



## Investigation of the effects of intake manifold pressure on performance and combustion characteristics in an HCCI engine

Hamit Solmaz<sup>1</sup>, Alper Calam<sup>2</sup>, Serdar Halis<sup>3\*</sup>, Duygu İpci<sup>1</sup>, Emre Yılmaz<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Department of Automotive Engineering, Faculty of Technology, Gazi University, 06500, Ankara, Turkey

<sup>2</sup>Technical Sciences Vocational School, Department of Machinery and Metal Technologies, Gazi University, 06374, Ankara, Turkey

<sup>3</sup>Department of Automotive Engineering, Faculty of Technology, Pamukkale University, 20160, Denizli, Turkey

<sup>4</sup>Arifiye Vocational School, Motor Vehicles and Transportation Technologies, Sakarya University of Applied Sciences, 54580, Sakarya, Turkey

### Highlights:

- The effect of octane number on combustion processes in HCCI engine
- Effect of intake manifold pressure on HCCI combustion
- Determination of optimum HCCI combustion performance conditions for RON0, RON20 and RON40 fuels

### Keywords:

- HCCI
- low temperature combustion
- Combustion
- Engine performance

### Article Info:

Research Article  
Received: 06.08.2019  
Accepted: 06.11.2021

### DOI:

10.17341/gazimmfd.602742

### Correspondence:

Author: Serdar Halis  
e-mail:  
serdarhalis@gazi.edu.tr  
phone: +90 312 202 8645

### Graphical/Tabular Abstract

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines have significant advantages over spark ignition (SI) and compression ignition (CI) engines due to their high thermal efficiency and low NO<sub>x</sub> emissions. However, it is difficult to control the start of combustion. In this study, the effects of the intake manifold pressure on HCCI combustion were investigated experimentally at 373 K intake temperature in a four cylinders HCCI engine, which was transformed from the SI engine. It was observed that there was an advance in the start of combustion as the manifold pressure increased. It was also observed that the change in octane number had significant effects on the start of combustion. The highest thermal efficiency was recorded as 46.38% at 120 kPa manifold pressure using RON40 fuel. The increase in the volumetric efficiency that depends on the increase in manifold pressure provided an increase in maximum cylinder pressure and heat release.

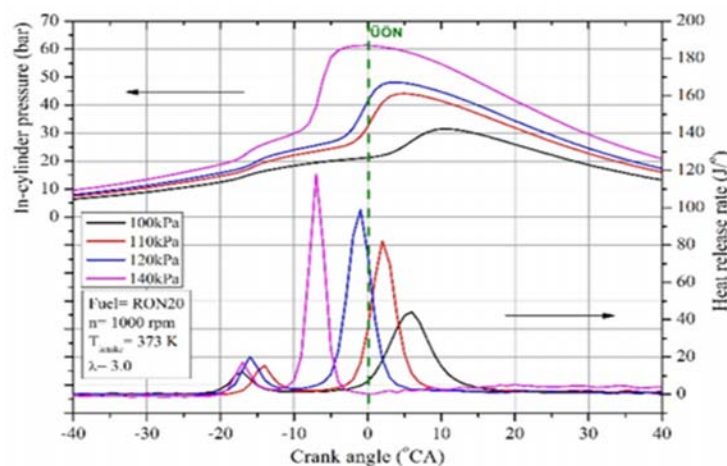


Figure A. In-cylinder pressure and heat release rate variations

**Purpose:** This study aims to investigate the effects of the intake manifold pressure on HCCI combustion.

**Theory and Methods:** A single cylinder, four stroke, port injection SI-HCCI engine was used in the experiments. Reference fuels which were RON0, RON20 and RON40 used in this study. Experimental study was performed at 1000 rpm engine speed, constant lambda 3 and constant 373 K inlet air temperature at different inlet air pressure of 100 kPa, 110 kPa, 120 kPa and 140 kPa in order to observe the controlling of HCCI combustion.

**Results:** Since the increase in intake manifold pressure increases volumetric efficiency, maximum heat release and in-cylinder pressure also increase. Increasing the octane number delayed the combustion. Increasing the manifold pressure increased the rate of chemical reaction in the cylinder. Therefore, combustion starts at earlier crank angles. The highest indicated thermal efficiency was obtained as 46.38% with RON40 fuel at 120 kPa manifold pressure. At 140 kPa manifold pressure, most of the combustion occurs before TDC. This situation negatively affected the combustion efficiency. Under these conditions, increasing the octane number of the fuel made the combustion more controlled and slower.

**Conclusion:** The manifold pressure directly affects the CA10. CA10 is advanced at the manifold pressure of 140 kPa and CA10 is delayed at 100 kPa and 110 kPa manifold pressure. In this study, it can be stated that the ideal manifold pressure is 120 kPa.



## HCCI bir motorda emme manifoldu basıncının performans ve yanma karakteristiklerine etkilerinin incelenmesi

Hamit Solmaz<sup>1</sup>, Alper Calam<sup>2</sup>, Serdar Halis<sup>3\*</sup>, Duygu İpci<sup>1</sup>, Emre Yılmaz<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, 06500, Ankara, Türkiye

<sup>2</sup>Gazi Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu, Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü, 06374, Ankara, Türkiye

<sup>3</sup>Pamukkale Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, 20160, Denizli, Türkiye

<sup>4</sup>Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Arifiye Meslek Yüksekokulu, Motorlu Araçlar ve Ulaşım Teknolojileri, 54580, Sakarya, Türkiye

### Ö N E Ç I K A N L A R

- HCCI motorda oktan sayısı değişiminin yanma süreçlerine etkisi
- Emme manifoldu basıncının HCCI yanması üzerindeki etkisi
- RON0, RON20 ve RON40 yakıtları için optimum HCCI yanma performans koşullarının belirlenmesi

#### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 06.08.2019

Kabul: 06.11.2021

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.602742

#### Anahtar Kelimeler:

HCCI,  
düşük sıcaklık yanması,  
yanma,  
motor performansı

#### ÖZ

Homojen dolgulı sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorların yüksek termik verimleri ve düşük NO<sub>x</sub> emisyonları sebebiyle buji ile ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlara göre önemli üstünlükleri bulunmaktadır. Ancak HCCI motorlarda yanma başlangıcının kontrol edilmesi oldukça zordur. Bu çalışmada, dört silindri SI motordan dönüştürülmüş olan bir HCCI motoru kullanılmıştır. 373 K hava giriş sıcaklığında, 1000 dev/dk motor hızında ve lambdanın 3.0 olduğu şartlarda, emme manifold basıncının HCCI yanma üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel olarak RON0, RON20 ve RON40 kullanılmıştır. Manifold basıncının artmasıyla yanma başlangıcının tüm yakıtlarda avansa alındığı gözlenmiştir. Ayrıca oktan sayısının değişiminin de yanma başlangıcı üzerine önemli etkileri olduğu gözlenmiştir. HCCI yanmasında en yüksek indike termik verim RON40 yakıtı kullanımında, 120 kPa manifold basıncında %46,38 olarak kaydedilmiştir. Manifold basıncının artırılmasına bağlı olarak volümetrik verimin de artması maksimum silindir içi basınç ve ısı yayılımında artış sağlamıştır. Ancak manifold basıncının daha fazla artırılması silindir içi reaksiyon hızını da artırdığından RON0 ve RON20 yakıtı kullanımında vuruntu meydana gelmiştir. Bu çalışmada düşük sıkıştırma oranına sahip HCCI motorunda en ideal manifold basıncının 120 kPa ve en ideal yakıtın RON40 olduğu sonucuna varılmıştır.

## Investigation of the effects of intake manifold pressure on performance and combustion characteristics in an HCCI engine

### H I G H L I G H T S

- The effect of octane number on combustion processes in HCCI engine
- Effect of intake manifold pressure on HCCI combustion
- Determination of optimum HCCI combustion performance conditions for RON0, RON20 and RON40 fuels

#### Article Info

Research Article

Received: 06.08.2019

Accepted: 06.11.2021

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.602742

#### Keywords:

HCCI,  
low temperature combustion  
combustion,  
engine performance

#### ABSTRACT

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines have significant advantages over spark ignition (SI) and compression ignition (CI) engines due to their high thermal efficiency and low NO<sub>x</sub> emissions. However, it is difficult to control the start of combustion. In this study, the effects of the intake manifold pressure on HCCI combustion were investigated experimentally at 373 K intake temperature, at 1000 rpm engine speed and lambda value of 3.0 in a four cylinders HCCI engine, which was transformed from the SI engine. RON0, RON20 and RON40 were used as experimental fuel. It was observed that there was an advance in the start of combustion as the manifold pressure increased. It was also observed that the changes in octane number had significant effects on the start of combustion. The highest thermal efficiency in HCCI combustion was recorded as 46,38% at 120 kPa manifold pressure using RON40 fuel. The increase in the volumetric efficiency that depends on the increase in manifold pressure provided an increase in maximum cylinder pressure and heat release. The results showed that the ideal manifold pressure was 120 kPa and the most ideal fuel was RON40 in HCCI engine with a low compression ratio.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Dünya genelinde artan nüfus ile birlikte enerji ihtiyacı da artış göstermektedir. Ancak enerji ihtiyacının karşılanması için eski teknolojik makinelerin kullanılması atmosferi, temiz su kaynaklarını ve çevreyi hızla kirletmektedir [1-3]. Bu nedenle araştırmacılar, temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılabilmesi için çalışmalarını sürdürmektedir [4-6]. Buji ile ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlar otomotiv endüstrisinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ancak bu motorların kirletici egzoz emisyon seviyelerinin yüksek olması en önemli dezavantajlarıdır [7-10]. Bu nedenle otomobillerde alternatif yanma modelleri ve hibrit-elektrikli taşıtların kullanılması ile ilgili çalışmalar devam etmektedir [11-14]. Elektrikli taşıtlar için şarj istasyonlarının yeterli olmaması, satış sonrası operasyonlarda onarım konusunda altyapının henüz hazırlanamaması ve yaygınlaşması halinde çok sayıda elektrikli taşıt için ihtiyaç duyulacak olan elektriğin nasıl üretileceği ile ilgili sorunlar sebebiyle yakın gelecekte içten yanmalı motorların kullanımına devam edileceği öngörülmektedir [15-18]. Bu nedenle araştırmacılar içten yanmalı motorlarda düşük emisyon değerlerinin elde edilebilmesi için alternatif yakıt kullanımı ya da yeni yanma modellerinin üzerinde çalışmalarını devam ettirmektedir [19-21]. Biyodizel, metanol, etanol ve bunlarla birlikte kullanılacak nano katkı malzemeleri ile üretilmiş alternatif yakıtlar üzerine çok sayıda çalışma yapılmıştır [22, 23]. Homojen dolgu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlar yüksek termik verime sahip yeni bir yanma modeline sahip motorlardır [24, 25]. HCCI motorlarda karışım hazırlama süreci SI motorlarda olduğu gibi emme ve sıkıştırma zamanına yayılırken, yanma; CI motorlarda olduğu gibi sıkıştırma zamanı sonu basınç ve sıcaklığın etkisi ile kendiliğinden gerçekleşmektedir [26-28]. Bununla birlikte HCCI yanmasında alev cephesi yoktur. Homojen karışım yanma odasının her yerinde aynı anda yanmaya başlar ve hızlı bir şekilde sona erer [29-30]. Yanma süresinin kısa olması ısı kayıplarını azaltır ve termik verimin artmasını sağlar [31, 32]. HCCI motorlarda çok fakir homojen karışımla yüksek termik verim elde edilebilir. Fakir homojen karışımlar ile HCCI yanmasının sağlanması, yanma sonu gaz sıcaklıklarının da düşük olmasına neden olur. Böylece azotoksit emisyonları azalır [33-35]. Bununla birlikte HCCI yanmasında homojen karışım, is emisyonlarının da düşük olmasını sağlar [36, 37]. Ancak HCCI motorların esas olarak çözülmesi gereken sorunu, SI ve CI motorlarda olduğu gibi yanma sürecini kontrol eden fiziksel bir mekanizmanın bulunmamasıdır. Ayrıca yanma çok hızlı gerçekleşmekte ve vuruş problemi meydana gelir [38, 39]. HCCI motorlarda yanmanın yavaşlatılması ve vuruşunun azaltılabilmesi için egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) [40, 41], negatif supap bindirmesi [42, 43], yüksek oktanlı yakıt kullanımı [44, 45] gibi yöntemler tercih edilmektedir. Yanma başlangıcı ise emme havasının ısıtılması [46, 47], alternatif yakıtların kullanımı [48, 49], değişken sıkıştırma oranı [50, 51], değişken supap zamanlaması [52, 53] ve emme havası giriş basıncı ile kontrol edilebilir. Olsson vd. [54] giriş basıncının

artırılması ile indike ortalama efektif basıncın (İMEP) arttığını ortaya koymuştur. Ayrıca değişken kanatçık yapısına sahip turboşarjın HCCI motorlarda kullanılması ile geniş bir çalışma aralığının elde edilebileceğini ifade etmişlerdir. Dec ve Yang [55], giriş basıncının çok yükseltilmesinin vuruşta neden olduğunu ifade etmişlerdir. HCCI çalışma aralığının genişletilebilmesi için giriş basıncı artırılırken aynı zamanda vuruşu azaltacak EGR uygulamasının eş zamanlı yapılması gerektiğini ifade etmişlerdir. Sjöberg [56], saf etanolün HCCI yanmasına etkisini referans yakıtlarla karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Araştırmacılar bu çalışmada etanol yakıtının HCCI karakteristiği olan düşük sıcaklık yanma sürecini göstermediği, doğrudan yüksek sıcaklık yanma fazına geçtiğini ifade etmişlerdir. Ayrıca giriş basıncının artırılması ile emme havasının ısıtılmasına gerek kalmadığını rapor etmişlerdir. Bununla birlikte giriş basıncının CA50 üzerinde önemli bir etkisinin olduğu bu çalışmada ortaya koyulmuştur. Silke vd. [57], giriş basıncı ile emme havası giriş sıcaklığının ters kolerasyona sahip olduğunu ifade etmişlerdir. Bununla birlikte giriş basıncının artırılması düşük sıcaklık yanmasındaki ısı yayılımının daha fazla olmasını sağlamıştır. Dec vd. [58], giriş basıncının artırılması ile daha fakir karışımlar ile HCCI yanmasının elde edildiğini ifade etmişlerdir. Doğal emişli HCCI yanması ile %42-%43 termik verim elde edilebilirken, giriş basıncının artırılması ile termik verim %47-%48 seviyelerine ulaşmıştır. Ayrıca giriş basıncının artırılması, daha yüksek motor yüklerinde HCCI yanma başlangıcını avansa almıştır. Calam ve İcingür [13], oktan sayısı ve lambda değişiminin HCCI yanması üzerine etkilerini incelemiştir. Oktay sayısı ile maksimum silindir içi basıncın elde edildiği krank açısı rötara alınması sağlanmıştır. Ayrıca yanma sürecinin oktan sayısı değişiminden hassas bir şekilde etkilendiği bu çalışmada ifade edilmiştir. Koopman vd. [59], yüksek oktan sayılı yakıtların HCCI motorlarda kullanımı üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir. Oktan sayısının artışı CA50'yi gecikmeye almaktadır. Bu nedenle termik verim oktan sayısı değişiminden hassas bir şekilde etkilenmektedir. Bununla birlikte gecikmeye alınan yanma sürecinde silindir hacmi genişlemekte ve ısı kayıpları artış göstermektedir. Bu durum hidrokarbon (HC) emisyonlarının da kötüleştirir. Hou vd. [45], n-heptan yakıtına metil tersiyer bütül eter (MTBE) ilavesinin HCCI yanması üzerine etkilerini incelemiştir. MTBE'nin yüksek oktan sayısı, karışım içindeki miktarın artışına bağlı olarak yanmayı gecikmeye almıştır. Bununla birlikte MTBE katkısı, karışım yakıtlarında tutuşma direncini artırdığından vuruşunun azaldığı tespit edilmiştir. Ancak oktan sayısının artışı ile yanmanın gecikmeye alınması, maksimum silindir içi basıncın azalmasına neden olmuştur. Bu çalışmada oktan sayısının değişimi ile HCCI yanmasının kontrol edilebileceği ifade edilmiştir.

HCCI yanmasında optimum çalışma şartlarının belirlenebilmesi için yanma sürecini kontrol eden parametrelerin eş zamanlı olarak değiştirilmesi gerekmektedir. HCCI motorlarda hem vuruş probleminin

giderilmesi hem de yanma başlangıcının aynı anda kontrol edilebilmesi için oktan sayısı ve giriş basıncının beraber kontrol edilmesi gerekir. Böylece maksimum termik verimin elde edildiği şartlar tespit edilebilir. Tüm bu kriterler göz önüne alınarak bu çalışmada sabit emme havası giriş sıcaklığında (373 K), sabit motor hızında (1000 dev/dk) ve sabit lambda değerinde ( $\lambda=3$ ) optimum HCCI çalışma şartları belirlenmeye çalışılmıştır. Bunun için giriş basıncı 100 kPa'dan 140 kPa'a kadar değiştirilmiş ve 0, 20 ve 40 araştırma oktan sayısına sahip (RON0, RON20 ve RON40) yakıtlar ile yanma başlangıcı ve yanma süreci kontrol edilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmada giriş basıncı ve oktan sayısı değişiminin silindir içi basınç, ısı yayılımı, indike termik verim, yanma verimi, efektif moment, özgül yakıt tüketimi ve yanma süreçleri (CA10, CA50 ve CA90-10) üzerine etkileri karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

## 2. MATERYAL VE METOT (MATERIAL and METHOD)

Deneyler dört zamanlı ve dört silindri, buji ile ateşlemeli olan bir GM Ecotec motorda HCCI yanma modunda gerçekleştirilmiştir. Deney motoru 150 bar basınçla silindir içerisine doğrudan yakıt püskürtebilen direkt benzin enjeksiyonlu (GDI) yakıt sistemine sahiptir. Ancak silindir içerisinde tam HCCI modda karışımın homojenliğini sağlayabilmek için motorun orijinal yakıt sistemini kullanmak yerine, literatürdeki birçok çalışmada olduğu gibi yakıt emme manifolduna püskürtülmüştür. dSPACE ürünleri olan MicroAutoBox ve RapidPro ile motor üzerindeki tüm işleticilerin kontrolü sağlanmıştır. dSPACE kullanılarak kontrol edilen ve emme manifoldu üzerine yerleştirilen sekiz adet port tipi yakıt enjektörü (PFI) sayesinde emme manifolduna yakıt enjeksiyonu gerçekleştirilmiştir. Yakıtın 3 bar basınç ile püskürtülebilmesi için harici bir besleme ünitesi kullanılmıştır. Emme manifoldu ve gaz kelebeği arasına yerleştirilen hava ısıtıcısı ile emme havası giriş sıcaklığı kontrol edilmiştir. Motor 460 BG güce sahip AC dinamometreye bağlanarak deney motorunun hız kontrolü sağlanmıştır. Tablo 1'de deney motoruna ait teknik özellikler verilmiştir.

PCB piezotronics marka ve 115A04 model basınç transdüseri kullanılarak silindir içerisindeki basıncın ölçümü yapılmıştır. Silindir içi basınç verileri, ACAP yanma analiz sisteminde DSP markalı 1104CA model şarj amplifikatörü

ile yükseltılarak işlenmiştir. 1°KA ölçüm hassasiyetine sahip enkoder ile krank açısının silindir içerisindeki pozisyonu belirlenmiştir. Merriam marka MDT500 model hava debimetresi kullanılarak tüketilen emme havasının miktarı ölçülmüştür. Deneylerde kullanılan yakıtın kütsel debisi de Micro Motion-1700 marka Coriolis tip akış metre ile ölçülmüştür.

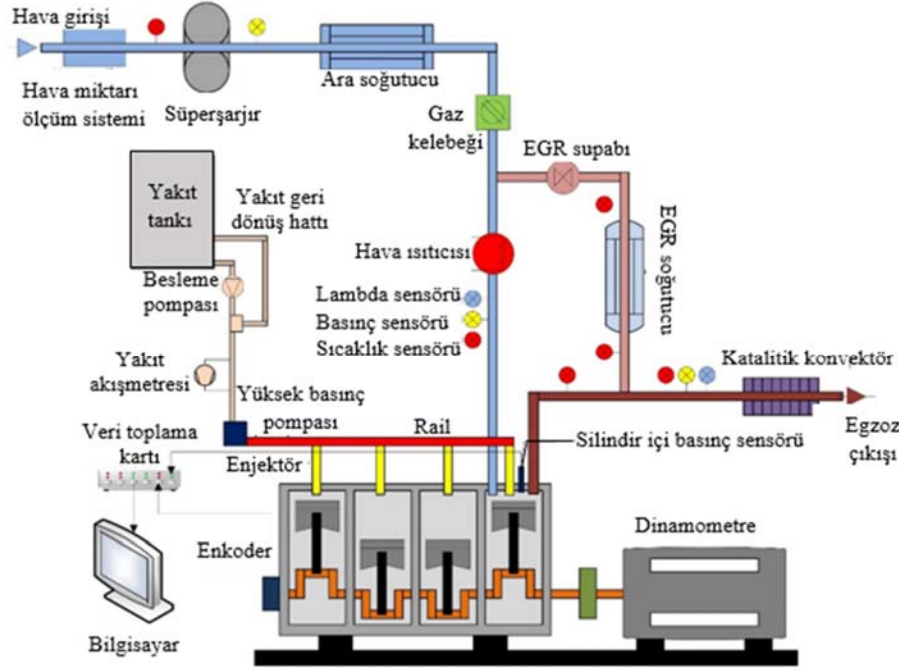
Deneylerin yapılması için kurulan test düzeneğinin görünümü Şekil 1'de verilmiştir. dSPACE üniteleri kullanılarak  $\lambda$ , krank açısı, kam pozisyonları, yakıt hat basıncı da ölçülebilmektedir. Enjektörleri (direkt, port tipi), gaz kelebeği konumunu, değişken supap zamanlamasını, bujileri, yakıt pompasını ve EGR valfini kontrol edebilen motor yönetim sistemi tasarlanmış ve MATLAB Simulink modeli geliştirilmiştir. Özgül yakıt tüketimi, yanma verimi, hacimsel verim, indike termik verim, fren torku, indike ortalama efektif basınç (imep) ve basınç artış oranı tasarlanan bu sistem ile hesaplanabilmektedir.

Deneyler n-heptan ve izooktan karışımları ile elde edilen farklı oktan sayılarına sahip RON0, RON20 ve RON40 yakıtları kullanılarak, 100, 110, 120 ve 140 kPa emme manifold basınçlarında, 373 K sabit emme havası giriş sıcaklığında, 1000 dev/dk motor hızında ve 3.0 lambda değerinde gerçekleştirilmiştir. Emme basıncının artırılması HCCI yanmasında basınç artış oranının artmasına neden olur. Maksimum basınç artış oranının 10'un üzerine çıkması aşırı vuruntu olarak tanımlanmakta ve motorun bu bölgede çalıştırılması tavsiye edilmemektedir. Bu nedenle bu çalışmada giriş basıncı 140 kPa'ın üzerine çıkartılmamıştır. Hedeflenen oktan sayısına sahip yakıtların elde üretilmesi için oktan sayısı sıfır olan referans n-heptan yakıtı ile oktan sayısı 100 olan referans izooktanın hacimsel olarak karıştırılması gerekir [60]. Deney yakıtları port enjeksiyon sistemi ile emme manifolduna püskürtülmektedir. İstenilen oktan sayısının sağlanabilmesi için püskürtülecek yakıt miktarları bilgisayar ortamında kullanılan ara yüz programı ile belirlenmiştir.

Emme havası giriş sıcaklığı, düşük sıcaklık yanma çevrimi üzerine gerçekleştirilen çalışmalarda ek enerji kaynakları kullanılarak 120°C'ye kadar arttırılmaktadır. Bu çalışma egzoz gaz sıcaklığı ile kolayca temin edilebilecek 100°C emme havası giriş sıcaklığında yapılmıştır. Deney

**Tablo 1.** Deney motoruna ait teknik özellikler (Technical specifications of the test engine)

Model	GM Ecotec 2.0 L Turbo
Silindir Çapı [mm] x Strok [mm]	86 x 86
Silindir Sayısı	4
Silindir Hacmi [cc]	1998
Sıkıştırma Oranı	9,2:1
Biyel Kolu Uzunluğu [mm]	145,5
Maks. Motor Gücü [kW@5300 d/d]	164
Maks. Motor Torku [Nm@2400 d/d]	353
Yakıt Enjeksiyon Sistemi	Buji ile Ateşlemeli, Direkt Enjeksiyon
Supap Sistemi	4 supaplı, Üstten çift eksantrik
Supap lift miktarı [mm]	10,3



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü (Schematic view of the experimental setup)

yakıtlarının istenen oktan sayısında elde edilebilmesi için Eş. 1 kullanılmıştır.

$$RON = \frac{\dot{V}_{izo}}{\dot{V}_{nhp} + \dot{V}_{izo}} \times 100 \quad (1)$$

Tablo 2’de deneylerde kullanılan farklı yoğunluklara sahip izooktan ve n-heptan yakıtlarının özellikleri görülmektedir.

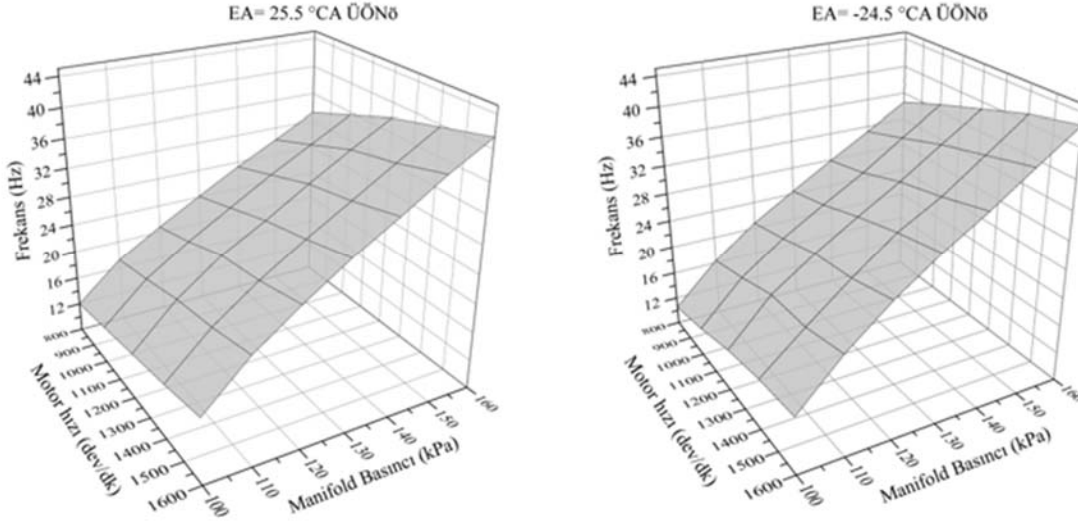
**Tablo 2.** Deney yakıtlarının özellikleri [61]  
(Properties of test fuels)

Özellik	n-heptan	izooktan
Üst ısı değer [MJ/kg]	48,07	47,77
Alt ısı değer [MJ/kg]	44,56	44,30
Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]	686,6	693,8
Oktan sayısı	0	100
Kinematik viskozite (20°C’de) [cSt]	0,6	0,72
H/C oranı	2,29	2,25

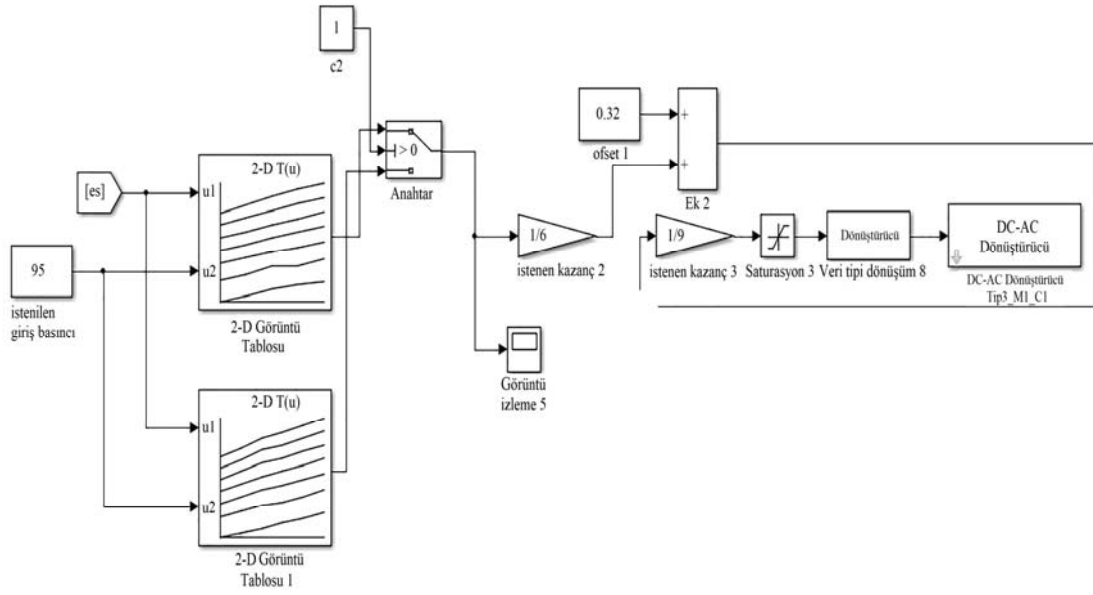
PFI enjektörleri aynı süre açık kalmasına rağmen, püskürtülen izooktan ve n-heptan miktarları farklı olacağı için yakıtların oktan sayısı ve miktarları hatalı olacaktır. Enjektörlerin izooktan ve n-heptan yakıtları için kalibre edilmesi bu hatalı ölçümlerin üstesinden gelmeye yeterli olacaktır. Hassasiyeti yüksek Coriolis kütleli debi ölçer kullanılarak çevrim başına püskürtülen yakıt miktarları izooktan ve n-heptan enjektörlerinin açık kalma sürelerinin artırılmasıyla belirlenmiştir. Bu ölçümler sonucunda elde edilen veriler kullanılarak selenoid kontrollü PFI enjektörlerinin püskürtme karakteristiği ile uyumlu olan püskürtme karakteristikleri elde edilmiştir. Simulink modelinde PFI enjektörlerinin kontrol

bloğuna gömülen izooktan ve n-heptan yakıtları için elde edilen eşitlikler sayesinde çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı ile oktan sayısının kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada manifold basıncının istenen seviyede sabit tutulabilmesi için bir süperşarj ünitesi kullanılmıştır. Süperşarj ünitesi değişken frekans sürücü kontrollü bir elektrik motorundan ve kademeli bir kompresörden meydana gelmektedir. Süperşarj ünitesi motordan güç almadığından manifold basıncının etkileri bağımsız bir şekilde değerlendirilebilmektedir. Elektrik motorunun devrinin kontrol edilebilmesi için MicroAutoBox tarafından 0-5 V aralığında gönderilen çıkış sinyali bir yükseltici ile 0-10 V aralığına yükseltilmiştir. Süperşarj ünitesinin istenilen manifold basıncını sağlayabilmesi için çalışması gereken frekans supap zamanlamasına ve motor hızına göre değişmektedir. Bu durumda manifold basıncının Simulink üzerinden kontrol edilebilmesi için farklı supap zamanlamalarına göre kalibrasyon haritalarına ihtiyaç duyulmaktadır. Şekil 2’de emme supabının maksimum ve minimum avans değerleri için farklı motor hızlarında elde edilen frekans değerleri görülmektedir. Bu haritalar Şekil 3’te görülen süperşarj Simulink modeline lookup table olarak girilmiştir. Simulink modelinin emme manifold basıncını 1-3 kPa hata payıyla kontrol edebildiği görülmüştür. Bu hata elektrik motorunun iç direncinden kaynaklanmaktadır.

Isı yayılım oranının belirlenebilmesi için termodinamiğin birinci yasasından faydalanılmıştır. Bu amaçla bir çevrim boyunca silindirdeki kütle ve gaz kaçakları göz ardı edilmiştir. 100 çevrimin ortalaması alınarak basınç değerleri belirlenmiştir. Isı yayılımı, gaz kaçakları ihmal edilerek kapalı çevrim kabulü ile Eş. 2 kullanılarak hesaplanmıştır [64, 67].



Şekil 2. Supap zamanlaması, motor hızı, manifold basıncına göre elektrik motorunun frekans değişim haritaları (Frequency change maps of electric motor according to valve timing, engine speed, manifold pressure)



Şekil 3. Süperşarj Simulink kontrol blokları (Supercharging Simulink control blocks)

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{n_c}{n_c - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{n_c - 1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_d}{d\theta} \quad (2)$$

Bu eşitlikte  $dQ / d\theta$  krank açısı değişimine karşılık ısı yayılımını gösterirken;  $P$  silindir içi basıncı,  $V$  silindir hacmini ve  $n_c$  politropik üssü ifade etmektedir. Yanma işleminde değişkenlik gösteren, sıkıştırma ve genişleme işlemlerinde sabit değerlere sahip olan politropik üs Eş. 3 kullanılarak hacme ve silindir içi basınçta meydana gelecek değişime bağlı olarak hesaplanmıştır [64, 67].

$$n_c = \frac{VdP}{PdV} \quad (3)$$

Eş. 2'de  $dQ_d / d\theta$  krank açısı değişimine karşılık silindir duvarından transfer edilen ısı miktarını göstermekte olup Eş. 4'te verilen Newton soğutma yasası ile hesaplanmıştır [64, 67].

$$\frac{dQ_d}{d\theta} = \frac{1}{6n} h_g A (T_g - T_d) \quad (4)$$

Son eşitlikte  $n$  motor hızını,  $h_g$  silindir içi ısı taşınım katsayısını,  $A$  ısı transferi olan yüzey alanını,  $T_g$  silindir içi gaz sıcaklığını ve  $T_d$  silindir duvar sıcaklığını ifade etmektedir. Çevrimsel farklılıklara bağlı olarak motor çalışırken yanma kararlılığı ve çalışma aralığı tekleme sınırı

belirlenmektedir. Aşağıdaki eşitlik kullanılarak çevrimsel farklılıklar hesaplanmaktadır.

$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{\bar{X}} \times 100 \quad (5)$$

Bu eşitlikte  $COV_{imep}$  indike ortalama efektif basınç varyans katsayısını,  $\sigma_{imep}$  standart sapmayı ve  $\bar{X}$  ortalama efektif basınçların ortalamasını ifade etmektedir [64, 67]. Burada  $\bar{X}$  ve  $\sigma_{imep}$  'in hesaplanması sırası ile Eş. 6 ve Eş. 7'de görülmektedir [64, 67].

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n_{\text{çevrim}}} \quad (6)$$

$$\sigma_{imep} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n_{\text{çevrim}}}} \quad (7)$$

Burada  $X_i$  her bir çevrim için İMEP değerini,  $n$  ise çevrim sayısını göstermektedir. Bununla birlikte silindire alınan yakıtın ne kadarının ısı enerjisine dönüştürüldüğünü ifade eden yanma verimi Eş. 8 ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{yanma} = \frac{\int_{\theta_{yb}}^{\theta_{ys}} \frac{dQ}{d\theta} d\theta}{m_{izo} Q_{izo} + m_{nhp} Q_{nhp}} \quad (8)$$

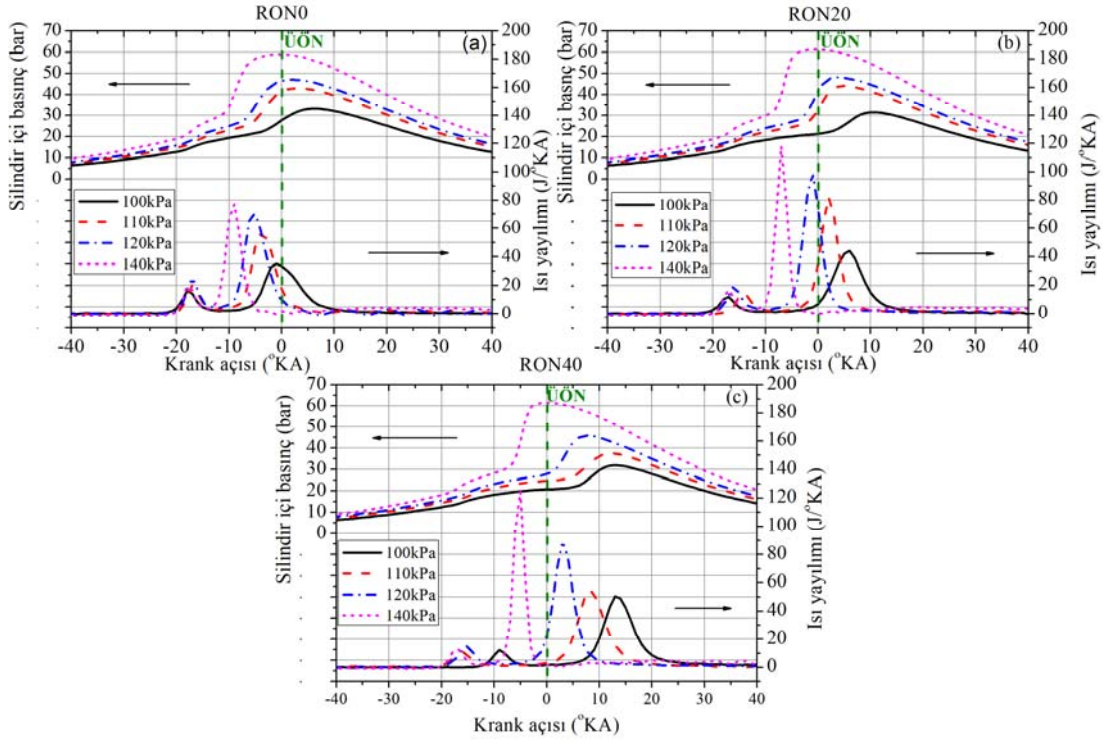
Son eşitlikte bulunan  $dQ/d\theta$  krank açısı değişimine bağlı ısı yayılımını,  $\theta_{yb}$  ve  $\theta_{ys}$  yanmanın başlama ve bitiş krank açılarını,  $m_{izo}$  ve  $m_{nhp}$  bir çevrim için silindire püskürtülen izooktan ve n-heptan kütlelerini,  $Q_{izo}$  ve  $Q_{nhp}$  ise izooktan ve n-heptan yakıtlarının alt ısıl değerlerini ifade etmektedir.

### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Şekil 4a, Şekil 4b ve Şekil 4c'de 100, 110, 120 ve 140 kPa emme manifoldu giriş basıncında, RON0, RON20 ve RON40 yakıtları kullanımında, 1000 dev/dk motor hızında, lambdanın 3.0 olduğu şartlarda silindir içi basınç ve ısı yayılımının krank açısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 4 incelendiğinde manifold basıncının artırılması silindir içi basınç artış göstermesine ve artan sıcaklığa bağlı olarak ısı yayılımının avansa alınmasına neden olmaktadır. Bunun nedeni manifold basıncının artırılması silindir içi reaksiyon hızını da artırmaktadır. Şekil 4a'da RON0 yakıtı kullanımında ve 100 kPa manifold basıncında maksimum silindir içi basınç üst ölü noktadan sonra (ÜÖNs) 6°KA'da 33,19 bar olarak kaydedilmiştir. Aynı çalışma şartlarında manifold basıncının 140 kPa'a çıkarılması maksimum silindir içi basıncın üst ölü noktadan önce (ÜÖNö) 1°KA'da 58,95 bar olarak elde edilmesine neden olmuştur. Şekil 4b'de RON20 yakıtı kullanımında, manifold

basıncının 100 kPa olduğu şartlarda maksimum silindir içi basınç ÜÖNs 11°KA'da 32,08 bar olarak kaydedilirken, manifold basıncının 140 kPa'a yükseltilmesi ile maksimum silindir içi basınç ÜÖNs 2°KA'da 61,3 bar olarak elde edilmiştir. Şekil 4c'de aynı deney şartları altında ve 100 kPa manifold basıncında RON40 yakıtı kullanımında maksimum silindir içi basınç ÜÖNs 13°KA'da 32 bar iken, manifold basıncının 140 kPa'a yükseltilmesi silindir içi basıncın ÜÖNs 4°KA'da 61,44 bar'a yükselmesini sağlamıştır. Bu durum yakıt kimyasının farklı manifold basınçlarında HCCI yanması üzerine kayda değer bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Oktan sayısı HCCI yanması için önemli bir parametredir. Oktan sayısındaki değişimi yanma başlangıcı ve yanma sürecini doğrudan etkilemektedir. Oktan sayısının artırılması yanmanın daha geç krank açılarındaki başlamasına neden olur. Aynı zamanda negatif sıcaklık katsayı bölgesinin daha geniş krank açılarındaki meydana gelmesini sağlar. Bu durum yanmanın gecikmeye alınarak maksimum silindir içi basıncın genişleme zamanına kaymasına neden olmaktadır [62-63]. Şekil 4a, Şekil 4b ve Şekil 4c beraber incelendiğinde oktan sayısının artırılması silindir içi pik basınç değerlerinin gecikmeye alınmasını sağlamıştır. Ancak manifold basıncının artırılması ile silindir içi reaksiyon hızı artış göstermiş ve aynı deney şartlarında HCCI yanma avansa alınmıştır. Yakıtların kimyasal özelliğinin ve manifold basıncının beraber değişimi, optimum HCCI yanma şartlarının sağlanmasına olanak tanımaktadır.

HCCI yanmasının fazla avansa alınması negatif işin artış göstermesine neden olmakta ve ısı yayılımını sınırlandırmaktadır. RON0 yakıtı kullanımında tüm manifold basınç değerlerinde ısı yayılımının ÜÖNö başlaması, maksimum ısı yayılımının düşük olmasına neden olmuştur. Oktan sayısının artırılması ile maksimum silindir içi basıncın ÜÖN'ya yakın bölgede elde edilmesi, ısı yayılımının da artış göstermesini sağlamıştır. Ayrıca manifold basıncının artırılması, silindir içi kimyasal reaksiyonları artırdığından ilave olarak ısı yayılım miktarı artış göstermektedir. RON0, RON20 ve RON40 yakıtları kullanımında, 100 kPa manifold giriş basıncında, maksimum ısı yayılımı sırası ile ÜÖNö 1°KA'da 35,16 J°KA, ÜÖNs 5°KA'da 42,28 J°KA ve ÜÖNs 13°KA'da 50,48 J°KA olarak gerçekleşmiştir. Şekil 4 a, Şekil 4b ve Şekil 4c beraber incelendiğinde emme manifoldu basıncının artması ile sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığı da artış gösterdiğinden düşük sıcaklık yanması daha erken bir krank açısında başlamış ve buna bağlı olarak da yüksek sıcaklık yanması avansa alınmıştır. Ayrıca emme manifoldu basıncının artması ile negatif sıcaklık katsayısı bölgesinin de giderek daha küçük bir krank açısında meydana geldiği görülmüştür. HCCI motorlarda düşük sıcaklık yanması, silindir içi gaz sıcaklığı 800 K civarına ulaştığında gerçekleşmektedir. Silindir içi gaz sıcaklığının 1050-1100 K aralığına ulaşması sonucunda da yüksek sıcaklık yanması aşaması meydana gelmektedir [64]. Emme manifoldu basıncının yüksek olması sıkıştırma zamanı sonu basıncı ve dolayısı ile sıcaklığını artırdığından, 800 K'e daha erken bir krank açısında ulaşılmaktadır. Bu durum aynı zamanda Şekil 5'te görülen yanma başlangıcının



**Şekil 4.** Krank açısına bağlı olarak silindir içi basınç ve ısı yayılımının değişimi  
(Variation of In-cylinder pressure and heat release depending on the crank angle)

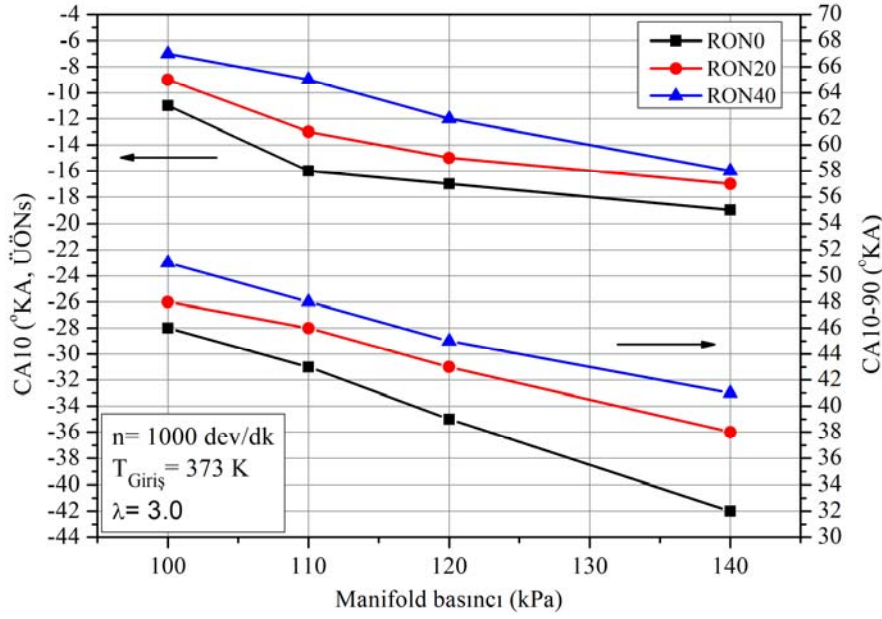
Şekil 5'te 1000 dev/dk motor hızında, lambdanın 3.0 olduğu şartlarda, manifold basıncı değişimine bağlı olarak RON0, RON20 ve RON40 yakıtları kullanımında yanma başlangıcı (CA10) ve yanma süresinin (CA10-90) değişimi görülmektedir. İçten yanmalı motorlarda kümülatif ısı yayılımının %10'unun açığa çıktığı krank açısı, yanmanın başladığı nokta olarak ifade edilmektedir. Kümülatif ısı yayılımının %90'ının gerçekleştiği nokta ise yanmanın sona erdiği (CA90) an olarak kabul edilmektedir ve CA10 ile CA90 arası krank açısı cinsinden yanma süresi olarak ifade edilmektedir [65]. Şekil 5 incelendiğinde manifold basıncının artırılması ile tüm deney yakıtlarında CA10'un daha erken krank açılarında gerçekleştiği görülmektedir. Yakıtın oktan sayısının artırılması tutuşma direncini de artırdığından kendi kendine başlayan HCCI yanmasının, tüm manifold basıncı değerlerinde bir miktar gecikmeye alındığı görülebilir. Oktan sayısının HCCI yanması üzerine direkt bir etkisi bulunmaktadır.

Şekil 5'te manifold basıncının yanma süresine etkisi incelendiğinde, silindir içerisinde karışımın reaksiyon enerjisini artırması nedeniyle manifold basıncının artırılması yanma süresini kısaltmaktadır. Ayrıca manifold basıncının artırılması volümetrik verimi artırmakta ve sıkıştırma zamanı sonu basınç ve sıcaklığın daha yüksek olmasını sağlamaktadır. Bu durum HCCI yanmasının daha kısa sürede gerçekleşmesine neden olmaktadır. Şekil 5'te görüldüğü gibi emme manifoldu giriş basıncının artırılması RON0, RON20 ve RON40 için hem yanma başlangıcının öne gelmesine hem de yanma süresinin kısaltılmasına sebep olmuştur. Aynı giriş basıncında farklı oktan sayılarına sahip yakıtlar

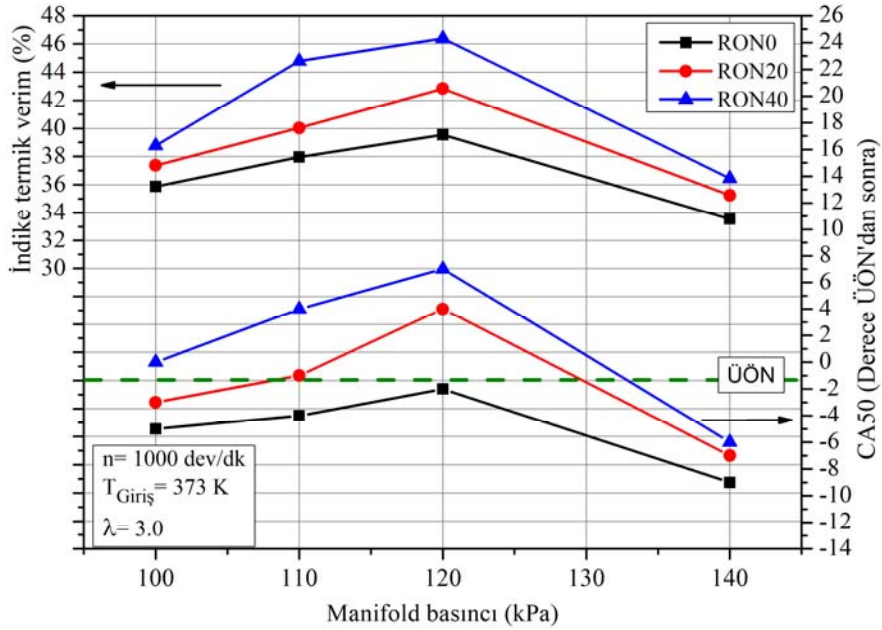
kıyaslandığında oktan sayısı sıfır olan RON0 yakıtı ile yanmanın RON20 ve RON40 yakıtına göre hem daha erken krank açılarında başladığı hem de yanma reaksiyonunun daha hızlı gerçekleşerek yanma süresinin kısaldığı görülmektedir. Bu sonuçlar, Halis ve arkadaşlarının 2018 yılında oktan sayısının HCCI yanması üzerindeki etkilerini inceledikleri çalışma sonuçları ile benzerlik göstermektedir [66]. Oktan sayısı azaldıkça yakıtın reaktivitesi artmakta ve buna bağlı olarak tutuşma sıcaklığı azalmaktadır. Dolayısıyla yanma başlangıcı daha erken meydana gelmektedir.

İçten yanmalı motorlarda kümülatif ısı yayılımının %50'sinin gerçekleştiği krank açısı CA50 olarak ifade edilmektedir ve krank açısı cinsinden yeri indike termik verimi doğrudan etkilemektedir [65]. Şekil 6'da 1000 dev/dk motor hızında ve lambdanın 3.0 olduğu şartlarda CA50 ve indike termik verimin manifold basıncına bağlı değişimi görülmektedir. En yüksek indike termik verim CA50'nin 7-11°KA ÜÖNs gerçekleşmesi ile elde edilmektedir [67-68]. Bu çalışmada en yüksek indike termik verim manifold basıncının 120 kPa olduğu şartlarda RON40 yakıtı ile %46,38 olarak elde edilmiştir. Bu şartlar altında CA50, 7°KA ÜÖNs gerçekleşmiştir. Aynı şartlar altında RON0 yakıtı kullanımında CA50'nin ÜÖN'dan oldukça önce gerçekleşmesi, indike termik verimin azalmasına neden olmuştur. İzooktan ve n-heptan yakıtlarının alt ısıl değerleri birbirine çok yakındır. Dolayısıyla termik verimdeki farklılık yakıtın alt ısıl değerine bağlı olmamakla birlikte yanma fazıyla doğrudan ilişkilidir. Yakıtın oktan sayısı azaldıkça yanma başlangıcı ve yanma fazı öne kaymaktadır. Motorun





Şekil 5. Yanma başlangıcı ve yanma süresinin değişimi (Start of combustion and variation of combustion duration)

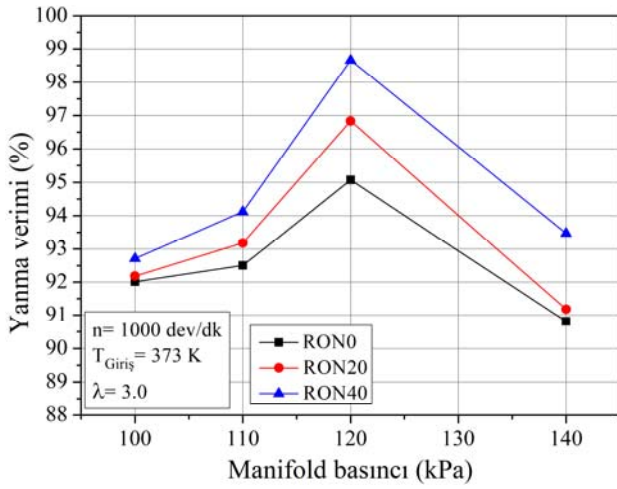


Şekil 6. CA50 ve indike termik verimin değişimi (CA50 and variation of indicated thermal efficiency)

sıkıştırma oranının artırılması, giriş havası sıcaklığının ve basıncının artırılması da benzer bir etki yaratmaktadır [50, 52, 64, 66, 69-70]. CA50'nin ÜÖN'dan önce oluşması, silindir içerisinde açığa çıkan ısı enerjisinin ve yüksek basıncın pistonun ters yönünde bir kuvvet oluşturmasına sebep olmaktadır. Bu durum piston tarafından yapılacak olan net işi azaltır. Bu durum ise indike termik verimi azaltmaktadır. Manifold basıncının artırılması, silindir içi gazların basınç ve sıcaklığını artırmakta bu nedenle CA50'nin avansa alınmasına neden olmaktadır. Bu durum özellikle 140 kPa manifold basıncında tüm deney yakıtlarının kullanımında CA50'nin ÜÖN'dan önce gerçekleşmesine neden olmaktadır.

neden olmakta ve indike termik verim azalmaktadır. Şekil 7'de yanma veriminin manifold basıncına bağlı değişimi görülmektedir. Yanma verimi silindir içerisindeki gazların sıcaklığından doğrudan etkilenmektedir. Manifold basıncının artırılması ile sıkıştırma zamanı sonunda silindir içi gazların basınç ve sıcaklığı artış göstermektedir. Bu çalışmada en ideal yanma 120 kPa emme manifoldu basıncında gerçekleşmektedir. Manifold basıncının 140 kPa'a çıkarılması ile yanmanın büyük bölümü ÜÖN'dan önce gerçekleşmekte ve bu durum vuruntuya sebebiyet vermektedir. Bu durum yanma veriminin kötü yönde etkilenmesine neden olmaktadır. Ayrıca giriş basıncının 140

kPa olduğu şartlarda CA50 ÜÖN'dan öncesine kadar avansa alınmıştır. Bu durum piston üzerine etki eden negatif işi artırmış, termik verimi azaltmış ve motor performansını kötü yönde etkilemiştir. En yüksek yanma verimi manifold basıncının 120 kPa olduğu şartlarda RON40 yakıtı ile %98,65 olarak elde edilmiştir. Aynı şartlarda RON0 ve RON20 yakıtı kullanımında yanma verimi sırası ile %95,07 ve %96,83 olarak kaydedilmiştir. Manifold basıncının 140 kPa'a yükseltilmesi yanmanın büyük bir kısmının ÜÖNö gerçekleşmesine neden olmakta ve piston üzerine etki eden negatif kuvvetleri artırdığı gibi yanmanın kötüleşmesine neden olmaktadır. Bu şartlar altında RON0, RON20 ve RON40 yakıtı kullanımında sırası ile yanma verimi %90,81, %91,18 ve %93,47 olarak kaydedilmiştir.

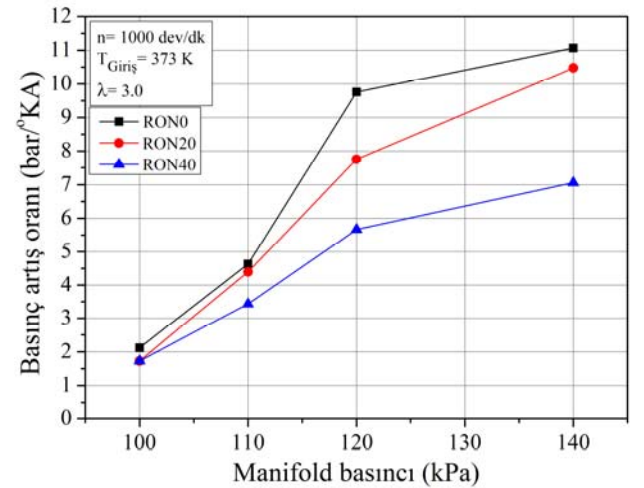


**Şekil 7.** Yanma veriminin değişimi  
(Variation of combustion efficiency)

Şekil 8'de basınç artış oranının manifold basıncına bağlı değişimi görülmektedir. Basınç artış oranı, krank açısına bağlı olarak piston üzerine etki eden basıncı göstermektedir. İçten yanmalı motorlarda basınç artış oranının 10 bar/°KA'nın üzerinde olması vuruntulu çalışmayı ifade etmektedir [64, 67]. Manifold basıncının artırılması ile tüm deney yakıtları kullanımında basınç artış oranının artış gösterdiği Şekil 8'de görülmektedir. Manifold basıncının artırılması silindir içi reaksiyon hızının artmasına neden olur. Bu durum, yanma odasında farklı noktalardan aynı anda oksidasyon reaksiyonlarının başlamasına neden olur. Böylece silindir içi basınç çok küçük krank açısı aralıklarında hızlı bir şekilde artış göstermektedir. Hızlı gerçekleşen hızlı yayılımı vuruntuya neden olur. En yüksek basınç artış oranı 140 kPa manifold basıncında RON0 yakıtı kullanımında 11,07 olarak gerçekleşmiştir. Aynı şartlar altında yakıtın oktan sayısının artırılması vuruntu direncini artırmaktadır. Ayrıca yakıtın oktan sayısının artırılması yanmayı yavaşlatır ve kontrollü bir ısı yayılımı gerçekleşir. RON40 yakıtı kullanımı, tüm manifold basınçlarında vuruntu sınırının altında bir çalışma sağladığı görülmektedir.

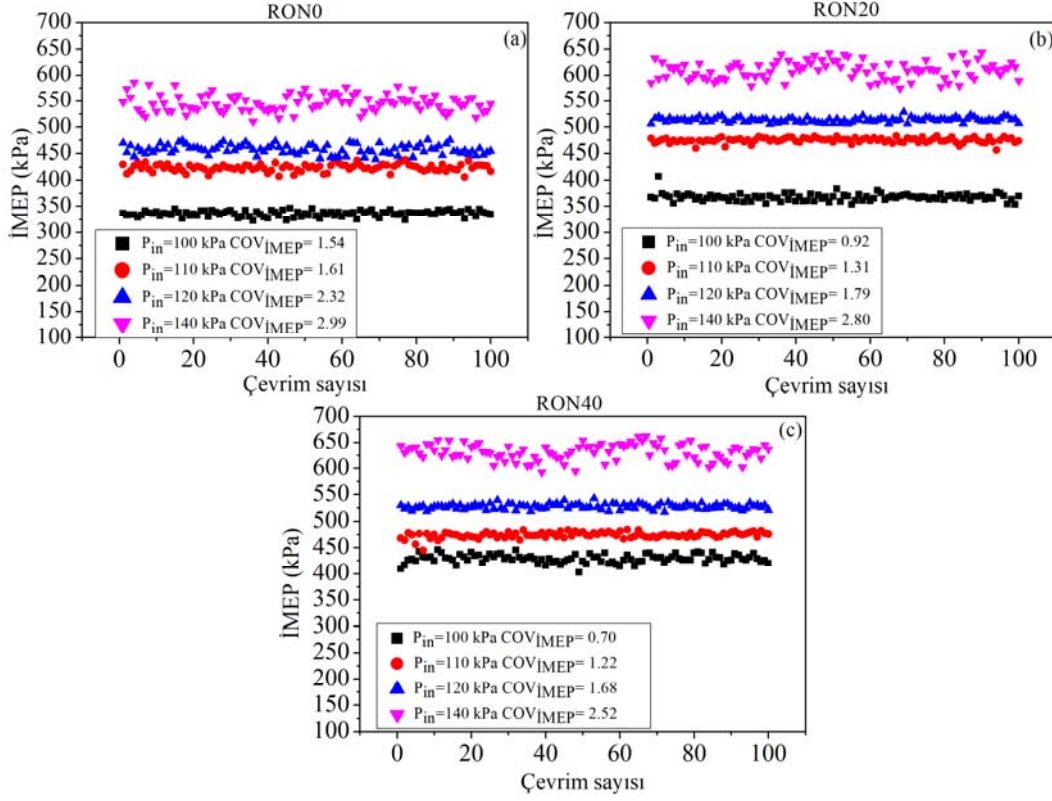
Şekil 9a, Şekil 9b ve Şekil 9c'de ardışık 100 çevrime ait farklı manifold basınçlarında RON0, RON20 ve RON40 yakıtlarının İMEP değişimleri görülmektedir. HCCI

motorlarda yanmanın kararlı olup olmadığı en önemli göstergesi indike ortalama efektif basınç varyans katsayısıdır ( $COV_{IMEP}$ ). HCCI motorlarda  $COV_{IMEP}$ 'in yüksek olması her çevrimde farklı yanma elde edildiğini göstermekte ve motorun kararsız çalışmasına neden olmaktadır. Bu nedenle özellikle HC ve CO emisyonları artış gösterir. Ayrıca çevrimsel farklılıklar termik verimi olumsuz yönde etkilerken motorun önemli ölçüde gürültülü çalışmasına neden olur. Çevrimsel farklılıkların oluşumu; karışımın bileşenlerine, silindir içi gaz sıcaklığına ve hava/yakıt karışımının oluşum sürecine bağlıdır. Ayrıca birden fazla silindirli motorlarda, emme manifoldu ve supap sisteminin geometrik şekillerinden kaynaklı silindirler arasında hava/yakıt karışımının eşit bir şekilde dağıtılamaması silindirler arası çevrimsel farklılığa neden olabilmektedir. Araştırmacılar,  $COV_{IMEP}$ 'in %3,5'in altında olması durumunda tekleme riskinin çok düşük olduğunu belirtmişlerdir [64,67]. Şekil 6'da tüm deney yakıtları kullanımında farklı manifold basınçlarında  $COV_{IMEP}$  değişimleri görülmektedir. Manifold basıncının artırılması tüm yakıtlarda çevrimsel farklılıkların artış göstermesine neden olmaktadır. En yüksek çevrimsel farklılık RON0 yakıtı kullanımında 140 kPa manifold basıncında 2,99 olarak gerçekleşmiştir. Aynı şartlar altında RON20 yakıtı kullanımında çevrimsel farklılıklar 2,8 iken, RON40 yakıtı kullanımında 2,52 olarak gerçekleşmiştir. Manifold basıncının artırılması CA50'nin avansa alınmasına neden olmaktadır. CA50'nin ÜÖN'dan önce gerçekleşmesi vuruntuyu artırır. Vuruntulu çalışma ise çevrimler arasındaki farklılığın en önemli göstergelerindedir. En düşük  $COV_{IMEP}$  değerleri 100 kPa manifold basıncında gerçekleşmiştir. Bu şartlar altında  $COV_{IMEP}$ ; RON0, RON20 ve RON40 yakıtları kullanımında sırası ile 1,54, 0,92 ve 0,70 olarak kaydedilmiştir.



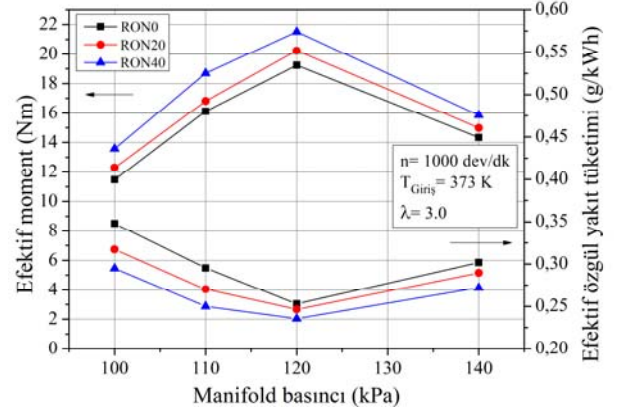
**Şekil 8.** Basınç artış oranının değişimi  
(Variation of pressure rise rate)

Şekil 10'da efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketiminin farklı manifold basınçlarında değişimi görülmektedir. Manifold basıncının 120 kPa olduğu şartlarda RON0 yakıtı kullanımında efektif moment 19,24 Nm'dir. Manifold basıncının en düşük olduğu 100 kPa şartlarında ise

Şekil 9.  $COV_{IMEP}$ 'in değişimi (Variation of  $COV_{IMEP}$ )

aynı yakıt kullanımı ile efektif moment 11,47 Nm olarak kaydedilmiştir. Manifold basıncının artırılması volümetrik verimi artırır. Ancak yanmanın büyük bir kısmının ÜÖN'dan önce gerçekleşmesi efektif momentin azalmasına neden olur. RON40 yakıtı kullanımında RON0'a göre yanmaya karşı daha dirençli bir yakıt olması yanma sürecinin kontrol edilebilmesinin sağlamakta ve tüm manifold basınç değerlerinde en yüksek efektif momentin elde edilmesine neden olmaktadır. Özellikle manifold basıncının 120 kPa olduğu şartlarda maksimum silindir içi basıncın ÜÖN'dan hemen sonra gerçekleşmesi, termik verimin ve efektif momentin yüksek olmasını sağlamaktadır. Manifold basıncının 140 kPa'a artırılması RON40 yakıtı kullanımında da yanmanın ÜÖNö gerçekleşmesine neden olduğundan ısı kayıpları artış göstermekte ve efektif moment azalma eğilimine girmektedir. Negatif işin artış gösterdiği şartlarda bu durumdan efektif moment de olumsuz yönde etkilenmektedir. Şekil 10'da efektif özgül yakıt tüketimi eğrileri incelendiğinde, en yüksek termik verimin elde edildiği şartlarda efektif özgül yakıt tüketiminin düşük, termik verimin kötüleştiği şartlarda ise efektif özgül yakıt tüketiminin de eşzamanlı olarak kötüleştiği görülmektedir. Emme manifold basıncının 120 kPa olduğu şartlarda efektif özgül yakıt tüketimi RON0, RON20 ve RON40 yakıtları kullanımında sırası ile 0,25, 0,24 ve 0,23 g/kWh iken manifold basıncının 100 kPa olduğu şartlarda efektif özgül yakıt tüketimi sırası ile 0,34, 0,32 ve 0,29 g/kWh olarak gerçekleşmiştir. Yanmanın büyük bir kısmının ÜÖNö gerçekleşmesi negatif işi artırırken termik verimi, efektif

momenti ve aynı zamanda efektif özgül yakıt tüketimini de eş zamanlı olarak kötüleştirmektedir.



Şekil 10. Efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketimi değişimi (Variation of effective moment and effective specific fuel consumption)

#### 4. SİMGELER (SYMBOLS)

- $A$  : Isı transferi yüzey alanı [ $m^2$ ]
- $\lambda$  : Lambda
- $\sigma_{imep}$  : Standart sapma
- $COV_{imep}$  : İndike ortalama efektif basınçlardaki varyans katsayısı

$dQ$	: Isı yayılımı
$d\theta$	: Krank açısı değişimi
$h_g$	: Isı taşınım katsayısı [ $W/m^2K$ ]
$\eta_{yanma}$	: Yanma verimi
$n$	: Motor hızı [rpm]
$n_c$	: Politropik üs
$m_{izo}$	: Bir çevrimde silindire püskürtülen izooktan kütlesi [kg]
$m_{nhep}$	: Bir çevrimde silindire püskürtülen n-heptan kütlesi [kg]
$P$	: Silindir basıncı [bar]
$Q_{izo}$	: İzooktan alt ısıl değeri [kJ/kg]
$Q_{nhep}$	: n-heptan alt ısıl değeri [kJ/kg]
$\theta_{yb}$	: Yanmanın başladığı krank açısı
$\theta_{ys}$	: Yanmanın bittiği krank açısı
$T_g$	: Silindir içi gaz sıcaklığı [K]
$T_d$	: Silindir duvar sıcaklığı [K]
$V$	: Silindir hacmi [ $m^3$ ]
$\dot{V}_{izo}$	: İzooktan hacimsel debi [ $m^3/s$ ]
$\dot{V}_{nhep}$	: İzooktan hacimsel debi [ $m^3/s$ ]
$\bar{X}$	: Ort. efektif basınçların ortalaması [bar]

#### 4.1. Kısaltmalar (Abbreviations)

$COV$	: Varyans katsayısı
$HCCI$	: Homojen dolgu sıkıştırma ile ateşleme
$IMEP$	: İndike ortalama efektif basınç [bar]
$^\circ KA$	: Krank açısı derecesi
$CA10$	: Yanmanın başladığı krank açısı
$CA50$	: Kümülatif ısı yayılımının %50'sinin gerçekleştiği krank açısı
$CA90$	: Yanmanın bittiği krank açısı
$CA10-90$	: Yanma süresi
$LTC$	: Düşük sıcaklıkta yanma
$RON$	: Araştırma oktan sayısı
$\ddot{U}ÖN\ddot{o}$	: Üst ölü noktadan önce
$\ddot{U}ÖNs$	: Üst ölü noktadan sonra

#### 5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada dört silindirli, dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu SI motordan dönüşümü gerçekleştirilmiş bir HCCI motorun, farklı emme havası giriş basınçlarında motor performans ve yanma karakteristiklerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Emme havası giriş sıcaklığı çalışma boyunca 373 K'de sabit tutulmuştur. Motor devri 1000 dev/dk ve lambda 3.0 olarak belirlenmiştir. Deney yakıtı olarak RON0, RON20 ve RON40 kullanılmıştır. Manifold basıncı 100, 110, 120 ve 140 kPa olarak değiştirilmiştir. Oktan sayısı ve manifold basıncının eş zamanlı olarak değiştirilerek optimum HCCI çalışma şartları belirlenmeye çalışılmıştır. Manifold basıncının artırılması maksimum silindir içi basıncın ve ısı yayılımının artmasını sağlamakta ancak yanmanın avansa alınmasını neden olmaktadır.

Manifold basıncının artırılması volümetrik verimi de artırmaktadır. Bu nedenle maksimum ısı yayılımı ve silindir içi basınç artış göstermektedir. Oktan sayısının artırılması ise yanmayı gecikmeye almakta ve yanmayı yavaşlatmaktadır. Manifold basıncının artırılması silindir içi kimyasal reaksiyon hızını da artırdığı için yanma daha erken krank açılarında başlamaktadır. Bu nedenle manifold basıncının 140 kPa'a artırılması ile piston ÜÖN'ya ulaşmadan önce CA50'nin meydana gelmesi, piston üzerine uygulanan negatif işin artmasını sağlamakta ve indike termik verim azalmaktadır. En yüksek indike termik verim 120 kPa manifold basıncında RON40 yakıtı ile %46,38 olarak elde edilmiştir. Manifold basıncının fazla miktarda artırılması ile yanmanın büyük bölümünün ÜÖNö gerçekleşmesi yanma verimini olumsuz yönde etkilemiştir. Aynı zamanda RON0 ve RON20 yakıtı kullanımında manifold basıncının 140 kPa'a artırılması ile basınç artış oranı çok yükselmiş ve vuruntu meydana gelmiştir. Bu şartlar altında yakıtın oktan sayısının artırılması yanmanın daha yavaş ve kontrollü olmasını sağlamıştır. Sonuç olarak bu çalışmada manifold basıncının 120 kPa olduğu şartlarda, düşük sıkıştırma oranına sahip HCCI motorunda, ideal yanma şartları sağlanmıştır. Ancak bu manifold basıncının altında ve üstündeki manifold basınçlarında yanmanın ÜÖNö veya ÜÖN'dan çok sonra gerçekleşmesi, motor performansının kötüleşmesine neden olmuştur.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Calam T.T., Electrochemical oxidative determination and electrochemical behavior of 4-nitrophenol based on an an electrode modified with electro-polymerized 3, 5-diamino-1, 2, 4-triazole film, *Electroanalysis*, 1 (32), 149-158, 2020.
2. Holdren J.P., Population and the energy problem, *Population and Environment*, 12 (3), 231-255, 1991.
3. Calam T.T., Investigation of the electrochemical behavior of phenol using 1H-1, 2, 4-triazole-3-thiol modified gold electrode and its voltammetric determination, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (2), 835-844, 2020.
4. Midilli A., Dincer I., Ay M., Green energy strategies for sustainable development, *Energy Policy*, 34 (18), 3623-3633, 2006.
5. Calam T.T., Analytical application of the poly (1H-1, 2, 4-triazole-3-thiol) modified gold electrode for high-sensitive voltammetric determination of catechol in tap and lake water samples, *International Journal of Environmental Analytical Chemistry*, 99 (13), 1298-1312, 2019.
6. Pouloupoulos S.G., Samaras D.P., Philippopoulos C.J., Regulated and unregulated emissions from an internal combustion engine operating on ethanol-containing fuels, *Atmospheric environment*, 35 (26), 4399-4406, 2001.
7. Yilmaz E., Solmaz H., Polat S., Altin M., Effect of the three-phase diesel emulsion fuels on engine performance and exhaust emissions, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28 (1), 127-134, 2013.

8. Polat S., Uyumaz A., Solmaz H., Yilmaz E., Topgul T. and Yucesu H.S., A numerical study on the effects of EGR and spark timing to combustion characteristics and NO<sub>x</sub> emission of a GDI engine, *International Journal of Green Energy*, 13 (1), 63-67, 2016.
9. Ardebili S.M.S., Solmaz H., Mostafaei M., Optimization of fusel oil–gasoline blend ratio to enhance the performance and reduce emissions, *Applied Thermal Engineering*, 148, 1334-1345, 2019.
10. Celik M., Yucesu H.S. and Guru M., Investigation of the effects of organic based manganese addition to biodiesel on combustion and exhaust emissions, *Fuel Processing Technology*, 152, 83-92, 2016.
11. Kocakulak T., Solmaz H., Control of pre and post transmission parallel hybrid vehicles with fuzzy logic method and comparison with other power systems, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (4), 2269-2286, 2020.
12. Kocakulak T., Solmaz H., Modelling of a serial hybrid vehicle with HCCI range extender engine, *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology*, 8 (2), 279-292, 2020.
13. Calam A., İçingür Y., The effects of air fuel ratio and octane number on HCCI combustion and engine performance characteristics, *Journal of Polytechnic*, 22 (3), 607-618, 2019.
14. Pour A.H., Ardebili S.M.S., Sheikhdavoodi M.J., Multi-objective optimization of diesel engine performance and emissions fueled with diesel-biodiesel-fusel oil blends using response surface method, *Environmental Science and Pollution Research*, 25 (35), 35429-35439, 2018.
15. Sedef K., Aylanşık G., Babagiray M., Kocakulak, T., Biodiesel production from waste sunflower oil and engine performance tests, *International Journal of Automotive Science and Technology*, 4 (4), 206-212, 2020.
16. Jin C., Tang J., Ghosh P., Optimizing electric vehicle charging: A customer's perspective, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 62 (7), 2919-2927, 2013.
17. Gultekin E., Yahsi M., Investigation of lattice structures for the battery pack protection. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 5 (4), 331-338, 2021.
18. Yaz M., Cetin E., Built-in isolated level 1 unidirectional battery charger design aspects for a small-scale electric vehicle, *International Journal of Automotive Science and Technology*, 5 (4), 345-350, 2021.
19. Ors İ., Sayın B., Ciniviz M., An experimental study on the comparison of the methanol addition into gasoline with the addition of ethanol, *International Journal of Automotive Science and Technology*, 4 (2), 59-69, 2020.
20. İcingur Y., Calam A., The effects of the blends of fusel oil and gasoline on performance and emissions in a spark ignition engine, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 27 (1), 143-149, 2012.
21. Keskin A., The effect of cottonseed oil methyl ester-eurodiesel fuel blends on the combustion, performance and emission characteristics of a direct injection diesel engine, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34 (2), 915-928, 2019.
22. Kaya T., Kutlar O., Taskiran O., The effects of biodiesel obtained from canola on performance, emissions and combustion characteristics under NEDC and cruise speeds, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (3), 1437-1454, 2020.
23. Sezer I., Effect of nano materials additives on fuel properties and combustion characteristics, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34 (1), 115-136, 2019.
24. Uyumaz A., Aydogan B., Calam A., Aksoy F., Yilmaz E., The effects of diisopropyl ether on combustion, performance, emissions and operating range in a HCCI engine, *Fuel*, 265, 116919, 2020.
25. Calam A., Aydogan B., Halis S., The comparison of combustion, engine performance and emission characteristics of ethanol, methanol, fusel oil, butanol, isopropanol and naphtha with n-heptane blends on HCCI engine, *Fuel*, 266, 117071, 2020.
26. Aydogan B., Calam A., Combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fuelled with n-butanol/n-heptane blends, *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 9 (1), 1-10, 2020.
27. Calam A., Effects of the fusel oil usage in HCCI engine on combustion, performance and emission, *Fuel*, 262, 116503, 2020.
28. Bendu H., Murugan S., Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: Mixture preparation and control strategies in diesel engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 732-746, 2014.
29. Tanaka S., Ayala F., Keck J.C., Heywood J.B., Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives, *Combustion and Flame*, 132(1-2), 219-239, 2003.
30. Aceves S.M., Flowers D.L., Martinez-Frias J., Smith J. R., Westbrook C.K., Pitz W.J., Dibble R., Wright J.F., Akinyemi W.C., Hessel R.P., A sequential fluid-mechanic chemical-kinetic model of propane HCCI combustion, *SAE Transactions*, 1019-1029, 2001.
31. Epping K., Aceves S., Bechtold R., Dec J.E., The potential of HCCI combustion for high efficiency and low emissions, *SAE Technical Paper*, 2002-01-1923, 2002.
32. Dec J.E., Sjöberg, M., A parametric study of HCCI combustion-the sources of emissions at low loads and the effects of GDI fuel injection, *SAE Transactions*, 1119-1141, 2003.
33. Amano T., Morimoto S., Kawabata Y., Modeling of the effect of air/fuel ratio and temperature distribution on HCCI engines, *SAE Technical Paper*, 2001-01-1024, 2001.
34. Peng Z., Zhao H., Ladommatos N., Effects of air/fuel ratios and EGR rates on HCCI combustion of n-heptane, a diesel type fuel, *SAE Technical Paper*, 2003-01-0747, 2003.

35. Bedoya I.D., Saxena S., Cadavid F.J., Dibble R.W., Wissink M., Experimental study of biogas combustion in an HCCI engine for power generation with high indicated efficiency and ultra-low NO<sub>x</sub> emissions, *Energy Conversion and Management*, 53 (1), 154-162, 2012.
36. Sun Y., Reitz R.D., Modeling diesel engine NO<sub>x</sub> and soot reduction with optimized two-stage combustion, *SAE Technical Paper*, 2006-01-0027, 2006.
37. Jia M., Peng Z.J., Xie M.Z., Numerical investigation of soot reduction potentials with diesel homogeneous charge compression ignition combustion by an improved phenomenological soot model, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223 (3), 395-412, 2009.
38. Yilmaz E., A comparative study on the usage of RON68 and naphtha in an HCCI Engine, *International Journal of Automotive Science and Technology*, 4 (2), 90-97, 2020.
39. Aydogan B., An experimental examination of the effects of n-hexane and n-heptane fuel blends on combustion, performance and emissions characteristics in a HCCI engine, *Energy*, 192, 116600, 2020.
40. Rather M., Wani M., A numerical study on the effects of exhaust gas recirculation temperature on controlling combustion and emissions of a diesel engine running on HCCI combustion mode, *International Journal of Automotive Science and Technology*, 2 (3), 17-27, 2018.
41. Dubreuil A., Foucher F., Mounai C., Dayma G., Dagaut P., HCCI combustion: Effect of NO in EGR, *Proceedings of the Combustion Institute*, 31 (2), 2879-2886, 2007.
42. Polat S., Solmaz H., Yilmaz E., Calam A., Uyumaz A., Yucesu H.S., Mapping of an HCCI engine using negative valve overlap strategy, *Energy Sources Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 42 (9), 1140-1154, 2020.
43. Urushihara T., Hiraya K., Kakuhou A., Itoh T., Expansion of HCCI operating region by the combination of direct fuel injection, negative valve overlap and internal fuel reformation, *SAE Transactions*, 1092-1100, 2003.
44. Koopmans L., Strömberg E., Denbratt I., The influence of PRF and commercial fuels with high octane number on the auto-ignition timing of an engine operated in HCCI combustion mode with negative valve overlap, *SAE Transactions*, 1275-1283, 2004.
45. Celebi S., Hasimoglu C., Uyumaz A., Halis S., Calam A., Solmaz H., Yilmaz E. Operating range, combustion, performance and emissions of an HCCI engine fueled with naphtha, *Fuel*, 283, 118828, 2021.
46. Cinar C., Uyumaz A., Solmaz H., Sahin F., Polat S., Yilmaz E., Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fueled with the blends of 20% n-heptane and 80% isoctane fuels, *Fuel Processing Technology*, 130, 275-281, 2015.
47. Maurya R.K., Agarwal A.K., Experimental investigation of the effect of the intake air temperature and mixture quality on the combustion of a methanol and gasoline-fuelled homogeneous charge compression ignition engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223 (11), 1445-1458, 2009.
48. Ardebili S.M.S., Calam A., Yilmaz E., Solmaz, H., A comparative analysis of the engine performance and exhaust emissions characteristics of a diesel engine fueled with mono ethylene glycol supported emulsion, *Fuel*, 288, 119723, 2021.
49. Solmaz H., A comparative study on the usage of fusel oil and reference fuels in an HCCI engine at different compression ratios, *Fuel*, 273, 117775, 2020.
50. Calam A., Solmaz H., Yilmaz E., Icingur Y. Investigation of effect of compression ratio on combustion and exhaust emissions in a HCCI engine, *Energy*, 168, 1208-1216, 2019.
51. Calam A., Study on the combustion characteristics of acetone/n-heptane blend and RON50 reference fuels in an HCCI engine at different compression ratios, *Fuel*, 271, 117646, 2020.
52. Polat S., Solmaz H., Uyumaz A., Calam A., Yilmaz, E., Yucesu H.S., An Experimental research on the effects of negative valve overlap on performance and operating range in a homogeneous charge compression ignition engine with RON40 and RON60 fuels, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 142 (5), 051007, 2020.
53. Cinar C., Uyumaz A., Solmaz H., Topgul T., Effects of valve lift on the combustion and emissions of a HCCI gasoline engine, *Energy Conversion and Management*, 94, 159-168, 2015.
54. Olsson J.O., Tunestål P., Johansson B., Boosting for high load HCCI, *SAE Transactions*, 579-588, 2004.
55. Dec J. E., Yang Y., Boosted HCCI for high power without engine knock and with ultra-low NO<sub>x</sub> emissions-using conventional gasoline, *SAE International Journal of Engines*, 3(1), 750-767, 2010.
56. Sjoberg M., Dec J.E., Ethanol autoignition characteristics and HCCI performance for wide ranges of engine speed, load and boost, *SAE International Journal of Engines*, 3 (1), 84-106, 2010.
57. Silke E.J., Pitz W.J., Westbrook C.K., Sjöberg M., Dec J.E., Understanding the chemical effects of increased boost pressure under HCCI conditions, *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 1 (1), 12-25, 2009.
58. Dec J.E., Yang Y., Dronniou N., Improving efficiency and using E10 for higher loads in boosted HCCI engines, *SAE International Journal of Engines*, 5 (3), 1009-1032, 2012.
59. Koopmans L., Strömberg E., Denbratt I., The influence of PRF and commercial fuels with high octane number on the auto-ignition timing of an engine operated in HCCI combustion mode with negative valve overlap, *SAE Transactions*, 1275-1283, 2004.

60. Ardebili S.M.S., Solmaz H., Calam A., Ipci D., Modelling of performance, emission, and combustion of an HCCI engine fueled with fusel oil-diethylether fuel blends as a renewable fuel, *Fuel*, 290, 120017, 2021.
61. Arora J. K., Design of real-time combustion feedback system and experimental study of an RCCI engine for control, PhD diss., Michigan Technological University, 2016.
62. Yao M., Zheng Z., Zhang B., Chen Z., The effect of PRF fuel octane number on HCCI operation, SAE Technical Paper, 2004-01-2992, 2004.
63. He B.Q., Liu M.B., Yuan J., Zhao H., Combustion and emission characteristics of a HCCI engine fuelled with n-butanol-gasoline blends, *Fuel*, 108, 668-674, 2013.
64. Zhao H., HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry, Elsevier, 2007.
65. Noguchi M., Tanaka Y., Tanaka T., Takeuchi Y., A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion, *SAE Transactions*, 2816-2828, 1979.
66. Halis S., Nacak C., Solmaz H., Yilmaz E., Yucesu H.S., Investigation of the effects of octane number on combustion characteristics and engine performance in a HCCI engine, *Journal of Thermal Science and Technology*, 38 (2), 99-110, 2018.
67. Heywood J.B., *Combustion Engine Fundamentals*. 1st Edition, Estados Unidos, 1988.
68. Tsurushima T., A new skeletal PRF kinetic model for HCCI combustion, *Proceedings of the Combustion Institute*, 32 (2), 2835-2841, 2009.
69. Polat S., Solmaz H., Calam A., Yilmaz E., Estimation of the  $COV_{IMEP}$  variation in a HCCI engine, *Journal of Polytechnic*, 23 (3), 721-727, 2020.
70. Solmaz H., Ipci D., Control of combustion phase with direct injection timing for different inlet temperatures in an RCCI engine, *Journal of Thermal Science and Technology*, 40 (2), 267-279, 2020.

