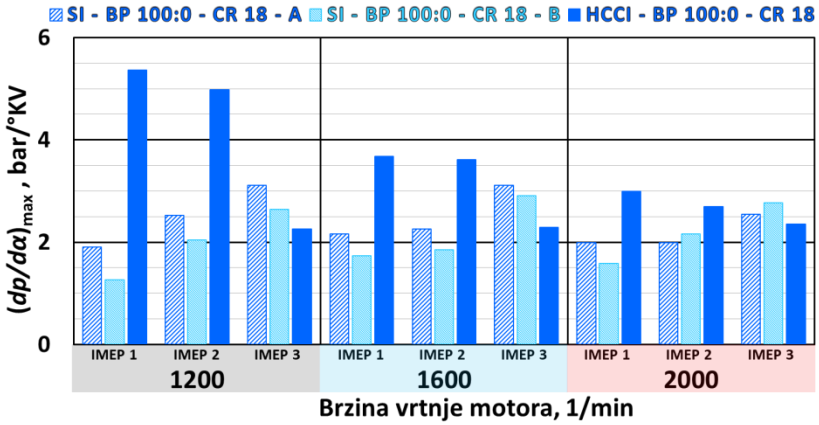
Slika 4.46. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno)

Težište i trajanje izgaranja prikazano je na slici 4.46. U Ottovom načinu rada s povećanjem opterećenja pri istoj brzini vrtnje motora optimalno težište u većini se slučajeva pomiče prema ranije dok je kod HCCI načina rada zamijećen suprotni trend. Trajanje izgaranja kod Ottovog načina rada za različite je smjese goriva približno jednako. HCCI način izgaranja u nekim slučajevima za iste uvjete rada ima i više od dva puta kraće izgaranje od Ottovog načina rada.



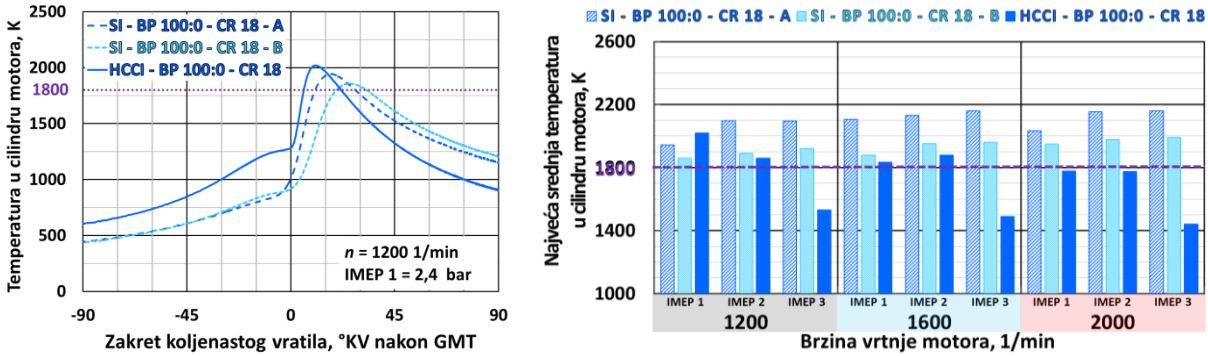
Slika 4.47. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno)

Tlak u cilindru motora za slučaj IMEP1 pri 1200 min^{-1} (slika 4.47., lijevo) niži je u oba Ottova načina rada zbog prigušenja usisa u usporedbi s HCCI načinom izgaranja. S povećanjem opterećenja u Ottovom načinu rada pri istoj brzini vrtnje motora raste i vršna vrijednost tlaka dok se u HCCI načinu rada s povećanjem otpora ta vrijednost smanjuje što je posljedica težišta izgaranja pomaknutog na kasnije.



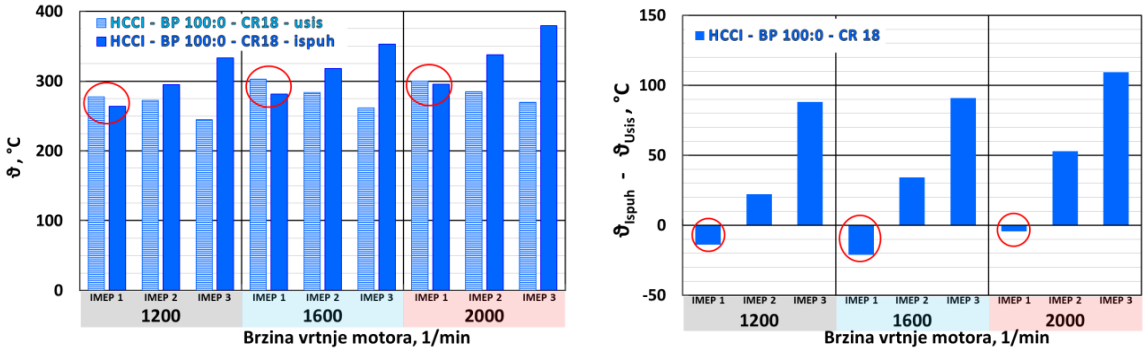
Slika 4.48. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora

Brzina porasta tlaka u cilindru motora (slika 4.48.) veća je kod HCCI načina rada za opterećenja IMEP1 i IMEP2 dok je kod najvećeg opterećenja niži nego kod Ottovog načina rada što je posljedica kasnijeg težišta izgaranja. Kod niskog opterećenja i brzine vrtnje motora od 1200 min^{-1}, brzina porasta tlaka je kod HCCI načina rada za 2,5 puta veći nego li kod Ottovog načina rada.



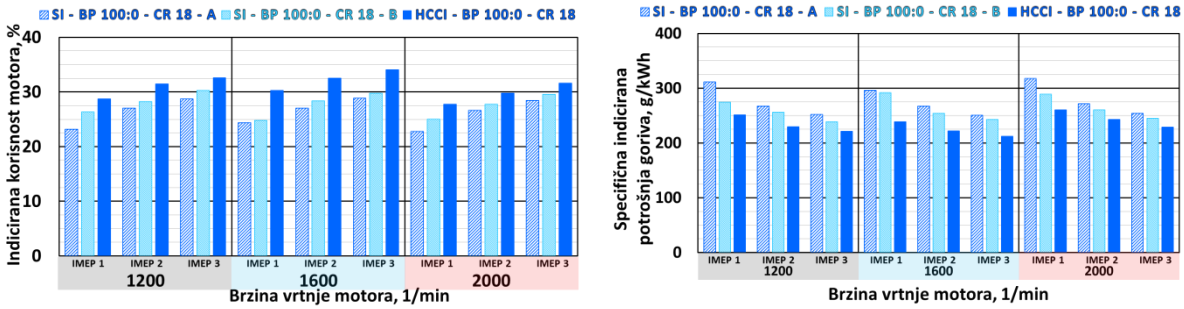
Slika 4.49. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo)
i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno)

Profili srednje temperature u cilindru motora za opterećenje IMEP1 pri 1200 min^{-1} prikazani su na slici 4.49. lijevo. Vršne vrijednosti srednje temperature su kod Ottovog načina rada u svim slučajevima veće od granične vrijednosti formiranja emisije dušikovih oksida, dok su kod HCCI načina rada, osim u slučaju IMEP1 i IMEP2 pri 1600 min^{-1}, niže od te vrijednosti.



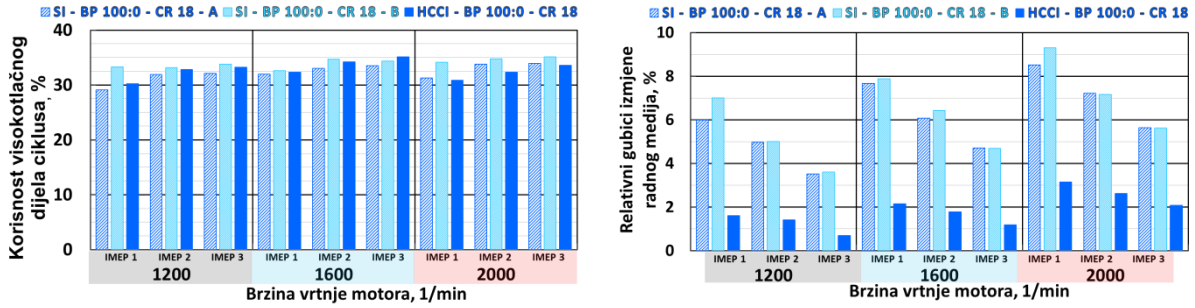
Slika 4.50. Usporedba temperatura u usisu (lijevo) i ispuhu motora (desno)

Za postizanje samozapaljenja smjese u cilindru motora u HCCI načinu rada zrak na usisu motora potrebno je zagrijavati od 245 °C za IMEP3 pri 1200 min^{-1} do 303 °C za IMEP1 pri 1600 min^{-1}. Pri niskom opterećenju zamijećen je negativni temperaturni efekt (slika 4.50. desno), tj. temperatura ispušnih plinova niža je od temperature potrebne za upaljivanje smjese u cilindru motora. To onemogućuje uporabu topline ispušnih plinova za zagrijavanje zraka na usisu što bi dovelo do povećanja korisnosti motora. Povećanje opterećenja motora dovodi do povećanja temperature na ispuhu, a ujedno i do smanjenja potrebe za grijanjem zraka te bi se, u slučajevima srednjeg i visokog opterećenja, toplina ispušnih plinova mogla upotrijebiti za djelomično zagrijavanje zraka na usisu.



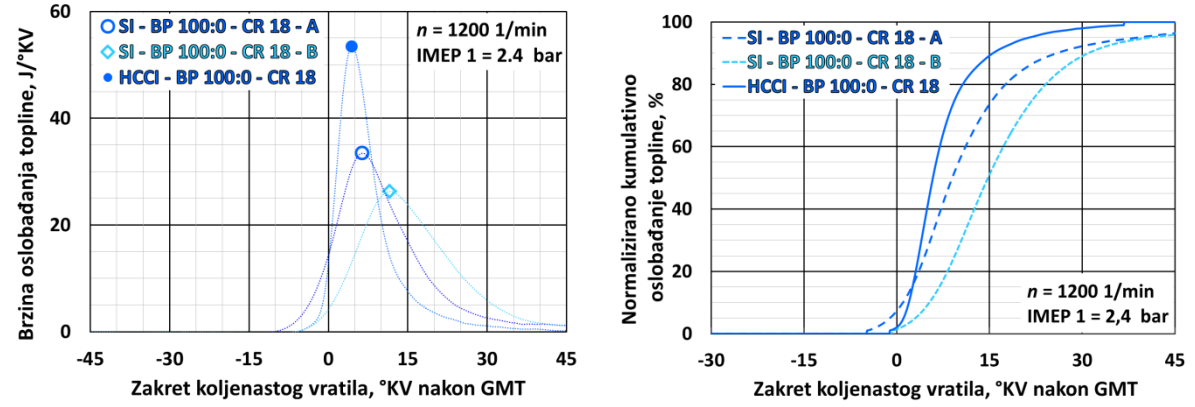
Slika 4.51. Usporedba indicirane korisnosti motora (lijevo) i specifične indicirane potrošnje goriva (desno)

Usporedba indicirane korisnosti i specifične indicirane potrošnje goriva za sva tri načina rada prikazana je na slici 4.51. S povećanjem opterećenja motora raste i indicirana korisnost. Pri istim uvjetima rada, HCCI način rada ima veću indiciranu korisnost nego Ottov način rada. Najveća indicirana korisnost motora u HCCI načinu rada određena je kod opterećenja IMEP3 pri 1600 min^{-1} u iznosu od 34,02 % dok kod Ottovog načina rada s $\lambda = 1$ u istim uvjetima rada indicirana korisnost iznosi 28,64 %. Kod Ottovog načina rada sa siromašnom smjesom najveća korisnost određena je kod istog opterećenja, ali pri 1200 min^{-1} i iznosi 30,24 %.



Slika 4.52. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno)

Jedan od izvora veće korisnosti HCCI načina rada u usporedbi s Ottovim načinom proizlazi iz činjenice manjih gubitaka u izmjeni radnog medija što je prikazano na slici 4.52. (desno). Najveća indicirana korisnost visokotlačnog dijela ciklusa prikazana na slici 4.52. (lijevo) određena je kod Ottovog načina rada sa siromašnom smjesom dok su u istim uvjetima rada relativni gubici izmjene radnog medija više od tri puta manji.

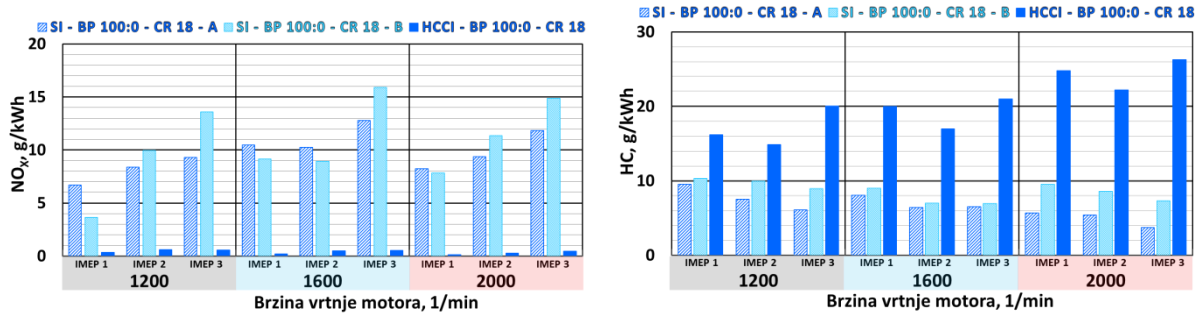


Slika 4.53. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno)

Vršna vrijednost brzine oslobađanja topline u HCCI načinu rada dvostruko je veća nego u Ottovom načinu rada sa siromašnom smjesom za približno isti kut zakreta koljenastog vratila. Također, trajanje izgaranja gotovo je dva puta kraće kod HCCI načina rada nego kod Ottovog načina (slika 4.53. i tablica 4.26.).

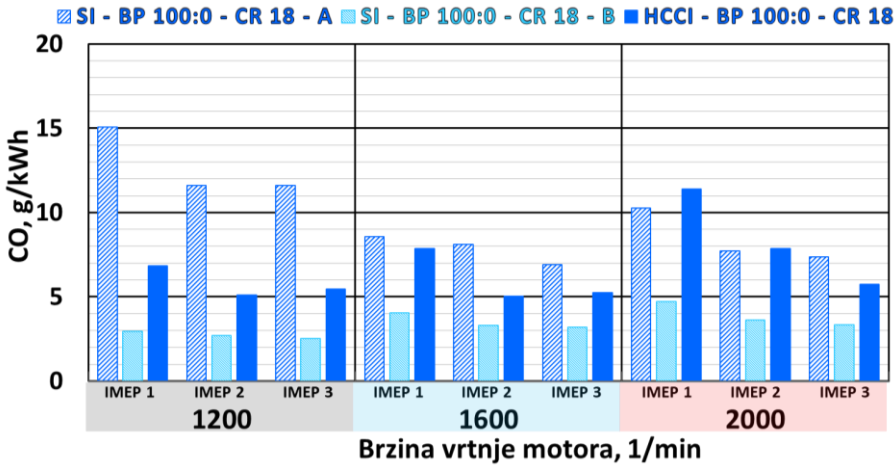
Tablica 4.26. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1}

Način rada	$ROHR_{max}$, J/°KV	$CA50_{ROHRmax}$, °KV nGMT	Trajanje izgaranja, °KV
SI-BP 100:0-CR18-A	33,46	6,40	24,87
SI-BP 100:0-CR18-B	26,27	11,60	25,68
HCCI-BP 100:0-CR18	53,45	4,40	13,61



Slika 4.54. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno)

Najveća vrijednost emisije NO_X za HCCI načina rada iznosi 0,61 g/kWh kod opterećenja IMEP2 pri 1200 min^{-1}, što je više od granice za motore EURO VI za gospodarsko vozilo (0,46 g/kWh). Emisije NO_X u Ottovom načinu rada značajno su iznad navedene granice (u pojedinom slučaju i više od 28 puta). S povećanjem opterećenja raste i emisija NO_X u oba Ottova načina rada. Emisija neizgorjelih ugljikovodika (slika 4.54. desno) u svim je izmjerenim točkama iznad granice emisije za teške motore EURO VI (0,13 g/kWh). HCCI način rada u svim točkama ima veće emisije HC zbog rada sa siromašnom smjesom pa je ta razlika u nekim slučajevima veća od 3,5 puta. S povećanjem brzine vrtnje motora kod Ottovog načina rada, emisija HC se smanjuje dok je suprotan trend određen kod HCCI načina rada.



Slika 4.55. Usporedba emisije CO

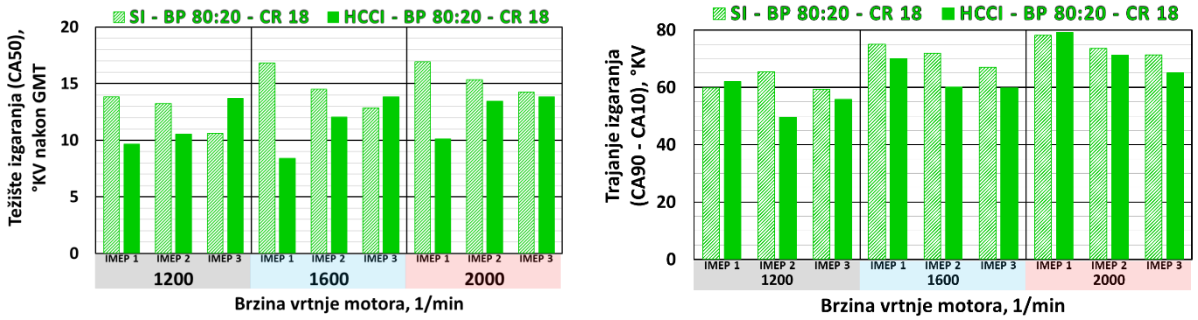
Emisija CO prikazana je na slici 4.55. te je primjetno da najveću emisiju u većini slučajeva ima Ottov način rada s $\lambda = 1$ dok je najniža emisija određena kod Ottovog načina rada sa siromašnom smjesom. Povećanje opterećenja motora pri istoj brzini vrtnje dovodi do smanjenja emisije CO u svim radnim točkama, a povećanje brzine za isto opterećenje u većini slučajeva dovodi do smanjenja emisije CO.

4.5. Bioplin u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada.

Druga usporedba pogona u Ottovom i HCCI načinu rada provedena je pri pogonu s bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$. Usporedba je izvedena pri istom kompresijskom omjeru $\varepsilon = 18$ u Ottovom načinu (**SI-BP 80:20-CR18**) i u HCCI načinu rada (**HCCI-BP 80:20-CR18**). U HCCI načinu rada faktor pretička zraka u ovisnosti o opterećenju prikazano je u tablici 4.27.

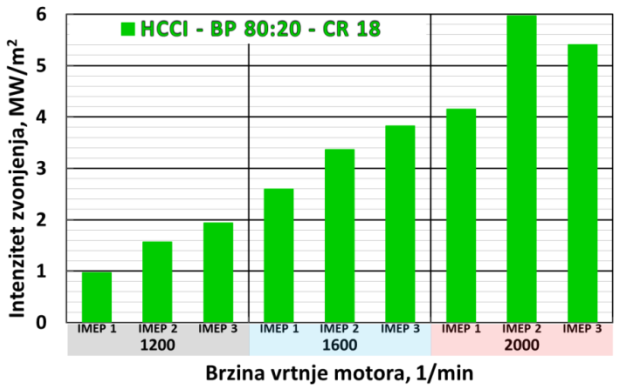
Tablica 4.27. Faktor pretička zraka za pojedino opterećenje motora u HCCI načinu rada

Način rada	Faktor pretička zraka, λ		
	IMEP1	IMEP2	IMEP3
HCCI-BP 80:20-CR18	2,4	2,0	1,9



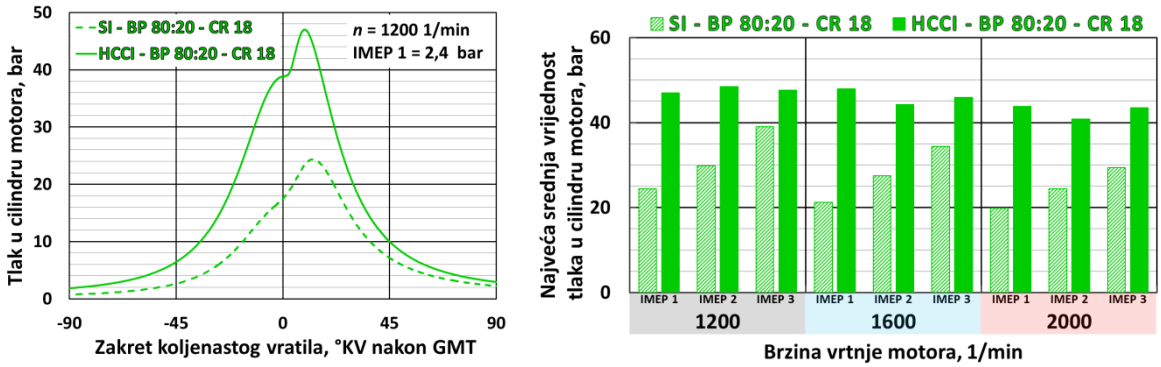
Slika 4.56. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno)

Težište izgaranja prikazano je na slici 4.56. te je primjetno da se kod Ottovog načina rada s povećanjem opterećenja težište pomiče na ranije dok je kod HCCI načina rada suprotno. Trajanje izgaranja kod HCCI načina rada (prikazano na slici 4.56. desno) u većini je slučajeva kraće nego kod Ottovog načina rada, u prosjeku za manje od 10 %.



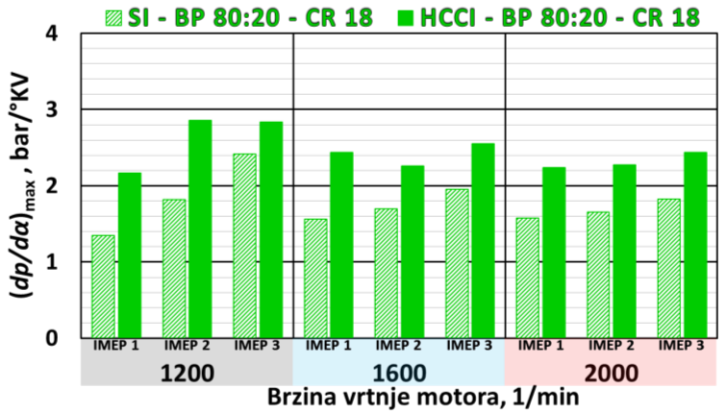
Slika 4.57. Intenzitet zvonjenja u cilindru motora

S povećanjem opterećenja kod HCCI načina rada povećava se i intenzitet zvonjenja (slika 4.57.), također, s povećanjem brzine vrtnje motora raste intenzitet zvonjenja osim za slučaj IMEP2 pri 2000 min^{-1} gdje je intenzitet zvonjenja veći nego kod IMEP3 pri istoj brzini vrtnje motora, ali je i dalje u ranije određenim granicama stabilnog izgaranja.



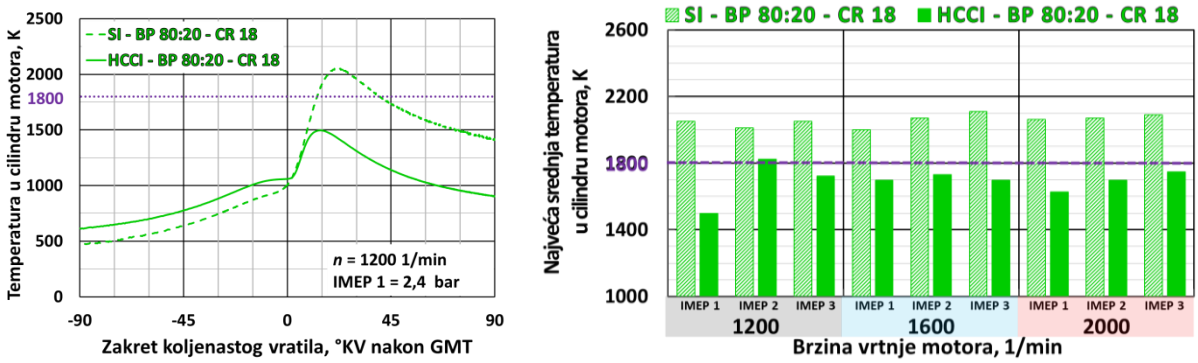
Slika 4.58. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno)

Profil tlaka u cilindru motora prikazan je na slici 4.58. (lijevo) dok su vršne vrijednosti tlaka prikazane na slici 4.58. (desno). Očekivano, vršne vrijednosti tlaka u cilindru motora kod HCCI načina rada veće su nego kod Ottovog zbog početnog većeg tlaka na usisu motora, tj. zbog potpuno otvorene zaklopke snage kod HCCI načina rada. S povećanjem opterećenja pri istoj brzini vrtnje motora raste i vršna vrijednost tlaka u cilindru kod Ottovog načina rada dok su kod HCCI načina rada te promjene manjeg intenziteta.



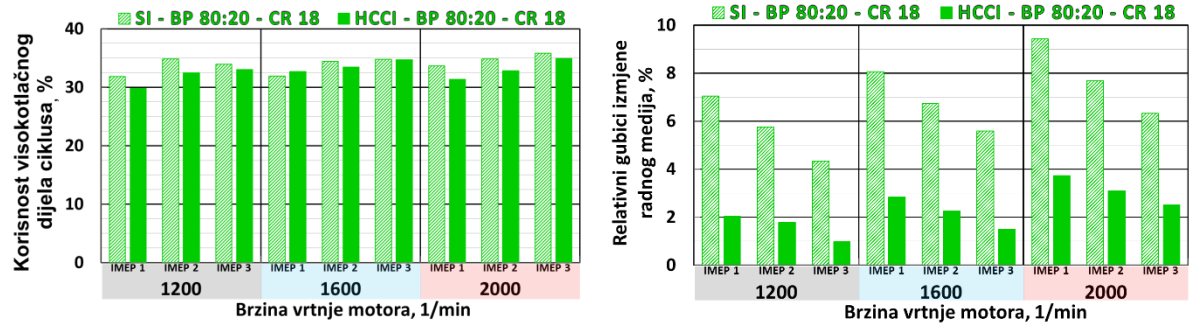
Slika 4.59. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora

Brzina porasta tlaka u cilindru motora prikazana je na slici 4.59. Porastom opterećenja raste i brzina porasta tlaka u cilindru motora u svim radnim točkama. Pri istom opterećenju, ali pri različitim brzinama vrtnje, nisu utvrđene značajnije promjene u brzini porasta tlaka u cilindru motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila.



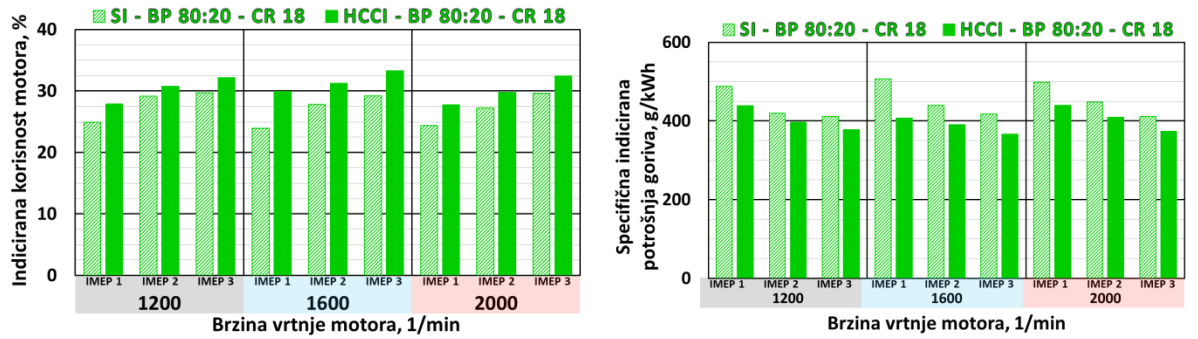
Slika 4.60. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno)

Sve su vršne vrijednosti temperatura u cilindru motora u HCCI načinu rada, prikazane na slici 4.60., ispod 1800 K dok su kod Ottovog načina rada sve vrijednosti značajno iznad te granice.



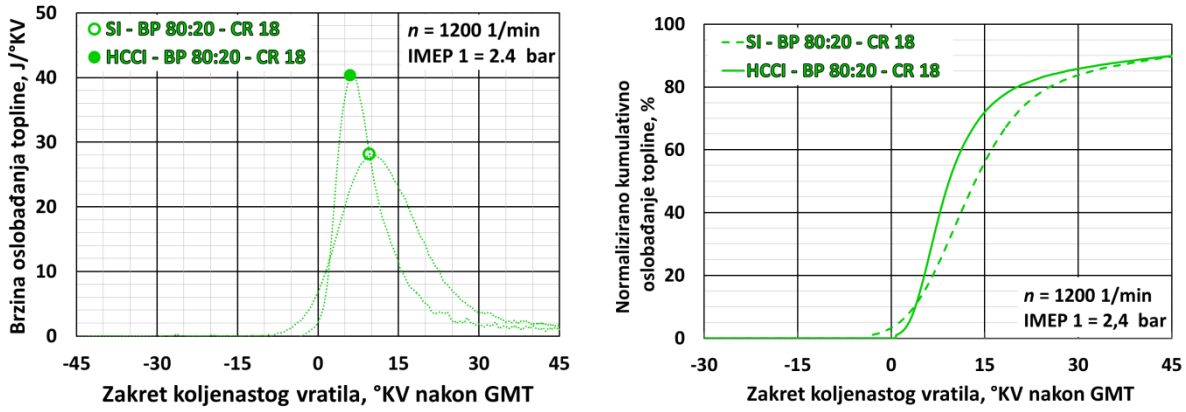
Slika 4.61. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno)

Indicirana korisnost visokotlačnog dijela ciklusa te relativni gubici izmjene radnog medija prikazani su na slici 4.61. HCCI način rada ima nižu ili približno jednaku indiciranu korisnost visokotlačnog dijela ciklusa dok istovremeno ima puno manje gubitke izmjene radnog medija što dovodi do veće indicirane korisnosti HCCI načina rada u odnosu na Ottov načina rada pri istim uvjetima (slika 4.62.).



Slika 4.62. Usporedba indicirane korisnosti motora (lijevo) i indicirane specifične potrošnje goriva (desno)

Indicirana specifična potrošnja goriva, koje je u korelaciji s indiciranom korisnosti motora, prikazana je na slici 4.62. (desno). Najniža vrijednost specifične indicirane potrošnje goriva određena je kod HCCI načina rada i opterećenja IMEP3 pri 1600 min^{-1} te iznosi 366,7 g/kWh.

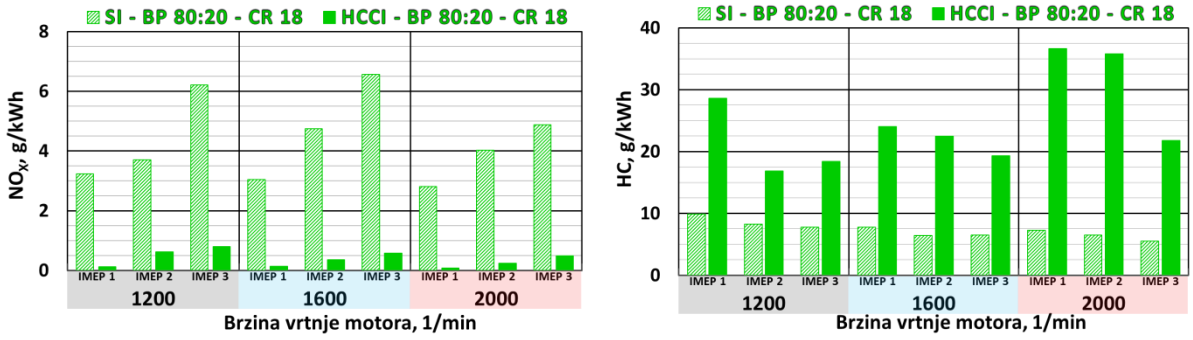


Slika 4.63. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno)

Profil brzine oslobađanja topline u Ottovom i HCCI načinu rada te normalizirano kumulativno oslobađanje topline prikazano je na slici 4.63. Trajanje izgaranja za slučaj IMEP1 pri 1200 min^{-1} kod HCCI načina rada neznatno je duže dok je vršna vrijednost brzine oslobađanja topline za 43,4 % veća nego kod Ottovog načina rada.

Tablica 4.28. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1}

Način rada	$ROHR_{max}$, J/°KV	$CA50_{ROHRmax}$, °KV nGMT	Trajanje izgaranja, °KV
SI-BP 80:20-CR18	40,30	6,00	59,72
HCCI-BP 80:20-CR18	28,10	9,60	62,06

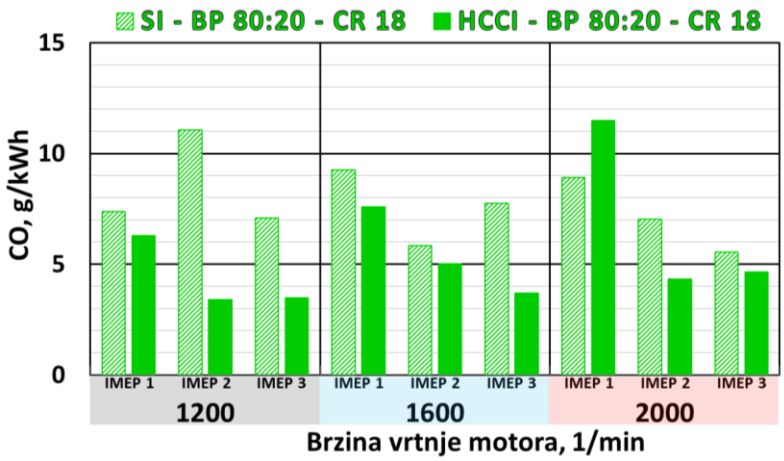


Slika 4.64. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno)

Emisije NO_X i HC prikazane su na slici 4.64. gdje se može zamijetiti da je kod Ottovog načina rada emisija NO_X višestruko veća nego kod HCCI načina rada. Vrijednosti emisije

NO_X iznad dopuštene granice emisije za motore EURO VI za gospodarsko vozilo (0,46 g/kWh) određene su kod HCCI načina rada kod opterećenja IMEP3 pri svim brzinama vrtnje (najveća izmjerena iznosi 0,80 g/kWh pri 1200 min^{-1}) dok su pri srednjem i niskom opterećenju vrijednosti emisija ispod dopuštene granice.

Kod Ottovog načina rada, s povećanjem opterećenja raste i emisija NO_X u svim brzinama vrtnje motora. Emisija HC u svim je izmjerenim radnim točkama iznad dopuštene granice emisije za teške motore EURO VI (0,13 g/kWh) te je potrebno korištenje sustavom za naknadnu obradu ispušnih plinova. Kod HCCI načina rada, zbog siromašne smjese, emisije HC su u pojedinim slučajevima i dvostruko veće nego kod Ottovog načina rada te se s povećanjem opterećenja emisije HC smanjuju zbog obogaćivanja smjese. Kod Ottovog načina rada se, s povećanjem opterećenja također smanjuje emisija HC, ali ne u tolikoj mjeri kao kod HCCI načina rada.



Slika 4.65. Usporedba emisije CO

Emisija CO prikazana je na slici 4.65. gdje se može vidjeti da, u većini slučajeva, s povećanjem opterećenja motora emisija CO, i kod Ottovog i kod HCCI načina rada, pada te su te vrijednosti u usporedbi načina rada približno jednake (osim u slučaju IMEP 2 pri 1200 min^{-1}).

Karakteristične veličine za srednju vrijednost pojedinog opterećenja te vršne vrijednosti u pojedinom načinu rada prikazane su u tablicama 4.29. i 4.30. (SI-BP 80:20-CR18) te 4.22. i 4.23. (HCCI-BP 80:20-CR18).

Tablica 4.29. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod SI-BP 80:20-CR18 načina rada.

SI-BP 80:20-CR18	Opterećenje motora		
	IMEP1	IMEP2	IMEP3
ϑ_{usis}, °C	23,49	23,46	23,14
ϑ_{ispuh}, °C	488,86	494,67	502,31
$T_{cil.max}$, K	2036,67	2050,00	2083,33
$p_{cil.max}$, bar	21,77	27,22	34,24
dp/dα, bar/°KV	1,50	1,73	2,07
Trajanje izg. (CA90-CA10), °KV	70,90	70,27	65,90
η_i, %	24,38	28,07	29,50
$\eta_{\_HPC}$, %	32,48	34,68	34,83
$\eta_{\_GE}$, %	8,17	6,72	5,41
g_i, g/kWh	497,56	435,39	413,30
$ROHR_{max}$, J/°KV	24,80	30,77	38,30
NO_X, g/kWh	3,02	4,15	5,89
HC, g/kWh	8,28	7,03	6,58
CO, g/kWh	8,50	7,97	6,78

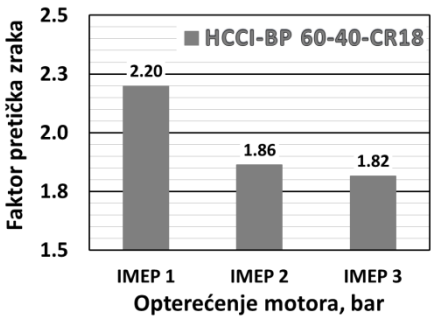
Tablica 4.30. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod SI-BP 80:20-CR18 načina rada.

SI-BP 80:20-CR18	Radna točka		
	Vrijednost	Opterećenje	Brzina vrtnje
ϑ_{usis_max}, °C	29,59	IMEP1	1200
$T_{cil.max}$, K	2110,00	IMEP3	1600
$p_{cil.max}$, bar	39,05	IMEP3	1200
dp/dα_max, bar/°KV	2,42	IMEP3	1200
η_{i_max}, %	29,69	IMEP3	1200
g_{i_min}, g/kWh	410,92	IMEP3	2000
NO_{X_min}, g/kWh	2,80	IMEP1	2000
$HC_{\_min}$, g/kWh	5,51	IMEP3	2000
$CO_{\_min}$, g/kWh	5,54	IMEP3	2000
$ROHR_{max}$, J/°KV	44,10	IMEP3	1200

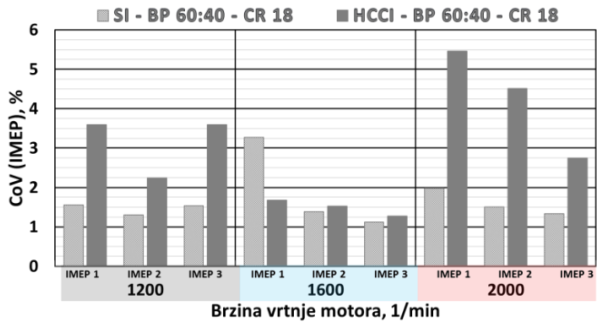
4.6. Bioplin u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$ kao pogonsko gorivo Ottovog i HCCI načina rada.

Kao treće pogonsko gorivo za usporedbu Ottovog i HCCI načina rada korišten je bioplin u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$. Usporedba je izvedena pri istom kompresijskom omjeru $\varepsilon = 18$ u Ottovom načinu (**SI-BP 60:40-CR18**) i u HCCI načinu rada

(**HCCI-BP 60 : 40-CR18**). U HCCI načinu rada faktor pretička zraka u ovisnosti o opterećenju prikazan je na slici 4.66.

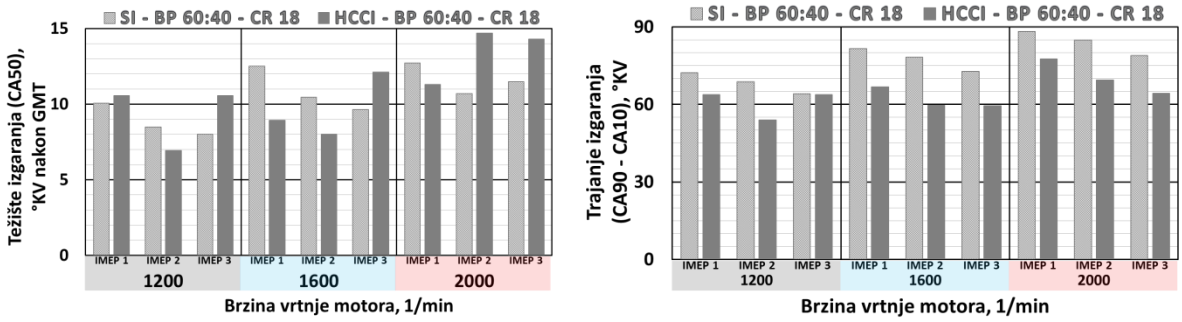


Slika 4.66. Faktor pretička zraka u ovisnosti o opterećenju motora kod HCCI načina rada



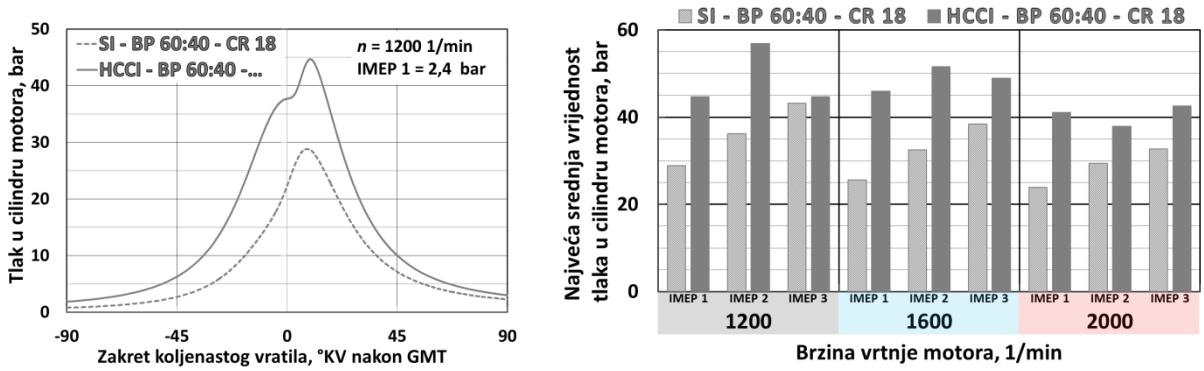
Slika 4.67. Usporedba koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka

Prema slici 4.67. vidljivo je da su sve izmjerene vrijednosti koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka ispod granične vrijednosti. Kod HCCI načina rada pri najnižem i najvećem opterećenju određen je porast CoV(IMEP) u odnosu na Ottov način rada.



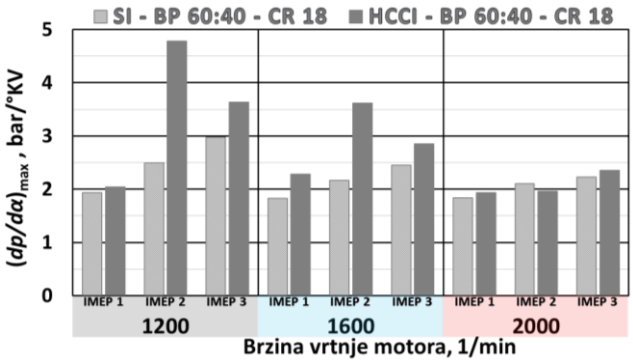
Slika 4.68. Usporedba težišta izgaranja (lijevo) i trajanja izgaranja u cilindru motora (desno)

Težište i trajanje izgaranja prikazano je na slici 4.68. Pri radu motora u Ottovom načinu rada s povećanjem opterećenja težište izgaranja pomiče se na ranije te je ujedno i trajanje izgaranja kraće. Kod HCCI načina rada optimalno težište izgaranja nema pravilan trend u ovisnosti o opterećenju motora. Trajanje izgaranja je kod HCCI načina rada kraće nego kod Ottovog načina rada pri istim uvjetima.



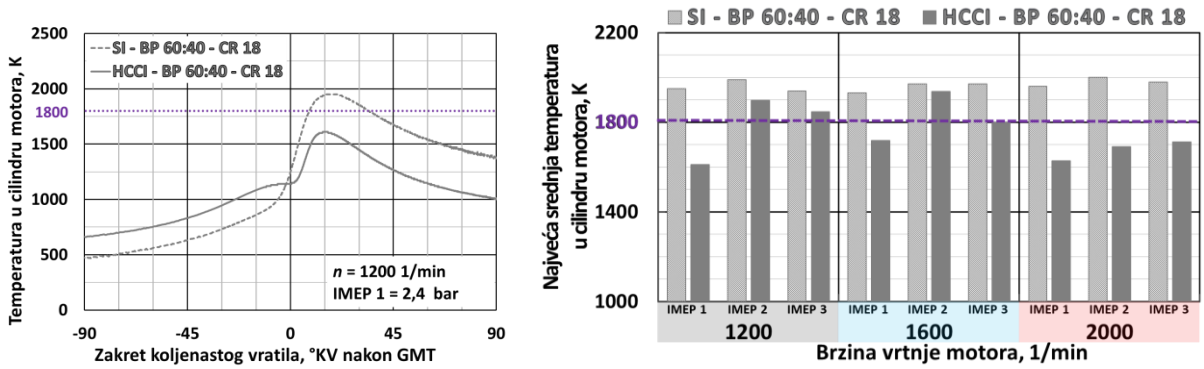
Slika 4.69. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno)

Profil te vršne vrijednosti tlaka u cilindru motora prikazane su na slici 4.69. S povećanjem opterećenja motora kod Ottovog načina rada povećava se i vršna vrijednost tlaka u cilindru motora. Također, pri istom opterećenju s povećanjem brzine vrtnje motora pada vršna vrijednost tlaka u cilindru motora. Kod HCCI načina rada za isto opterećenje i istu brzinu vrtnje motora vršna vrijednost tlaka je u svim slučajevima veća nego kod Ottovog načina rada.



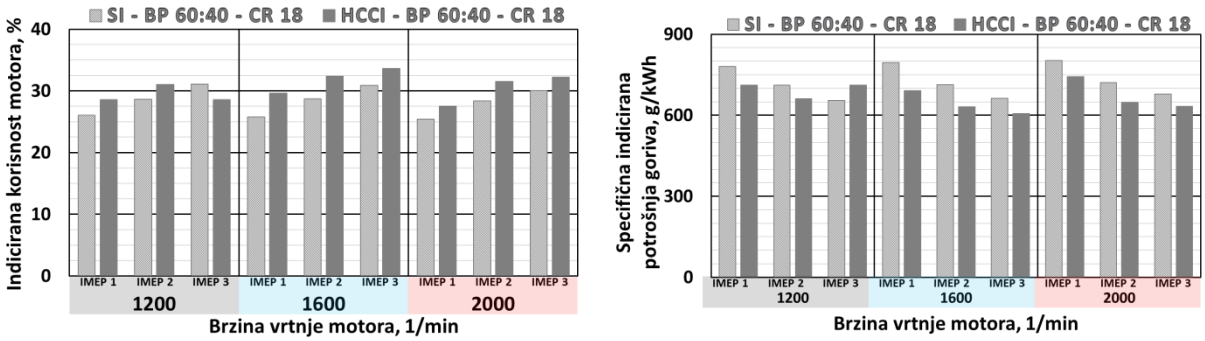
Slika 4.70. Usporedba najvećih srednjih vrijednost brzina porasta tlaka u cilindru motora

Usporedba brzine porasta tlaka u cilindru motora kod Ottovog i HCCI načina rada prikazana je na slici 4.70. Kod Ottovog načina rada s povećanjem opterećenja motora raste i brzina porasta tlaka u cilindru motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila. S povećanjem brzine vrtnje motora smanjuje se intenzitet te brzine. Kod HCCI načina rada pri brzini vrtnje motora od 1200 i 1600 min^{-1} najveća brzina porasta tlaka određena je kod srednjeg opterećenja dok je pri brzini vrtnje motora od 2000 min^{-1} približno jednaka brzina porasta tlaka kao kod Ottovog načina rada.



Slika 4.71. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno)

Profili srednje temperature u cilindru motora za opterećenje IMEP1 pri 1200 min^{-1} te vršne vrijednosti temperatura za Ottov i HCCI načina rada prikazani su na slici 4.71. Kod Ottovog načina rada za sve radne točke vršne vrijednosti su iznad 1800 K što dovodi do izraženog stvaranja dušikovih oksida. Kod HCCI načina rada jedino u slučaju srednjeg opterećenja (IMEP2) pri 1200 i 1600 min^{-1} vršna vrijednost temperature prelazi 1800 K.



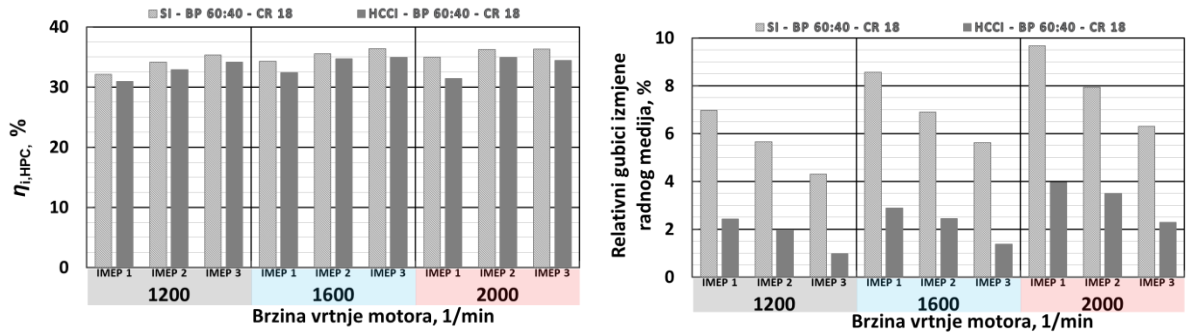
Slika 4.72. Usporedba indicirane korisnosti motora (lijevo) i specifične indicirane potrošnje goriva (desno)

Indicirana korisnost motora (slika 4.72.) kod HCCI načina rada veća je nego kod Ottovog načina osim u slučaju IMEP3 pri 1200 min^{-1}. Najveća indicirana korisnost određena je kod HCCI načina rada pri najvećem opterećenju i pri srednjoj brzini vrtnje motora (IMEP3 pri 1600 min^{-1}) te iznosi 33,64 %. Indicirana korisnost motora za pojedino opterećenje pri pogonu s bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$ prikazana je u tablici 4.31.

Tablica 4.31. Indicirana korisnost motora za pojedino opterećenje pri pogonu s bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$

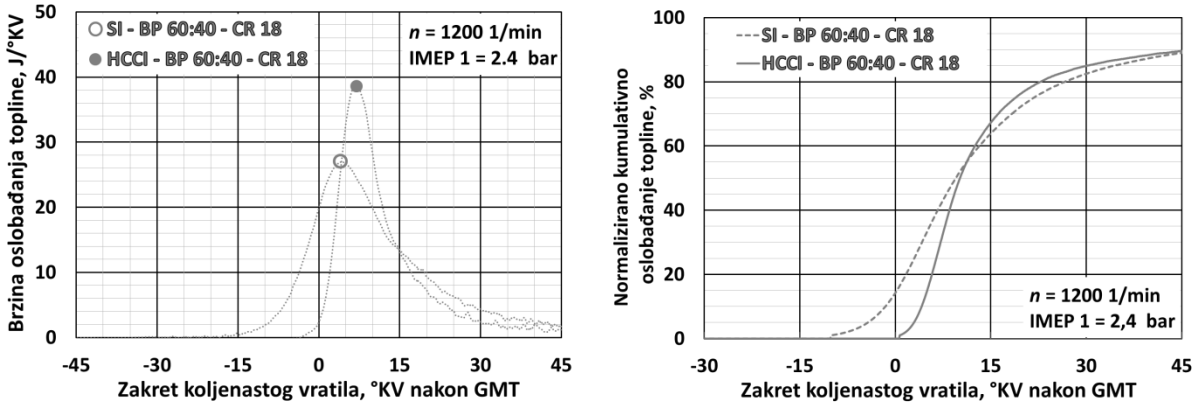
Indicirana korisnost motora	**Opterećenje motora**		
	IMEP1	**IMEP2**	**IMEP3**
SI-BP 60:40-CR18	25,74 %	28,55 %	30,67 %
HCCI-BP 60:40-CR18	28,57 %	31,64 %	31,88 %

Razlika u indiciranoj korisnosti Ottovog i HCCI načina rada uvelike nastaje zbog razlike u gubicima izmjene radnog medija što se može vidjeti na slici 4.73.



Slika 4.73. Usporedba indicirane korisnosti visokotlačnog dijela ciklusa (lijevo) i gubici izmjene radnog medija (desno)

Indicirana korisnost visokotlačnog dijela ciklusa kod Ottovog načina rada veća je nego kod HCCI načina za iste radne uvjete. S povećanjem opterećenja pri istoj brzini vrtnje motora raste i indicirana korisnost te se istovremeno smanjuju relativni gubici izmjene radnog medija.

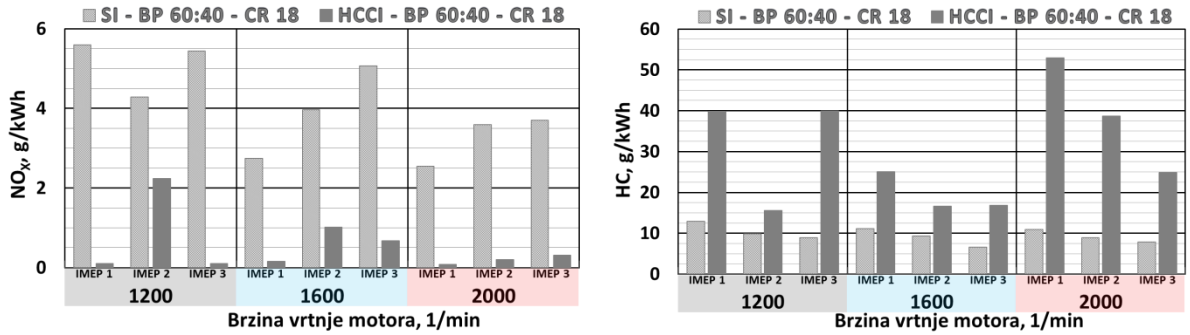


Slika 4.74. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno)

Vršna vrijednost brzine oslobađanja topline za slučaj IMEP1 pri 1200 min^{-1} kod HCCI načina rada veća je za 43 % nego kod Ottovog načina rada (slika 4.74.). Iako u ovom slučaju početak izgaranja kod Ottovog načina rada započinje ranije, HCCI način rada ima brže izgaranje te je ukupno trajanje izgaranja kraće (63,81 °KV) kako je prikazano u tablici 4.32.

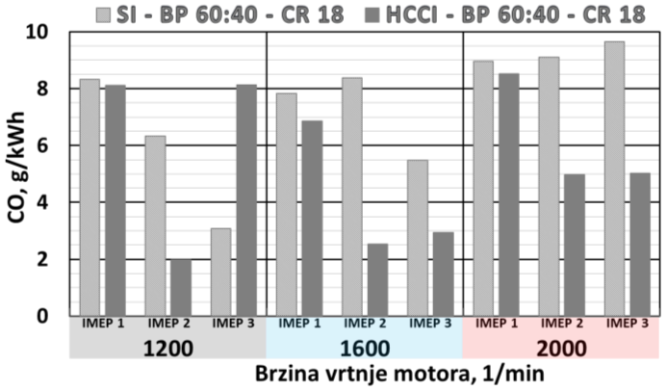
Tablica 4.32. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP1 pri 1200 min^{-1}

Način rada	$ROHR_{max}$, J/°KV	$CA50_{ROHRmax}$, °KV nGMT	Trajanje izgaranja, °KV
SI-BP 60:40-CR18	28,10	4,10	72,28
HCCI-BP 60:40-CR18	40,30	7,10	63,81



Slika 4.75. Usporedba emisije NO_X (lijevo) i HC (desno)

Emisija NO_X kod Ottovog načina rada višestruko je veća nego kod HCCI načina rada (slika 4.75. lijevo). U radnim točkama HCCI načina rada, gdje vršna vrijednost temperature u cilindru motora prelazi vrijednost od 1800 K, i vrijednost emisije NO_X je iznad dopuštene granice za motore EURO VI za gospodarsko vozilo (0,46 g/kWh). Emisija neizgorjelih ugljikovodika kod Ottovog načina rada su između 6,6 i 12,9 g/kWh dok je kod HCCI načina rada najniža emisija HC izmjerena u iznosu od 15,6 g/kWh, a najveća je zbog siromašne smjese (IMEP1 pri 2000 min^{-1}) iznosila 53 g/kWh.



Slika 4.76. Usporedba emisije CO

Raspon emisija CO (slika 4.76.) kod Ottovog načina rada iznosi od 3,1 do 9,6 k/kWh dok kod HCCI načina rada iznosi od 1,98 do 8,53 g/kWh.

Karakteristične veličine za srednju vrijednost pojedinog opterećenja te vršne vrijednosti u pojedinom načinu rada prikazane su u tablicama 4.33. i 4.34. (SI-BP 60:40-CR18) te 4.24. i 4.25. (HCCI-BP 60:40-CR18).

Tablica 4.33. Srednje vrijednosti pojedinih parametara za pojedino opterećenje kod SI-BP 60:40-CR18 načina rada.

SI-BP 60:40-CR18	Opterećenje motora		
	IMEP1	IMEP2	IMEP3
ϑ_{usis}, °C	29,41	29,40	29,05
ϑ_{ispuh}, °C	469,43	469,25	482,22
$T_{cil.max}$, K	1946,67	1986,67	1963,33
$p_{cil.max}$, bar	26,08	32,64	38,07
dp/dα, bar/°KV	1,87	2,26	2,56
Trajanje izg. (CA90-CA10), °KV	80,65	77,25	71,84
η_i, %	25,74	28,55	30,67
$\eta_{\_HPC}$, %	33,77	35,30	35,98
$\eta_{\_GE}$, %	8,40	6,82	5,40
g_i, g/kWh	792,73	715,18	665,14
$ROHR_{max}$, J/°KV	23,90	30,10	34,67
NO_X, g/kWh	3,63	3,94	4,73
HC, g/kWh	11,63	9,35	7,75
CO, g/kWh	8,36	7,93	6,07

Tablica 4.34. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod SI-BP 60:40-CR18 načina rada.

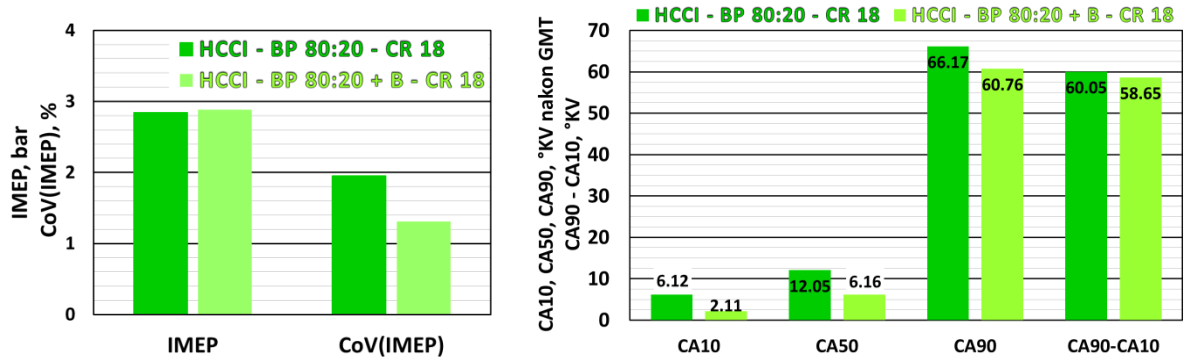
SI-BP 60:40-CR18	Radna točka		
	Vrijednost	Opterećenje	Brzina vrtnje
ϑ_{usis_max}, °C	29,59	IMEP1	1200
$T_{cil.max}$, K	2000,00	IMEP2	2000
$p_{cil.max}$, bar	43,16	IMEP3	1200
dp/dα*_max*, bar/°KV	2,98	IMEP3	1200
η_{i_max}, %	31,07	IMEP3	1200
g_{i_min}, g/kWh	655,02	IMEP3	1200
NO_{X_min}, g/kWh	2,55	IMEP1	1200
$HC_{\_min}$, g/kWh	6,59	IMEP3	1600
$CO_{\_min}$, g/kWh	3,08	IMEP3	1200
$ROHR_{max}$, J/°KV	39,70	IMEP3	1200

4.7. HCCI – *dual fuel* način rada pri pogonu bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ i benzinom RON95.

Budući su za pogon motora u HCCI načinu rada pri pogonu bioplinom potrebne relativno visoke temperature zraka na usisu motora da bi se ostvarilo samozapaljenje smjese u cilindru motora provedeno je eksperimentalno ispitivanje HCCI načina rada s dodatkom drugog, reaktivnijeg goriva, u svrhu smanjenja te temperature.

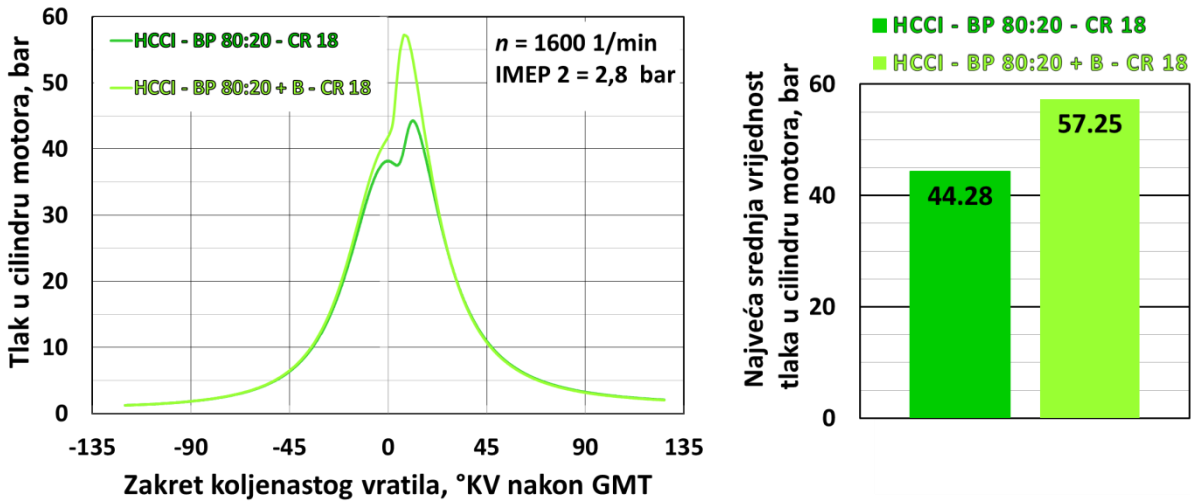
Provedeno je ispitivanje samo jedne radne točke motora, odnosno prikazana je usporedba za dva načina rada (načina upravljanja radom motora s jednim i s dva različita goriva) pri srednjem opterećenju i srednjoj brzini vrtnje motora (IMEP2 pri 1600 min^{-1}).

Usporedba HCCI načina rada pogonjeno dvama gorivima različitih karakteristika (benzinom RON 95 i bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$, **HCCI-BP 80:20+B-CR 18**, i pri pogonu samo bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$, **HCCI-BP 80:20-CR 18** provedeno je pri kompresijskom omjeru $\varepsilon = 18$. Faktor pretička zraka u HCCI – *dual fuel* načinu rada iznosi $\lambda = 2{,}57$ dok pri pogonu samo jednim gorivom iznosi $\lambda = 2{,}0$.



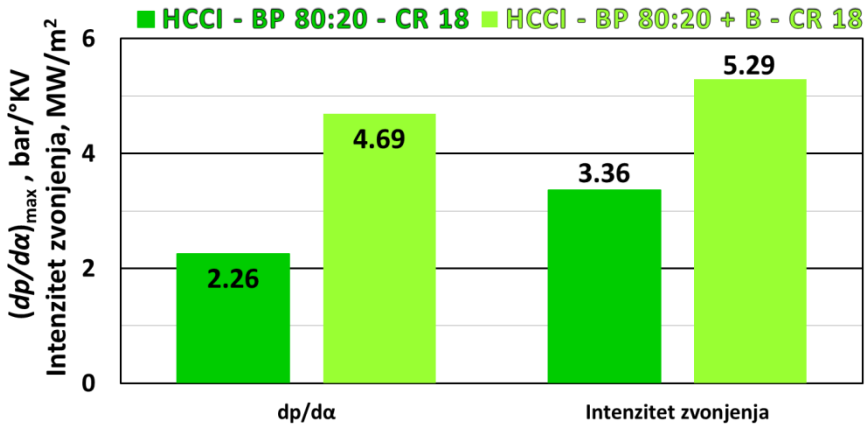
Slika 4.77. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka i koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka (lijevo) i usporedba početka, težišta, kraja te trajanja izgaranja (desno)

Srednji indicirani tlak u cilindru motora pri opterećenju IMEP2 iznosi 2,88 bar te je koeficijent varijacije tog tlaka ispod 2 % u oba načina rada (slika 4.77.). Vrijednosti početka, kraja, trajanja izgaranja te težišta u HCCI načinu rada s dva goriva niže su nego pri pogonu samo jednim gorivom, ali ne odstupaju značajno.



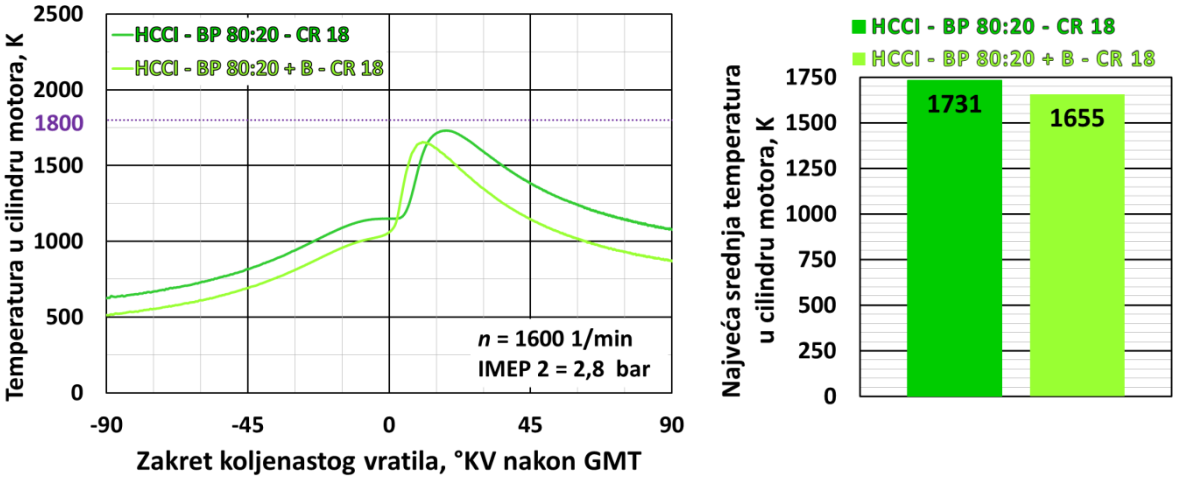
Slika 4.78. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno)

Profil tlaka u cilindru motora te vršna vrijednost prikazane su na slici 4.78. Primjetno je da za isto opterećenje motora pri istoj brzini vrtnje motora HCCI način rada pogonjen dvama gorivima ima veće vršne vrijednosti tlaka u cilindru motora. Razlika u vršnoj vrijednosti iznosi 12,7 bar, odnosno vršna vrijednost tlaka u cilindru motora HCCI – *dual fuel* načina rada je 28 % veća nego pri pogonu samo jednim gorivom.



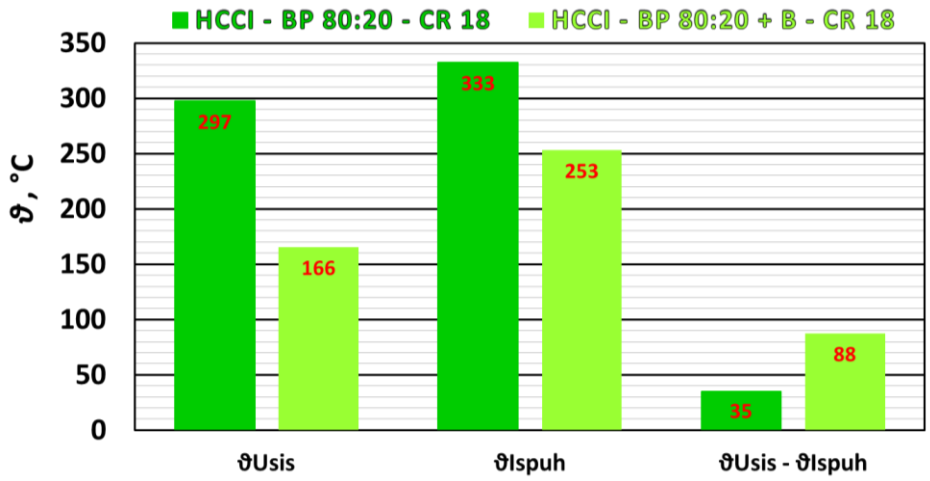
Slika 4.79. Usporedba vršne vrijednosti brzine porasta tlaka u cilindru motora i intenziteta zvonjenja

Brzina porasta tlaka u cilindru motora izraženiji je kod HCCI – *dual fuel* načina rada (slika 4.79.) te je, posljedično, i intenzitet zvonjenja veći.



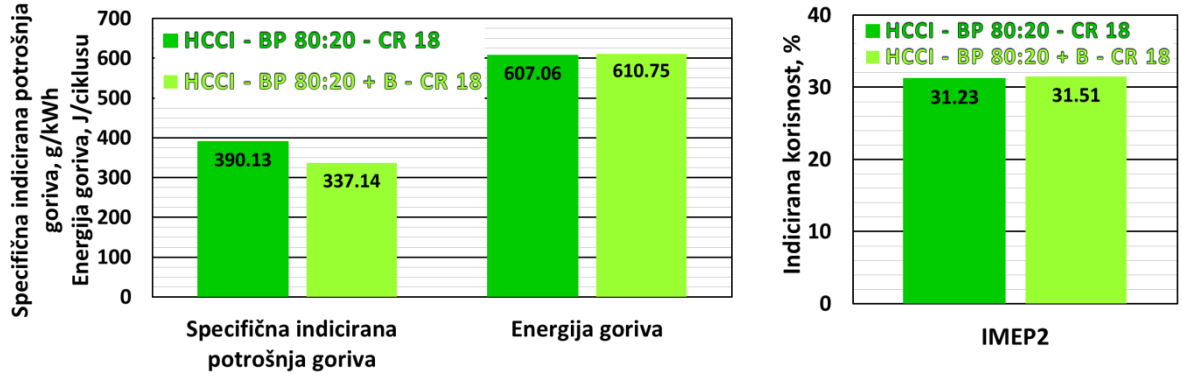
Slika 4.80. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno)

Na slici 4.80. prikazani su profili srednje temperature u cilindru motora za IMEP2 pri brzini vrtnje motora od 1600 min^{-1} te vršne vrijednosti. Vršne vrijednosti temperature za oba su načina rada ispod vrijednosti 1800 K te razlika između njih nije značajna.



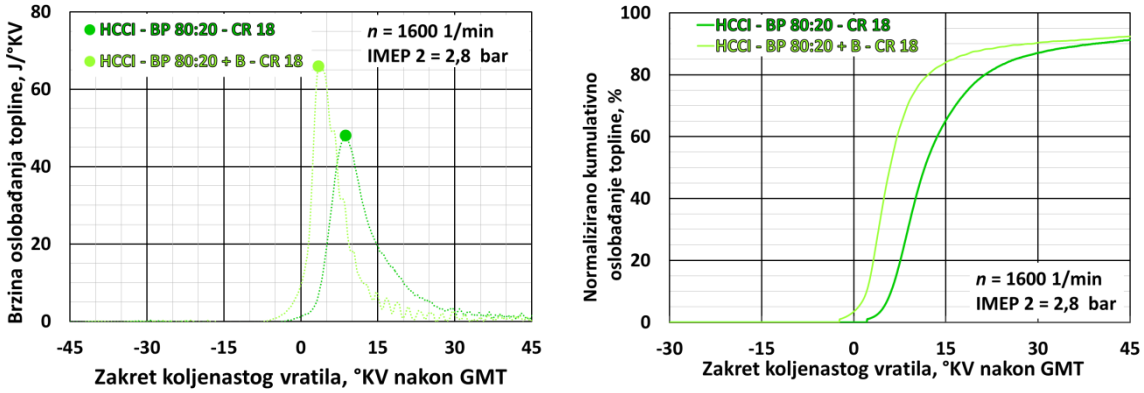
Slika 4.81. Usporedba temperatura u usisu, ispuhu te razlika tih temperatura

Kako bi započelo izgaranje u cilindru motora u HCCI načinu rada s jednim gorivom (bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$), zrak na usisu potrebno je zagrijavati do 297 °C (slika 4.81.) dok se dodavanjem drugog, reaktivnijeg goriva (benzin RON95) u proces, zahtjev za grijanjem zraka smanjuje za 132 °C što je smanjenje za 56 %. Uspoređujući razliku temperature na usisu i ispuhu motora kod HCCI – *dual fuel* načina rada ta razlika je veća, ali je i dalje nedovoljna za potpuno zagrijavanje zraka na usisu radi postizanja samozapaljenja smjese u cilindru motora.



Slika 4.82. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva i energije dovedene gorivom po ciklusu (lijevo) i indicirana korisnost motora (desno)

Usporedba načina upravljanja radom motora provedena je tako da je energija goriva pri jednom i drugom načinu rada približno jednaka. Prema tome, HCCI – *dual fuel* način rada ima nižu specifičnu potrošnju goriva za približno jednaku indiciranu korisnost motora. Da bi se ostvarilo opterećenje motora IMEP2 pri 1600 min^{-1} te zadovoljio uvjet iste energije dovedene gorivom u proces izgaranja, udio bioplina u smjesi s benzinom u masenom omjeru iznosi 67,82 %.

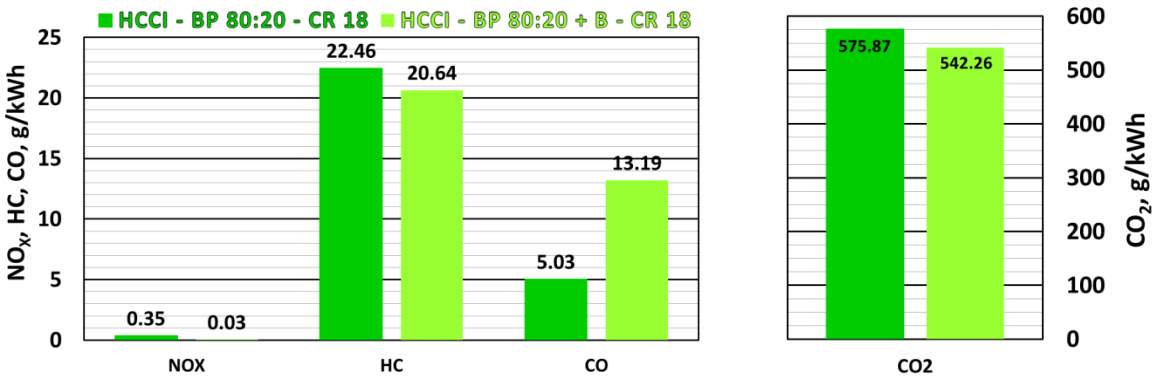


Slika 4.83. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno)

Profil brzine oslobađanja topline te normalizirano kumulativno oslobađanje topline prikazani su na slici 4.83. Vršna vrijednost brzine oslobađanja topline kod HCCI – *dual fuel* načina za 27 % veća je nego kod HCCI-BP 80:20-CR18 načina rada. Trajanje izgaranja u oba slučaja približno je jednako, ali kod HCCI – *dual fuel* izgaranja počinje ranije te ranije i završava što je vidljivo na slici 4.83. (desno). Karakteristične vrijednosti izgaranja za srednje opterećenje motora i brzini vrtnje od 1600 min^{-1} pri pogonu s dva različita goriva prikazano je u tablici 4.35.

Tablica 4.35. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP2 pri 1600 min^{-1} pri pogonu s dva različita goriva

Način rada	$ROHR_{max}$, J/°KV	$CA50_{ROHRmax}$, °KV nGMT	Trajanje izgaranja, °KV
HCCI-BP 80:20-CR18	47,90	8,80	60,05
HCCI-BP 80:20+B-CR18	65,86	3,50	58,65



Slika 4.84. Usporedba emisije NO_X, HC, CO, CO_2

Budući da je vršna vrijednost temperature u cilindru motora kod oba načina rada ispod granice stvaranja emisije dušikovih oksida, kako je prikazano na slici 4.80., emisija NO_X ispod je dopuštene granice za motore EURO VI za gospodarsko vozilo (0,46 g/kWh).

Kod HCCI – *dual fuel* načina rada emisija NO_X približno je jednaka nuli, tj. u granicama je mogućnosti mjerenja samog uređaja. Emisija neizgorjelih ugljikovodika iznad je dopuštene granice te je u oba načina rada motora potrebno rabiti sustav za naknadnu obradu.

Emisija CO kod HCCI – *dual fuel* načina rada manja je 2,6 puta nego u slučaju upotrebe samo jednog goriva. Također, udio CO_2 u ispušnim plinovima kod HCCI *dual fuel* načina rada niži je nego kod HCCI-BP 80:20-CR18.

Karakteristične veličine pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora prikazane su u tablici 4.36.

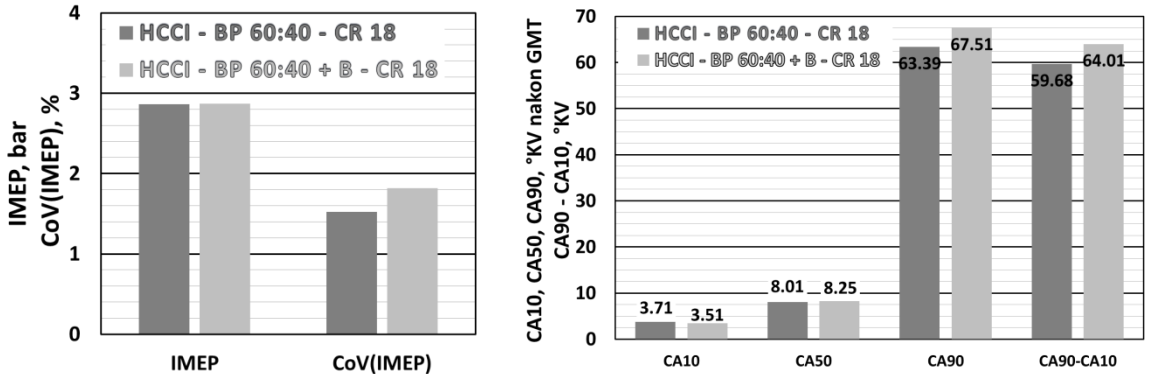
Tablica 4.36. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-BP 80:20+B-CR18 načina rada.

HCCI-BP 80:20+B-CR18	Vrijednost
ϑ_{usis_max}, °C	165,55
$T_{cil.max}$, K	1654,63
$p_{cil.max}$, bar	57,25
d*p*/dα_*max*, bar/°KV	4,69
η_{i_max}, %	31,51
g_{i_min}, g/kWh	337,14
NO_{X_min}, g/kWh	0,03
$HC_{\_min}$, g/kWh	20,64
$CO_{\_min}$, g/kWh	13,19
$ROHR_{max}$, J/°KV	65,86

4.8. HCCI – *dual fuel* način rada pri pogonu bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 60 : 40 i benzinom RON95.

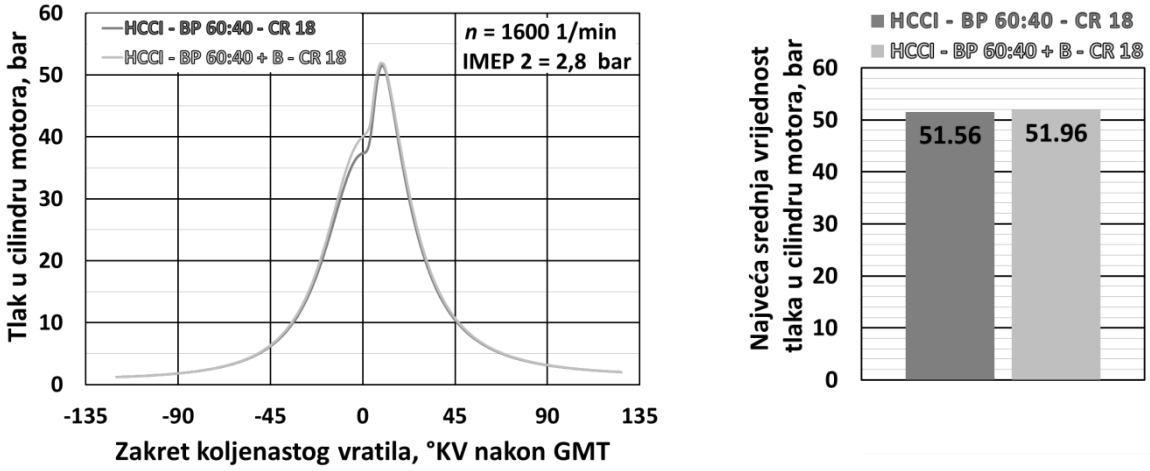
Usporedba HCCI načina rada pogonjenog dvama gorivima različitih karakteristika (benzinom RON 95 i bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 60 : 40), **HCCI-BP 60:40+B-CR 18**) i pri pogonu samo bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 60 : 40, **HCCI-BP 60:40-CR18**) provedeno je pri kompresijskom omjeru ε = 18. Faktor pretička zraka u HCCI – *dual fuel* načinu rada iznosi λ = 2,42 dok pri pogonu samo s jednim gorivom iznosi λ = 1,86.

Prikazana je usporedba samo jedne radne točke motora, odnosno prikazana je usporedba za dva načina rada (načina upravljanja radom motora s jednim i s dva različita goriva) pri srednjem opterećenju i srednjoj brzini vrtnje motora (IMEP2 pri 1600 min^{-1}).



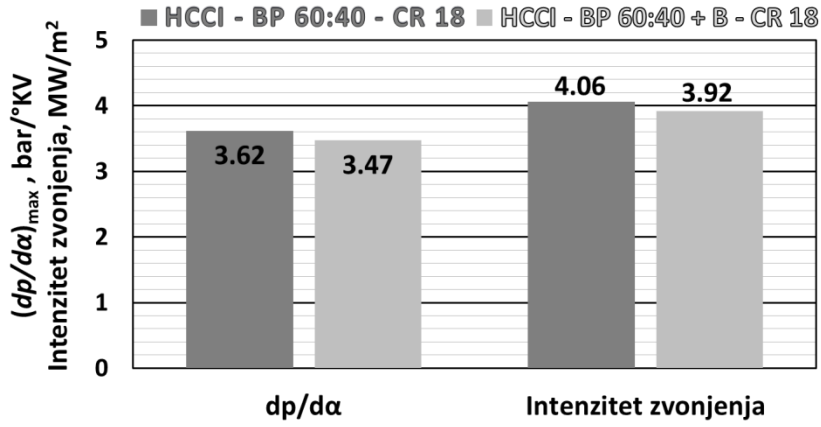
Slika 4.85. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka i koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka (lijevo) i usporedba početka, težišta, kraja te trajanja izgaranja (desno)

Na slici 4.85. (lijevo) prikazana je vrijednost srednjeg indiciranog tlaka motora i koeficijent varijacije tog tlaka za srednje opterećenje pri brzini vrtnje motora od 1600 min^{-1}. Početak i težište izgaranja za oba je načina rada približno jednak dok je kraj izgaranja kod HCCI – *dual fuel* kasniji nego kod HCCI načina rada pogonjenog jednim gorivom što dovodi i do dužeg trajanja izgaranja smjese u cilindru motora, slika 4.85. (desno).



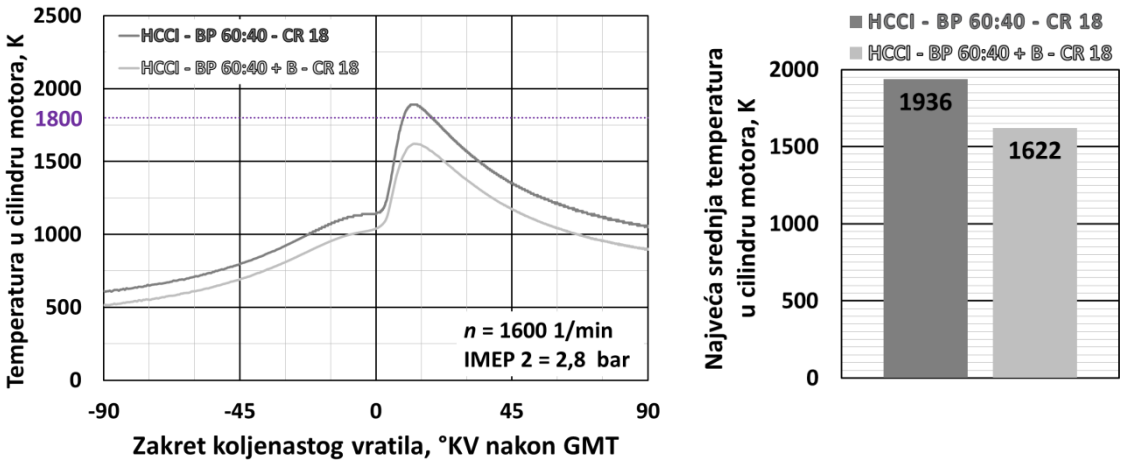
Slika 4.86. Prikaz profila tlaka u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti tlaka u cilindru motora (desno)

Profil tlaka te vršna vrijednost tlaka u cilindru motora za oba su načina rada približno jednaki što se može vidjeti na slici 4.86.



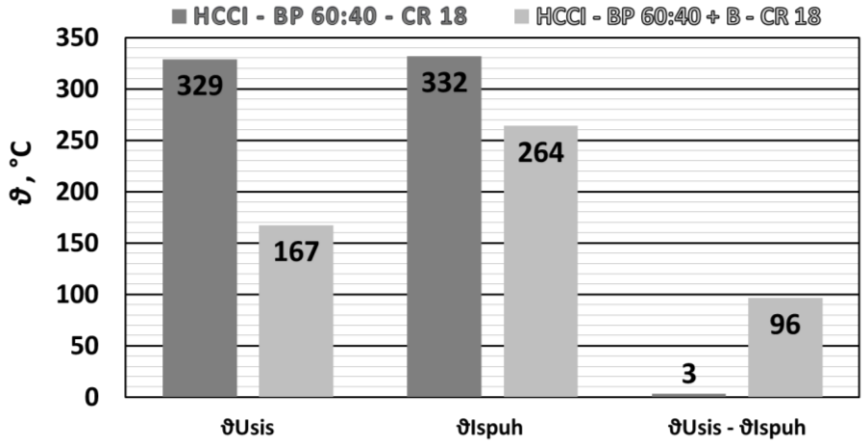
Slika 4.87. Usporedba vršne vrijednosti brzine porasta tlaka u cilindru motora i intenziteta zvonjenja

Također, vršna vrijednost brzine porasta tlaka i intenzitet zvonjenja za oba HCCI načina rada približno su jednaki (slika 4.87.).



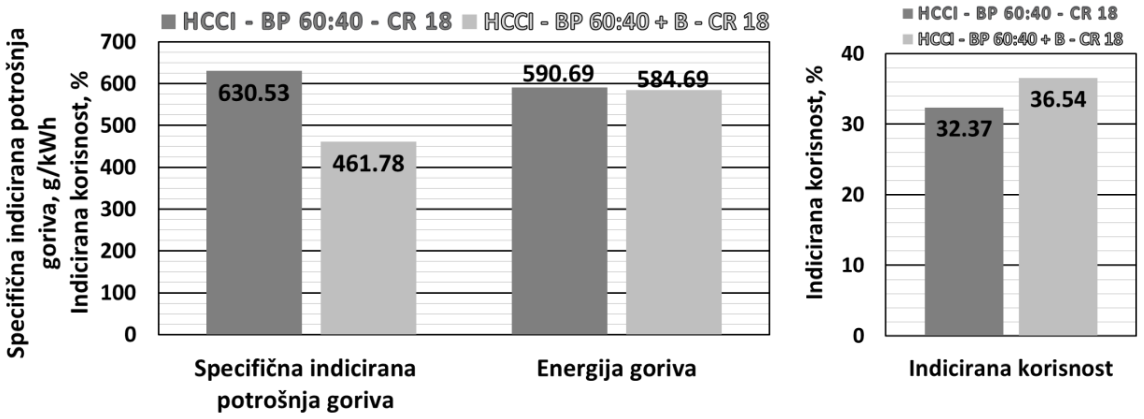
Slika 4.88. Profili srednje temperature u cilindru motora (lijevo) i usporedba najvećih srednjih vrijednosti temperatura u cilindru motora (desno)

Profili srednje temperature u cilindru motora te vršna vrijednost prikazani su na slici 4.88. Temperatura u cilindru motora HCCI načina rada pogonjenog samo jednim gorivom tijekom cijelog procesa veća je nego pri pogonu dvama gorivima što je posljedica povišene početne temperature u usisu radi postizanja samozapaljenja smjese.



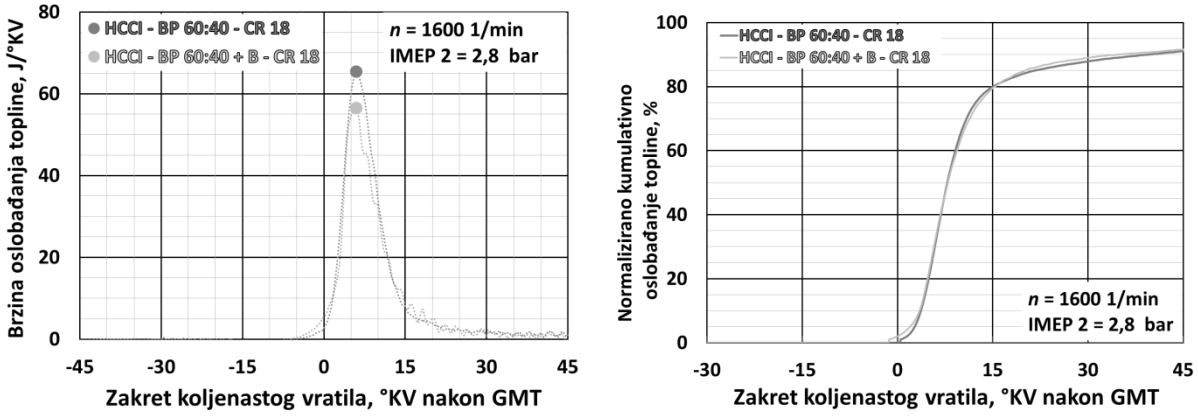
Slika 4.89. Usporedba temperatura u usisu, ispuhu te razlika tih temperatura

Da bi se postiglo samozapaljenje smjese u cilindru motora pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$, potrebno je zagrijavati zrak na usisu do temperature od 329 °C, a kad se u proces uključi i gorivo veće reaktivnosti (benzin RON95) zahtjev za grijanjem zraka na usisu pada za približno 50 %, odnosno na 167 °C, vidi sliku 4.89. Temperatura na usisu i ispuhu motora pogonjenog samo jednim gorivom približno je jednaka dok pri pogonu dvama gorivima razlika temperature iznosi 96 °C što omogućuje djelomičnu upotrebu topline ispušnih plinova za zagrijavanje zraka na usisu te ostvarivanja veće korisnosti samog motora.



Slika 4.90. Usporedba specifične indicirane potrošnje goriva i energije dovedene gorivom po ciklusu (lijevo) i indicirana korisnost motora (desno)

Usporedba dva načina upravljanja početkom paljenja kod HCCI načina rada upotrebom drugog goriva provedena je za slučaj iste energije dovedene gorivom u cilindar motora. Da bi se ostvarilo opterećenje motora IMEP2 pri 1600 min^{-1} te zadovoljio uvjet iste energije dovedene gorivom u proces izgaranja, udio bioplina u smjesi s benzinom u masenom omjeru iznosi 78,55 %.

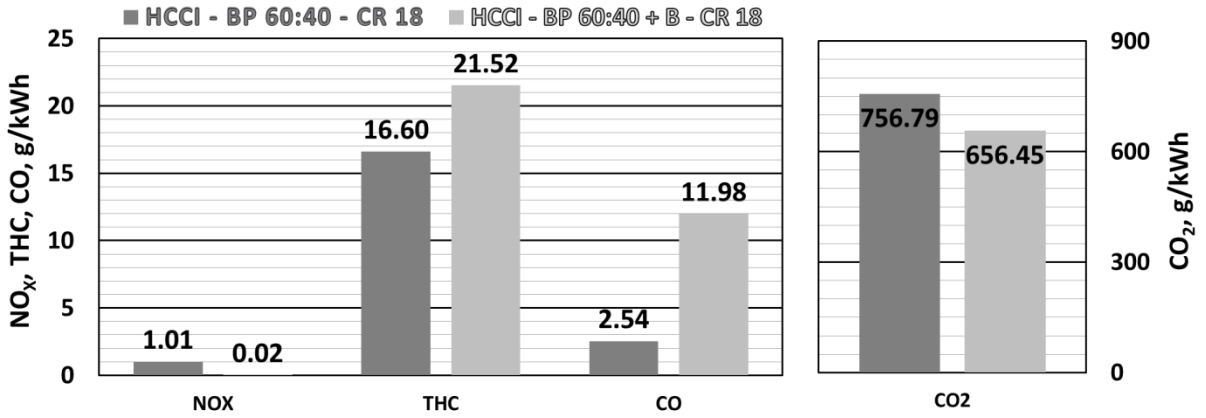


Slika 4.91. Profil brzine oslobađanja topline (lijevo) i profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline (desno)

Profil brzine oslobađanja topline te profil normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline za jedan i drugi način rada približno su jednaki (slika 4.91.). Razlika je u vršnoj vrijednosti brzine oslobađanja topline, kod HCCI-BP 60:40-CR18 načina rada vršna vrijednost za 13,7 % veća je nego u HCCI – *dual fuel* načinu rada. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP2 pri 1600 min^{-1} za HCCI-BP 60:40-CR18 te HCCI-BP 60:40+B-CR18 način rada prikazane su u tablici 4.37.

Tablica 4.37. Karakteristične vrijednosti izgaranja za IMEP2 pri 1600 min^{-1}

Način rada	$ROHR_{max}$, J/°KV	$CA50_{ROHRmax}$, °KV nGMT	Trajanje izgaranja, °KV
HCCI-BP 60:40-CR18	65,30	6,00	59,68
HCCI-BP 60:40+B-CR18	56,38	6,00	64,01



Slika 4.92. Usporedba emisije NO_X, HC, CO, CO_2

Usporedba emisija ispušnih plinova kod HCCI načina rada pogonjenog jednim i dvama gorivima prikazana je na slici 4.92. Emisija dušikovih oksida u HCCI – *dual fuel* načinu rada praktički je zanemariva, odnosno unutar mjerne pogreške samog uređaja dok u slučaju HCCI načina rada pogonjenog samo bioplinom u volumnom omjeru CH_4 : CO_2 = 60 : 40 ta vrijednost iznosi 1,01 g/kWh, odnosno prelazi dopuštenu granicu za motore EURO VI za gospodarsko vozilo (0,46 g/kWh).

Emisija neizgorjelih ugljikovodika je kod HCCI – *dual fuel* načina rada zbog siromašnije smjese veća (λ = 2,42) nego kod HCCI-BP 60:40-CR18 načina rada gdje iznosi λ = 1,86. Također, emisija CO kod HCCI – *dual fuel* načina rada veća je za 4,7 puta nego pri pogonu samo jednim gorivom.

Karakteristične veličine pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora prikazane su u tablici 4.38.

Tablica 4.38. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod HCCI-BP 60:40+B-CR18 načina rada.

HCCI-BP 60:40+B-CR18	Vrijednost
ϑ_{usis_max}, °C	167,45
$T_{cil.max}$, K	1621,78
$p_{cil.max}$, bar	51,96
d*p*/dα*_max*, bar/°KV	3,47
η_{i_max}, %	36,54
g_{i_min}, g/kWh	461,78
NO_{X_min}, g/kWh	0,02
$HC_{\_min}$, g/kWh	21,52
$CO_{\_min}$, g/kWh	11,98
$ROHR_{max}$, J/°KV	56,38

4.9. Ekstremi pojedinih radnih parametara motora

Kako je za ocjenu pojedine radne točke najčešće ključan podatak neke vršne vrijednosti pojedinog parametra s ciljem lakšeg pregleda izrađena je zbirna tablica svih tih podataka.

U tablici 4.39. prikazani su ekstremi pojedinih radnih parametara motora za srednje vrijednosti pojedinog opterećenja motora u određenom načinu rada.

Tablica 4.39. Vrijednosti pojedinog parametra pri određenom opterećenju motora.

Parametar	Način rada	IMEP1	Način rada	IMEP2	Način rada	IMEP3
ϑ_{usis_max}, °C	HCCI BP 60:40 CR18	339,5	HCCI BP 60:40 CR18	328,8	HCCI BP 60:40 CR18	314,4
$T_{cil.max}$, K	SI BP 80:20 CR18	2036,7	SI BP 100:0 CR18-A	2128,2	SI BP 100:0 CR18-A	2138,0
$p_{cil.max}$, bar	HCCI BP 100:0 CR18	54,0	HCCI BP 80:20+B CR18	57,2	HCCI B CR16	52,8
dp/d$\alpha_{_max}$, bar/°KV	HCCI BP 100:0 CR18	4,0	HCCI BP 80:20+B CR18	4,6	HCCI B CR16	5,2
$(CA90\text{-}CA10)_{max}$, °KV	SI BP 60:40 CR18	80,6	SI BP 60:40 CR18	77,2	SI BP 60:40 CR18	71,8
$(CA90\text{-}CA10)_{min}$, °KV	HCCI B CR12	9,2	HCCI B CR12	9,0	HCCI B CR12	7,6
η_{i_max}, %	HCCI B CR12	31,9	HCCI B CR16	35,2	HCCI B CR16	36,7
$\eta_{\_HPC\_max}$, %	HCCI B CR12	35,4	HCCI B CR16	38,0	HCCI B CR16	39,0
$\eta_{\_GE\_max}$, %	SI BP 60:40 CR18	8,4	SI BP 60:40 CR18	6,8	SI BP 80:20 CR18	5,4
g_{i_max}, g/kWh	SI BP 60:40 CR18	792,7	SI BP 60:40 CR18	715,1	SI BP 60:40 CR18	665,1
g_{i_min}, g/kWh	HCCI B CR12	248,4	HCCI B CR16	224,8	HCCI B CR16	215,5
$ROHR_{max}$, J/°KV	HCCI B CR12	54,1	HCCI BP 80:20+B CR18	65,8	HCCI B CR16	93,8
NO_{X_max}, g/kWh	SI BP 100:0 CR18-A	8,4	SI BP 100:0 CR18-B	10,0	SI BP 100:0 CR18-B	14,7
NO_{X_min}, g/kWh	HCCI B CR16	0,01	HCCI B CR16	0,01	HCCI B CR16	0,08
$HC_{\_max}$, g/kWh	HCCI BP 60:40 CR18	39,3	HCCI BP 80:20 CR18	25,0	HCCI BP 60:40 CR18	27,2
$HC_{\_min}$, g/kWh	SI BP 100:0 CR18-A	7,7	SI BP 100:0 CR18-A	6,4	SI BP 100:0 CR18-A	5,4
$CO_{\_max}$, g/kWh	HCCI B CR16	49,6	HCCI B CR16	19,8	HCCI B CR16	9,9
$CO_{\_min}$, g/kWh	SI BP 100:0 CR18-B	3,9	HCCI BP 60:40 CR18	3,1	SI BP 100:0 CR18-B	3,0

- Za opterećenje IMEP1 kod HCCI načina rada **HCCI-BP-60:40-CR18** srednja vrijednost potrebne **temperature zraka** na usisu motora, a da bi se ostvarilo samozapaljenje smjese u cilindru motora, iznosi **339 °C**.
- Najveća srednja vrijednost **vršnog tlaka** u cilindru motora određena je za srednje opterećenje motora (IMEP2) kod **HCCI-BP-80:20+B-CR18** te iznosi **57,25 bar**.

- Najveća srednja **indicirana korisnost motora** određena je kod **HCCI-B-CR16** načina rada pri najvećem opterećenju motora (IMEP3) i iznosi **36,77 %.** Također, kod **HCCI-B-CR16** načina rada određena je i najniža **specifična potrošnja goriva** (**215,5 g/kWh**).
- Najniža emisija $\mathbf{NO_X}$ kod svih opterećenja motora izmjerena je kod **HCCI-B-CR16** načina rada, odnosno vrijednosti su približno jednake nuli, tj. u granicama su mjernog područja uređaja, odnosno rezolucije mjerenja uređaja.
- Emisija **HC** u svim je načinima rada **iznad dopuštene granice** emisije za teške motore EURO VI (0,13 g/kWh) te je potrebno korištenje sustava za naknadnu obradu ispušnih plinova.

U tablici 4.40. prikazane su vrijednosti ekstrema pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod određenog načina rada motora.

Tablica 4.40. Vrijednosti ekstrema pojedinog parametra pri određenom opterećenju i brzini vrtnje motora kod određenog načina rada motora.

Parametar	Način rada	Vrijednost	Opterećenje	Brzina vrtnje
ϑ_{usis_max}, °C	HCCI-BP 60:40-CR18	344,54	IMEP3	1200
$T_{cil.max}$, K	SI-BP 100:0-CR18-A	2159,71	IMEP3	1600
$p_{cil.max}$, bar	HCCI-B-CR16	60,78	IMEP3	1200
dp/dα_max, bar/°KV	HCCI-B-CR16	7,83	IMEP3	1200
η_{i_max}, %	HCCI-B-CR16	36,99	IMEP3	1200
g_{i_min}, g/kWh	HCCI-BP 100:0-CR18	212,10	IMEP3	1600
$ROHR_{max}$, J/°KV	HCCI-B-CR16	132,00	IMEP3	1200
NO_{X_min}, g/kWh	HCCI-B-CR16	0,00	IMEP1	1600
NO_{X_max}, g/kWh	SI-BP 100:0-CR18-A	6,69	IMEP1	1200
$HC_{\_min}$, g/kWh	SI-BP 100:0-CR18-A	3,68	IMEP3	2000
$HC_{\_max}$, g/kWh	HCCI-BP 60:40+B-CR18	21,52	IMEP2	1600
$CO_{\_min}$, g/kWh	SI-BP 100:0-CR18-A	1,98	IMEP3	2000
$CO_{\_max}$ g/kWh	HCCI-BP 80:20+B-CR18	132,00	IMEP2	1600

- Najveća vrijednost **temperature zraka** za postizanje samozapaljenja smjese u cilindru motora ostvarena je kod **HCCI-BP 60:40-CR18** načina rada i iznosi **344 °C.**
- Najveća vrijednost **temperature u cilindru** motora određena je kod **SI-BP 100:0-CR18-A** načina rada pri najvećem opterećenju što je dovelo do najveće izmjerene **emisije $\mathbf{NO_X}$** u

iznosu od **6,69 g/kWh** što je **14,5 puta više** od dopuštene vrijednosti emisije za teške motore EURO VI (dopušteno 0,46 g/kWh).

- Najveća vrijednost vršnog tlaka u cilindru motora izmjerena je kod **HCCI-B-CR16** načina rada kod najvećeg opterećenja motora (IMEP3) pri brzini vrtnje motora od 1200 min^{-1}.
- Najveća brzina porasta tlaka u cilindru motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila izmjerena je u radnoj točki motora IMEP3 pri 1200 min^{-1} kod **HCCI-B-CR16** načina rada te iznosi **7,83 bar/°KV**.
- Najveća indicirana korisnost motora određena je u radnoj točki motora IMEP3 pri 1200 min^{-1} kod **HCCI-B-CR16** načina rada te iznosi **36,99 %**.
- Zbog rada sa siromašnom smjesom **emisija HC** najveća je u **HCCI-BP 60:40+B-CR18** načinu rada pri opterećenju IMEP2 kod brzine vrtnje motora 1600 min^{-1} i iznosi **21,52 g/kWh** što je daleko **iznad dopuštene granice** emisije za teške motore EURO VI (0,13 g/kWh) te je za zadovoljavanje trenutno važećih graničnih vrijednosti potrebno korištenje sustava za naknadnu obradu ispušnih plinova.
- Najniža **emisija CO** izmjerena je kod **SI-BP 100:0-CR18-A** načina rada kod IMEP2 pri 1600 min^{-1} i iznosi **1,98 g/kWh**.

5. Zaključak

Istraživanje provedeno tijekom izrade ovog doktorskog rada prikazuje usporedbu dva različita načina rada motora, Ottov i HCCI način rada, pri sličnim uvjetima, ali u različitim kombinacijama kompresijskog omjera i pogonskog goriva.

Istraživanje procesa izgaranja u cilindru motora u Ottovom načinu rada provedeno je s četiri različita goriva (benzinom RON95 i bioplinom s tri različita volumna omjera CH_4 i CO_2) i kompresijskim omjerom, za benzin ε = 12 dok je pri uporabi bioplina kompresijski omjer iznosio ε = 18 u svim omjerima CH_4 i CO_2.

U HCCI načinu rada istraživanje procesa izgaranja u cilindru motora također je provedeno s četiri različita goriva i različitim omjerima kompresije, za pogon motora s benzinom RON95 rabljeni su kompresijski omjeri ε = 12, ε = 16 i ε = 18. Kad je motor pogonjen bioplinom, a zbog visoke potrebne temperature zraka na usisu (više od 400 °C), nije bilo moguće provesti istraživanje pri kompresijskom omjeru ε = 16 zbog čega je kompresijski omjer povećan na ε = 18 te je istraživanje motora u HCCI načinu rada pri pogonu bioplinom u svim omjerima CH_4 i CO_2 provedeno pri tom kompresijskom omjeru.

Također, istražena je mogućnost uporabe, uz osnovno gorivo, još jednog, dodatnog (reaktivnijeg) goriva u svrhu smanjenja potrebne temperature zraka na usisu motora u HCCI načinu rada, a radi postizanja samozapaljenja smjese u cilindru motora pri srednjem opterećenju (IMEP2) i srednjoj brzini vrtnje motora (1600 min^{-1}) ovog istraživanja.

5.1. Glavni rezultati rada

Glavni cilj rada bio je eksperimentalnim ispitivanjem identificirati i karakterizirati parametre rada motora u HCCI načinu rada.

Prema rezultatima iz ovog eksperimentalnog istraživanja mogu se donijeti sljedeći zaključci:

- Motor u HCCI načinu rada u odnosu na Ottov način rada za isto opterećenje i istu brzinu vrtnje ima veći **tlak u cilindru motora** tijekom cijelog ciklusa zbog značajne razlike u faktoru pretička zraka te način kontrole opterećenja motora.
- **Brzina porasta tlaka u cilindru motora** povećava se porastom opterećenja motora u HCCI načinu rada pogonjenog benzinom pri kompresijskom omjeru ε = 12, a smanjuje se kod

HCCI načina rada pogonjenog bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 100 : 0$, ali je i dalje veći nego kod Ottovog načina rada sa svim gorivima pri svim brzinama vrtnje motora.

- **Indicirana korisnost motora** u HCCI načinu rada pogonjenog benzinom pri kompresijskom omjeru $\varepsilon = 12$ veća je nego kod HCCI načina rada pri pogonu bioplinom u volumnom omjeru $CH_4 : CO_2 = 100 : 0$ te Ottovom načinu rada pogonjenim istim gorivom (bioplinom: $CH_4 : CO_2 = 100 : 0$) kod kompresijskog omjera $\varepsilon = 18$. Jedan od razloga veće indicirane korisnosti su manji gubici izmjene radnog medija zbog potpuno otvorene zaklopke snage, odnosno tlaka u usisu jednakog tlaku okoliša. Kod Ottovog načina rada za ostvarenje istog opterećenja pri istoj brzini vrtnje motora potrebno je prigušiti tlak na usisu. Indicirana korisnost motora u HCCI načinu rada pogonjenog benzinom pri kompresijskom omjeru $\varepsilon = 16$ veća je nego kod HCCI načina rada pogonjenog bioplinom ($CH_4 : CO_2 = 100 : 0$), te je veća nego u svim odgovarajućim Ottovim načinima rada (SI-B-CR12, SI-BP 100:0-CR18-A te SI-BP 100:0-CR18-A) za sve izmjerene radne točke.
- Indicirana korisnost **visokotlačnog dijela ciklusa** kod HCCI načina rada (HCCI-B-CR12 i HCCI-B -CR16) veća je nego kod Ottovog načina rada (SI-B-CR12) te uz manje gubitke izmjene radnog medija dovodi do veće ukupne indicirane korisnosti motora. Indicirana korisnost visokotlačnog dijela ciklusa kod Ottovog načina rada veća je nego kod HCCI načina pri pogonu bioplinom ($CH_4 : CO_2 = 60 : 40$) i kompresijskom omjeru $\varepsilon = 18$ za iste radne uvjete. Razlika u korisnosti Ottovog i HCCI načina rada uvelike nastaje zbog razlike u gubicima izmjene radnog medija koji su kod Ottovog načina veći i do **3 puta**.
- Za optimalan rad motora u HCCI načinu rada pogonjenog benzinom (HCCI-B-CR12 i HCCI-B-CR16) treba 29 % manje goriva za isto opterećenje pri istoj brzini vrtnje motora u usporedbi s Ottovim načinom rada (SI-B-CR12). Kod **HCCI-B-CR16** načina rada određena je i najniža specifična indicirana potrošnja goriva (**215,5 g/kWh**).
- Izgaranje u cilindru motora u HCCI načinu rada pogonjenog benzinom pri $\varepsilon = 16$ izrazito je osjetljivo na promjenu temperature usisanog zraka zbog čega nije bilo moguće upravljati radom motora blizu **granice intenziteta zvonjenja** (RI).
- S povećanjem kompresijskog omjera kod HCCI načina rada pogonjenog benzinom skraćuje se **trajanje izgaranja.** Trajanje izgaranja kod HCCI načina rada pogonjenog bioplinom u volumnim omjerima $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ i $CH_4 : CO_2 = 60 : 40$ približno isto traje kao i kod Ottovog načina rada.
- Za isto opterećenje i istu brzinu vrtnje motora težište izgaranja kod HCCI načina rada bliže je GMT (pomaknuto na ranije) dok je istovremeno vršna vrijednost **brzine oslobađanja**

topline (ROHR) gotovo **dva puta** veća nego kod Ottovog načina rada. Razlog tomu je puno kraće trajanje izgaranja kod HCCI načina rada u usporedbi s Ottovim.

- U HCCI načinu rada (HCCI-B-CR16 i HCCI-BP 100:0-CR18) s oba goriva s povećanjem opterećenja motora smanjuje se potreba za zagrijavanjem zraka na usisu, a istodobno se povećava temperatura ispušnih plinova. Negativan učinak s obzirom na temperaturnu razliku opažen je pri najnižem opterećenju u HCCI načinu rada pri pogonu bioplinom (CH_4 : CO_2 = 100 : 0) pri čemu je temperatura usisanog zraka veća od temperature ispušnih plinova što onemogućuje upotrebu ispušnih plinova za zagrijavanje zraka na usisu, a samim time i povećanje efektivne korisnosti motora. Što je više udjela CO_2 u mješavini goriva, to je veća temperatura zraka potrebna da bi se omogućilo samozapaljenje smjese. Najveća vrijednost **temperature zraka** za postizanje samozapaljenja smjese u cilindru motora ostvarena je kod **HCCI-BP 60:40-CR18** načina rada i iznosi **344 °C.**
- **Emisija NO_X** u Ottovom je načinu rada (SI-B-CR12, SI-BP 100:0-CR18-A te SI-BP 100:0-CR18-A) znatno viša (prosječno 25 puta) nego u HCCI načinu rada (HCCI-B-CR16 i HCCI-BP 100:0-CR18) zbog veće vršne temperature u cilindru motora koja prelazi granicu formacije dušikovih oksida koja iznosi 1800 K. Nadalje, u **HCCI načinu** rada (HCCI-B-CR16 i HCCI-BP 100:0-CR18), emisija NO_X **blizu** je **dopuštene granice** za motore EURO VI za gospodarska vozila dok su u Ottovom načinu rada vrijednosti iznad dopuštene granice.
- **Emisije HC** kod HCCI načina rada (HCCI-B-CR16 i HCCI-BP 100:0-CR18) zbog rada sa siromašnom smjesom (λ do 3,2) u nekim su slučajevima **tri puta** veće od vrijednosti izmjerene u Ottovom načinu (SI-B-CR12, SI-BP 100:0-CR18-A te SI-BP 100:0-CR18-A). Emisija HC u HCCI načinu rada pogonjenog bioplinom (CH_4 : CO_2 = 100 : 0) raste povećanjem brzine vrtnje motora, a u nekim slučajevima i povećanjem opterećenja motora dok u Ottovom načinu rada emisija HC pada uz iste uvjete.
- **Emisija CO** smanjuje se s povećanjem opterećenja i brzine vrtnje motora u Ottovom načinu rada (SI-B-CR12, SI-BP 100:0-CR18-A te SI-BP 100:0-CR18-A), dok se u HCCI načinu rada (HCCI-B-CR16 i HCCI-BP 100:0-CR18) emisija CO povećava s povećanjem opterećenja i smanjenjem brzine vrtnje motora. Emisija CO kod HCCI načina rada (HCCI-B-CR16) viša je nego u Ottovom načinu rada (SI-B-CR12) načinu rada kada se benzin rabi kao gorivo dok je kod HCCI načina rada pri pogonu bioplinom (CH_4 : CO_2 = 100 : 0) emisija CO niža nego kod Ottovog načina rada pogonjenog istim gorivom i stehiometrijskom smjesom.

- **Emisija CO** kod HCCI načina rada pri pogonu bioplinom u volumnim omjerima $CH_4 : CO_2 = 80 : 20$ i $CH_4 : CO_2 = 60:40$ je za **30 %** niža nego kod Ottovog načina rada pri istim uvjetima te je za četiri puta niža nego kod HCCI načina rada pri pogonu benzinom.

Sukladno hipotezi rada kao glavni parametri HCCI načina rada motora identificirani su temperatura zraka na usisu, položaj težišta izgaranja, koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka motora, brzina porasta tlaka u cilindru motora te intenzitet zvonjenja.

Njihov međusobni utjecaj karakteriziran je na način da primjerice povećanjem temperature zraka na usisu motora kod HCCI načina rada dovodi do pomicanja težišta izgaranja na ranije te ujedno i do povećanja brzine porasta tlaka u cilindru motora.

Uvođenjem i povezivanjem razine buke izgaranja i intenziteta zvonjenja u cilindru motora razvijena je metoda koja omogućuje odabir optimalnih radnih parametara motora u HCCI načinu rada i to u realnom vremenu.

Iz provedenog istraživanja zaključuje se da postoji očigledna prednost upotrebe HCCI načina rada motora u području srednjeg opterećenja, osobito pri pogonu gorivima s nižim oktanskim brojevima. Pri tome je naglašeno da je za ostvarivanje te prednosti nužno potrebno učinkovito upravljati radom motora u HCCI načinu rada, tj. upravljati početkom izgaranja smjese u cilindru motora, a samim time i položajem težišta izgaranja.

Stabilan rad motora u HCCI načinu rada izrazito je osjetljiv na temperaturu usisanog zraka s kojom je potrebno upravljati radi ostvarivanja samozapaljenja smjese u cilindru motora. Te promjene temperature su relativno spore (trome) te je definiran mogući smjer boljeg upravljanja radom motora u HCCI načinu rada korištenjem dva goriva, kako je i prikazano na jednoj odabranoj radnoj točki. Drugo, reaktivnije gorivo (nižeg oktanskog broja) omogućuje smanjenje potrebne temperature zraka na usisu i produljuje trajanje izgaranja te smanjuje brzinu porasta tlaka u cilindru motora što omogućuje jednostavnije i preciznije upravljanje početkom, odnosno položajem težišta izgaranja, a samim time omogućeno je šire područje stabilnog rada motora u HCCI načinu.

5.2. Ostvareni znanstveni doprinos

Eksperimentalno ispitivanje motora provedeno tijekom izrade ovog rada rezultiralo je sljedećim znanstvenim doprinosima u području HCCI načina rada motora rabeći bioplin kao pogonsko gorivo:

- Identificirani su radni parametri motora u HCCI načinu rada pogonjenog bioplinom koji omogućuju upravljanje radom motora (početkom i položajem težišta izgaranja), a samim time i promjenu značajki rada motora.
- Okarakterizirani su utjecaji radnih parametara motora na značajke rada u HCCI načinu rada pogonjenog bioplinom.
- Razvijena je metoda određivanja optimalnih radnih parametara HCCI motora pogonjenog bioplinom u kojima se ostvaruje visoka indicirana učinkovitost uz minimalne emisije štetnih tvari.

Provedenim istraživanjem potvrđena je hipoteza rada jer su na eksperimentalnom postavu određeni parametri rada motora u HCCI načinu rada u kojima je ostvareno široko radno područje u kojem motor radi s visokom indiciranom učinkovitošću i niskom emisijom štetnih tvari.

5.3. Mogući smjer nastavka rada

Ovim istraživanjem pokazano je da upravljanje radom motora u HCCI načinu rada uvelike ovisi o temperaturi usisanog zraka. Male promjene temperature zraka na usisu dovode do nestabilnog rada motora ili do izostanka paljenja. Da bi se kao pogonsko gorivo rabio bioplin u HCCI načinu rada, na usisu motora potrebne su temperature zraka više od 300 °C. Dodavanjem malih količina drugog, reaktivnijeg goriva u proces izgaranja, moguće je smanjiti potrebu za grijanjem zraka na usisu kako bi se postiglo samozapaljenje smjese u cilindru motora. Stoga se mogući nastavak istraživanja motora u HCCI načinu rada može temeljiti na *dual fuel* načinu rada, tj. dodavanju drugog goriva u svrhu smanjenja temperature usisa i poboljšanja upravljanja radom motora, odnosno kontrole trenutka početka izgaranja smjese u cilindru motora.

Popis citirane literature

[1] Yao M., Zheng Z., Liu H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. Progress in Energy and Combustion Science, 2009., 398–437. doi:10.1016/j.pecs.2009.05.001.

[2] Zhang CH., Pan JR., Tong JJ., Li J. Effects of intake temperature and excessive air coefficient on combustion characteristics and emissions of HCCI combustion. Procedia Environ Sci 2011;11:1119–27. doi:10.1016/j.proenv.2011.12.169.

[3] Sjerić M., Kozarac D., Božić M., Taritaš I., Lulić Z. Validation of the Cycle-Simulation Model with the Experimental Data of Single Cylinder SI Engine. Digit Proc 8th Eur Combust Meet 2017:1160–5.

[4] Božić M., Vučetić A., Kozarac D., Lulić Z. Experimental investigation on influence of EGR on combustion performance in SI Engine. Digit Proc 8th Eur Combust Meet 2017:1821–6.

[5] Vučetić A., Božić M., Kozarac D., Lulić Z. Comparison of the Combustion Process in the Spark Ignition and HCCI Engine. Digit Proc 8th Eur Combust Meet 2017;8:1140–5.

[6] Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. vol. 21. 1988. doi:10987654.

[7] Brecq G., Bellettre J., Tazerout M. A new indicator for knock detection in gas SI engines. Int J Therm Sci 2003;42:523–32. doi:10.1016/S1290-0729(02)00052-2.

[8] Eng J. A., Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion. SAE Tech Pap 2002-01-2859 2002:DOI: 10.4271/2002-01-2859. doi:10.4271/2002-01-2859.

[9] Guide P. AVL Indismart 612, (August), AVL List GmbH, Graz, Austria 2009.

[10] Guide E. AVL Indicom 2011, (October), AVL List GmbH, Graz, Austria 2011.

[11] Internet stranica: https://www.statista.com/statistics/281134/number-of-vehicles-in-use-worldwide/ 2018.

[12] Machrafi H. Green Energy and Technology. Org Sol Cells 2006., 1–16. doi:10.2174/97816080528511060101.

[13] Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC. Off J Eur Union 2009;140:16–62. doi:10.3000/17252555.L_2009.140.eng.

[14] Holm-Nielsen JB., Al Seadi T., Oleskowicz-Popiel P., The future of anaerobic digestion and biogas utilization., Bioresource Technology, 2009., doi:10.1016/j.biortech.2008.12.046.

[15] H. Zhao. HCCI and CAI engines for the automotive industry. 2007.

[16] Guo H., Neill WS. The effect of hydrogen addition on combustion and emission characteristics of an n-heptane fuelled HCCI engine. Int J Hydrogen Energy 2013;38:11429–37. doi:10.1016/j.ijhydene.2013.06.084.

[17] Yap D., Peucheret SM, Megaritis A, Wyszynski ML, Xu H. Natural gas HCCI engine operation with exhaust gas fuel reforming. Int J Hydrogen Energy 2006;31:587–95. doi:10.1016/j.ijhydene.2005.06.002.

[18] Peucheret S., Wyszyński ML., Lehrle RS., Golunski S., Xu H. Use of catalytic reforming to aid natural gas HCCI combustion in engines: Experimental and modelling results of open-loop fuel reforming. Int J Hydrogen Energy 2005;30:1583–94. doi:10.1016/j.ijhydene.2005.02.001.

[19] Ivan G., Žarko D. Elektromotorni pogoni. Zavod za Elektrostrojarstvo i Automatizaciju, 2012., 1–46.

[20] Internet stranica: https://www.eia.gov

[21] Sigarchian SG., Paleta R., Malmquist A., Pina A. Feasibility study of using a biogas engine as backup in a decentralized hybrid (PV/wind/battery) power generation system - Case study Kenya. Energy 2015;90:1830–41. doi:10.1016/j.energy.2015.07.008.

[22] Huang J., Crookes R. Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine. Fuel 1998;77:1793–801. doi:10.1016/S0016-2361(98)00114-8.

[23] Hinton N., Stone R. Laminar burning velocity measurements of methane and carbon dioxide mixtures (biogas) over wide ranging temperatures and pressures. Fuel 2014;116:743–50. doi:10.1016/j.fuel.2013.08.069.

[24] Duc PM., Wattanavichien K. Study on biogas premixed charge diesel dual fuelled engine. Energy Convers Manag 2007;48:2286–308. doi:10.1016/j.enconman.2007.03.020.

[25] Makareviciene V., Sendzikiene E., Pukalskas S., Rimkus A., Vegneris R. Performance and emission characteristics of biogas used in diesel engine operation. Energy Convers Manag 2013;75:224–33. doi:10.1016/j.enconman.2013.06.012.

[26] Lu X., Han D., Huang Z. Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes. Prog Energy Combust Sci 2011;37:741–83. doi:10.1016/j.pecs.2011.03.003.

[27] Sudheesh K., Mallikarjuna JM. Diethyl ether as an ignition improver for biogas homogeneous charge compression ignition (HCCI) operation - An experimental investigation. Energy 2010;35:3614–22. doi:10.1016/j.energy.2010.04.052.

[28] Olsson J-O., Tunestål P., Johansson B. Boosting for High Load HCCI. SAE Tech Pap 2004;1:10. doi:10.4271/2004-01-0940.

[29] Cinar C., Uyumaz A., Solmaz H., Topgul T. Effects of valve lift on the combustion and emissions of a HCCI gasoline engine. Energy Convers Manag 2015;94:159–68. doi:10.1016/j.enconman.2015.01.072.

[30] Bedoya ID., Saxena S., Cadavid FJ., Dibble RW., Wissink M. Experimental study of biogas combustion in an HCCI engine for power generation with high indicated efficiency and ultra-low NOx emissions. Energy Convers Manag 2012;53:154–62. doi:10.1016/j.enconman.2011.08.016.

[31] Kobayashi K., Sako T., Sakaguchi Y., Morimoto S., Kanematsu S., Suzuki K. et al. Development of HCCI natural gas engines. J Nat Gas Sci Eng 2011;3:651–6. doi:10.1016/j.jngse.2011.07.002.

[32] Djermouni M., Ouadha A. Thermodynamic analysis of an HCCI engine based system running on natural gas. Energy Convers Manag 2014;88:723–31. doi:10.1016/j.enconman.2014.09.033.

[33] Kozarac D., Vuilleumier D., Saxena S., Dibble R.W. Analysis of benefits of using internal exhaust gas recirculation in biogas-fueled HCCI engines. Energy Convers Manag 2014;87:1186–94. doi:10.1016/j.enconman.2014.04.085.

[34] Bedoya I.D., Saxena S., Cadavid F.J., Dibble R.W., Wissink M. Experimental evaluation of strategies to increase the operating range of a biogas-fueled HCCI engine for power generation. Appl Energy 2012., 618–29. doi:10.1016/j.apenergy.2012.01.008.

[35] Bedoya I.D., Saxena S., Cadavid F.J., Dibble R.W. Exploring Strategies for Reducing High Intake Temperature Requirements and Allowing Optimal Operational Conditions in a Biogas Fueled HCCI Engine for Power Generation. J Eng Gas Turbines Power 2012;134:72806. doi:10.1115/1.4006075.

[36] Alkidas A.C. Combustion advancements in gasoline engines. Energy Convers Manag 2007;48:2751–61. doi:10.1016/j.enconman.2007.07.027.

[37] Aceves S.M., Smith J.R,, Westbrook C.K., Pitz W.J. Compression Ratio Effect on Methane HCCI Combustion. J Eng Gas Turbines Power 1999;121:569. doi:10.1115/1.2818510.

[38] Uyumaz A. An experimental investigation into combustion and performance characteristics of an HCCI gasoline engine fueled with n-heptane, isopropanol and n-butanol fuel blends at different inlet air temperatures. Energy Convers Manag 2015;98:199–207. doi:10.1016/j.enconman.2015.03.043.

[39] Dec J.E., Dernotte J., Ji C. Low-Temperature Gasoline Combustion (LTGC) Engine Research, Previously known as HCCI / SCCI. US DOE, Off Veh Technol Annu Merit Rev Peer Eval 2014:26.

[40] Hasan M.M., Rahman M.M., Kadirgama K., Ramasamy D. Numerical study of engine parameters on combustion and performance characteristics in an n-heptane fueled HCCI engine. Appl Therm Eng 2018., doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.09.121.

[41] Christensen M., Johansson B., Amneus P., Mauss F. Supercharged homogeneous charge compression ignition. SAE Trans 1998;107:1129–1144. doi:10.4271/980787.

[42] Shahsavan M., Mack J.H. Numerical study of a boosted HCCI engine fueled with n-butanol and isobutanol. Energy Convers Manag 2018;157:28–40. doi:10.1016/j.enconman.2017.11.063.

[43] Bhave A., Kraft M., Mauss F., Oakley A., Zhao H. Evaluating the EGR-AFR operating range of a HCCI engine. SAE Int J Engines Pap 2005;2005:1–161. doi:10.4271/2005-01-0161.

[44] Putrasari Y., Jamsran N., Lim O. An investigation on the DME HCCI autoignition under EGR and boosted operation. Fuel 2017;200:447–57. doi:10.1016/j.fuel.2017.03.074.

[45] Ishibashi Y., & Thushima Y. A Trial for Stabilizing Combustion in Two- Stroke Engines at Part Throttle Operation", A New Generation of Two-stroke Engines for the Future?, , 113-124. 1996.

[46] Asai M., Kurosaki T. & Okada K. Analysis on Fuel Economy Improvement and Exhaust Emission Reduction in a Two-Stroke Engine by Using an Exhaust Valve", SAE Paper 951764. 2004.

[47] Ishibashi Y. & Asai M. Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying Activated Radical Combustion", SAE Paper 960742. 1998.

[48] Ishibashi Y. & Sakuyama H., An Application Study of the Pneumatic Direct Injection Activated Radical Combustion Two-Stroke Engine to Scooter", 2004-01-1870. 2004.

[49] Ishibashi Y. & Asai M. "A Low Pressure Pneumatic Direct Injection Two - Stroke Engine by Activated Radical Combustion Concept", SAE Paper 980757. 1998.

[50] Ishibashi Y. Basic Understanding of Activated Radical Combustion and its Two-Stroke Engine Application and Benefits", 2000-01-1836. 2000.

[51] Li Y., Jia M., Chang Y-, Xu Z., Xu G., Liu H. et al. Principle of determining the optimal operating parameters based on fuel properties and initial conditions for RCCI engines. Fuel 2018;216:284–95. doi:10.1016/j.fuel.2017.12.010.

[52] Drews P., Albin T., Hoffmann K., Vanegas A., Felsch C., Peters N. et al. Model-based optimal control for PCCI combustion engines. IFAC Proc Vol 2010:288–93. doi:10.3182/20100712-3-DE-2013.00154.

[53] Tizard H.T. Teamwork in research. J Franklin Inst 1946;242:5–8. doi:10.1016/0016-0032(46)90031-2.

[54] Onishi S., Jo S.H., Shoda K., Jo P.D., Kato S. Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – a New Combustion Process for Internal Combustion Engines, SAE Technical Paper 790501, 1979.

[55] Najt P. and Foster D., "Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion," SAE Technical Paper 830264, 1983.

[56] G. A. Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines. Adv Intern Combust Engines Fuel Technol 2013. doi:10.5772/55807.

[57] Svenskt Gastekniskt Center AB. Basic Data On Biogas. Swedish Gas Technol Cent Ltd 2012:719–39. doi:ISBN 978-91-85207-7.

[58] Seadi T.A., Rutz D., Prassl H., Köttner M., Finsterwalder T., Volk S. et al. Biogas Handbook. 2008. doi:10.1533/9780857097415.1.85.

[59] Deublein D., Steinhauser A. Biogas from waste and renewable resources. 2008. doi:10.1002/9783527632794.

[60] Ray N.H.S., Mohanty M.K., Mohanty R.C. A Study on Application of Biogas as fuel in Compression Ignition Engines. Int J Innov Eng Technol 2013;3:7.

[61] Yaru S., Adegun I. AMA. Wobbe Index Determination of Cattle Dung Biogas. Sci Agric 2015;11:145–50. doi:10.15192/PSCP.SA.2015.

[62] Tchobanoglous G., Burton F.L., Stensel HD.2003.Waste Water Engineering (Treatment snd Resource), Metcalf and Eddy, Tata Mcgraw-Hill publishers, New Delhi. 2003.

[63] Vindin P., Mursec B., Rozmac C., Janzekovic M., Cus F.2008. Biogas Production with the use of Mini Digester, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, Vol. 28, No. 1, pp. 99-102. 2008.

[64] Iyagba E.T., Mangibo I.A., Mohammad Y.S., The Study of Cow Dung as Co-substrate with Rice Husk in Biogas Production, Scientific Research and Essay, Vol. 4, No. 9, pp 861-866 2009.

[65] Itodo IN. 2007. Agricultural Energy Technology, Aboki Publishers, Makurdi. 2007.

[66] BIOGASIN. EU projekt: Razvitak održivog tržišta bioplina u srednjoj i istočnoj Europi 2012;IEE/09/848.

[67] Registar projekata i postrojenja za korištenje obnovljivih izvora energije i kogeneracije, Ministarstvo rada, gospodarstva i poduzetništva, 2015.

[68] Ivanović M., Glavaš H., Vukobratović M. Bioplinske elektrane u Slavoniji i Baranji 1995:18–21.

[69] HATZ. Original Instruction Book HATZ 1D81 2012.

[70] BOGE Compressed air Systems GmbH. Screw compressors S series, Manual, Bielefeld, Germany, 2017.

[71] FESTO GmbH. Elektrik-Druckregelventil Electrically-controlled pressure regulator MS6-LRE, Manual, Esslingen, Germany, 2017:10–1.

[72] Series 2000L Mass Flow Transducer, Operation and Service Manual, TSI Incorporated 1988.

[73] Osram Sylvania. Air Heaters 2012;1:149–57.

[74] ECM. ECM NOx 5210t Analyzer Specifications 2009;5210:2–3.

[75] Armaturen. ARI-PREMIO, Operating and Installation instructions Rangehood 2014:1–18.

[76] Internet stranica http://www.environnement-sa.com/products-page/en/graphite-52m-4/ 2018.

[77] Environnment S.A. AK Protocol for GR52M analyser 2008:1–19.

[78] Internet stranica: http://www.environnement-sa.com/products-page/en/engine-gas-monitoring-en/co-and-oxygen-analyzer-en/mir-2m-2/ 2018.

[79] Environnment S.A. AK Protocol for MIR2M analyser 2007:1–24.

[80] NI cDAQ-9188, Internet stranica: http://www.ni.com/en-rs/support/model.cdaq-9188.html 2018.

[81] NI cRIO-9074, Internet stranica: http://www.ni.com/en-rs/support/model.crio-9074.html 2018.

[82] Siemens AG. Overview 5 Asynchronous and synchronous motors for SINAMICS S120 2011.

[83] Siemens AG. Machine-level - visualization with - SIMATIC HMI 2016.

[84] Friščić D. Sustav za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem, Diplomski rad, Fakultet elektrotehnike i računarstva, Zagreb, 2015.

[85] Pauković H. Analiza sustava za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem, Diplomski rad, Fakultet elektrotehnike i računarstva, Zagreb, 2015.

[86] Tehnički podaci kompresora Boge SD 24-2; 2017.

[87] Operation and Service Manual. Series 2000L Mass Flow Transducer Operation and Service Manual. 1988.

[88] Manual U. DELTA Temperature Controller DTB Series User Manual 2015.

[89] Balances HC. The OHAUS Explorer® Series has risen to the next level of ingenuity—expanding on its modern features and design to offer unmatched functionality in a line of high-performance balances unlike any other on the market. 2015.

[90] OHAUS. Explorer Semi-Micro Balances Instruction Manual ® 2015.

[91] Grlić I. Završni rad, Mjerenje potrošnje goriva motora s unutarnjim izgaranjem, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje 2012.

[92] Kurtanjek Ž., Mjerenja 2007, Prilog predavanjima. www.pbf.unizg.hr/hr/content/download/7044/.../Predavanje+6.pdf 2007.

[93] Wang L., Yan Y., Wang X., Wang T., Duan Q., Zhang W. Mass flow measurement of gas-liquid two-phase CO2in CCS transportation pipelines using Coriolis flowmeters. Int J Greenh Gas Control 2018;68:269–75. doi:10.1016/j.ijggc.2017.11.021.

[94] Endress+Hauser. Technical Information Proline Promass A 100 Coriolis flowmeter 2006.

[95] Endress+Hauser. Safety Instructions Proline Promass 100 2006:1–20.

[96] Područja Primjene Autogene Tehnologije, Messer Cutting & Welding GmbH, 2008.

[97] Omega, Super OMEGACLAD Thermocouple Probes, Technical specifications, 2017.

[98] Omega, Rugged Solid State Transducers, 2017., 149–51.

[99] Bodrušić T., Rekonstrukcija analizatora ispušnih plinova, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2016.

[100] Škriljak M. Indiciranje DMB 128 A motora. Završni Rad 2012.

[101] Grgić D., Kalibracija mjernog lanca kod mjerenja tlaka prilikom indiciranja motora, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2012.

[102] Pischinger R. Engine Indicating - User Handbook AVL. Vasa 2002:171.

[103] Kristoferitsch A, Manager BD. Indicating and combustion development tools 2009.

[104] Mahalec I., Lulić Z., Kozarac D. Motori s unutarnjim izgaranjem, Skripta, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 2013.

[105] Catalog, Product, AVL Group, Graz A. Pressure Sensors for Combustion Analysis 2013.

[106] Guide P. AVL ANGLE ENCODER 2014.

[107] Torregrosa A.J., Broatch A., Martín J., Monelletta L. Combustion noise level assessment in direct injection Diesel engines by means of in-cylinder pressure components. Meas Sci Technol 2007;18:2131–42. doi:10.1088/0957-0233/18/7/045.

[108] Dernotte J., Dec J., Ji C. Investigation of the Sources of Combustion Noise in HCCI Engines. SAE Int 2014;1:730–61. doi:10.4271/2014-01-1272.

[109] Shahlari A., Hocking C., Kurtz E., Ghandhi J. Comparison of Compression Ignition Engine Noise Metrics in Low-Temperature Combustion Regimes. SAE Int J 2013;Engines 6(:541–52.

[110] Tutorialspoint. Python Programing Language 2017:i-424.

[111] Mihalj T., Automatizacija postupka izrade simulacijskog modela motora iz eksperimentalnih podataka, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu, 2014.

[112] Kozarac D., Taritas I., Vuilleumier D., Saxena S., Dibble R.W. Experimental and numerical analysis of the performance and exhaust gas emissions of a biogas/n-heptane fueled HCCI engine. Energy 2016;115:180–93. doi:10.1016/j.energy.2016.08.055.

[113] Internet stranica: https://support.office.com/en-us/article/excel-specifications-and-limits-1672b34d-7043-467e-8e27-269d656771c3#ID0EBABAAA=2010 2018.

[114] Instruments N. Getting Started with DIAdem 2004.

[115] Delphi. Worldwide Emissions Standards Heavy Duty and Off-Highway Vehicles 2017.

Kratki životopis

Ante Vučetić rođen je 17. rujna 1982. godine u Zadru. Osnovnu školu završava 1997. godine u Zadru, Prirodoslovno – matematičku gimnaziju u Zadru 2001. godine kad upisuje i Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Diplomirao je 2010. godine na Konstrukcijskom smjeru, usmjerenje Motori i vozila. Od 2011. godine zaposlen je kao stručni suradnik, a od 2014. godine kao asistent na projektu na istoj ustanovi na Katedri za motore i vozila. Tijekom rada na Fakultetu sudjelovao je na znanstvenim te ostalim projektima Katedre za motore i vozila. Osim toga aktivno sudjeluje i u nastavi iz kolegija Katedre.

Sudjelovao je na projektima:

- *Eksperimentalno potpomognuti razvoj naprednih modela izgaranja motora s unutarnjim izgaranjem*, Hrvatska zaklada za znanost, 2013. – 2016,
- *Eksperimentalno istraživanje, optimizacija i karakterizacija rada klipnog motora uz „dual-fuel" izgaranje*, Hrvatska zaklada za znanost, 2015. – 2019.

Sudjelovao je u brojnim projektima suradnje Katedre i Laboratorija s gospodarstvom. Kao najznačajnije treba izdvojiti:

- *Model za prikupljanje naknada za emisije ugljik dioksida (CO_2) u zrak iz motora cestovnih vozila*, Ministarstvo zaštite okoliša i prirode, prosinac 2013.,
- *Izrada dokumentacije za homologaciju električnog vozila* te
- *Provjera sukladnosti medicinskih vozila s normom HRN 1789.*

Područja istraživanja su mu:

- upravljanje električnom opremom motora i vozila,
- istraživanje procesa izgaranja u cilindru motora,
- alternativna goriva s naglaskom na bioplin,
- konstrukcije motora s unutarnjim izgaranjem,
- energetska učinkovitost i emisije motora i motornih vozila,
- normizacija motora i motornih vozila.

Kao autor ili koautor objavio je 18 znanstvenih i stručnih radova u časopisima i zbornicima skupova u Hrvatskoj i inozemstvu.

Služi se engleskim jezikom u govoru i pismu.

Kratki životopis na engleskom jeziku

Ante Vučetić was born on 17 September 1982 in Zadar. In 1997 in Zadar he finished elementary school. In 2001 he finished the high school in Zadar and enrolled at the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture (FAMENA) of the University of Zagreb. He graduated from the Department of Mechanical Design, IC Engine and Motor Vehicle in 2010. Since 2011, he has been employed at the FAMENA at the Chair of IC Engines and Motor Vehicles, first as a professional associate and then, since 2014, as an assistant at the project at the same institution. He actively participates in teaching in several courses at the same Chair.

During the work at the Faculty he participated in the scientific and other projects of the Department of IC Engine and Motor Vehicle. Most important ones are:

- *Experimental Assisted Development of Advanced Models of Combustion Engines Combustion*, Croatian Science Foundation, 2013 - 2016,
- *Experimental Research, Optimization and Characterization of piston engine operation with DUal-Fuel COmbustion*, Croatia Science Foundation, 2015 - 2019,
- *Model for Collection of Charge Carbon Dioxide (CO2) Emissions from IC Engines*, Ministry of Environmental Protection and Nature , December 2013,
- *Development of documentation for the approval of electric vehicles*,
- *Verification of conformity of medical vehicles with the HRN standard 1789*.

His research interests include:

- electrical equipment of the motor vehicle,
- research of the combustion process in the engine cylinder,
- alternative fuels with a focus on biogas,
- internal combustion engine construction,
- energy efficiency and emissions from the engines,
- standardization of engines and motor vehicles.

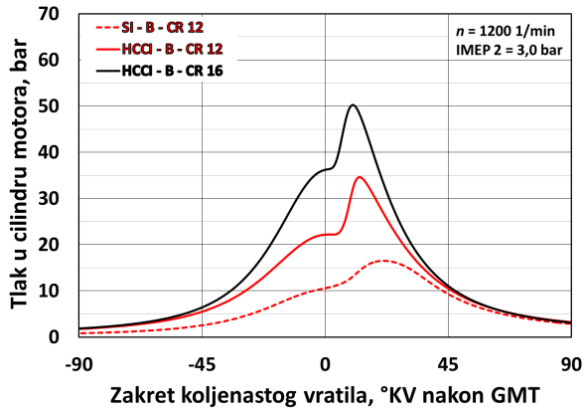
As an author or co-author, he has published 18 scientific and professional papers in journals and conference proceedings in Croatia and abroad.

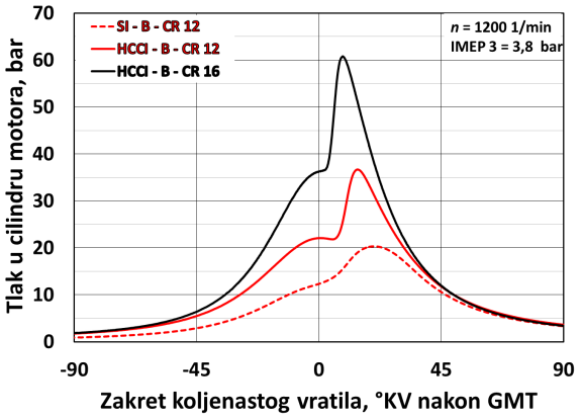
He can speak and write English.

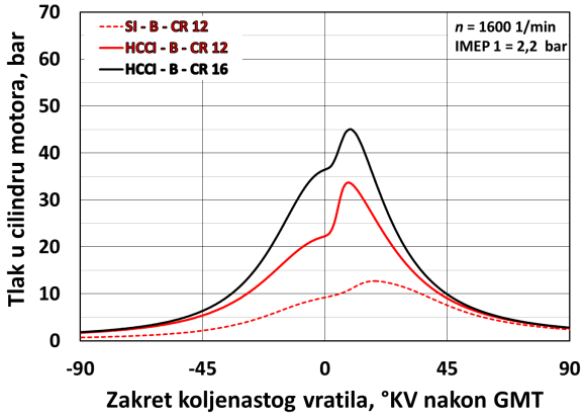
Prilog

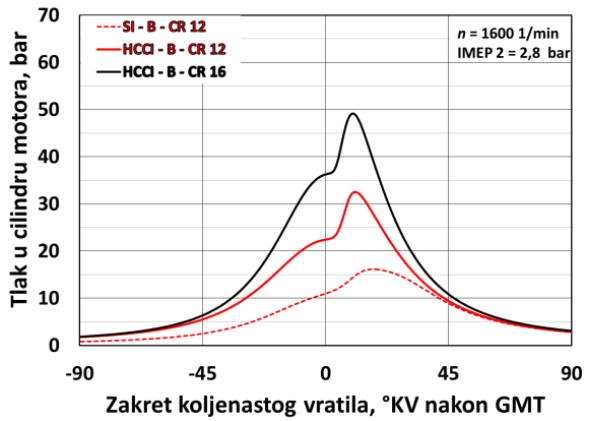
I. SI-B-CR12, HCCI-B-CR12, HCCI-B-CR16

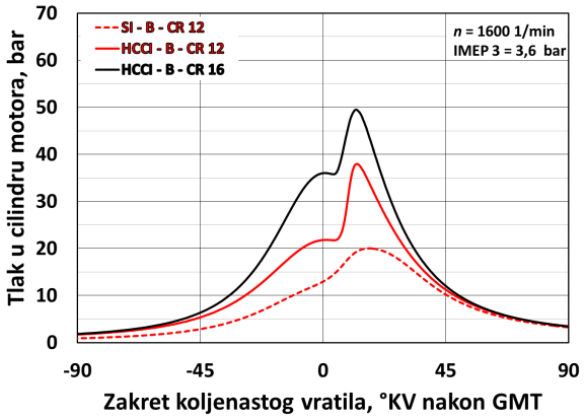
I.I. Usporedba profila srednjeg tlaka u cilindru motora

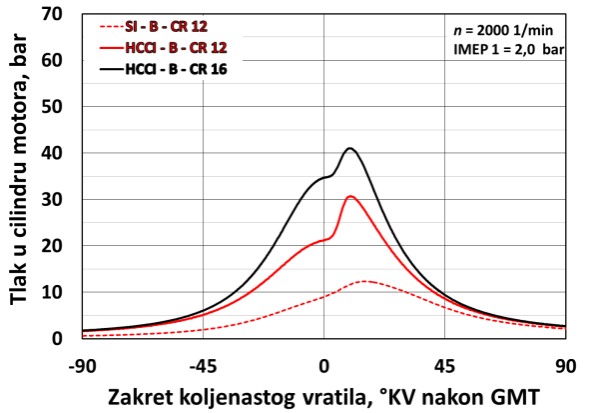


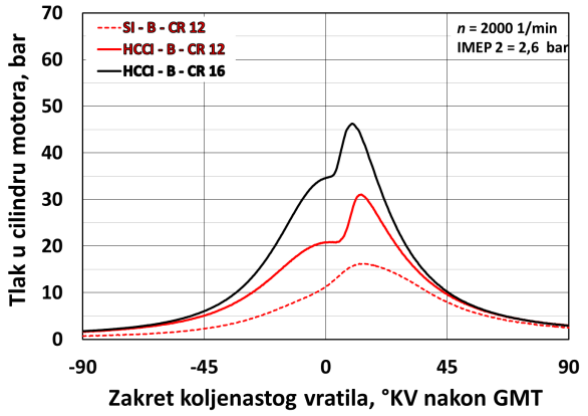


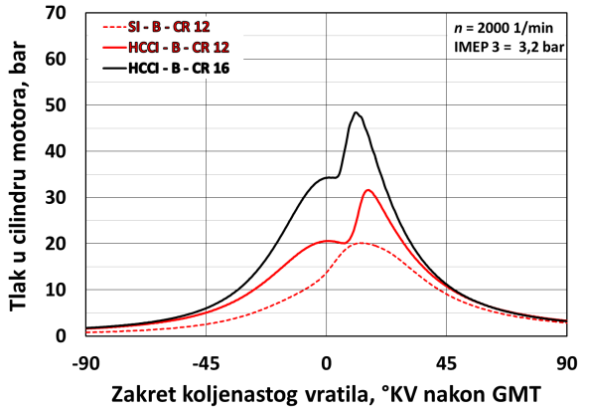




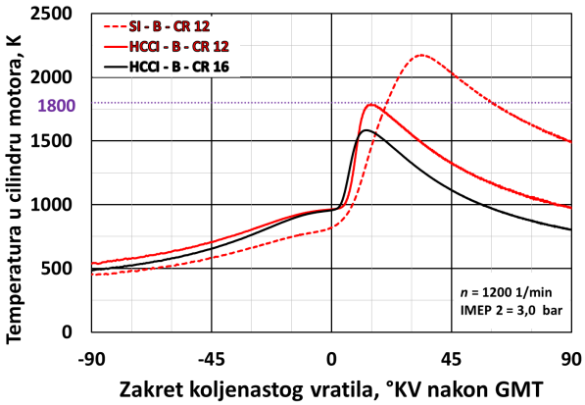


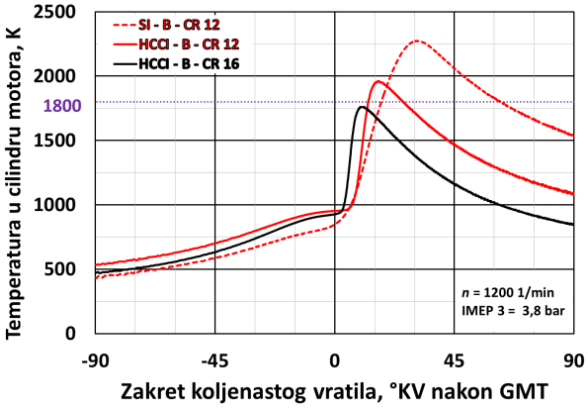


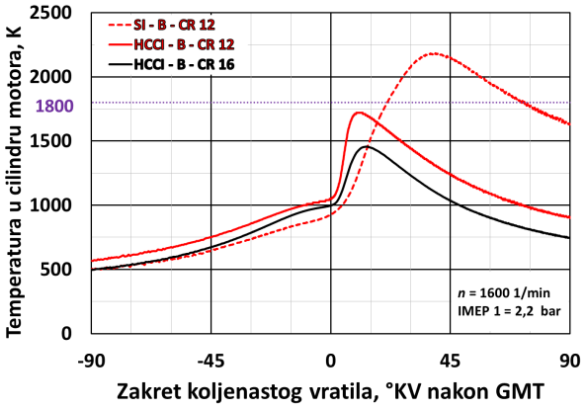


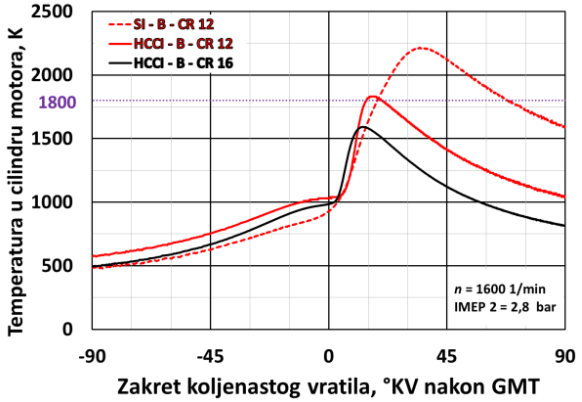


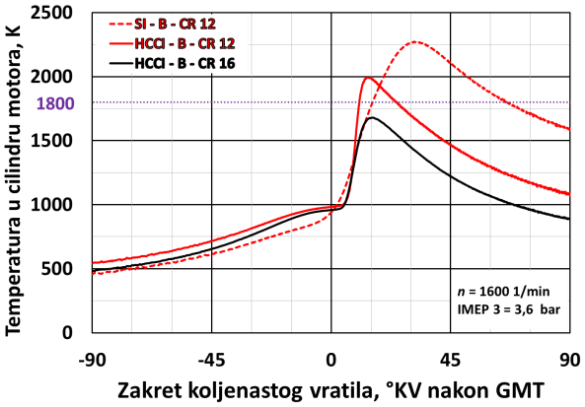
I.II. Usporedba profila srednje temperature u cilindru motora

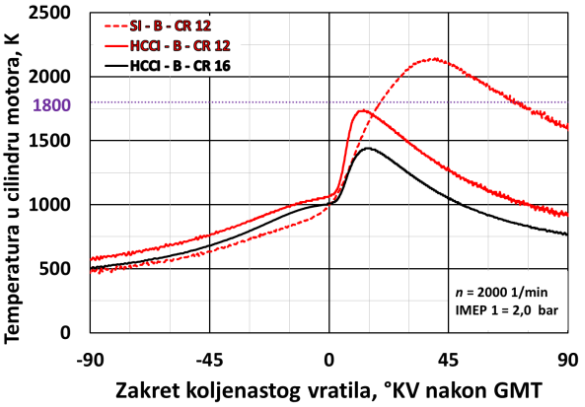


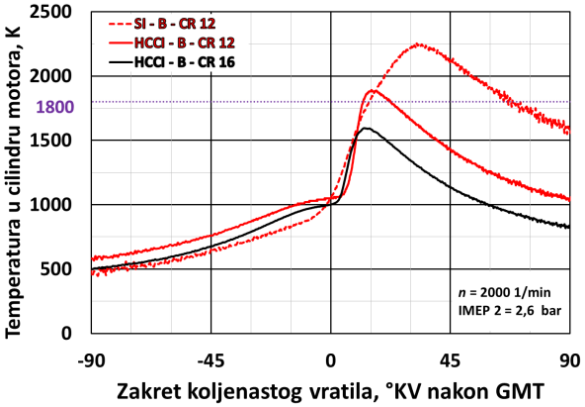


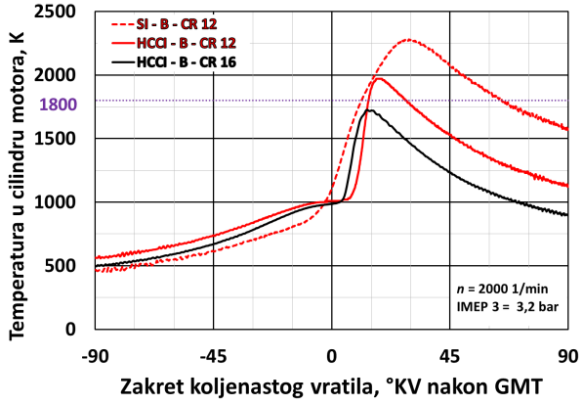




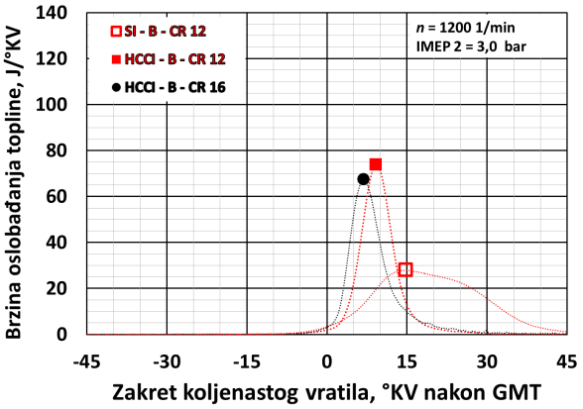


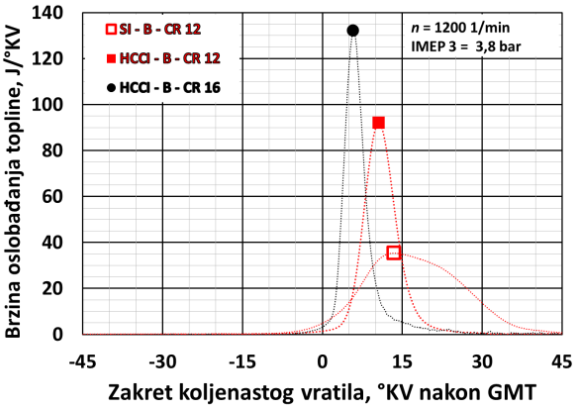


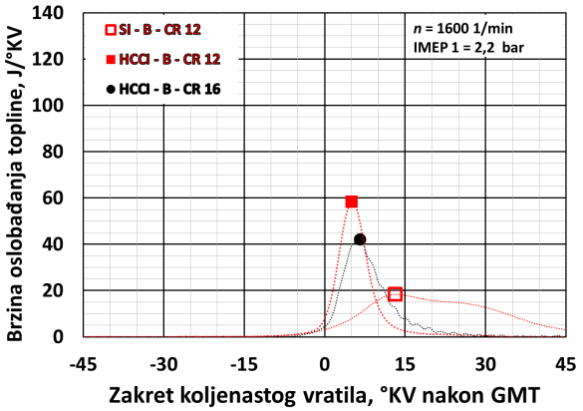


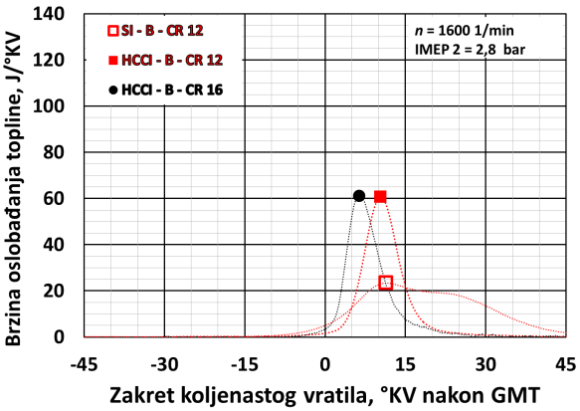


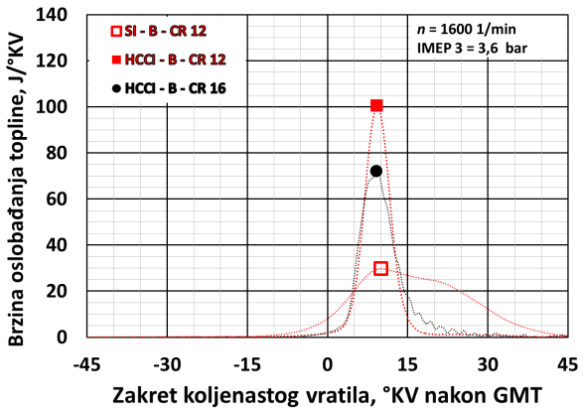
I.III. Usporedba profila brzine oslobađanja topline

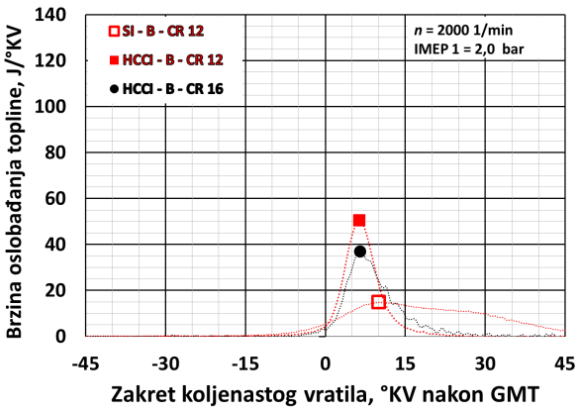


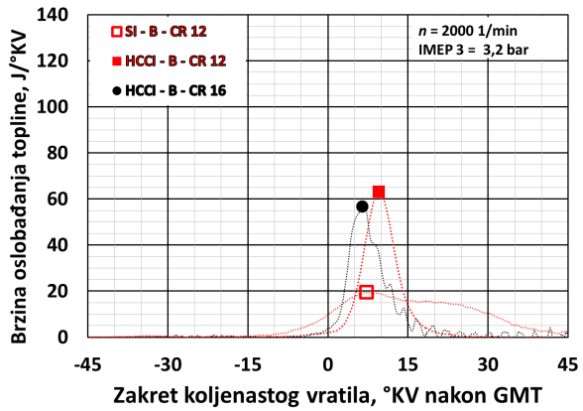


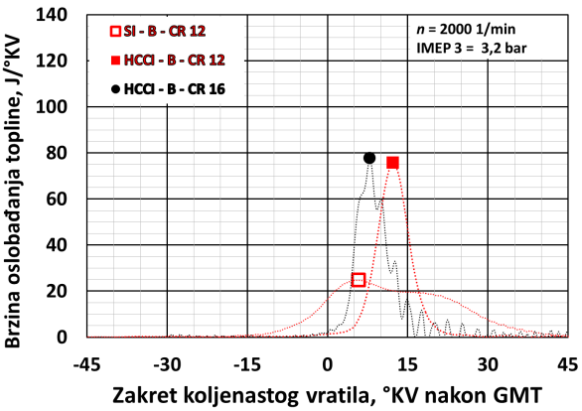




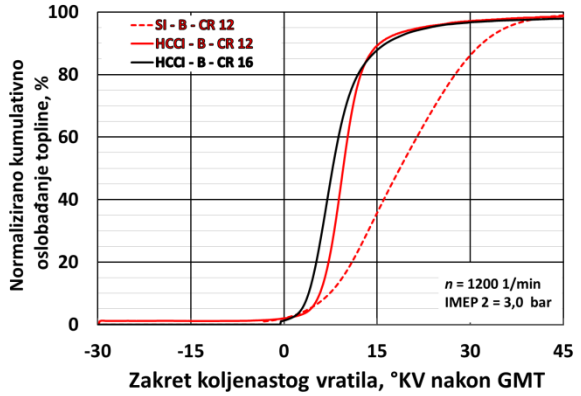


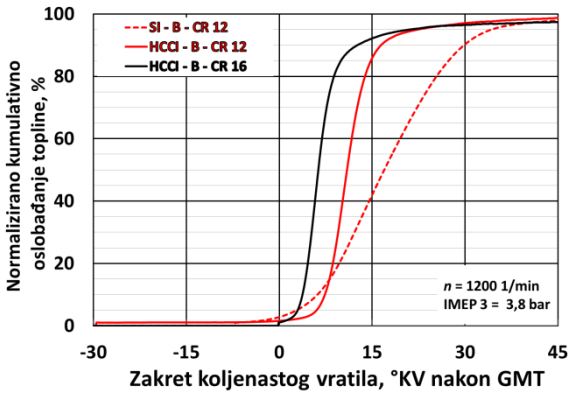


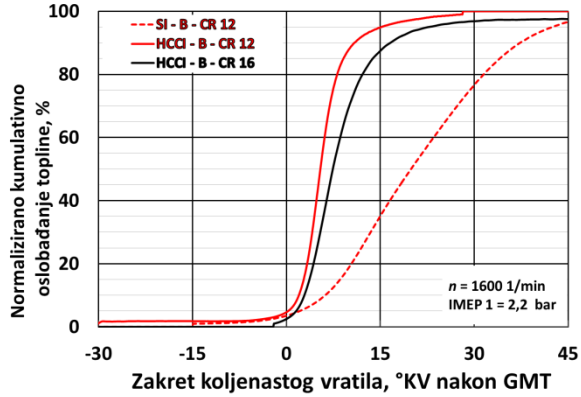


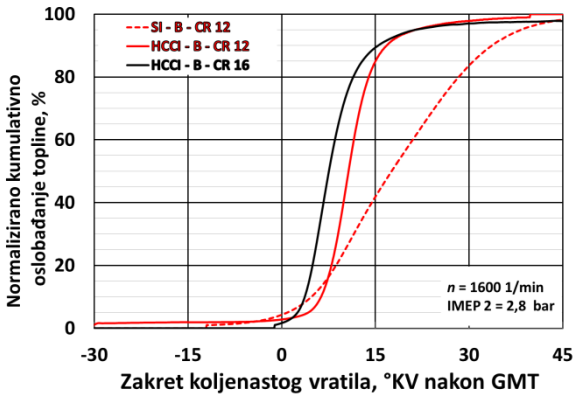


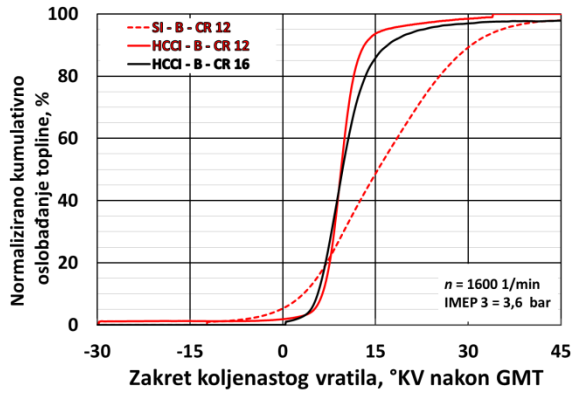
I.IV. Usporedba profila normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline

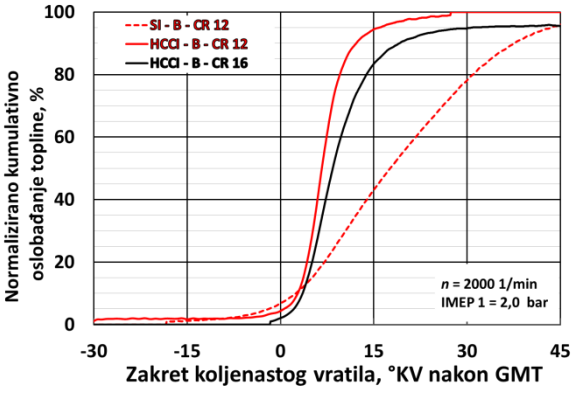


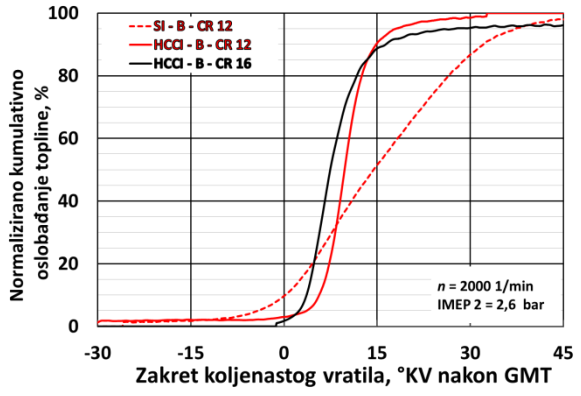


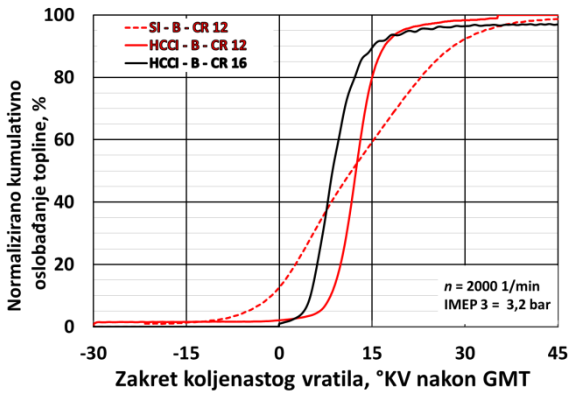






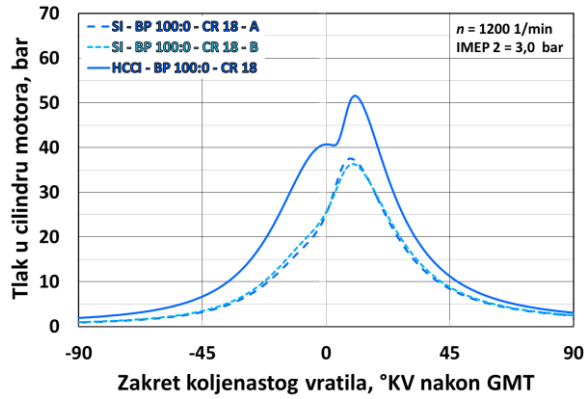


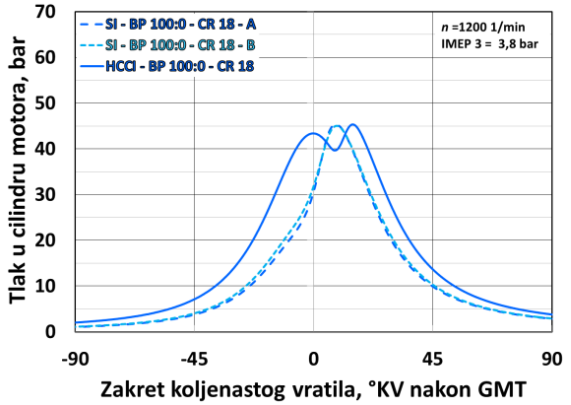


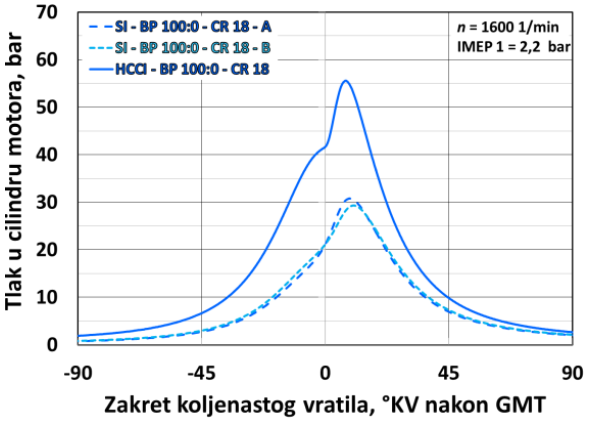


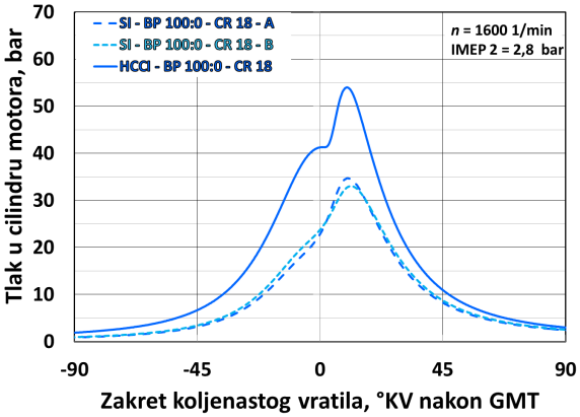
II. SI-BP 100:0-CR18–A, SI-BP 100:0-CR18–B, HCCI-BP 100:0-CR18

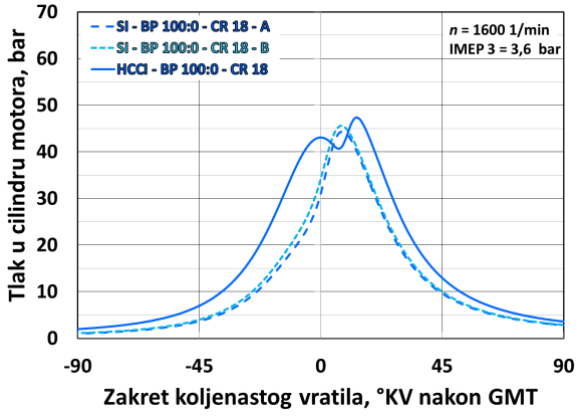
II.I. Usporedba profila srednjeg tlaka u cilindru motora

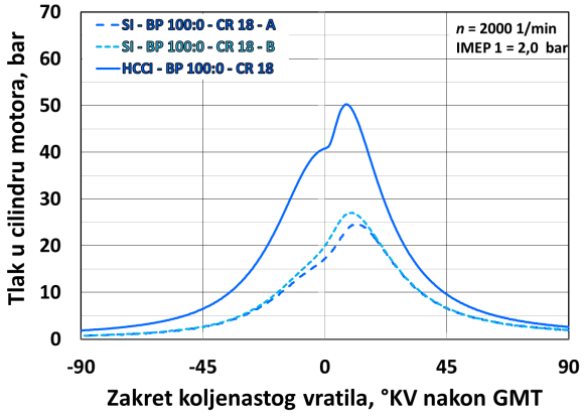


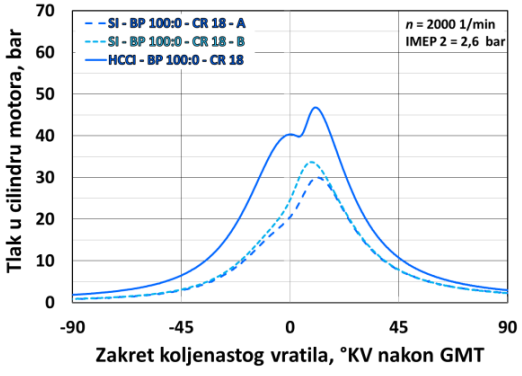


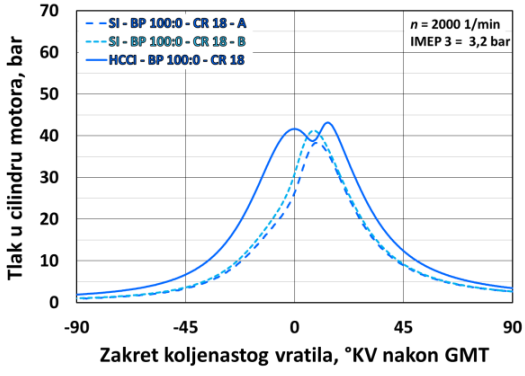




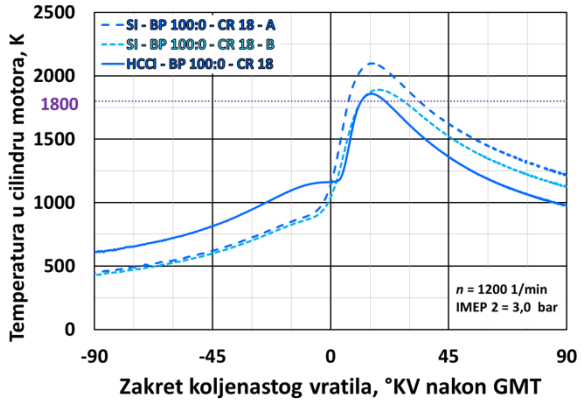


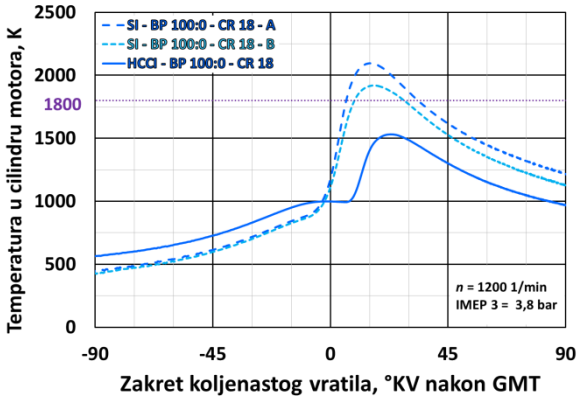


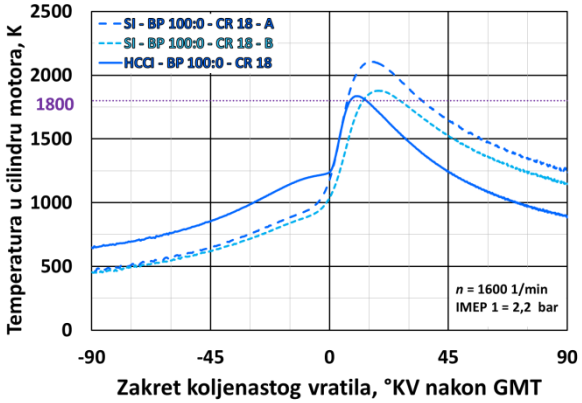


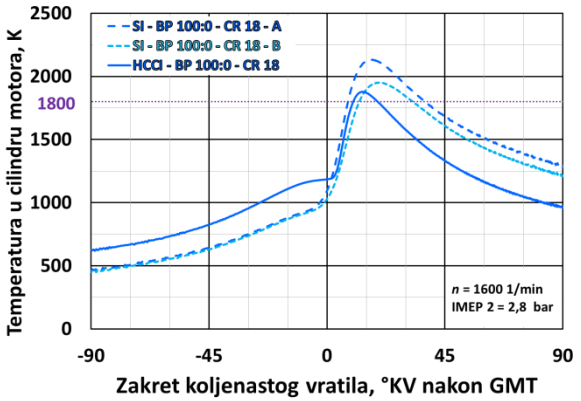


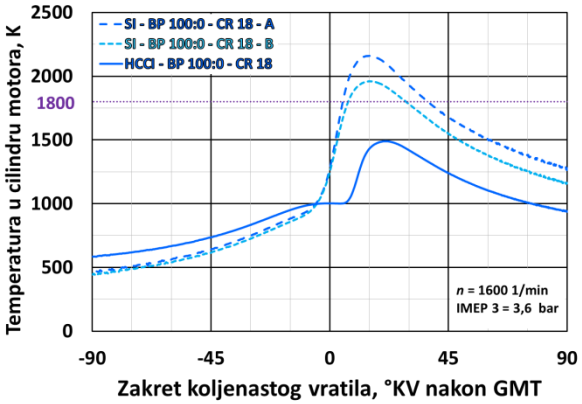
II.II. Usporedba profila srednje temperature u cilindru motora

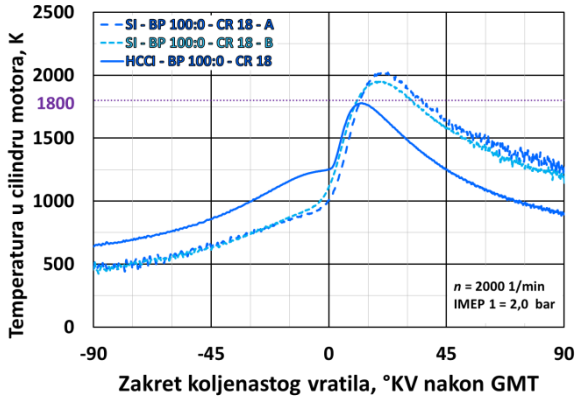


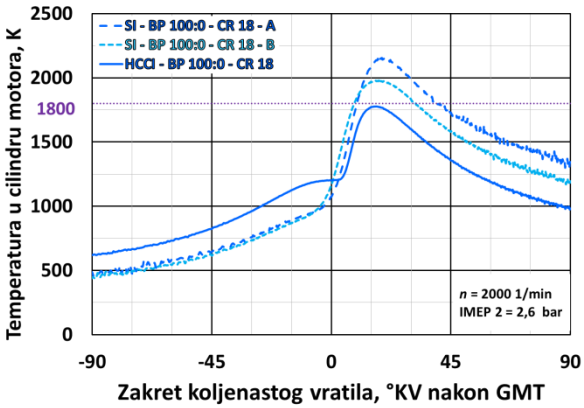


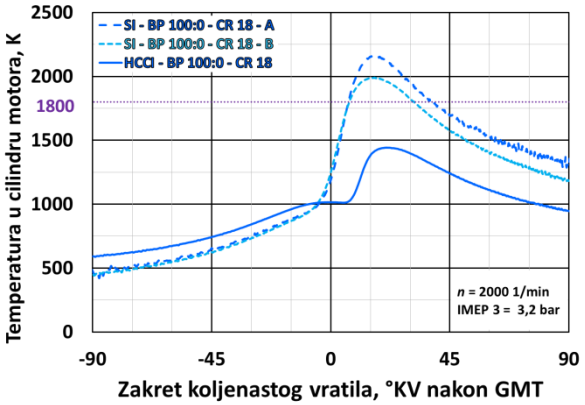




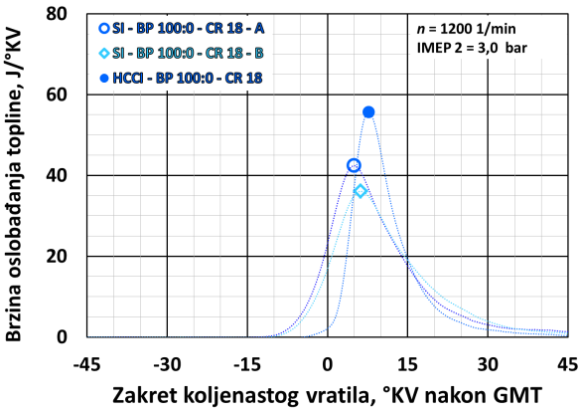


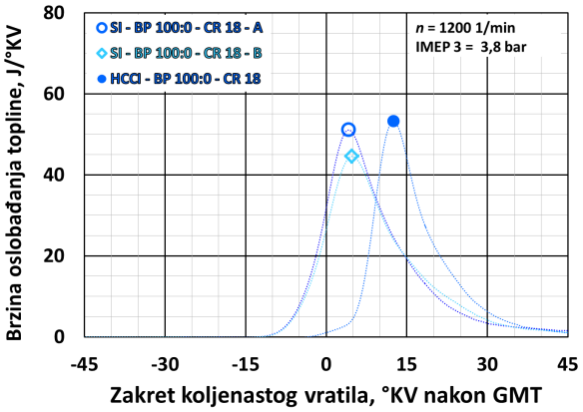


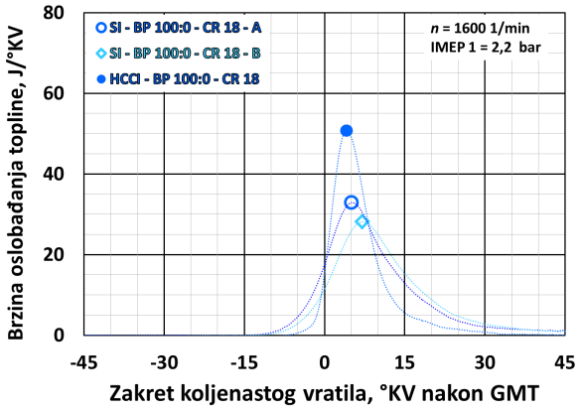


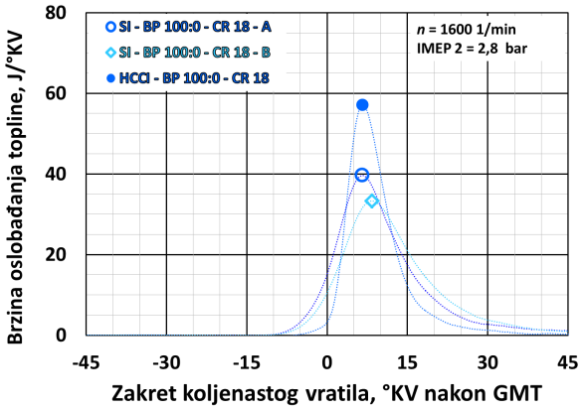


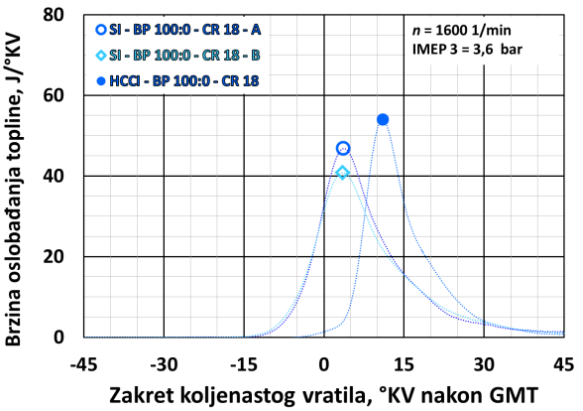
II.III. Usporedba profila brzine oslobađanja topline

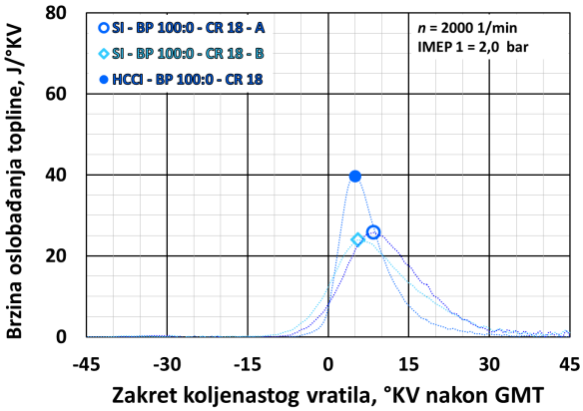


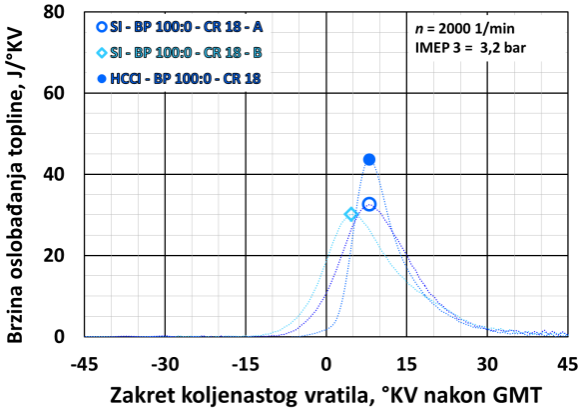


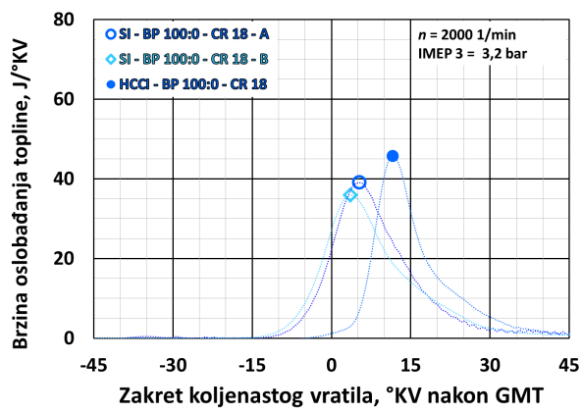




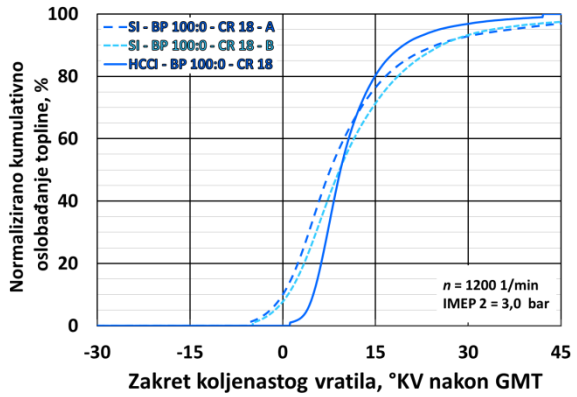


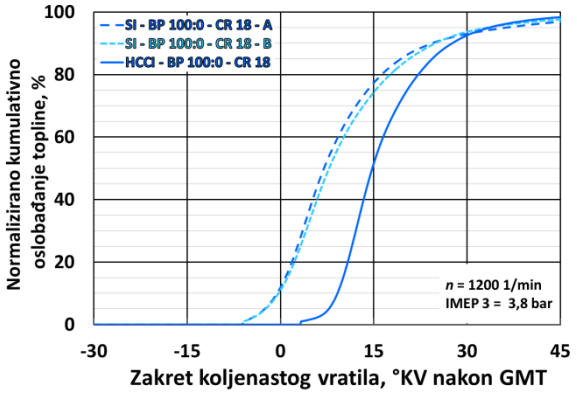


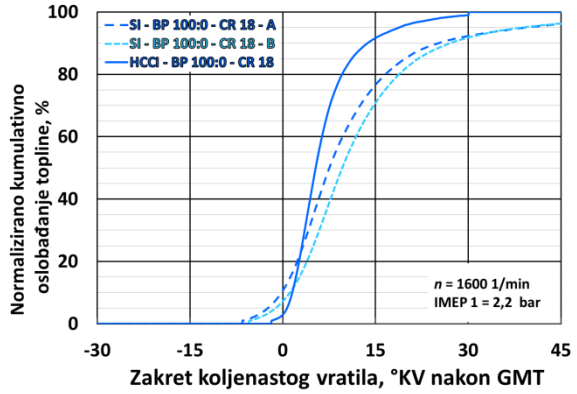


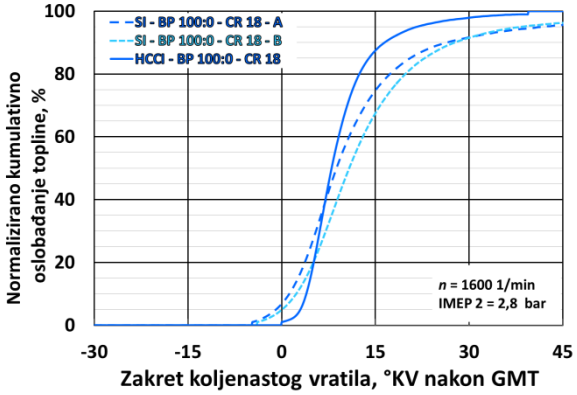


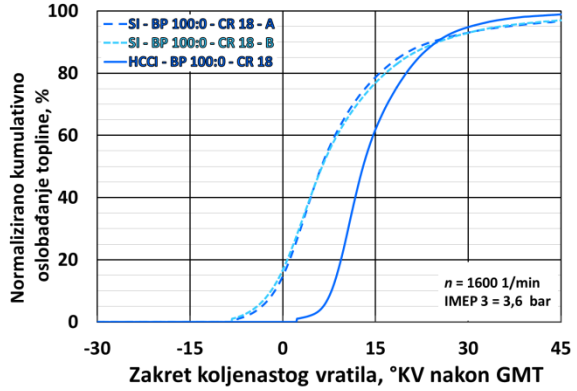
II.IV.Usporedba profila normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline

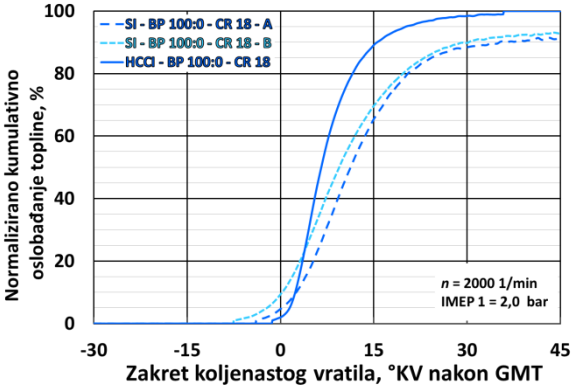


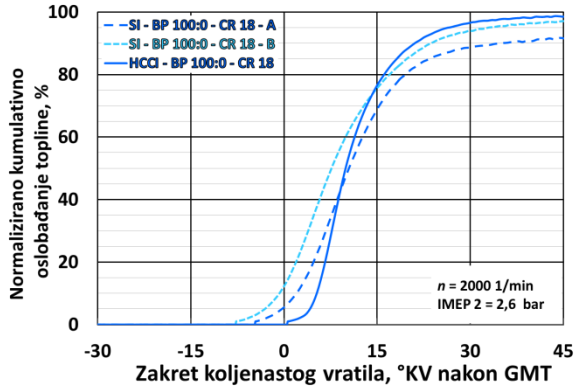


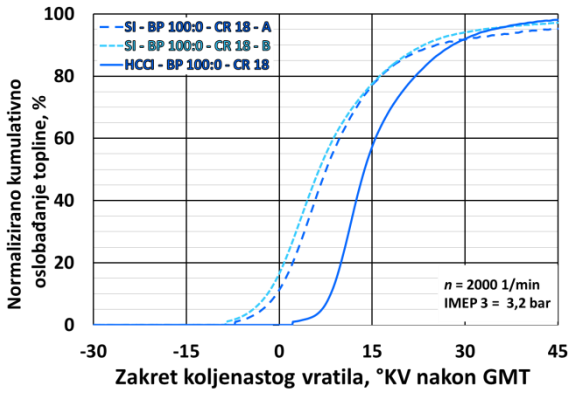






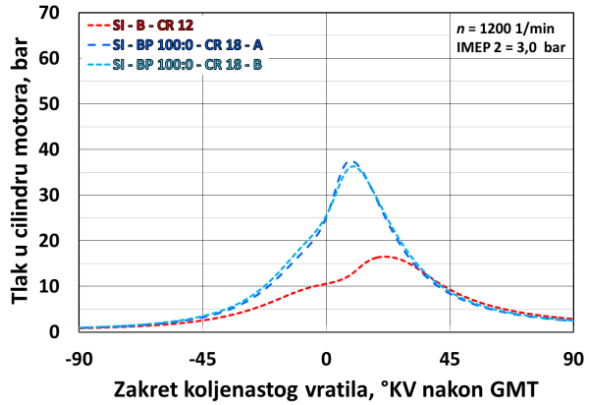


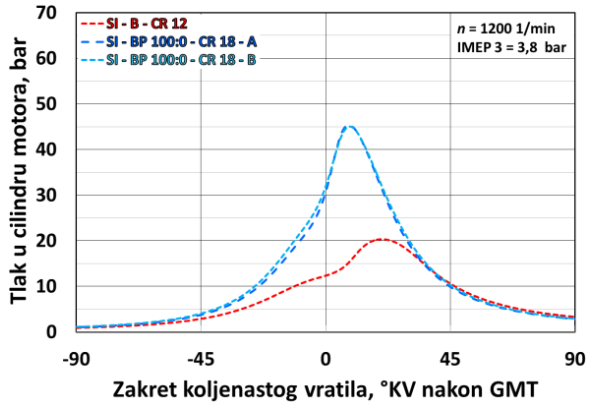


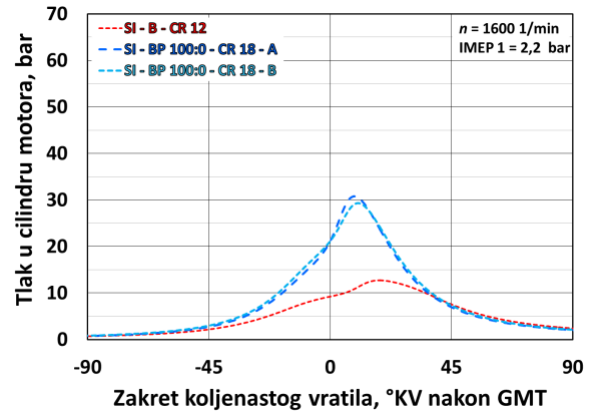


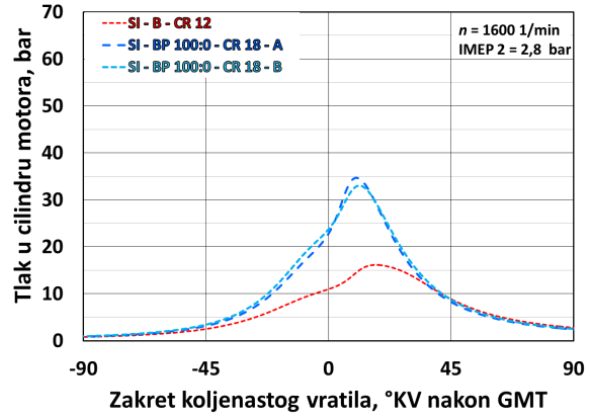
III. SI-B-CR12, SI-BP 100:0-CR18-A, SI-BP 100:0-CR18-B

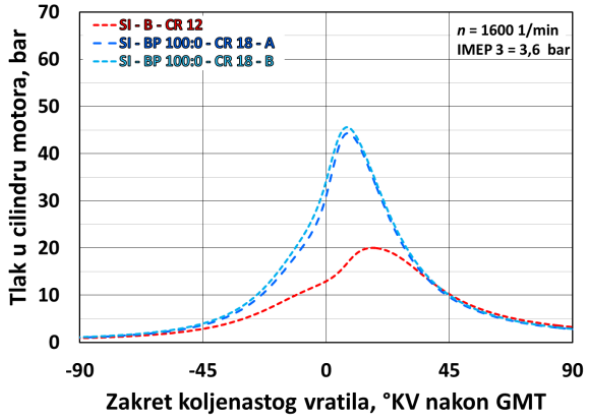
III.I. Usporedba profila srednjeg tlaka u cilindru motora

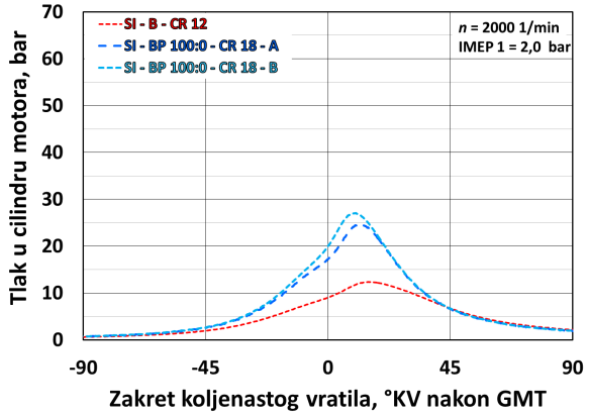


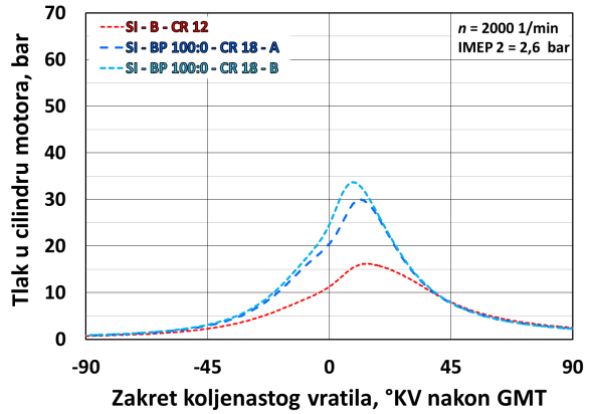


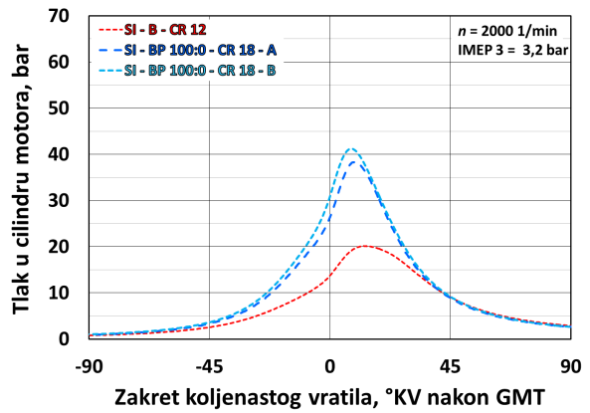




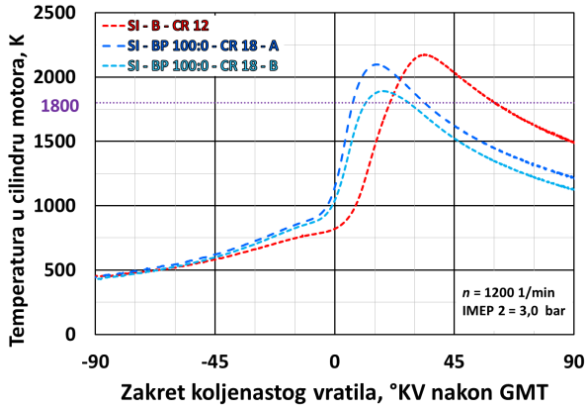


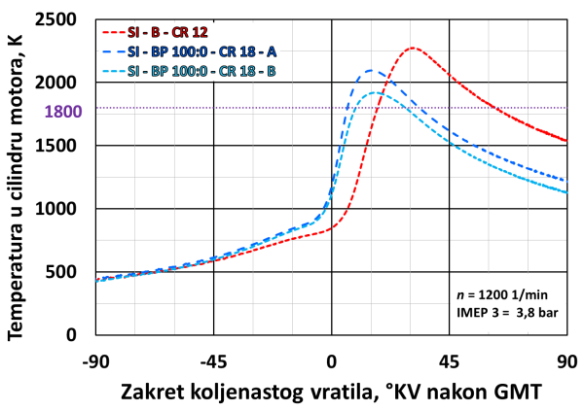


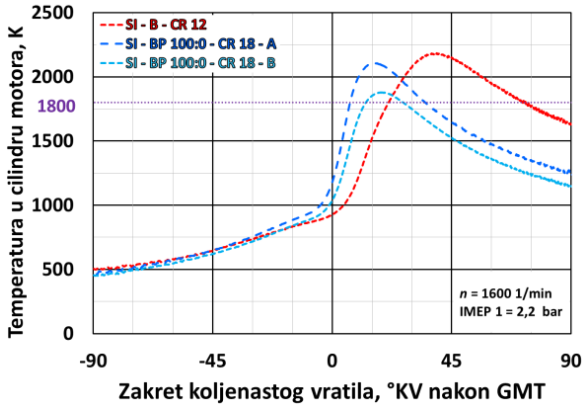


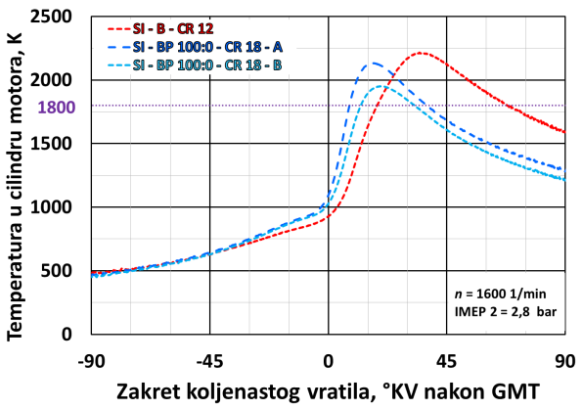


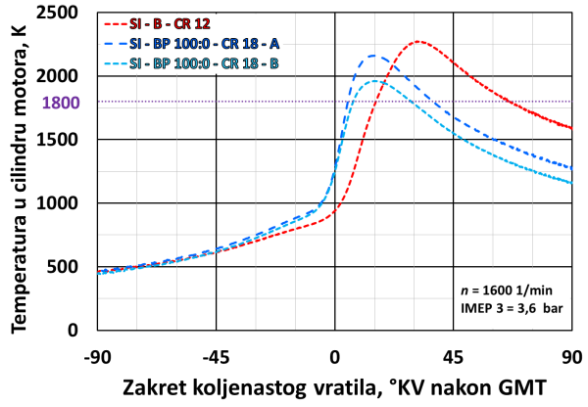
III.II. Usporedba profila srednje temperature u cilindru motora

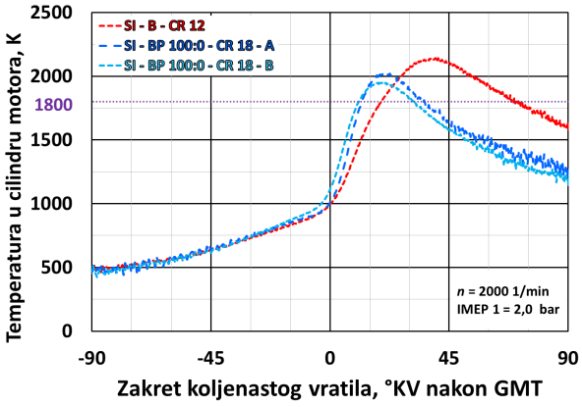


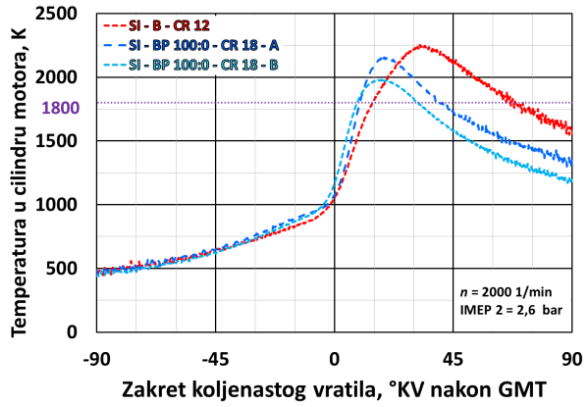


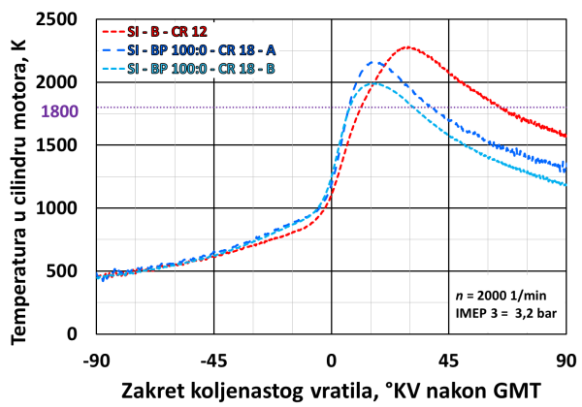




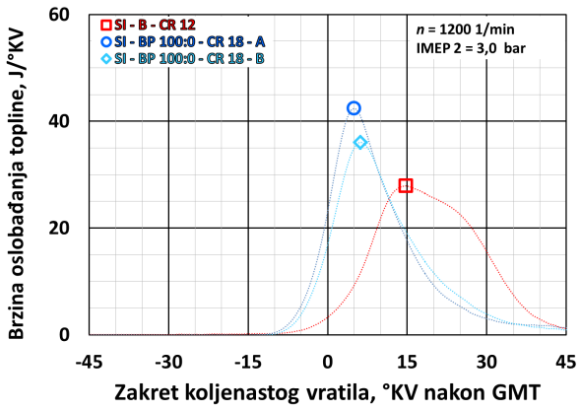


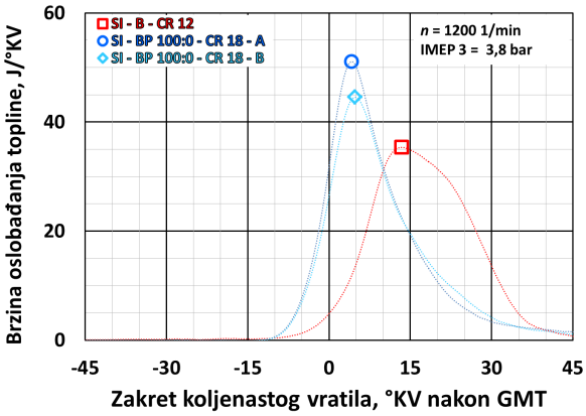


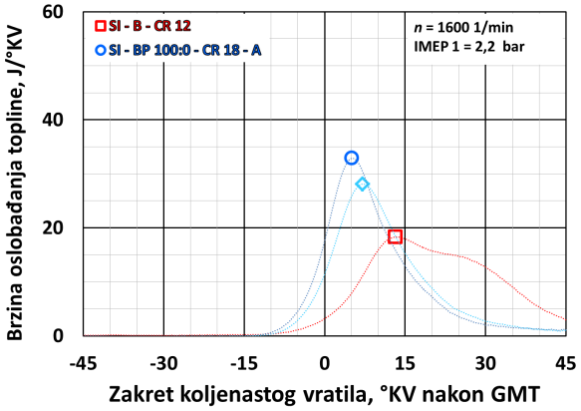


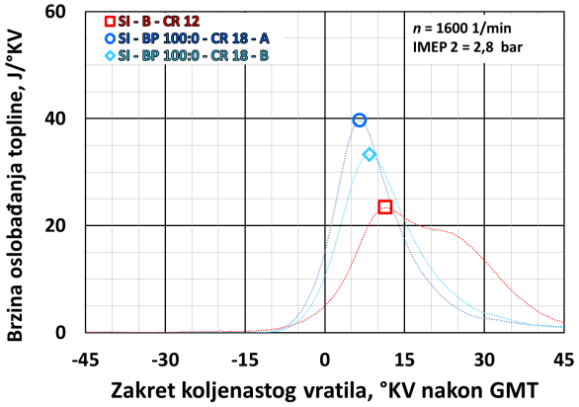


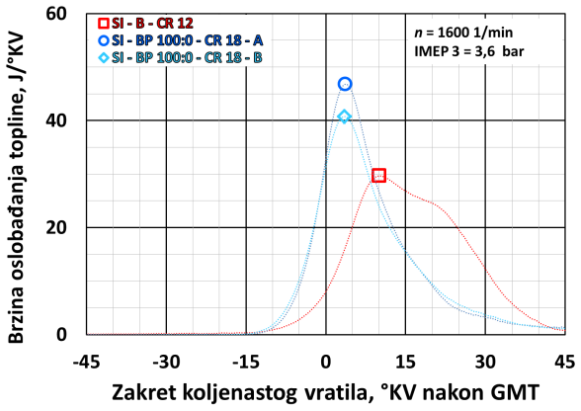
III.III. Usporedba profila brzine oslobađanja topline

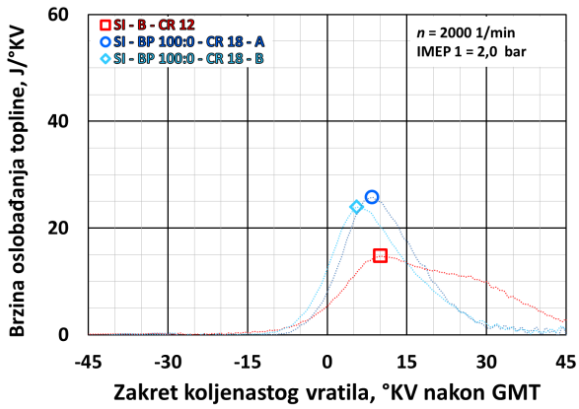


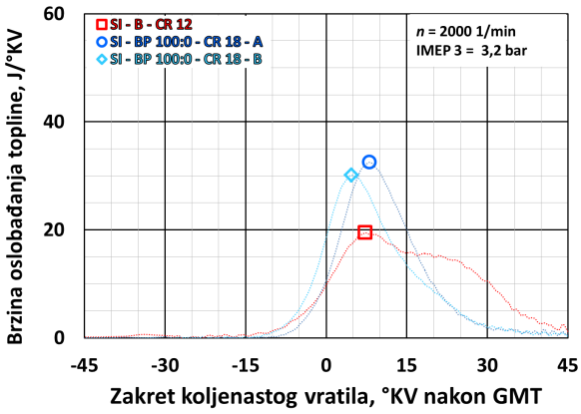


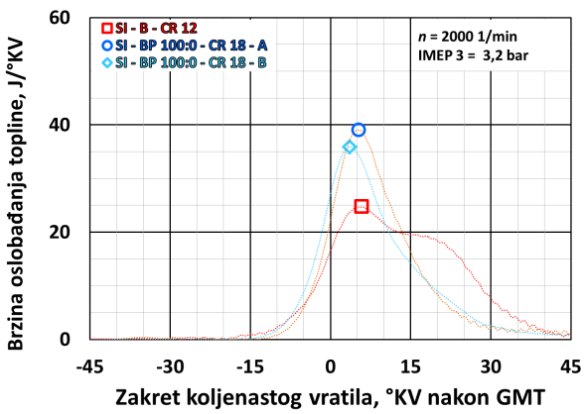




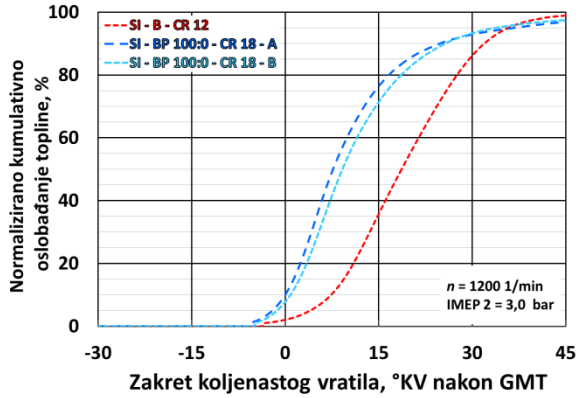


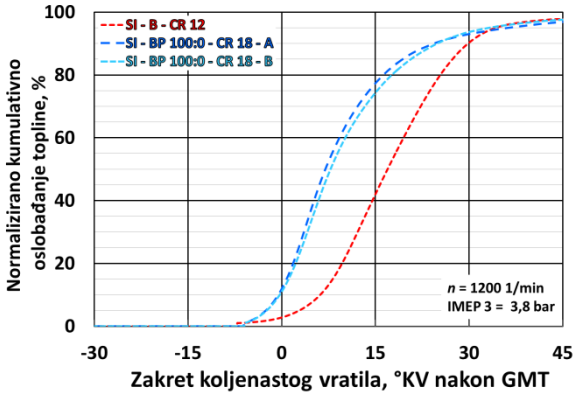


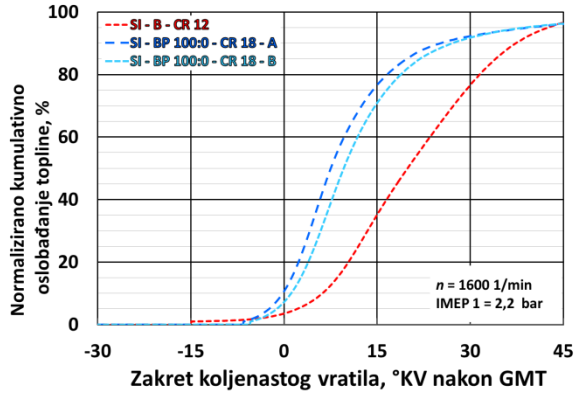


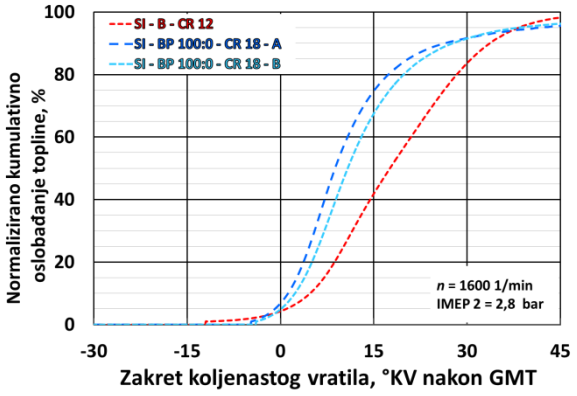


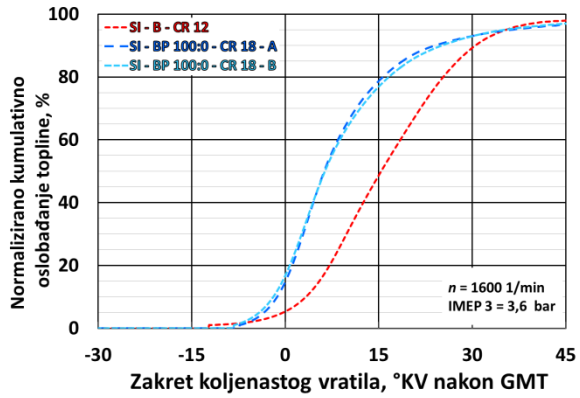
III.IV. Usporedba profila normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline

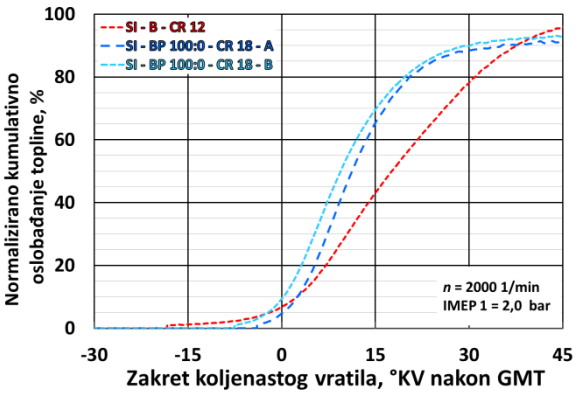


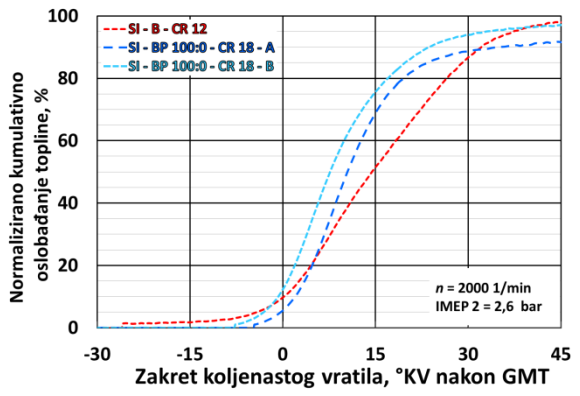


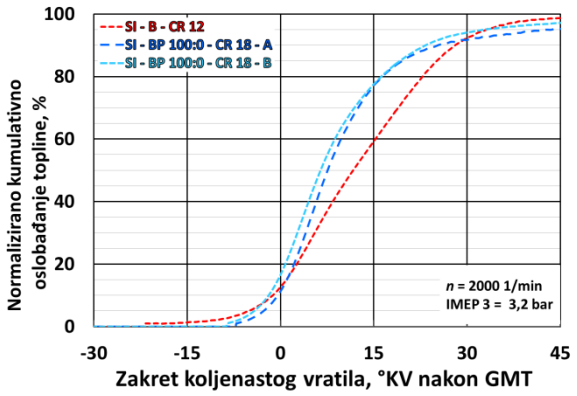






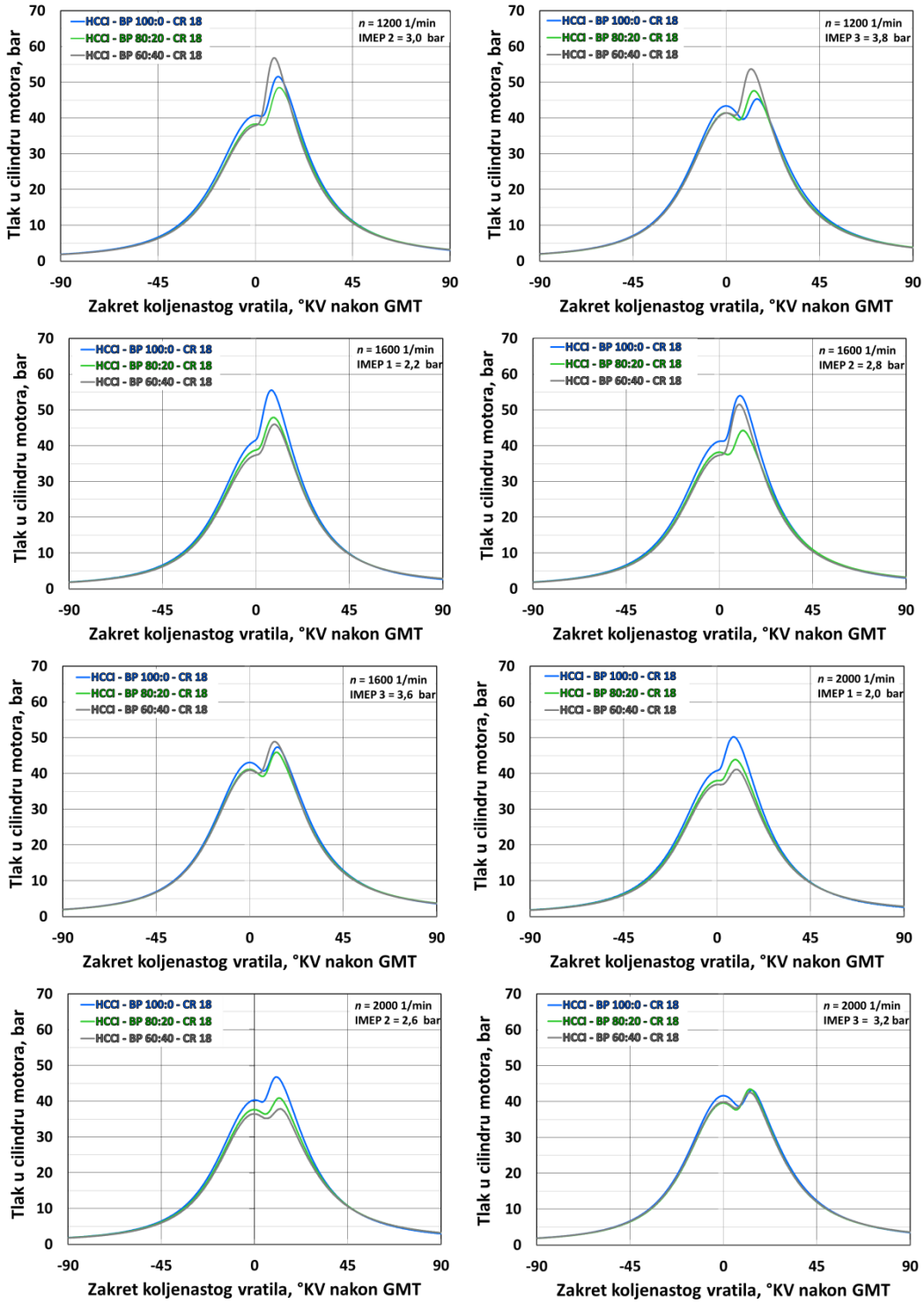




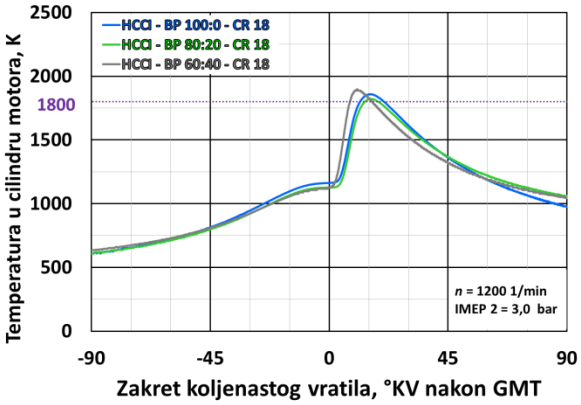


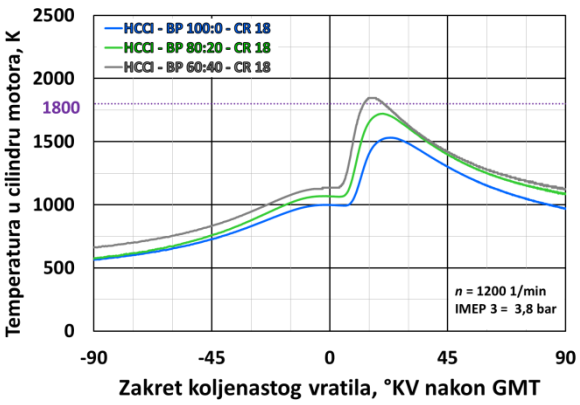
IV. HCCI-BP 100:0-CR18, HCCI-BP 80:20-CR18, HCCI-BP 60:40-CR18

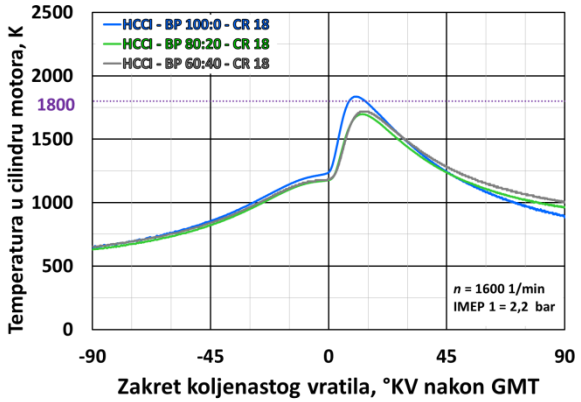
IV.I. Usporedba profila srednjeg tlaka u cilindru motora

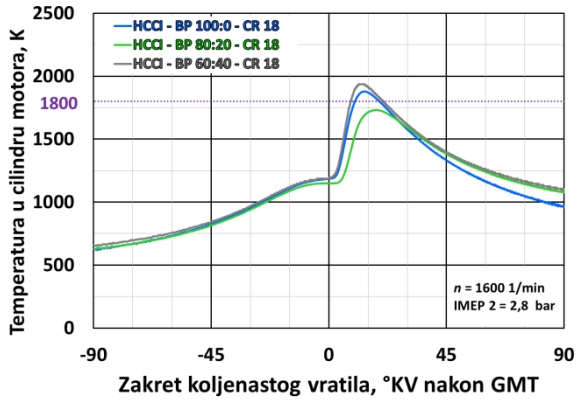


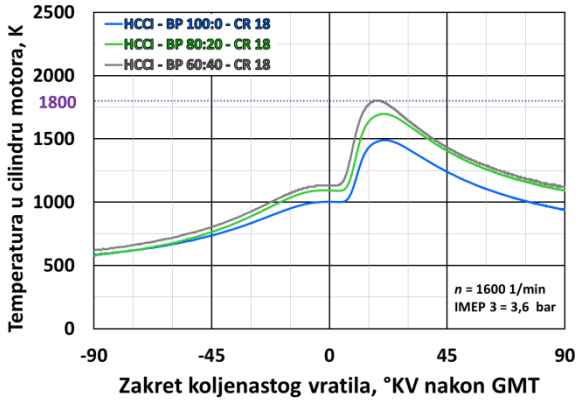
IV.II.Usporedba profila srednje temperature u cilindru motora

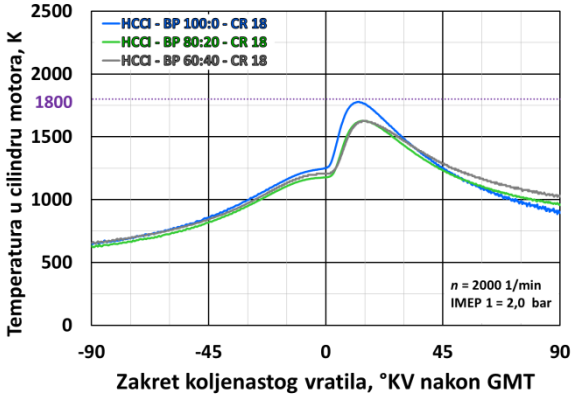


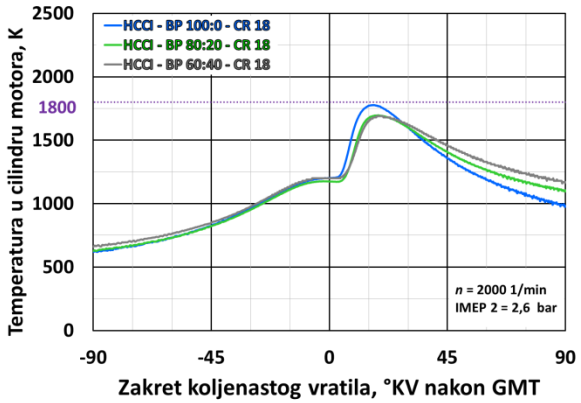


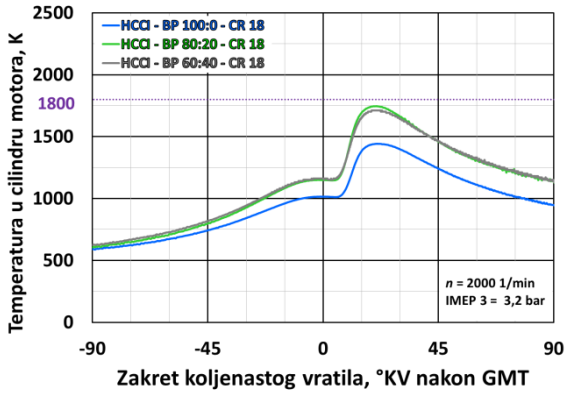




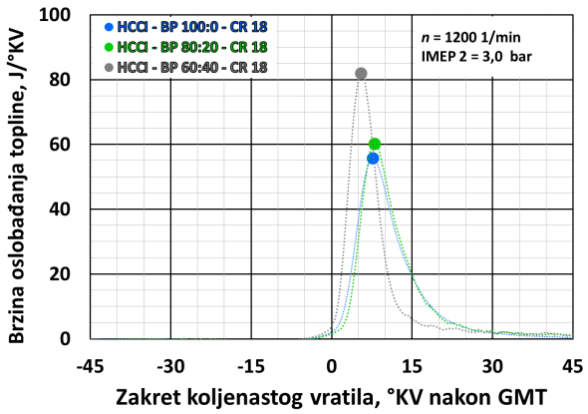


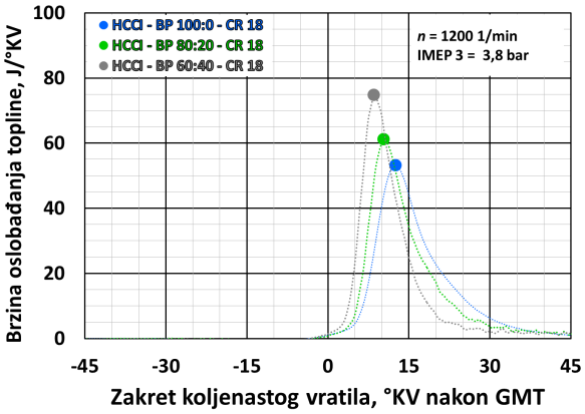


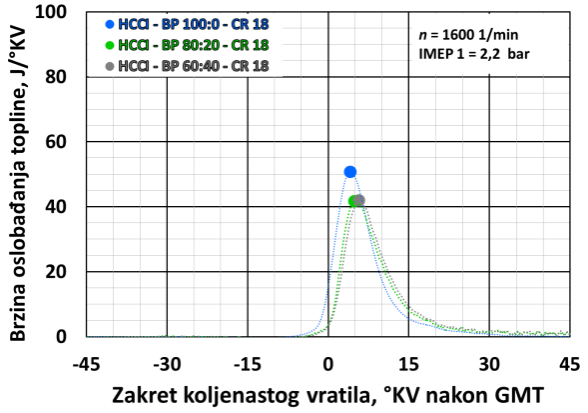


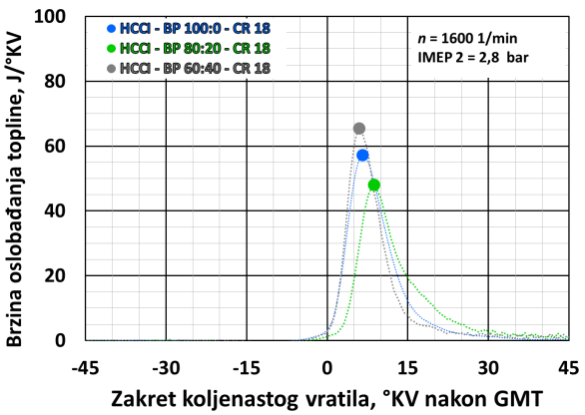


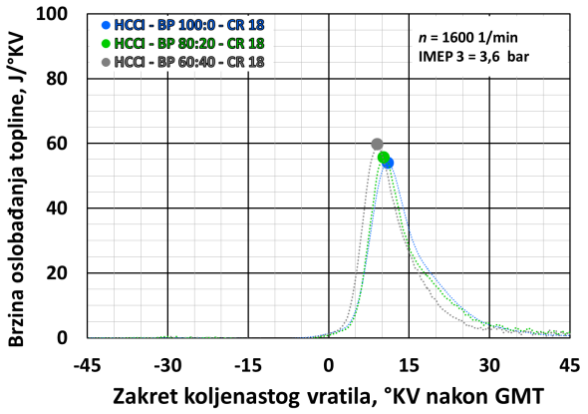
IV.III. Usporedba profila brzine oslobađanja topline

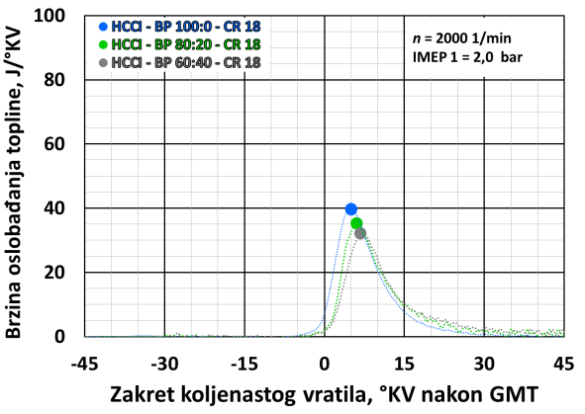


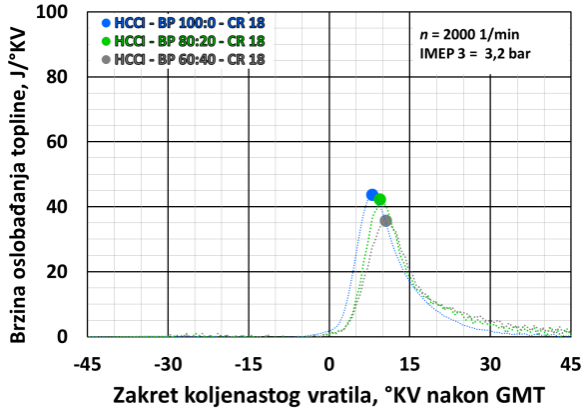


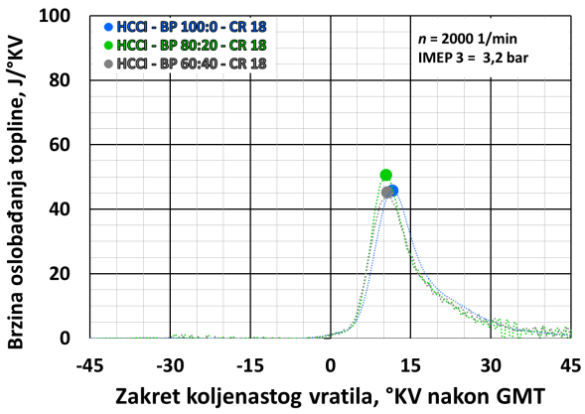




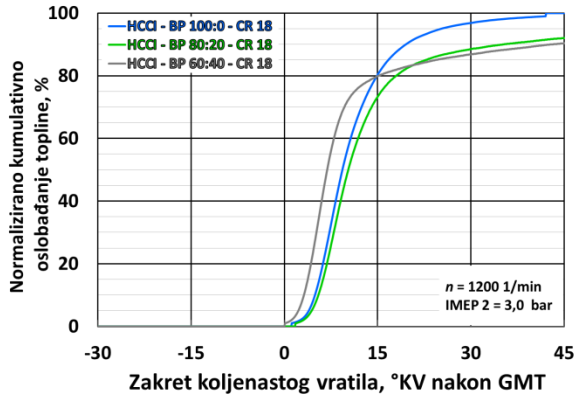


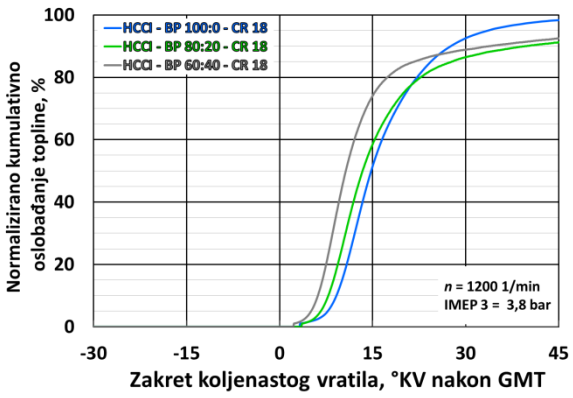


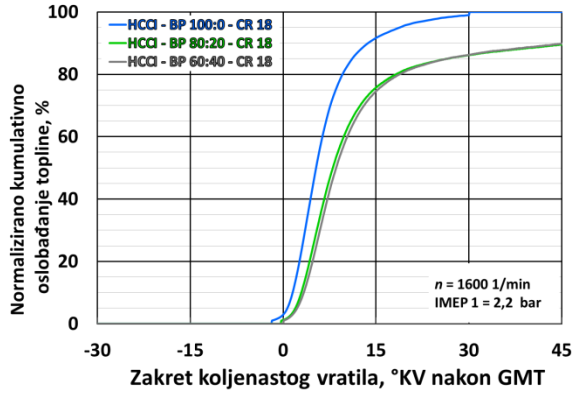


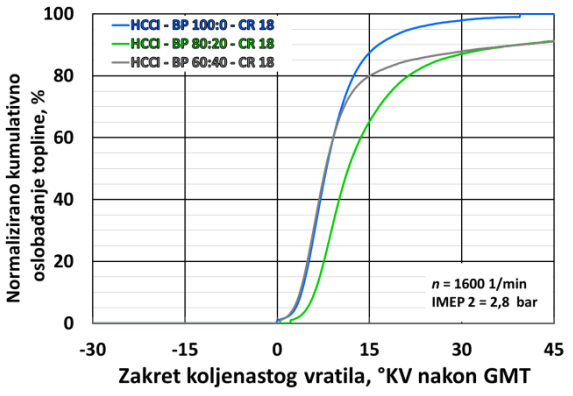


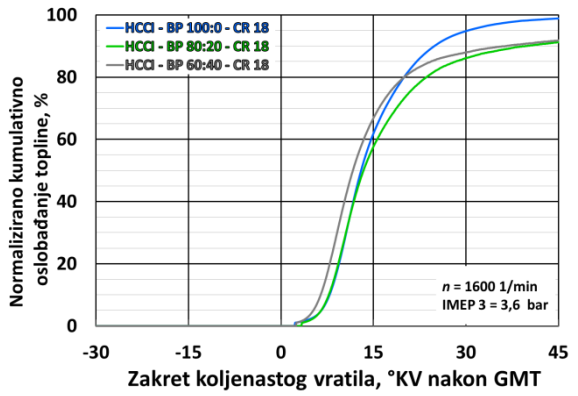
IV.IV. Usporedba profila normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline

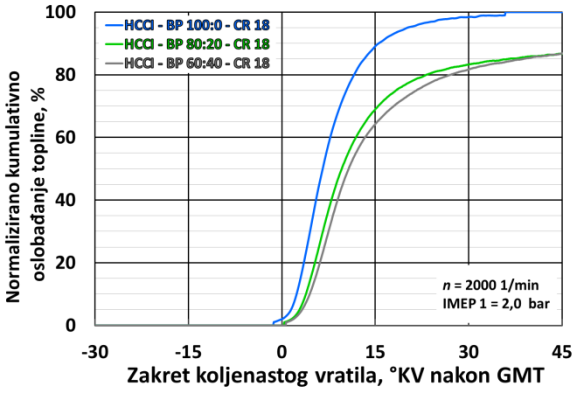


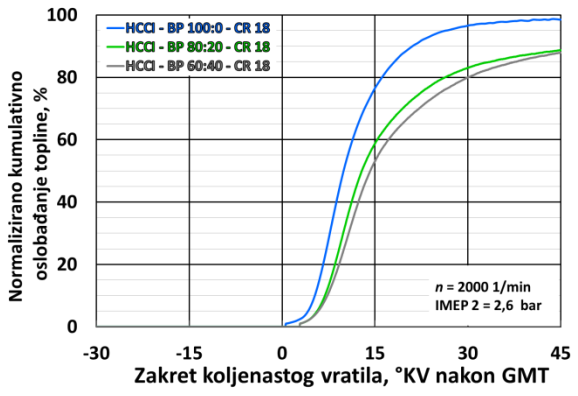


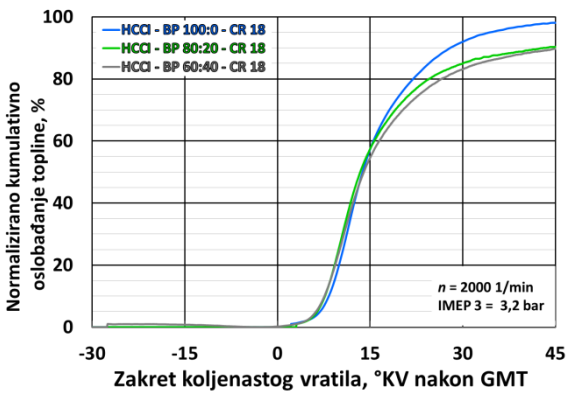






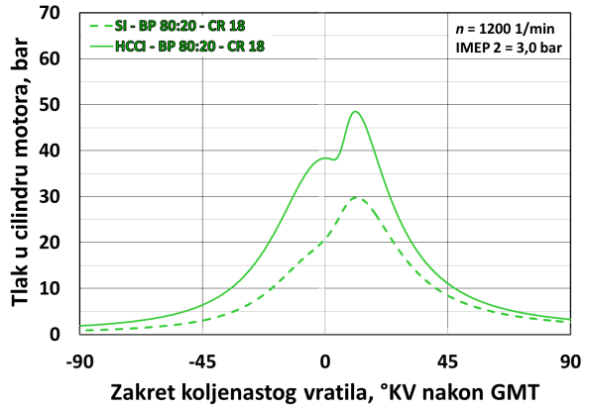


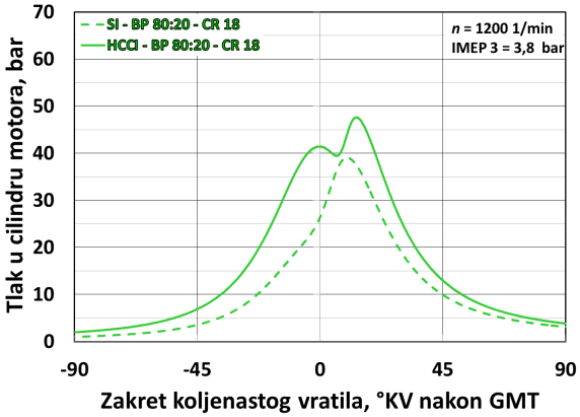


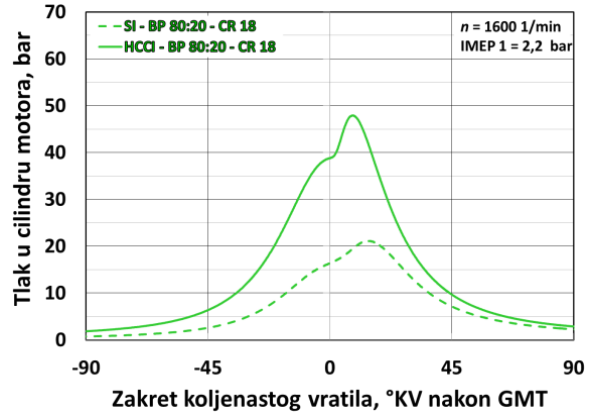


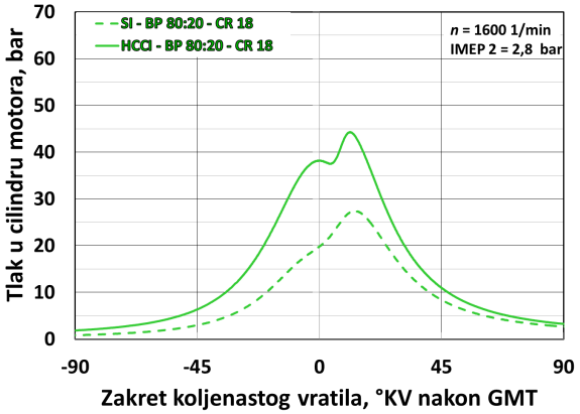
V. SI-BP 80:20-CR18, HCCI-BP 80:20-CR18

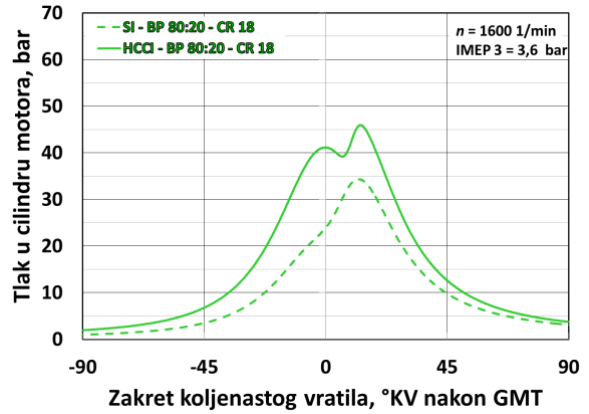
V.I. Usporedba profila srednjeg tlaka u cilindru motora

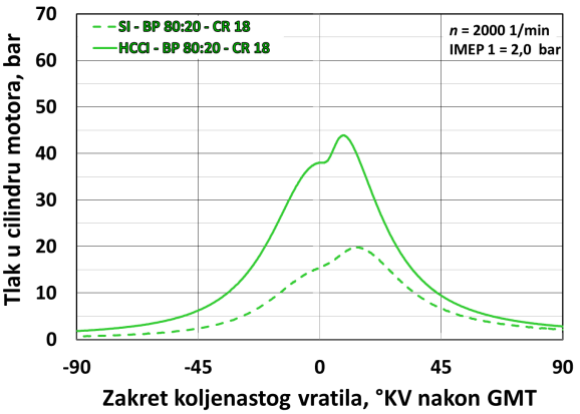


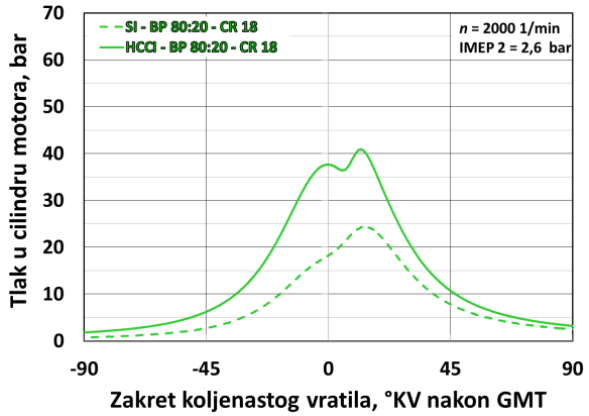


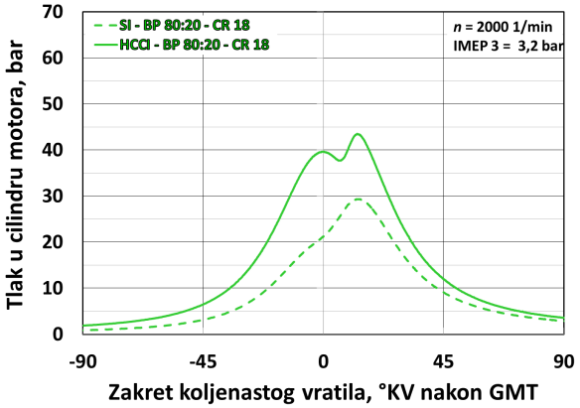




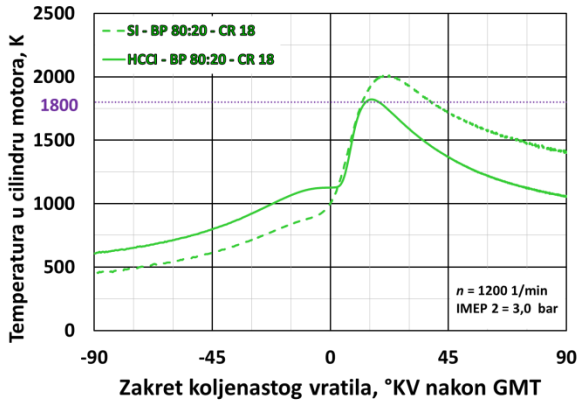


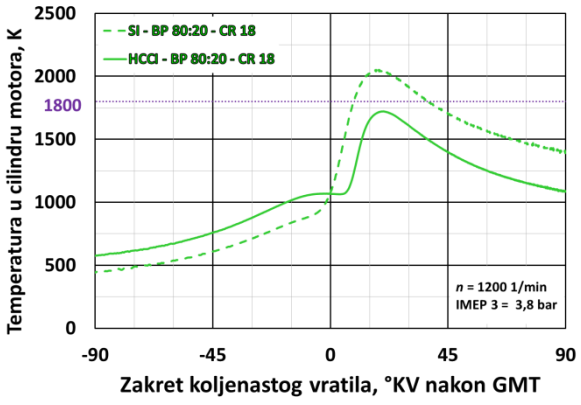


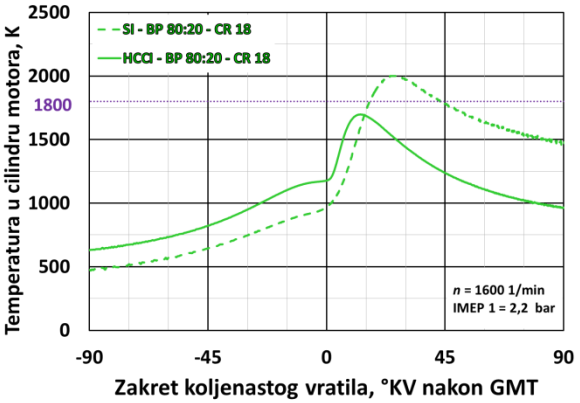


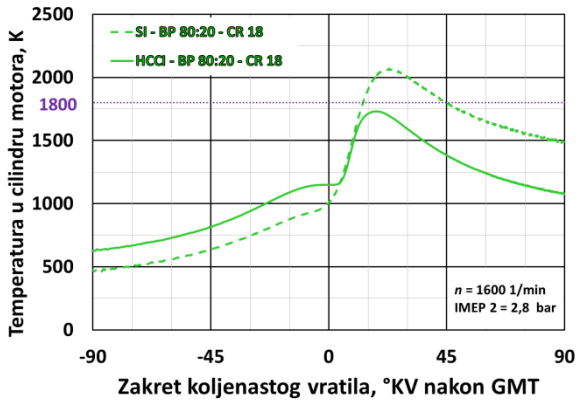


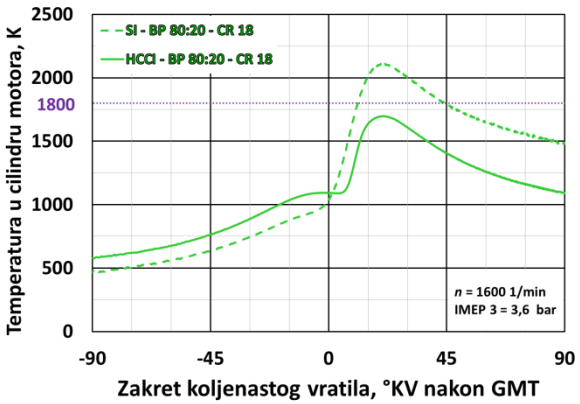
V.II. Usporedba profila srednje temperature u cilindru motora

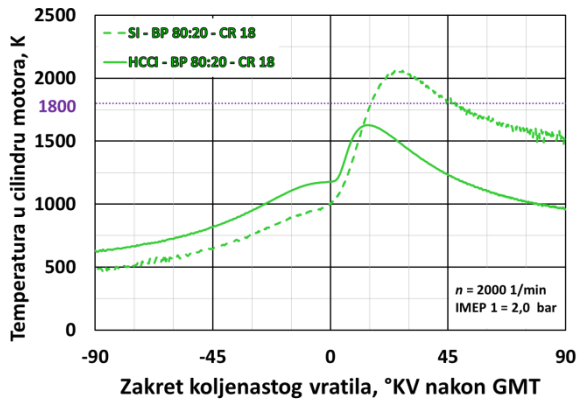


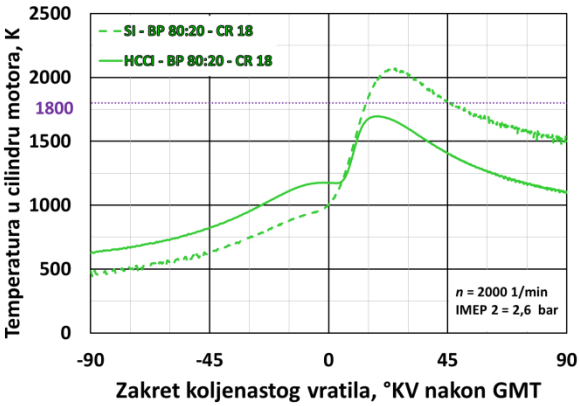


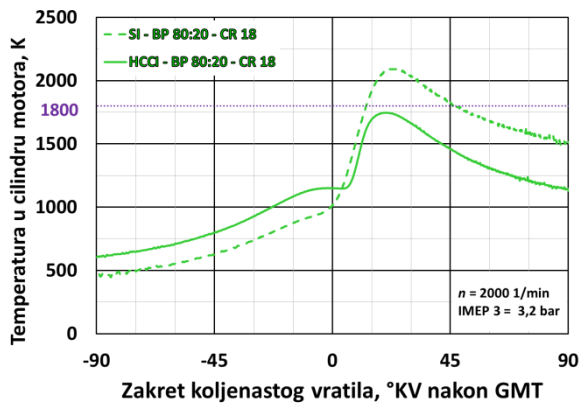




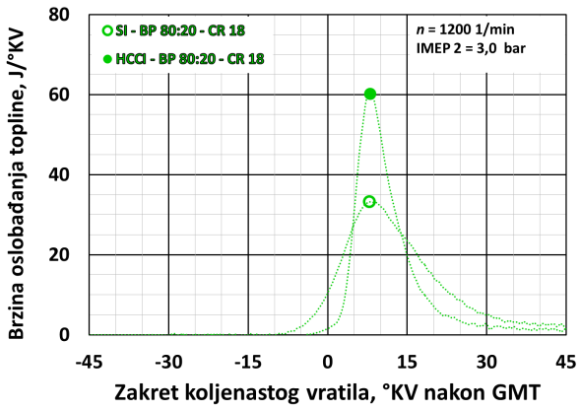


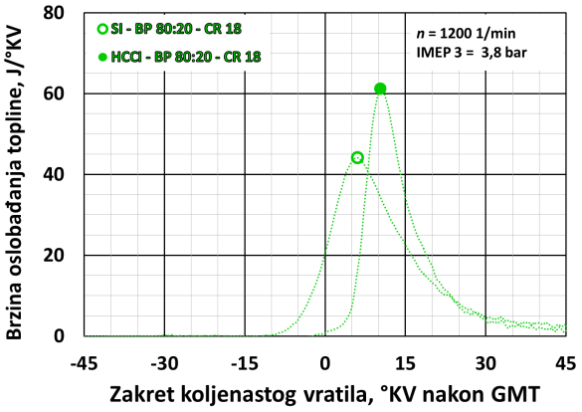


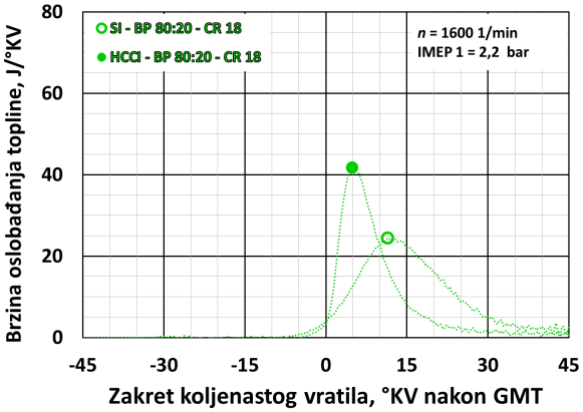


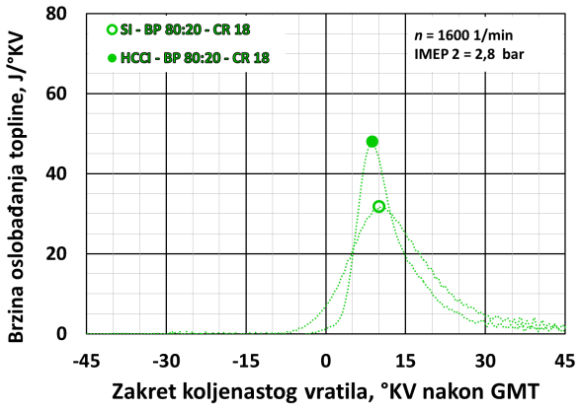


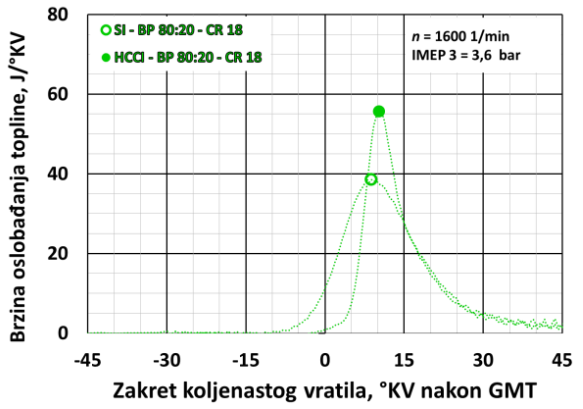
V.III.Usporedba profila brzine oslobađanja topline

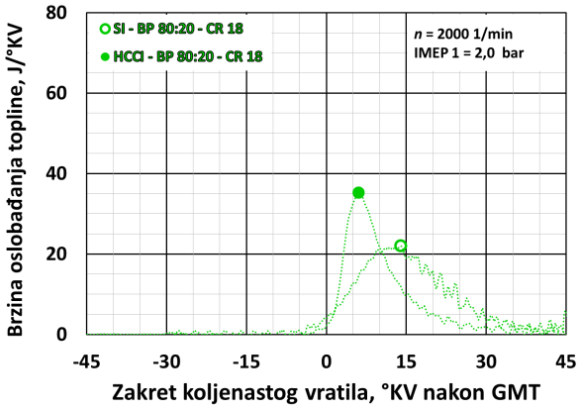


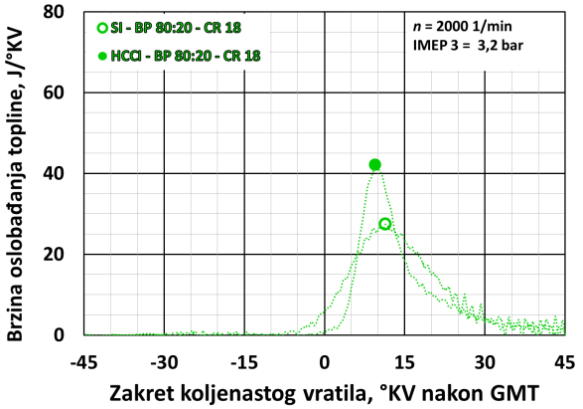


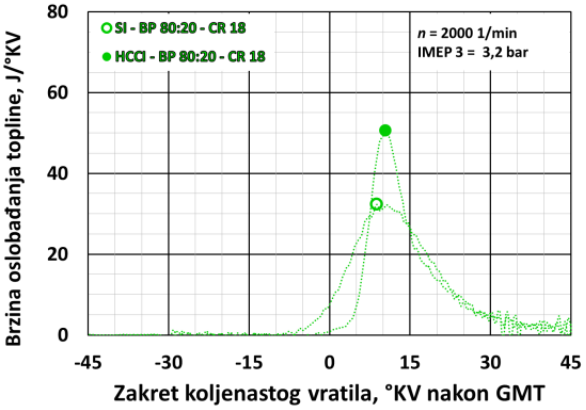




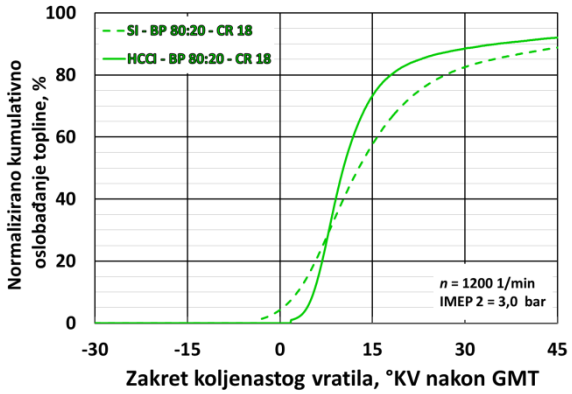


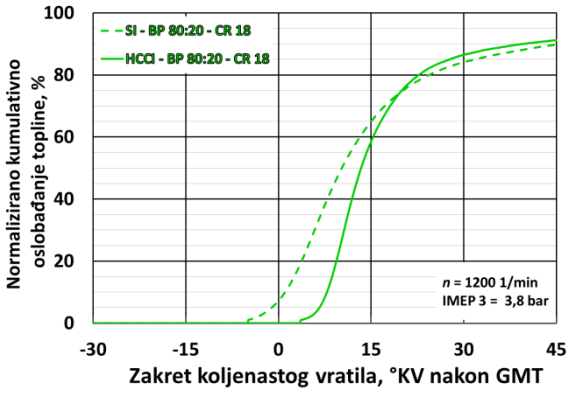


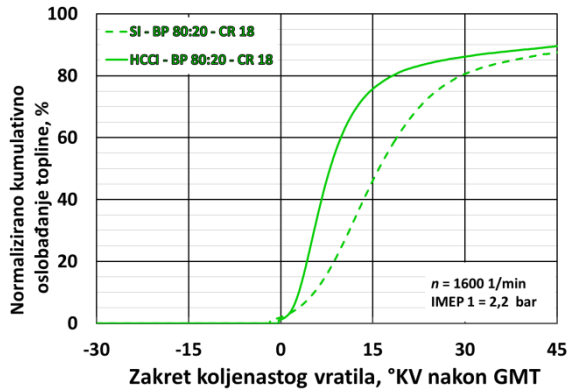


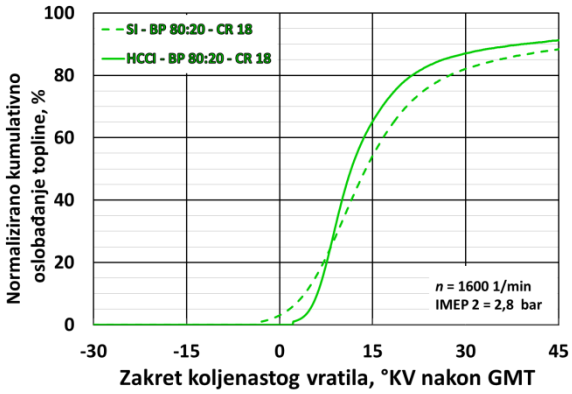


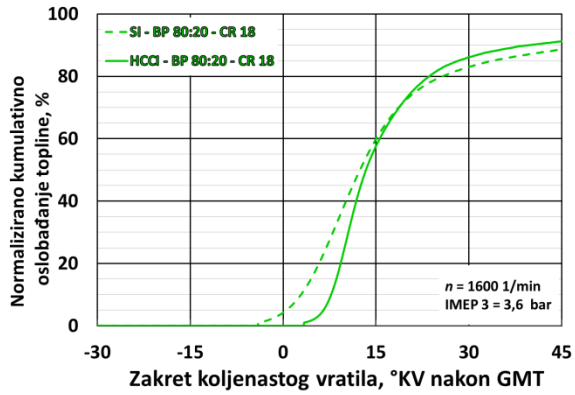
V.IV. Usporedba profila normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline

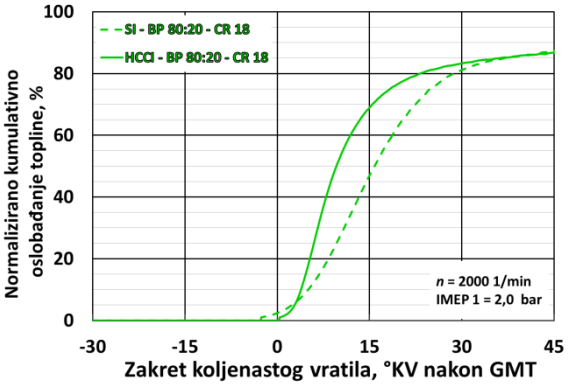


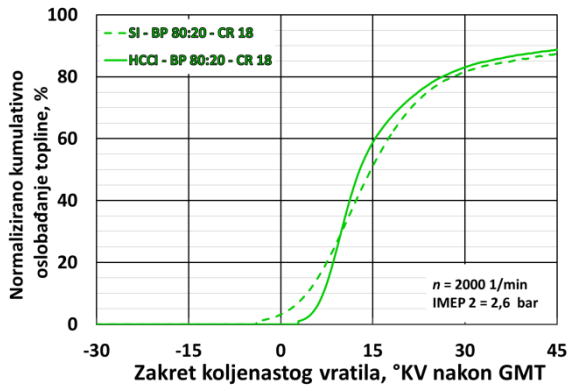


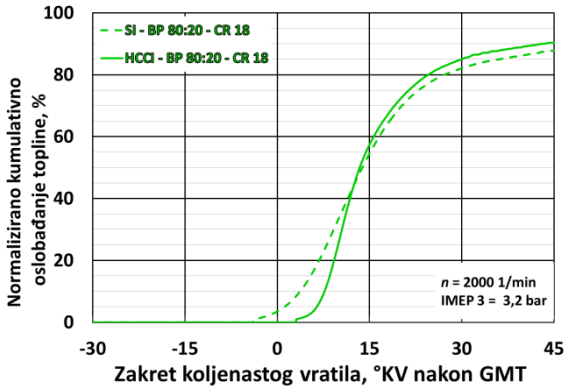






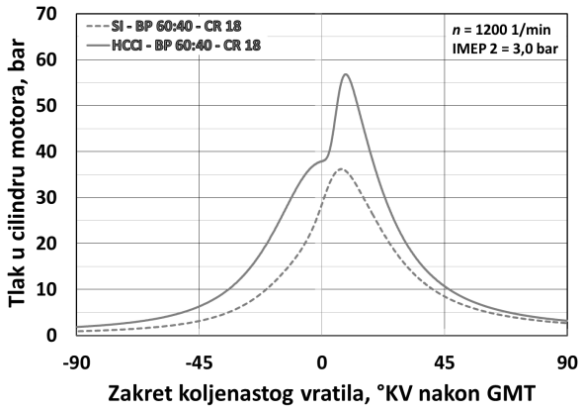


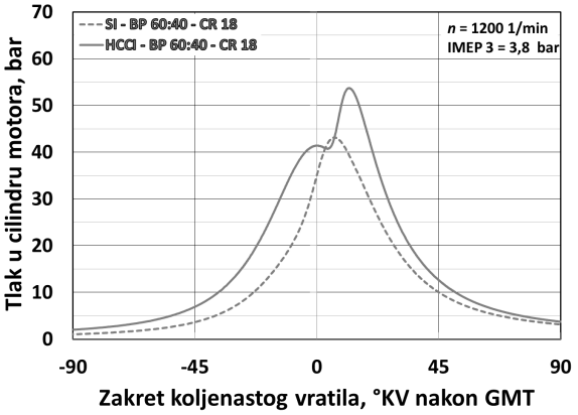


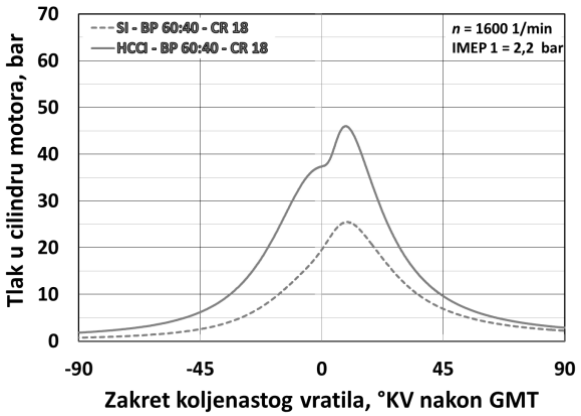


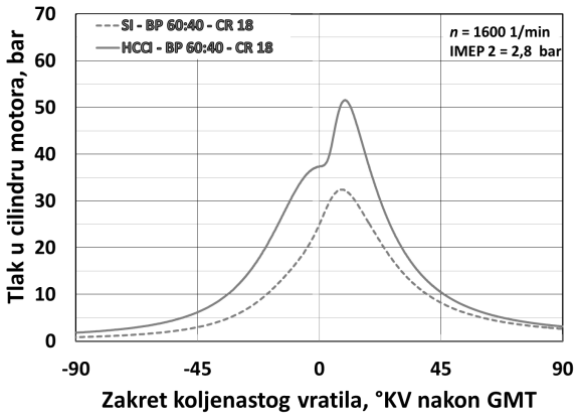
VI. SI-BP 60:40-CR18, HCCI-BP 60:40-CR18

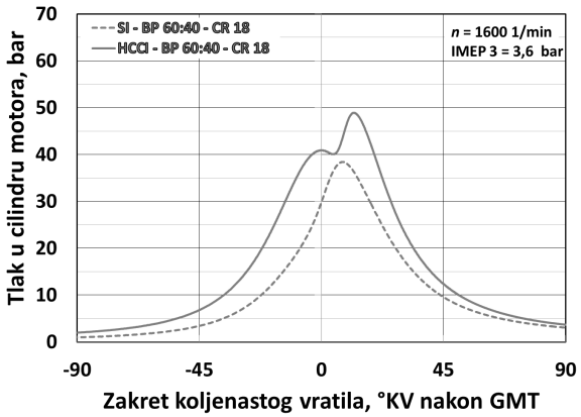
VI.I. Usporedba profila srednjeg tlaka u cilindru motora

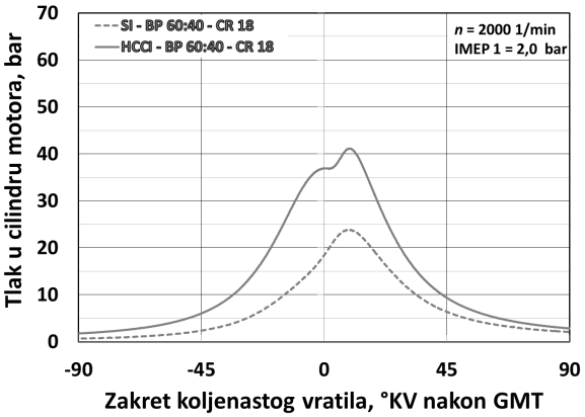


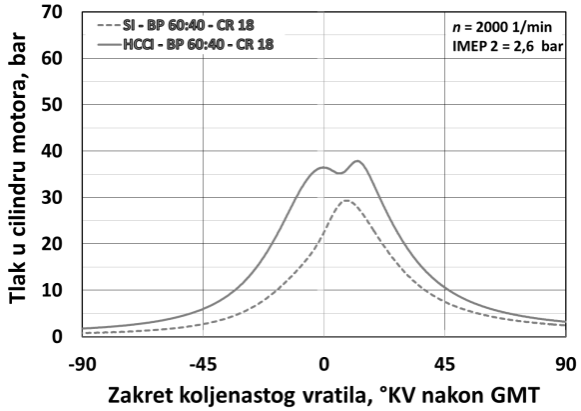


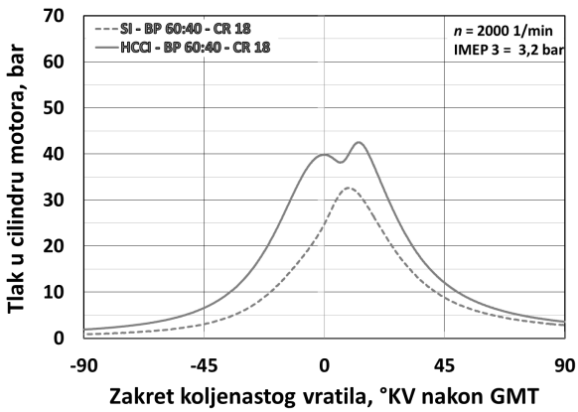




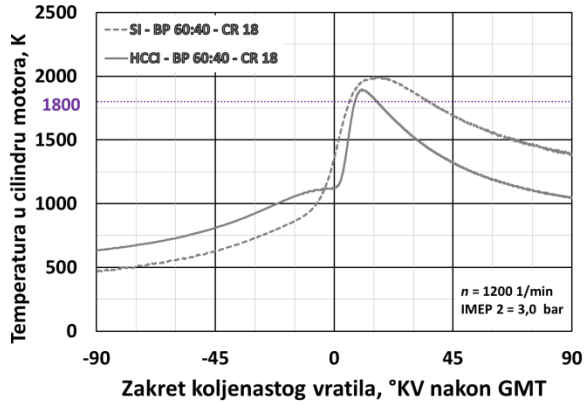


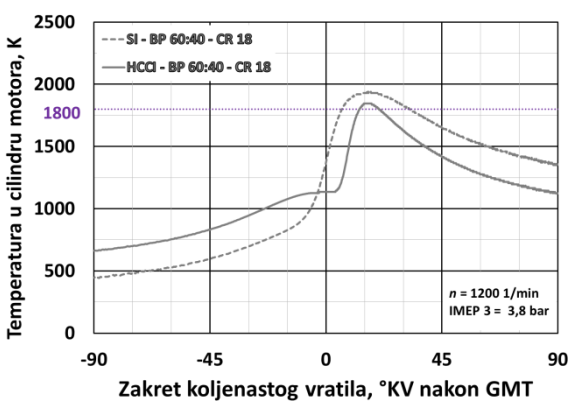


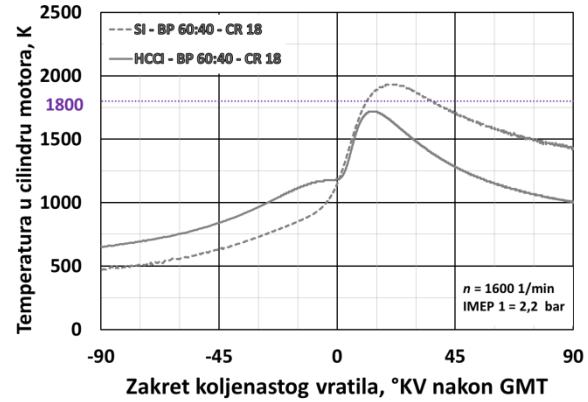


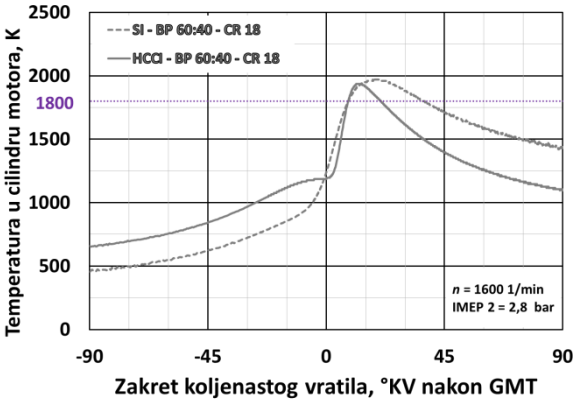


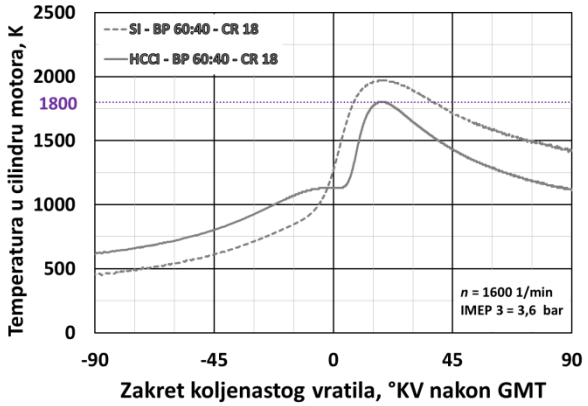
VI.II.Usporedba profila srednje temperature u cilindru motora

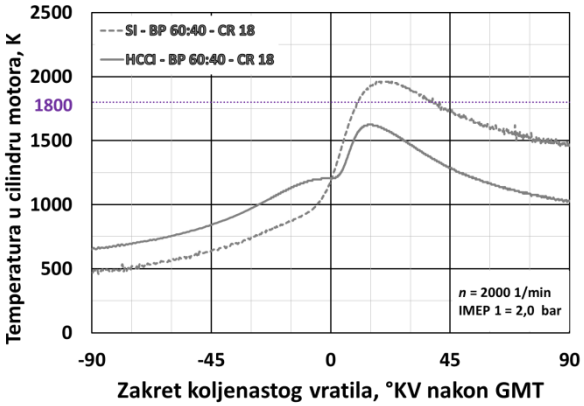


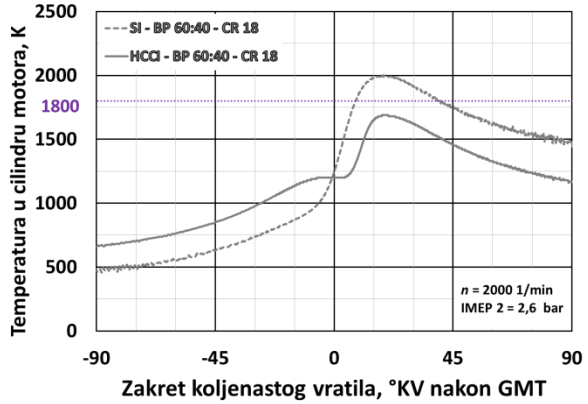


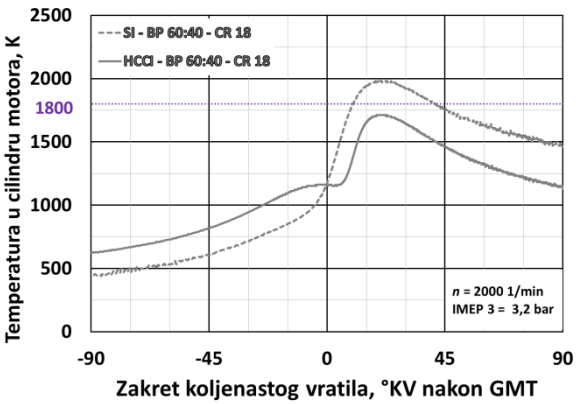




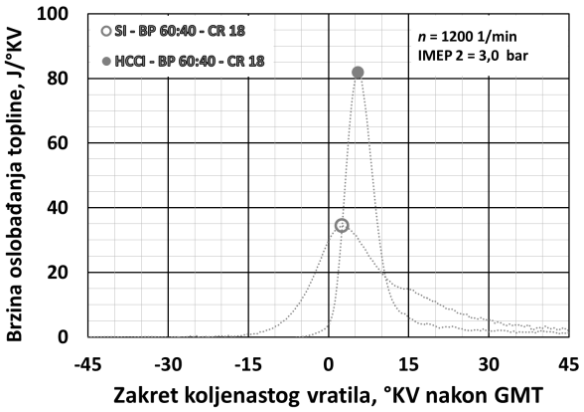


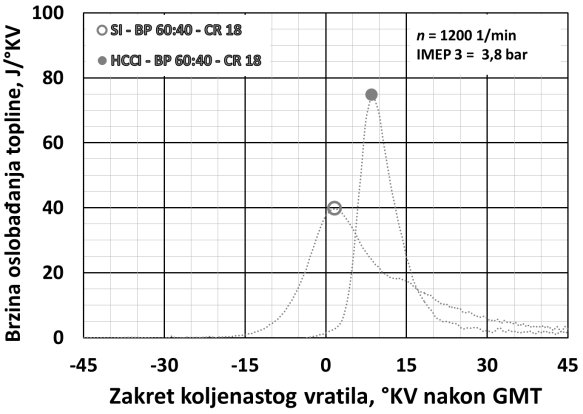


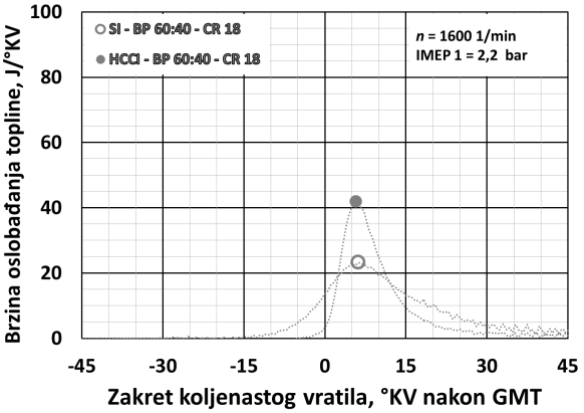


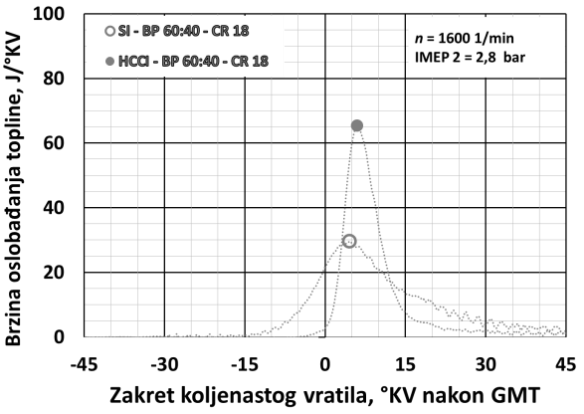


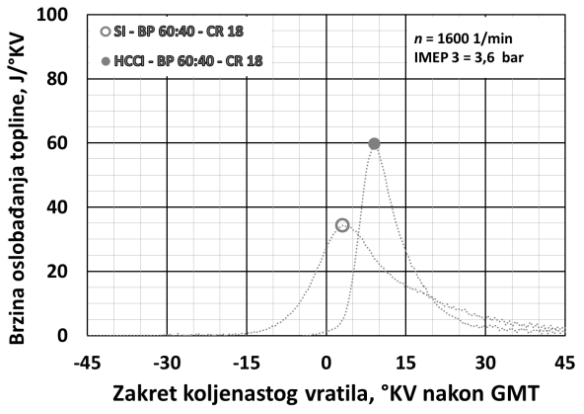
VI.III. Usporedba profila brzine oslobađanja topline

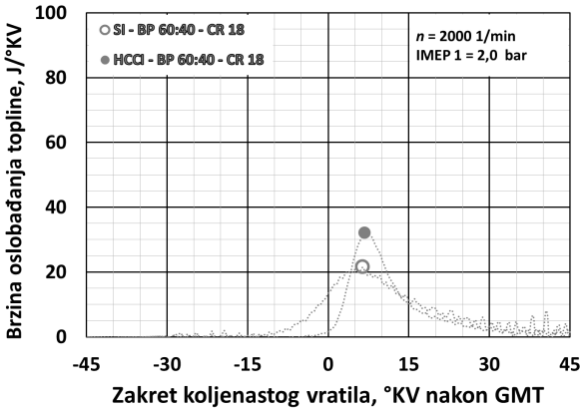


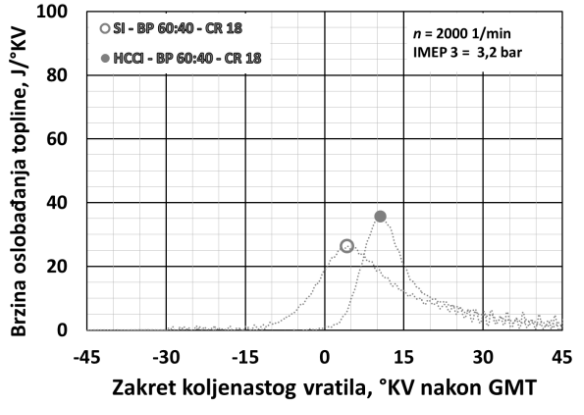


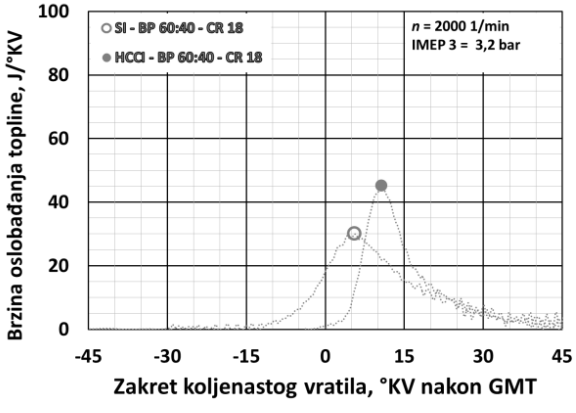
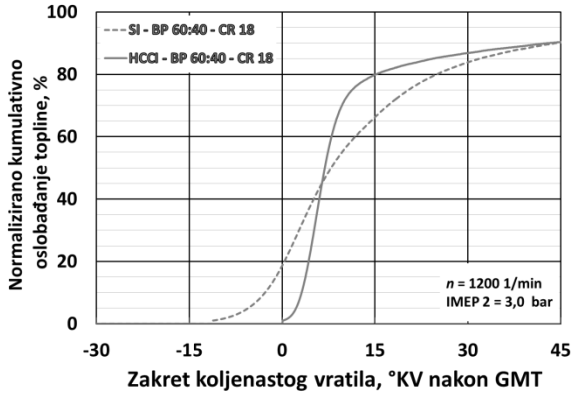
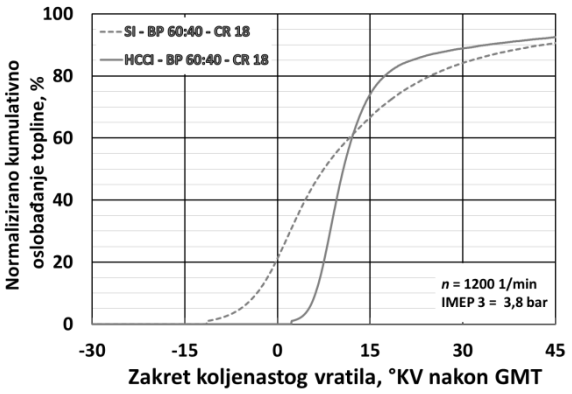
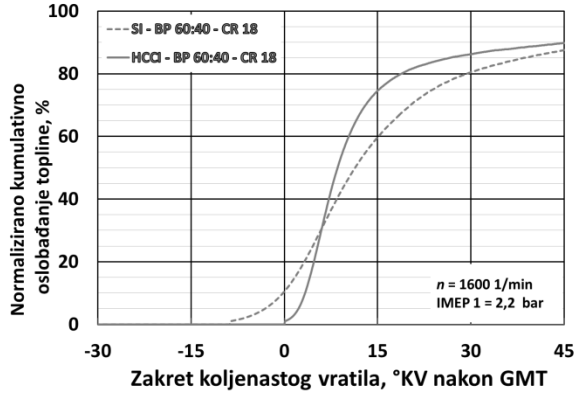
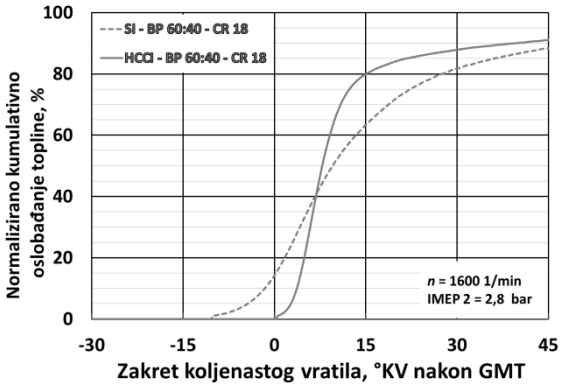
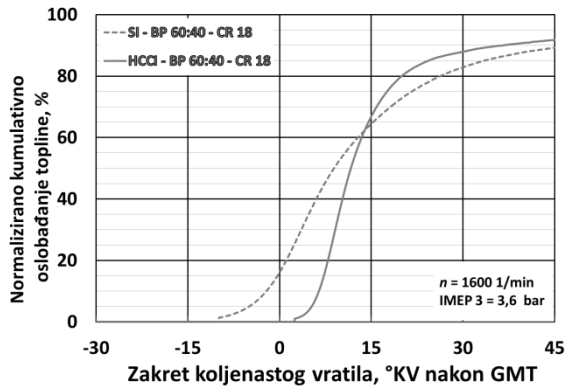
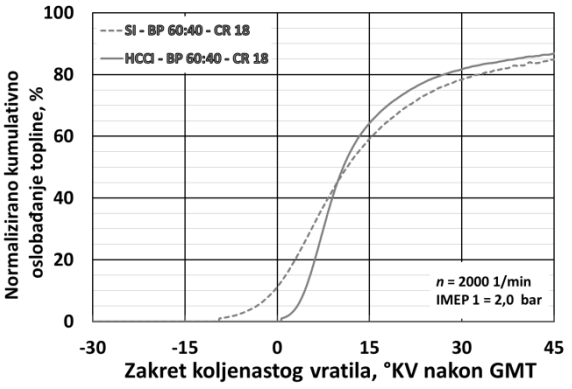
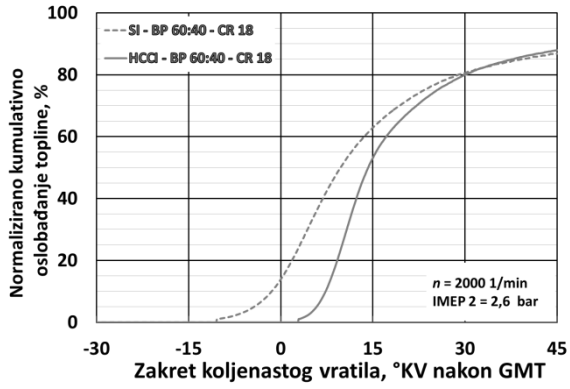
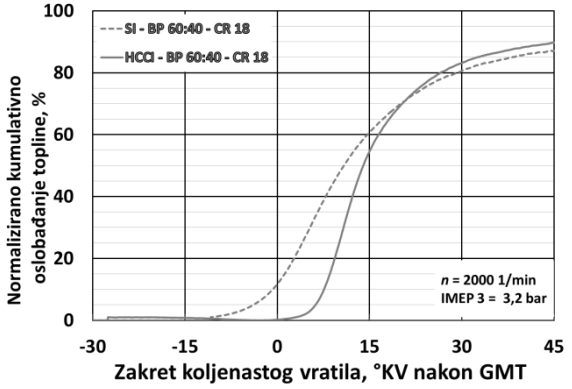












VI.IV. Usporedba profila normaliziranog kumulativnog oslobađanja topline