

# Utjecaj povrata ispušnih plinova na pojavu detonantnoga izgaranja u suvremenim Ottovim motorima

---

**Božić, Mladen**

**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:235:061845>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-10-07**

*Repository / Repozitorij:*

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





Sveučilište u Zagrebu

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Mladen Božić

**Utjecaj povrata ispušnih plinova  
na pojavu detonantnoga izgaranja  
u suvremenim Ottovim motorima**

DOKTORSKI RAD

Zagreb, 2018.



University of Zagreb

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING AND NAVAL  
ARCHITECTURE

Mladen Božić

**Influence of the Exhaust Gas Recirculation on  
the Occurrence of Knock  
in Modern SI Engines**

DOCTORAL THESIS

Zagreb, 2018



Sveučilište u Zagrebu

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Mladen Božić, mag. ing. mech.

**Utjecaj povrata ispušnih plinova  
na pojavu detonantnoga izgaranja  
u suvremenim Ottovim motorima**

DOKTORSKI RAD

Mentor:  
Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Zagreb, 2018.





University of Zagreb

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING AND NAVAL  
ARCHITECTURE

Mladen Božić, mag. ing. mech.

**Influence of the Exhaust Gas Recirculation on  
the Occurrence of Knock  
in Modern SI Engines**

DOCTORAL THESIS

Supervisor:  
Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Zagreb, 2018.

## PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK:

Ključne riječi: eksperiment, Ottov motor, povrat ispušnih plinova, detonacija,

Znanstveno područje: TEHNIČKE ZNANOSTI

Znanstveno polje: Strojarsvo

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

Mentor rada: Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Broj stranica: 135

Broj slika: 104

Broj tablica: 6

Broj korištenih bibliografskih jedinica: 83

Datum obrane: 6. 7. 2018.

Povjerenstvo:

Prof. dr. sc. Darko Kozarac (FSB, Zagreb) – predsjednik povjerenstva,

Doc. dr. sc. Momir Sjerić (FSB, Zagreb) – član povjerenstva,

Prof. dr. sc. Anita Domitrović (FPZ, Zagreb) – član povjerenstva.

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

## ZAHVALA

Prvenstveno i najveće hvala tati Dragi Božiću.

Hvala mojoj voljenoj ženi Katarini i sinu Karlu na podršci, lekturi i korisnim savjetima.

Hvala mami Nadeždi i sestri Dragani na pruženoj ljubavi i moralnoj podršci.

Hvala prijatelju i kolegi Anti Vučetiću na безусловnoj pomoći pri izradi doktorata od prve zamisli do cjelokupne provedbe.

Hvala kolegi Mariju Sremecu na pomoći prilikom prikupljanja eksperimentalnih podataka.

Hvala prof. dr. sc. Darku Kozarcu na pomoći prilikom izrade eksperimentalnog postava, plana pokusa kao i provedbe mjerenja te stručnim savjetima i pojašnjenjima brojnih nepoznanica bitnih za razumijevanje područja i tematike ovog doktorskog rada.

Hvala kolegama sa Zavoda za motore i transportna sredstva na korisnim savjetima.

Hvala mentoru prof. dr. sc. Zoranu Luliću na savjetima prilikom izrade doktorskog rada.

Hvala povjerenstvu na komentarima koji su doveli do znatnog poboljšanja doktorskog rada.

Ovim putem bih također zahvalio svima koji su mi na bilo koji način pomogli pri izradi ovog doktorskog rada.

Ovaj doktorski rad je napravljen tijekom projekta "*Eksperimentalno istraživanje, optimizacija i karakterizacija rada klipnih motora s DUal-Fuel COompustion - DUFCOROC*" IP-2014-09-1089 financiranim od Hrvatske znanstvene zaklade, te im se ovim putem zahvaljujem.

## Sažetak

U okviru doktorskog rada izrađen je i opisan eksperimentalni postav za istraživanje izgaranja u cilindru motora. Na izrađenom eksperimentalnom postavu istraživani su utjecaji povrata ispušnih plinova na pojavu detonantnoga izgaranja u motoru s unutarnjim izgaranjem. S obzirom na iznimno velik broj parametara koji utječu na rad motora definirani su glavni utjecajni parametri te je izrađen plan pokusa. Sukladno planu provedena su opsežna mjerenja od sveukupno 499 izmjerenih radnih točaka motora na osnovu kojih je napravljeno istraživanje te su doneseni zaključci. Eksperimentalnim pristupom ispitivanju motora s unutarnjim izgaranjem istraživani su utjecaji povrata dijela ispušnih plinova na sklonost nepravilnom (detonantnom) izgaranju kod Ottovog motora. Suzbijanjem nepravilnog izgaranja omogućeno je poboljšanje karakteristika motora poput većeg srednjeg indiciranog tlaka iz jednake količine utrošenog goriva što proporcionalno znači i veću korisnost motora. Provedena eksperimentalna ispitivanja obuhvaćaju novi pristup, gdje se temperatura ispuha mijenja s grijačem zraka i hlađenim povratom ispušnih plinova (s više različitih volumnih udjela) sa svrhom postizanja željene temperature neizgorjele smjese u cilindru za vrijeme izgaranja. Ponajprije su mjerene radne točke motora na kojima su s dodatkom udjela povrata ispušnih plinova i optimiranjem kuta paljenja uočena znatna poboljšanja u ostvarenom srednjem indiciranom tlaku. Nakon toga ispitani su pojedini utjecaji povrata ispušnih plinova na proces izgaranja tako da su izolirani i evaluirani. Konačno, prikupljene su i analizirane točke na nižoj brzini vrtnje, nižem kompresijskom omjeru te sa i bez tlaka nabijanja u svrhu ostvarivanja šireg pogleda na utjecaj povrata ispušnih plinova na izgaranje u cilindru motora. Rezultati upućuju na to da je od tri poznata utjecaja povrata ispušnih plinova na izgaranje u cilindru (brzina širenja fronte plamena, kemijski utjecaj, toplinski utjecaj) dominantan toplinski utjecaj na temperaturu neizgorjele smjese koja utječe na sklonost pojavi detonantnoga izgaranja. Istražena je mogućnost poboljšanja procesa izgaranja u motorima s unutarnjim izgaranjem optimizacijom količine povrata ispušnih plinova s ciljem suzbijanja pojave detonantnoga izgaranja.

**Ključne riječi:** eksperiment, motor s unutarnjim izgaranjem, povrat ispušnih plinova, detonacija, temperatura neizgorjele smjese

# Prošireni sažetak na engleskom jeziku

## Introduction

The harmful impact of the motor vehicles on the environment and the growing concern regarding the pollution of the environment resulted with the change in development requirements of Internal Combustion (IC) engines that are now focused on the prevention of future global pollution. Greenhouse gases are proven to be one of the main reasons for global warming [1]. Therefore, there is a number of regulations that aim to reduce carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) emissions from motor vehicles [2]. Reduction of CO<sub>2</sub> emissions can be achieved by using the energy sources without carbon (electrical energy generated from renewable sources [3,4], hydrogen [5,6]), by using fuels with lower carbon ratios (e.g. methane) or by reducing fuel consumption [7]. On a large scale the first and the second solution could be a long-term solution, while for the short to medium term solution the best way to reduce CO<sub>2</sub> is by reducing fuel consumption. Compression ignition (CI) engines have shown significant reduction of fuel consumption over the last decade, while spark ignition (SI) engines still have not reached efficiencies and CO<sub>2</sub> emission of CI engines. On the other hand, harmful emissions (nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>), particles) of CI present a significant concern which triggered a number of notifications regarding restrictions of use of certain CI engines in some city centres (e.g. Stuttgart, München) [8–10]. Therefore, further reduction of fuel consumption of SI engines while simultaneously keeping the low emissions of harmful exhaust gasses (total hydrocarbons (THC), carbon monoxide (CO), NO<sub>x</sub>) is required.

For achieving higher efficiency in contemporary SI engines, several technologies are usually applied: turbocharging [11], optimization of combustion chamber design and in-cylinder flow, variable valve timing [12], direct injection [13], etc. Turbocharging, as one of the main technologies for achieving higher engine efficiency, reduces the ratio of friction and pumping losses by the increase of engine load. At the same time, the increase of engine load increases the tendency of the engine to knock [14]. Engine knock, which is one of the abnormal types of combustion, can cause permanent engine damage [15]. Over the years it has been accepted that knock is a consequence of auto-ignition of the gas in front of the turbulent premixed flame, called “end-gas” [16]. The end-gas is compressed not only by the piston movement but also by the expansion of the burned gases. Therefore many factors can increase the probability

of knock occurrence, such as increased inlet temperature and pressure as well as elevated compression ratio. Therefore, one of the main obstacles in further development of the SI engines and a further increase of the engine load is the occurrence of knock [17]. For that reason a development of different knock suppression strategies is being performed [15], e.g. retarding of the spark timing, enriching of the mixture, using of fuels with higher octane numbers, using of cooled exhaust gas recirculation (EGR), cooling of the intake air and enhancing the turbulence as a measure to increase the speed of normal combustion.

Literature review shows that exhaust gas recirculation (EGR), which was first implemented for reduction of  $\text{NO}_x$  emissions, might be a useful method for suppression of knock [18]. In [19] with the increase of EGR ratio to 20%, the brake specific fuel consumption (BSFC), emission of  $\text{NO}_x$  and of particle number were reduced by 7%, 87% and 36%, respectively. One of the recently developed engines described in [20] achieved an increase of efficiency with respect to its previous version by employing cooled EGR. Furthermore, [21] showed that the pumping loss gradually decreases with the increase of exhaust gas recirculation rate, while at the same time the efficiency of the high-pressure cycle increases due to the decrease of the heat transfer and exhaust gas energy loss. In [22] simple knock model coupled with a comprehensive cycle simulation of the engine showed that in addition to the suppression of knock, the use of EGR resulted with a slight increase of the brake thermal efficiency. The thermodynamic reasons for the above mentioned increase included slightly lower heat transfer and increase of the ratio of specific heat.

The levels of EGR in SI engines are limited since it was shown that the increase of EGR influences combustion stability presented by the coefficient of variation of IMEP ( $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$ ). In [24] it was shown that  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$  increases with higher EGR ratio and decreases with higher compression ratio and higher intake air pressure. On the other hand, in [13] it was shown that retarding of the spark timing results in an increase of  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$ , while [12] showed that EGR enables advanced spark timing, so the effect of increased  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$  with the increase of EGR is partially compensated by the advanced spark timings. However, there is a limit on the level of EGR. In [25] with 10% of the EGR and advanced spark timing the low level of  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$  was obtained, but further increase of the EGR resulted in an unallowable increase of  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$ . In [23] this limit was slightly higher. Although, at 15% EGR level the  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$  was slightly increased ( $\text{CoV}_{\text{IMEP}} = 2.5\%$ ) it was still far below the usual limits. The further increase of the EGR above 15% resulted in an unallowable increase of the  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$ .

In order to effectively use the EGR as a method for suppression of knock, engine designers have to understand the sources of EGR influence on knock. The EGR suppresses knock by three main factors: influence of EGR on flame speed, chemical influence on auto-ignition tendency (ignition delay) and thermal influence on the end-gas temperature [26].

The **influence on the flame speed** is shown as a decrease of flame speed with the increase of the EGR amount. Decrease of flame speed results with the decrease of mass burning rate and therefore pressure and temperature profiles of the end-gas change. On the one hand, slower combustion results in lower in-cylinder pressures and temperatures, therefore, reducing the tendency towards knock, while on the other hand the available time for auto-ignition increases.

**Chemical influence** on auto-ignition is defined as the influence of species that come from the EGR on the chemical kinetic behaviour of the mixture and therefore on the tendency towards auto-ignition. On one hand, it was shown that the  $\text{CO}_2$  and water vapour ( $\text{H}_2\text{O}$ ) that come from the EGR could reduce chemical ignition delay for the same pressure, temperature and excess air ratio conditions [27]. It was also shown that the  $\text{NO}_x$  (formed during combustion), which is recirculated back into the engine cylinder, could increase engine tendency to knock [28]. In [29] it was shown that the influence of  $\text{NO}_x$  is different for different in-cylinder pressure vs end-gas temperature ( $p-T_{\text{end-gas}}$ ) history due to the nitrogen oxide (NO) reactivity (oxidation) at different temperatures. Reactivity of  $\text{NO}_x$  depends on whether the  $p-T_{\text{end-gas}}$  history is in high, in NTC (Negative Temperature Coefficient) or in low-temperature regime. If  $p-T_{\text{end-gas}}$  history is in low or NTC temperature regime, the addition of  $\text{NO}_x$  causes knock suppression, while if it is in the high-temperature regime the  $\text{NO}_x$  can promote knock.

Finally, **thermal influence** is defined as the influence of the EGR on the end-gas temperature level. The influence of EGR is two-folded. First, the EGR has different temperature compared to the fresh intake air, therefore the mixture of the EGR and intake air has a different temperature than fresh intake air, while the size of this difference depends on whether the EGR was cooled or uncooled. The second influence is through the thermal properties of the EGR mixture, where EGR has higher specific heat, and therefore the increase of the temperature of the end-gas caused by the compression is lower. In both thermal cases, the increase of the end-gas temperature will result in more pronounced tendency towards knock and vice versa. As it can be noticed, the use of EGR introduces various effects that are in some cases similar and in other cases are opposite.

Even though the use of EGR in SI engines has been researched over the years [30] and there

are publications regarding its use, literature review showed that there is no in-depth experimental analysis of the sources of EGR influence on SI combustion with the emphasis on end-gas temperature. This study aims to bridge that gap by evaluation of the influence of the end-gas temperature, which changes with the addition of EGR, on the tendency of the engine towards knock.

In the study experimentally acquired results are shown and discussed in three parts. First part of the study shows the benefits and limits of the EGR dilution on the combustion, second part emphasize peak end-gas temperature and knock indicators, and third part shows the analysis at different engine speed and engine load provided by boosted intake pressure showing the influence on the engine efficiency.

## **Experimental setup**

The experimental work is performed on the experimental setup at Laboratory for IC Engines and Motor Vehicles of the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture in Zagreb. The experimental setup consists of alternating current (AC) Dynamometer, SI engine upgraded with EGR, intake air heater, indicating equipment, emission sampling, air flow and fuel flow measurement. Additionally, temperature and pressure of the intake, exhaust, engine head and oil are measured. Acquisition of data from SI engine in various operating conditions was performed by the use of in-house built acquisition system which is prepared so that it stores the data of the boundary conditions (pressure, temperature, throttle position, etc.) and emissions.

The IC engine used in this experimental setup is heavily modified *HATZ 1D81Z*, originally a single cylinder diesel engine. It has two valves per cylinder and combustion chamber of a toroidal type. In order to run as SI engine, the modifications were made to the piston, ignition and fuel injection systems. Also, for the purposes of engine control, the measurement of the crank angle position was added. Modification of the piston included machining of the piston top that resulted in lower engine compression ratio (CR) required for the engine to operate with gasoline in SI combustion mode. CR was lowered from originally 20.5 to 12. Further on, for the measurement of piston position two hall sensors, one on the crankshaft and one on camshaft were implemented. Based on the piston position that was measured, the engine controls regarding fuel injection and ignition timing was operated. For the purpose of control, the signals of fuel injection and ignition were monitored by the engine indicating equipment. The operation of the injection and ignition system was enabled by the in-house solution



prepared in *LabVIEW* software package. *BOSCH ZS-K-1X1PME* ignition coil with spark plug *NGK IRIDIUM CR7EIX* was placed centrally on top of the cylinder where diesel injector was removed. Gasoline port fuel injector (*BOSCH EV-6-E*) was placed on custom made intake manifold with a constant fuel pressure of 3 bar and with fuel mass consumption measured by *OHAUS Explorer* mass scale. Additionally, intake manifold contains ports for temperature and CO<sub>2</sub> emission sample measurement.

Besides the equipment for upgrading the engine, additional testbed equipment was used on experimental setup to set up and measure boundary conditions. The intake air mass flow was measured by the *TSI 2017L* laminar mass flow meter. In order to be able to control the intake and in-cylinder temperature after the measurement of air flow, the intake line was heated by 18 kW *OSRAM SYLVANIA SureHeat* Air Heater.

Further on, for the exhaust gas emissions, two different analyses were used. Acquisition of the emission of CO and CO<sub>2</sub> is done by *Bosch ETT 8.55 EU* gas analyser, while Total Hydrocarbons (THC) are measured by *Environnement GRAPHITE 52M* heated FID analyzer.

EGR flow was controlled by the EGR valve (*Valeo 170A9*) with a water-cooled heat exchanger. The amount of EGR is controlled by the opening of the electric valve allowing exhaust gas to recirculate from exhaust to the intake manifold. The amount of recirculated EGR is taken as the same proportion as the ratio of the measured CO<sub>2</sub> at the intake in relation to the measured CO<sub>2</sub> in the exhaust. This is done by using two CO<sub>2</sub> analysers. The first one is already mentioned Bosch analyser, placed on the exhaust manifold and second, for the measurement of the intake CO<sub>2</sub> *Environnement MIR 2M* infrared (IR) analyser was used. The amount of the recirculated exhaust gas is calculated by the equation described in [30].

Fast crank-angle based signals typical for combustion engines are acquired and processed by engine indicating equipment. It consists out of the hardware *AVL IndiSmart 612* [31] and software package *Indicom* [32]. Main data that were acquired with this equipment were combustion data from the engine, e.g. in-cylinder pressure, intake pressure and crank position. Further on software calculated and enabled real-time monitoring of the indicated mean effective pressure (IMEP), the coefficient of variation of IMEP (CoV<sub>IMEP</sub>) and crank angle for 50% mass fraction burned (CA50). Also during measurements monitoring of the knock occurrence expressed via in-cylinder pressure oscillations, spark timing (ST), dwell time, injection timing, fuel spray amount and intake pressure at the intake valve closure (IVC) were possible.

For measurement of the intake pressure, the low-pressure *AVL LP11DA* sensor was used, while for the high in-cylinder pressure *AVL GH14DK* sensor was used. For the measurement of the high-pressure part of the engine, cycle data was stored with the resolution of  $0.1^{\circ}\text{CA}$ , while the remaining part of the engine cycle was recorded with the resolution of  $0.5^{\circ}\text{CA}$ , all for 300 consecutive cycles per operating point.

## Measurement procedure

Experimental work is performed at 1000 and 1600 rpm, with and without EGR dilution, at compression ratios 10 and 12. In order to have comparable results, some adjustments regarding boundary conditions were made. First, the spark sweeps from no knock to high knock conditions without EGR were performed. The intake pressure was slightly throttled so that there is certain reserve for an increase of intake pressure for compensation of total fuel energy when EGR is introduced. The air to fuel mixture was set to stoichiometric which resulted in the fuel flow that on average gave constant energy of the fuel per cycle.

The **first part** of the study shows external and cooled EGR set to the levels of 0%, 11%, 15% and 20% with the goal of obtaining higher engine efficiency through lowering the tendency to knock and enabling earlier spark timings. During experiment performance and emissions data were measured and evaluated. Through first part of the study it was shown that by using the EGR the abnormal combustion (knock) can be effectively suppressed and that the engine performance in terms of engine efficiency can be improved. It was also shown that spark timing and intake pressure need to be optimized to achieve higher efficiency when diluting intake mixture with EGR. In that optimization, generally, the intake pressure has to be increased and spark timing advanced. It was also shown that the increase of the amount of EGR enables advanced spark timings, i.e. advanced combustion phasing (with the same knock limit), through lower end-gas temperature. The advanced combustion phasing with the increased levels of EGR resulted with increased IMEP for the same input of fuel energy [23].

The second part of the study is performed by experimental tests that employ a new approach, where intake temperature is varied by the EGR and the intake air heater (AH) to achieve pre-set end-gas temperatures. The methodology is based on the experimental setup with the SI engine that uses cooled EGR system and air heater placed in the intake which can compensate the temperature change obtained by the application of the cooled EGR. By heating of the intake air the thermal influence of the EGR on the end-gas temperature is annulled in some cases, and in other cases, the temperature is further increased to completely show the

influence of temperature on the occurrence of knock. This resulted in a number of operating points with different levels of EGR, different end-gas temperature profiles and knock intensities. Since there is a large number of obtained operating points, a detailed analysis of the results by looking at the pressure profiles and at intake charge mixture compositions were performed only on selected operating points. The selection of operating points was performed with two criteria. First set of operating points had different amounts of EGR, different spark timings and combustion phasing (CA50) positions but had similar peak end-gas temperatures. This set of data aims to look whether there is an influence of combustion phasing if the peak end-gas temperature is the same. The second set, contains data with different levels of EGR, different spark timings and intake temperatures, but have similar CA50 positions.

Finally in the **third part** of the study is expanded to additional cases with higher intake pressure (high load) and lower engine speed of 1000 rpm with compression ratio of 10. Third part of the study investigates EGR influence on the efficiency in order to show whether the improvements of engine performance are result of the improvements in the high pressure cycle or reduced gas exchange losses. Data was acquired with spark sweeps for both naturally aspirated and boosted operating points.

## **Results**

**First part** of the study results through two comparisons: one with fixed spark timings and one with optimized spark timings. For the fixed spark timing the comparison is made with different amounts of applied EGR dilution in order to observe the influence of EGR on the combustion with the same spark timing (ignition) conditions. The application of EGR results in reduced IMEP because the combustion temperature is reduced which results in longer combustion duration, lower peak pressures and lower peak of rate of heat release. Further on, in the second comparison, in order to achieve optimal results from the combustion with EGR dilution spark timing was optimized. Optimized spark timing measurement points are selected from the acquired values of IMEP and average MAPO. The optimized conditions for the selected measurement points were highest achieved IMEP without the occurrence of knock. The results showed that the contribution of the diluent effect on IMEP rise was 4.4%, 5.8% and -11.2% for the dilutions of 11%, 15% and 20% respectively. Increase of cylinder pressure with the input of EGR is influenced by the higher intake pressure and by advancement in spark timing. Heat release shows longer combustion duration and lower peak rate of heat release with the application of EGR dilution.

In the **second part** of the study the peak end-gas temperature and knock indicators were observed, the analysis aimed to show whether there is a clearly defined chemical or thermal influence of EGR on knock occurrence. For that purpose, the results of the peak end – gas temperature with respect to knock indicators are observed. For the measure of knock, three different indicators were used. First one is the average Maximum Amplitude Pressure Oscillation (avg. MAPO) value defined according to the procedure described in [33]. MAPO value of each cycle can be considered as the amplitude of high-frequency pressure oscillations caused by knock. MAPO value is obtained for each cycle (300 cycles) and then averaged for each operating point. Besides avg. MAPO value the number of cycles exceeding the MAPO value of 1 bar and of 1.5 bar are taken as additional measures of knock.

In the knocking region there is a slight general trend of increase of knock intensity with the increase of end-gas temperature, but also that the spread of temperatures for similar knock intensity is significant. This spread is caused by some other influences, e.g. end-gas pressure and temperature profiles, measurement uncertainty, etc. Strong influence of end-gas temperature on transfer from no knock to knock is clearly shown. From acquired data, the selected points are taken in the further in-depth analysis. In order to enable analysis of the results, the selected operating points were classified into 3 main groups (none knock, medium knock and severe knock) where third (severe) group was additionally divided into 3 subgroups in accordance with their knock intensity. It is observed that in general the increase of peak end-gas temperature increases as the conditions move from no knock to severe knock conditions. In order to strengthen the conclusion the detailed analysis of pressure and temperature profiles is made. Results imply that EGR significantly influences ROHR profile, which is caused by the influence of EGR on the flame speed. The increase of EGR results in slower combustion. Because of the slower combustion and of the thermal influence of EGR, the spark timing had to be retarded to obtain similar peak end-gas temperatures. This resulted in different values of CA50. By heating of the intake charge, the in-cylinder temperatures before combustion increased which enabled faster combustion, and required delayed spark timing to obtain similar peak end-gas temperatures. One can notice that heated EGR cases had equal or even faster combustion observed by ROHR profile. Cases with significantly different temperature profiles, pressure histories and different EGR values, but with similar peak end-gas temperatures and  $p-T_{\text{end-gas}}$  profiles have similar knock intensities.

Results for the **third part** of the study show the operating points with and without boost of the engine intake pressure. Results show indicated efficiency of the engine with higher efficiency

achieved with increase of the amount of the EGR dilution. Presented results imply that positive effects of EGR dilution for the naturally aspirated operating points are up to the 10% of the dilution and for the boosted operating points that limit was 24%. Limiting value for further dilution was 10% of  $CoV_{IMEP}$ , which rises with more frequent misfires occurrence. When emission of pollutants are observed it is shown that emission of HC and  $NO_x$  show significant decrease for both boosted and naturally aspirated operating points with application of EGR dilution.

## Conclusions

Conducted study generated from the experimental IC engine research resulted in following conclusions:

- The increase of the EGR dilution significantly impacts the increase in  $CoV_{IMEP}$  indicating that there is a limit on the possible EGR dilution.
- By using the EGR system, detonation combustion can be successfully suppressed and thus engine performance improved.
- To achieve a higher indicated efficiency with EGR dilution applied adjustment of the spark timing and intake pressure is required. As a rule, with the increase in the EGR dilution, to maintain high efficiency, it is necessary to increase the intake pressure and to shift to earlier spark timing.
- By increase of the EGR amount, a higher indicated efficiency is achieved with or without intake boosting, i.e. higher indicated work is achieved with lower fuel consumption with the same level of knock combustion and less emission of pollutants in the engine with EGR relative to the engine with no EGR dilution.
- When adding the EGR dilution, the increase in the indicated efficiency is result of the better energy conversion during high-pressure cycle while the negative gas exchange work is approximately constant.
- By applying the EGR dilution, nitrogen oxide emissions are significantly reduced as repercussion of the lower in-cylinder temperature.

Detailed analysis of the selected operating points revealed the following:

- The increase of EGR leads to the slower flame propagation at the similar intake charge temperatures and therefore to lower end-gas temperature. This effect can be

compensated by the advance of spark timing or by the increase of intake charge temperature. A possible consequence of the second compensation is that although previously it was observed that fractions of cooled EGR larger than 15% were not possible because of the low flame speed and increased  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$ , the larger fractions of EGR might be possible if the EGR is not cooled.

- The results with similar peak end-gas temperature and different CA50 revealed that even though the  $p$ - $\alpha$  profiles,  $T_{\text{end-gas}}$ - $\alpha$  profiles and EGR levels were significantly different, the intensity of knock was very similar and behaved according to the  $p$ - $T_{\text{end-gas}}$  histories, with predominant influence of the peak end-gas temperature.
- The results with similar CA50s and with different peak end-gas temperature showed that case with higher peak end-gas temperature have a stronger knock and vice versa, regardless of the small changes in peak pressures or EGR values.

This all leads to the overall conclusion that the predominant factor in a tendency towards knock, under the used conditions, is the end-gas temperature profile, i.e. peak end-gas temperature.

# Sadržaj

Sažetak .....	iii
Prošireni sažetak na engleskom jeziku.....	iv
Popis slika .....	i
Popis tablica .....	vii
Popis oznaka.....	viii
Popis kratica .....	ix
1. Uvod.....	1
1.1. Motivacija.....	4
1.2. Pregled dosadašnjeg istraživanja.....	5
1.3. Cilj i hipoteze istraživanja .....	9
1.4. Metode i plan istraživanja .....	9
2. Eksperimentalni postav .....	12
2.1. Kabina za ispitivanje motora .....	12
2.2. Eksperimentalni postav .....	15
2.3. Kočnica motora .....	16
2.4. Motor s unutarnjim izgaranjem .....	19
2.4.1. Elementi za određivanje položaja klipnog mehanizma.....	20
2.4.2. Prerada glave motora.....	22
2.4.3. Promjena kompresijskog omjera .....	23
2.5. Sustav za ubrizgavanje i mjerenje potrošnje goriva .....	23
2.6. Sustav paljenja.....	26
2.7. Sustav nabijanja tlaka na usisu motora.....	27
2.8. Sustav za mjerenje protoka usisnog zraka.....	28
2.9. Zaklopka snage.....	29
2.10. Sustav grijanja zraka na usisu .....	30

2.11.	Ventil povrata ispušnih plinova.....	31
2.12.	Regulacijski ventil na ispuhu motora .....	33
2.13.	Mjerenje temperature .....	34
2.14.	Mjerenje tlaka.....	36
2.15.	Indiciranje.....	37
2.16.	Analizatori plinova .....	38
2.16.1.	Sustav za mjerenje emisije NO <sub>x</sub> i koncentracije O <sub>2</sub> .....	38
2.16.2.	Sustav za mjerenje emisija CO, CO <sub>2</sub> i THC.....	39
3.	Obrada prikupljenih podataka .....	41
3.1.	Mjera intenziteta detonantnog izgaranja .....	42
3.2.	Srednji indicirani tlak .....	43
3.3.	Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka.....	44
3.4.	Izračun temperature neizgorjele zone.....	45
4.	Primijenjene metode i procedura mjerenja .....	48
4.1.	Plan pokusa.....	49
4.2.	Mjerenja.....	51
4.2.1.	Mjerenja pri višoj brzini vrtnje s više različitih udjela EGR-a.....	52
4.2.2.	Karakterizacija pojedinih utjecaja EGR-a .....	54
4.2.3.	Područje niske brzine vrtnje, sa i bez prednabijanja .....	58
5.	Diskusija rezultata.....	63
5.1.	Područje više brzine vrtnje s više različitih udjela EGR-a .....	63
5.2.	Karakterizacija pojedinih utjecaja EGR-a .....	72
5.2.1.	Vršna temperatura neizgorjele smjese i razina detonantnoga izgaranja.....	72
5.2.2.	Odabrane radne točke motora.....	77
5.3.	Područje niske brzine vrtnje, sa i bez prednabijanja .....	85
5.3.1.	Radne točke bez prednabijanja.....	85



5.3.2. Radne točke s prednabijanjem.....	88
6. Zaključak.....	93
6.1. Glavni rezultati rada .....	93
6.2. Hipoteza.....	94
6.3. Ostvareni znanstveni doprinos .....	95
6.4. Mogući smjer nastavka rada .....	95
Popis literature.....	96
Kratki životopis .....	103
Kratki životopis na engleskom jeziku .....	104

## Popis slika

Slika 2.1. FAIST Anlagenbau – identifikacijska ploča zvučne izolacije ispitne kabine.....	12
Slika 2.2. Dimenzijska skica jednog segmenta zvučno izolacijskog panela [50] .....	13
Slika 2.3. Sustav ventilacije ispitne kabine, lijevo – kabina, sredina – pogon, desno – ispuh.	13
Slika 2.4. Temeljni blok na elastičnoj podlozi za izolaciju vibracija ispitnog postava.....	14
Slika 2.5. Kontrolna soba s pogledom prema eksperimentalnom postavu.....	14
Slika 2.6. Eksperimentalni postav za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem.....	15
Slika 2.7. Kočnica zasnovana na asinkronom elektromotoru na izmjenične struje .....	16
Slika 2.8. Ručno upravljačko sučelje kočnice, HMI-Siemens .....	17
Slika 2.9. Daljinsko upravljačko sučelje kočnice, LabVIEW .....	18
Slika 2.10. Eksperimentalni motor s unutarnjim izgaranjem (lijevo), eksperimentalni postav s upogonjenim motorom s unutarnjim izgaranjem (desno).....	19
Slika 2.11. Elementi za određivanje položaja klipnog mehanizma.....	20
Slika 2.12. Shema digitalnih signala za očitavanje pozicije klipnog mehanizma.....	21
Slika 2.13. Prihvat senzora "hall" i enkodera za indiciranje. Lijevo: 3D model. Desno: Sklopni crtež. ....	21
Slika 2.14. Prihvat senzora tlaka i temperature ulja .....	22
Slika 2.15. Glava motora prerađena za rad u Ottovom načinu rada.....	22
Slika 2.16. Distantni prsten za pomak cilindra i klip nakon brušenja čela klipa .....	23
Slika 2.17. Shema upravljačkog elektroničkog sklopa za ubrizgavanje .....	24
Slika 2.18. Dijagram volumena ubrizganog goriva pri različitim tlakovima napajanja gorivom.....	24
Slika 2.19. Ručno korisničko sučelje vage za mjerenje količine goriva u spremniku (lijevo), vaga i spremnik goriva (desno).....	25
Slika 2.20. Shema sustava napajanja gorivom .....	25

Slika 2.21. Elementi sustava za paljenje smjese goriva i zraka .....	26
Slika 2.22. Električna shema elektroničkog sklopa za paljenje smjese [60].....	26
Slika 2.23. Sustav za nabijanje zraka – kompresor BOGE SD 24-2 i spremnik stlačenog zraka.....	27
Slika 2.24. Sustav za regulaciju tlaka na usisu motora. Regulator tlaka FESTO MS6-LRE (lijevo), LabVIEW s korisničkim sučeljem (desno) .....	27
Slika 2.25. Sustav mjerenja protoka zraka na usisu motora, njegovi značajni elementi.....	28
Slika 2.26. Zaklopka snage Ottovog motora .....	29
Slika 2.27. Elektronički sklop zaklopke snage Ottovog motora (lijevo), shema elektroničkog sklopa (desno).....	29
Slika 2.28. Grijač usisnog zraka SUREHEAT MAX Air Heater (lijevo), upravljački ormar (desno) .....	30
Slika 2.29. Grafičko sučelje programa za upravljanje grijačem zraka.....	30
Slika 2.30. Ventil povrata ispušnih plinova, Valeo tip 700434 [65].....	31
Slika 2.31. Sustav za povrat ispušnih plinova s izmjenjivačem topline.....	32
Slika 2.32. Shematski prikaz recirkulacije ispušnih plinova na MSUI.....	32
Slika 2.33. Regulacijski ventil ARI PREMIO Plus 2G na ispuhu motora.....	33
Slika 2.34. Dijagram ovisnosti tlaka na ispuhu u ovisnosti o otvorenosti regulacijskog ventila .....	34
Slika 2.35. Termopar tipa K, OMEGA KQXL-IM30G-150.....	34
Slika 2.36. Dio tabličnog prikaza vrijednosti termopara tipa K i modul NI 9213 za očitavanje temperature [70] .....	35
Slika 2.37. Senzor tlaka OMEGA PXM219-004AI (lijevo) i korisničko sučelje za očitavanje tlaka (desno) .....	36
Slika 2.38. Modul NI 9203 za očitavanje jakosti struje [72].....	36
Slika 2.39. Sustav za indiciranje motora s unutarnjim izgaranjem .....	37
Slika 2.40. Elektrokermički senzor tip T (lijevo), ECM NOx 5210t (desno) [75].....	38

Slika 2.41. CAN modul NI 9853 (lijevo), izrađeni program za regulaciju bogatstva smjese (sredina i desno).....	39
Slika 2.42. Kalibracijski plin s certifikatom o sastavu .....	39
Slika 2.43. Sustav analizatora za mjerenje emisija štetnih plinova s radnim i kalibracijskim plinovima .....	40
Slika 3.1. Shematski prikaz redoslijeda obrade signala pri karakterizaciji pojave detonantnoga izgaranja na temelju podataka o profilu tlaka u cilindru .....	43
Slika 3.2. Grafička prezentacija srednjeg indiciranog tlaka.....	43
Slika 3.3. Indicirani tlak 300 uzastopnih ciklusa i njihova srednja vrijednost.....	44
Slika 3.4. Reducirani model simulacije radnog ciklusa motora izrađen u programu AVL BOOST™ .....	45
Slika 3.5. Usporedba izmjerenih (osrednjenih za 300 radnih ciklusa) i simuliranih (srednjih pojedinačnih) profila tlaka u cilindru.....	46
Slika 3.6. Usporedba izmjerene i simulacijom izračunate temperature na ispuhu MSUI.....	47
Slika 4.1. Shematski prikaz mjerenja radnih točaka motora .....	52
Slika 4.2. Kut pretpaljenja za četiri mjerena slučaja .....	53
Slika 4.3. Apsolutni tlak u usisu za četiri mjerena slučaja .....	53
Slika 4.4. Najveća prosječna temperatura neizgorjele smjese u ovisnosti o težištu izgaranja za sve izmjerene radne točke.....	55
Slika 4.5. Najveća prosječna temperatura neizgorjele smjese u ovisnosti o težištu izgaranja za odabrane radne točke .....	56
Slika 4.6. Apsolutni tlak u usisu za odabrane radne točke .....	56
Slika 4.7. Temperatura smjese za odabrane radne točke.....	57
Slika 4.8. Tlak u cilindru motora bez prednabijanja .....	58
Slika 4.9. MAPO u ovisnosti o kutu pretpaljenja za radne točke bez prednabijanja .....	59
Slika 4.10. $CoV_{IMEP}$ u ovisnosti o kutu pretpaljenja za radne točke bez prednabijanja.....	60
Slika 4.11. Tlak u cilindru motora s prednabijanjem .....	61

Slika 4.12. Indeks detonacije (MAPO) u ovisnosti o kutu pretpaljenja za radne točke s prednabijanjem .....	61
Slika 4.13. $CoV_{IMEP}$ u ovisnosti o kutu pretpaljenja za radne točke s prednabijanjem.....	62
Slika 5.1. Srednji indicirani tlak promatranih radnih točaka s naznačenim odabranim radnim točkama za jednak kut pretpaljenja .....	63
Slika 5.2. CA50 odabranih radnih točaka pri jednakom kutu pretpaljenja .....	64
Slika 5.3. Srednji indicirani tlak odabranih radnih točaka pri jednakom kutu pretpaljenja.....	65
Slika 5.4. Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka odabranih radnih točaka pri jednakom kutu pretpaljenja.....	65
Slika 5.5. Najveća prosječna temperatura u cilindru za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja .....	66
Slika 5.6. Emisije $NO_x$ za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja.....	66
Slika 5.7. Trajanje izgaranja za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja.....	67
Slika 5.8. Emisije ugljikovodika za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja ...	67
Slika 5.9. Profili tlaka u cilindru za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja ...	68
Slika 5.10. Profili brzine oslobađanja topline u cilindru za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja.....	68
Slika 5.11. Srednji indicirani tlak promatranih radnih točaka s naznačenim radnim točkama s optimalnim kutom pretpaljenja .....	69
Slika 5.12. Vrijednosti indeksa detonacije MAPO promatranih radnih točaka s naznačenim radnim točkama s optimalnim kutom pretpaljenja .....	69
Slika 5.13. Srednji indicirani tlak radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja .....	70
Slika 5.14. Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja .....	70
Slika 5.15. CA50 kod radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja .....	71
Slika 5.16. Emisije $NO_x$ kod radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja.....	71
Slika 5.17. Profili tlaka u cilindru motora i brzine oslobađanja topline radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja.....	72

Slika 5.18. Međusobna ovisnost između srednjeg indeksa MAPO i broja ciklusa kod radnih točaka kod kojih je nadmašena vrijednost od 1 bar (NoKnCyc_1).....	73
Slika 5.19. Međusobna ovisnost između srednjeg indeksa MAPO i broja ciklusa kod radnih točaka kod kojih je nadmašena vrijednost od 1,5 bar (NoKnCyc_15).....	74
Slika 5.20. Međusobna ovisnost između najveće prosječne temperature neizgorjele smjese i broja ciklusa kod radnih točaka s pojavom detonantnoga izgaranja kod kojih je nadmašena MAPO vrijednost od 1 bar (NoKnCyc_1).....	75
Slika 5.21. Međusobna ovisnost između najveće prosječne temperature neizgorjele smjese i broja ciklusa kod radnih točaka s pojavom detonantnoga izgaranja kod kojih je nadmašena MAPO vrijednost od 1,5 bar (NoKnCyc_15).....	75
Slika 5.22. Međusobna ovisnost između najveće prosječne temperature neizgorjele smjese i broja ciklusa kod radnih točaka s rubnom pojavom i bez pojave detonantnoga izgaranja kod kojih je nadmašena MAPO vrijednost od 1 bar (NoKnCyc_1).....	76
Slika 5.23. Međusobna ovisnost između najveće prosječne temperature neizgorjele smjese i broja ciklusa kod radnih točaka s rubnom pojavom i bez pojave detonantnoga izgaranja kod kojih je nadmašena MAPO vrijednost od 1,5 bar (NoKnCyc_15) ...	77
Slika 5.24. Broj radnih ciklusa s MAPO >1 bar (NoKnCyc_1) za odabrane radne točke.....	78
Slika 5.25. Broj radnih ciklusa s MAPO > 1,5 bar (NoKnCyc_15) za odabrane radne točke.	78
Slika 5.26. Odabrane radne točke grupirane prema intenzitetu detonacije u skupine bez, s blagim ili s jakim intenzitetom detonantnoga izgaranja .....	79
Slika 5.27. Profili temperature neizgorjele smjese i normalizirane brzine oslobađanja topline za radne točke skupine A.....	81
Slika 5.28. Profili p-T <sub>end-gas</sub> za radne točke skupine A .....	82
Slika 5.29. Profili temperature neizgorjele smjese i normalizirane brzine oslobađanja topline za radne točke skupine B .....	84
Slika 5.30. Profili p-T <sub>end-gas</sub> za radne točke skupine B .....	85
Slika 5.31. Indicirani stupanj djelovanja za radne točke bez prednabijanja u ovisnosti o udjelu EGR-a .....	86
Slika 5.32. Indicirani stupanj djelovanja visokotlačnog dijela radnog ciklusa motora za	

---

radne točke bez prednabijanja u ovisnosti o udjelu EGR-a.....	86
Slika 5.33. Indicirani stupanj djelovanja izmjene radnog medija za radne točke bez prednabijanja u ovisnosti o udjelu EGR-a .....	87
Slika 5.34. Emisije neizgorjelih ugljikovodika za radne točke bez prednabijanja u ovisnosti o udjelu EGR-a.....	87
Slika 5.35. Emisije dušikovih oksida za radne točke bez prednabijanja u ovisnosti o udjelu EGR-a .....	88
Slika 5.36. Indicirani stupanj djelovanja za radne točke s prednabijanjem u ovisnosti o udjelu EGR-a .....	88
Slika 5.37. Tlak u cilindru motora u ovisnosti o volumenu motora za radne točke s 0 % udjela EGR-a, različitim kutom prepaljenja i različitim težištem izgaranja.....	89
Slika 5.38. Tlak u cilindru motora u ovisnosti o volumenu motora za radne točke sa i bez prednabijanja s različitim udjelima EGR-a.....	90
Slika 5.39. Indicirani stupanj djelovanja visokotlačnog dijela radnog ciklusa motora za radne točke s prednabijanjem u ovisnosti o udjelu EGR-a.....	90
Slika 5.40. Indicirani stupanj djelovanja izmjene radnog medija za radne točke s prednabijanjem u ovisnosti o udjelu EGR-a.....	91
Slika 5.41. Emisije neizgorjelih ugljikovodika za radne točke s prednabijanjem u ovisnosti o udjelu EGR-a .....	92
Slika 5.42. Emisije dušikovih oksida za radne točke s prednabijanjem u ovisnosti o udjelu EGR-a .....	92

## Popis tablica

Tablica 2.1. Osnovne karakteristike eksperimentalnog motora [55] .....	19
Tablica 2.2. Specifikacija uređaja za mjerenje emisija .....	40
Tablica 4.1. Plan pokusa mjerenja .....	49
Tablica 4.2. Plan pokusa i provedba mjerenja .....	50
Tablica 5.1. Podaci za radne točke skupine A.....	80
Tablica 5.2. Izmjereni podaci za radne točke skupine B.....	83



## Popis oznaka

Simbol	Jedinica	Opis
$j$	-	Redni broj ciklusa
$N_{cikl}$	-	Ukupni broj radnih ciklusa motora jedne radne točke
$p_{intake}$	bar	Srednji tlak usisa
$p_{filt}$	bar	Filtrirani tlak u cilindru motora
$p_i$	bar	Srednji indicirani tlak
$p_{i,j}$	bar	Srednji indicirani tlak pojedinačnog ciklusa
$q_{air, exp}$	kg/h	Eksperimentalno izmjeren maseni protok zraka na usisu
$q_{air, sim}$	kg/h	Simulacijom dobiveni maseni protok zraka na usisu
$V_h$	cm <sup>3</sup>	Radni volumen motora
$W_i$	J	Indicirani rad motora
$\lambda$	-	Faktor pretička zraka
$\varepsilon$	-	Kompresijski omjer
$\eta_i$	%	Indicirani stupanj djelovanja
$\eta_{i-VTC}$	%	Indicirani stupanj djelovanja visokotlačnog ciklusa
$\eta_{i-IRM}$	%	Indicirani stupanj djelovanja izmjene radnog medija
$\sigma_i$	bar	Standardna devijacija srednjeg indiciranog tlaka
$\mathcal{V}_{intake}$	°C	Temperatura usisa

## Popis kratica

Kratica	Opis
C1	Cilindar, engl. <i>Cylinder</i>
CA50	Težište izgaranja – kut zakreta koljenastog vratila u trenutku kada je izgorjelo 50 % smjese goriva i zraka, engl. <i>Combustion Phasing</i>
CO	Ugljikov monoksid, engl. <i>Carbon monoxide</i>
CO <sub>2</sub>	Ugljikov dioksid, engl. <i>Carbon dioxide</i>
CoV <sub>IMEP</sub>	Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka, engl. <i>Coefficient of Variation of IMEP</i>
DUFCOROC	Akronim projekta: Eksperimentalno istraživanje, optimizacija i karakterizacija rada klipnog motora uz „dual-fuel“ izgaranje
ECM	Sustavi za upravljanje radom motora, engl. <i>Engine Control and Management</i>
EGR	Povrat ispušnih plinova, engl. <i>Exhaust Gas Recirculation</i>
EI1	Sučelje motora, engl. <i>Engine interface</i>
EXDAM	Akronim projekta: Eksperimentalno potpomognuti razvoj naprednih modela izgaranja motora s unutarnjim izgaranjem
FID	Detekciji plina ionizacijom u plamenu, engl. <i>Flame Ionisation Detector</i>
H <sub>2</sub>	Vodik, engl. <i>Hydrogen</i>
HCCI	Kompresijsko paljenje homogene smjese, engl. <i>Homogeneous charge compression ignition</i>

---

He	Helij, engl. <i>Helium</i>
HMI	Kontrolni panel, engl. <i>Human Machine Interface</i>
IMEP	Srednji indicirani tlak, engl. <i>Indicated Mean Effective Pressure</i>
IMPO	Integral modula oscilacija tlaka, engl. <i>Integral of Modulus of Pressure Oscillation</i>
IRM	Izmjena radnog medija
KP	Kut pretpaljenja (trenutak preskakanja iskre na svjećici), °KV prije GMT
LabVIEW	engl. <i>Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench</i>
MAPO	Najveća amplituda oscilacije tlaka, engl. <i>Maximum Amplitude of Pressure Oscillations</i>
MSUI	Motor s unutarnjim izgaranjem
N <sub>2</sub>	Dušik, engl. <i>Nitrogen</i>
NDIR	Ee disperzirano infracrveno zračenje, engl. <i>Non Dispersive Infra Red</i>
NO	Dušikov monoksid, engl. <i>Nitrogen oxide</i>
NO <sub>2</sub>	Dušikov dioksid, engl. <i>Nitrogen dioxide</i>
NO <sub>x</sub>	Dušikovi oksidi, engl. <i>Nitrogen oxides</i>
O <sub>2</sub>	Kisik, engl. <i>Oxygen</i>
PLC	Programabilni logički kontroler, engl. <i>Programmable Logic Controller</i>

---

---

ROHR	Brzina oslobađanja topline, engl. <i>Rate of Heat Release</i>
SB1	Rubni uvjet 1, engl. <i>System Boundary 1</i>
SB2	Rubni uvjet 2, engl. <i>System Boundary 2</i>
SI	Paljenje iskrom / Strano paljenje, engl. <i>Spark Ignition</i>
VTC	Visokotlačni ciklus
THC	Ukupni ugljikovodici, engl. <i>Total Hydrocarbons</i>

## 1. Uvod

Od izuma motora s unutarnjim izgaranjem pa sve do danas inženjeri u svakoj sljedećoj generaciji motora nastoje poboljšati performanse i povećati učinkovitost. Zbog toga suvremene motore s unutarnjim izgaranjem karakterizira kompleksnost uzrokovana zahtjevima za smanjenjem potrošnje goriva, bez smanjenja performansi (snage i momenta) motora i zadovoljavanje propisa o dopuštenim emisijama štetnih tvari [1,2,34]. Gledano od samih početaka uočeno je da stupanj djelovanja motora raste s povećanjem kompresijskog omjera. Kod Ottovih motora povećanje kompresijskog omjera iznad određene granice rezultira pojavom brzog nekontroliranog izgaranja zbog čega dolazi do izraženih visokofrekventnih oscilacija tlaka u cilindru (4 kHz – 30 kHz), koje u relativno kratkom vremenu mogu uzrokovati opterećenja koja za posljedicu imaju velika oštećenja u motoru [35]. Navedena pojava može se prepoznati po oštrom metalnom zvuku koji dolazi iz unutrašnjosti motora i visokofrekventnim vibracijama kućišta motora, a nazvana je detonantnim izgaranjem (njem. *Klopfen*, engl. *Knocking*) [16,36]. U cilindru se tijekom izgaranja Ottovog motora nalaze dva bitno različita medija, produkti izgaranja i neizgorjela smjesa, koji su međusobno odijeljeni frontom plamena. Do detonantnoga izgaranja dolazi zbog pojave samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi [37]. Sklonost samozapaljenju raste s povećanjem tlaka i temperature u cilindru pa se detonantno izgaranje uglavnom javlja pri punom opterećenju motora. Istraživanjem detonantnoga izgaranja opaženo je da se prikladnim oblikovanjem prostora izgaranja, povoljnim smještajem svjećice, primjenom goriva veće otpornosti na pojavu samozapaljenja (veći oktanski broj) i prikladnim oblikovanjem rashladnog sustava motora može smanjiti vjerojatnost pojave detonantnoga izgaranja.

Zbog stalne želje za smanjenjem potrošnje goriva u razvoju suvremenih Ottovih motora uočljiv je trend smanjivanja radnog volumena (engl. *Downsizing*) i primjene prednabijanja [38]. Navedene mjere uzrokuju povećanje opterećenja motora, čime se širi područje manje specifične efektivne potrošnje goriva i povećava učinkovitost motora. Negativna, popratna pojava je povećana vjerojatnost nastanka detonantnoga izgaranja.

Dugogodišnjim istraživanjima zasnovanim na snimanju prostora izgaranja i promatranju pojava pri ciklusima u kojima se javlja detonacija, postavljene su dvije teorije nastajanja detonantnog izgaranja: teorija detonacije i teorija samozapaljenja. Prema teoriji detonacije, uzrok pojave detonantnoga izgaranja je naglo ubrzanje fronte plamena čime se uzrokuje

stvaranje udarnog vala koji u neizgorjeloj zoni uzrokuje naglo formiranje slobodnih radikala i izgaranje preostale smjese brzinom većom od brzine zvuka. Prema teoriji samozapaljenja, uzrok pojave detonantnoga izgaranja je samozapaljenje dijela neizgorjele smjese koje dovodi do naglog izgaranja ostatka smjese, a brzine izgaranja mogu biti i do 20 puta veće od brzine širenja normalne fronte plamena. Kao posljedica naglog izgaranja smjese dolazi do stvaranja snažnog tlačnog vala i visokofrekventnih oscilacija tlaka koje se kreću u rasponu od 4 do 30 kHz [38]. Na temelju novijih istraživanja provedenih s optičkom opremom velike frekvencije uzorkovanja [38–40] potvrđeno je da je uzrok detonantnoga izgaranja pojava samozapaljenja vrućih dijelova neizgorjele smjese. Nadalje, intenzitet tlačnih oscilacija uzrokovan detonantnim izgaranjem ovisan je o temperaturnom gradijentu u okolini vrućeg mjesta u kojem je došlo do samozapaljenja i volumenu smjese zahvaćene samozapaljenjem [38,41].

Jedna od značajki izgaranja u Ottovom motoru su izražene cikličke varijacije pri izgaranju uzrokovane stohastičkom prirodom strujanja koja uzrokuje promjene u turbulenciji te u homogenosti sastava smjese i temperature u okolini elektroda svjećice, zbog čega se iz ciklusa u ciklus mijenja trenutak početka izgaranja [42]. Posljedica cikličkih varijacija izgaranja su cikličke promjene tlaka i temperature u cilindru, što značajno utječe na pojavu detonantnoga izgaranja. Pan i suradnici [24] u svom istraživanju navode da se cikličke varijacije povećavaju s povećanjem udjela ispušnih plinova u svježoj smjesi (engl. *Exhaust Gas Recirculation*, EGR), a da se smanjuju s povećanjem kompresijskog omjera. To daje naznake da bi se na taj način kod većeg udjela EGR-a mogao ostvariti veći kompresijski omjer, a da cikličke varijacije ne budu prevelike. Takve prevelike cikličke varijacije potrebno je izbjegavati jer mogu dovesti do nezapaljenja smjese te, uzrokovano time, u slučaju udjela EGR-a većeg od 20 % može doći i do cikličkih varijacija koje mogu uzrokovati izrazito nestabilan rad motora i narušiti mogućnost njegove uporabe za npr. pogon automobila.

Neki od glavnih radnih parametara koji utječu na pojavu detonantnoga izgaranja su kompresijski omjer, tlak i temperatura smjese na usisu, točka paljenja, stupanj punjenja i udio produkata izgaranja. Unutar promatranog rada na udio produkata izgaranaj pa tako i na pojavu detonantnoga izgaranja utječemo povratom ispušnih plinova. Povrat ispušnih plinova omogućuje da se dio ispušnih plinova putem EGR ventila ponovo uvede u usisnu cijev i potom u cilindar. Istraživanja [43–45] upućuju na utjecaj EGR-a na karakteristike izgaranja kao što su produljenje izgaranja, povećanje toplinskog kapaciteta smjese, smanjenje povećanja temperature od kompresije te kemijski utjecaj na sklonost samozapaljenju. Kao posljedica, pokazuju se naznake utjecaja na karakteristike izgaranja tako da se usporava

širenje fronte plamena te produljuje vrijeme samozapaljenja neizgorjelog dijela smjese. Prema tome pokazuju se naznake mogućnosti smanjenja specifične potrošnje goriva zbog povećanja korisnosti u visokotlačnom dijelu procesa izgaranja. To bi se povećanje moglo postići pri malim brzinama vrtnje i visokom opterećenju zbog mogućnosti povećanja kuta pretpaljenja i smanjenjem temperature izgorene smjese.

Nadalje, istraživanjem su Fontana i suradnici u [46] došli do zaključaka da za razliku od motora bez EGR sustava koji pri punom opterećenju smanjuju vršnu temperaturu izgaranja obogaćivanjem svježe usisane smjese, motori s EGR sustavom miješanjem svježe usisane smjese s ispušnim plinovima povećavaju toplinski kapacitet smjese te smanjuju vršnu temperaturu kao i temperaturu ispuha uz izgaranje sa stehiometrijskim omjerom goriva i zraka. Rezultat je smanjena potrošnja goriva pri punom opterećenju te smanjena emisija  $\text{NO}_x$ . Kod motora s EGR sustavom, kod kojih se postižu veći kompresijski omjeri, razvoj i upotreba novih saznanja daju pretpostavku mogućeg ranijeg trenutka pretpaljenja što vodi ka većoj iskoristivosti kod punog i djelomičnog opterećenja kada su rizici od pojave detonantnoga izgaranja kod motora bez EGR-a visoki. Dodatno, uporabom EGR-a kod Ottovih motora zaključeno je da je moguće smanjiti gubitke prilikom izmjene radnog medija pri djelomičnom opterećenju te povećati otpornost prema detonantnom izgaranju pri punom opterećenju motora. Kao negativna stranu uporabe EGR-a navodi se smanjenje stupnja punjenja pa time i ostvarenog momenta odnosno snage motora, a u slučaju prevelikog EGR-a došlo je do usporavanja procesa izgaranja, velikih cikličkih varijacija, pogoršanja voznih karakteristika vozila i povećanja emisija ugljikovodika.

Jianye i suradnici [47] istraživali su utjecaj prednabijanja, povećanog kompresijskog omjera i hlađenog EGR-a na smanjenje potrošnje goriva u području rada motora ograničenom detonantnim izgaranjem u okviru granica područja rada motora. Eksperimentalnim istraživanjem došli su do zaključka da hlađeni EGR (približno 21 %) omogućuje veći rast stupnja djelovanja od povećanja kompresijskog omjera s 9,3 na 10,9.

Istraživanjem u [25,30] navodi se da pri djelomičnom opterećenju upotreba EGR-a dovodi do smanjenja specifične efektivne potrošnje goriva i temperature ispušnih plinova, a izbjegava mogućnost pojave detonantnoga izgaranja. Također, uočen je i potencijal za smanjenje emisija štetnih tvari  $\text{NO}_x$ , CO i čestica. Navedene prednosti u većoj su mjeri uočene pri djelomičnom opterećenju, ali su, također, značajne i pri punom opterećenju. Uporabom EGR sustava uočeni su i nedostaci kao što je kondenzacija vode na hladnjaku usisanog zraka što može dovesti do oštećenja motora u slučaju nepravilne upotrebe. Dodatni problem javlja se

kod punog opterećenja, tada je motor potrebno upariti s novim turbopunjačem kako bi se ostvarile jednake vrijednosti momenta kao i kod motora bez EGR-a.

Na temelju navedenog može se zaključiti kako postoje indikacije da se značajan iskorak u razvoju suvremenih Ottovih motora može postići upotrebom povrata ispušnih plinova kao metode za smanjenje sklonosti detonantnom izgaranju i time omogućiti prilagodbu radnih parametara Ottovog motora tako da se ostvari veća učinkovitost i niža emisija štetnih tvari.

## **1.1. Motivacija**

Opis i predviđanje pojave detonantnog izgaranja su kompleksni. Zahtijeva se duboko razumijevanje procesa izgaranja unutar cilindra Ottovog motora. Napravljena su mnoga eksperimentalna i numerička istraživanja koja propituju uzroke nastanka detonantnog izgaranja. Više desetljeća iscrpnih istraživanja ukazuju na to da parametri povezani s detonantnim izgaranjem nisu u potpunosti shvaćeni zbog kompleksnosti same pojave. Usprkos uloženom trudu mnogih znanstvenika, detonantno izgaranje još je uvijek ključna tema po pitanju konstrukcije i razvoja Ottovih motora te zbog toga zahtijeva daljnje istraživanje. Učestalost i intenzitet detonantnoga izgaranja značajno raste s porastom temperature i tlaka u cilindru te stoga pojava detonantnoga izgaranja predstavlja najveću prepreku daljnjem povećanju stupnja djelovanja Ottovog motora. Jedan od načina snižavanja vršne temperature i tlaka u cilindru je uporaba povrata ispušnih plinova u cilindar što je okosnica ovog eksperimentalnog istraživanja i glavna tema doktorskog rada.

U objavljenim eksperimentalnim istraživanjima o detonaciji s primjenom EGR nisu analizirani pojedini utjecaji (utjecaj EGR-a na brzinu širenja fronte plamena, kemijski utjecaj na sklonost samozapaljenju (kašnjenje paljenja) i toplinski utjecaj na temperaturu neizgorjele smjese) koji pogoduju pojavi detonacije nego je analiziran cjelokupan efekt EGR na karakteristiku rada Ottovog motora. Motivacija doktorskog rada zasniva se na želji da se eksperimentalnim istraživanjem opišu i klasificiraju pojedini utjecaj EGR-a na pojavu detonantnoga izgaranja s ciljem boljeg razumijevanja i optimalnijeg korištenja sustava povrata ispušnih plinova.



## 1.2. Pregled dosadašnjeg istraživanja

Raznolik utjecaj vozila pogonjenih motorom s unutarnjim izgaranjem na okoliš i rastuće onečišćenje Zemljine atmosfere rezultirali su fokusom razvoja MSUI na smanjenje daljnjeg onečišćenja. Staklenički plinovi predstavljaju glavni uzrok globalnog zagrijavanja planete [1]. Već nekoliko regulativa nastalo je s namjerom da se smanji emisija CO<sub>2</sub> iz motora s unutarnjim izgaranjem [2]. Zahtijevano smanjenje emisija CO<sub>2</sub> može se postići na više načina. Budućnost pogona vozila fokus okreće ka više rješenja. Prvo rješenje bi bilo uporaba energije iz izvora bez ugljika (električna energija iz obnovljivih izvora energije [3,4], vodik [5,6]). Kao drugo rješenje nameće se uporaba goriva s nižim udjelom ugljika, primjerice, metan. Dok treće rješenje upućuje na smanjenje potrošnje fosilnih goriva [7]. Iz globalne perspektive prvo i drugo rješenje predstavljaju i dugoročno rješenje, ali ono što se kratkoročno može napraviti je smanjiti emisije CO<sub>2</sub> smanjenjem potrošnje fosilnih goriva. Razvoj motora s kompresijskim paljenjem (Dieselov motor) u posljednjem desetljeću rezultirao je značajnim smanjenjem potrošnje goriva dok motori s vanjskim paljenjem zaostaju za njima te još uvijek nisu postigli korisnost kao kod motora s kompresijskim paljenjem. S druge strane, štetne emisije dušikovih oksida (NO<sub>x</sub>) i čestica prisutne kod emisija motora s kompresijskim paljenjem predstavljaju problem koji je rezultirao i zabranama vožnje takvih vozila u centrima nekih velikih gradova (npr. Stuttgart, München) [8–10]. Iz tih je razloga daljnji razvoj motora s unutarnjim izgaranjem uz ostvarivanje propisanih emisija štetnih plinova (THC, NO<sub>x</sub>, CO) neophodan.

Za postizanje veće učinkovitosti kod suvremenih Ottovih motora nekoliko tehnologija je u uporabi: nabijanje [11], optimizacija prostora izgaranja i punjenja cilindra, varijabilni razvod ventila [12], direktno ubrizgavanje [13], itd. Nabijanje motora, kao jedan od glavnih načina postizanja veće učinkovitosti motora, smanjuje udio mehaničkih gubitaka te gubitaka potrebnih za izmjenu radnog medija u ukupnoj toplinskoj bilanci motora i na taj način povećava učinkovitost motora. Istovremeno, povećanje opterećenja motora povećava sklonost motora prema detonantnome izgaranju [14]. Detonantno izgaranje, kao pojava nepravilnog izgaranja, može dovesti do trajnog oštećenja motora [15]. Tijekom godina istraživanja prihvaćeno je da je detonacija posljedica samozapaljenja neizgorjelih plinova ispred fronte turbulentnog plamena [16]. U tom slučaju neizgorjeli plinovi ne nabijaju se samo kompresijom prilikom pomaka klipa nego i ekspanzijom izgorjenih plinova. Zbog toga mnogi faktori mogu povećati sklonost detonaciji, kao što su povećanje temperature i tlaka na usisu kao i povećanje kompresijskog omjera. Uzimajući to u obzir, osnovna prepreka u daljnjem razvoju Ottovih motora i povećanju opterećenja motora je pojava detonantnoga izgaranja

[17]. Kako bi se riješio taj problem razvijaju se različiti načini suzbijanja detonantnog izgaranja kao što su obogaćivanje smjese, uporaba goriva s većim oktanskim brojem, uporaba hladnog povrata ispušnih plinova (engl. *Exhaust Gas Recirculation*, EGR), hlađenje usisnog zraka, povećanje turbulencije kao mjere za povećanje brzine normalnog izgaranja, dvije svječice po cilindru i ubrizgavanje vode u cilindar [15].

Pregled literature upućuje na to da bi sustav povrata ispušnih plinova, upotrijebljen u prvom redu za smanjenje emisija  $\text{NO}_x$ , mogao biti dobar način za suzbijanje detonantnoga izgaranja [18]. Xie i suradnici su u radu [19] pokazali da je, s povećanjem udjela EGR-a na 20 %, ne samo smanjena specifična efektivna potrošnja goriva (za 7 %) nego su smanjene i vrijednosti emisija  $\text{NO}_x$  (za 87 %) i broja čestica (za 36 %). Na novorazvijenoj verziji motora prikazanog u [20] postignuto je povećanje učinkovitosti u odnosu na prethodnika dodavanjem hlađenog EGR-a. Nadalje, Fu i suradnici u [21] pokazali su da kod niskotlačnog dijela procesa izgaranja rad potreban za izmjenu radnog medija postupno opada s povećanjem udjela EGR-a. S druge strane, korisnost visokotlačnog dijela procesa izgaranja raste s povećanjem udjela EGR-a zbog smanjenja gubitaka topline kroz stijenke cilindra te zbog manjih gubitaka topline kroz ispušne plinove. Isto tako, jednostavan model detonantnoga izgaranja uparen sa sveobuhvatnim simulacijskim modelom cijelog motora u [22] pokazuje da uz suzbijanje detonantnoga izgaranja, uporaba EGR-a također povisuje toplinsku učinkovitost motora. Termodinamički gledano, do tog povećanja dolazi zbog smanjene izmjene topline te povećanja toplinskog kapaciteta smjese. Da bi se ostvarila ista snaga motora kod prilikom dodatka EGR-a potrebno je povisiti tlak usisa te povećati kut pretpaljenja. Posljedično tome, povećanje EGR-a omogućuje raniji kut pretpaljenja čime se ostvaruje ranija faza izgaranja (s jednakom količinom detonantnoga izgaranja), ali s nižom temperaturom neizgorjele smjese u cilindru. U konačnici, ranijim kutom pretpaljenja te s povećanim udjelom EGR-a dobiven je veći srednji indicirani tlak za jednaku količinu utrošenog goriva u odnosu na motor bez EGR-a i s jednakom granicom detonantnoga izgaranja [23].

Udio povrata ispušnih plinova kod Ottovih motora ograničen je zbog utjecaja na stabilnost rada motora koji se očituje povećanim koeficijentom varijacije srednjeg indiciranog tlaka (engl. *coefficient of variation of indicated mean effective pressure*,  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$ ). Pan i suradnici u [24] prikazali su da  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$  raste s povećanjem udjela EGR-a te da se smanjuje s povećanjem kompresijskog omjera i tlaka na usisu motora. S druge strane, [48] prikazuje da kasnije paljenje rezultira povećanjem  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$  dok [23] pokazuje da EGR omogućuje veći kut pretpaljenja, pa je tako povećanje  $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$ -a uzrokovano povećanjem udjela EGR-a

djelomično kompenzirano optimiranjem kuta pretpaljenja. Međutim, granica najvećeg udjela EGR-a postoji. Luján i suradnici u [25] pokazuju da je s 10 % udjela EGR-a i ranijim kutom pretpaljenja niska razina  $CoV_{IMEP}$  postignuta, ali daljnje povećanje udjela EGR-a rezultiralo je prekomjernim povećanjem  $CoV_{IMEP}$ . U [23] granica je bila nešto viša. Iako, s 15 % udjela EGR-a razina  $CoV_{IMEP}$  blago je povišena ( $CoV_{IMEP} = 2,5 \%$ ) te i dalje znatno ispod dopuštenih granica. Daljnje povećanje udjela EGR-a iznad 15 % rezultiralo je nedopuštenim razinama  $CoV_{IMEP}$  –a iznad 10%.

Kako bi se EGR učinkovitije rabio kao metoda za suzbijanje detonantnoga izgaranja u odnosu do sad literaturom opisano, konstruktori motora trebaju što bolje razumjeti izvore utjecaja EGR-a na pojavu detonacije. Mogući izvori utjecaja EGR-a na suzbijanje detonacije mogu se podijeliti u tri osnovne kategorije: utjecaj EGR-a na brzinu širenja fronte plamena, kemijski utjecaj na sklonost samozapaljenju (kašnjenje paljenja) i toplinski utjecaj na temperaturu neizgorjele smjese [26].

**Utjecaj EGR-a na brzinu širenja fronte plamena** očituje se u smanjenju brzine širenja fronte plamena s povećanjem udjela EGR-a. Smanjena brzina fronte plamena rezultira smanjenom brzinom izgaranja smjese što se, nadalje, manifestira u promjeni temperaturnog profila neizgorjele smjese. Nadalje, sporije izgaranje rezultira nižim tlakovima i temperaturama u cilindru, smanjuje sklonost detonantnom izgaranju dok se raspoloživo vrijeme potrebno za samozapaljenje povećava.

**Kemijski utjecaj na samozapaljenje** definiran je kao utjecaj sastava povratnih ispušnih plinova na kemijsko-kinetičko ponašanje smjese te samim time i na sklonost samozapaljenju. S jedne strane pokazuje se da  $CO_2$  i  $H_2O$  iz ispušnih plinova s kemijskim utjecajem povećavaju kašnjenje paljenja za jednak tlak, temperaturu i omjer zraka i goriva u cilindru motora [20]. Također, pokazano je da  $NO_x$  (nastao za vrijeme izgaranja), kad se vrati u cilindar, može povećati sklonost ka detonantnom izgaranju [28]. Roberts i suradnici u [29] ističu da je utjecaj  $NO_x$  različit za različit tijek tlaka i temperature neizgorjelih plinova u cilindru zbog različite reaktivnosti NO (oksidacije) pri različitim temperaturama. Reaktivnost  $NO_x$  ovisi o tome jesu li tlak i temperatura neizgorjele smjese bili u području visoke temperature (iznad 800 K vršne temperature izgaranja), NTC (engl. *Negative Temperature Coefficient*) (500K do 800 K cršne temperature zgaranja) ili niske temperature. Za slučaj NTC ili niske temperature s vršnom temperaturom izgaranaj do 800 K, povećanje  $NO_x$  uzrokuje suzbijanje detonantnoga izgaranja dok kod visokih temperatura  $NO_x$  pospješuje sklonost pojavi detonantnoga izgaranja.

**Toplinski utjecaj EGR-a** na temperaturu neizgorjele smjese je dvostran, s jedne strane očituje se u tome da su plinovi EGR-a drukčije temperature u odnosu na svježju usisanu smjesu goriva i zraka, a razlika se u temperaturi očituje više ili manje u ovisnosti je li EGR hlađen ili ne. S druge strane, očituje se u toplinskoj karakteristici smjese EGR-a gdje plinovi EGR-a imaju veći specifični toplinski kapacitet zbog čega je utjecaj povećanja tlaka u cilindru prilikom takta kompresije na povećanje temperature smjese EGR-a i neizgorjelih plinova niži. Kod oba načina utjecaja EGR-a na temperaturu neizgorjele smjese, porast temperature rezultira s većom sklonošću detonantnom izgaranju i obratno.

Iako je uporaba EGR-a kod motora s vanjskim paljenjem istraživana dugi niz godina [30] te je rezultirala s više znanstvenih radova, pregledom literature zaključeno je kako nema dubinske eksperimentalne analize izdvojenih pojedinih utjecaja EGR-a na izgaranje u motorima s vanjskim paljenjem, a pogotovo s naglaskom na temperaturu neizgorjele smjese. Iako bi izoliranje pojedinih utjecaja možda i bilo lakše provesti simulacijom nego eksperimentom, ni na taj način nije se istraživalo.

Ovaj doktorski rad zasniva se na toj spoznaji, a cilj mu je da se istraže pojedini utjecaji EGR-a na sklonost pojavi detonantnog izgaranja te na mogućnost povećanja performansi motora eksperimentalnim istraživanjem. Eksperimentalna istraživanja u doktorskom radu zasnivaju se na novom pristupu gdje se temperatura usisa mijenja dodavanjem udjela EGR-a te s grijanjem usisnog zraka grijačem zraka pri čemu se postižu željene vrijednosti temperature neizgorjele temperature. Metodologija se Grijanjem usisanog zraka termički utjecaj EGR-a na temperaturu neizgorjele smjese u nekim slučajevima se poništava, a u drugim slučajevima temperatura se diže i na više razine kako bi se u potpunosti pokazao utjecaj promjene temperature na sklonost detonantnom izgaranju. Kako je povećanje EGR-a nezaobilazno rezultiralo i promjenom brzine fronte plamena, te da bi se ta pojava kompenzirala mijenjani su kutovi pretpaljenja. Promjena kuta pretpaljenja rezultirala je većim brojem različitih težišta izgaranja. Međusobnom usporedbom radnih točaka sa sličnim težištima izgaranja efekt utjecaja brzine fronte plamena je minimiziran.

### **1.3. Cilj i hipoteze istraživanja**

#### **Cilj**

Cilj rada je odrediti radne parametre Ottovog motora koji ima mogućnost povrata hlađenih ispušnih plinova kojima će se ostvariti veća učinkovitost i niža emisija štetnih tvari, a pri čemu će motor raditi bez pojave detonantnoga izgaranja. S obzirom na dosadašnje znanje o radu Ottovog motora, za ostvarenje osnovnog cilja potrebno je odrediti utjecaj hlađenog i vrućeg EGR-a na sklonost pojavi detonacije, na promjenu intenziteta cikličkih varijacija te brzinu normalnog izgaranja, i kvantificirati međusobno suprotstavljene utjecaje te ispitati mogućnost promjene radnih parametara uz uvođenje EGR-a kojima će se dovesti do povećanja učinkovitosti uz zadržavanje iste razine detonantnoga izgaranja.

#### **Hipoteza**

Ispitivanjem na eksperimentalnom motoru potvrđena je hipoteza doktorskog rada jer je odgovarajućom upotrebom povrata ispušnih plinova postignut rad nabijenog Ottovog motora pri čemu je ostvarena veća učinkovitost i manja potrošnja goriva uz istu razinu pojave detonantnoga izgaranja te emisije štetnih tvari u usporedbi s nabijenim Ottovim motorom koji ne rabi povrat ispušnih plinova. Ovakav rad motora ostvaren je pri višim i nižim brzinama vrtnje, pri čemu je strategija uporabe povrata ispušnih plinova bila ista.

### **1.4. Metode i plan istraživanja**

Eksperimentalno istraživanje omogućeno je nabavom nove te uporabom raspoložive opreme koja se nalazi u Laboratoriju za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Samo istraživanje provedeno je u više faza s razrađenim postupcima istraživanja. U svakoj od faza definirani su zadaci u obliku planiranih mjerenja i ciljeva sa svrhom postizanja i dokazivanja određene pojave pri radu ispitnog motora, te način ostvarivanja zadanih ciljeva. Kako se okosnica prikazanog istraživanja temelji na laboratorijskim mjerenjima pojedinih parametara motora problematici se pristupalo na način da se najprije izradio pregled dostupne literature, zatim su određeni početni uvjeti eksperimenta te priprema i provedba samog eksperimentalnog ispitivanja, obrada rezultata, usporedba rezultata te su u konačnici doneseni zaključci.

Provedeno istraživanje u okviru doktorskog rada podijeljeno je u četiri faze.

**Prva faza** istraživanja obuhvaća pregled literature kojom se definiraju smjernice za područje ispitivanja, način upravljanja radom eksperimentalnog postava i strategija ispitivanja. Literatura predstavlja znatnu pomoć pri definiranju plana pokusa pri čemu su određene sve veličine koje se mijenjaju i u kojim očekivanim rasponima. Područje istraživanja fokusira se na izbjegavanje pojave detonantnoga izgaranja kod MSUI. Detonantno izgaranje predstavlja istraživački izazov već duži niz godina te se kontinuiranim napretkom povećava područje rada motora u kojem se ono uspješno izbjegava. Jedna od novijih metoda, a čijom se problematikom bavi i ovaj doktorski rad je uporaba EGR sustava kao učinkovite mjere za suzbijanje detonantnog izgaranja pri višim opterećenjima. Iz dosadašnjih istraživanja može se uočiti da povrat ispušnih plinova ima više različitih načina primjene, a samim time ima i više različitih utjecaja na proces izgaranja. Neke od osnovnih podjela su unutarnji i vanjski EGR, topli (vrući) i hlađeni EGR te „prljavi“ i „čisti“ EGR. Unutarnji EGR predstavlja udio ispušnih plinova zaostalih u cilindru motora nakon zatvaranja ispušnog ventila. Vanjski EGR odnosi se na povrat dijela ispušnih plinova iz ispušne cijevi preko EGR ventila do usisne cijevi i natrag u cilindar. Hlađeni EGR odnosi se na vanjski EGR koji na povratnom vodu nakon EGR ventila ima i izmjenjivač topline (najčešće voda / ispušni plinovi) kojim se snižava temperatura ispušnih plinova prije njihovog povrata u usisnu cijev i natrag u cilindar. Topli EGR odnosi se na vanjski EGR bez izmjenjivača topline. „Čisti“ EGR odnosi se na vanjski EGR s integriranim katalizatorom u povratnom vodu ispušnih plinova. „Prljavi“ EGR odnosi se na vanjski EGR bez katalizatora u povratnom vodu. Istraživanje u prezentiranom radu ide u smjeru vanjskog, hlađenog i toplog, „prljavog“ EGR sustava. Vanjskog, zbog jednostavnije regulacije, a „prljavog“, jer se ne rabi trokomponentni katalizator zbog poboljšanja iskoristivosti i smanjenja utroška energije za potrebe izmjene radnog medija.

**U drugoj fazi** istraživanja izrađeni su podsustavi eksperimentalnog postava te modifikacije postojećeg eksperimentalnog postava, pri čemu se posebna pažnja posvetila potrebnoj mjernoj i upravljačkoj opremi koja se nadogradila na eksperimentalni postav, čijom uporabom je omogućeno eksperimentalno mjerenje za planirano istraživanje. Na originalnom Dieselovom motoru *HATZ 1D81Z* izrađene su znatne potrebne preinake te sada isti motor ostvaruje samostalan rad u Ottovom režimu rada. Preinaka se odnosi na nadogradnju: elementa za određivanje položaja klipnog mehanizma, brizgaljke goriva s pripadajućom upravljačkom elektronikom, zaklopke snage te svjećice i sustava paljenja. Svi dijelovi upravljani su putem računala i prateće elektroničke opreme. Za potrebe povrata ispušnih plinova ugrađena je EGR

linija koja putem elektronički upravljano EGR ventila te dodatnih ručnih ventila omogućava upravljanje udjelom EGR-a. Udio EGR-a određuje se pomoću uređaja za mjerenje volumnog udjela emisija CO<sub>2</sub> na usisu i ispuhu iz motora.

Eksperimentalni postav motora s unutarnjim izgaranjem sastoji se od više različitih elemenata koji rade u paraleli te u osnovi sadrži: ispitnu kabinu s izolacijom od ispušnih plinova, buke i vibracija, električnu kočnicu, Ottov motor s unutarnjim izgaranjem, regulirani sustav povrata ispušnih plinova, mjernu opremu za mjerenje tlaka i temperature na usisu i ispuhu iz motora, tlaka i temperature ulja u motoru, mjernu opremu za indiciranje motora (mjerenje tlaka u cilindru motora), mjernu opremu za mjerenje emisija ispušnih plinova (HC, NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub> i O<sub>2</sub>), zaklopku snage za regulaciju protoka svježeg zraka, regulaciju tlaka na ispuhu motora pomoću ventila za prigušenje protoka ispušnih plinova te kompresor za prednabijanje motora.

**Treća faza** istraživanja obuhvaća eksperimentalna ispitivanja. Kako se istraživanje temelji na laboratorijskim mjerenjima pojedinih parametara motora, ponajprije su izrađeni planovi pokusa za višestruka mjerenja. Planom pokusa određene su veličine koje se mjere, u kojim rasponima, s kojim koracima, te način na koji će se ostale veličine i koje su to držati konstantnim. Za vrijeme eksperimentalnih ispitivanja pohranjivano je više varijabli, a neke od njih su profil tlaka u cilindru, udio EGR-a, temperatura i tlak zraka na usisu i ispuhu motora, udio pojedinih emisija ispušnih plinova, faktor pretička zraka, brzina vrtnje, snaga i moment motora te količina usisanog zraka i ubrizganog goriva. Naknadnom obradom podataka (engl. *post-processing*) proučavani su partikularni utjecaji promjene upravljačkih varijabli na rad motora i pritom su definirane granice mogućeg rada za svaku promjenu varijabli.

**U četvrtoj fazi** izrađena je detaljna razrada obrađenih rezultata pri čemu se posebna pažnja posvetila određivanju (optimiziranju) radnih parametara koji omogućuju rad motora uz što višu učinkovitost, a bez pojave detonantnog izgaranja i značajnog povećanja štetne emisije. Prikupljeni rezultati prezentirani su na više znanstvenih konferencija i u znanstvenim radovima u časopisima. Posebna pozornost posvećena je usporedbi rezultata motora sa i bez EGR sustava. Rezultatima su prikazane povećane granice u kojem može raditi Ottov motor bez pojave detonantnoga izgaranja, bez prekoračenja drugih vitalnih parametara bitnih za dugotrajan i pravilan rad motora (vršni tlakovi i temperature, cikličke varijacije) kao i bez povećanja emisija štetnih tvari.

## 2. Eksperimentalni postav

Ključni dio eksperimentalnog postava je motor s unutarnjim izgaranjem koji uz male preinake može raditi s više načina rada (Ottov, Dieselov, HCCI i Dual Fuel) te kočnica koja motor može kočiti ili pogoniti za zadanu brzinu vrtnje ili moment (vučeni režim rada, njem. *schleppbetrieb*, engl. *motored*).

Velik dio vremena na doktorskom studiju posvećen je izradi eksperimentalnog postava s ciljem izrade doktorskog rada. Kako je eksperimentalni postav multifunkcionalan te uz određene modifikacije može raditi u više načina rada (Ottov, Dieselov, HCCI, *dual fuel*) i s više pogonskih goriva (dizel, benzin, metan, bioplin te njihove kombinacije), prezentiranim poglavljem bit će opisani samo sustavi koji su izrađeni te upotrebljeni za istraživački rad, prikupljanje podataka i, u konačnici, izradu ove disertacije u kojoj je postav radio u Ottovom načinu rada s pogonskim gorivom *Eurosuper BS 95 s oktanskim brojem 95* (engl. *Research Octane Number, RON95*) [49].

### 2.1. Kabina za ispitivanje motora

Za potrebe ispitivanja motora s unutarnjim izgaranjem osigurani su radni i sigurnosni uvjeti u Laboratoriju za motore i vozila. Laboratorij se sastoji od više ispitnih kabina povezanih kontrolnom sobom. Sjeverna ili, takozvana crvena kabina namijenjena je istraživačkom radu na procesima izgaranja u samom cilindru motora. Radni i sigurnosni uvjeti za operatera prilikom rada motora omogućeni su svim sustavima koje sadrži jedna suvremeno opremljena ispitna kabina, a to su izolacija od buke, ispušnih plinova i vibracija.

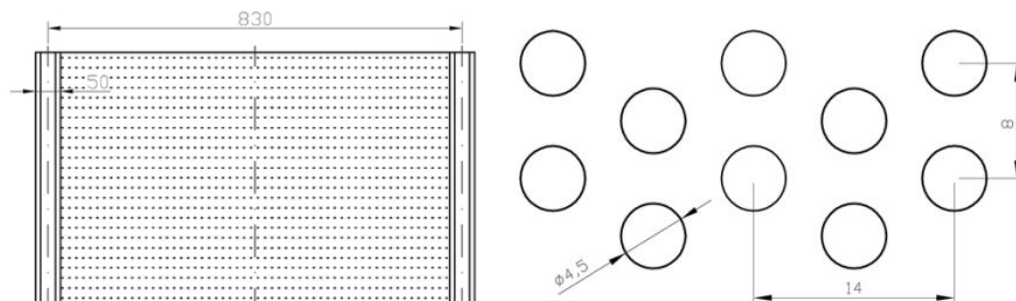
Izolacija od buke izrađena je od strane tvrtke *FAIST Anlagenbau* prilikom čega je osigurana niska i primjerena razina buke za normalan rad operatera u kontrolnoj sobi (slika 2.1).



Slika 2.1. FAIST Anlagenbau – identifikacijska ploča zvučne izolacije ispitne kabine



Zaštita od buke izvedena je u skladu s normom ISO 3745:2003 (Određivanje razine jačine zvuka i izvora buke pomoću zvučnog pritiska – Ispitne metode za nijeme sobe). Za zaštitu od buke rabljeni su izolacijski paneli koji apsorbiraju buku do 80 dB. Upotrebjeni paneli s perforiranim rasterom prikazani su na slici 2.2.



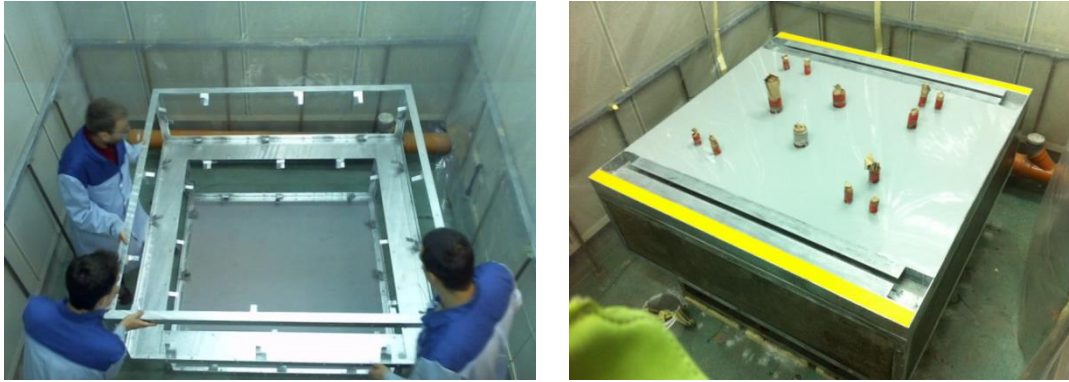
Slika 2.2. Dimenzijska skica jednog segmenta zvučno izolacijskog panela [50]

Izolacija od ispušnih plinova omogućena je ventilacijom ispitne kabine pomoću dva ventilatora (slika 2.3). Jedan ventilator (*Systemair AB, MUB 062 630D4-A2 IE2, 4,5 kW*) za usis svježeg zraka u ispitnu kabinu, te jedan (*Systemair AB, Model MUB/T 062 630D4 IE2, 4,5 kW*) za ispuh zraka iz kabine s ispušnim plinovima iz motora s unutarnjim izgaranjem. Sustav je prilagođen tako da je u ispitnoj kabini pri svim radnim uvjetima osiguran mali podtlak te je tako osigurao da štetni plinovi ne „cure“ u kontrolnu sobu koja je putem tunela spojena s ispitnom kabinom i s kabinom za mjerenje ispušnih plinova zbog potrebe spajanja kontrolnih s izvršnim uređajima [50].



Slika 2.3. Sustav ventilacije ispitne kabine, lijevo – kabina, sredina – pogon, desno – ispuh

Izolacija od vibracija izvedena je u obliku betonskog armiranog bloka koji se nalazi na elastičnoj podlozi. Armirani betonski blok ponaša se kao prigušni dio na koji je kruto vezan eksperimentalni postav te svojom masom umiruje vibracije proizvedene od strane postava da se u velikoj većini ne prenesu na okolni dio ispitne kabine odnosno zgrade laboratorija. Osim izolacije od vibracija betonski blok ima i funkciju razvoda kabela i crijeva od postava prema kontrolnim sustavima (slika 2.4., desno).



Slika 2.4. Temeljni blok na elastičnoj podlozi za izolaciju vibracija ispitnog postava

Dodatna, ne toliko potrebna koliko praktična karakteristika, koju posjeduje kabina je i neprobojni prozor. Time je omogućeno nadgledanje motora prilikom rada kako bi se na vrijeme spriječile eventualne havarije prilikom mogućeg mehaničkog preopterećenja motora, tlačnog preopterećenja vodova goriva ili ulja te drugih sustava na samom eksperimentalnom postavu.

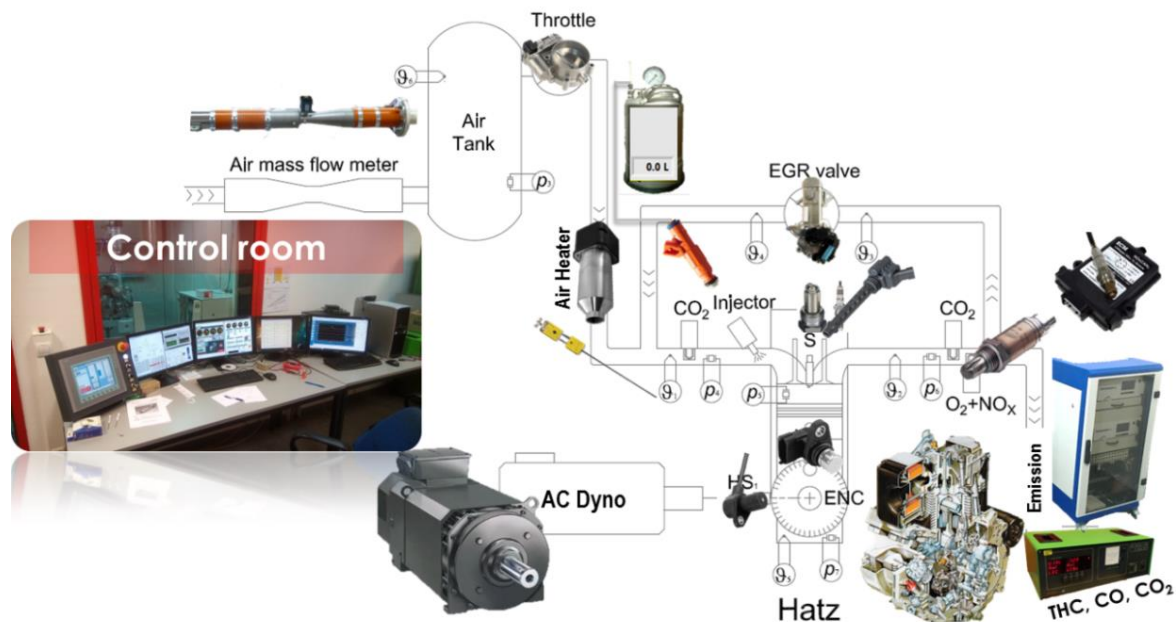


Slika 2.5. Kontrolna soba s pogledom prema eksperimentalnom postavu

U kontrolnoj sobi (slika 2.5) nalazi se više računala spojenih s upravljačkom elektronikom koja se nalazi u posebnim ormarima unutar kabine. Za upravljanje ispitnim postavom i prikupljanje podataka rabljeno je više različitih programskih paketa. Za upravljanje kočnicom rabio se *SIMATIC STEP 7*, za upravljanje motorom s unutarnjim izgaranjem i prikupljanje podataka od perifernih uređaja motora rabio se *National Instruments LabVIEW*, za indiciranje motora *AVL Indicom*, a za kontrolu grijača usisnog zraka, *DELTAELECTRONICS Digital Controller*. Dodatno, kao sustav kontrole kvalitete zraka u kontrolnoj sobi rabljeni su sigurnosni uređaji za mjerenje emisija CO i CO<sub>2</sub>, s funkcijom alarma kod koncentracije opasne po zdravlje operatera.

## 2.2. Eksperimentalni postav

Za eksperimentalno ispitivanje procesa izgaranja u motoru s unutarnjim izgaranjem u ispitnoj kabini je projektiran, sklopljen i pušten u rad eksperimentalni postav prikazan na slici 2.6.



Slika 2.6. Eksperimentalni postav za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem

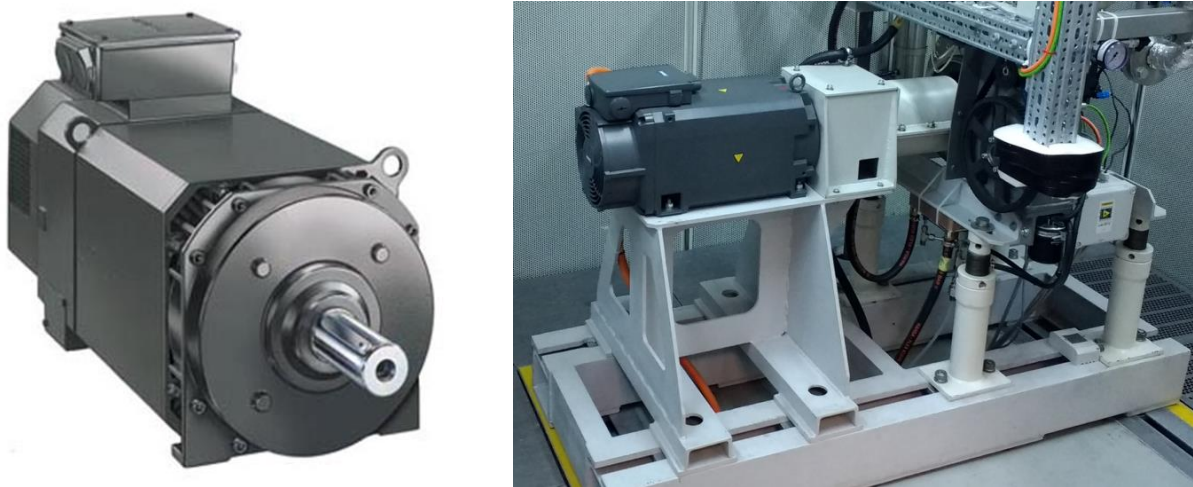
Eksperimentalni postav sastoji se od više elemenata upravljanih iz kontrolne sobe. Osnovne komponente su kočnica (asinkroni elektromotor) i motor s unutarnjim izgaranjem koji je za potrebe istraživanja prerađivan i nadograđivan s dodatnim sustavima. Dodatni sustavi nadograđeni i rabljeni na eksperimentalnom postavu su sustav za ubrizgavanje i mjerenje potrošnje goriva, sustav paljenja smjese, sustav nabijanja tlaka na usisu motora, sustav za mjerenje protoka usisanog zraka, sustav za regulaciju snage, sustav za grijanje usisnog zraka, sustav povrata ispušnih plinova, sustav za regulaciju tlaka na ispuhu motora, sustavi za mjerenje tlaka i temperature, sustav indiciranja motora te sustavi za mjerenje emisija štetnih plinova. Sustavi bitni za rad ispitnog postava detaljnije su opisani u sljedećim poglavljima.

Eksperimentalni postav izrađen je kao modularni sustav koji se može rabiti ne samo za potrebe doktorskog rada nego i za održavanje nastave, provedbu znanstvenih projekata te završnih, diplomskih, specijalističkih i doktorskih radova. Modularni sustav tako uz određene preinake i nadogradnju omogućuje ispitivanje motora s različitim kompresijskim omjerima za potrebe ispitivanja različitih procesa izgaranja u motoru te uporabu različitih tekućih i plinovitih goriva i njihovih kombinacija. Većina sustava izrađena je u suradnji sa studentima i djelatnicima Katedre za motore i vozila kao i u suradnji s drugim katedrama Fakulteta strojarstva i brodogradnje i Fakulteta elektrotehnike i računarstva u Zagrebu.



### 2.3. Kočnica motora

Opretni stroj (u daljnjem tekstu kočnica) čini asinkroni elektromotor upravlján izmjeničnom strujom (slika 2.7). Sustav kočnice motora kao i veći dio eksperimentalnog postava izrađen je u okviru znanstveno – istraživačkog projekta financiranog od Hrvatske zaklade za znanost i tvrtke AVL d.o.o. iz Zagreba. Sustav kočnice izrađen je u suradnji s Fakultetom elektrotehnike i računarstva pri čemu su zahtjeve i način rada odredili djelatnici Katedre za motore i vozila dok su kočnicu izradili djelatnici Zavoda za elektrostrojstvo i automatizaciju Fakulteta elektrotehnike i računarstva u suradnji sa studentima koji su na njoj radili završne i diplomske radove [51,52].

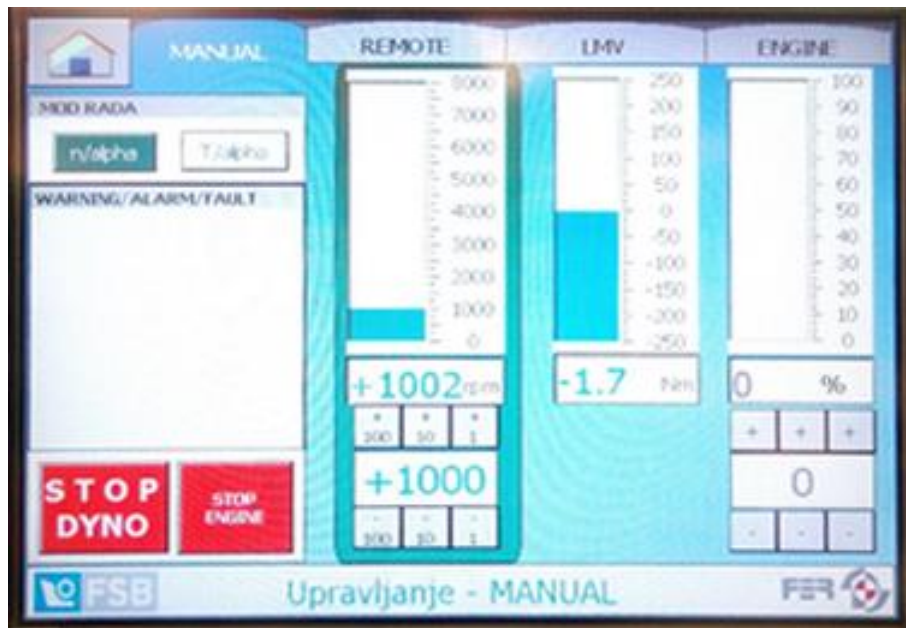


Slika 2.7. Kočnica zasnovana na asinkronom elektromotoru na izmjenične struje

Sustav kočenja motora sastoji se od asinkronog motora i upravljačkog dijela odnosno pretvarača napona i frekvencije. Pretvarač napona i frekvencije je modularne izvedbe, a sastoji se od ulaznog filtra, ispravljača i izmjenjivača. Modulima pretvarača napona i frekvencije preko komunikacije *DRIVE-CliQ* upravlja posebna upravljačka jedinica. Upravljačka jedinica i programabilni logički kontroler (PLC) povezani su preko komunikacije *Profinet*. Elementi sustava nalaze se u samostojećem ormaru unutar kabine za ispitivanje [51]. Upravljanje sustavom izvodi se na upravljačkom pultu izvan upravljačke kabine. Sustavom se može upravljati u dva načina: ručno (engl. *manual*), preko kontrolnog panela s ekranom osjetljivim na dodir (engl. *Human Machine Interface*, HMI) prikazanog na slici 2.8 i daljinski (engl. *remote*) preko aplikacije *LabVIEW*, a izgled upravljačkog sučelja može se vidjeti na slici 2.9.

Glavna karakteristika kočnice je da može raditi u jednom od dva zadana načina rada. U prvom načinu rada ostvaruje pogon odnosno vrtnju ispitnog motora s unutarnjim izgaranjem u

gonjenom stanju odnosno kada motor ne radi samostalno, a drugom načinu rada kočnica opterećuje odnosno koči samostalno pogonjen motor s unutarnjim izgaranjem. Prilikom pogonskog načina rada kočnica se koristi električnom energijom za pogon, a prilikom opteretnog načina rada vraća električnu energiju u električnu mrežu. Procjenom električne struje koja teče kroz kočnicu za vrijeme kočenja motora s unutarnjim izgaranjem određuju se moment i snaga.



Slika 2.8. Ručno upravljačko sučelje kočnice, HMI-Siemens

Elektromotorna kočnica napaja se iz pretvarača napona i frekvencije s aktivnim ulaznim stupnjem. Upravljački algoritam za kočnicu implementiran je na programabilnom logičkom kontroleru (PLC) u relejnoj logici (engl. *ladder*) koristeći se programom *TIA portal V12*. Za upravljanje asinkronim motorom rabi se algoritam vektorskog upravljanja u pretvaraču napona i frekvencije, a konfiguracija pretvarača napravljena je u programu *STARTER* [52].

Pri pogonu kočnica može raditi u jednom od dva načina upravljanja. Prvi je  $n/\alpha$  nači upravljanja pri kojemu se kočnicom zadaje i održava brzina vrtnje kočnice i motora konstantnom, a drugi je  $T/\alpha$  način upravljanja pri kojemu se kočnicom zadaje i održava moment motora konstantnim. Prilikom pokretanja sustava rabi se regulacija brzine vrtnje ( $n/\alpha$ ) kako bi se MSUI doveo na željenu brzinu vrtnje. Nakon toga pokreću se sustavi za samostalni pogon motora s unutarnjim izgaranjem. Nakon što motor samostalno proradi nastavlja se s ispitivanjem motora kočnicom u željenom režimu rada  $n/\alpha$  ili  $T/\alpha$  po izboru operatera [53,54].

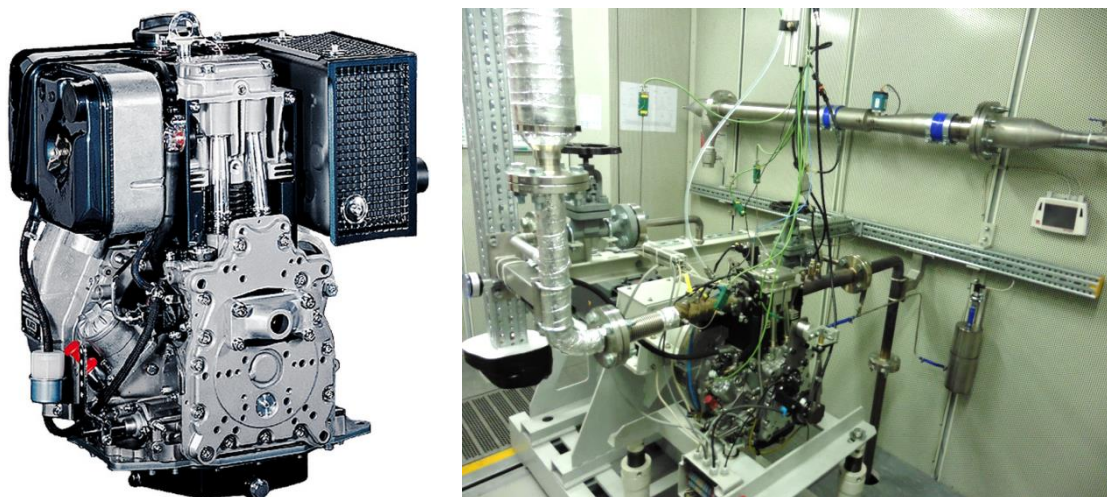


Slika 2.9. Daljinsko upravljačko sučelje kočnice, LabVIEW

U daljinskom načinu upravljanja (engl. *remote*), referentne vrijednosti brzine vrtnje ili momenta zadaju se pomoću aplikacije *LabVIEW* na računalu smještenom u kontrolnoj sobi. Navedene vrijednosti se preko analognih izlaznih modula šalju na analogne ulaze PLC-a. Prilikom predaje upravljanja iz ručnog u daljinsko, zadnje upravljačke vrijednosti momenta ili brzine vrtnje prepisuju se iz PLC-a u aplikaciju *LabVIEW* pomoću analognih ulaznih modula na sustavu za daljinsko upravljanje. Upravljački sustav osim upravljačkih mogućnosti sadrži i, ništa manje važne, sigurnosne postavke. Sigurnosne postavke su implementirane u upravljački sustav u obliku zaštite po brzini vrtnje, srednjoj vrijednosti momenta, sklopke za isključivanje u nuždi „NOT-AUS“ i zaštite od gubitka komunikacije s vanjskim računalom (*LabVIEW*). Sve zaštite implementirane u sustavu prate se u PLC-u neovisno o načinu upravljanja ili o režimu rada. Aktivacija bilo koje razine zaštite ispisuje se na HMI kontrolnom panelu i u ovisnosti o razini alarma kočnica se zaustavlja ili dovodi u stabilnu radnu točku [53].

## 2.4. Motor s unutarnjim izgaranjem

Za eksperimentalni motor s unutarnjim izgaranjem, kao osnova, upotrebljen je zrakom hlađeni *HATZ 1D81Z* (dalje u tekstu: motor) prikazan na slici 2.10. Originalno, namjena motora je da služi kao agregat s Dieselovim načinom rada. Kako se u istraživačkom radu ispitivao Ottov način rada, na motoru su napravljene potrebne preinake. Prerada na Ottov način rada sastojala se od više preinaka kao što su novi sustav za određivanje položaja klipnog mehanizma, promjena kompresijskog omjera, ubrizgavanje benzina, paljenje smjese putem sustava indukcijski svitak – svjećica, mjerenje protoka zraka i goriva. Nadalje, na motor su dorađeni dodatni sustavi rabljeni za ostvarivanje i nadgledanje željenih rubnih uvjeta procesa izgaranja. Ti sustavi su: povrat ispušnih plinova, indiciranje, grijanje usisnog zraka i mjerenje emisija štetnih ispušnih plinova.



Slika 2.10. Eksperimentalni motor s unutarnjim izgaranjem (lijevo), eksperimentalni postav s upogonjenim motorom s unutarnjim izgaranjem (desno)

Osnovne karakteristike motora prikazane su u tablici 2.1.

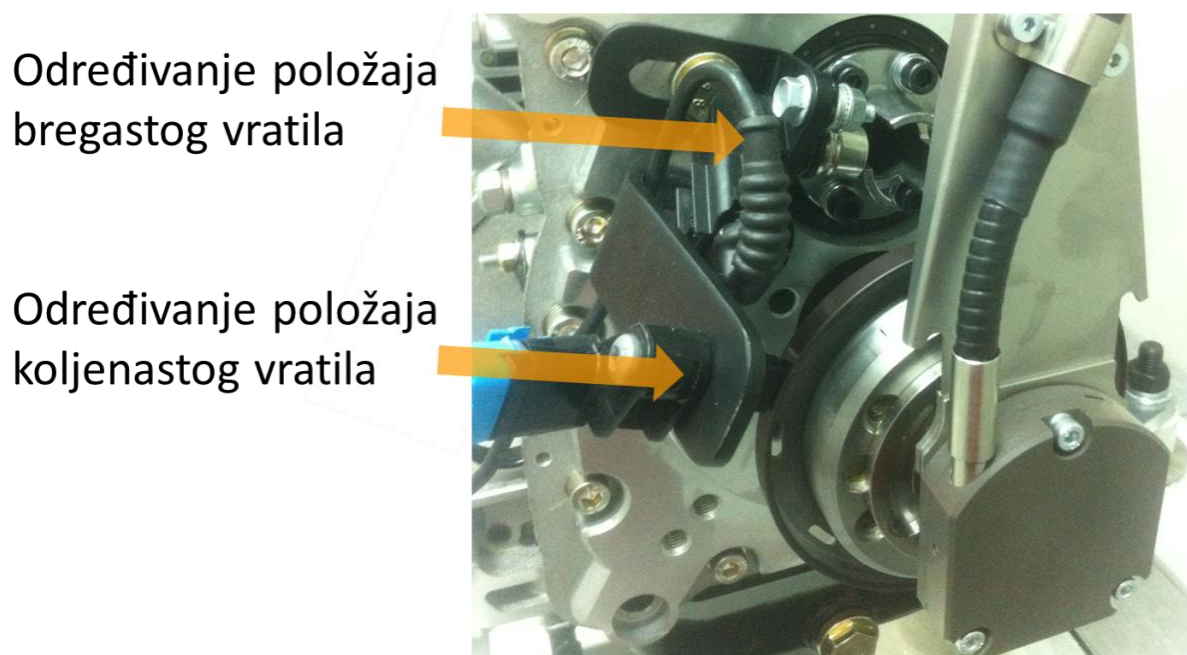
Tablica 2.1. Osnovne karakteristike eksperimentalnog motora [55]

Proizvođač	Hatz, 1D81Z
Tip motora	1 cilindar, 4 taktni
Promjer cilindra, mm	100
Hod klipa, mm	85
Oblik prostora izgaranja	Toroidni
Radni volumen motora, cm <sup>3</sup>	667,59
Kompresijski omjer	12
Usisni ventil	Otvora pri 340°, zatvara pri 590°
Ispušni ventil	Otvora pri 154°, zatvara pri 380°



### 2.4.1. Elementi za određivanje položaja klipnog mehanizma

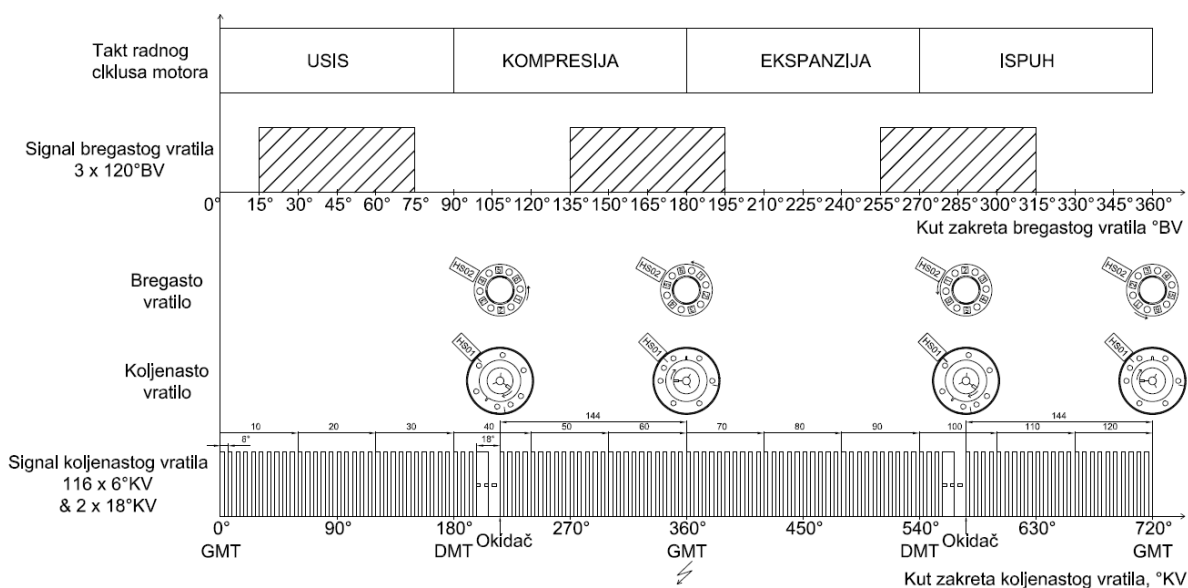
Za određivanje položaja klipnog mehanizma motora dodana su dva senzora *hall* (slika 2.11) s dva pripadajuća rotacijska prstena. Prvi rotacijski magnetni prsten (sa 60-2 magnetna) nalazi se na koljenastom vratilu te se prilikom rotacije prstena mjeri zakret s mjernom točnošću od šest stupnjeva zakreta koljenastog vratila ( $^{\circ}\text{KV}$ ). Za dodatnu preciznost od  $1^{\circ}\text{KV}$  vremenski period između prethodna dva signala od  $6^{\circ}\text{KV}$  dijeli se na šest čime se dobije vremenski period jednog stupnja. Prilikom određivanja položaja nakon signala od  $6^{\circ}\text{KV}$  dodaje se vremenski period od po jednog stupnja do željene vrijednosti.



*Slika 2.11. Elementi za određivanje položaja klipnog mehanizma*

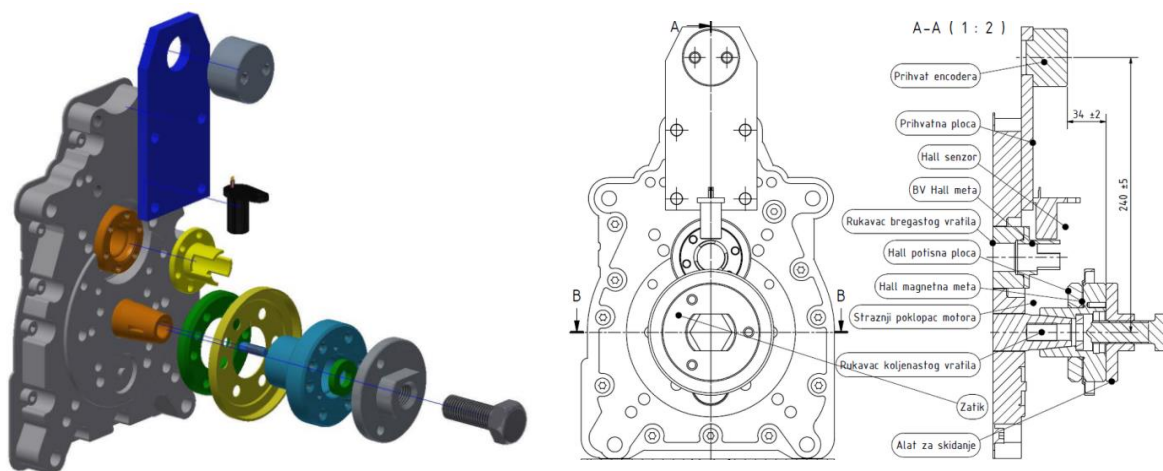
Regulacija paljenja smjese i brizganja goriva odvija se tako da na određenom položaju zakreta koljenastog vratila (čime je ujedno definiran i položaj klipnog mehanizma) preskače iskra ili se protok goriva pušta kroz brizgaljku goriva. Senzor na koljenastom vratilu nalazi se  $144^{\circ}\text{KV}$  prije gornje mrtve točke te od tog trenutka počinje odbrojanje kuta prepaljenja ili položaja kuta ubrizgavanja goriva do i nakon gornje mrtve točke (slika 2.12).





Slika 2.12. Shema digitalnih signala za očitavanje pozicije klipnog mehanizma

Nadalje, ciklus Ottovog motora definiran je položajem klipnog mehanizma kroz  $720^{\circ}\text{KV}$  unutar kojih se odvijaju sva četiri takta. Od ta četiri takta (dva kruga zakreta koljenastog vratila), ubrizgavanje i paljenje smjese odvija se uglavnom samo u visokotlačnom dijelu procesa (taktovima kompresije i ekspanzije), a ne u dijelu izmjene radnog medija (taktovima usisa i ispuha). Povezano s tim, dodan je drugi senzor na bregastom vratilu s tri neparna digitalna signala (gledano na razini jednog radnog ciklusa motora od  $720^{\circ}\text{KV}$ ) prikazana na slici 2.12 kao *Camshaft Trigger*. Rotacija bregastog vratila, koja je dvaput sporija od koljenastog vratila, određuje u kojem je dijelu ciklusa (jedan se radni ciklus motora sastoji od dva okretaja) signal na koljenastom vratilu te se iz ta dva signala zaključuje točan položaj klipnog mehanizma unutar  $720^{\circ}\text{KV}$ .



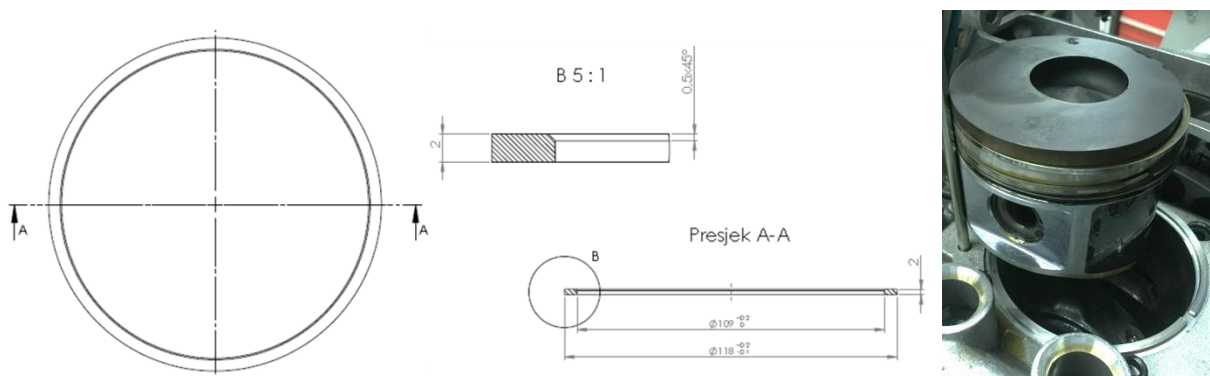
Slika 2.13. Prihvat senzora "hall" i enkodera za indiciranje.

Lijevo: 3D model. Desno: Sklopni crtež.



### 2.4.3. Promjena kompresijskog omjera

Tvornički motor rabljen u istraživanju je, kao što je već navedeno, Dieslov motor. Samim time takav motor ima visoki kompresijski omjer koji nije odgovarajući za rad u Ottovom načinu rada. Zbog toga je tvornički kompresijski omjer motora ( $\epsilon$ ) u iznosu od  $\epsilon = 21$  mijenjan dva puta. Prvi put na  $\epsilon = 12$  kada se motor ispitivao u Ottovom načinu rada bez nabijanja i drugi puta na  $\epsilon = 10$  kada se motor ispitivao u Ottovom načinu rada s nabijanjem. Za promjenu kompresijskog omjera napravljene su preinake kompresijskog volumena tako da je smanjena visina klipa (glodanjem čela klipa 3 mm), povećana visina cilindra ugradnjom distantnog prstena za pomak cilindra (slika 2.16) i promjenjena debljina brtve glave motora. Za postizanje kompresijskog omjera  $\epsilon = 12$  umjesto brtve glave debljine 0,7 mm postavljena je brtva debljine 1,3 mm te je visina klipa smanjena za 3 mm. Nakon toga za kompresijski omjer  $\epsilon = 10$  dodan je još i distantni prsten između bloka i cilindra motora debljine 2 mm s ciljem povećanja visine kompresijskog volumena za dodatnih 2 mm.



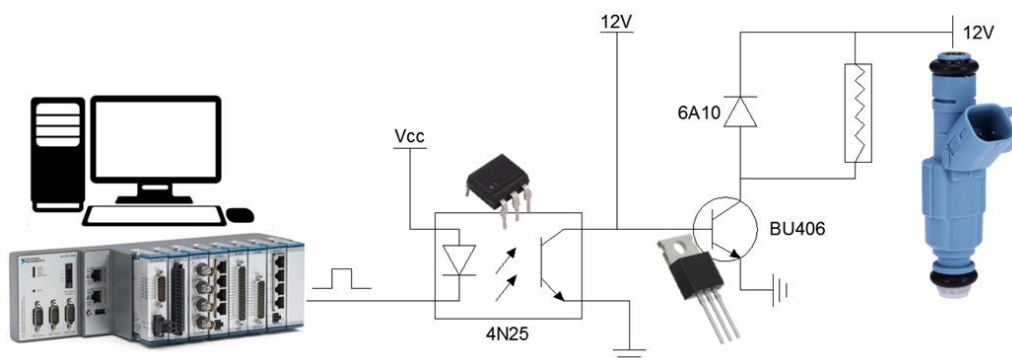
Slika 2.16. Distantni prsten za pomak cilindra i klip nakon brušenja čela klipa

### 2.5. Sustav za ubrizgavanje i mjerenje potrošnje goriva

Nadograđeni sustav za ubrizgavanje goriva u usisnu granu sastoji se od brizgaljke (*BOSCH EV-6-E*), sustava dovoda goriva, upravljanaj brizgaljkom i sustava mjerenja potrošnje goriva.

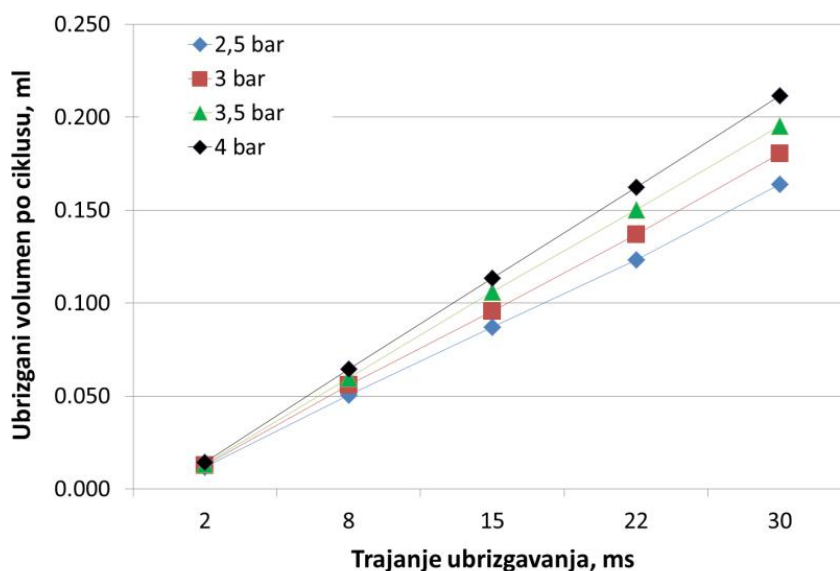
Upravljanje brizgaljkom omogućeno je pomoću aplikacije izrađene u programskom paketu *LabVIEW* i izrađenog elektroničkog sklopa, te platforme *National Instruments CompactRIO*. Digitalni signali koji zatvaraju strujni krug preko tranzistora i optosprežnika (engl. *optocoupler*) šalju se preko modula *NI 9474* spojenog na platformu *cRIO 9074* (slika 2.17). Optosprežnik se rabi iz više razloga. Optosprežnik je elektronička komponenta koja nema mehaničkih dijelova stoga ima veliku brzinu rada, što je iznimno bitno da bi se postigao točan

trenutak i duljina ubrizgavanja pri visokim brzinama vrtnje motora. Druga bitna karakteristika jest da ulazni i izlazni dio nisu fizički povezani zbog čega nije moguće protjecanje struje između njih čime se osigurava sigurnost komponenti *CompactRIO* platforme.



Slika 2.17. Shema upravljačkog elektroničkog sklopa za ubrizgavanje

Nakon uspješno uspostavljenog rada brizgaljke goriva napravljeno je mjerenje količine ubrizganog goriva čime je utvrđena karakteristika brizgaljke pri različitim tlakovima napajanja gorivom (slika 2.18.) [56]. Volumen ubrizganog goriva prikazan je za pojedinačni ciklus ubrizgavanja (otvorenost brizgaljke) u trajanju određenom u milisekundama. Duljina trajanja ubrizgavanja bitna je zbog ograničenog vremena definiranog jednim radnim ciklusom motora unutar kojeg je gorivo potrebno ubrizgati. Po potrebi, količina ubrizganog goriva još se može mijenjati i promjenom tlaka napajanja gorivom (slika 2.18.). Za mjerenje radnih točaka za vrijeme istraživanja odabran je tlak od 3 bara.



Slika 2.18. Dijagram volumena ubrizganog goriva pri različitim tlakovima napajanja gorivom

Umjeravanjem brizgaljke određen je okvirni raspon u kojem ona može raditi te služi kao svojevrsno ograničenje rada motora te se u slučaju potrebe većeg protoka u paralelu može dodati još jedna identična brizgaljka što ovdje nije bio slučaj. Iako ovakva karakterizacija

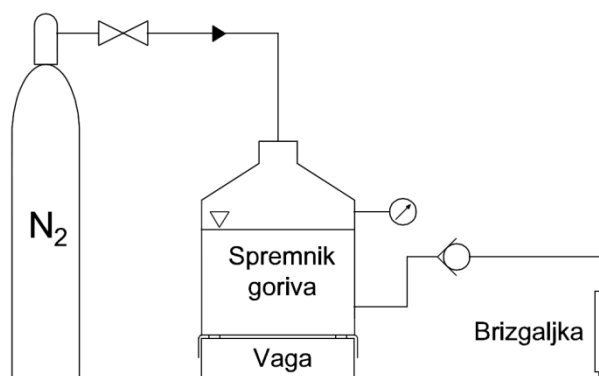
omogućuje određivanje mase ubrizganog goriva na temelju duljine ubrizgavanja, ovaj način određivanja mase ubrizganog goriva nije bio zadovoljavajući zbog prevelike mjerne nesigurnosti u izmjerenoj masi goriva u slučaju mjerenja pri različitim temperaturama i gustoćama pogonskog goriva. Iako je volumen ubrizganog goriva jednak, mijenjanjem temperature i gustoće goriva mijenja se masa ubrizganog goriva, a samim time i količina energije.

S druge strane, sustav koji se rabio za mjerenje potrošnje goriva je precizna vaga sa spremnikom pod konstantnim tlakom. Za mjerenje mase upotrebljena je vaga *OHAUS Explorer* (slika 2.19.) s preciznošću mjerenja od 0,1 gram te maksimalnom masom kojom se smije opteretiti od 20 kg. Potrošnja goriva mjerena je linearnom aproksimacijom izmjerenih točaka pri smanjenju mase goriva na vagi za vrijeme mjerenja [57].



Slika 2.19. Ručno korisničko sučelje vage za mjerenje količine goriva u spremniku (lijevo), vaga i spremnik goriva (desno)

Sustav napajanja gorivom izrađen je tako da se iz boce s dušikom pod konstantnim tlakom putem regulatora tlaka, tlak spustio na željenu vrijednost (u provedenom ispitivanju 3 bara) te se s tim tlakom tlačilo pogonsko gorivo. Nakon toga stlačeno gorivo transferirano je pod zadanim tlakom do brizgaljke pomoću koje se ubrizgavalo u usisnu granu motora (slika 2.20).



Slika 2.20. Shema sustava napajanja gorivom





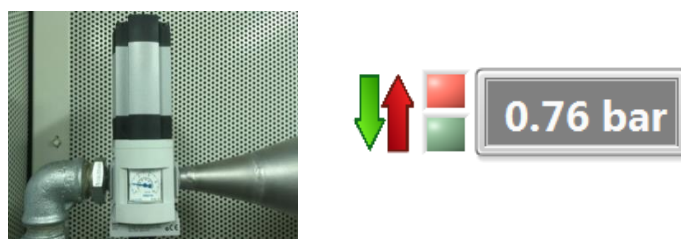
## 2.7. Sustav nabijanja tlaka na usisu motora

Za potrebe rada motora s prednabijanjem u eksperimentalni postav doveden je vod visokog tlaka zraka od 8 bar. Tlak nabijanja omogućen je vijčanim kompresorom *BOGE SD 24-2* [61] (slika 2.23) koji se sastoji od kompresora, upravljačke ploče i spremnika pod tlakom. Potrošnja zraka kojeg na visoki tlak stlačuje kompresor ovisi o brzini vrtnje ispitivanog motora s unutarnjim izgaranjem. Sustav regulacije tlaka provodi se kroz tri faze; pokretanje kompresora, otvaranje ventila za dizanje tlaka u spremniku te napajanje sustava visokim tlakom iz spremnika uz zaustavljen kompresor. Zbog potrošnje zraka pri mjerenju radnih točaka kompresor je kontinuirano bio u pogonu te se samo regulacijskim ventilom nadopunjavao tlak u spremniku. Izbjegavanje zaustavljanja rada kompresora pokazalo se kao rješenje za neželjenu oscilaciju tlaka nastalu u slučaju zaustavljanja i ponovnog pokretanja.



Slika 2.23. Sustav za nabijanje zraka – kompresor *BOGE SD 24-2* i spremnik stlačenog zraka

Za regulaciju tlaka prije usisa motora s unutarnjim izgaranjem korišten je elektronički upravljani regulator tlaka *FESTO MS6-LRE-1/2D6-PU-SK2-VK2* [62] prikazan na slici 2.24 (lijevo). Osnovne karakteristike regulatora tlaka su: maksimalni ulazni tlak od 20 bara i maksimalni izlazni tlak prema motoru od 7 bara. Elektroničko upravljanje regulatorom tlaka ostvareno je preko digitalnih izlaza za kontrolu i analognog ulaza za povratnu vezu, odnosno za stanje tlaka na izlazu iz regulatora tlaka. Regulacija je omogućena putem računala iz kontrolne sobe, a programirana je u programskom paketu *LabVIEW* s korisničkim sučeljem prikazanim na slici 2.24 (desno) s dvije opcije, dizanjem i spuštanjem tlaka usisa motora.

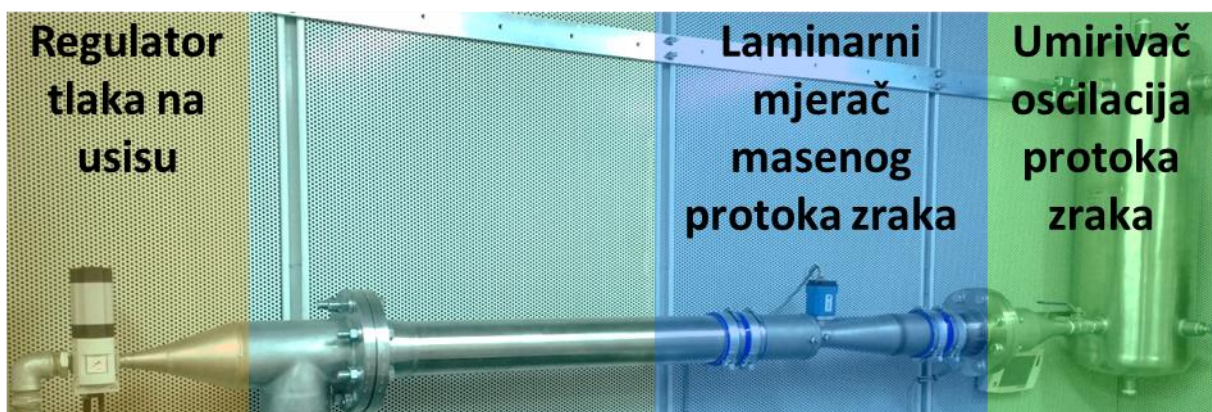


Slika 2.24. Sustav za regulaciju tlaka na usisu motora. Regulator tlaka *FESTO MS6-LRE* (lijevo), *LabVIEW* s korisničkim sučeljem (desno)

## 2.8. Sustav za mjerenje protoka usisnog zraka

Jedan od rubnih uvjeta za proces izgaranja je količina usisanog zraka. Vrijednost protoka zraka bitna je za daljnje istraživanje kao i za samo upravljanje radom motora te postizanje ciljanih radnih točaka. Budući da je potrebna visoka preciznost mjerenja, rabljen je laminarni protokomjer relativno velikih dimenzija u odnosu na standardne mjerne protoka zraka koji se rabe na motorima s unutarnjim izgaranjem u serijskoj upotrebi. Razlog tomu je to što se za svaku izmjerenu radnu točku mora omogućiti da bude ponovljiva i usporediva s već izmjerenim točkama te kako bi bila moguća usporedba radnih točaka s drugim laboratorijima i znanstvenim radovima.

Sustav mjerenja i regulacije protoka zraka na usisu motora sastoji se od više elemenata prikazanih na slici 2.25. Osim mjeraca masenog protoka zraka upotrebljava se i regulator tlaka te umirivač oscilacija protoka zraka. Regulator tlaka na usisu rabi se za kontrolu nabijanja motora te samim time i količine zraka koji se usisava u prostor izgaranja. Mjerač masenog protoka zraka *TSI 2017L* osigurava visoku točnost mjerenja, ali s relativno sporim odzivom na nagle promjene u protoku zraka. Naime, motor s unutarnjim izgaranjem koji se rabi na postavu je jednocilindarski četverotaktni motor, a njegov rad karakteriziraju velike oscilacije protoka zraka na usisu zato što se zrak usisava samo u jednom taktu (taktu usisa) dok u preostala tri takta zrak na usisu miruje. Da bi se umirile nastale oscilacije u protoku, u sustav je ugrađen spremnik zraka koji omogućuje da se nagla promjena protoka unutar njega amortizira prilikom čega se taj spremnik relativno stacionarnom brzinom napaja zrakom preko mjeraca protoka zraka i ventila na ulazu u spremnik.



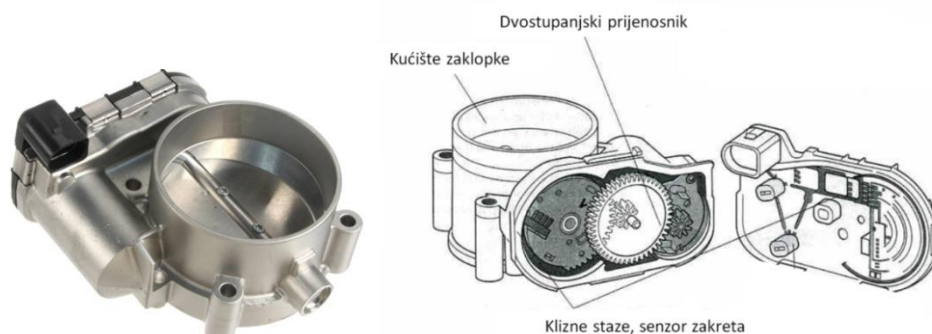
Slika 2.25. Sustav mjerenja protoka zraka na usisu motora, njegovi značajni elementi

Karakteristike rabljenog mjeraca masenog protoka zraka su: raspon mjerenja od 60 do 6000 L/min, točnost  $\pm 0,2$  % od pune skale, radna temperatura  $-45$  do  $93^{\circ}\text{C}$  i tlak od 0,8 do 1,2 bar.



## 2.9. Zaklopka snage

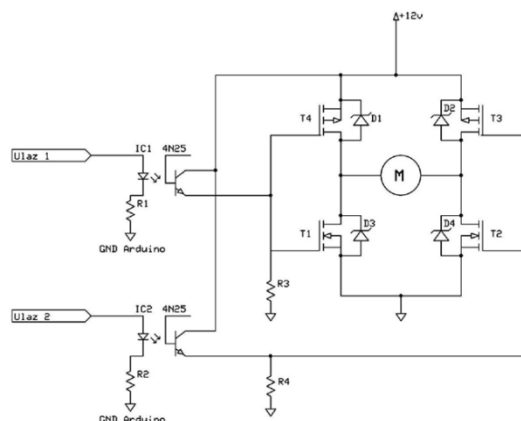
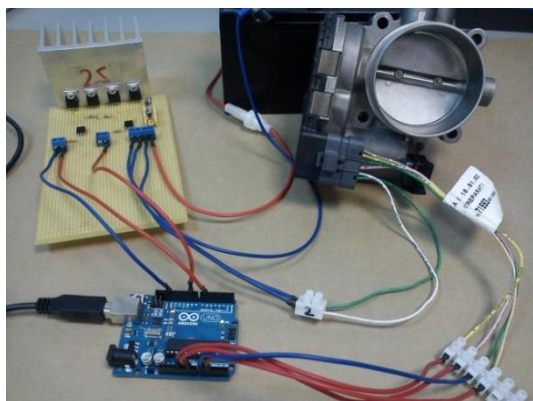
Regulacija snage Ottovog motora izvodi se promjenom mase svježe smjese koja ulazi u motor. Stupanj punjenja motora tada u najvećoj mjeri ovisi o položaju zaklopke za snagu (engl. *throttle*) koja je smještena na usisu motora.



Slika 2.26. Zaklopka snage Ottovog motora

Regulacija snage na eksperimentalnom postavu omogućena je izradom električkog upravljačkog sustava zaklopke za snagu Ottovog motora (slika 2.26). Upravljački sustav zasniiva se na izrađenom upravljačkom programu u programskom paketu *LabVIEW*. Kao sučelje za izlaz digitalnih signala i ulaz analognih signala do računala rabljen je modul *Arduino UNO*. Ulazni analogni signali prikupljaju informacije s dvije klizne staze o položaju zaklopke. Digitalni izlazi upravljaju elektroničkim sklopom H-mosta kojim se pokreće elektromotor za otvaranje i zatvaranje zaklopke. Ovakav sustav koji rabi električne vodove za prijenos upravljačkih signala umjesto mehaničke veze naziva se *Drive by wire* te se nalazi u svim suvremenijim vozilima.

Izvedeno stanje elektroničkog sustava s modulom *Arduino UNO* te zaklopkom prikazano je na slici 2.27 (lijevo), a shematski prikaz upravljačkog dijela vidi se na slici 2.27 (desno) [63].



Slika 2.27. Elektronički sklop zaklopke snage Ottovog motora (lijevo), shema elektroničkog sklopa (desno)

## 2.10. Sustav grijanja zraka na usisu

Sustav grijanja zraka usisa rabljen je za izjednačavanje temperature na usisu motora sa i bez uporabe hladenog EGR-a te, dodatno, za grijanje na više temperature sa svrhom objašnjenom u rezultatima i zaključcima ove disertacije. Rabljeni grijač zraka *SUREHEAT MAX Air Heater* prikazan je na slici 2.28 (lijevo). Upravljanje temperaturom grijača odvijalo se preko upravljačke elektronike koja putem PID regulacije ostvaruje izlaznu zadanu temperaturu mjerenu pomoću povratne veze dobivene s termoparom tipa K (slika 2.28, desno). Maksimalna izlazna snaga grijača iznosi 18 kW s napajanjem od 380 V, pri čemu kontrolirano postiže izlazne temperature do 760°C [64].



Slika 2.28. Grijač usisnog zraka *SUREHEAT MAX Air Heater* (lijevo),  
upravljački ormar (desno)

Željene vrijednosti temperature na izlazu iz grijača zadaju se putem programskog paketa *DELTA DIGITAL CONTROLLER* prikazanog na slici 2.29.



Slika 2.29. Grafičko sučelje programa za upravljanje grijačem zraka

Temperatura zraka na usisu mjerodavna za podešavanje rubnog uvjeta procesa izgaranja je temperatura na samom ulazu u cilindar motora koja je zbog udaljenosti grijača (za duljinu usisne cijevi) nije jednaka onoj na izlazu iz grijača nego je znatno niža. Niža temperatura rezultat je hlađenja usisnog zraka koji putuje kroz usisnu cijev do motora. Zbog toga je na ulazu motora postavljen dodatni termopar tipa K čija je izmjerena vrijednost temperature uzimana kao mjerodavna prilikom postavljanja rubnih uvjeta u procesu izgaranja. Zadana temperatura zadaje se preko upravljačkog programa grijača te je linearno viša od temperature na samom ulazu motora.

## 2.11. Ventil povrata ispušnih plinova

Povrat ispušnih plinova (engl. *Exhaust Gas Recirculation*, EGR) prikazan na slici 2.30., predstavlja jednu od suvremenih nadogradnji na motorima s unutarnjim izgaranjem. Inicijalno je ugrađivan kod Diesellovih motora za potrebe smanjenja štetnih emisija ispušnih plinova. U Ottovim motorima, kao što je slučaj ove disertacije, rabi se za regulaciju temperature u cilindru za vrijeme izgaranja čime aktivno utječe na proces izgaranja za vrijeme samog rada motora. Utjecaj povrata ispušnih plinova na proces izgaranja te dio utjecaja na izgaranje koji se istražuje u okviru doktorskog rada detaljnije je opisan u petom poglavlju o diskusiji rezultata izmjerenih na eksperimentalnom postavu.



Slika 2.30. Ventil povrata ispušnih plinova, Valeo tip 700434 [65]

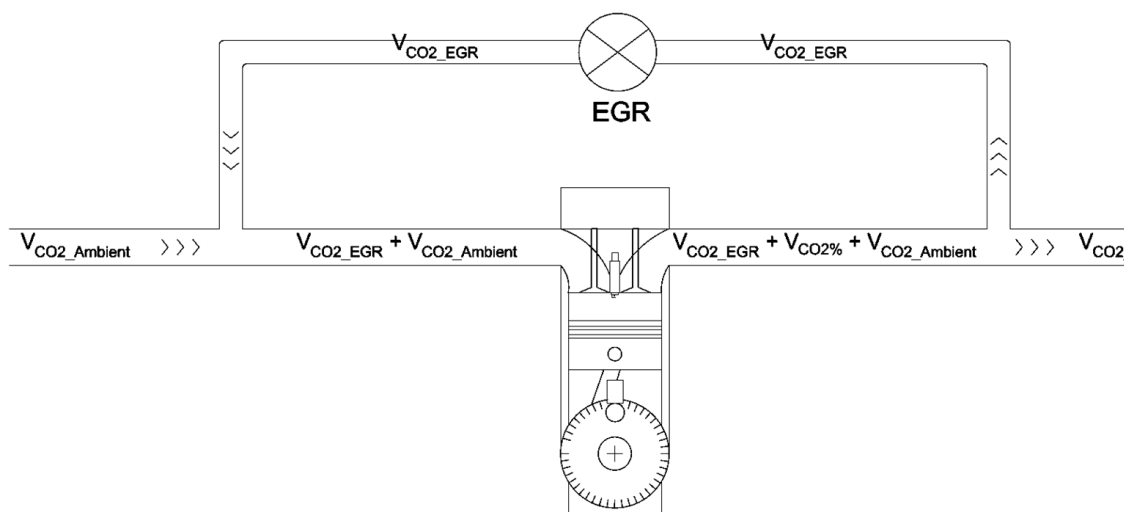
Sustav povrata ispušnih plinova odvija se tako da se dio ispušnih plinova preusmjerava s ispušne u povratnu granu. Na povratnoj grani nalazi se EGR ventil sa zaklopkom s jednakim principom rada kao i zaklopka snage motora. Otvaranjem zaklopke omogućuje se tijekom ispušnih plinova preko povratne grane spojene na usisnu granu do cilindra motora. Da bi se ostvario protok povrata ispušnih plinova, nužno je da tlak na ispuhu bude veći nego na usisu pri čemu je poželjno da razlika tlaka iznosi barem 0,1 bar. S većom razlikom tlaka se po potrebi povećava i protok povrata ispušnih plinova. Kod nenabijenog načina rada ta razlika tlaka već je ostvarena blagim prigušenjem tlaka na usisu motora dok je kod nabijenog motora potrebno upotrijebiti dodatni sustav s regulacijskim ventilom na ispuhu motora.

Nadalje, ugrađeni sustav povrata ispušnih plinova na eksperimentalnom postavu ima i dodatni podsustav koji omogućuje hlađenje ispušnih plinova, a prikazan je na slici 2.31. Sustav se sastoji od izmjenjivača topline ispušni plin / voda i zaklopke koja omogućuje protok plinova kroz izmjenjivač topline da bi se u konačnici dobio efekt smanjenja temperature izgaranja.



Slika 2.31. Sustav za povrat ispušnih plinova s izmjenjivačem topline

EGR sustav na eksperimentalnom postavu postavljen je u visokotlačnom dijelu odnosno nakon samog sustava nabijanja. Nadalje, sustav je postavljen nakon zaklopke snage zbog smanjenja gubitaka koje uzrokuje prigušenje motora uzrokovano zaklopkom za snagu prilikom djelomičnog opterećenja. Tako je smanjen potreban rad za izmjenu radnog medija što za posljedicu ima veću učinkovitost motora.



Slika 2.32. Shematski prikaz recirkulacije ispušnih plinova na MSUI

Prilikom korištenja recirkulacije ispušnih plinova bitno je odrediti udio recirkuliranog ispušnog plina u odnosu na svježi radni medij. Udio recirkuliranog ispušnog plina opisan je formulom (2.1).

$$\text{EGR}(\%) = \frac{V_{\text{EGR}}}{V_{\text{EGR}} + V_{\text{usis}}} \cdot 100 \quad (2.1)$$

Postotak EGR-a određuje se mjerenjem emisije CO<sub>2</sub> na usisu i ispuhu iz motora. Omjer recirkuliranog volumnog omjera CO<sub>2</sub> na usisu u odnosu na volumni udio CO<sub>2</sub> na ispuhu

jednak je omjeru ukupno recirkuliranog ispušnog plina. Prema shematskom prikazu na slici 2.32. dolazi se do izraza za izračun udjela recirkuliranog plina (2.21).

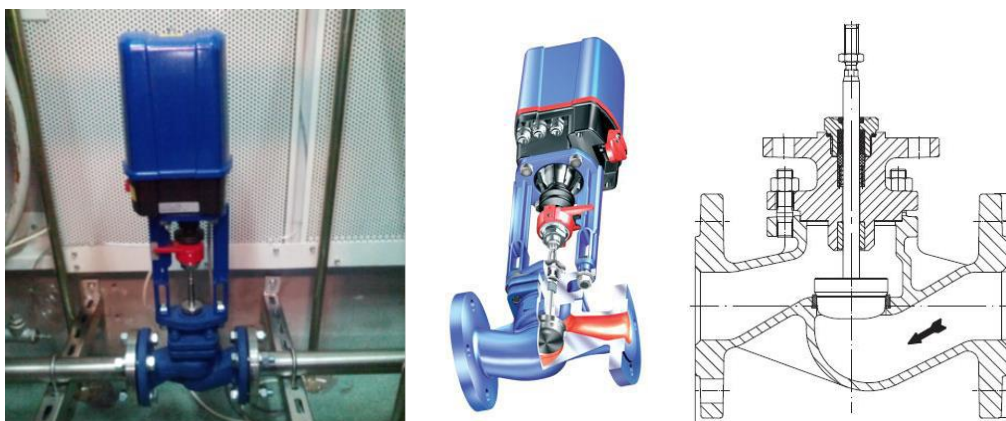
$$\text{EGR}(\%) = \frac{[\text{CO}_2]_{\text{Usis}} - [\text{CO}_2]_{\text{CO}_2\text{ Ambient}}}{[\text{CO}_2]_{\text{Ispuh}} - [\text{CO}_2]_{\text{CO}_2\text{ Ambient}}} \cdot 100 \quad (2.2)$$

Udio EGR-a izračunat na ovaj način ne odnosi se na ukupan iznos produkata izgaranja u samom cilindru prije početka izgaranja. Potrebno je uzeti u obzir i unutarnji EGR koji se odnosi na produkte izgaranja koji su zaostali u cilindru od prethodnog ciklusa nakon zatvaranja ispušnog ventila.

EGR sustav zahtijeva finu regulaciju, a zbog preciznog izračuna količine recirkuliranog plina zahtjev za duljom stabilizacijom prije spremanja mjerne točke nešto je veći. Razlog tome je određeno kašnjenje zbog vremena potrebnog da se uzorak ispušnih plinova sa usisa i ispuha motora dovede do samog analizatora kako bi se mogla izračunati količina ispušnog plina dovedenog u cilindar motora [66].

## 2.12. Regulacijski ventil na ispuhu motora

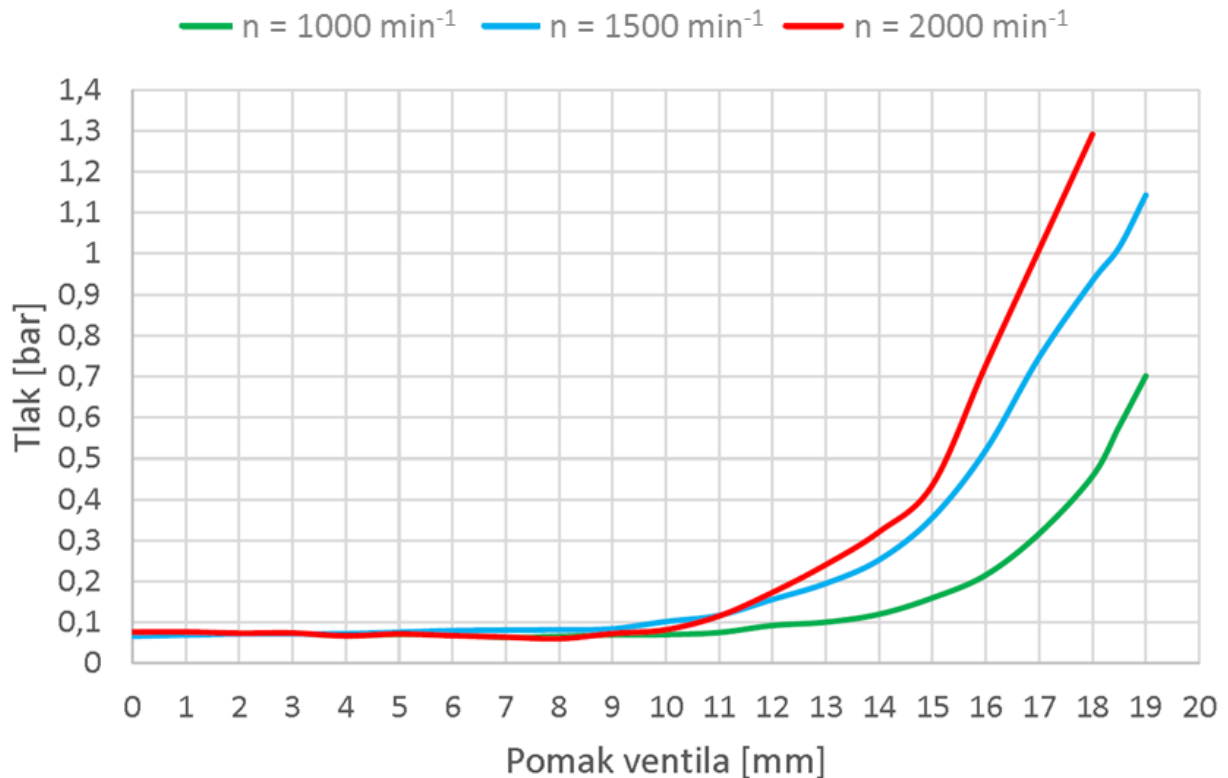
Jedan od rubnih uvjeta koji se može ostvariti na eksperimentalnom postavu regulacija je željenog tlaka na ispuhu motora. Tlak na ispuhu motora potreban je za ostvarivanje mogućnosti regulacije unutarnjeg i vanjskog EGR-a. Regulacija je omogućena ugradnjom regulacijskog ventila na ispušnu cijev motora s unutarnjim izgaranjem. Ugrađeni sklop ventila *ARI STEVI 440 DN40 PN25* s elektromotornim pogonom *ARI PREMIO Plus 2G* prikazan je na slici 2.33. Njime se ostvaruje otpor na ispuhu tako da se regulira otvorenost same ispušne cijevi s mogućnošću otvorenosti ventila od 0 do 20 mm što, u kontekstu otvorenosti ventila, znači od 0 do 100 % [67].



Slika 2.33. Regulacijski ventil ARI PREMIO Plus 2G na ispuhu motora



Za regulaciju tlaka na ispuhu, na ispušnoj grani između motora i samog regulacijskog ventila ugrađen je senzor tlaka koji služi kao povratna veza u regulacijskoj petlji. Tako se pomakom ventila odnosno njegovim zatvaranjem podiže tlak ispuha do zadane vrijednosti. Slika 2.34. prikazuje krivulje porasta srednje vrijednosti manometarskog tlaka u ovisnosti o zatvorenosti ventila u mm (ventil je potpuno zatvoren na 20 mm) za tri različite brzine vrtnje motora [68].



Slika 2.34. Dijagram ovisnosti tlaka na ispuhu u ovisnosti o otvorenosti regulacijskog ventila

### 2.13. Mjerenje temperature

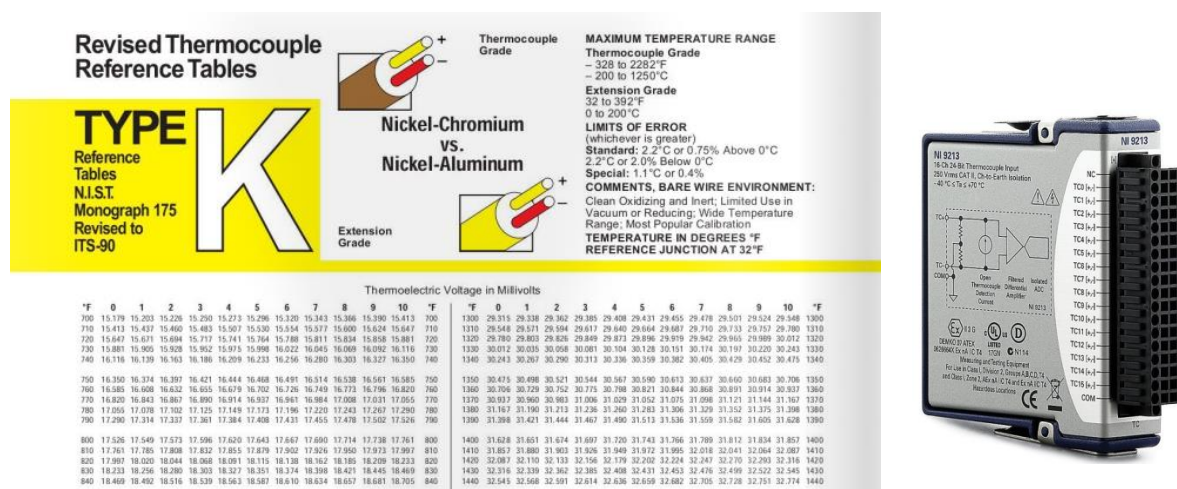
Za mjerenje temperature na eksperimentalnom postavu rabljeni su termoparovi. Termopar kao jedan od najčešće rabljenih senzora temperature sastoji se od dvije žice različitih legura spojenih na jednom kraju. Termoelektrični efekt na tom spoju ima efekt pojave različitog napona pri različitim temperaturama.



Slika 2.35. Termopar tipa K, OMEGA KQXL-IM30G-150

Za mjerenje temperatura na eksperimentalnom postavu rabljeni su termoparovi tipa K OMEGA KQXL-IM30G-150 prikazani na slici 2.35. Iza te oznake stoji karakteristika

materijala u spoju, a to su Nikl-Krom i Nikl-Aluminij. Termopar dodatno karakteriziraju dimenzije od 150 mm duljine, promjer od 3 mm te raspon mjerenja od  $-270^{\circ}\text{C}$  do  $1372^{\circ}\text{C}$  [69] što zadovoljava sve potrebe mjerenja. Temperatura se određuje prema razlici potencijala (vrijednosti napona) na krajevima termopara. Za određeni tip termopara, prema standardiziranoj tabeli (EN 60584) prikazanoj na slici 2.36 (lijevo) definirana je veza između temperature i izmjenjenog napona. Takva tablica već je pohranjena u elektroničkoj opremi (*NI modul C serije 9213*) sa 16 ulaznih kanala koja naponski signal automatski pretvara u temperaturu i ispisuje na računalu.



Slika 2.36. Dio tabličnog prikaza vrijednosti termopara tipa K i modul NI 9213 za očitavanje temperature [70]

Mjerene temperature na eksperimentalnom postavu su sljedeće: temperatura na usisu i ispuhu motora, temperatura na usisnom spremniku za umirivanje oscilacija protoka usisnog zraka, temperatura na ulazu i izlazu iz EGR-a, temperatura glave motora, temperatura ulja, temperatura neposredno prije ventila za regulaciju tlaka na ispušnoj cijevi motora, temperatura u ispitnoj kabini i temperatura u ormaru s upravljačkom elektronikom eksperimentalnog postava.

## 2.14. Mjerenje tlaka

Za mjerenje tlaka upotrebljen je apsolutni senzor tlaka *OMEGA PXM219-004AI* prikazan na slici 2.37. (lijevo) [71]. Raspon mjerenja senzora je apsolutni tlak od 0 do 4 bara s pogreškom mjerenja od 0,25 % raspona mjerenja.



Slika 2.37. Senzor tlaka *OMEGA PXM219-004AI* (lijevo) i korisničko sučelje za očitavanje tlaka (desno)

Mjerenja tlaka na eksperimentalnom postavu su sljedeća: tlak na usisu motora (tj. tlak na usisnom spremniku za umirivanje oscilacija protoka usisnog zraka), tlak na ispuhu motora, tlak ulja i atmosferski tlak u ispitnoj kabini. Indiciranje tlaka na usisu i u cilindru motora objašnjeno je u zasebnom poglavlju o indiciranju motora. Sva mjerenja tlaka povezana su u programskom kodu *LabVIEW* putem kojeg je omogućeno i paralelno spremanje izmjenjenih vrijednosti (Slika 2.37., desno).

Za prikupljanje podataka na računalo mjerna oprema nadograđena je modulom *NI-9203* (slika 2.38., lijevo) za analognu očitavanje strujnih ulaza u rasponu od 4 do 20 mA. Mjerni uređaj ima osam kanala za spajanje senzora tlaka koji se spajaju prema shemi na slici 2.38. (desno). Za potrebe napajanja senzora u ormar s električnom opremom ugrađeno je istosmjerno napajanje *PHOENIX CONTACT UNO POWER* s izlazom od 5 V i snage 25 W dovoljnih da se zadovolji potreba napajanja senzora tlaka, mjernih kliznih staza EGR-a i zaklopke za snagu.

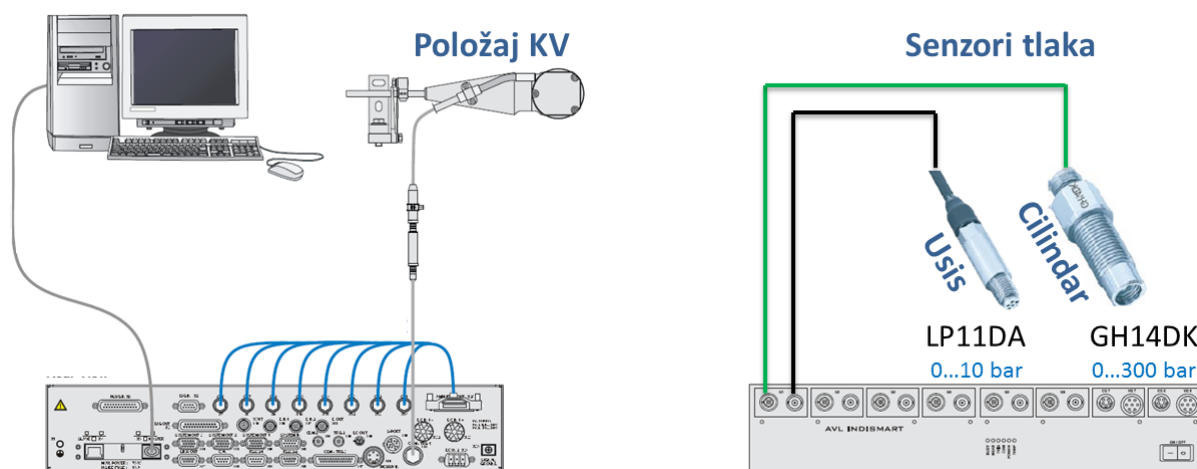


Slika 2.38. Modul *NI 9203* za očitavanje jakosti struje [72]



## 2.15. Indiciranje

Indiciranje motora podrazumijeva mjerenje promjene tlaka u cilindru motora u odnosu na položaj koljenastog vratila što omogućava izradu indikatorskog dijagrama. Indikatorski dijagram predstavlja osnovu za istraživanje procesa izgaranja u motorima [73,74]. Takav dijagram osim osnovnog tlaka usisa i ispuha u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila može sadržavati i druge vrijednosti za koje je zahtjev da se istovremeno prate. Tako su vrijednosti koje su se pratile na eksperimentalnom postavu trenutak početka i duljina trajanja ubrizgavanja goriva u usisnu cijev te trenutak preskakanja iskre.



Slika 2.39. Sustav za indiciranje motora s unutarnjim izgaranjem

Na slici 2.39. prikazan je sustav za indiciranje motora rabljen na eksperimentalnom postavu. Sustav za indiciranje sastoji se od mjernog lanca koji se može podijeliti na opremu za mjerenje tlaka u cilindru motora i u usisnoj grani, opremu za određivanje položaja koljenastog vratila i sustava za prikupljanje i obradu podataka. Za niskotlačno mjerenje tlaka u usisu rabljen je senzor apsolutnog tlaka *AVL LP11DA* s mjernim rasponom od 0 do 10 bara, a za visokotlačno mjerenje tlaka u cilindru motora rabljen je diferencijalni senzor tlaka *AVL GH14DK* s mjernim rasponom od 0 do 300 bara. Nadalje, za određivanje položaja koljenastog vratila upotrebljen je *AVL Encoder – 365 C* s rezolucijom od  $0,1^\circ$  KV. Nakon što se tlakom optereti senzor, nastali naboj šalje se na pojačalo naboja i analogno-digitalni pretvarač *AVL IndiSmart 612* [21] koji signal tlaka šalje dalje na računalu. Prikupljeni signal na računalu se uparuje sa signalom o poziciji koljenastog vratila te se ispisuje (i po potrebi sprema) u obliku indikatorskog dijagrama. Obrada i prikaz podataka na računalu izvodi se putem programskog paketa *Indicom* [22]. Unutar programskog paketa iz indikatorskog dijagrama izračunavaju se i u realnom vremenu prate karakteristike motora kao što su srednji indicirani tlak, težište izgaranja, koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka te druge vrijednosti po zahtjevu operatera.

## 2.16. Analizatori plinova

Za mjerenje i analizu ispušnih plinova rabljen je sustav za mjerenje emisije NO<sub>x</sub> i koncentracije O<sub>2</sub> te sustav za mjerenje emisija CO, CO<sub>2</sub> i THC.

### 2.16.1. Sustav za mjerenje emisije NO<sub>x</sub> i koncentracije O<sub>2</sub>

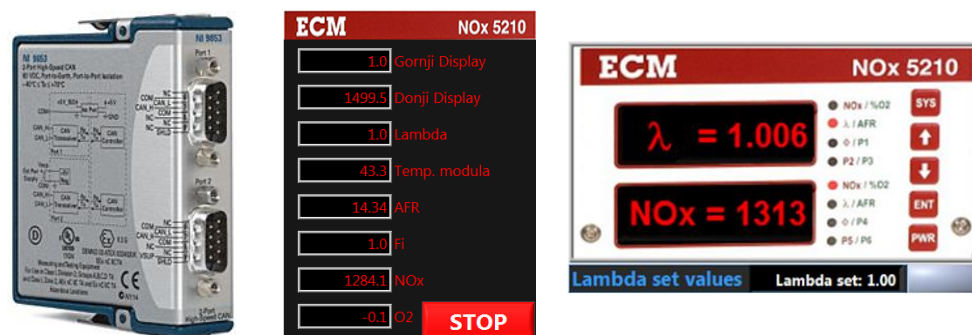
Rad motora s unutarnjim izgaranjem značajno ovisi o sastavu smjese goriva i zraka koja izgara u cilindru motora. Bogatstvo smjese posebno je važno kod Ottovih motora gdje ono određuje potrošnju goriva, učinkovitost te sastav ispušnih plinova na izlazu iz motora. Zbog toga se pri radu motora mjeri udio kisika u produktima izgaranja i na temelju izmjerenih vrijednosti se izračunava faktor pretička zraka koji se koristi kao povratna veza za upravljanje ubrizgavanjem goriva tako da se postigne zadano bogatstvo smjese.

Za mjerenje bogatstva smjese i emisije NO<sub>x</sub> ugrađen je uređaj *ECM NOx 5210t* (slika 2.40.) koji može mjeriti O<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> i faktor pretička zraka. Izrađenom aplikacijom za regulaciju ubrizgavanja goriva s povratnom vezom vrijednosti faktora pretička zraka (izmjenog *ECM* uređajem) određuje se trajanje ubrizgavanja kojim se ostvaruje željeno bogatstvo smjese. Za mjerenje emisija NO<sub>x</sub> i bogatstva smjese rabljen je elektrokeramički senzor *tip T* (*P/N 06-05*) sa širokim rasponom mjerenja emisija NO<sub>x</sub> od 0 do 5000 ppm i lambde od 0,4 do 25 .



Slika 2.40. Elektrokeramički senzor tip T (lijevo), ECM NOx 5210t (desno) [75]

Za komunikaciju s računalom rabljen je *CAN modul NI 9853* (slika 2.41, lijevo), a komunikacija je ostvarena prema standardu ISO 11898. Komunikacija i prikupljanje podataka odvijalo se prema izrađenom programu prikazanom na slici 2.41. (sredina i desno). Automatsko prilagođavanje bogatstva smjese omogućeno je putem aplikacije izrađene u programskom paketu *LabVIEW* u kojoj prikupljani i u međusobnu ovisnost dovedene mjerena vrijednost faktora pretička zraka i upravljana vrijednost duljine trajanja otvorenosti brizgaljke goriva.

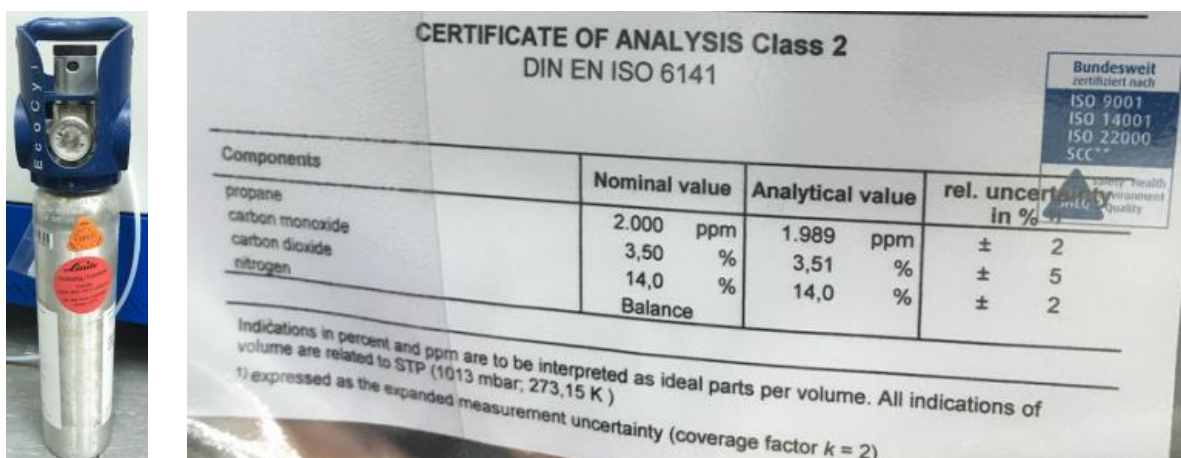


Slika 2.41. CAN modul NI 9853 (lijevo), izrađeni program za regulaciju bogatstva smjese (sredina i desno)

## 2.16.2. Sustav za mjerenje emisija CO, CO<sub>2</sub> i THC

Za prikupljanje podataka o koncentracijama emisija ispušnih tvari rabljena su dva tipa analizatora. Za prikupljanje podataka o koncentracijama emisija CO i CO<sub>2</sub> rabljen je analizator plinova *Environnement MIR 2M IR*, sa dva mjerna kanala za mjerenje CO i CO<sub>2</sub> ugrađena u isto kućište prikazano na slici slici 2.43. Princip rada tog analizatora zasniva se na vrsti spektrometrije koja se koristi infracrvenim zračenjem. Metoda koja se koristi je metoda s ne disperziranim infracrvenim zračenjem (engl. *Non Dispersive Infra Red*, NDIR) [76].

Za mjerenje emisija ukupnih ugljikovodika (engl. *Total Hydrocarbons*, THC) rabljen je drugi tip analizatora koji se zasniva na detekciji plina ionizacijom u plamenu (engl. *Flame Ionisation Detector*, FID). Rabljeni uređaj *Environnement GRAPHITE 52M*, koji za rad kao pogonsko gorivo upotrebljava mješavinu vodika i helija koji izgaraju kao referentno gorivo. Dodavanjem uzorkovanog plina (ugljikovodika) u plamen vodika i helija mijenja se napon na elektrodama mjerenog uređaja na temelju čega se odredi volumni udio ugljikovodika u ispitnom uzorku.



Slika 2.42. Kalibracijski plin s certifikatom o sastavu



Slika 2.43. Sustav analizatora za mjerenje emisija štetnih plinova s radnim i kalibracijskim plinovima

Za kalibraciju nulte vrijednosti te ispiranje analizatora rabljen je čisti dušik ( $N_2$ ), a za kalibraciju vrijednosti mjerenih plinova upotrebljavao se kalibracijski plin s karakteristikama prikazanim na slici 2.42.

Detaljne specifikacije mjerne opreme koje prikazuju točnost mjerenja i druge bitne karakteristike uređaja navedene su u tablici 2.2. [77].

Tablica 2.2. Specifikacija uređaja za mjerenje emisija

Dio	Uređaj	Raspon	Točnost
$NO_x$	ECM $NO_x$ 5210t Analyzer	$NO_x$ : 0-5000 ppm	$\pm 5$ ppm (0 do 200 ppm), $\pm 20$ ppm (200 do 1000 ppm), $\pm 2,0$ % (ostalo područje)
		$\lambda$ : 0,4 do 25	$\pm 0,008$ (pri 1 $\lambda$ ), $\pm 0,016$ (pri 0.8 do 1.2 $\lambda$ ), $\pm 0,018$ (ostalo područje)
		$O_2$ : 0 do 25 %	$\pm 0,4$ (0 do 2 % $O_2$ ), $\pm 0,8$ (ostalo područje)
THC	Environnement Graphite 52M	0-10000 ppm	< 1 % prikazane vrijednosti između 15 % i 100 % od punog raspona mjerne skale (engl. <i>Full Scale</i> , F.S.)
CO	Environnement MIR 2M	10-50000 ppm	Zero drift: < 1 % F.S. / 24h Span drift: < 1 % F.S. / 24 h
$CO_2$	Environnement MIR 2M	100-250000 ppm	Linearnost: < 1 % 20 do 100 % F.S.

### 3. Obrada prikupljenih podataka

Stabilne i precizno izmjerene vrijednosti na eksperimentalnom postavu iznimno su bitan dio doktorskog rada. Prikupljene podatke potrebno je obraditi odnosno iz njih izračunati karakteristične vrijednosti koje omogućavaju daljnju obradu i diskusiju dobivenih rezultata. Za preračun izmjerenih vrijednosti kao što su temperatura neizgorjele smjese, jakost detonantnoga izgaranja te brzina oslobađanja topline upotrebljen je kôd izrađen na Katedri za motore i vozila. Unutar tog programskog koda obuhvaćeni su svi bitni parametri kao što su brzina vrtnje motora, temperatura usisa, temperatura ispuha, maseni protok zraka, maseni protok goriva, kut pretpaljenja, faktor pretička zraka, udio EGR-a, profil indiciranog tlaka u cilindru, srednji indicirani tlak (engl. *Indicated Mean Effective Pressure*, IMEP),  $CoV_{IMEP}$ , vršni tlak u cilindru motora, tlak usisa, tlak ispuha, količina energije dovedena smjesom goriva i zraka, stupanj djelovanja, početak izgaranja, kraj izgaranja, trajanje izgaranja, količina oslobođene energije prilikom izgaranja, intenzitet detonantnoga izgaranja kojima se može egzaktno karakterizirati rad motora s unutarnjim izgaranjem. Za preračun konačnih rezultata potrebno je pripremiti ulazne podatke za svaku pojedinu radnu točku motora. To su ponajprije podaci prikupljeni indiciranjem motora (tlak u cilindru motora te tlak na usisu motora) kao i podaci bitni za karakterizaciju rubnih uvjeta (brzina vrtnje motora, tlak i temperatura usisa, maseni protok zraka i pogonskog goriva, temperatura ispuha, kut pretpaljenja, pretičak zraka te udio EGR-a). Izmjereni podaci prikupljeni su s bitno različitim programskim paketima (*NI LabVIEW* i *AVL Indicom*) što je iziskivalo znatnu količinu vremena kao i dodatne programske pakete (*AVL Concerto*, *Microsoft Excel*, *NI DIAdem* i *Python*) kako bi se pripremili ulazni podaci u željenom formatu potrebni za daljnji preračun. Preračun izmjerenih podataka izrađen je postojećim programskim kodom kojim su izračunate vrijednosti za svaki pojedinačni ciklus nakon čega su te vrijednosti osrednjene za 300 uzastopnih ranih ciklusa svake radne točke motora. Profili tlaka filtrirani su filtrom *Savitzky-Golay* prije uporabe u kodu. Tim filtrom obrađuju se podaci s ciljem dobivanja glatke krivulje tlaka bez šuma nastalog mjerenjem. Izračun brzine oslobađanja topline u programskom kodu zasniva se na prvom glavnom stavku termodinamike i obuhvaća promjene u sastavu i svojstvima smjese, gdje su svojstva preračunavana uporabom NASA polinoma. Za izračun gubitaka topline na stjenci cilindra upotrebljen je Woschnijev model. Analiza nesigurnosti preračuna izrađenog prema metodi koju su objavili Kozarac i suradnici u [78] gdje prikazuju

opis nesigurnosti upotrebljenog preračuna rezultata prikupljenih s eksperimentalnog postava usporedbom sa sličnim preračunom na drugom eksperimentalnom postavu, a rezultat je zadovoljavajuća nesigurnost težišta izgaranja (Težište izgaranja predstavlja kut zakreta koljenastog vratila u trenutku kada je izgorjelo 50 % smjese goriva i zraka, engl. *Combustion Phasing*, CA50) od  $0.22^\circ$ .

Nadalje, iz preračunatih vrijednosti očitavaju se vrijednosti koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka, početak, kraj i duljina trajanja izgaranja, indicirani stupanj djelovanja, srednji indicirani tlak motora, temperatura u cilindru motora, energija dovedena gorivom, indicirana snaga i moment motora. Rezultati izračunati pomoću navedenog programskog koda osim brzine oslobađanja topline preko prvog glavnog stavka termodinamike prikazuju još jednu bitnu karakteristiku rada motora, a to je indeks detonantnog izgaranja MAPO kojim se određuje intenzitet detonantnoga izgaranja (vidi poglavlje 3.1).

Za potrebe grafičke obrade preračunatih podataka i njihov prikaz u rezultatima rabljeni su programski paketi *Microsoft Office Excel* i *National Instruments DIAdem*. Zbog velike količine podataka prikupljene kroz više stotina radnih točaka motora izmjerenih u doktorskom radu, unutar navedenih programskih paketa izrađene su skripte koje su omogućile djelomično automatiziranu i bržu izradu dijagrama nego li je to slučaj kod ručne obrade podataka. Osnovne su funkcije tih skripti prikupljanje podataka iz zasebnih datoteka pojedine radne točke motora te njihovo sortiranje u Excel datoteci, filtriranje profila brzine oslobađanja topline (engl. *smooth*) te očitavanje srednje vršne temperature neizgorjele smjese.

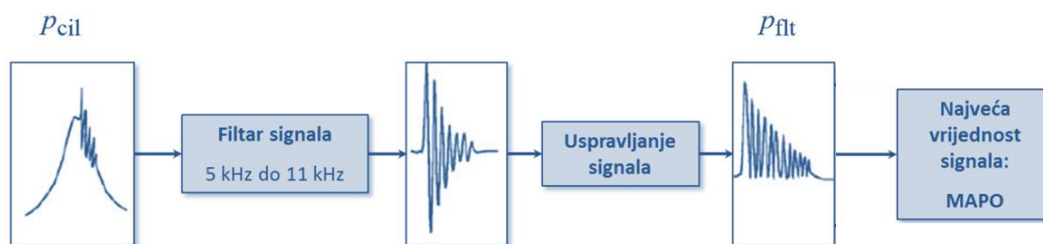
Postojećom skriptom izrađenom na Katedri za motore i vozila provedeni su preračuni vrijednosti emisija ispušnih plinova iz volumnih (ppm i %) u masene udjele (g/kWh).

### 3.1. Mjera intenziteta detonantnog izgaranja

Kao mjera intenziteta detonantnoga izgaranja upotrebljen je indeks MAPO, a vrijednosti indeksa provjeravane su u području zakreta koljenastog vratila od  $90^\circ\text{KV}$  prije GMT pa do  $100^\circ\text{KV}$  nakon GMT. Prema [33] osnovni profil tlaka  $p_{\text{cil}}$  svakog ciklusa prvo je filtriran u području rezonantnih frekvencija smjese u cilindru motora. Filtrirani profil tlaka obuhvaća samo oscilacije tlaka unutar filtriranog frekvencijskog područja, a one korespondiraju s frekvencijama oscilacija tlaka uzrokovanih detonantnim izgaranjem. Sljedeći korak je izračun apsolutne vrijednosti filtriranog signala (sve negativne vrijednosti se pretvaraju u pozitivne) te identifikacija pojave i procjena intenziteta detonantnog izgaranja na temelju tog uspravljenog



filtriranog signala tlaka  $p_{\text{flt}}$  (slika 3.1.) [79].



Slika 3.1. Shematski prikaz redoslijeda obrade signala pri karakterizaciji pojave detonantnoga izgaranja na temelju podataka o profilu tlaka u cilindru

Indeks MAPO pokazuje najveću amplitudu oscilacija filtriranog tlaka jednog ciklusa, a izračunava se prema izrazu 3.1.

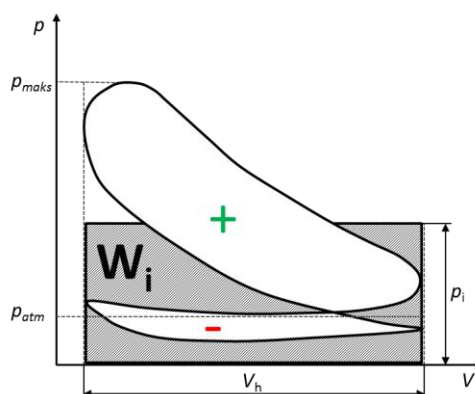
$$\text{MAPO} = \max[|p_{\text{filt}}(\alpha)|]_{\text{GMT}-30^{\circ}\text{KV}}^{\text{GMT}+100^{\circ}\text{KV}} \quad (3.1)$$

### 3.2. Srednji indicirani tlak

Srednji indicirani tlak (engl. *Indicated Mean Effective Pressure*, IMEP) zamišljeni je tlak u cilindru za koji se iz grafičke prezentacije prikazane slikom 3.2. može reći da je jednak visini pravokutnika čija je površina jednaka indiciranom radu ( $W_i$ ), a osnovica radnom volumenu cilindra ( $V_h$ ). Srednji indicirani tlak predstavlja jednu od glavnih značajki koja karakterizira rad motora. Prema [80] izračunava se iz:

$$\text{IMEP} = p_i = \frac{W_i}{V_h} = \frac{1}{V_h} \int_{-360^{\circ}\text{KV}}^{360^{\circ}\text{KV}} p_i dV \quad (3.2)$$

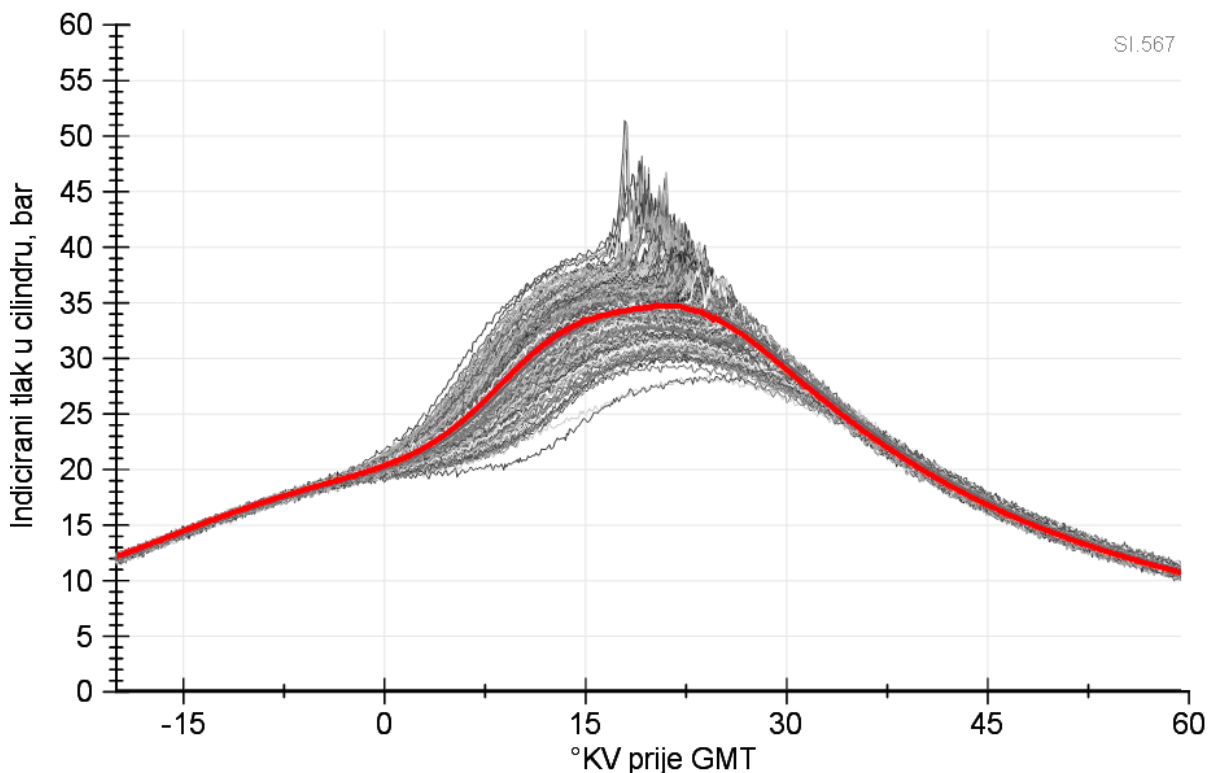
Srednji indicirani tlak tako predstavlja veličinu koja daje mjeru mogućnosti motora da proizvodi koristan rad. Njime je jednom brojkom obuhvaćen cjelokupni radni ciklus motora koji obuhvaća negativni rad izmjene radnog medija (-) kao i pozitivni rad ostvaren za vrijeme visokotlačnog ciklusa u cilindru motora (+).



Slika 3.2. Grafička prezentacija srednjeg indiciranog tlaka

### 3.3. Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka

Proces izgaranja izrazito je promjenjiv zbog promjena profila tlaka od ciklusa do ciklusa što se može uočiti na jednoj od radnih točaka s prikazanih 300 uzastopnih ciklusa i srednjom vrijednosti indiciranog tlaka (crvena linija) u cilindru prikazanoj na slici 3.3.



Slika 3.3. Indicirani tlak 300 uzastopnih ciklusa i njihova srednja vrijednost

S obzirom na te značajne varijacije od ciklusa do ciklusa koje utječu na stabilnost rada motora uvodi se koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka (engl. *Coefficient of variation of IMEP*,  $CoV_{IMEP}$ ) kao vrijednost za definiranje stabilnosti rada motora. Prema [80,81] koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka predstavlja omjer standardne devijacije i srednje vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka prema jednadžbi:

$$CoV_{IMEP} = CV_{p_i} = \frac{\sigma_{p_i}}{p_i} \cdot 100 \% = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{N_{cikl}} (p_{i,j} - p_i)^2}{N_{cikl} - 1}}}{\frac{\sum_{j=1}^{N_{cikl}} p_{i,j}}{N_{cikl}}} \cdot 100 \% \quad (3.3)$$

gdje je:

$\sigma_{p_i}$  – standardna devijacija srednjeg indiciranog tlaka, bar;

$p_i$  – srednja vrijednost srednjih indiciranih tlakova od  $N_{cikl}$  izmjerenih ciklusa, bar;



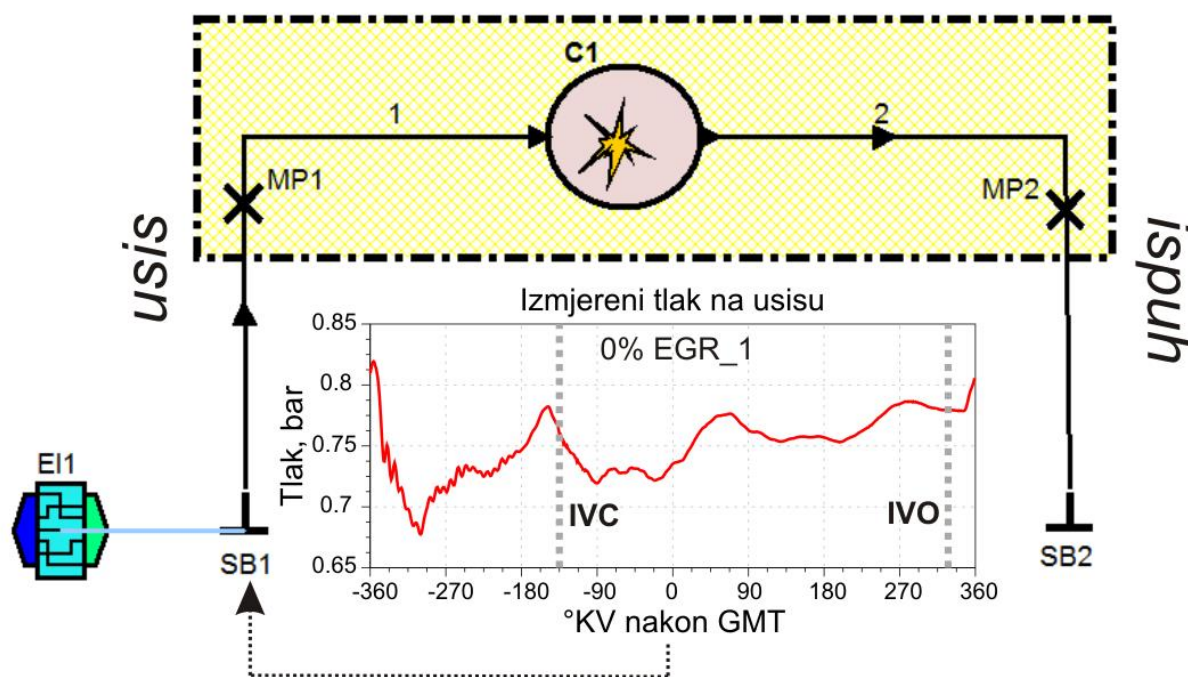
$p_{i,j}$  – srednji indicirani tlak pojedinačnog ciklusa, bar;

$N_{\text{cikl}}$  – broj radnih ciklusa motora, -;

$j$  – redni broj pojedinačnog ciklusa, -.

### 3.4. Izračun temperature neizgorjele zone

Temperatura neizgorjele smjese (prezentirana u poglavlju diskusije rezultata te poglavlju metode i procedura mjerenja) ne može se izravno izmjeriti s na rabljenom eksperimentalnog postava. Zbog toga je provedena numerička simulacija za potrebe izračuna temperaturnih profila neizgorjele smjese za radne točke odabrane za analizu. Numeričke simulacije provedene su uporabom programa *AVL BOOST™* korištenjem pojednostavljenog (reduciranog) modela radnog ciklusa motora (slika 3.4.). Simulacije radnog ciklusa motora rabljene u programskom paketu *AVL BOOST™* nazivaju se 1D/0D simulacije, a za potrebe ulaznih podataka za preračun u modelu protoci kroz usisnu i ispušnu cijev računaju se uporabom metode konačnih volumena dok se cilindar promatra kao jedan volumen bez bilo kakve prostorne diskretizacije.

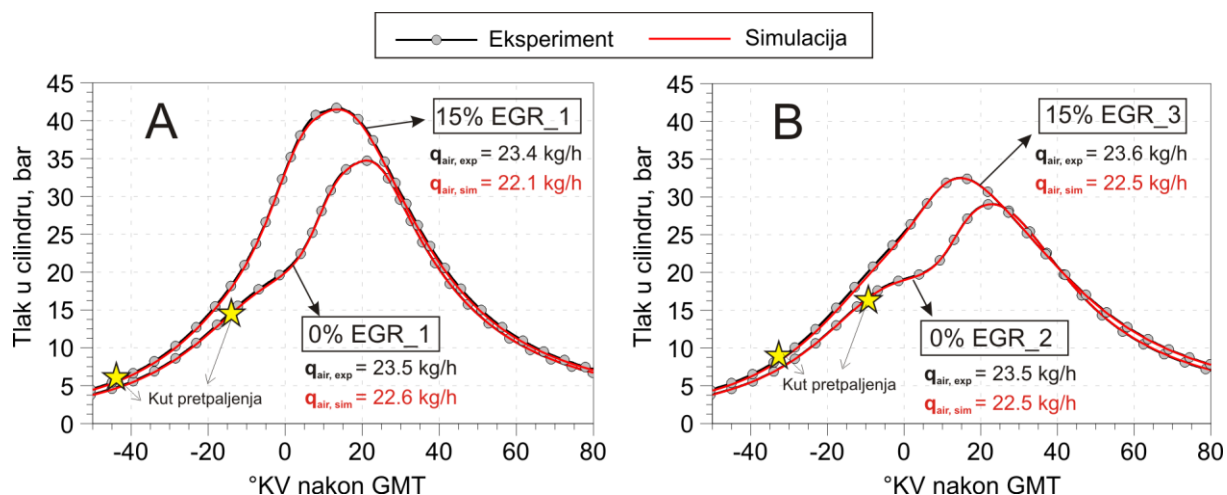


Slika 3.4. Reducirani model simulacije radnog ciklusa motora izrađen u programu *AVL BOOST™*.

Reducirani simulacijski model radnog ciklusa podrazumijeva da su kratka usisna cijev (cijev 1) i ispušna cijev (cijev 2) spojene na cilindar (engl. *Cylinder*, C1). U tom slučaju, pri

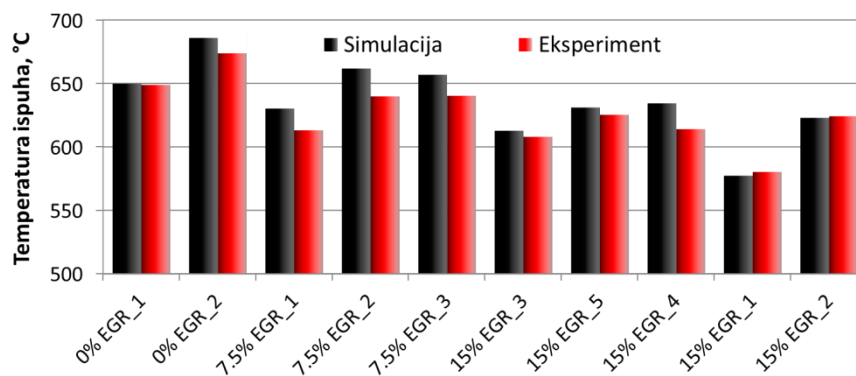
proračunu za cilindar uzima u obzir narinuti profil tlaka na usisnom rubnom uvjetu. Izmjereni profili tlaka na usisu uneseni su u simulacijski model kroz rubni uvjet 1 (engl. *System Boundary*, SB1). Primjer takvog izmjerenog profila tlaka na usisu prikazan je na slici 3.4., a obuhvaćen je sučeljem motora (engl. *Engine interface*, EI1) spojenim na rubni uvjet 1 (SB1). Vrijednosti tlaka i temperature ispuha definirane su rubnim uvjetom na ispuhu (SB2). Vrijednost temperature na rubnom uvjetu usisa prilagođena je tako da maseni protok zraka u simulaciji približno odgovara izmjerenom masenom protoku na eksperimentalnom postavu. Pri modeliranju procesa izgaranja, brzina oslobađanja topline preračunata je iz profila tlaka u cilindru te je unesena tablično u element simuliranog cilindra. Za izračun temperature neizgorjele smjese primijenjen je dvozonski model koji pretpostavlja smjesu u cilindru podijeljenu na izgorenu i neizgorenu zonu. U obzir su uzeti i gubici topline koji također utječu na tlak i temperaturu. Prijenos topline modeliran je s koeficijentom prijelaza topline prema uvriježenim Woschnijevim korelacijama [82] koje se razlikuju za izmjenu radnog medija i visokotlačni dio radnog ciklusa motora.

Usporedba profila tlaka u cilindru za vrijeme izgaranja dobivenih iz eksperimenta i simulacije za nekoliko radnih točaka eksperimentalnog motora prikazana je na slici 3.5. Na lijevom dijagramu uspoređeni su profili tlaka za dvije radne točke sa sličnom vršnom temperaturom neizgorjele smjese, ali s različitim težištem izgaranja. Na desnom dijagramu uspoređeni su profili tlaka u cilindru za dvije radne točke sa sličnim težištem izgaranja, ali s različitim vršnim vrijednostima temperature neizgorjele smjese. Može se zamijetiti da se rezultati simulacije prikazani na slici 3.5. jako dobro poklapaju s profilima eksperimentalno izmjerenih podataka.



Slika 3.5. Usporedba izmjerenih (osrednjenih za 300 radnih ciklusa) i simuliranih (srednjih pojedinačnih) profila tlaka u cilindru

Dodatno, za validaciju preračunate temperature u cilindru, izmjerena i simulirana temperatura na ispuhu su uspoređene (slika 3.6.) s maksimalnom razlikom od 3,4 % dok je prosječna razlika kod svih odabranih točaka jednaka 1,7 % što se ocjenjuje kao zadovoljavajući rezultat. Točne vrijednosti tlaka u cilindru i temperature na ispuhu predstavljaju osnovne preduvjete za pravilan izračun temperature neizgorjele smjese. Nadalje, na točnost izračuna temperature neizgorjele zone utječu i točnost postavljenih rubnih uvjeta (tlaka, temperatura, faktora pretička zraka), izračuna izmjene radnog medija, brzine oslobađanja topline te toplinski gubitci kroz stjenku cilindra.



Slika 3.6. Usporedba izmjerene i simulacijom izračunate temperature na ispuhu MSUI

## 4. Primijenjene metode i procedura mjerenja

Mjerenje svakog seta (skupa) podataka počinje propisanim puštanjem u rad cjelokupnog eksperimentalnog postava. To se odnosi na pokretanje analizatora plinova, sustava ventilacije kabine, sustava upravljanja kočnicom, svih podsustava za upravljanje radom motora te ostalih sustava u ovisnosti o planiranim mjerenjima. Motor se, pogonjen kočnicom, dovodi na zadanu brzinu vrtnje. Nakon toga pokreće se poznata stabilna radna točka pri kojoj se motor zagrijava na radnu temperaturu. Radna temperatura zadovoljena je kada je temperatura glave motora iznad 90°C i temperatura ulja iznad 80°C. Nakon što se motor i analizatori ispušnih plinova zagriju, prije svakog seta mjerenja provodi se provjera nulte vrijednosti i kalibracija analizatora prilagođavanjem korekcijskih faktora. Uspješnom provedbom navedenih koraka smatra se da je eksperimentalni postav spreman za mjerenje odnosno daljnje korake dovođenja motora u željenu radnu točku.

Radna točka motora definirana je brzinom vrtnje i opterećenjem motora, a uz ta dva podatka prate se sljedeće utjecajne veličine: kut prepaljenja (trenutkom preskakanja iskre na svjećici pri zadanom kutu prije gornje mrtve točke), masa ubrizganog goriva, masa usisanog zraka, tlak i temperatura na usisu te udio povrata ispušnih plinova (EGR). Prije „mjerenja radne točke motora“, pri čemu se podrazumijeva početak sinkroniziranog prikupljanja podataka sa svih mjernih kanala ispitnog postava, provodi se najprije stabilizacija rada motora u trajanju od minimalno tri minute. Stabilizacija se provodi zbog postizanja stabilnog rada svih podsustava eksperimentalnog postava odnosno snižavanja oscilacija mjerenih vrijednosti više različitih parametara. Jedan od parametara čije vrijeme stabilizacije traje najdulje (u odnosu na ostale mjerene veličine) je mjerenje emisija ugljikovodika, ugljikovog monoksida i ugljikovog dioksida na ispuhu motora. Kako je analizator plinova smješten u susjednoj, odvojenoj prostoriji, tako postoji određeno kašnjenje signala zbog toga što uzorak putuje iz ispuha do samog analizatora te dok se uzorak homogenizira i bude mjerodavan za trenutnu radnu točku motora. Kada se smire oscilacije u mjerenju ispušnih plinova, ako su svi ostali parametri stabilni, pokreće se „mjerenje radne točke“ (prikupljanje podataka). Ova procedura primjenjuje se za sve mjerene radne točke motora.

## 4.1. Plan pokusa

Planom pokusa definiran je broj radnih točaka motora i varijable mjerenja, a cjelokupno mjerenje podijeljeno je u tri dijela prikazana tablicom 4.1. Svaki dio mjerenja sastoji se od nekoliko radnih točaka motora koje se u osnovi razlikuju po brzini vrtnje motora, udjelu EGR-a, kutu pretpaljenja, temperaturi usisa i prednabijanju. U prvom dijelu mjerenja, mjerene su radne točke motora pri brzini vrtnje od  $1600 \text{ min}^{-1}$  s pomakom kuta pretpaljenja kako bi se karakterizirao utjecaj pomaka kuta pretpaljenja.

Tablica 4.1. Plan pokusa mjerenja

Mjerenje	EGR	Pomak kuta pretpaljenja	Promjena temperature usisa	Sa i bez prednabijanja	Broj radnih točaka pojedinog mjerenja	Ukupno
<b>I =</b>	4	x 10	x 1	x 1	= 40	240
<b>II =</b>	4	x 10	x 3	x 1	= 120	
<b>III =</b>	4	x 10	x 1	x 2	= 80	

Nakon toga, unutar tog istog prvog (I) dijela mjerenja planirana su mjerenja s različitim udjelima EGR-a i pomakom kuta pretpaljenja za svaki udio EGR-a. U konačnici bi mjerenje za četiri različita udjela EGR-a s pomacima kuta pretpaljenja od po deset ranih točaka rezultiralo s 40 izmjerenih radnih točaka motora. U drugom (II) dijelu mjerenja (pri jednakoj brzini vrtnje kao u prvom dijelu mjerenja) osim različitih kutova pretpaljenja planirano je mjerenje radnih točaka s više različitih temperatura usisa. Zbog nepoznanice temperature neizgorjele smjese koju je potrebno preračunati tek nakon mjerenja, a na koju se utječe mijenjanjem temperature smjese na usisu motora, planom pokusa predviđeno je mjerenje za tri različite temperature usisa. Prema tome, planiran je drugi dio mjerenja s četiri različita udjela EGR-a s pomacima kuta pretpaljenja od po deset radnih točaka motora te s tri različite temperature usisa. Takvo, planirano mjerenje rezultiralo je sa 120 planiranih radnih točaka motora. Kod trećeg (III) dijela mjerenja predviđeno je veće opterećenje motora s nižom brzinom vrtnje ( $1000 \text{ min}^{-1}$ ) s i bez nabijanja motora. Za treći dio mjerenja predviđeno je 40 radnih točaka s i bez prednabijanja motora što bi u konačnici rezultiralo s 80 radnih točaka

motora. Sveukupno, planom pokusa predviđeno je izmjeriti i obraditi te u rezultatima prikazati 240 radnih točaka.

Gledano kroz vremenski period iz iskustva stečenog mjerenjem na eksperimentalnom postavu, za mjerenje jedne radne točke motora potrebno je u prosjeku barem deset minuta. Uzimanjem toga u obzir dolazi se do efektivnog vremena potrebnog da se izmjere radne točke planirane ovim pokusom od 40 efektivnih radnih sati. Ako se uzme u obzir da bi na postavu bilo moguće efektivno raditi četiri radna sata po danu (zbog upuštanja u rad, prilagođavanja i gašenja postava), dolazi se do mjerenja u trajanju od deset planiranih efektivnih radnih dana.

Iz plana pokusa za potrebe samog mjerenja nastale su mjerne liste s uputama za provedbu mjerenja. Primjer mjerne liste prikazan je tablicom 4.2. Ona se ponajprije sastoji od osnovnih napomena koje se nalaze u zaglavlju tablice, a koje sadrže osnovne informacije o varijablama planiranog mjerenja koje su definirane planom pokusa. Za provedbu željenih mjerenja unaprijed je određen željeni omjer goriva i zraka te uz to informacija o zadanoj količini goriva i zraka u cilindru jer se za više mjerenja koristila jednaka količina energije smjese dovedene u cilindar motora. Nakon toga, navedena je količina podataka za prikupljanje za svaku radnu točku čime je definiran broj uzastopnih ciklusa (300) spremljenih sustavom indiciranja. Nakon toga naveden je vremenski period spremanja preostalih podataka s eksperimentalnog postava (60 s) s brzinom prikupljanja od 1 Hz. Razlog niske frekvencije prikupljanja tih podataka je tromost sustava za mjerenje temperature, tlaka, protoka i ostalih veličina na samom eksperimentalnom postavu. S obzirom na to da su radne točke mjerene i osrednjene kroz dulji period (60 sekundi) stabilnog rada motora, može se zaključiti da izmjerene vrijednosti stabilne srednje mjerene. S druge strane, postignuto je da se informacije sa svih sustava (njih približno 40) spremaju paralelno, bez zastoja za vrijeme mjerenja svake radne točke ispitivanog motora. Paralelno mjerenje parametara iznimno je bitno zbog definiranja međusobnih utjecaja pri obradi rezultata.

Tablica 4.2. Plan pokusa i provedba mjerenja

SI_PhD_DOE										
<b>Napomena:</b> Lambda = 1, Air 22 kg/h, Fuel 1.5 kg/h Broj ciklusa: 300, 60 s Speed: 1600 RPM EGR setpoint: 0%, 7.5%, 15% Datum: Gorivo:										
No.	$\lambda$	EGR	Spark Timing	$\varphi_{intake}$	$p_{intake}$	CA50	IMEP	CoV	Fuel	Air
		%	°CA	°C	bar	°CA	bar	%	kg/h	kg/h
1										
2										
3										
4										

Nadalje, unutar napomene plana pokusa navedene su informacije o planiranoj brzini vrtnje motora, količini volumnog udjela EGR-a, datumu mjerenja te rabljenom pogonskom gorivu.

Za vrijeme mjerenja u tablicu 4.2. ručno su unošene karakteristične vrijednosti o pojedinoj točki mjerenja sa svrhom ne samog zapisa vrijednosti, jer su se vrijednosti automatski spremale putem izrađenog programskog paketa, nego kontrole planiranih vrijednosti za vrijeme samog mjerenja. Ručno unošeni i nadgledani podaci su: redni broj (oznaka) radne točke, faktor pretička zraka, trenutak preskakanja iskre na svjećici, temperatura usisa, tlak na usisu, težište izgaranja, srednji indicirani tlak, koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka, maseni protok ubrizganog goriva i maseni protok usisanog zraka po satu. Naime, za vrijeme samog mjerenja potrebno je pratiti više radnih parametara koje nadgledaju minimalno dva operatera. Uz sve programirane kontrolne sustave ovakav pristup pokazao se iznimno korisnim. Iskustveno, u slučaju nepostizanja zadanog parametra, primjerice, omjera goriva i zraka, ako nije bilo pravovremene provjere, doći će do kardinalne pogreške koja onda rezultira ponavljanjem mjerenja cijelog seta radnih točaka. Cijeli set radnih točaka povezan je trenutnim stanjem okoline i eksperimentalnog postava pa se zbog blagih oscilacija parametara mjerenje radnih točaka jednog seta provodi u jednom danu zbog čega nije poželjno ponavljati samo odabrane točke s „greškom“. Dodatna otežavajuća okolnost je da se takva pogreška, ako nije na vrijeme provjerena, uočava tek pri obradi rezultata.

## 4.2. Mjerenja

Provedena mjerenja usmjerena su ka istraživanju utjecaja EGR-a na pojavu detonantnoga izgaranja, a podijeljena su u tri dijela. Prvi dio odnosi se na mjerenja koja definiraju metodu određivanja optimalnih radnih parametara pri čemu se ostvaruju poboljšanja u razini indiciranog tlaka s dodatkom udjela EGR-a. Drugi dio mjerenja odnosi se na karakterizaciju pojedinih utjecaja EGR-a na pojavu detonantnoga izgaranja. Treći dio mjerenja proširuje promatrano radno područje motora na nižu brzinu vrtnje motora ( $1000 \text{ min}^{-1}$ ) s i bez prednabijanja s ciljem karakterizacije utjecaja EGR-a na indicirani stupanj djelovanja motora u drugim uvjetima brzine vrtnje i opterećenja. Prva dva dijela mjerenja provedena su na višoj brzini vrtnje od  $1600 \text{ min}^{-1}$  bez prednabijanja. U sva tri dijela mjerenja razmatrani su različiti udjeli EGR-a i različiti kutovi pretpaljenja kao posljedica postizanja optimalnih i dodatno opisanih radnih točaka motora. Tri dijela mjerenja opisana su u poglavljima 3.1., 3.2. i 3.3., a rezultati provedenih mjerenja opisani su u poglavljima 5.1., 5.2. i 5.3. Pregledni prikaz osnovnih karakteristika mjerenja i istraživanog područja mjerenja prikazani su slikom 4.1.

Mjerenje	Osnovne karakteristike	Istraživano područje
<b>I</b> Poglavlja: 4.2.1. i 5.1.	Različiti udjeli EGR-a Različiti kutovi pretpaljenja	$n = 1600 \text{ min}^{-1}$ Bez prednabijanja
<b>II</b> Poglavlja: 4.2.2. i 5.2.		- Prednosti dodatka EGR-a - Određivanje optimalnih radnih parametara pri dodatku udjela EGR-a
<b>III</b> Poglavlja: 4.2.3. i 5.3.		- Karakterizacija utjecaja EGR-a
		$n = 1000 \text{ min}^{-1}$ Sa i bez prednabijanja
		- Proširenje radnog područja motora s dodatkom udjela EGR-a

Slika 4.1. Shematski prikaz mjerenja radnih točaka motora

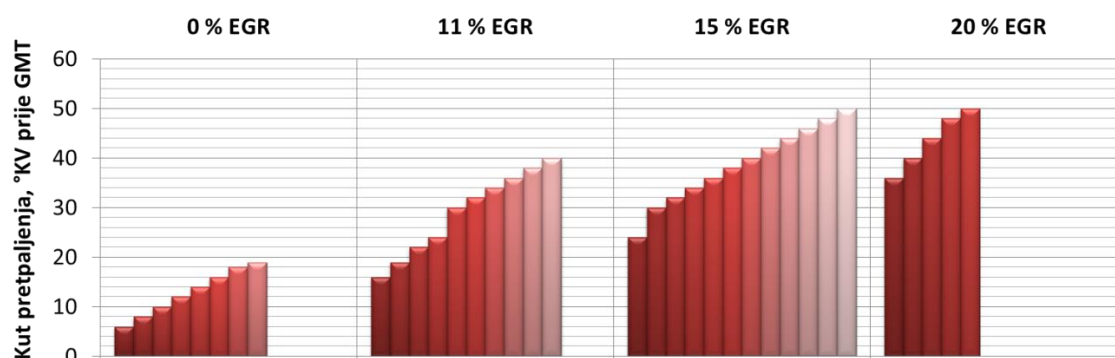
#### 4.2.1. Mjerenja pri višoj brzini vrtnje s više različitih udjela EGR-a

U prvom dijelu mjerene su karakteristike motora s različitim udjelom EGR-a sa svrhom postizanja optimalnih točaka sa što višim indiciranim tlakom uz jednaku količinu utrošenog pogonskog goriva. Mjerenje je provedeno na jednakoj brzini vrtnje za više različitih udjela EGR-a. U tim mjerenjima opažena su znatna poboljšanja kod mjernih točaka s određenim udjelom EGR-a u odnosu na točke bez EGR-a. Poboljšanja su vidljiva do određene granične vrijednosti udjela EGR-a dok izvan granice odnosno s višim udjelom EGR-a dolazi do neželjenog nestabilnog izgaranja iznad dopuštenih granica.

Eksperimentalno su prikupljeni podaci za četiri različita udjela EGR-a (0 %, 11 %, 15 % i 20 %) pri konstantnoj brzini vrtnje motora od  $1600 \text{ min}^{-1}$ . Za sva četiri slučaja udjela EGR-a radna točka optimirana je pomakom točke pretpaljenja (engl. *Spark Sweep*), od jako kasnog paljenja do ranog paljenja ograničenog pojavom detonantnog izgaranja (slika 4.2.). Početna mjerenja napravljena su bez EGR-a s kutom pretpaljenja od 6 do  $19^\circ\text{KV}$  (stupnjeva koljenastog vratila) prije GMT (gornje mrtve točke). U sljedećem (drugom) slučaju prikupljeni su podaci za radne točke s udjelom EGR-a od 11 % i kutom pretpaljenja od 16 do  $40^\circ\text{KV}$  prije GMT. Treći slučaj obuhvaća podatke s udjelom EGR-a od 15 % i pomakom kuta pretpaljenja od 24 do  $50^\circ\text{KV}$  prije GMT. Konačno, četvrti slučaj obuhvaća mjerenja s 20 % EGR-a s pomakom kuta pretpaljenja od 36 do  $50^\circ\text{KV}$  prije GMT. Četvrti slučaj nije ograničen pojavom detonantnoga izgaranja nego cikličkim varijacijama ( $\text{CoV}_{\text{IMEP}}$ ) koje su u tom slučaju mjerene iznad dopuštenih granica (10 %) zbog čega se izgaranje smatralo



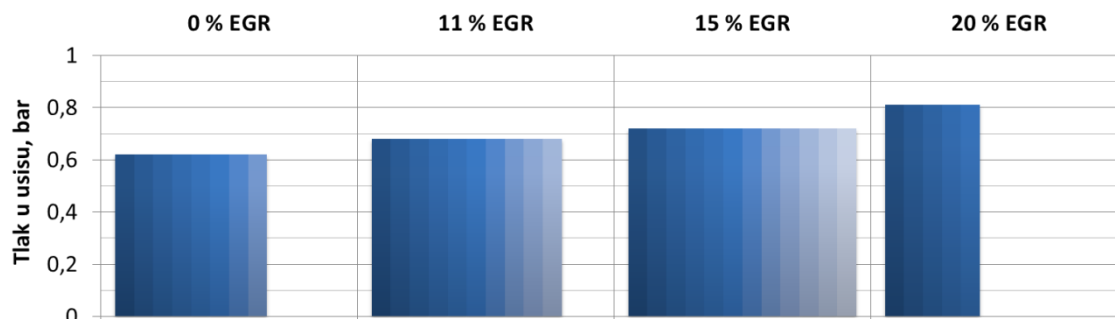
nestabilnim pa daljnji pomak kuta pretpaljenja ne bi imao svrhu.



Slika 4.2. Kut pretpaljenja za četiri mjerena slučaja

Usporedba mjernih točaka zasniva se na približno jednakoj dovedenoj količini energije u cilindar po jednom radnom ciklusu. Zbog toga je u svim mjernim točkama približno jednaka energija smjese na način da je maseni protok zraka na usisu motora održavan konstantnim od 20,3 kg/h, a protok goriva (*Euro Super 95*) konstantnim u iznosu od 1,4 kg/h.

U slučajevima povišenog udjela EGR-a u cilindru, dio volumena cilindra zauzet je EGR-om ostavljajući manje mjesta za svježe punjenje smjese goriva i zraka. Uz pretpostavku da su svi ostali radni uvjeti ostali jednaki rezultat bi bio niža količina energije u cilindru na kraju takta usisa. Kako bi se kompenzirao taj utjecajni efekt EGR-a na punjenje cilindra te kako bi se osigurala uvijek jednaka količina energije, tlak na usisu povišen je sa svakim povećanjem udjela EGR-a do postizanja približno jednakog protoka svježeg zraka i pogonskog goriva. Tlak usisa prilagođava se dok se ne postigne količina energije u svim radnim točkama s EGR-om jednaka kao u slučaju bez EGR-a. Postignuti tlakovi za pojedine udjele EGR-a prikazani su na slici 4.3. U pravilu se sa svakim povećanjem udjela EGR-a povećavao i tlak usisa regulacijom kuta otvorenosti zaklopke na usisu.



Slika 4.3. Apsolutni tlak u usisu za četiri mjerena slučaja

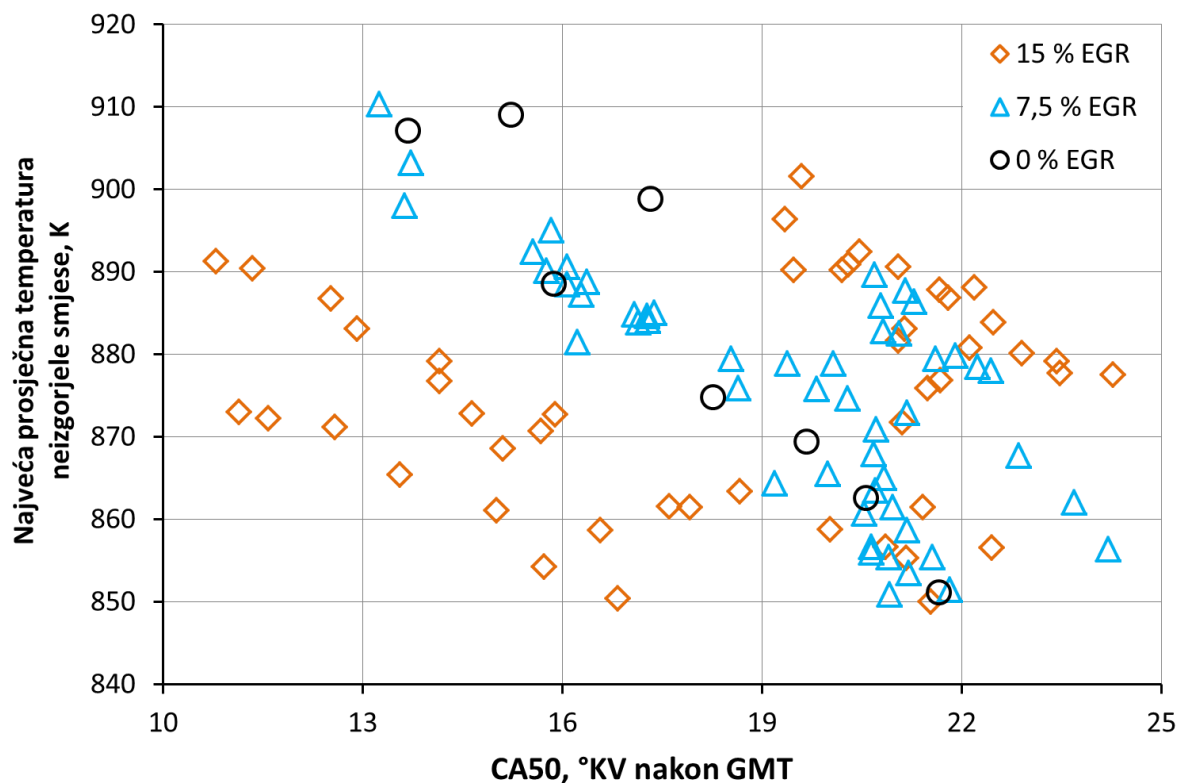
Faktor pretička zraka ( $\lambda$ ) održavan je u stehiometrijskom omjeru ( $\lambda = 1$ ) tako da se održavao konstantan omjer zraka i goriva za vrijeme svih mjernih točaka.

#### 4.2.2. Karakterizacija pojedinih utjecaja EGR-a

U **drugom** dijelu mjerenja na jednakoj brzini vrtnje istraživani su pojedinačni utjecaji EGR-a na proces izgaranja. Namjera je detaljno prikazati što se događa tijekom procesa izgaranja s dodatkom udjela EGR-a. Provedena su mjerenja za više različitih udjela hladnog i toplog EGR-a (0 %, 7,5 %, 15 %), s različitim temperaturama usisa postignutim grijačem na usisu motora te pomakom kuta pretpaljenja (engl. *Spark Sweep*). Grijanjem usisa poništavan je pad temperature uzrokovan dodanim udjelom hladnog EGR-a kako bi se odredio termički utjecaj EGR-a na proces izgaranja. Kemijski utjecaj baziran je na utjecaju dušikovih oksida ( $\text{NO}_x$ ) i različitog udjela EGR-a na pojavu detonantnoga izgaranja. Utjecaj brzine širenja fronte plamena razmatran je istraživanjem brzine oslobađanja topline izračunate iz indiciranog tlaka upotrebom prvog glavnog stavka termodinamike.

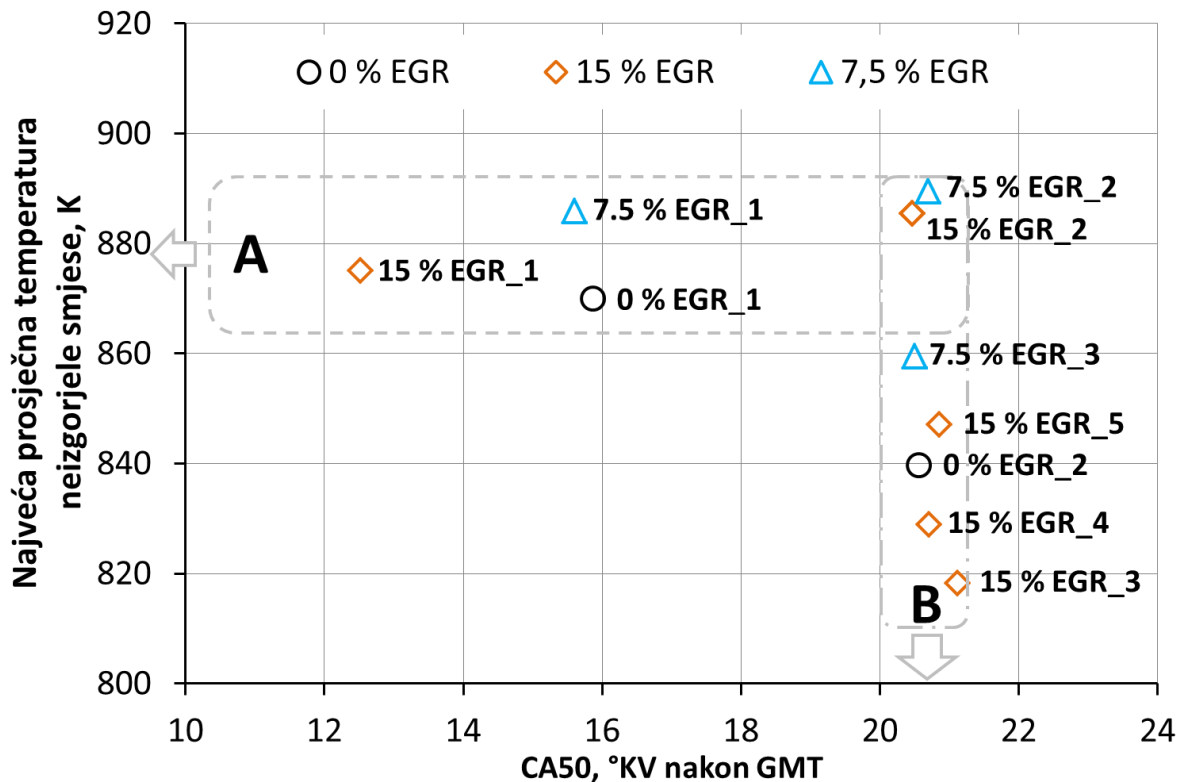
Eksperimentalnim ispitivanjem radnih točaka motora prikupljeni su podaci na brzini vrtnje od  $1600 \text{ min}^{-1}$  s i bez EGR-a. Nadalje, mijenjan je pomak kuta pretpaljenja od područja bez pojave detonantnoga izgaranja do pojave detonantnoga izgaranja. U **prvom** koraku mjerene su radne točke bez udjela EGR-a. Za vrijeme prikupljanja podataka primijenjena su potrebna prilagođavanja rubnih uvjeta. Tlak usisa blago je prigušen kako bi se omogućila rezerva za podizanje tlaka s dodavanjem udjela EGR-a. Smjesa goriva i zraka u stehiometrijskom omjeru rezultirala je srednjom količinom energije goriva od  $1432 \text{ J/ciklus}$ . U **drugom** koraku u prostor izgaranja uveden je EGR (7,5 % i 15 %), ali bez uporabe grijača zraka na usisu. Zbog potrebe da se kompenzira dio smjese koji nedostaje (zbog toga što je EGR zamijenio dio prostora potrebnog za svježju smjesu goriva i zraka), tlak na usisu blago je povišen. Pri novonastalim radnim uvjetima napravljen je pomak kuta paljenja sa spremanjem radne točke za svaki korak pomaka od mjesta bez detonantnoga izgaranja do kuta pretpaljenja s izraženim detonantnim izgaranjem. Nadalje, u **trećem** koraku za potrebe kompenzacije pada temperature neizgorjele smjese u cilindru (dovođenjem hladnog EGR-a) uključen je grijač usisnog zraka. Usisani zrak tada je u više različitih radnih točaka s različitim udjelima EGR-a grijan na više različitih temperatura. U tim slučajevima dodatno je povišen tlak zraka na usisu zbog potrebe za nadoknadom smanjenog punjenja cilindra nastalog kao posljedica niže gustoće smjese. Ponovno, na tim radnim točkama napravljeno je snimanje radnih točaka s pomakom kuta pretpaljenja. U konačnici, mjerenja obuhvaćaju radne točke s drugačijim udjelom EGR-a, različitim profilima temperature neizgorjele smjese i različitim intenzitetima detonacije. Slikom 4.4. prikazana je ovisnost vršne temperature neizgorjele smjese o težištu izgaranja za sve izmjerene radne točke motora. Temperatura neizgorjele smjese odnosi se na

temperaturu u cilindru za vrijeme izgaranja kada se promatraju dvije zone, zona izgorjelog dijela smjese i zona neizgorjelog dijela smjese.



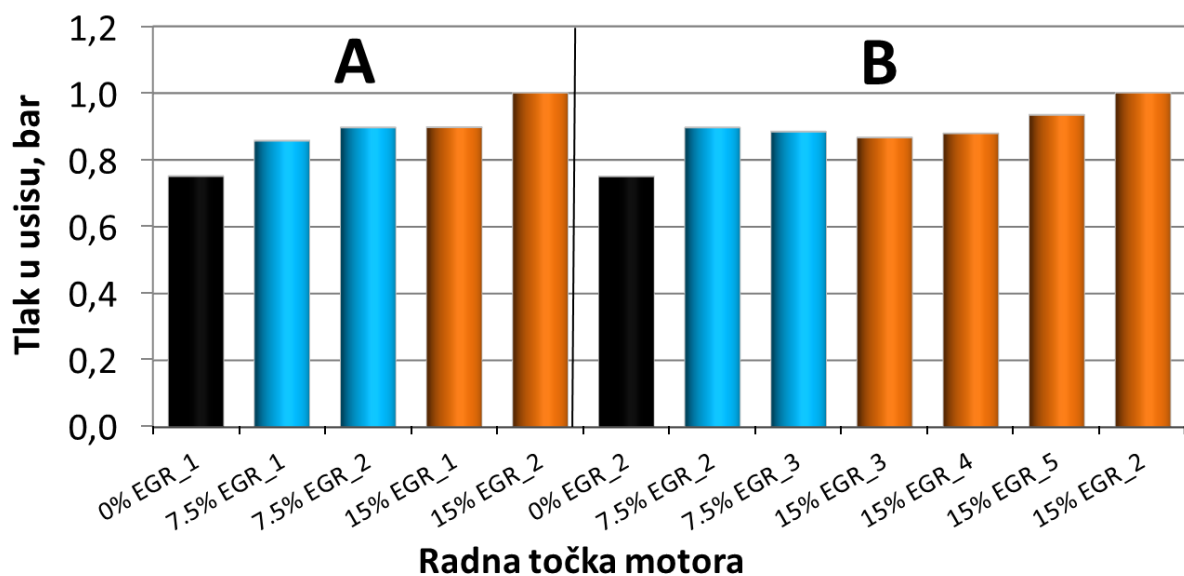
Slika 4.4. Najveća prosječna temperatura neizgorjele smjese u ovisnosti o težištu izgaranja za sve izmjerene radne točke

S obzirom na veliki broj razmatranih radnih točaka, detaljna obrada i prikaz rezultata s opisom profila tlakova i punjenja izvedena je samo za odabrane radne točke. Odabir tih radnih točaka podijeljen je prema dva kriterija. Prvi je približno jednaka temperatura neizgorjele smjese, a drugi približno jednako težište izgaranja. Prvi set odabranih radnih točaka prikupljen je s različitim udjelima EGR-a, različitim kutovima pretpaljenja i težištima izgaranja, ali s približno jednakim temperaturama neizgorjele smjese. Ovaj set radnih točaka nazvan je set radnih točaka A (SRT-A) i ima za cilj prikazati utjecaj pomaka težišta izgaranja pri približno jednakim temperaturama neizgorjele smjese. Drugi set radnih točaka označen je kao set radnih točaka B (SRT-B) te sadržava radne točke s različitim udjelima EGR-a, različitim kutovima pretpaljenja i različitim temperaturama usisa, ali s približno jednakim težištem izgaranja. Kod ovog seta radnih točaka istražuje se utjecaj temperature neizgorjele smjese, a utjecaj težišta izgaranja, ako uopće i postoji, smanjen je na minimum. Odabrane radne točke u SRT-A i SRT-B prikazane su dijagramom na slici 4.5.

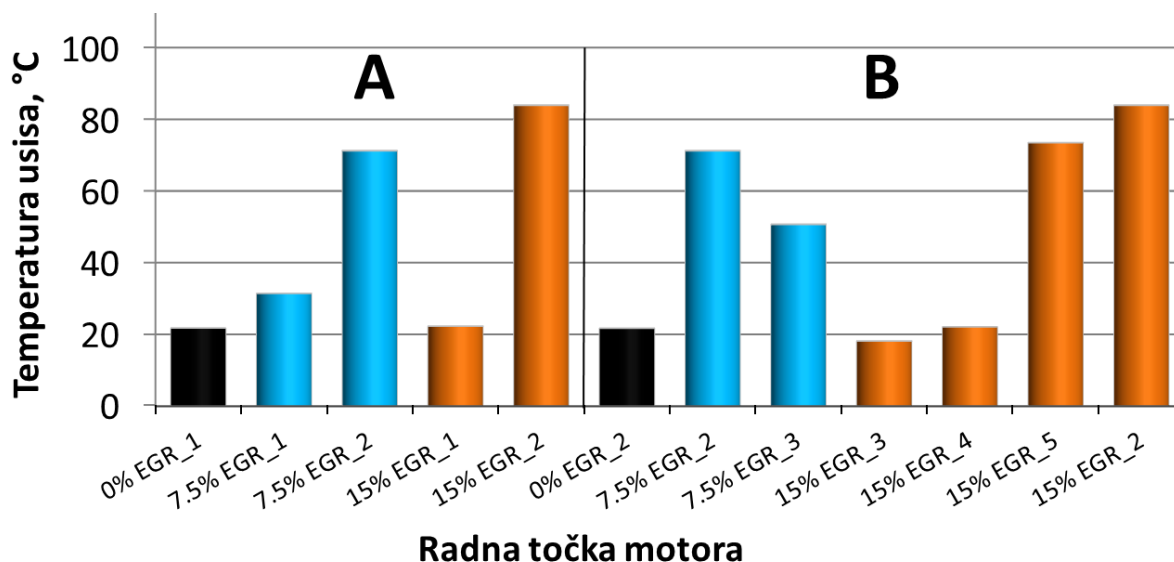


Slika 4.5. Najveća prosječna temperatura neizgorjele smjese u ovisnosti o težištu izgaranja za odabrane radne točke

Zbog toga što su radne točke prikupljene s različitim udjelima EGR-a i različitim temperaturama, svaka radna točka blago se razlikuje u tlaku usisa s ciljem postizanja konstantnog omjera zraka i goriva. Tlak na usisu motora za odabrane radne točke prikazan je na slici 4.6. dok su temperature usisa odabranih radnih točaka prikazane na slici 4.7.



Slika 4.6. Apsolutni tlak u usisu za odabrane radne točke



Slika 4.7. Temperatura smjese za odabrane radne točke

Odabrane radne točke definirane su oznakama koje sadrže dvije osnovne brojke koje definiraju osnovne karakteristike radne točke. Prva brojka definira udio EGR-a dok druga brojka predstavlja redni broj točke unutar grupe radnih točaka s jednakim udjelom EGR-a. **Prva** skupina radnih točaka (crno označene) su radne točke bez udjela EGR-a te s temperaturom usisa od 22°C. Težište izgaranja (CA50) za radne točke prve grupe (0 % EGR\_1 i 0 % EGR\_2) su 16 i 21°KV nakon GMT kao rezultat kuta pretpaljenja od 14°KV prije GMT i 10°KV prije GMT. Srednja vrijednosti tlaka na usisu održavana je konstantnom u iznosu od 0,75 bara (slika 4.6.). **Druga** skupina radnih točaka (plavo označeno) uključuje udio EGR-a u iznosu od 7,5 % (7,5 % EGR\_1, 7,5 % EGR\_2 i 7,5 % EGR\_3) te su, gledajući redom, mjerene s temperaturom usisa od 31,4, 71,2 i 50,7°C odnosno s kutom pretpaljenja od 25, 15 i 20,5°KV prije GMT. **Treća** skupina radnih točaka prikupljena je s udjelom hlađenog EGR-a od 15 %. Sustav EGR-a u tom slučaju hlađen je s integriranim izmjenjivačem topline (ispušni plin / voda) do temperature usisa od 18°C (15 % EGR\_3) te rezultira s hladnijim usisom smjese EGR-a i svježije smjese u odnosu na prvu grupu radnih točaka s 0 % EGR-a. Nadalje, sljedeća, **četvrta** skupina radnih točaka (15 % EGR\_1 i 15 % EGR\_4) s 15 % udjela EGR-a grijana je do razine temperature usisa jednake kao kod prve grupe radnih točaka (22°C) kako bi se kompenzirala razlika u temperaturi usisa uzrokovana hlađenjem EGR-a koji utječe na ukupnu temperaturu usisa. Težište izgaranja za te radne točke je 12,5°KV poslije GMT i 20,7°KV poslije GMT kao rezultat kuta pretpaljenja od 44°KV prije GMT i 31°KV prije GMT. Konačno, za radne točke 15 % EGR\_2 i 15 % EGR\_5 temperatura usisa grijana je na više temperature (slika 4.7.) s namjerom da se istraži utjecaj EGR-a pri višim temperaturama. Težište izgaranja kod tih točaka iznosilo je 20,5°KV nakon GMT i 20,9°KV

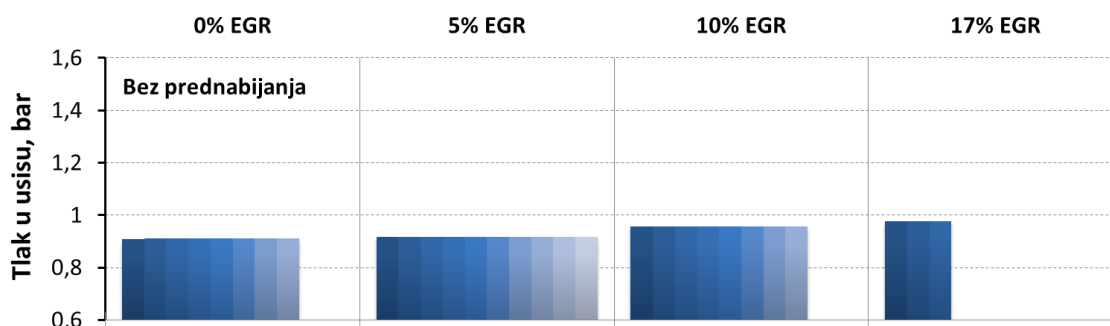
nakon GMT s jednakim kutom pretpaljenja od 20°KV prije GMT.

### 4.2.3. Područje niske brzine vrtnje, sa i bez prednabijanja

Treći dio mjerenja izrađen je s namjerom da se obuhvati šire područje rada motora. Izrađena su mjerenja s pomakom kuta paljenja, sa i bez prednabijanja, sa i bez udjela EGR-a s kompresijskim omjerom 10 pri brzini vrtnje od 1000 min<sup>-1</sup>. Za različite tlakove nabijanja ispitano je područje udjela EGR-a do kojeg je u cilindru bilo ostvareno stabilno izgaranje. Prednabijani motor, kao i onaj bez prednabijanja, pokazali su značajne prednosti s dodatkom udjela EGR-a.

#### 4.2.3.1. Radne točke bez prednabijanja

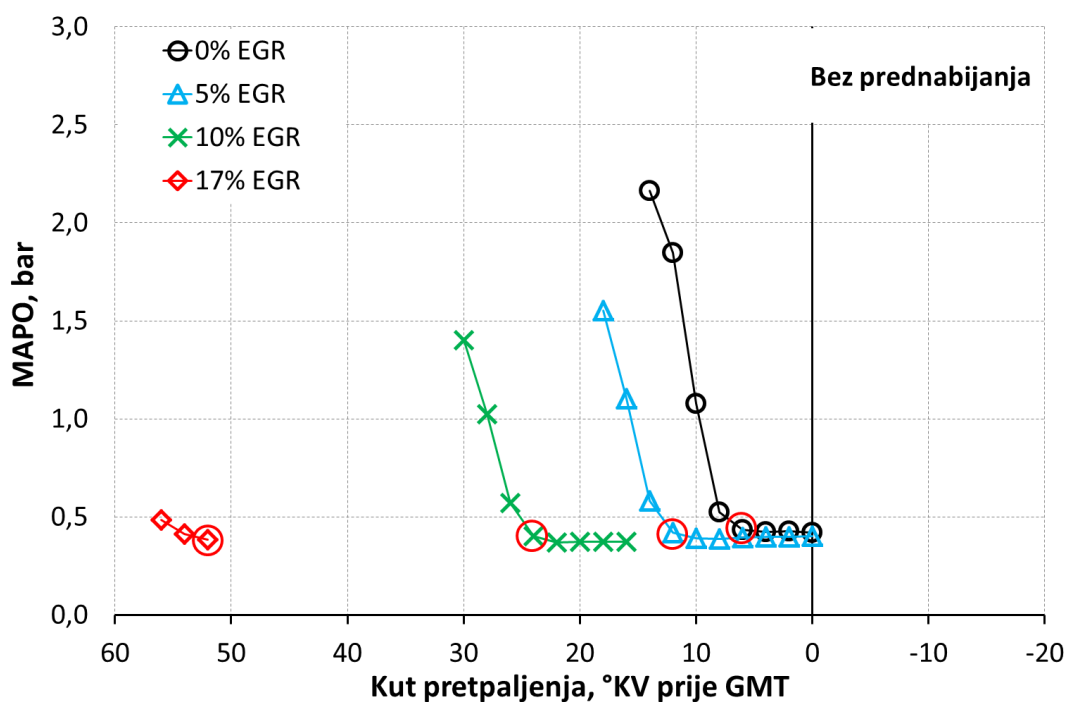
U prvom koraku mjerene su radne točke bez prednabijanja na brzini vrtnje motora od 1000 min<sup>-1</sup>. Za vrijeme prikupljanja podataka primijenjena su određene prilagodbe rubnih uvjeta. Točke bez prednabijanja mjerene su s četiri različita udjela EGR-a. Tlak usisa blago je prigušen kod radnih točaka s nižim udjelom EGR-a kako bi se omogućila rezerva za podizanje tlaka s dodavanjem udjela EGR-a prema proceduri opisanoj kod radnih točaka s brzinom vrtnje od 1600 min<sup>-1</sup>. Zbog potrebe da se kompenzira manja količina svježe smjese uzrokovane činjenicom da je EGR zamijenio dio prostora u cilindru, tlak na usisu blago je povišen. Za svaki od četiri udjela EGR-a u iznosu od 0 %, 5 %, 10 % i 17 % srednja vrijednost tlaka na usisu iznosila je redom 0,91 bar, 0,92 bar, 0,96 bar i 0,98 bar (slika 4.8.). Smjesa goriva i zraka u stehiometrijskom omjeru rezultirala je srednjom količinom energije goriva od 1719 J/ciklusu. Pri novonastalim radnim uvjetima napravljen je *Spark Sweep* za svaku grupu radnih točaka s različitim udjelom EGR-a od mjesta bez detonantnog izgaranja (s kasnim izgaranjem) do mjesta s detonantnim izgaranjem.



Slika 4.8. Tlak u cilindru motora bez prednabijanja

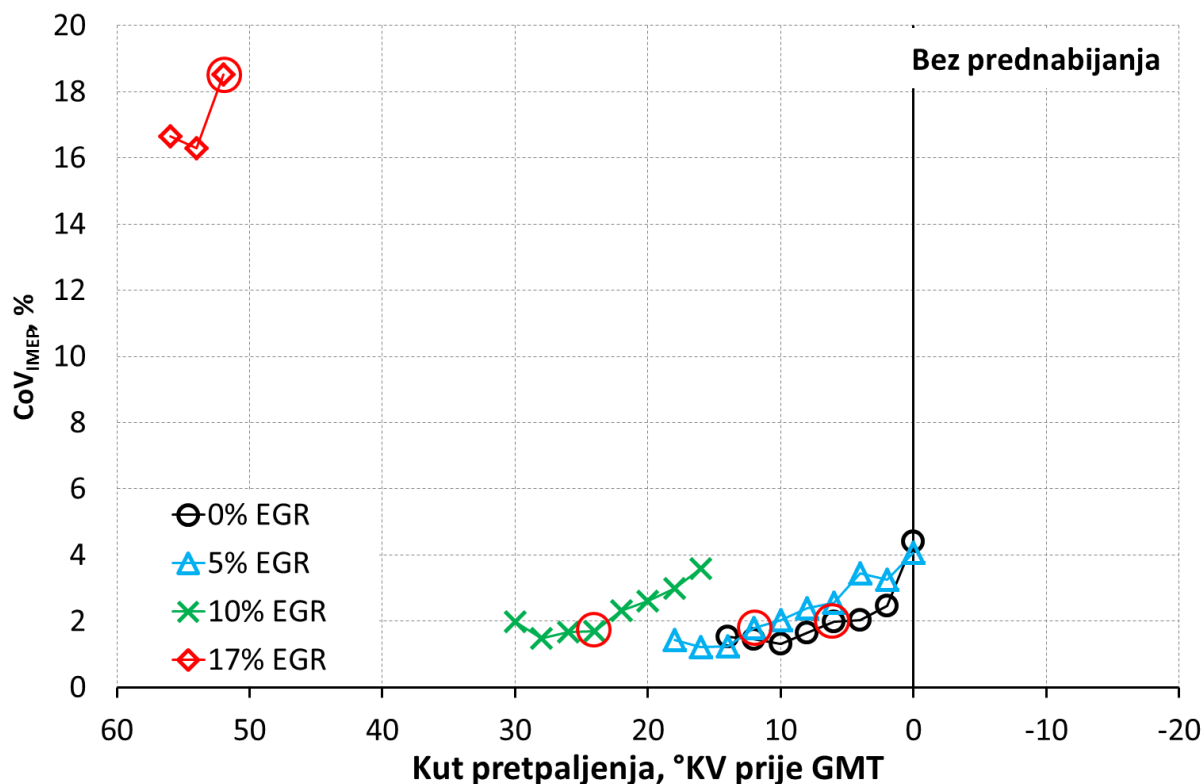
S obzirom na veliki broj razmatranih radnih točaka, detaljna obrada i prikaz rezultata s opisom profila tlakova i punjenja izvedena je samo za odabrane radne točke. Odabir tih radnih

točaka definiran je rubom pojave detonantnoga izgaranja. Odabrane točke su zadnje točke iz grupe točaka nastalih pomakom kuta paljenja kod kojih još nije došlo do detonantnoga izgaranja. Izmjerene radne točke i odabrane radne točke prema pojavi detonacije (upotrebom Indeksa za određivanje jakosti detonantnoga izgaranja – MAPO) prikazane su na slici 4.9. u ovisnosti o kutu pretpaljenja. Odabrane radne točke zaokružene su zelenim krugom. Cilj je od odabranih radnih točaka prikazati karakteristike izgaranja u „sigurnom“ području rada bez detonantnog izgaranja za različite udjele EGR-a. Te radne točke prikazane su crvenim kružnim simbolima na slici 4.9.



Slika 4.9. MAPO u ovisnosti o kutu pretpaljenja za radne točke bez prednabijanja

Udio EGR-a ograničen je cikličkim oscilacijama indiciranog tlaka ( $CoV_{IMEP}$ ) motora zbog čega su radne točke snimljene do granice  $CoV_{IMEP}$ -a koja je u slučaju motora bez nabijanja iznosila 17 % udjela EGR-a.  $CoV_{IMEP}$  u ovisnosti o kutu pretpaljenja za prikupljene radne točke prikazan je na slici 4.10.

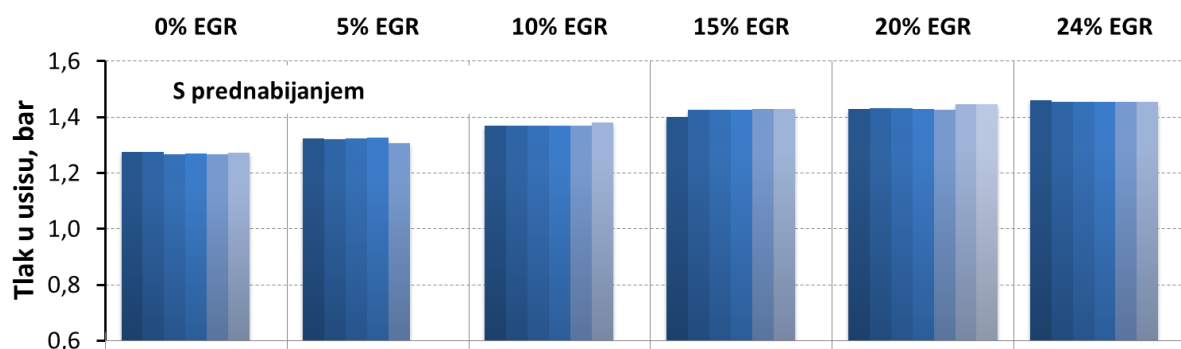


Slika 4.10.  $CoV_{IMEP}$  u ovisnosti o kutu pretpaljenja za radne točke bez prednabijanja

#### 4.2.3.2. Radne točke s prednabijanjem

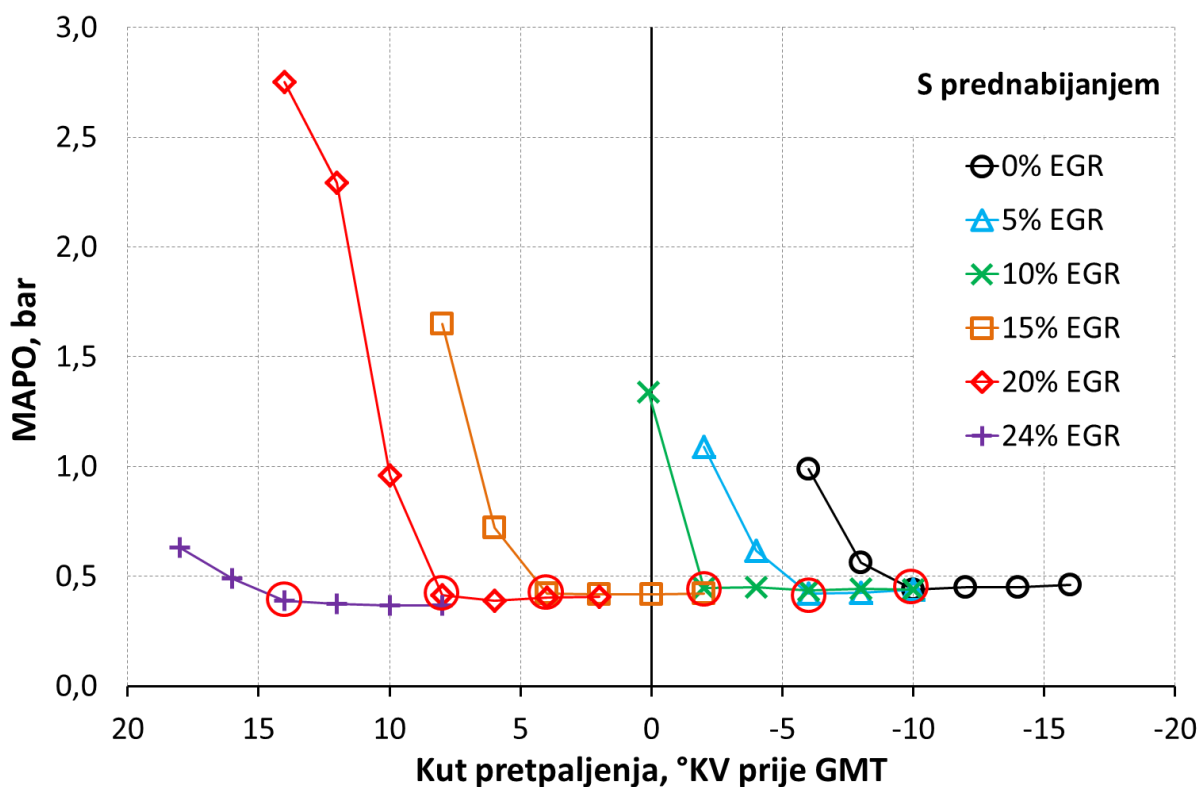
U **drugom** koraku mjerene su radne točke s prednabijanjem. Za vrijeme prikupljanja podataka kao i u prvom koraku primijenjene su određene prilagodbe rubnih uvjeta. Tlak usisa niži je kod točaka s nižim udjelom EGR-a dok se s dodavanjem udjela EGR-a tlak podizao do granice nestabilnog izgaranja pri udjelu EGR-a od 24 %. Smjesa goriva i zraka u stehiometrijskom omjeru rezultirala je srednjom količinom energije goriva od 2527 J/ciklus. Točke s prednabijanjem mjerene su sa šest različitih udjela EGR-a. Zbog potrebe da se kompenzira činjenica da je EGR zamijenio dio prostora potrebnog za svježju smjesu goriva i zraka, tlak na usisu blago je povišen s povećanjem udjela EGR-a. Za svaki od šest udjela EGR-a u iznosu od 0 %, 5 %, 10 %, 15 %, 20 % i 24 % tlak na usisu iznosio je redom 1,27 bar, 1,32 bar, 1,37 bar, 1,42 bar, 1,43 bar i 1,46 bar (slika 4.11.). Male razlike tlaka na usisu za točke s jednakim udjelom EGR-a nastale su kao posljedica regulacije prilikom mjerenja. Pri novonastalim radnim uvjetima napravljen je *Spark Sweep* za svaku grupu radnih točaka s različitim udjelom EGR-a od mjesta bez detonantnoga izgaranja (s kasnim izgaranjem) do mjesta s izraženim detonantnim izgaranjem koje se očituje u naglom porastu vrijednosti MAPO-a.





Slika 4.11. Tlak u cilindru motora s prednabijanjem

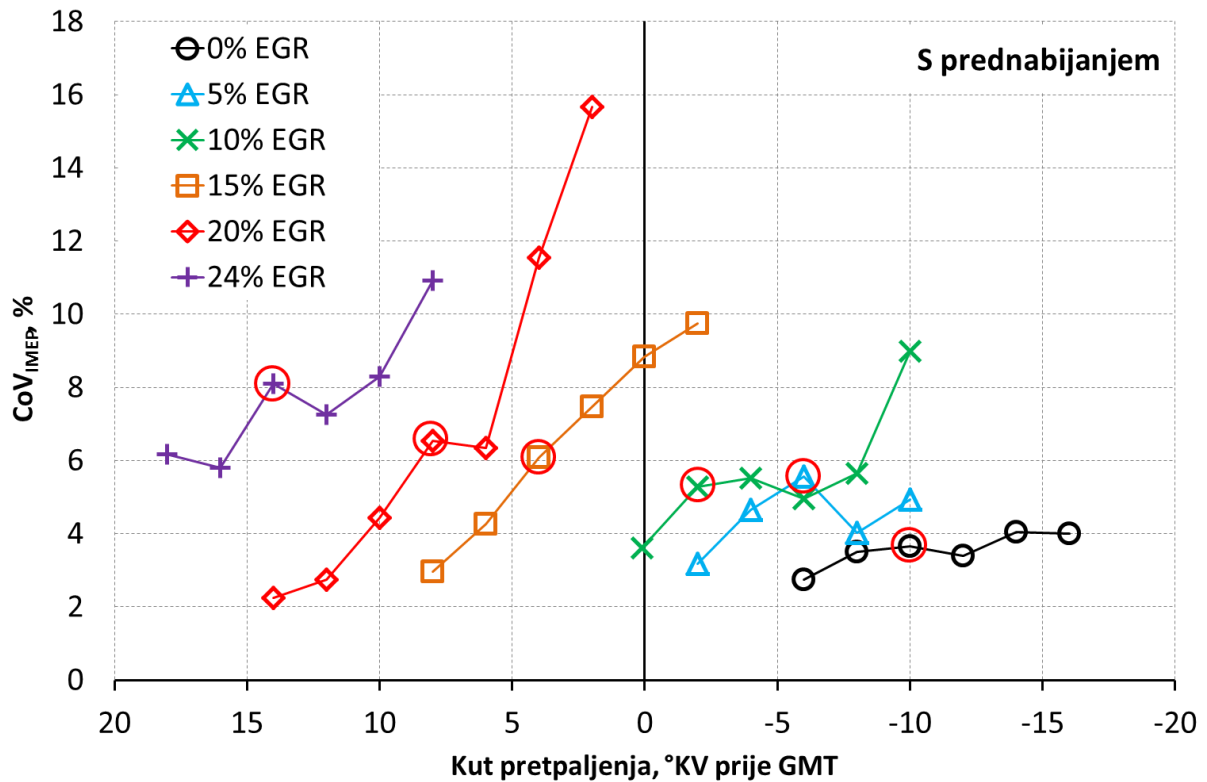
S obzirom na veliki broj razmatranih radnih točaka, detaljna obrada i prikaz rezultata s opisom profila tlakova i punjenja izvedena je samo za odabrane radne točke na jednak način kao i kod točaka bez prednabijanja. Izmjerene radne točke i odabrane radne točke prema pojavi detonacije prikazane su na slici 4.12. u ovisnosti o kutu pretpaljenja.



Slika 4.12. Indeks detonacije (MAPO) u ovisnosti o kutu pretpaljenja za radne točke s prednabijanjem

Udio EGR-a ograničen je cikličkim oscilacijama srednjeg indiciranog tlaka ( $CoV_{IMEP}$ ) motora zbog čega su radne točke snimljene do granice  $CoV_{IMEP}$ -a. U slučaju motora s prednabijanjem, granične vrijednosti  $CoV_{IMEP}$ -a su iznad granične vrijednosti (10 %) za radne točke s udjelom EGR-a u iznosu od 20 % i 24 %.  $CoV_{IMEP}$  u ovisnosti o kutu pretpaljenja za prikupljene radne točke s prednabijanjem prikazan je na slici 4.13. Nestabilnost izgaranja kod

prednabijanja veća je u odnosu na radne točke bez prednabijanja zbog većeg opterećenja motora te zbog većih udjela EGR-a.



Slika 4.13.  $CoV_{IMEP}$  u ovisnosti o kutu prepaljenja za radne točke s prednabijanjem

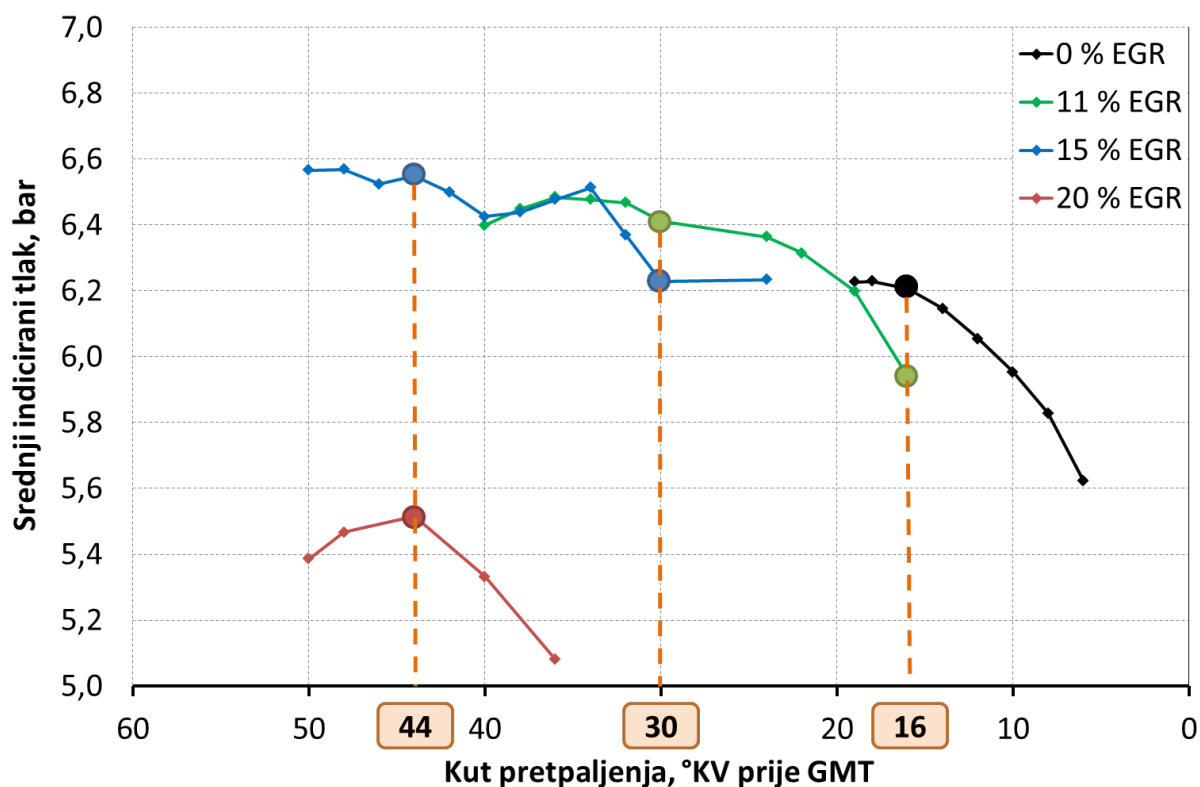
## 5. Diskusija rezultata

Diskusija rezultata obuhvaća tri osnovna poglavlja pri čemu se prvo poglavlje odnosi na zamijećene pojave prilikom povećanja udjela EGR-a, drugo poglavlje bavi se detaljnom razradom utjecaja nastalih povećanjem udjela EGR-a, a treće poglavlje odnosi se na rezultate s nižom brzinom vrtnje gdje se opisuju pojave nastale sa i bez prednabijanja kako bi se pojava dodatka udjela EGR-a karakterizirala u što širem području rada MSUI.

### 5.1. Područje više brzine vrtnje s više različitih udjela EGR-a

Prikupljeni eksperimentalni rezultati razmatrani su na dva načina. Prvi način zasniva se na radnim točkama s jednakim kutom pretpaljenja, a drugi s optimiranim kutom pretpaljenja za najviši srednji indicirani tlak bez pojave detonacije uz stabilno izgaranje.

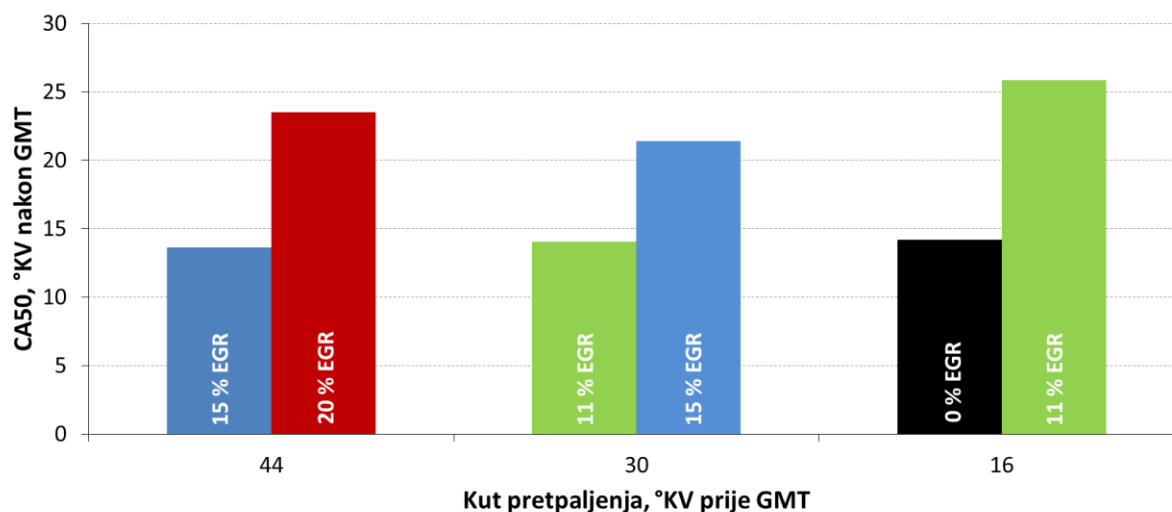
Promatranjem srednjeg indiciranog tlaka prikazanog na slici 5.1. odabrane su radne točke različitih vrijednosti indiciranog tlaka s ciljem prikaza utjecaja različitog udjela EGR-a.



Slika 5.1. Srednji indicirani tlak promatranih radnih točkama s naznačenim odabranim radnim točkama za jednak kut pretpaljenja

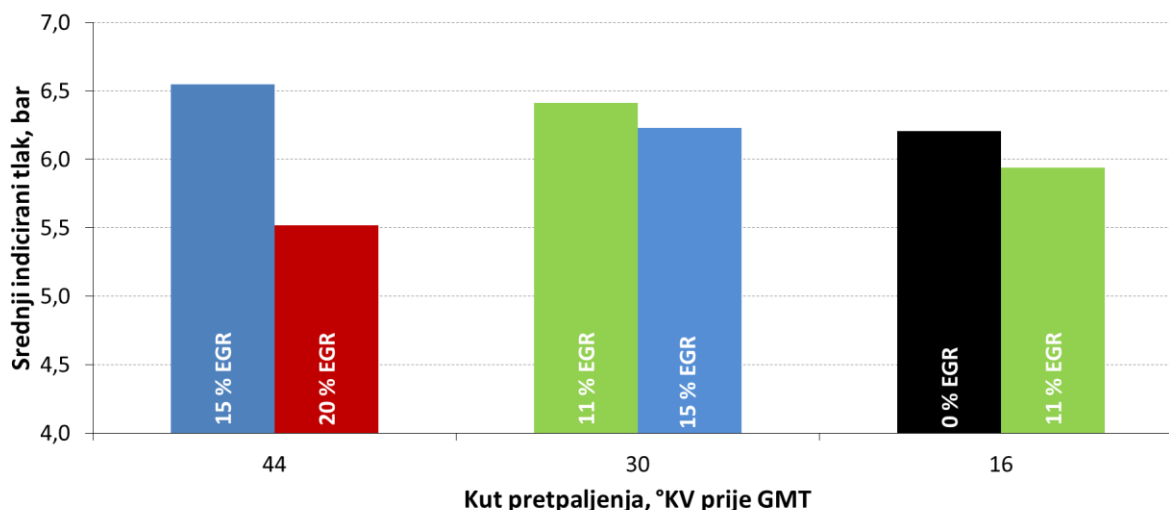
U prvom načinu obrade rezultata uspoređivane su radne točke s različitim udjelom EGR-a

kako bi se uočila razlika utjecaja EGR-a na izgaranje kod radnih točaka s jednakim kutem pretpaljenja. Izmjerene radne točke s 0 % i 11 % udjela EGR-a izmjerene su s kutom pretpaljenja od 16°KV prije GMT. Radne točke s 11 % i 15 % udjela EGR-a izmjerene su s kutom pretpaljenja od 30°KV prije GMT te radne točke od 15 % i 20 % udjela EGR-a izmjerene su s kutom pretpaljenja od 44°KV prije GMT. Težište izgaranaj radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja prikazano je na slici 5.2.



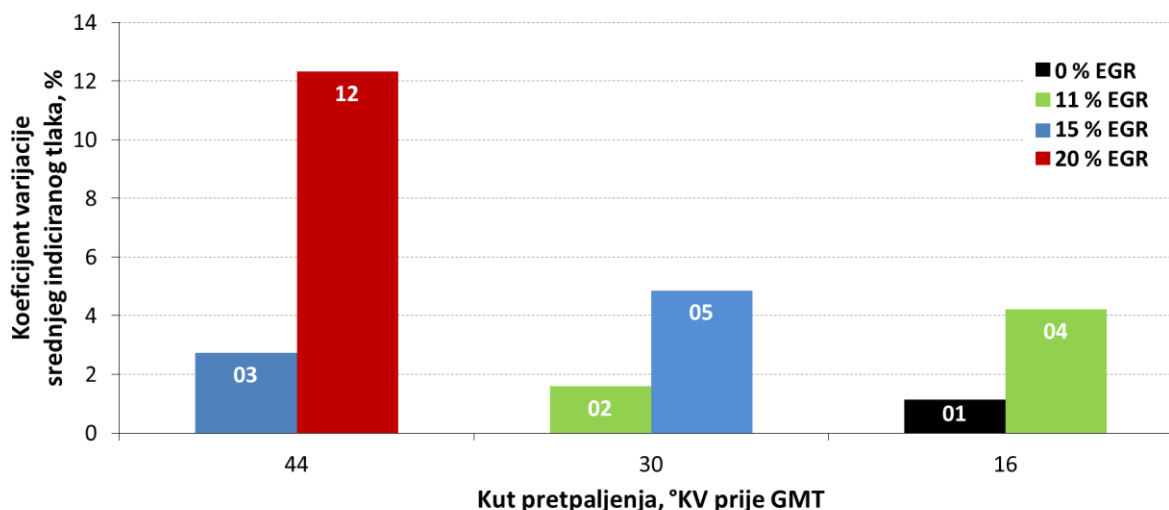
Slika 5.2. CA50 odabranih radnih točaka pri jednakom kutu pretpaljenja

Rezultati prikazani na slici 5.3. prikazuju da se s udjelom od 11 % EGR-a smanjuje srednji indicirani tlak s 6,21 bar na 5,94 bar (4,3%) pri kutu pretpaljenja od 16°KV prije GMT. Nadalje, pri povećanju udjela EGR-a od 15 % u usporedbi s radnom točkom s 11 % udjela EGR-a srednji indicirani tlak pada s 6,41 bar na 6,23 bar (2,8 %) pri kutu pretpaljenja od 30°KV prije GMT, te pri udjelu EGR-a od 20 % u usporedbi s radnom točkom s 15 % udjela EGR-a srednji indicirani tlak sa 6,55 bar pada na 5,52 bar (15,8 %) pri kutu pretpaljenja od 44°KV prije GMT. Primjena EGR-a rezultira smanjenjem srednjeg indiciranog tlaka zato što dodani udio EGR-a smanjuje temperaturu izgaranja što za posljedicu ima dulje trajanje izgaranja, niži vršni tlak u cilindru motora i nižu vršnu vrijednost brzine oslobađanja topline.



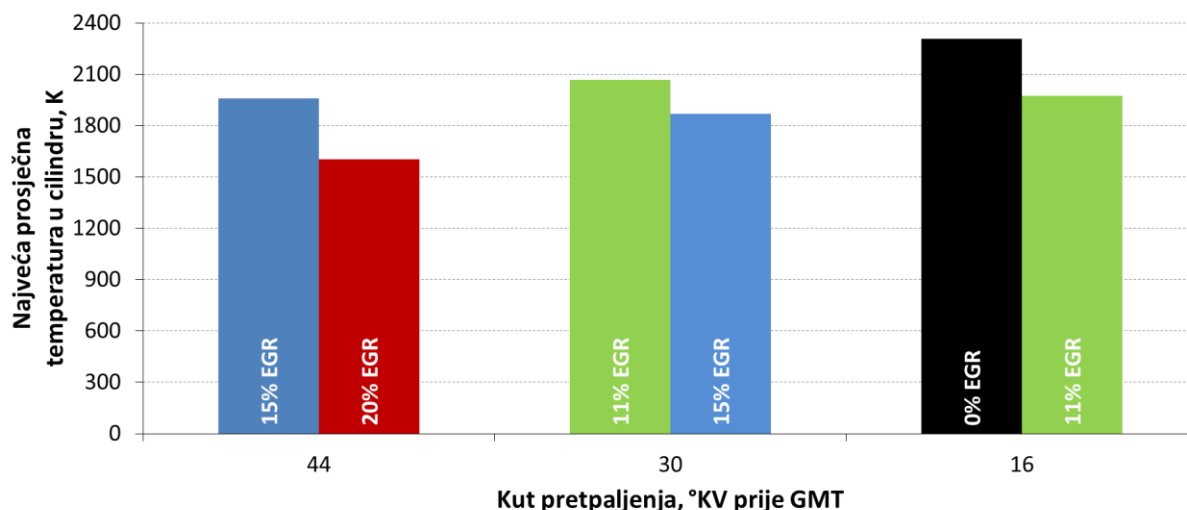
Slika 5.3. Srednji indicirani tlak odabranih radnih točaka pri jednakom kutu pretpaljenja

Značajne promjene u koeficijentu varijacije srednjeg indiciranog tlaka uočene pri povećanju udjela EGR-a prikazane su na slici 5.4. Promjena se manifestira kao porast koeficijenata varijacije srednjeg indiciranog tlaka s porastom udjela EGR-a. Kod odabrane radne točke s 20 % udjela EGR-a ta vrijednost prelazi graničnu vrijednost od 10 % te se može smatrati nestabilnom radnom točkom. Stoga je daljnje povećanje udjela EGR-a pri zadanim radnim uvjetima ograničeno.



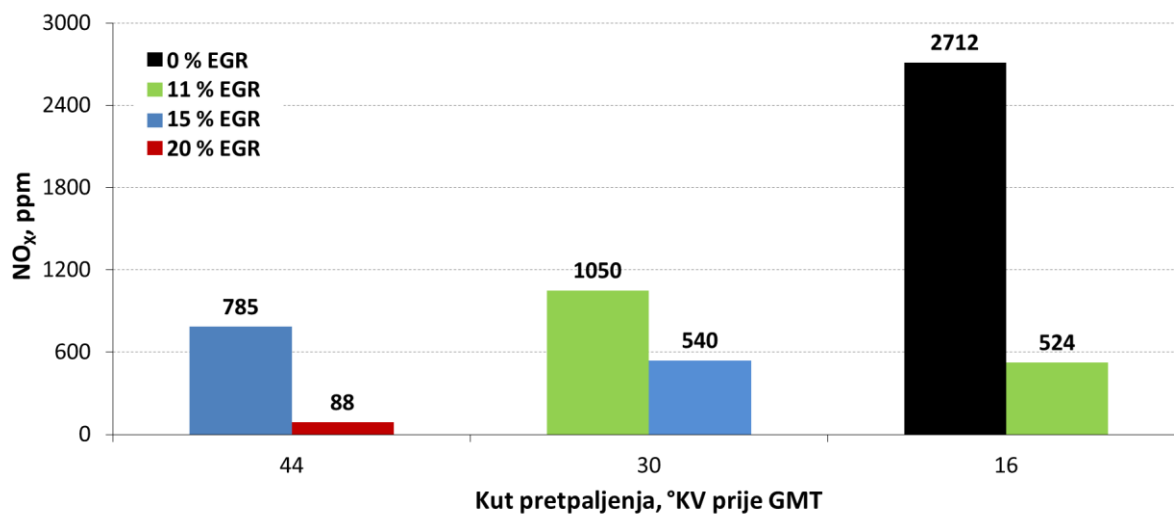
Slika 5.4. Koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka odabranih radnih točaka pri jednakom kutu pretpaljenja

Dodatkom udjela EGR-a, vršna srednja temperatura (za 300 ciklusa jedne radne točke) u cilindru se smanjuje. Vršne vrijednosti prosječne temperature smjese u cilindru za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja u ovisnosti o dodatku udjela EGR-a prikazane su na slici 5.5.



Slika 5.5. Najveća prosječna temperatura u cilindru za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja

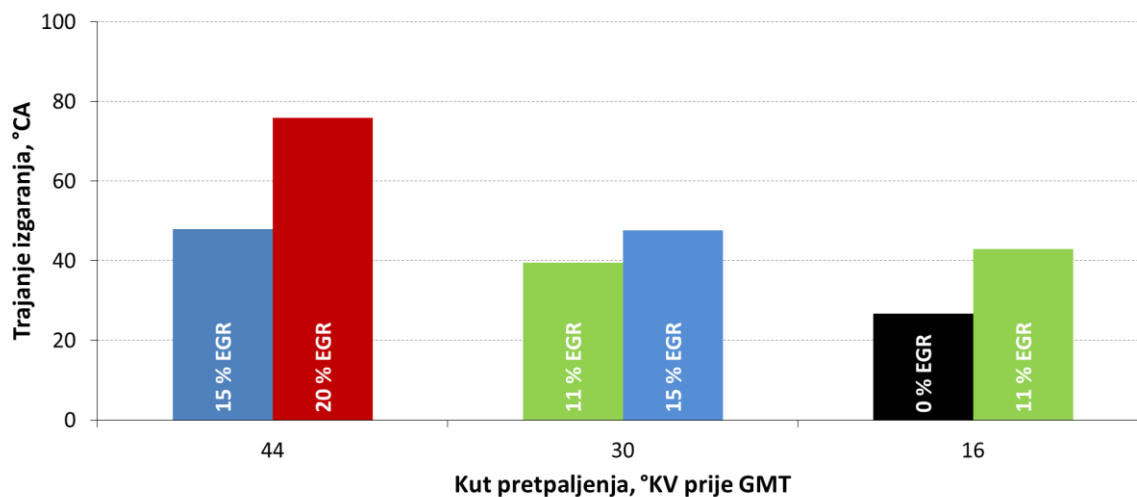
Trend temperature u cilindru izravno je vezan s emisijom  $\text{NO}_x$  što se može vidjeti na slici 5.6. Prema izmjerenim i prikazanim podacima zamjećuje se znatno smanjenje emisija  $\text{NO}_x$  kao izravna posljedica smanjenja temperature zbog dodatka udjela EGR-a.



Slika 5.6. Emisije  $\text{NO}_x$  za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja

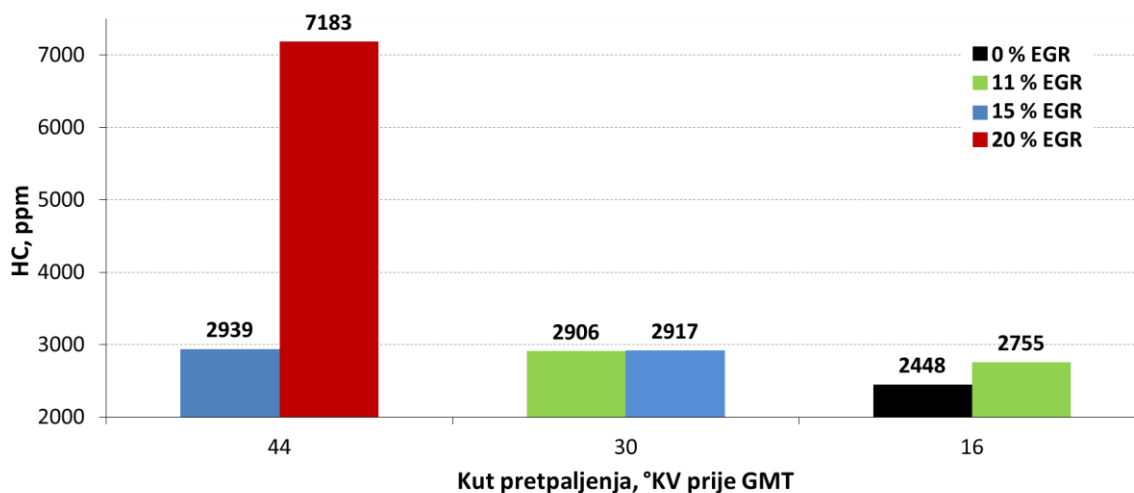
Trajanje izgaranja pokazuje tendenciju produljenja s obzirom na povećanje udjela EGR-a. Trajanje izgaranja se računalo kao razlika kuta zakreta koljenastog vratila u trenutku kada je izgorjelo 90 % smjese goriva i zraka i kuta zakreta koljenastog vratila u trenutku kada je izgorjelo 10 % smjese goriva i zraka.

Slikom 5.7. prikazano je produljenje trajanja izgaranja s povećanjem udjela EGR-a.



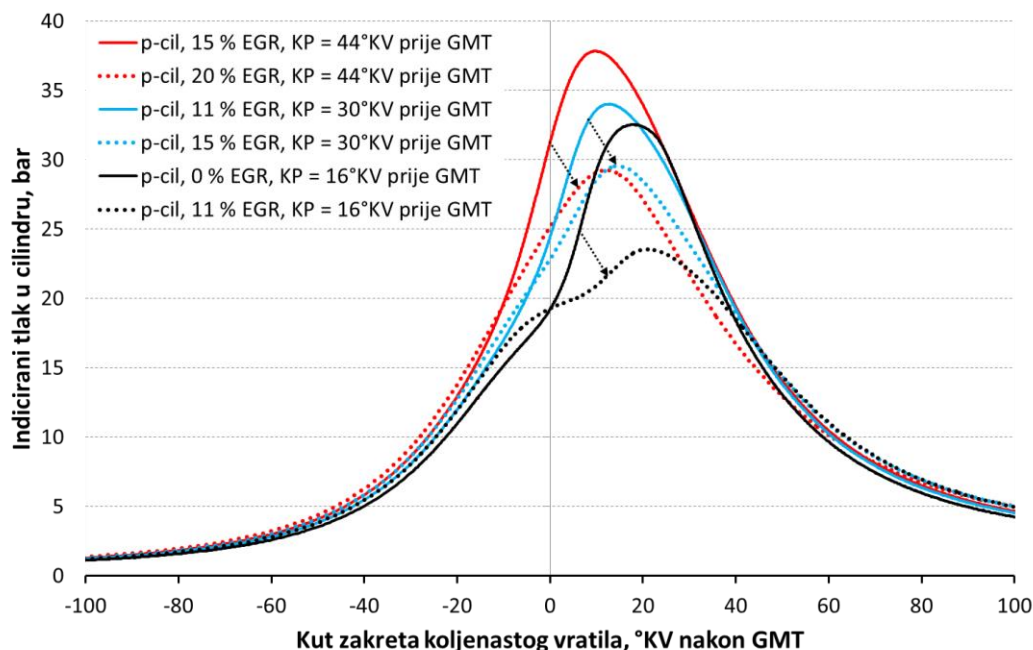
Slika 5.7. Trajanje izgaranja za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja

Utjecaj udjela EGR-a na neizgorjele ugljikovodike (engl. *Total Hydrocarbons*, THC) prikazan je na slici 5.8. Iz rezultata se može uočiti da nema znatnog utjecaja EGR-a na promjenu vrijednosti THC-a. Viša emisija zamijećena je samo u slučaju nestabilnog izgaranja pri 20 % udjela EGR-a gdje je na nestabilnost izgaranja upućivao i koeficijent varijacije srednjeg indiciranog tlaka iznosom od 12,3 %.



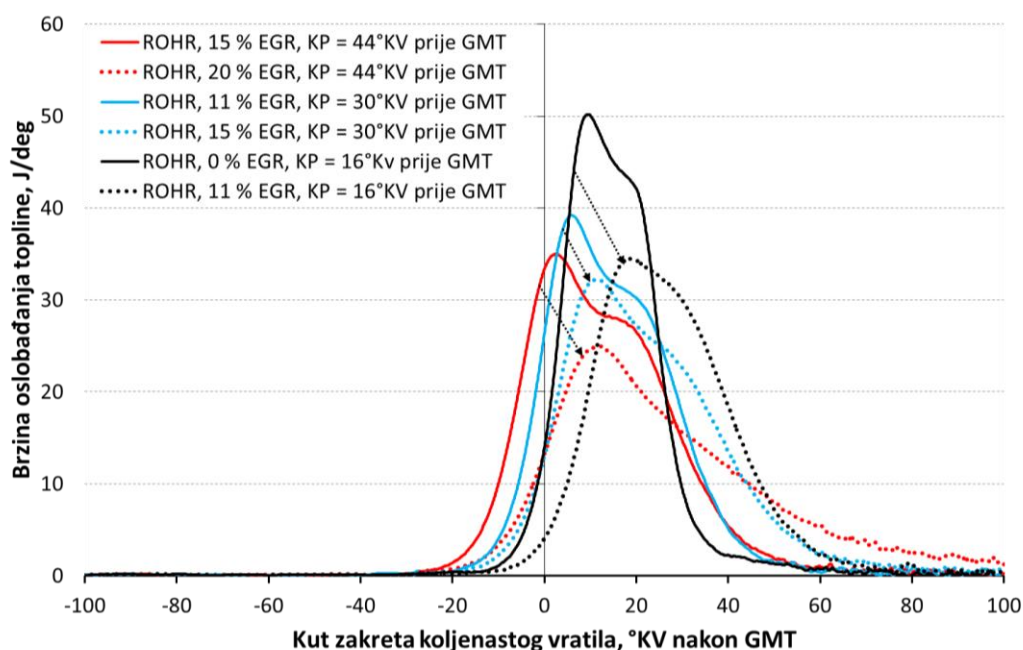
Slika 5.8. Emisije ugljikovodika za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja

Slikom 5.9. prikazan je profil tlaka u cilindru za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja. Pri prikazanim radnim uvjetima zamjećuje se pad tlaka s dodatkom udjela EGR-a. Profili tlaka podijeljeni su bojama te prikazani za tri različita kuta pretpaljenja (44, 30 i 16°KV prije GMT) pri čemu se za jednak kut pretpaljenja očituje smanjenje tlaka u cilindru s dodatkom udjela EGR-a.



Slika 5.9. Profili tlaka u cilindru za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja

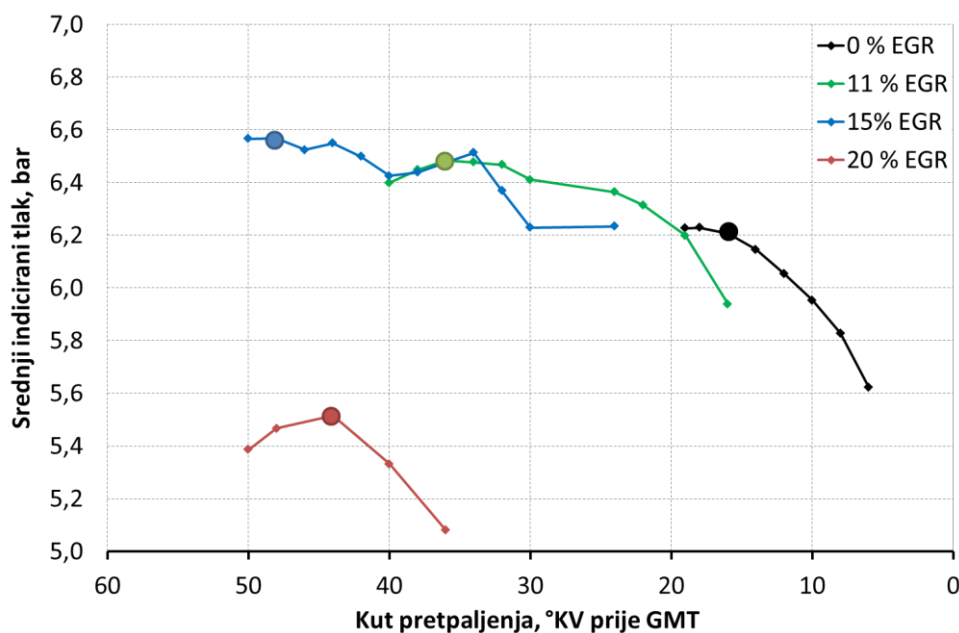
Iz indiciranog tlaka u cilindru i rubnih uvjeta izračunati su profili brzine oslobađanja topline u cilindru (engl. *Rate of Heat Release*, ROHR). Izračunati profili brzina oslobađanja topline u cilindru prikazani na slici 5.10. upućuju na kašnjenje težišta izgaranja kod profila s višim udjelom EGR-a u odnosu na profile s nižim udjelom EGR-a. Nadalje, s povećanjem udjela EGR-a zamijećeno je dulje trajanje izgaranja i niža vršna vrijednost oslobađanja topline.



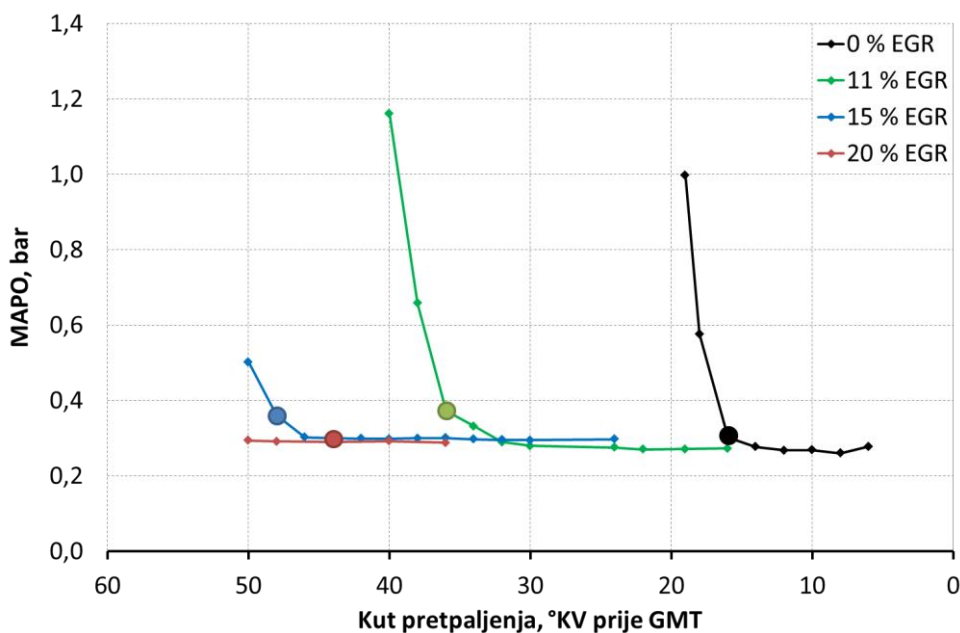
Slika 5.10. Profili brzine oslobađanja topline u cilindru za odabrane radne točke pri jednakom kutu pretpaljenja



**Drugi pristup** obradi rezultata zasniva se na odabiru optimalnih radnih točaka za svaki udio EGR-a pri čemu je optimiziran kut pretpaljenja. Optimizacija kuta pretpaljenja zasniva se na vrijednostima srednjeg indiciranog tlaka i indeksa detonantnoga izgaranja prikazanim na slici 5.11. i slici 5.12. Uvjeti odabira radnih točaka koje se dalje obrađuju kao optimalne su najviši postignuti srednji indicirani tlak uz zadovoljavanje kriterija detonacije definiranog indeksom detonacije.

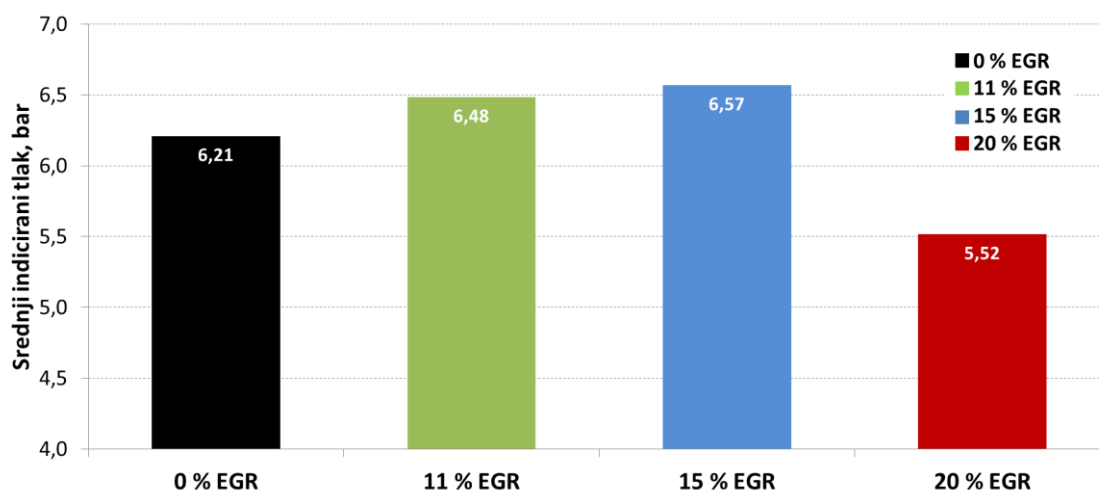


Slika 5.11. Srednji indicirani tlak promatranih radnih točaka s naznačenim radnim točkama s optimalnim kutom pretpaljenja

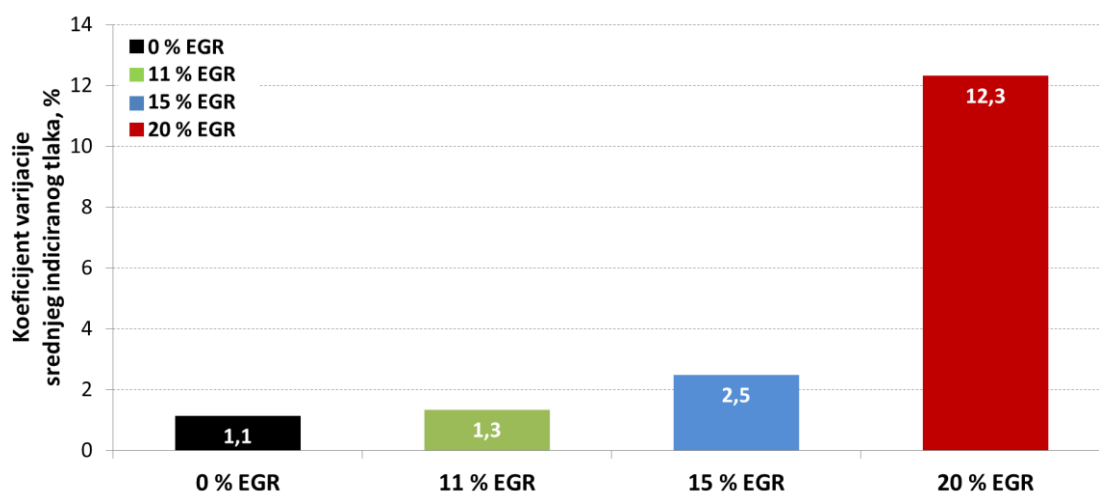


Slika 5.12. Vrijednosti indeksa detonacije MAPO promatranih radnih točaka s naznačenim radnim točkama s optimalnim kutom pretpaljenja

Rezultati ukazuju na to da je maksimalni postignuti srednji indicirani tlak za slučaj bez EGR-a iznosio 6,21 bar. S udjelom EGR-a u iznosu od 11 % te kutom pretpaljenja od 36°KV prije GMT, srednji indicirani tlak podignut je na 6,48 bar. S daljnjim povišenjem udjela EGR-a na 15 % i pomakom kuta pretpaljenja na 48°KV prije GMT, srednji indicirani tlak podignut je na 6,57 bar. No, daljnjim povišenjem udjela EGR-a na 20 % srednji indicirani tlak pao je na 5,52 bar kao posljedica prevelikog razrijeđenja smjese što dovodi do nezapaljenja smjese u pojedinim ciklusima, a što se dalje očituje značajnim povećanjem nestabilnosti izgaranja ( $CoV_{IMEP}$ ). Stoga, s udjelom 20 % EGR-a premašeno je ograničenje prema kriteriju stabilnosti izgaranja ( $CoV_{IMEP} = 10\%$ ) s iznosom  $CoV_{IMEP} = 12,3\%$ . Promatraju li se navedene radne točke zajedno, zaključuje se da srednji indicirani tlak raste gotovo linearno s dodatkom udjela EGR-a (slika 5.13.) sve do granice nestabilnog izgaranja prikazanog na slici 5.14.



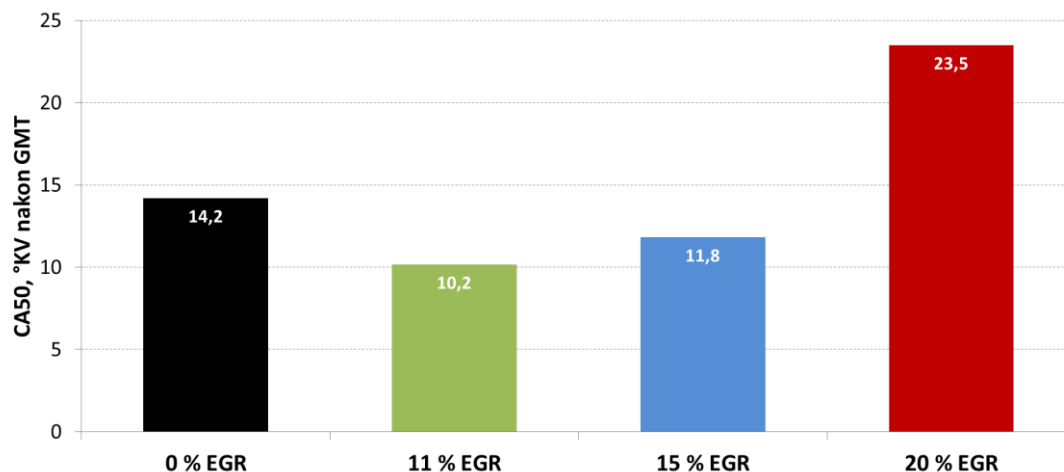
Slika 5.13. Srednji indicirani tlak radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja



Slika 5.14. Koefficient varijacije srednjeg indiciranog tlaka radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja

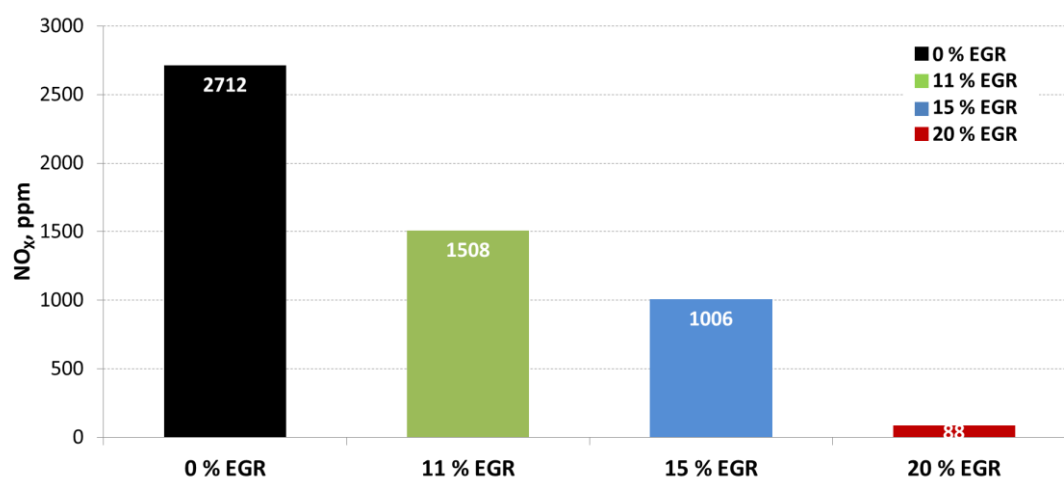
Promjena srednjeg indiciranog tlaka pri udjelima EGR-a od 11 %, 15 % i 20 % u odnosu na slučaj bez EGR-a iznosi 4,4 %, 5,8 % i -11,2 %.

Promjena CA50 kod radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja prikazana je na slici 5.15.



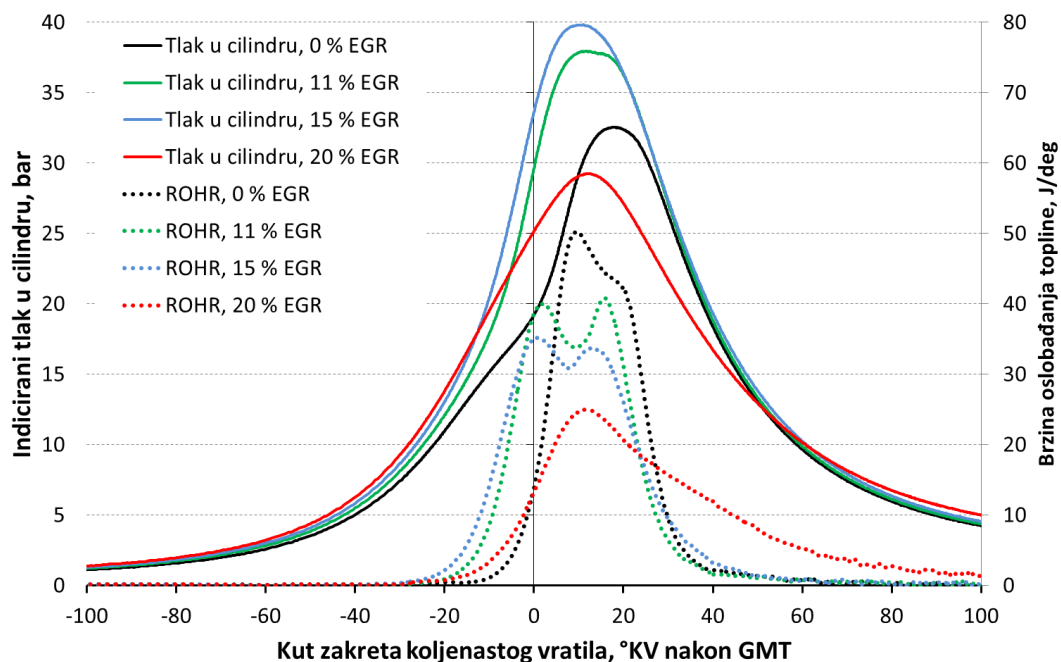
Slika 5.15. CA50 kod radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja

Iako je kut pretpaljenja bio pomican sve do (same) granice detonantnoga izgaranja, emisije NO<sub>x</sub> su snižene (slika 5.16.) što se može zamijetiti iz rezultata koji pokazuju da emisije NO<sub>x</sub> rezultiraju nižim vrijednostima s povećanjem udjela EGR-a. Smanjenje emisije NO<sub>x</sub> direktna je posljedica smanjenja najveće prosječne temperature u cilindru koja za udio EGR-a od 0 %, 11 %, 15 % i 20 % iznosi 2306 K, 2147 K, 2042 K i 1604 K.



Slika 5.16. Emisije NO<sub>x</sub> kod radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja

Povećanje tlaka u cilindru s povećanjem udjela EGR-a rezultat je povišenog tlaka na usisu i povećanja kuta pretpaljenja. Profili brzine oslobađanja topline s povećanjem udjela EGR-a ukazuju na duže trajanje izgaranja i nižu vršnu vrijednost brzine oslobađanja topline što je vidljivo na slici 5.17.



Slika 5.17. Profili tlaka u cilindru motora i brzine oslobađanja topline radnih točaka s optimalnim kutom pretpaljenja

## 5.2. Karakterizacija pojedinih utjecaja EGR-a

Karakterizacija pojedinih utjecaja EGR-a prikazana diskusijom izmjerenih i preračunatih rezultata promatrana je u dva dijela prikazana u sljedeća dva potpoglavlja. Prvi dio prikazuje rezultate s naglaskom na vršnu temperaturu neizgorjele smjese i na pojavu detonantnog izgaranja dok se drugi dio odnosi na odabir specifičnih radnih točaka i njihovu detaljniju analizu.

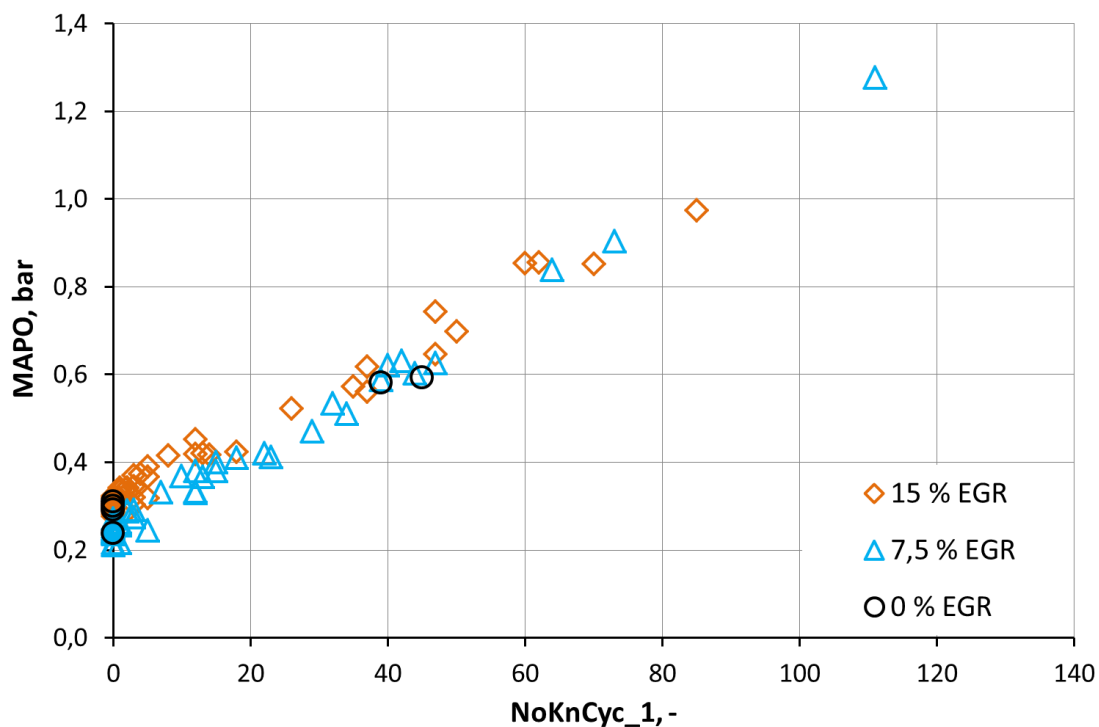
### 5.2.1. Vršna temperatura neizgorjele smjese i razina detonantnoga izgaranja

S ciljem da se utvrdi postoji li jasan kemijski ili temperaturni utjecaj EGR-a na pojavu detonantnoga izgaranja promatrane su sve točke obuhvaćenje planom pokusa II. Zbog toga su analizirani rezultati najveće temperature neizgorjele smjese u odnosu na indikatore detonantnoga izgaranja. Za mjeru detonantnoga izgaranja upotrebljena su tri različita indikatora.

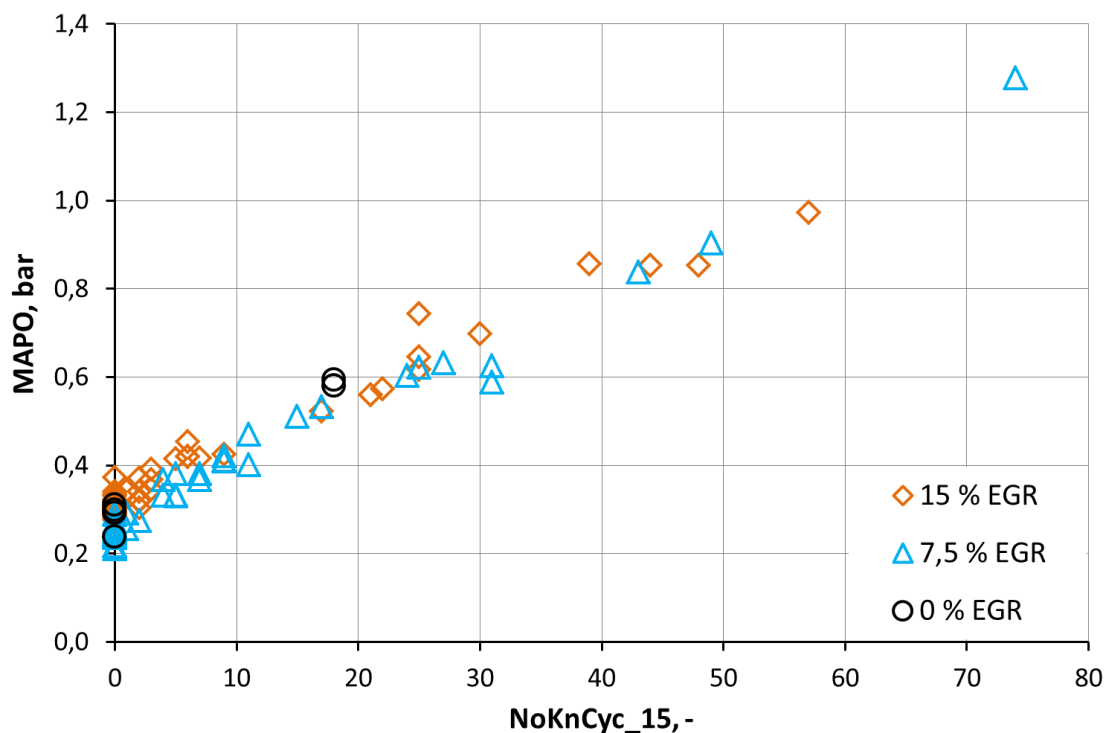
Prvi indikator je srednji indeks detonantnog izgaranja (srednji MAPO Vrijednost MAPO određena je za svaki pojedinačni ciklus, a predstavlja amplitude visokofrekventnih oscilacija tlaka uzrokovanih detonantnim izgaranjem. Srednja indeks MAPO određen je kao srednja vrijednost individualnih MAPO vrijednosti za 300 uzastopnih ciklusa svake radne točke.

Osim srednjeg indeksa MAPO, za definiranje razine detonantnog izgaranja upotrebljena su još dva indikatora detonantnoga izgaranja. Definirani su kao broj pojedinačnih ciklusa jedne radne točke čije MAPO vrijednosti nadmašuju vrijednost od 1 bar (ovdje i nadalje označeno s *NoKnCyc\_1*) i 1,5 bar (ovdje i nadalje označeno s *NoKnCyc\_15*). Vrijednosti indikatora *NoKnCyc\_1* i *NoKnCyc\_15* definirane su nakon analize broja pojedinačnih radnih ciklusa motora s pojavom detonantnoga izgaranja. U daljnjoj razradi vrijednost *NoKnCyc\_1* rabiće se za određivanje radnih točaka s i bez detonantnoga izgaranja, dok će se *NoKnCyc\_15* rabiti za definiranje razine detonantnoga izgaranja kod točaka s jakom detonacijom. Kod korištenja srednjeg indeksa MAPO prilikom osrednjavanja 300 radnih ciklusa motora često se prikriju pojedinačni, relativno jaki detonirajući ciklusi koji pak dovode do saznanja da je u nekim radnim točkama ipak bilo detonantnog izgaranja ( $NoKnCyc_1 > 1$ ) odnosno, kod jako detonirajućih ciklusa upućuje na to kod kojih je radnih točaka bilo više pojedinačnih ciklusa s jakom detonacijom.

Slike 5.18. i 5.19. prikazuju ovisnost između srednjeg indeksa MAPO i *NoKnCyc\_1* odnosno vrijednosti *NoKnCyc\_15*. Može se zamijetiti da je međusobna ovisnost gotovo pa linearna. Time se dolazi do spoznaje da se svaka od ovih vrijednosti može rabiti kao mjera detonantnoga izgaranja.

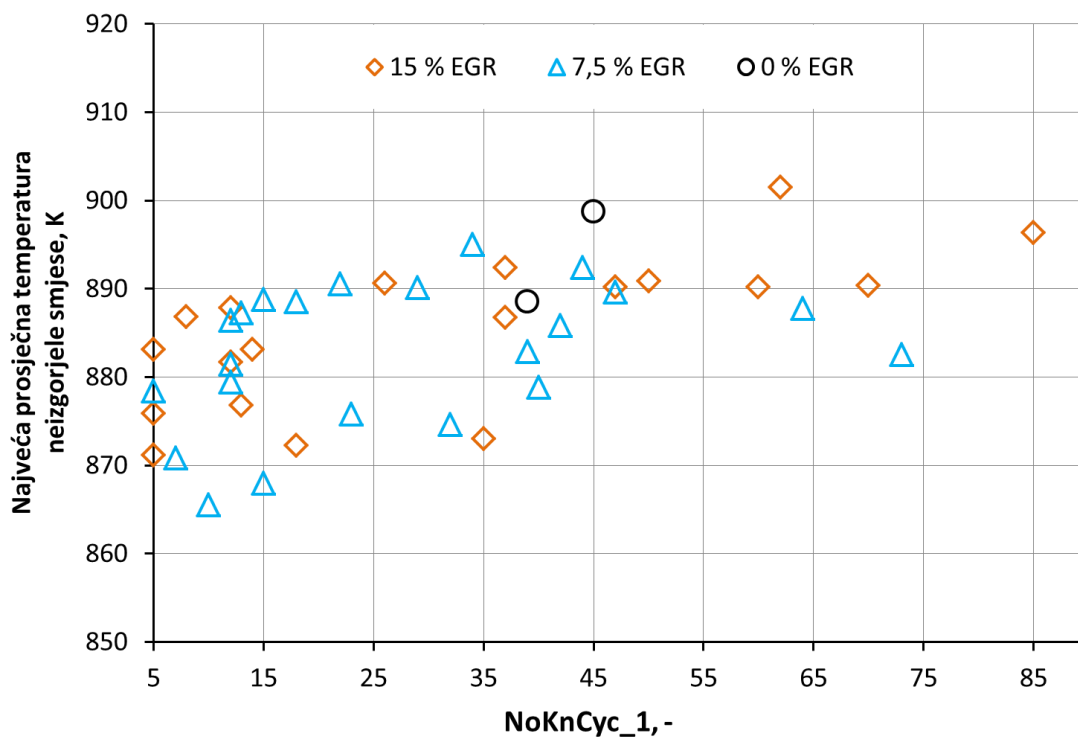


Slika 5.18. Međusobna ovisnost između srednjeg indeksa MAPO i broja ciklusa kod radnih točaka kod kojih je nadmašena vrijednost od 1 bar (*NoKnCyc\_1*)

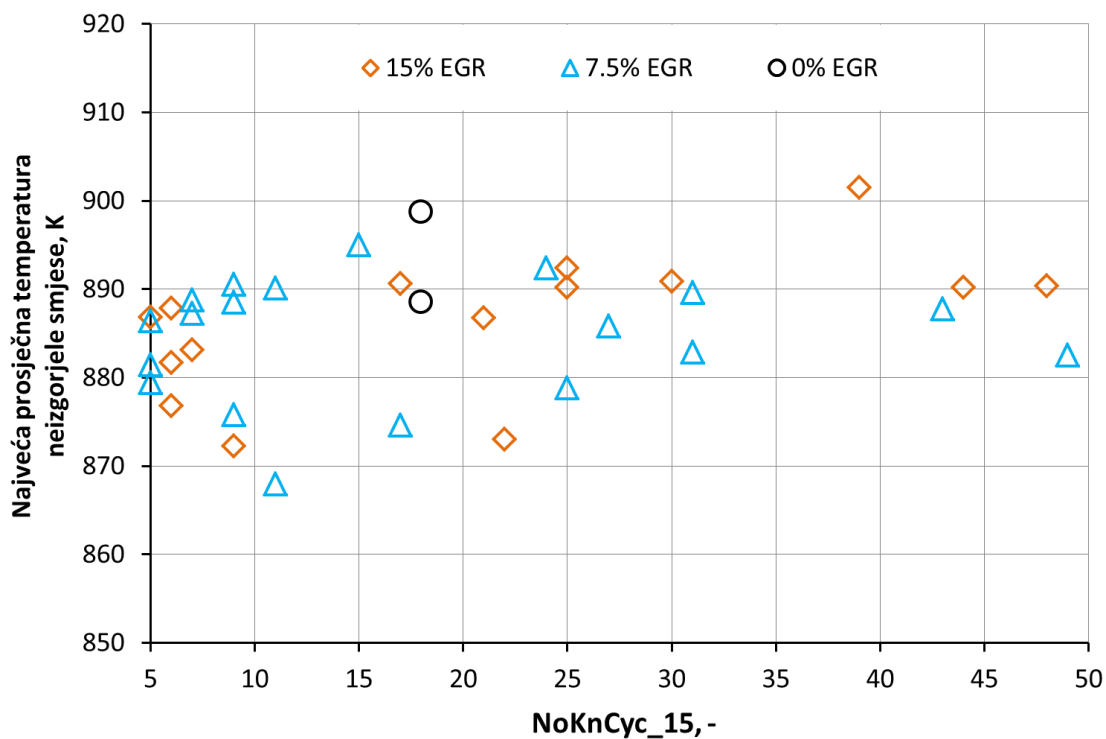


Slika 5.19. Međusobna ovisnost između srednjeg indeksa MAPO i broja ciklusa kod radnih točaka kod kojih je nadmašena vrijednost od 1,5 bar ( $NoKnCyc_{15}$ )

Slike 5.20. i 5.21. prikazuju međusobnu ovisnost temperature neizgorjele smjese o indikatorima detonacije ( $NoKnCyc_1$ ,  $NoKnCyc_{15}$ ) za sve detonirajuće cikluse. Radne točke bez detonantnoga izgaranja i radne točke s manje od pet detonirajućih ciklusa nisu prikazane. Te radne točke pokrivaju široko područje temperature i pojavu detonantnog izgaranja gotovo jednakog nuli te bi u slučaju njihovog prikaza pojave koje se žele prikazati bile skrivene. Na prikazanim rezultatima ciklusa s pojavom detonantnoga izgaranja može se zamijetiti trend blagog porast temperature s porastom intenziteta detonantnoga izgaranja, ali je, također, značajan temperaturni raspon točaka s jednakim intenzitetom detonantnog izgaranja. Taj raspon vjerojatno je posljedica drugih utjecaja, kao što su homogenost smjese, zagrijanost motora, vrijeme provedeno na visokoj temperaturi, mjerna nesigurnost itd. Nadalje, može se zamijetiti da nema jasno definiranog kemijskog utjecaja EGR-a, što bi se očitovalo jasnom razlikom u trendu promijene vršne vrijednosti neizgorjele smjese u ovisnosti o indikatoru detonantnog izgaranja za različite udjele EGR-a prikazanim na dijagramima na slikama 5.20. i 5.21. Iz navedenog se može zaključiti da su u svim slučajevima različitih udjela EGR-a (0 % EGR, 7,5 % EGR i 15 % EGR) radne točke izmiješane.

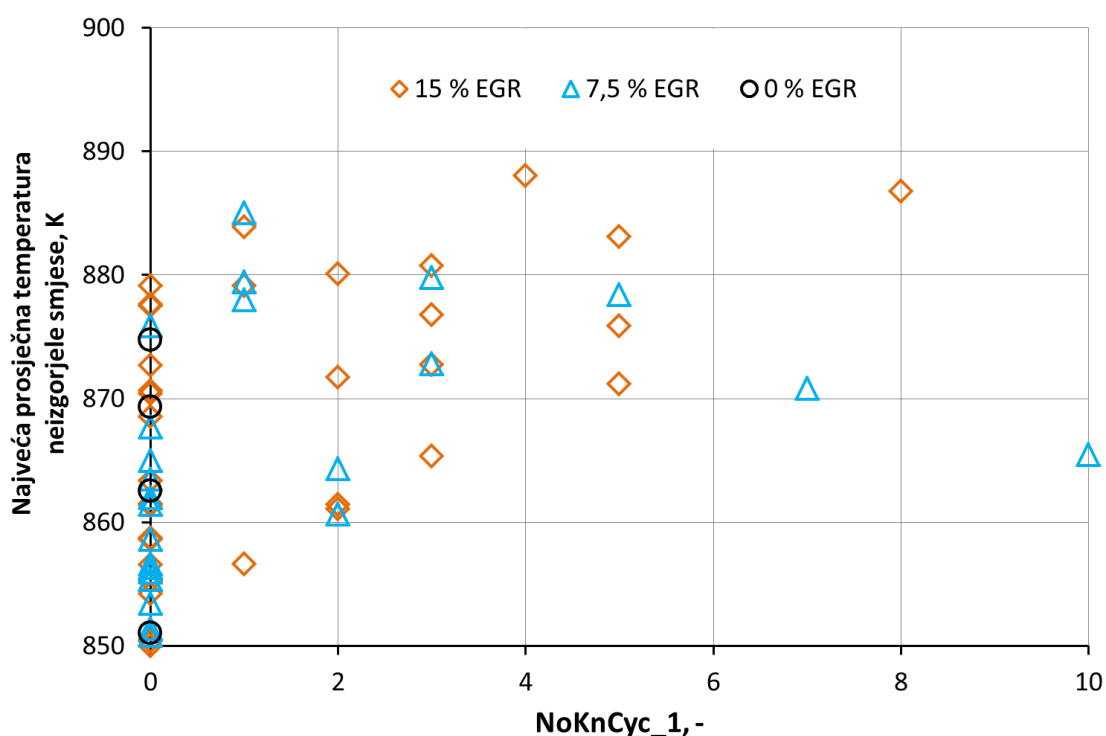


Slika 5.20. Međusobna ovisnost između najveće prosječne temperature neizgorjele smjese i broja ciklusa kod radnih točaka s pojavom detonantnoga izgaranja kod kojih je nadmašena MAPO vrijednost od 1 bar (NoKnCyc\_1)



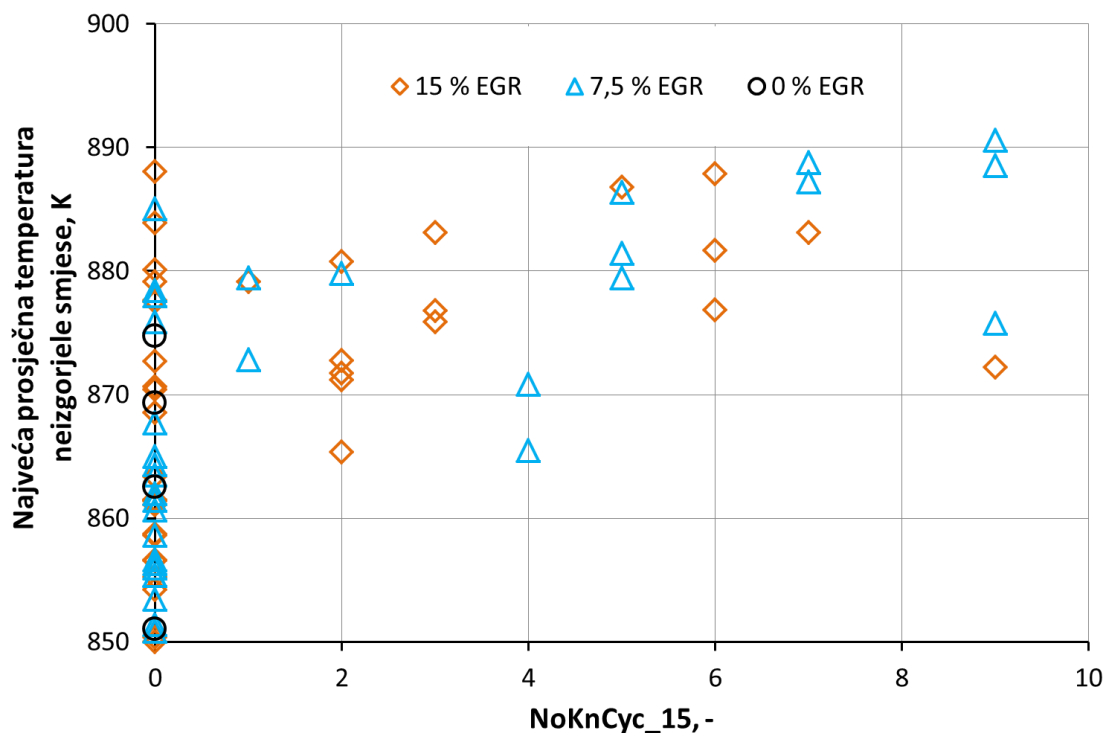
Slika 5.21. Međusobna ovisnost između najveće prosječne temperature neizgorjele smjese i broja ciklusa kod radnih točaka s pojavom detonantnoga izgaranja kod kojih je nadmašena MAPO vrijednost od 1,5 bar (NoKnCyc\_15)

Slike 5.22. i 5.23. prikazuju jednaku usporedbu kao i slike 5.20 i 5.21., ali samo za rubne radne točke sa i bez detonantnog izgaranja. Radne točke s vršnom temperaturom neizgorjele smjese ispod 850 K nisu prikazane jer se po svim pokazateljima ubrajaju u točke bez detonantnog izgaranja. Slike 5.22. i 5.23. pokazuju jasan utjecaj porasta temperature neizgorjele smjese na prijelaz radnih točaka iz područja bez detonantnoga izgaranja u područje s detonantnim izgaranjem. Također, prikazano je da su točke s različitim udjelom EGR-a izmiješane pa se ne može jasno iščitati kemijski utjecaj EGR-a. Ipak, raspon temperature za točke s jednakom razinom detonantnoga izgaranja i dalje je značajan, zbog čega je iz tog seta radnih točaka odabran podskup radnih točaka za daljnju i opširniju analizu.



Slika 5.22. Međusobna ovisnost između najveće prosječne temperature neizgorjele smjese i broja ciklusa kod radnih točaka s rubnom pojavom i bez pojave detonantnoga izgaranja kod kojih je nadmašena MAPO vrijednost od 1 bar ( $NoKnCyc_1$ )

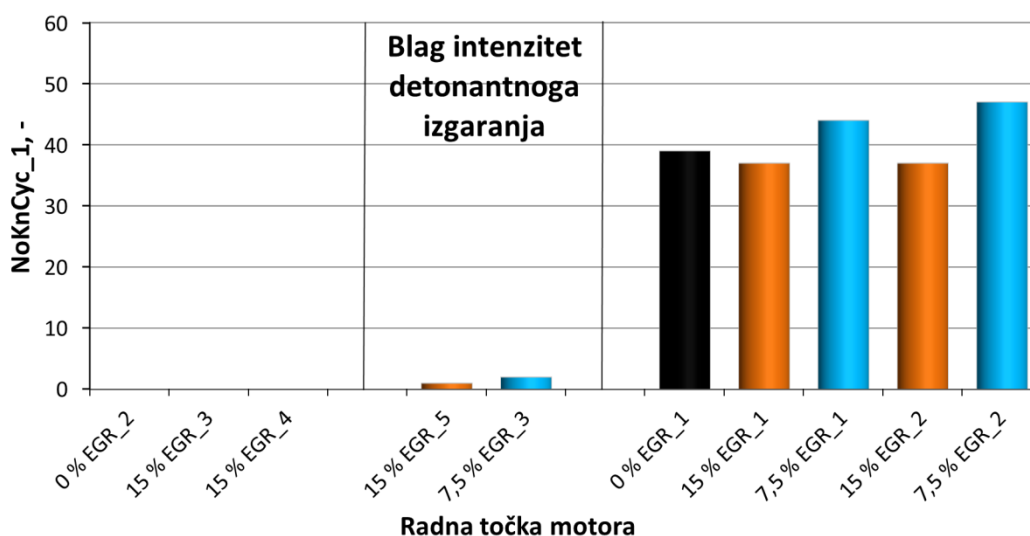




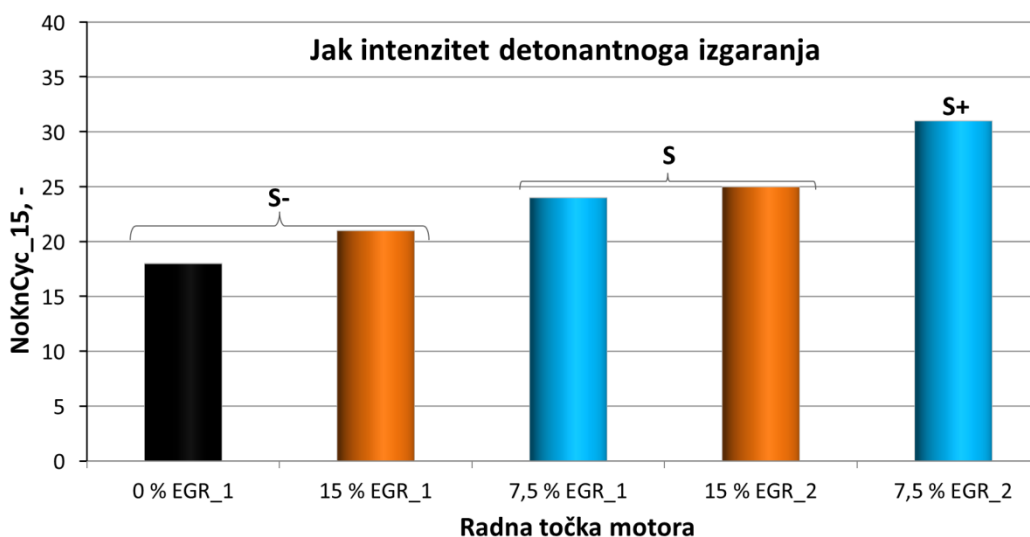
Slika 5.23. Međusobna ovisnost između najveće prosječne temperature neizgorjele smjese i broja ciklusa kod radnih točaka s rubnom pojavom i bez pojave detonantnoga izgaranja kod kojih je nadmašena MAPO vrijednost od 1,5 bar ( $NoKnCyc_{15}$ )

## 5.2.2. Odabrane radne točke motora

Iz spomenutih skupina rezultata prikazanih na slikama 4.4., 5.19., 5.21. i 5.23. kriterijem vršne temperature neizgorjele smjese i težišta izgaranja, prvo su odabrane radne točke kako je prikazano na slici 4.5, nakon čega su odabrane točke podijeljene su u tri podgrupe prema intenzitetu detonantnoga izgaranja. Intenzitet detonantnoga izgaranja prezentiran je rezultatima na slikama 5.24. i 5.25. Slika 5.24. prikazuje  $NoKnCyc_1$  za sve odabrane radne točke koje su podijeljene na radne točke bez detonantnog izgaranja, radne točke s blagim intenzitetom detonantnoga izgaranja te radne točke s jakim intenzitetom detonantnoga izgaranja. Slika 5.25. prikazuje  $NoKnCyc_{15}$  za sve radne točke s jakim detonacijom. Radne točke iz skupine radnih točaka s jakim detonantnim izgaranjem dodatno su podijeljene u tri skupine. Prvu s niže (S-), drugu sa srednje (S) i treću s jače izraženim pojavom detonantnoga izgaranja.

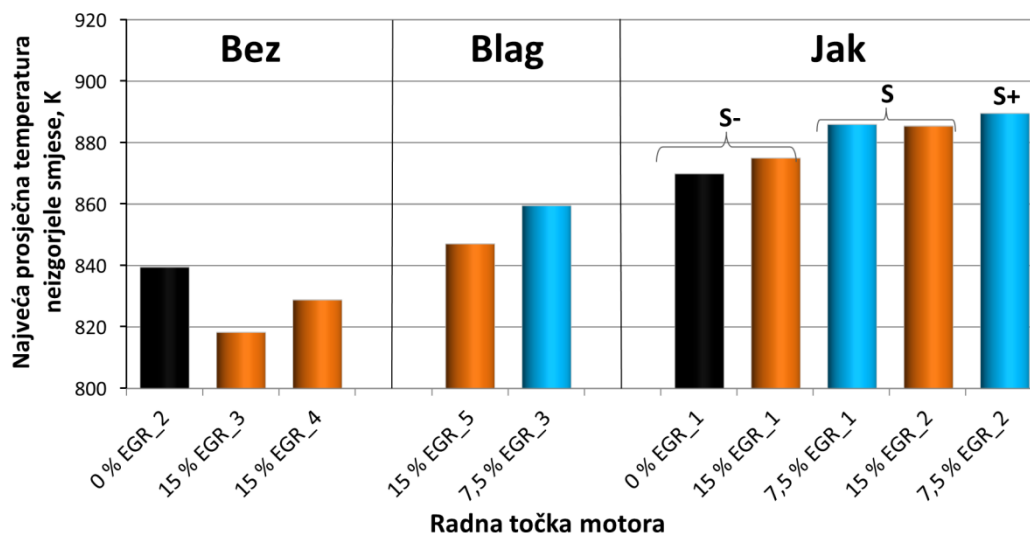


Slika 5.24. Broj radnih ciklusa s  $MAPO > 1$  bar ( $NoKnCyc_1$ ) za odabrane radne točke



Slika 5.25. Broj radnih ciklusa s  $MAPO > 1,5$  bar ( $NoKnCyc_{15}$ ) za odabrane radne točke

U slučaju kad se radne točke grupiraju i prikazu u ovisnosti o temperaturi neizgorjele smjese (slika 5.26.) može se zamijetiti opći trend porasta temperature neizgorjele smjese zbog prelaska iz područja bez detonantnoga izgaranja u područje s detonantnim izgaranjem. Kako su rezultati i dalje izmiješani s obzirom na udio EGR-a, a budući da utvrđeni trend porasta temperature ne ovisi o udjelu EGR-a, može se zaključiti da je glavni faktor koji utječe na pojavu detonantnog izgaranja temperatura neizgorjele smjese, a ne udio EGR-a.



Slika 5.26. Odabrane radne točke grupirane prema intenzitetu detonacije u skupine bez, s blagim ili s jakim intenzitetom detonantnoga izgaranja

Kako bi se preciznije izveli zaključci za odabrane točke, provedena je detaljna analiza profila tlaka i temperature.

Radne točke podijeljene su u dvije osnovne skupine: skupina A i skupina B. Skupina A obuhvaća radne točke motora sa sličnim vršnim temperaturama neizgorjele smjese i različitim CA50 dok skupina B obuhvaća radne točke motora s različitim temperaturama neizgorjele smjese i sličnim CA50.

Tablica 5.1. prikazuje rezultate radnih točaka u grupi A. Slika 5.27. prikazuje profile temperature neizgorjele smjese ( $T_{\text{end-gas}}$ ) i normalizirane brzine oslobađanja topline (ROHR) u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila. Slikom 5.28. prikazana je međusobna ovisnost tlaka u cilindru u ovisnosti o temperaturi neizgorjele smjese ( $p-T_{\text{end-gas}}$ ). Profili temperature neizgorjele smjese prikazani na slici 5.27. preračunati su uporabom već opisanog modela reducirane simulacije radnog ciklusa motora.

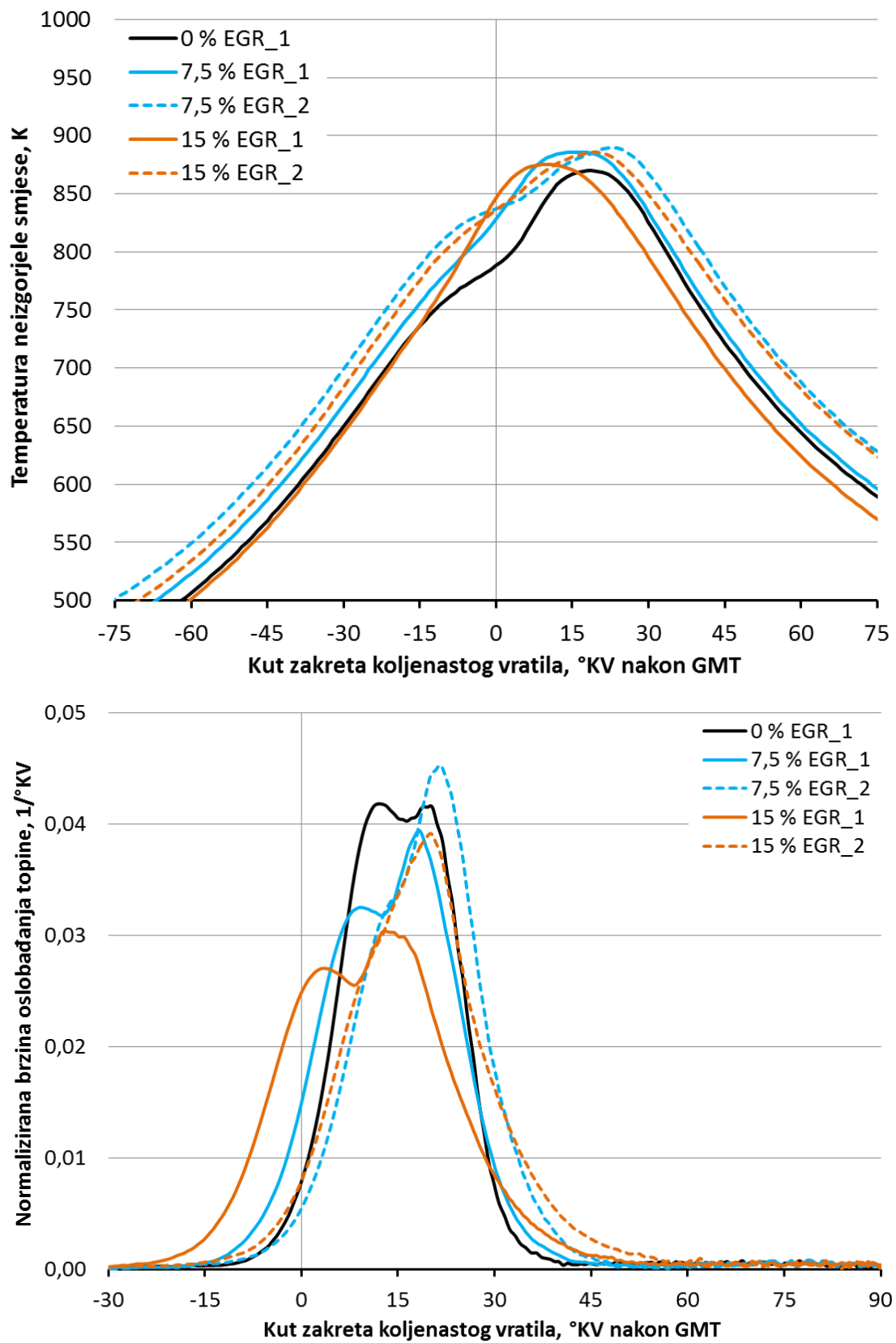
Zamijećeno je da EGR značajno utječe na profil brzine oslobađanja topline, što upućuje na utjecaj EGR-a na brzinu širenja fronte plamena. Povećanje udjela EGR-a rezultira sporijim izgaranjem (usporedbom radnih točaka 0 % EGR\_1, 7,5 % EGR\_1 i 15 % EGR\_1). Zbog sporijeg izgaranja i temperaturnog utjecaja EGR-a, kut prepaljenja pomaknut je na ranije kako bi se postigla slična vršna temperatura neizgorjele smjese. To je također rezultiralo i s različitim vrijednostima CA50. Grijanjem usisane smjese (7,5 % EGR\_2 and 15 % EGR\_2), temperatura neizgorjele smjese povišena je čime je omogućeno brže izgaranje zbog čega je kut prepaljenja pomaknut na kasnije kako bi se postigla slična vršna temperatura neizgorjele

smjese. Prema profilima brzine oslobađanja topline može se zamijetiti da su radne točke s EGR-om imale jednako, ako ne i brže izgaranje. Gledajući profile  $p-T_{\text{end-gas}}$  (slika 5.28.) mogu se zamijetiti tri slična profila, 0 % EGR\_1, 7,5 % EGR\_1 i 15 % EGR\_2, gdje su druga dva gotovo identična iako imaju različite udjele EGR-a (7,5 % i 15 %). Također, imaju i identičan intenzitet detonantnog izgaranja. Radna točka s 0 % EGR-a ima blago nižu temperaturu pri kraju kompresije što onda rezultira i blago nižim intenzitetom detonantnoga izgaranja. Radna točka 7,5 % EGR\_2 s nešto višom temperaturom i nižim tlakom rezultira s blago višim intenzitetom detonantnoga izgaranja dok radna točka 15 % EGR\_1 s nešto nižim profilom temperature te s višim tlakom rezultira s blago povišenim intenzitetom detonantnoga izgaranja. Sve navedeno vodi ka zaključku da slučajevi s različitim profilima tlaka, temperature i udjela EGR-a, ali sličnih vršnih temperatura neizgorjele smjese i profila  $p-T_{\text{end-gas}}$ , imaju slične intenzitete detonantnoga izgaranja.

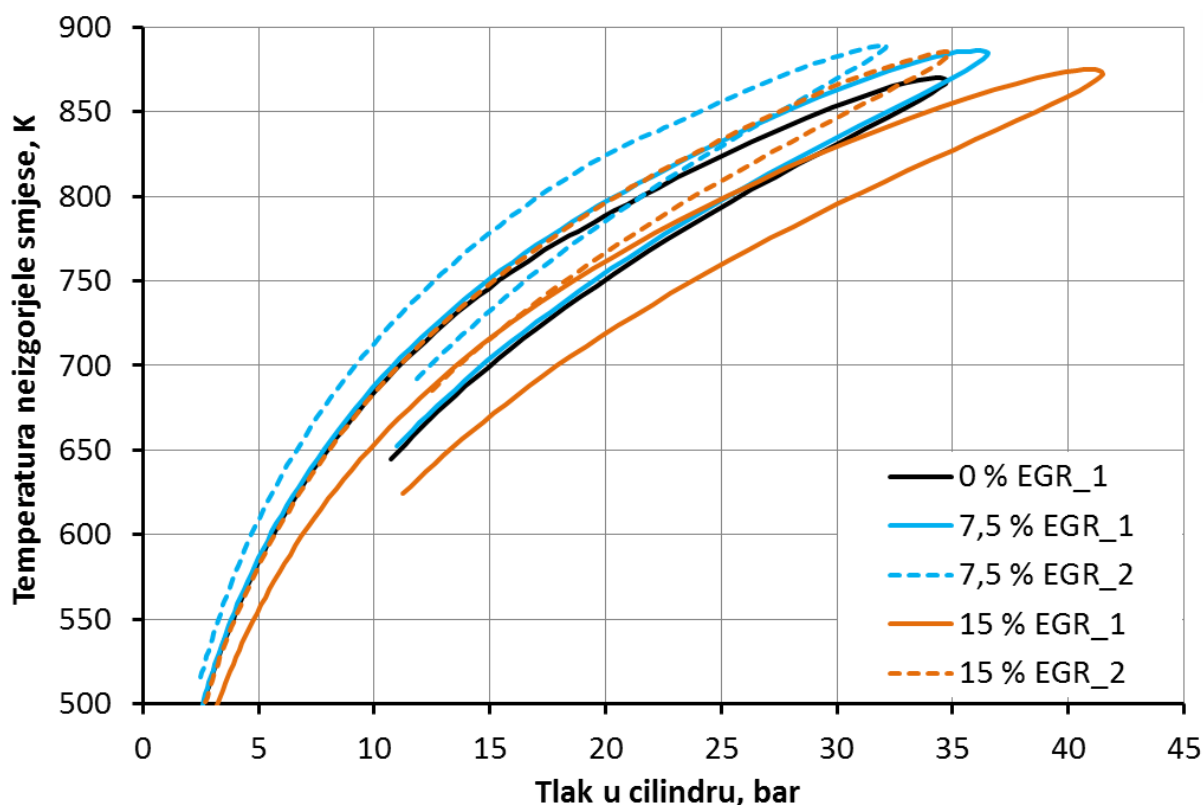
Kako bi se obuhvatila teorija utjecaja  $\text{NO}_x$  na pojavu detonantnoga izgaranja koja naglašava da u određenim udjelima  $\text{NO}_x$  pospješuje pojavu detonantnoga izgaranja, a kako je širilikom mjerenja radnih točaka neizbježno doveden  $\text{NO}_x$  povratom ispušnih plinova sa ispuha na usis motora, promatrane su vrijednosti  $\text{NO}_x$  na usisu motora. Pregledom tablice 5.1. može se uočiti da sve radne točke imaju prilično jednaku razinu  $\text{NO}_x$  u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila jer radne točke s 0 % EGR-a sadržavaju zaostale plinove (unutarnji EGR). Iako je udio u produktima izgaranja značajno različit, pri usporedbi s radnim točkama s EGR-om, koncentracija  $\text{NO}_x$  je u produktima izgaranja u slučajevima bez EGR-a znatno viša, zbog čega je razina u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila približno jednaka. Zbog toga mogućnost kemijskog utjecaja  $\text{NO}_x$  na izgaranje nije bilo moguće promatrati.

Tablica 5.1. Podaci za radne točke skupine A

A	Vršna temperatura neizgorjele smjese	Intenzitet detonantnoga izgaranja	Kut pretpaljenja	CA50	CoV <sub>IMEP</sub>	Udio $\text{NO}_x$ na usisu
	K	-	°KV prije GMT	°KV nakon GMT	%	ppm
0 % EGR_1	869,9	-Jak	14	15,9	1,16	203
7,5 % EGR_1	885,9	Jak	25	15,6	1,67	189
7,5 % EGR_2	889,5	+Jak	15	20,7	2,41	207
15 % EGR_1	875,0	-Jak	44	12,5	2,44	156
15 % EGR_2	885,4	Jak	20	20,5	3,41	164



Slika 5.27. Profili temperature neizgorjele smjese i normalizirane brzine oslobađanja topline za radne točke skupine A



Slika 5.28. Profili  $p-T_{end-gas}$  za radne točke skupine A

Tablica 5.2. prikazuje rezultate radnih točaka u skupine B. Slika 5.29. prikazuje profile temperature neizgorjele smjese ( $T_{end-gas}$ ) i normalizirane brzine oslobađanja topline (ROHR) u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila. Slikom 5.30. prikazana je međusobna ovisnost tlaka u cilindru u ovisnosti o temperaturi neizgorjele smjese ( $p-T_{end-gas}$ ). Profili temperature neizgorjele smjese prikazani na slici 5.29. preračunati su uporabom već opisanog modela reducirane simulacije radnog ciklusa motora.

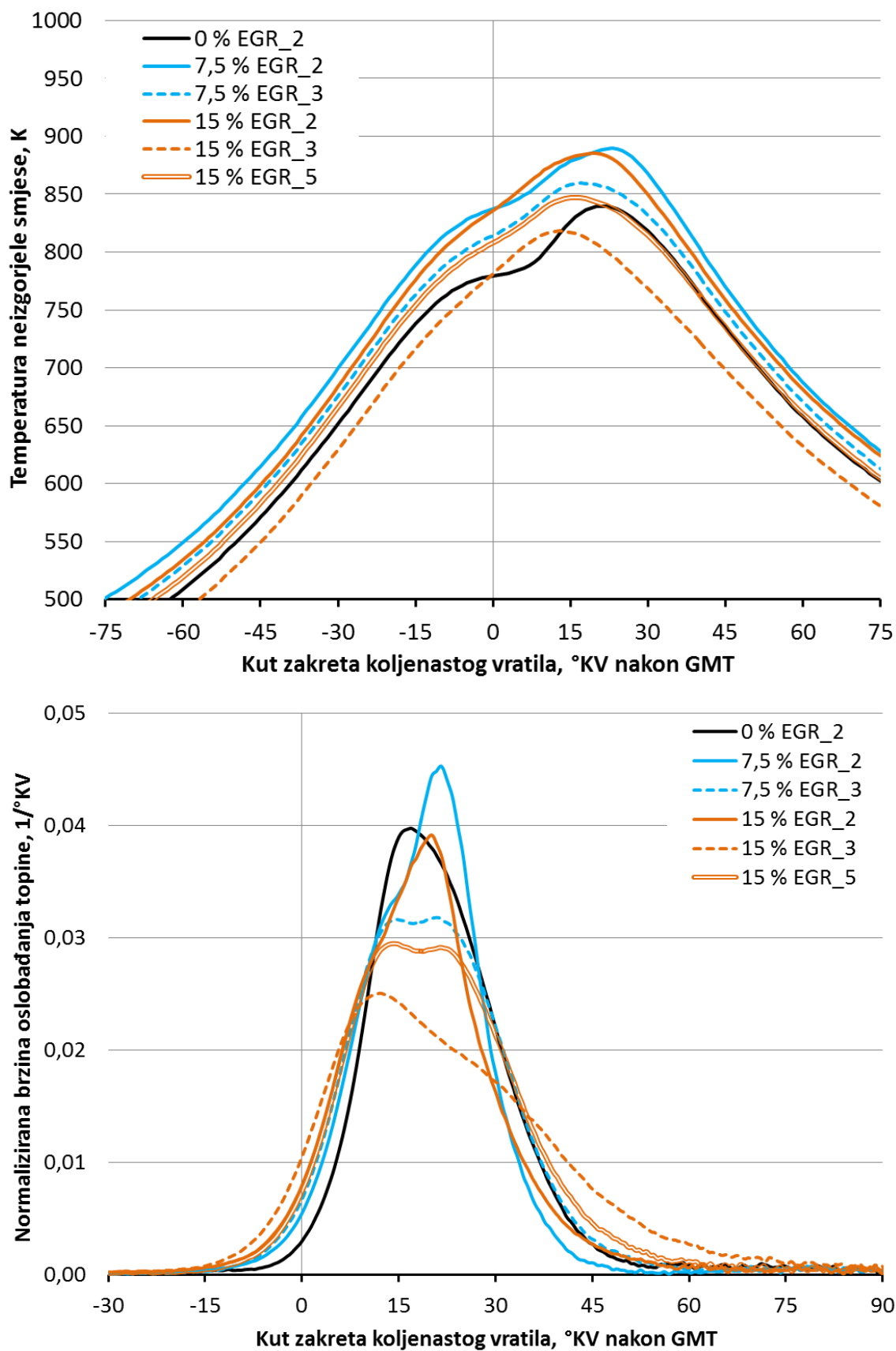
Rezultati ponovno upućuju na to da EGR značajno utječe na brzinu širenja fronte plamena gdje, primjerice, povećanje udjela EGR-a usporava izgaranje. S povećanjem temperature smjese u slučajevima s udjelom EGR-a raste brzina širenja fronte plamena, a postignuta brzina slična je ili čak viša od brzine izgaranja u usporedbi sa slučajevima s nižom temperaturom smjese bez udjela EGR-a.

Radne točke 0 % EGR\_2 i 15 %\_EGR\_3 s niskim profilima  $p-T_{end-gas}$  su bez pojave detonantnoga izgaranja. Radne točke s blagom pojavom detonantnoga izgaranja (rubna detonacija) su 7,5 % EGR\_3 i 15 %\_EGR\_5. Njihovi profili  $p-T_{end-gas}$  slični su s time da 7,5 % EGR\_3 ima nešto višu temperaturu i niži tlak. Da bi imali jednaku pojavu detonantnoga izgaranja, višu temperaturu radne točke 7,5 % EGR\_3 trebalo bi kompenzirati s nižim tlakom

i/ili s kemijskim utjecajem nižeg udjela EGR-a. Promatranjem rezultata prikazanih na slici 5.24., zamjećuje se nešto viša pojava detonantnoga izgaranja kod radne točke 7,5 % EGR\_3 što je posljedica blago povišene temperature neizgorjele smjese. Usporedbom radnih točaka 7,5 % EGR\_2 i 15 % EGR\_2 može se doći do sličnog zaključka. Za te radne točke temperatura neizgorjele smjese približno je jednaka, s nešto višim tlakom kod radne točke 15 % EGR\_2. Intenzitet detonantnoga izgaranja u dominantno je ovisan o profilima temperature neizgorjele smjese, čime se utvrđuje činjenica da promjena tlaka ima manji utjecaj na pojavu detonantnoga izgaranja. Usporedbom rezultata radne točke 15 % EGR\_2 s 7,5 % EGR\_3 može se zamijetiti da radna točka s višom temperaturom neizgorjele smjese i većim udjelom EGR-a (15 % EGR\_2), rezultira pojavom jakog detonantnoga izgaranja. Usporedbom radne točke 7,5 % EGR\_2 s 15 % EGR\_5 može se zamijetiti da radna točka s višom temperaturom, ali s nižim udjelom EGR-a (7,5 % EGR\_2) ima pojavu jakog detonantnoga izgaranja. To upućuje na zaključak da je glavni faktor utjecaja na sklonost pojave detonantnoga izgaranja, za prikazane radne uvjete (brzina vrtnje motora  $1600 \text{ min}^{-1}$  i vršni tlak od približno 35 bar) profil temperature neizgorjele smjese, odnosno vršna temperatura neizgorjele smjese. Slična diskusija rezultata i doneseni zaključak o utjecaju  $\text{NO}_x$  na usisu motora na pojavu detonantnog izgaranja kod skupine A može se primijeniti na skupinu B. Blage razlike u udjelu  $\text{NO}_x$  u cilindru nakon takta usisa ne pokazuju jasno nikakav znatan utjecaj.

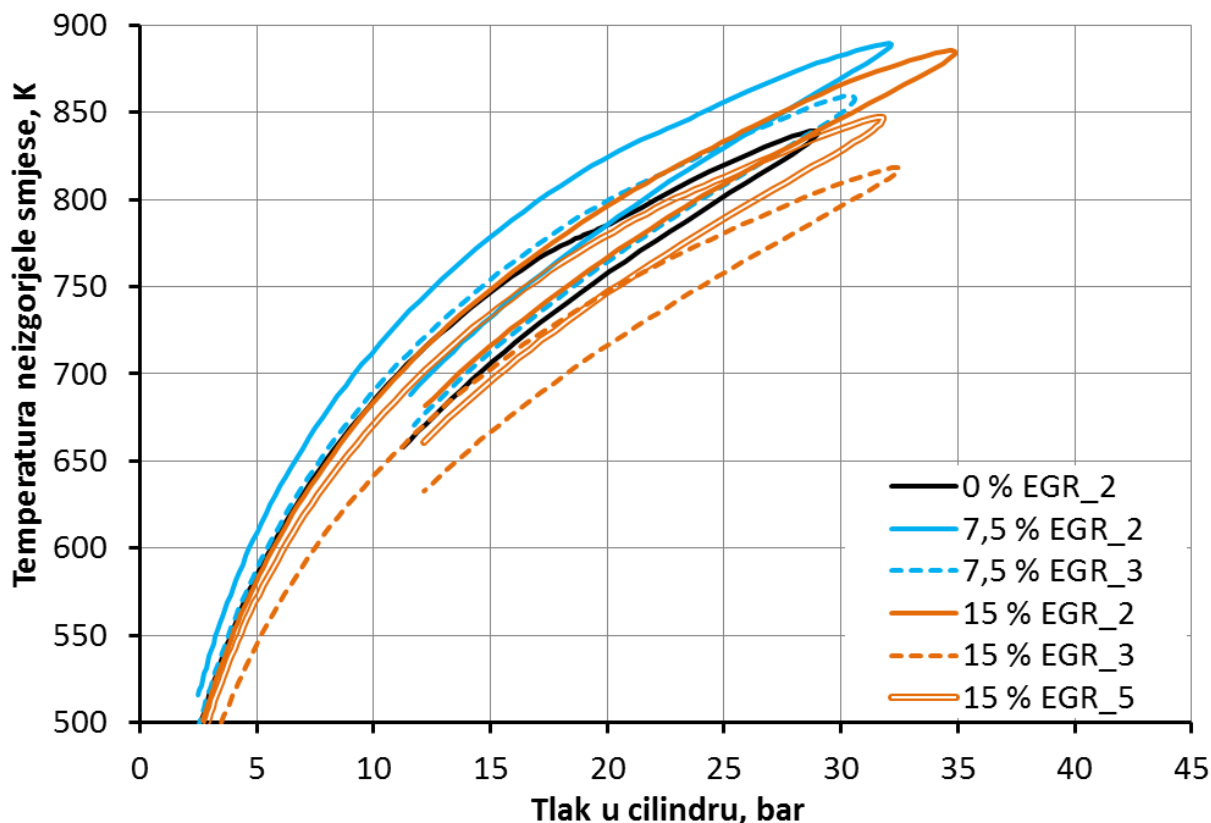
Tablica 5.2. Izmjereni podaci za radne točke skupine B

B	Vršna temperatura neizgorjele smjese	Intenzitet detonantnoga izgaranja	Kut prepaljenja		CA50	CoV <sub>IMEP</sub>	Udio NO <sub>x</sub> na usisu
	K	-	°KV prije GMT	°KV nakon GMT		%	ppm
0 % EGR_2	839,5	Bez	10	20,6		1,81	158
7,5 % EGR_2	889,5	+Jak	15	20,7		2,41	207
7,5 % EGR_3	859,5	Blag	18	20,5		2,52	143
15 % EGR_2	885,4	Jak	20	20,5		3,41	164
15 % EGR_3	818,2	Bez	32	21,1		4,32	59
15 % EGR_4	828,8	Bez	31	20,7		4,24	59
15 % EGR_5	847,0	Blag	20	20,9		2,90	143



Slika 5.29. Profili temperature neizgorjele smjese i normalizirane brzine oslobađanja topline za radne točke skupine B





Slika 5.30. Profili  $p-T_{end-gas}$  za radne točke skupine B

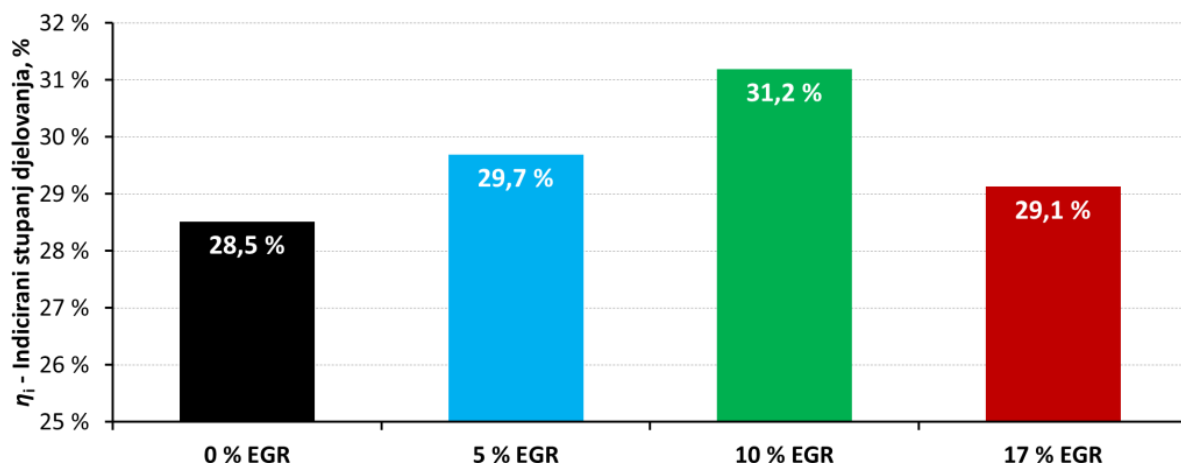
### 5.3. Područje niske brzine vrtnje, sa i bez prednabijanja

Način odabira ovdje razmatranih radnih točaka opisan je u poglavlju 4.2.3. U podpoglavlju 5.3.1. opisane su radne točke bez prednabijanja, a u podpoglavlju 5.3.2. opisane su radne točke sa prednabijanjem.

#### 5.3.1. Radne točke bez prednabijanja

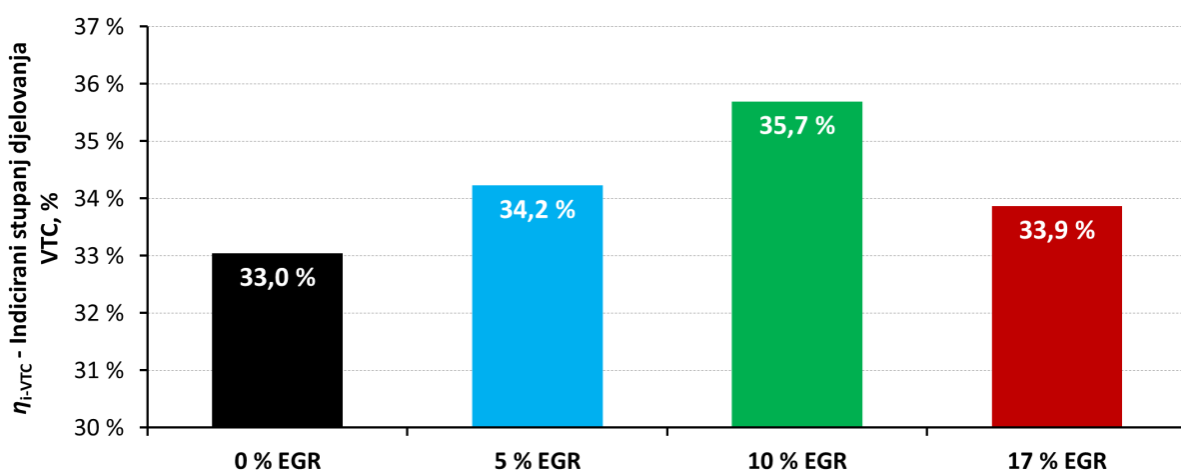
Radne točke bez prednabijanja motora uz nižu brzinu vrtnje i kompresijski omjer 10 (u odnosu na prethodna mjerenja kompresijski omjer je zbog prednabijanja snižen s 12 na 10) rezultiraju nižim udjelom EGR-a koji se mogao koristiti uz normalno izgaranje bez povećanog  $CoV_{IMEP}$ , tj. pri manjem udjelu EGR-a je došlo to izostajanja paljenja i lošeg izgaranja.

Promatrani rezultati ukazuju na povećanje ukupnog indiciranog stupnja djelovanja što se može vidjeti na slici 5.31.



Slika 5.31. Indicirani stupanj djelovanja za radne točke bez prednabijanja u ovisnosti o udjelu EGR-a

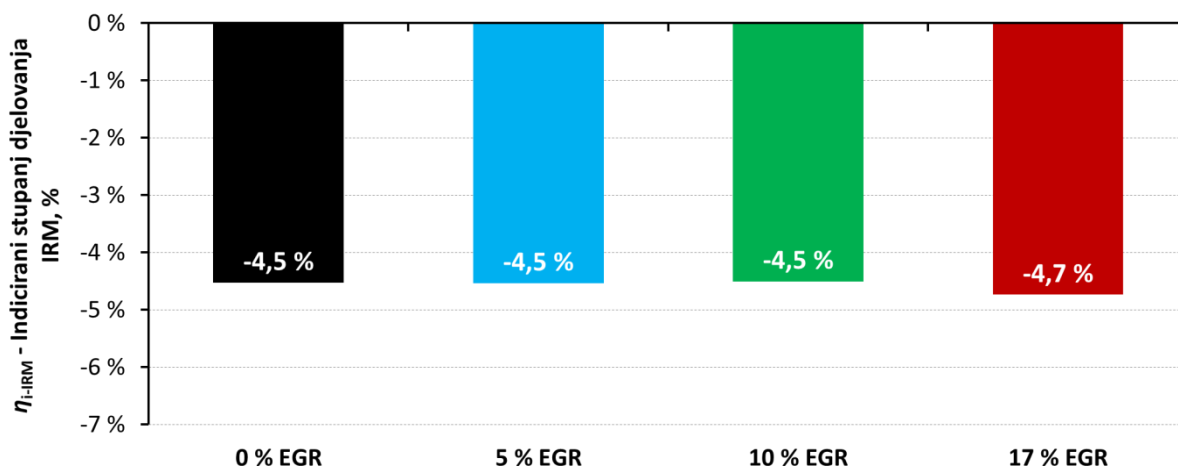
Područje jednog radnog ciklusa za potrebe detaljnije analize može se dodatno podijeliti na dva dijela. Prvi dio odnosi se na izmjenu radnog medija za vrijeme takta usisa i takta ispuha dok se drugi odnosi na visokotlačni dio procesa za vrijeme takta kompresije i takta ekspanzije. Postignuto povećanje indiciranog stupnja djelovanja tako se može razmatrati kao posljedicu dvaju čimbenika tj. indiciranog stupnja djelovanja izmjene radnog medija – IRM (engl. *gas exchange*) i indiciranog stupnja djelovanja visokotlačnog ciklusa – VTC (engl. *high pressure cycle*, HPC). Slikom 5.32. prikazani su rezultati indiciranog stupnja djelovanja VTC-a s vrijednostima od 33 %, 34,2 %, 35,7 % i 33,9 % za 0 %, 5 %, 10 % i 17 % udjela EGR-a.



Slika 5.32. Indicirani stupanj djelovanja visokotlačnog dijela radnog ciklusa motora za radne točke bez prednabijanja u ovisnosti o udjelu EGR-a

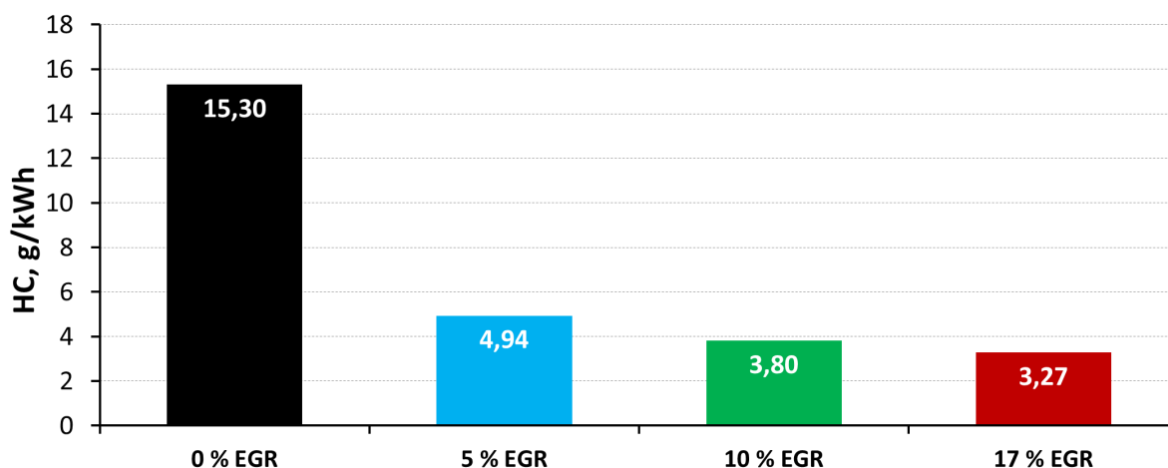
Slikom 5.33. prikazani su rezultati indiciranog stupnja djelovanja IRM-a s negativnim vrijednostima od 4,5 %, 4,5 %, 4,5 % i 4,7 % za 0 %, 5 %, 10 % i 17 % udjela EGR-a. Iz prikazanih rezultata može se zaključiti da je veći ukupni indicirani stupanj djelovanja

postignut na visokotlačnom dijelu radnog ciklusa motora. To upućuje na zaključak da je veći stupanj djelovanja postignut zbog poboljšanja procesa pretvorbe energije prilikom izgaranja s dodatkom udjela EGR-a, a ne zbog mogućeg smanjenja negativnog rada prilikom izmjene radnog medija.



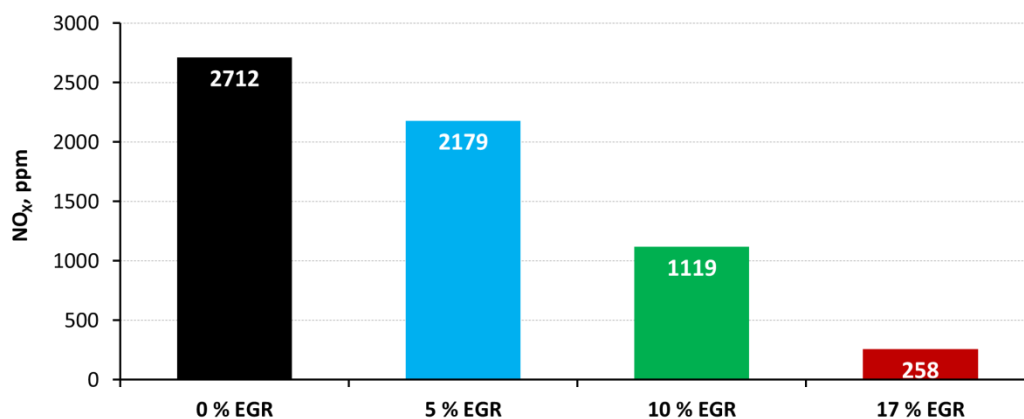
Slika 5.33. Indicirani stupanj djelovanja izmjene radnog medija za radne točke bez prednabijanja u ovisnosti o udjelu EGR-a

Promatrajući emisije neizgorjelih ugljikovodika prikazanih slikom 5.34. i emisija  $\text{NO}_x$  prikazanih slikom 5.35., s povećanjem udjela EGR-a primjećuje se značajan pad. Prikazane emisije HC, iako niže, i dalje su iznad trenutno dopuštenih graničnih vrijednosti (0,13 g/kWh za teške motore Euro 6) [83] pa je za daljnje snižavanje razine emisije neizgorjelih ugljikovodika potrebno korištenje katalizatorima.



Slika 5.34. Emisije neizgorjelih ugljikovodika za radne točke bez prednabijanja u ovisnosti o udjelu EGR-a

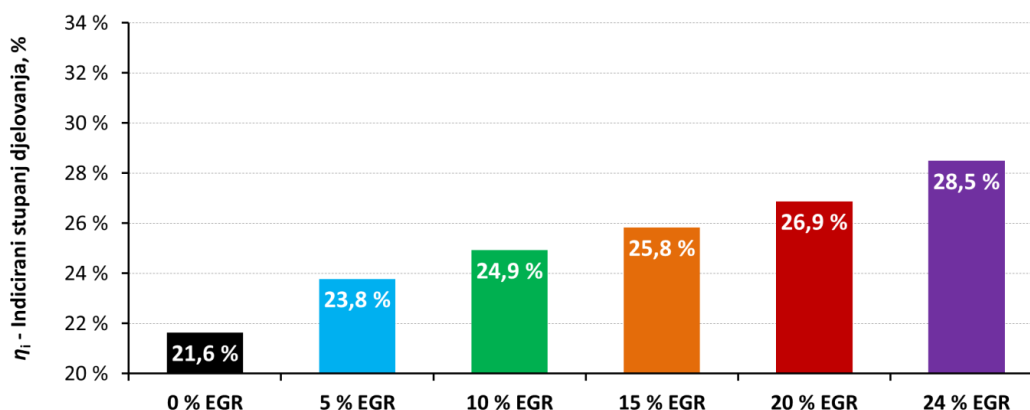
Emisije  $\text{NO}_x$ -a su prikazane u volumnim udjelima iz razloga što nisu dovođene u vezu s normama nego se želi prikazati samo trend pada s povećanjem udjela EGR-a.



Slika 5.35. Emisije dušikovih oksida za radne točke bez prednabijanja u ovisnosti o udjelu EGR-a

### 5.3.2. Radne točke s prednabijanjem

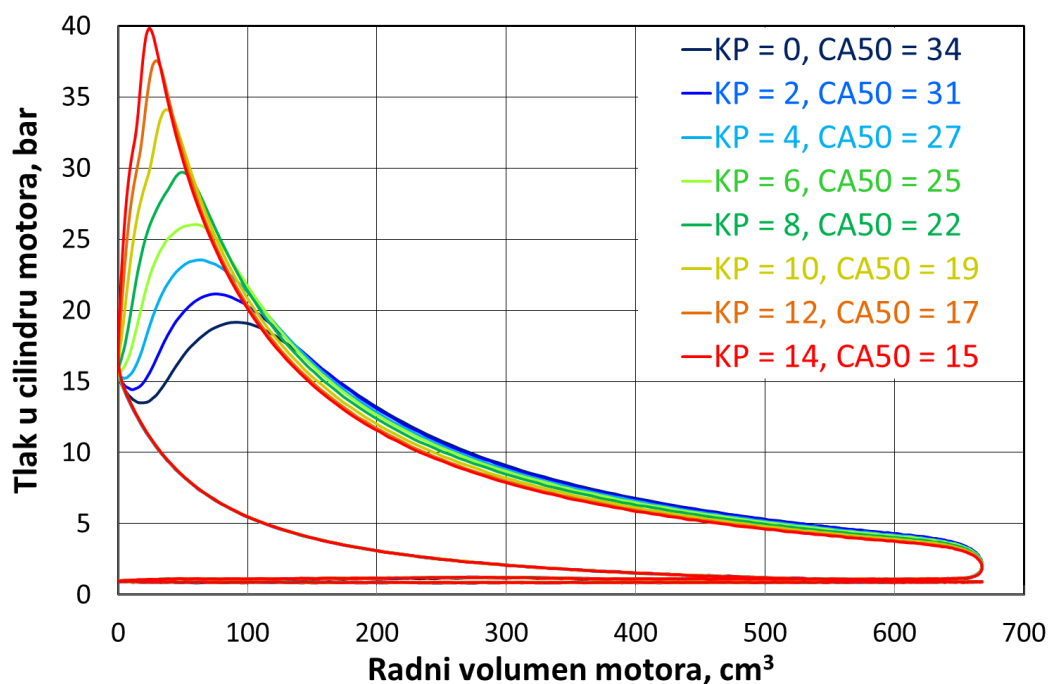
Radne točke s prednabijanjem potvrđuju hipotezu doktorskog rada i upućuju na zaključak da s dodatkom udjela EGR-a u odnosu na radne točke bez udjela EGR-a imaju veći indicirani stupanj djelovanja (slika 5.36.).



Slika 5.36. Indicirani stupanj djelovanja za radne točke s prednabijanjem u ovisnosti o udjelu EGR-a

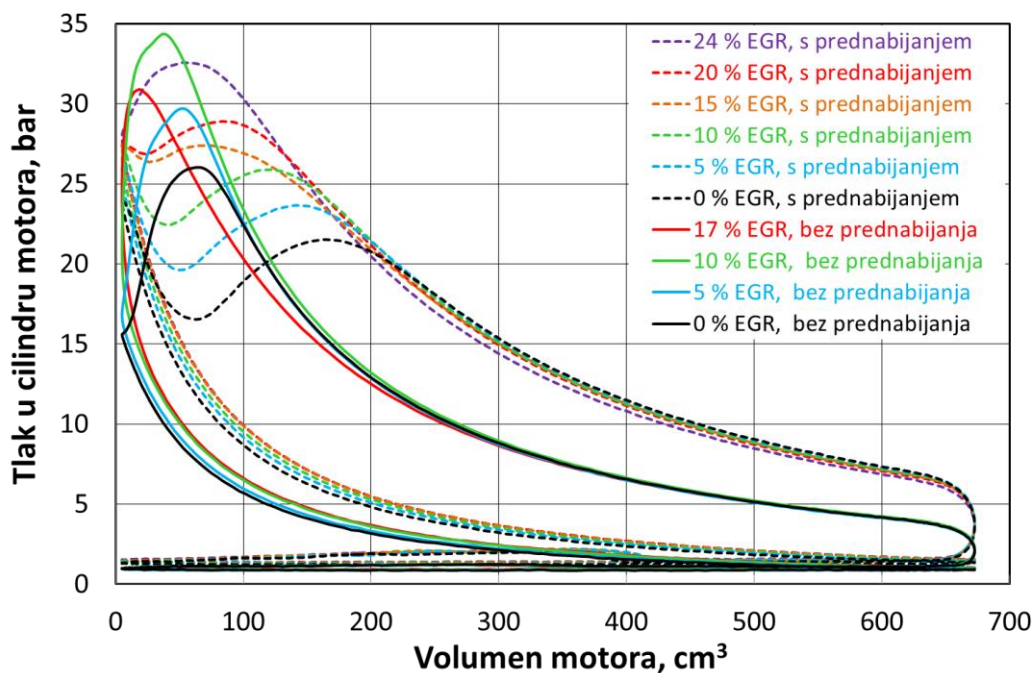
Iz rezultata se može zamijetiti da je najveći indicirani stupanj djelovanja radnih točaka s prednabijanjem, odnosno radne točke s 24 % udjela EGR-a dostigao vrijednost stupnja korisnosti radne točke s 0 % udjela EGR-a bez prednabijanja. Naime, radne točke s prednabijanjem imaju niži indicirani stupanj djelovanja uzrokovan pomakom kuta pretpaljenja na kasnije kako bi se zbog prednabijanja izbjegla pojava detonantnoga izgaranja. Utjecaj pomaka kuta pretpaljenja na profil tlaka u cilindru motora može se vidjeti na slici 5.37. gdje se za radne točke s 0 % udjela EGR-a uočava viši vršni tlak te u  $p$ - $V$  dijagramu veća površina za ostvarivanje pozitivnog rada kod radnih točaka s ranijim kutom pretpaljenja i ranijim

CA50. Rezultat toga je povećanje indiciranog stupnja djelovanja s ranijim težištem izgaranja. Prema tome, radne točke s CA50 na 34°KV, 31°KV, 27°KV, 25°KV, 22°KV, 19°KV, 17°KV i 15°KV nakon GMT rezultiraju s indiciranim stupnjem djelovanja od 25,1 %, 26,2 %, 27,5 %, 28,5 %, 29,1 %, 29,2 %, 29,4 % i 29,6 %. Iz prikazanih rezultata uočljivo je da se uz povećanje EGR-a radno područje s prednabijanjem uspješno proširiti uz zadržavanje jednakog indiciranog stupnja djelovanja u odnosu na radno područje bez prednabijanja i bez udjela EGR-a.



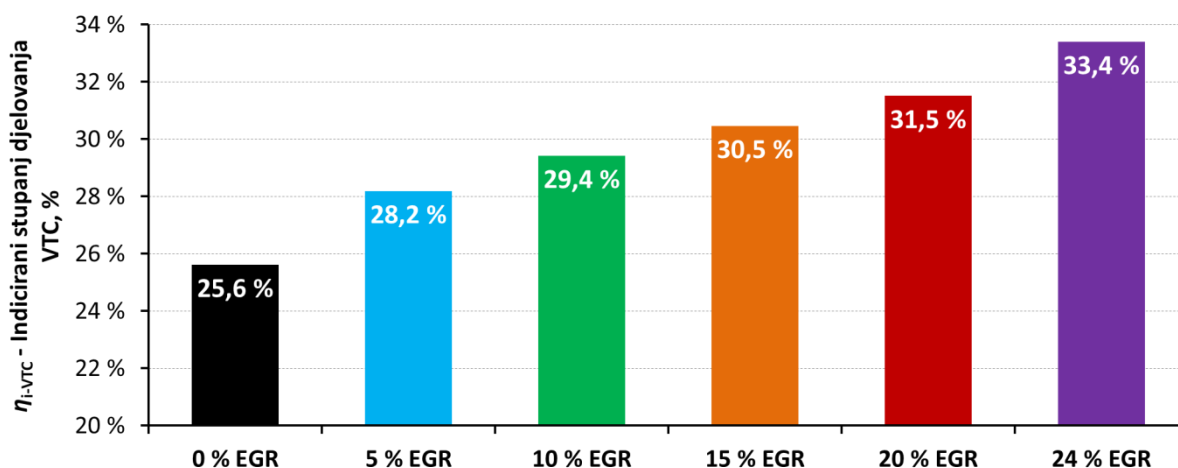
Slika 5.37. Tlak u cilindru motora u ovisnosti o volumenu motora za radne točke s 0 % udjela EGR-a, različitim kutom pretpaljenja i različitim težištem izgaranja

Slikom 5.38 prikazane su radne točke s i bez prednabijanja. Tu se može uočiti pomak vršnog tlaka kao posljedica kasnijeg kuta pretpaljenja i kasnijeg CA50 kod radnih točaka s prednabijanjem u odnosu na radne točke bez prednabijanja. S manjim udjelom EGR-a smanjuje se otpornost pojavi detonantnoga izgaranja pa se stvara potreba da se kut pretpaljenja pomiče na kasnije kod radnih točaka bez prednabijanja kao i kod radnih točaka s prednabijanjem. Posljedica toga je i pad indiciranog stupnja djelovanja. Ako se promatraju profili tlaka na slici 5.38. za već spomenute radne točke s udjelom EGR-a od 0 % bez prednabijanja (crna puna linija) te radne točke s 24 % udjela EGR-a s prednabijanjem (isprekidana ljubičasta linija), može se zamijetiti da im se vršni tlakovi ostvaruju na približno jednakom volumenu motora tj. kutu zakreta koljenastog vratila. To upućuje na to da se s povećanim udjelom EGR-a može točaka s prednabijanjem dovesti na ranije odnosno približno jednako težište izgaranja kao kod radne točke bez prednabijanja.



Slika 5.38. Tlak u cilindru motora u ovisnosti o volumenu motora za radne točke sa i bez prednabijanja s različitim udjelima EGR-a

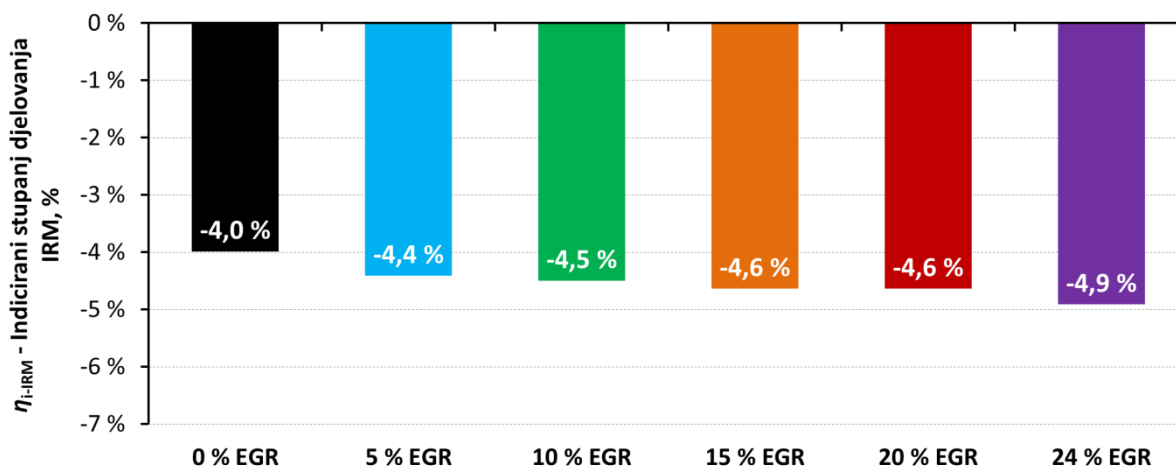
Kao i kod radnih točaka bez prednabijanja s dodatkom udjela EGR-a uočava se dominantan porast indiciranog stupnja djelovanja kod visokotlačnog dijela ciklusa u odnosu na izmjenu radnog medija. Slikom 5.39. prikazani su rezultati indiciranog stupnja djelovanja VTC-a s vrijednostima od 22,6 %, 28,2 %, 29,4 %, 30,5 %, 31,5 % i 33,4 % za 0 %, 5 %, 10 %, 15 %, 20 % i 24 % udjela EGR-a.



Slika 5.39. Indicirani stupanj djelovanja visokotlačnog dijela radnog ciklusa motora za radne točke s prednabijanjem u ovisnosti o udjelu EGR-a

Slikom 5.40. prikazani su rezultati indiciranog stupnja djelovanja IRM-a s negativnim

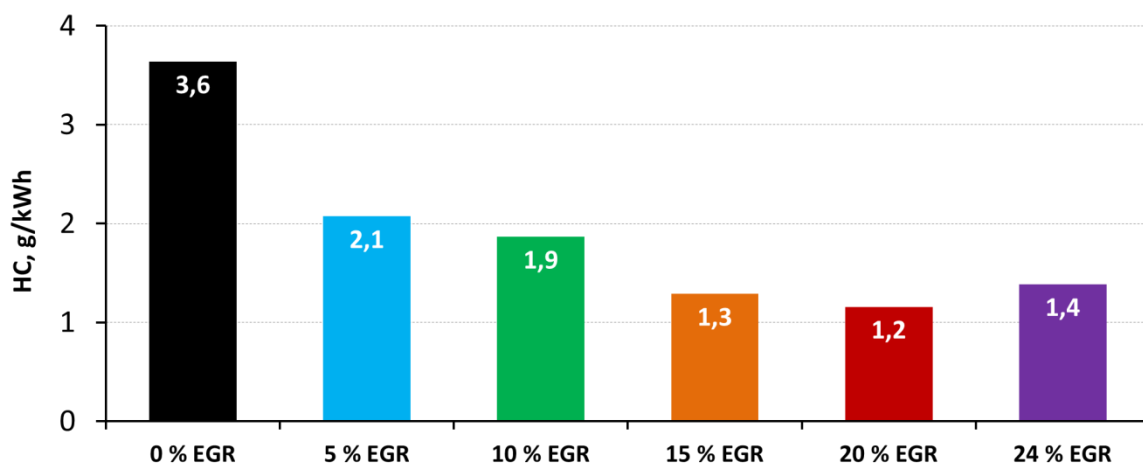
vrijednostima od 4 %, 4,4 %, 4,5 %, 4,6 %, 4,6 % i 4,9 % za 0 %, 5 %, 10 %, 15 %, 20 % i 24 % udjela EGR-a. Iz prikazanih rezultata, unatoč blagom povećanju negativnog stupnja djelovanja pri izmjeni radnog medija s dodatkom udjela EGR-a, može se, kao i kod radnih točaka bez prednabijanja, zaključiti da je veći ukupni indicirani stupanj djelovanja postignut na visokotlačnom dijelu radnog ciklusa motora. Prema tome, veći stupanj djelovanja postignut je zbog poboljšanja procesa pretvorbe energije prilikom izgaranja s dodatkom udjela EGR-a, a ne zbog mogućeg smanjenja negativnog rada prilikom izmjene radnog medija.



Slika 5.40. Indicirani stupanj djelovanja izmjene radnog medija za radne točke s prednabijanjem u ovisnosti o udjelu EGR-a

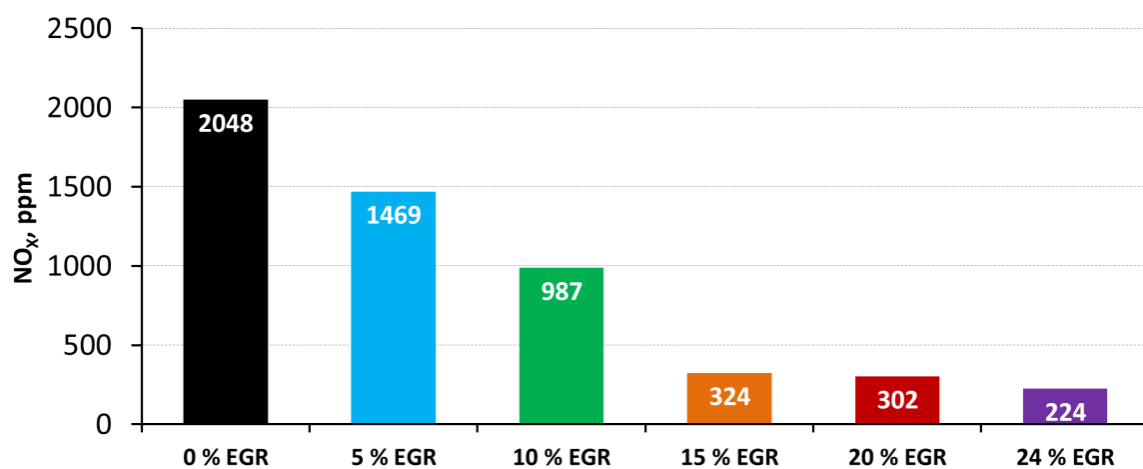
U Ottovom motoru s tubokompresorom, s prednabijanjem i varijabilnom geometrijom turbine za postizanje većeg tlaka nabijanja kod porasta udjela EGR-a bi rastao tlak na ispuhu (prije turbine) što bi rezultiralo većim porastom rada potrebnog za izmjenu radnog medija. U slučaju rabljenog eksperimentalnog postava, tlak na ispuhu prilagođen je ventilom na ispuhu samo da se ostvari razlika tlaka neophodna za povrat EGR-a. Dakle nije uzet u obzir nikakav potencijalni rad turbopunjača.

Slikom 5.41. prikazane su emisije neizgorjelih HC za radne točke s prednabijanjem. S povećanjem udjela EGR-a zamjećuje se značajan pad emisija štetnih tvari osim za radnu točku s 24 % udjela EGR kod koje dolazi do porasta zbog lošeg izgaranja. Taj pad je posljedica recirkulacije neizgorjelih ugljikovodika koji se na taj način ponovno dovode u proces izgaranja.



Slika 5.41. Emisije neizgorjelih ugljikovodika za radne točke s prednabijanjem u ovisnosti o udjelu EGR-a

Slikom 5.42. prikazane su emisije  $\text{NO}_x$  za radne točke s prednabijanjem. S povećanjem udjela EGR-a zamjećuje se značajan pad emisija. Pad emisija  $\text{NO}_x$  rezultat je niže vršne temperature u cilindru. Naime, poznato je da snižavanje vršne temperature smanjuje stvaranje emisije  $\text{NO}_x$ , što je i ovdje slučaj, a pad temperature rezultat je povećanja udjela EGR-a u procesu izgaranja.



Slika 5.42. Emisije dušikovih oksida za radne točke s prednabijanjem u ovisnosti o udjelu EGR-a

Emisije  $\text{NO}_x$ -a su prikazane u volumnim udjelima iz razloga što se želi prikazati samo trend pada s povećanjem udjela EGR-a bez usporedbe s s граниčnim vrijednostima propisanih normi.



## 6. Zaključak

U okviru doktorskog rada istraživana je utjecaj povrata ispušnih plinova na pojavu detonantnoga izgaranja kod Ottovih motora. Tijekom istraživanja na eksperimentalnom postavu smjesa goriva i zraka za vrijeme ispitivanja motora bila je u stehiometrijskom omjeru, a brzina vrtnje za provedena ispitivanja iznosila je  $1000 \text{ min}^{-1}$  odnosno  $1600 \text{ min}^{-1}$ . Prilikom ispitivanja upotrebljeni su različiti udjeli EGR-a, temperature usisa i kutova pretpaljenja. Provedeno istraživanje ciljano istražuje tri glavna utjecaja EGR-a na pojavu detonantnoga izgaranja kod motora s vanjskim paljenjem: utjecaj na brzinu širenja fronte plamena, toplinski utjecaj i kemijski utjecaj na sklonost samozapaljenju. Iz provedenog istraživanja može se zaključiti da ne postoji jasan kemijski utjecaj povrata ispušnih plinova na sklonost pojavi detonantnoga izgaranja. S druge strane, zamijećen je utjecaj temperature neizgorjele smjese na intenzitet detonantnoga izgaranja.

### 6.1. Glavni rezultati rada

Provedenim istraživanjem i utvrđenim karakteristikama rada motora izmjerenih na eksperimentalnom postavu te prikazanih u rezultatima doktorskog rada doneseni su sljedeći zaključci:

- Povećanje udjela EGR-a značajno utječe na povećanje koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka što upućuje na to da postoji ograničenje na mogući udjel EGR-a za snižavanje temperature izgaranja.
- Upotrebom sustava EGR-a pojava detonantnoga izgaranja može se uspješno izbjeći i tako omogućiti poboljšanje performansi motora.
- Za postizanje većeg indiciranog stupnja djelovanja prilikom primjene sustava EGR-a potrebno je prilagoditi kut pretpaljenja i tlak na usisu. U pravilu, uz povećanje udjela EGR-a, da bi se zadržala visoka učinkovitost, potrebno je povećati tlak na usisu, a kut pretpaljenja pomaknuti na ranije.
- Povećanjem udjela EGR-a postiže se veći indicirani stupanj djelovanja kod motora s i bez prednabijanja, odnosno postignut je veći indicirani rad uz manju potrošnju goriva uz istu razinu pojave detonantnoga izgaranja te manje emisije štetnih tvari kod motora s udjelom EGR-a u odnosu na motor bez udjela EGR-a.

- Prilikom dodatka udjela EGR-a, povećanje indiciranog stupnja djelovanja rezultat je bolje pretvorbe energije za vrijeme visokotlačnog ciklusa dok je negativni rad izmjene radnog medija približno konstantan.
- Primjenom udjela EGR-a značajno se snižava emisija dušikovih oksida.

Iz skupa svih eksperimentom izmjerenih radnih točaka, odabrane su radne točke prema kriteriju težišta izgaranja, temperature neizgorjele smjese i jakosti detonantnoga izgaranja na kojima su provedena detaljna istraživanja koja rezultiraju sljedećim zaključcima:

- Povećanje udjela EGR-a rezultira smanjenjem brzine širenja fronte plamena pri sličnim temperaturama usisane smjese te time i smanjenjem temperature neizgorjele smjese. Ova pojava može se kompenzirati ranijim kutom prepaljenja ili povećanjem temperature usisane smjese. Iako je na prezentiranim radnim točkama zamijećeno da udio EGR-a veći od 15 % nije moguć zbog niske brzine širenja fronte plamena i povećanog  $CoV_{IMEP}$ , veći udjeli EGR-a ipak bi bili mogući u slučaju da EGR nije hlađen.
- Pri sličnim vršnim temperaturama neizgorjele smjese i različitim CA50, iako su profili tlaka i profili temperature neizgorjele smjese te udjeli EGR-a značajno različiti, intenzitet detonantnog izgaranja približno je jednak te se ponaša sukladno profilima tlaka u cilindru u ovisnosti o temperaturi neizgorjele smjese (engl. *p-T<sub>end-gas</sub> histories*), s glavnim utjecajnim faktorom, a to je vršna temperatura neizgorjele smjese.
- Rezultati sa sličnim CA50, a različitim vršnim temperaturama neizgorjele smjese pokazuju da radne točke s višom temperaturom neizgorjele smjese imaju jači intenzitet detonantnog izgaranja i obratno, neovisno o manjim promjenama u vršnim tlakovima u cilindru i različitim udjelima EGR-a.

Specifični pojedini utjecaji EGR-a na pojavu detonantnoga izgaranja upućuju na konačni zaključak da je glavni utjecajni faktor na sklonost pojavi detonantnoga izgaranja, pod prikazanim radnim uvjetima na razmatranom eksperimentalnom Ottovom motoru, profil temperature neizgorjele smjese, odnosno vršna temperatura neizgorjele smjese.

## 6.2. Hipoteza

Ispitivanjem na eksperimentalnom motoru potvrđena je hipoteza doktorskog rada jer je odgovarajućom upotrebom povrata ispušnih plinova postignut rad nabijenog Ottovog motora pri čemu je ostvarena veća učinkovitost i manja potrošnja goriva uz istu razinu pojave detonantnoga izgaranja te emisije štetnih tvari u usporedbi s nabijenim Ottovim motorom koji ne rabi povrat ispušnih plinova. Ovakav rad motora ostvaren je pri višim i nižim brzinama

vrtnje, pri čemu je strategija uporabe povrata ispušnih plinova bila ista.

### 6.3. Ostvareni znanstveni doprinos

Ovim doktorskim radom određeni su radni parametri Ottovog motora koji ima mogućnost povrata hlađenih ispušnih plinova pri čemu je ostvarena viša učinkovitost i niža emisija štetnih tvari, a motor je radio bez pojave detonantnog izgaranja. Određen je utjecaj hlađenog i vrućeg EGR-a na sklonost pojavi detonantnog izgaranja, na promjenu intenziteta cikličkih varijacija i brzinu normalnog izgaranja.

Provedenim eksperimentalnim istraživanjem ostvareni su sljedeći znanstveni doprinosi:

- Određen je utjecaj povrata ispušnih plinova na sklonost pojavi detonacije, na povećanje cikličkih varijacija te na promjenu učinkovitosti pri različitim brzinama vrtnje, opterećenjima motora, tlakovima usisa i različitim točkama prepaljenja.
- Kvantifikacija utjecaja povrata ispušnih plinova na rad Ottovog motora pri optimiziranim radnim parametrima kod različitih brzina vrtnje i opterećenja motora.
- Razvijena je metoda određivanja optimalnih radnih parametara Ottovog motora koji rabi EGR sustav.

### 6.4. Mogući smjer nastavka rada

Nastavak istraživanja može ići u nekoliko različitih, ali u određenoj mjeri povezanih smjerova. Budući da se ispitivanje detonantnoga izgaranja temelji na mjerenju oscilacija tlaka u cilindru motora, izmjerene vrijednosti ovise o lokaciji senzora tlaka u samome cilindru motora. Na temelju toga, nastavak rada mogao bi se bazirati na mjerenju tlaka u cilindru motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila s dva ili više senzora postavljenih na karakterističnim mjestima u cilindru motora. Nadalje, na temelju mjerenih podataka mogao bi se razviti model za nadziranje i upravljanje radom motora uz korištenje povrata ispušnih plinova u realnom vremenu u kojem bi se postigla veća korisnosti uz uvjet izostanka detonantnoga izgaranja. Treći mogući smjer nastavka rada mogao bi ići k daljnjem širenju područja primjene EGR-a rabeći iskustvo stečeno ovim radom pri čemu bi se smanjilo vrijeme potrebno za prikupljanje radnih točaka s nekoliko stotina na nekoliko desetaka radnih točaka.

## Popis literature

- [1] European Environment Agency. Annual European Union greenhouse gas inventory 1990–2015 and inventory report 2017.
- [2] European Parliament, Council of the European Union. Regulation (EC) no. 443/2009: Setting emission performance standards for new passenger cars as part of the Community's integrated approach to reduce CO<sub>2</sub> emissions from light-duty vehicles. *Off J Eur Union* 2009;140:1–15. doi:10.1524/zkri.2009.1105.
- [3] Pacesila, M.; Burcea, S.G.; Colesca, S.E. Analysis of renewable energies in European Union. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;56:156–70. doi:10.1016/j.rser.2015.10.152.
- [4] Can Şener, Ş.E.; Sharp J.L.; Anctil A. Factors impacting diverging paths of renewable energy: A review. *Renew Sustain Energy Rev* 2018;81:2335–42. doi:https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.06.042.
- [5] Dimitriou, P.; Tsujimura, T. A review of hydrogen as a compression ignition engine fuel. *Int J Hydrogen Energy* 2017;42:24470–86. doi:10.1016/j.ijhydene.2017.07.232.
- [6] Yan, F.; Xu, L.; Wang, Y. Application of hydrogen enriched natural gas in spark ignition IC engines: from fundamental fuel properties to engine performances and emissions. *Renew Sustain Energy Rev* 2018;82:1457–88. doi:10.1016/j.rser.2017.05.227.
- [7] Sjerić, M.; Taritaš, I.; Tomić, R.; Blažić, M.; Kozarac, D.; Lulić, Z. Efficiency improvement of a spark-ignition engine at full load conditions using exhaust gas recirculation and variable geometry turbocharger - Numerical study. *Energy Conversion and Management* 2016;125:26–39. doi:10.1016/j.enconman.2016.02.047.
- [8] Jiang, W.; Boltze, M.; Groer, S.; Scheuven, D. Impacts of low emission zones in Germany on air pollution levels. *Transp Res Procedia* 2017;25:3374–86. doi:10.1016/j.trpro.2017.05.217.
- [9] Degraeuwe, B.; Thunis, P.; Clappier, A.; Weiss, M.; Lefebvre, W.; Janssen, S. et al. Impact of passenger car NO<sub>x</sub> emissions on urban NO<sub>2</sub> pollution – Scenario analysis for 8 European cities. *Atmos Environ* 2017;171:330–7. doi:10.1016/j.atmosenv.2017.10.040.

- [10] Henschel, S.; Le Tertre, A.; Atkinson, R.W.; Querol, X.; Pandolfi, M.; Zeka, A. et al. Trends of nitrogen oxides in ambient air in nine European cities between 1999 and 2010. *Atmos Environ* 2016;117:234–41. doi:10.1016/j.atmosenv.2015.07.013.
- [11] Boretti, A. Towards 40 % efficiency with BMEP exceeding 30 bar in directly injected, turbocharged, spark ignition ethanol engines. *Energy Conversion and Management* 2012;57:154–166. doi:10.1016/j.enconman.2011.12.011.
- [12] Fontana, G., Galloni E. Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine. *Applied Energy* 2009;86:96–105. doi:10.1016/j.apenergy.2008.04.009.
- [13] Zhao, H. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development - Volume 1: Gasoline and Gas Engines*. 2010. doi:10.1533/9781845697457.
- [14] Zhen, X.; Wang, Y.; Xu, S.; Zhu, Y.; Tao, C.; Xu, T. et al. The engine knock analysis - An overview. *Applied Energy* 2012;92:628–36. doi:10.1016/j.apenergy.2011.11.079.
- [15] Wang, Z.; Liu, H.; Reitz, R.D.. Knocking combustion in spark-ignition engines. *Prog Energy Combust Sci* 2017;61:78–112. doi:10.1016/j.pecs.2017.03.004.
- [16] Heywood, J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. vol. 21. 1988. doi:10987654.
- [17] Zhen, X.; Wang, Y.; Xu, S.; Zhu, Y. Study of knock in a high compression ratio spark-ignition methanol engine by multi-dimensional simulation. *Energy* 2013;50:150–9. doi:10.1016/j.energy.2012.09.062.
- [18] Kumano, K.; Yamaoka, S. Analysis of Knocking Suppression Effect of Cooled EGR in Turbo-Charged Gasoline Engine. *SAE Int* 2014. doi:10.4271/2014-01-1217.
- [19] Xie, F.; Hong, W.; Su, Y.; Zhang, M.; Jiang, B. Effect of external hot EGR dilution on combustion, performance and particulate emissions of a GDI engine. *Energy Conversion and Management* 2017;142:69–81. doi:10.1016/j.enconman.2017.03.045.
- [20] Matsuo, S.; Ikeda, E.; Ito, Y.; Nishiura, H. The New Toyota Inline 4 Cylinder 1.8L ESTEC 2ZR-FXE Gasoline Engine for Hybrid Car. *SAE Int* 2016. doi:10.4271/2016-01-0684.
- [21] Fu, J.; Zhu, G.; Zhou, F.; Liu, J.; Xia, Y.; Wang, S. Experimental investigation on the

- influences of exhaust gas recirculation coupling with intake tumble on gasoline engine economy and emission performance. *Energy Conversion and Management* 2016;127:424–36. doi:10.1016/j.enconman.2016.09.033.
- [22] Caton, J.A. The interactions between IC engine thermodynamics and knock. *Energy Conversion and Management* 2017;143:162–72. doi:10.1016/j.enconman.2017.04.001.
- [23] Božić, M.; Vučetić, A.; Kozarac, D.; Lulić, Z. Experimental investigation on influence of EGR on combustion performance in SI Engine. 8<sup>th</sup> Eur Combust Meeting, Dubrovnik, Croat 2017;8:1821–6.
- [24] Pan, M.; Shu, G.; Wei, H.; Zhu, T.; Liang, Y.; Liu, C. Effects of EGR, compression ratio and boost pressure on cyclic variation of PFI gasoline engine at WOT operation. *Appl Therm Eng* 2014;64:491–8. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.11.013.
- [25] Luján, J.M.; Climent, H.; Novella, R.; Rivas-Perea, M.E. Influence of a low pressure EGR loop on a gasoline turbocharged direct injection engine. *Appl Therm Eng* 2015;89:432–43. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.06.039.
- [26] Li, W.; Liu, Z.; Wang, Z.; Xu, Y. Experimental investigation of the thermal and diluent effects of EGR components on combustion and NO<sub>x</sub> emissions of a turbocharged natural gas SI engine. *Energy Conversion and Management* 2014;88:1041–50. doi:10.1016/j.enconman.2014.09.051.
- [27] Ban, M.; Duić, N. Adaptation of n-heptane autoignition tabulation for complex chemistry mechanisms. *Therm Sci* 2011;15:135–44. doi:10.2298/TSCI100514077B.
- [28] Kawabata, Y.; Sakonji, T.; Amano, T. The Effect of NO<sub>x</sub> on Knock in Spark-Ignition Engines. *SAE Int* 1999. doi:1999-01-0572.
- [29] Roberts, P.J.; Sheppard, C.G.W. The Influence of Residual Gas NO content on Knock Onset of Iso-octane , PRF , TRF and ULG Mixtures in SI Engines. *SAE Int* 2013:1–22. doi:2013-01-9046.
- [30] Wei, H.; Zhu, T.; Shu, G.; Tan, L.; Wang, Y. Gasoline engine exhaust gas recirculation - A review. *Applied Energy* 2012;99:534–44. doi:10.1016/j.apenergy.2012.05.011.
- [31] Guide, P. AVL Indismart 612, (August), AVL List GmbH, Graz, Austria 2009.
- [32] Guide, E. AVL Indicom 2011, AVL List GmbH, Graz, Austria. 2011.

- [33] Breccq, G.; Bellettre, J.; Tazerout, M. A new indicator for knock detection in gas SI engines. *Int J Therm Sci* 2003;42:523–32. doi:[https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(02\)00052-2](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(02)00052-2).
- [34] Šagi, G.; Tomić, R.; Ilinčić, P. Razvoj propisa i dopuštenim emisijama štetnih tvari iz motora s unutarnjim izgaranjem. *Goriva I Maz* 2009;48:159–88.
- [35] MAHLE GmbH. Piston stress due to knocking combustion. *Cylind Components, Vieweg+Teubner, GWV Fachverlagsgr GmbH, Wiesbad* 2010:180–8.
- [36] Pischinger, R.; Klell M.; Sams, T. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer Wien New York; 2009.
- [37] Kozarac, D.; Tomic, R.; Taritas, I.; Chen, J-Y.; Dibble R.W. A Model for Prediction of Knock in the Cycle Simulation by Detail Characterization of Fuel and Temperature Stratification. *SAE Int J Engines* 2015;8:4271. doi:10.4271/2015-01-1245.
- [38] Zhen, X., Wang, Y., Xu, S., Zhu, Y., Tao, C., Xu, T., et al. The engine knock analysis - An overview. *Applied Energy* 2012;92:628–36. doi:10.1016/j.apenergy.2011.11.079.
- [39] Kawahara, N.; Tomita, E., Sakata, Y. Auto-ignited kernels during knocking combustion in a spark-ignition engine. *Proc Combust Inst* 2007;31 II:2999–3006. doi:10.1016/j.proci.2006.07.210.
- [40] Schießl, R.; Maas, U. Analysis of endgas temperature fluctuations in an SI engine by laser-induced fluorescence. *Combust Flame* 2003;133:19–27. doi:10.1016/S0010-2180(02)00538-2.
- [41] Rothe, M.; Heidenreich, T.; Spicher, U.; Schubert, A. Knock Behavior of SI-Engines: Thermodynamic Analysis of Knock Onset Locations and Knock Intensities. *SAE Tech Pap* 2006. doi:10.4271/2006-01-0225.
- [42] Millo, F.; Rolando, L.; Pautasso, E.,; Servetto, E. A Methodology to Mimic Cycle to Cycle Variations and to Predict Knock Occurrence through Numerical Simulation. *Sae* 2013:2014-04–01. doi:10.4271/2014-01-1070. Copyright.
- [43] Kozarac, D.; Vuilleumier, D.; Saxena, S.; Dibble, R.W. Analysis of benefits of using internal exhaust gas recirculation in biogas-fueled HCCI engines. *Energy Conversion and Management* 2014;87:1186–94. doi:10.1016/j.enconman.2014.04.085.
- [44] Li, W.; Liu, Z.; Wang, Z.; Xu, Y. Experimental investigation of the thermal and

- diluent effects of EGR components on combustion and NO<sub>x</sub> emissions of a turbocharged natural gas SI engine. *Energy Conversion and Management* 2014;88:1041–50. doi:10.1016/j.enconman.2014.09.051.
- [45] Li, T.; Wu, D.; Xu, M. Thermodynamic analysis of EGR effects on the first and second law efficiencies of a boosted spark-ignited direct-injection gasoline engine. *Energy Conversion and Management* 2013;70:130–8. doi:10.1016/j.enconman.2013.03.001.
- [46] Fontana, G.; Galloni, E. Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation. *Applied Energy* 2010;87:2187–93. doi:10.1016/j.apenergy.2009.11.022.
- [47] Su, J.; Xu, M.; Li, T.; Gao, Y.; Wang, J. Combined effects of cooled EGR and a higher geometric compression ratio on thermal efficiency improvement of a downsized boosted spark-ignition direct-injection engine. *Energy Conversion and Management* 2014;78:65–73. doi:10.1016/j.enconman.2013.10.041.
- [48] Sjerić, M.; Kozarac, D.; Tatschl, R.; Modelling of early flame kernel growth towards a better understanding of cyclic combustion variability in SI engines. *Energy Conversion and Management* 2015;103:895–909. doi:10.1016/j.enconman.2015.07.031.
- [49] INA - Industrija nafte. Motorna goriva 2018. <https://www.ina.hr/kupci/proizvodi-i-usluge/motorna-goriva/35>.
- [50] Novotni, D. Informacijski i radni sustav ispitnog postava MSUI, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2017.
- [51] Friščić, D. Sustav za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem, Diplomski rad, Fakultet elektrotehnike i računarstva, Zagreb, 2015.
- [52] Pauković, H. Analiza sustava za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem, Diplomski rad, Fakultet elektrotehnike i računarstva, Zagreb, 2015.
- [53] Friščić, D.; Pauković, H. Upravljanje električnom kočnicom za ispitivanje motora s unutarnjim izgaranjem, Tehnička dokumentacija, Fakultet elektrotehnike i računarstva, Zagreb, 2015.
- [54] Božić, M.; Vučetić, A.; Ilinčić, P.; Kozarac, D.; Lulić, Z. Research testbed for HCCI engine. 25th JUMV Int Automot Conf Sci Mot Veh Beogr 2015:14.



- [55] HATZ. D-Series, small diesel engine, single cylinder engine, Translation of the ORIGINAL INSTRUCTION BOOK 2012:71.
- [56] Vencl, I. Upravljanje brizgaljkom goriva MSUI, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2013:47.
- [57] OHAUS. Explorer Semi-Micro Balances Instruction Manual ®, New York City, USA, 2018.
- [58] Robert Bosch GmbH. Gasoline Engine Management, Stuttgart, Germany. 1999.
- [59] Bosch Motorsport. Single Fire Coil P65, Manual, Stuttgart, Germany, 2017.
- [60] Picig, I. Upravljanje elektroničkim paljenjem Ottovog motora, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2013.
- [61] BOGE Compressed air Systems GmbH. Screw compressors S series, Manual, Bielefeld, Germany, 2017.
- [62] FESTO GmbH. Elektrik-Druckregelventil Electrically-controlled pressure regulator MS6-LRE, Manual, Esslingen, Germany, 2017.
- [63] Horvat, R. Upravljanje radom zaklopke Ottova motora, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2013.
- [64] Osram, SYLVANIA. SureHeat MAX-HT Air Heater, Manual, Wilmington, Massachusetts, SAD, 2012.
- [65] VALEO. Exhaust gas recirculation system, Manual, Paris, France, 1999.
- [66] Rešetar, M. Upravljanje EGR ventilom motora s unutarnjim izgaranjem, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2013.
- [67] ARI Armaturen. Thrust actuator ARI-PREMIO - Plus 2G, Manual. 2016.
- [68] Picig, T. Implementacija elektronskog ventila za upravljanje pretlakom u ispušnoj cijevi motora s unutarnjim izgaranjem, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2016.
- [69] Omega Engineering. Super OMEGACLAD ® XL Thermocouple Probes, Manual, Stamford, Connecticut, SAD, 2018.
- [70] National Instruments. C-Series module, NI 9213, Manual, Austin, Texas, SAD, 2018.
- [71] Omega Engineering. Pressure Transducers - PX219, Manual, Stamford, Connecticut,

- SAD,. 2017.
- [72] National Instruments. C-Series module, NI 9203, Manual, Austin, Texas, SAD, 2018.
- [73] Grgić, D. Kalibracija mjernog lanca kod mjerenja tlaka prilikom indiciranja motora, Završni rad, Tehničko veleučilište u Zagrebu, Zagreb, 2012.
- [74] Skriljak, M. Indiciranje DMB 128 A motora, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2012.
- [75] Horvat R. Upravljanje brizgaljkom goriva mjerenjem faktora pretička zraka te mjerenje emisije NO<sub>x</sub> u motoru s unutarnjim izgaranjem, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2015.
- [76] Bodrušić T. Rekonstrukcija analizatora ispušnih plinova, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2016.
- [77] Vučetić, A.; Božić, M.; Kozarac, D.; Lulić, Z. Characterisation of the Combustion Process in the Spark Ignition and HCCI Engine Fuelled With Methane. *Conf Sustain Dev Energy, Water Environ Syst Dubrovnik, Croat* 2017;12:1–12.
- [78] Kozarac, D.; Taritaš, 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.
- [79] Tomić R. Model detonantnog izgaranja u Ottovom motoru, Doktorska disertacija, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2015.
- [80] Mahalec, I.; Lulić, Z.; Kozarac D. Motori s unutarnjim izgaranjem, Skripta s predavanja, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2018.
- [81] Ozdor, N.; Dulger, M.; Sher, E. Cyclic Variability in Spark Ignition Engines A Literature Survey. *SAE Tech Pap* 1994. doi:10.4271/940987.
- [82] Woschni, G. A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine 1967. doi:10.4271/670931.
- [83] Delphi. Worldwide Emissions Standards Heavy Duty and Off-Highway Vehicles. 2017.

## Kratki životopis

Mladen Božić rođen je 18. rujna 1986. godine u Bijelom Polju, Crna Gora. Osnovnu školu završava 2001. godine u Busovači BiH. Opću gimnaziju u Busovači završio je 2005. godine, kad upisuje i Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Diplomirao je 2011. godine na Konstrukcijskom smjeru, usmjerenje Motori i vozila. Od 2011. godine zaposlen je kao stručni suradnik, a od 2012. godine kao asistent na Katedri za motore i vozila.

Tijekom rada na Fakultetu sudjelovao je na znanstvenim projektima Katedre za motore i vozila: *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.*

Aktivno sudjeluje i u nastavi Katedre izvođenjem vježbi iz kolegija Konstrukcije motora, Motori s unutarnjim izgaranjem, Električna oprema motora i vozila i Motori i vozila – praktikum.

U aktivnostima suradnje s gospodarstvom sudjelovao je u izradi *Modela za prikupljanje naknada za emisije ugljik dioksida (CO<sub>2</sub>) u zrak iz motora cestovnih vozila*, Ministarstvo zaštite okoliša i prirode, prosinac 2013. te *Provjere sukladnosti medicinskih vozila s normom HRN 1789.*

Područja istraživanja:

- upravljanje i kontrola električnom opremom motora i vozila,
- procesi izgaranja u cilindru motora,
- istraživanje zakonskog područja motora i vozila,
- 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

Mladen Božić was born on 18 September 1986 in Bijelo Polje, Montenegro. In 2001 in Zadar he finished elementary school. In 2005 he finished the high school in Busovača, BiH 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 2011. 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 2012, as an assistant at the same institution.

He has participated in projects: *Experimental Assisted Development of Advanced Models of Combustion Engines Combustion*, Croatian Science Foundation, 2013 – 2016, Ministry of Environmental Protection and Nature, December 2013, *Experimental Research, Optimization and Characterization of piston engine operation with Dual-Fuel Combustion (DUFCOROC)*, Croatia Science Foundation, 2015 – 2019.

He also actively participates in teaching in several courses at the Chair of IC Engines and Motor Vehicles.

In cooperation with industry he conducted *Verification of conformity of medical vehicles with the HRN standard 1789: 2007 + A1: 2010 and Model for Collection of Charge Carbon Dioxide (CO<sub>2</sub>) Emissions from IC Engines*.

Research interests:

- Management and control of electrical equipment of IC engines and motor vehicles,
- combustion processes in the engine cylinder,
- research of the combustion processes in the engine cylinder,
- design of ICE,
- ICE efficiency and pollutant emission,
- exploring its legislative.

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.