



POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



Hava fazlalık katsayısı ve oktan sayısı değişiminin HCCL yanma karakteristiklerine ve motor performansına etkileri

The effects of air fuel ratio and octane number on HCCL combustion and engine performance characteristics

Yazar(lar) (Author(s)): Alper CALAM¹, Yakup İÇİNGÜR²

ORCID¹: 0000-0003-4125-2127

ORCID²: 0000-0001-8055-7295

Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article): Calam A. ve İçingür Y. “Hava fazlalık katsayısı ve oktan sayısı değişiminin HCCL yanma karakteristiklerine ve motor performansına etkileri”, *Politeknik Dergisi*, 22(3): 607-618, (2019).

Erişim linki (To link to this article): <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

DOI: 10.2339/politeknik.444377

Hava Fazlalık Katsayısı ve Oktan Sayısı Değişiminin HCCI Yanma Karakteristiklerine ve Motor Performansına Etkileri

Araştırma Makalesi / Research Article

Alper CALAM^{1*}, Yakup İÇİNGÜR²

¹Gazi Üniversitesi, TUSAŞ Kazan Meslek Yüksekokulu, Otomotiv Teknolojisi Programı, Ankara, Türkiye

²Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Ankara, Türkiye

(Geliş/Received : 14.03.2018 ; Kabul/Accepted : 05.06.2018)

ÖZ

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlar yüksek termik verimleri ve düşük egzoz emisyonları nedeniyle mevcut içten yanmalı motorlara alternatif bir yanma modelidir. Bu çalışmada, port tipi enjeksiyonlu, tek silindri bir HCCI motorda hava fazlalık katsayısının ve oktan sayısının HCCI yanması üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler tam yük şartlarında, 60 °C emme havası giriş sıcaklığında ve 800 min⁻¹ motor hızında yapılmıştır. Ayrıca deneyler farklı hava fazlalık katsayılarında yapılmıştır. Oktan sayısının artırılması ile maksimum silindir içi basıncın oluşum noktası daha geç krank açılarında gerçekleşmiştir. Oktan sayısının artırılması yanma süresinin uzamasına neden olmuştur. Hava/ yakıt oranının artması basınç artış oranını azaltmıştır. Hava/yakıt oranının azaltılması silindir içerisine sürülen enerji miktarını artırmıştır. Böylece en yüksek silindir içi basınçlar bu şartlar altında elde edilmiştir. En yüksek indike termik verim RON60 yakıtı kullanımında, hava yakıt oranının 2,14 olduğu şartlarda % 40,6 olarak tespit edilmiştir. Hava yakıt oranının azaltılması yanmanın erken gerçekleşmesini sağlamıştır. Bu nedenle net iş azalmıştır. Böylece indike termik verim de azalmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hava yakıt oranı, HCCI, yanma, RON20, RON60, egzoz emisyonları.

The Effects of Air Fuel Ratio and Octane Number on HCCI Combustion and Engine Performance Characteristics

ABSTRACT

Homogeneous compression ignition (HCCI) engines are an alternative combustion model to existing internal combustion engines due to their high thermal efficiency and low exhaust emissions. In this study, the effects of air fuel ratio and octane number on combustion and engine performance characteristics were investigated with port type injection single cylinder HCCI engine. Experiments were carried out at full load conditions, intake temperature of 60 °C and 800 rpm engine speed. Also, experiments were carried out with different air excess coefficients. The maximum in-cylinder pressure occurred at a later crank angle by increasing the number of octane. Increasing the octane number has caused the increase of the combustion duration. The increase of air fuel ratio decreases the pressure rise rate. Decreases of air fuel ratio has increased the amount of injected energy to the cylinder. So that, the highest in-cylinder pressures are obtained under these conditions. The highest indicated thermal efficiency 40.6 %, provided that the air fuel ratio was 2.14 with using RON60 fuel. Decreases of air fuel ratio caused the combustion advance. For this reason net work decreased. Thereby, indicated thermal efficiency decreased.

Keywords: Air fuel ratio, HCCI, combustion, RON20, RON60, exhaust emissions

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Petrol kökenli yakıtlara bağımlılığın fazla olması sebebiyle yakıt ekonomisi, içten yanmalı motorlar için önem arz etmektedir. Ayrıca çevresel etkiler göz önüne alındığında egzoz emisyon seviyelerine getirilen sınırlandırmalar nedeniyle, içten yanmalı motor endüstrisi olarak buji ile ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlara daha iyi alternatifler aranmaktadır. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlar son yıllarda kapsamlı araştırmalar yapılan alternatif motorlardan biridir [1, 2]. Adından da

anlaşıldığı gibi homojen bir karışım ve sıkıştırma ile ateşleme olmak üzere bu motor tipinin iki temel özelliği bulunmaktadır. HCCI motorlar bazı avantajlar vaat etmektedir. Bunlar kısaca SI motorundan daha verimli, CI motorundan ise daha temiz bir yanma olarak ifade edilebilir. SI motoru ile kıyaslandığında daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalışabilir ve daha fakir karışımlarla yanma sağlanabilmektedir [3, 4 Aynı zamanda CI motorlar ile kıyaslandığında HCCI motorlarda CI motorlarda olduğu gibi bölgesel zengin veya fakir hava/yakıt karışımı sözkonusu değildir, silindirin tüm bölgelerinde homojen bir karışımdan bahsedilebilmektedir. Bölgesel zengin karışım bulunmadığı için is emisyonları daha düşük ve düşük

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : acalam@gazi.edu.tr

sıcaklık yanması sayesinde NO_x emisyonları da CI motorlara göre oldukça düşük seviyelerdedir [5].

Bu avantajlarının yanı sıra HCCI motorların bazı dezavantajları da bulunmaktadır. SI ve CI motorlardan farklı olarak HCCI motorlarda yanma başlangıcını kontrol eden bir mekanizma bulunmamaktadır. HCCI motorlarda yanma, kendi kendine başlamaktadır [6]. Yao Zheng ve ark. HCCI motorlarda kendi kendine başlayan yanmanın yakıt özelliklerine, silindir duvar sıcaklığına, emme havası giriş sıcaklığı ve basıncına, supap zamanlamasına, sıkıştırma oranına, egzoz gazı geridönüşüm (EGR) miktarına, motor hızına ve hava/yakıt oranına bağlı olduğunu ifade etmişlerdir [7]. Emme havası giriş sıcaklığı ve basıncının artırılması hızlı kimyasal kinetikler sebebiyle yanmanın daha erken krank açıları başlanmasına sebep olmaktadır [8]. Vuruntu ve ateşlenememe problemlerini gidermek için değişken supap zamanlaması ve EGR kullanılmaktadır [9, 10]. Sıkıştırma oranının artırılması termik verimi artırırken aynı zamanda yanma başlangıcının da kontrol edilebilmesini sağlamaktadır [11, 12]. Hava/yakıt oranının değiştirilmesi ile yanma başlangıcı kontrol edilebilmektedir ancak egzoz emisyonları hava fazlalık katsayısı (HFK) değişiminden oldukça hassas etkilenmektedir [13].

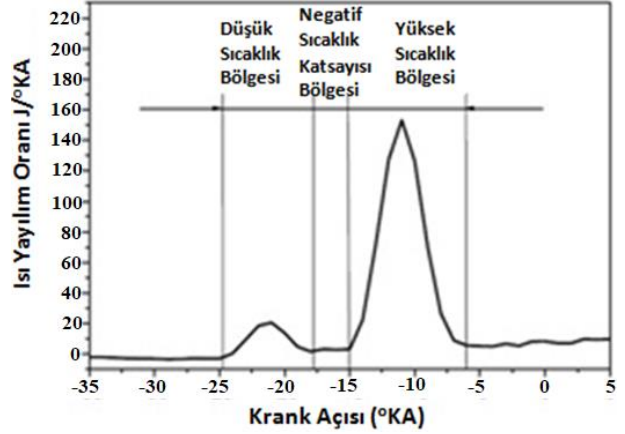
HCCI motorların yanma başlangıcının kontrolünden farklı olarak çözülmesi gereken başka problemleri de bulunmaktadır. Birincisi HCCI motorlarda kendiliğinden tutuşma, yanma odasında eşzamanlı olarak başlamaktadır. Kendiliğinden başlayan bu ani yanma, hızlı bir ısı yayılımına neden olur ve vuruntu meydana gelir. Düşük motor yüklerinde ise tekleme sorunu görülmektedir. İkincisi ise HCCI motorlarda fakir karışimli yanma neticesinde yanma sonu silindir içi gaz sıcaklıkları oldukça düşük seviyelerde seyretmektedir. Bu durum karbonmonooksit (CO) emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır. Çünkü CO emisyonları yanma sonu sıcaklıklarından büyük ölçüde etkilenmektedir [14-19]. Bu problemlerin giderilebilmesi için yanmanın kontrollü bir şekilde yavaşlatılması ve ısı yayılım hızının azaltılması gerekmektedir. Bunun için HCCI motorlarda EGR, değişken supap zamanlaması ve yüksek oktanlı yakıtlar kullanılabilirler [20].

Oktan sayısı HCCI yanmasını önemli ölçüde etkilemektedir. Oktan sayısındaki artış HCCI yanmasındaki düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık oksidasyon bölgelerini gecikmeye almaktadır ve negatif sıcaklık bölgesinin ise uzamasına neden olmaktadır [21, 22]. Şekil 1'de HCCI yanmasının tipik ısı yayılım oranı eğrisi görülmektedir [14].

Çalışma koşulları da HCCI yanması üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Karışımın zenginleşmesi ile maksimum ısı yayılımı daha erken krank açıları meydana gelmekte ve daha yüksek olmaktadır. Karışımın fakirleştirilmesi ve oktan sayısının düşürülmesi ise yanma veriminin artmasını sağlamaktadır [21].

HCCI motorların en temel sorunlarından bir diğeri çalışma aralığının oldukça dar olmasıdır. Araştırmacılar

HCCI motorların çalışma aralığını genişletebilmek için çeşitli çalışmalar yapmaktadırlar. Eğer mümkün olan en geniş çalışma aralığı sağlanabilirse, yüksek termik verime ve düşük egzoz emisyonlarına sahip HCCI motorların gelecekte kullanılabilme imkanı doğacaktır [23-25].



Şekil 1. HCCI yanmasının tipik ısı yayılım oranı eğrisi (Typical heat release rate curve for HCCI combustion)

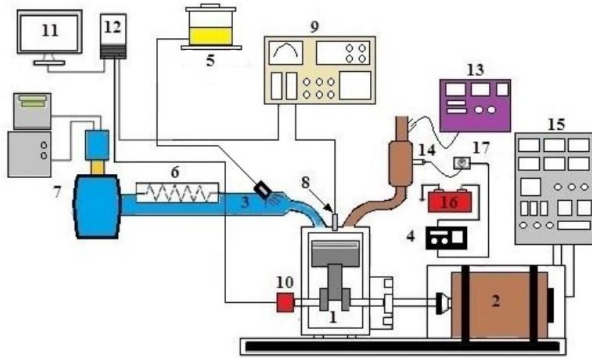
Bu çalışmada 60 °C emme havası giriş sıcaklığında, 800 min^{-1} motor hızında, sıkıştırma oranının 12:1 olduğu çalışma şartlarında, port tipi yakıt enjeksiyon sistemine sahip buji ile ateşlemeli bir motordan dönüşümü gerçekleştirilmiş HCCI motorda, RON20 ve RON60 yakıtı kullanımında, hava fazlalık katsayısının HCCI yanmaya etkisi incelenmiştir.

2. MATERYAL VE METOD (MATERIAL and METHOD)

Deneyler dört zamanlı, tek silindirli, buji ile ateşlemeli motordan HCCI motora dönüşümü gerçekleştirilmiş Ricardo Hydra deney motorunda gerçekleştirilmiştir. Deney motorunun teknik özellikleri Çizelge 1'de, deney düzeneğinin şematik görünümü ise Şekil 2'de görülmektedir.

Çizelge 1. Deney motorunun teknik özellikleri (The technical properties of the test engine)

Markası	Ricardo Hydra
Silindir sayısı	1
Çap (mm) X Kurs (mm)	80,26 X 88,90
Sıkıştırma Oranı	9:1 - 12:1
Maks. güç (kW)	15
Maks. motor hızı (min^{-1})	5400
Supap sistemi	Düşey iki supap
Yakıt sistemi	Port tipi enjeksiyon
Emme supabı açılma zamanlaması	ÜÖN'dan 12 ° KA önce
Emme supabı kapanma zamanlaması	AÖN'dan 56 ° KA sonra
Egzoz supabı açılma zamanlaması	AÖN'dan 56 ° KA önce
Egzoz supabı kapanma zamanlaması	ÜÖN'dan 12° sonra
Supap kalkma miktarı (mm)	Emme 5,5mm, egzoz 3,5mm



1. Deney motoru 2. DC dinamometre 3. Port tipi yakıt enjeksiyon sistemi 4. ECU 5. Hassas terazi 6. Emme havası ısıtma tertibatı 7. Laminer hava akış ölçüm sistemi 8. Silindir basınç sensörü 9. Yanma analiz cihazı 10. Enkoder 11. Bilgisayar 12. Veri toplama kartı 13. Egzoz gazı analiz cihazı 14. UEGO sensör 15. Dinamometre kontrol paneli 16. Akü 17. Lambda göstergesi
Şekil 2. Deney düzeneğinin şematik görünümü (The schematic view of the experimental setup)

Deneyler esnasında yakıt, enjeksiyon sistemi kullanılarak emme manifolduna püskürtülmüştür. Yakıt miktarı, kontrol paneli üzerinde yer alan yakıt kontrol sistemi kullanılarak ayarlanmıştır. Hava/yakıt oranının sabit tutulabilmesi ve yakıt tüketiminin belirlenebilmesi için yakıt kontrol paneli üzerinde yer alan potansiyometrede 100 eşit parçaya ayrılmış bölüntüler kullanılmıştır. Bu bölüntüler aracılığıyla enjektörün püskürtme karakteristiği tespit edilmiş ve yakıt tüketimi hesaplanmıştır. Aynı zamanda püskürtülen yakıt miktarının değiştirilmesiyle farklı HFK değerlerinde HCCI yanma sağlanmıştır.

Kontrol panelindeki yakıt püskürtme miktarının ayarlandığı skala 1,0 pozisyonuna alınmış ve motor sabit bir devirde çalıştırılmıştır. Yakıt deposu 0.01g hassasiyetinde terazi üzerine yerleştirilmiştir ve motorun 60 saniyede tükettiği yakıt verisi kaydedilmiştir. Aynı motor hızında yakıt skalasının pozisyonu değiştirilerek birim zamanda püskürtülen yakıt miktarı belirlenmiş ve enjektörün birim zamanda püskürttüğü yakıt karakteristik eğrisi elde edilmiştir.

Eğrinin doğru denklemi çıkarıldığında Eş. 1'deki ifade elde edilmiş ve yakıt tüketimi her motor hızında ve tüm hava/yakıt oranı şartlarında belirlenmiştir.

$$y = (5 \times 10^{-5} \times x^2 + 0.0029 \times x + 0.0183) \times \frac{n}{60 \cdot 2} \quad (1)$$

Bu ifadede x yakıt skalasında okunan değeri, n motor hızını, y ise yakıt tüketimini g/s cinsinden ifade etmektedir.

Deney motoru 6500 min⁻¹'de 30 kW güç absorbe edebilen McClure marka elektrikli tip dinamometreye bağlanmıştır. Emme havası giriş sıcaklığı ısıtma sistemi emme manifoldunun motor bloğuna bağlandığı noktanın hemen önünde bulunmaktadır. Emme havası giriş sıcaklığı, ısıtma sisteminin hemen arkasında yer alan K tipi termokupl kullanılarak ölçülmüş ve sıcaklık kapalı

devre denetleyicisi ile sabit tutulmuştur. Silindir içi basıncın ölçümü için Kistler 6121 piezoelektrik basınç sensörü kullanılmıştır. Çizelge 2'de basınç sensörünün teknik özellikleri görülmektedir.

Çizelge 2. Basınç sensörünün teknik özellikleri (The technical properties of the pressure sensor)

Marka / model	Kistler 6121 piezoelektrik
Çalışma aralığı (bar)	0 - 250
Ölçüm hassasiyeti (pC/bar)	14,7
Çalışma sıcaklığı (°C)	-50 - 350
Ölçüm toleransı (+/- %)	0.5

Silindir içi ham basınç sinyalleri Cussons P4110 yanma analiz cihazı ile toplanmış ve yükseltilmiştir. Alınan analog silindir içi basınç sinyalleri National Instruments marka USB 6259 model veri toplama kartında dijital sinyallere dönüştürülmüştür. Silindir içi pistonun konumunu belirlemek için krank mili üzerine bir enkoder bağlanmıştır. Enkoder her 0,36° krank açısında (KA) sinyal üretmektedir. Dolayısı ile bir çevrim için 2000 adet veri kaydedilmektedir. Dönüştürülen silindir içi basınç sinyalleri ve pistonun pozisyonu bilgisayara kaydedilmiştir. Her bir deney şartı için ardışık 50 çevrim boyunca elde edilen verilerin ortalaması alınmıştır.

Motor ilk çalıştırma esnasında buji ile ateşlemeli motor modunda çalıştırılmıştır. Çalışma sıcaklığına ulaşıldığında ateşleme sistemi kapatılarak HCCI yanma sağlanmıştır. HCCI modunda çalışma sağlandıktan sonra kararlı bir çalışma için yağlama yağı ve soğutma suyu sıcaklıkları sabit tutulmuştur. Deneyler 800 min⁻¹ motor hızında 60 °C emme havası giriş sıcaklığında, sıkıştırma oranının 12:1 olduğu çalışma şartlarında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde araştırma oktan sayısı 20 (RON20) ve araştırma oktan sayısı 60 (RON60) olan deney yakıtları kullanılmıştır. RON20 %20 izooktan ile %80 n-heptan, RON60 ise %60 izooktan ile %40 n-heptan yakıtlarının hacimsel karışımından meydana gelmektedir. Deney yakıtlarının kimyasal özellikleri Çizelge 3'de görülmektedir.

Çizelge 3. İzooktan ve n-heptan yakıtlarının özellikleri (The properties of the iso-octane and n-heptane fuels)

	n-Heptan	İzooktan
RON	0	100
Kimyasal formül	C ₇ H ₁₆	C ₈ H ₁₈
Molar kütlesi (g/mol)	100,21	114,23
Yoğunluğu (kg/m ³ at 15,4°C)	695	692
Kaynama noktası (K)	371	372.2-372.6
Alt ısı değeri (kJ/kg)	44566	44310

Silindir içi basınç, ardışık 50 çevrim boyunca elde edilen verilerin ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Çevrim başına 2000 veri kaydedilirken 50 çevrimde toplam 100000 verinin ortalaması alınmıştır. Bunun için MATLAB programlama kodu kullanılarak bir algoritma

hazırlanmıştır. MATLAB algoritması kullanılarak silindir içi basınç, ısı yayılım oranı, indike ortalama efektif basınç (İMEP), yanma başlangıcı, yanma süresi, ve termik verim hesaplanmıştır. Isı yayılım oranının belirlenebilmesi için termodinamiğin birinci yasasından faydalanılmıştır. Bu nedenle bir çevrim boyunca kütle ve gaz kaçakları ihmal edilmiştir. Silindirden silindir duvarına gerçekleşen ısı transferi, ısı yayılım oranını belirlemek için hesaplanmıştır. Krank açısına bağlı olarak ısı yayılım oranı Eş. 2 ile hesaplanmıştır.

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

Burada dQ net ısı çıkışıdır, P ve V silindir basıncı ve silindir hacmidir. $d\theta$ krank açısının değişimi ve k özgül ısıların oranıdır. $\frac{dQ_{isi}}{d\theta}$ ise silindirden silindir duvarına ısı transferini ifade eder.

Newton'un soğutma yasasına göre içten yanmalı motorlarda silindir yüzeylerine olan ısı transferi Eş. 3'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$\frac{dQ_{isi}}{d\theta} = \frac{1}{6 \times n} \times h_g \times A \times (T_g - T_w) \quad (3)$$

Burada n motor hızını, h_g anlık ısı taşınım katsayısını, A krank açısına bağlı ısı transferi yüzey alanını, T_g krank açısına bağlı anlık silindir içi ortalama gaz sıcaklığını ve T_w silindir duvar sıcaklığını ifade etmektedir.

Termik verim Eş. 4 ile hesaplanmıştır.

$$\eta_T = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{izooktan} \times Q_{LHV izooktan} + \dot{m}_{n-heptan} \times Q_{LHV n-heptan}} \quad (4)$$

Burada, W_{net} net işi, $\dot{m}_{izooktan}$ ve $\dot{m}_{n-heptan}$ izooktan ve n-heptanın çevrim başına yakıt tüketimini, $Q_{LHV izooktan}$ ve $Q_{LHV n-heptan}$ ise izooktan ve n-heptan yakıtlarının kalorifik değerlerini ifade etmektedir.

Net iş Eş.5 ile hesaplanmıştır.

$$W_{net} = \int PdV \quad (5)$$

İMEP değerleri, silindir sayısına, silindir hacmine ve motor hızına bağlı olmadığından, motor veriminin belirlenmesinde temel bir parametre olarak kullanılabilir. İMEP için kurs hacmine bölünmesi ile elde edilmektedir. İMEP Eş. 6'da görüldüğü gibi hesaplanmaktadır. Burada V_{kurs} kurs hacmini ifade etmektedir.

$$\dot{IMEP} = \frac{W_{net}}{V_{kurs}} \quad (6)$$

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

HCCI yanmasının etkileyen en önemli parametrelerden biri hava/yakıt oranıdır. Yanma odasının tüm bölümlerinde aynı anda başlayan ani yanma, bölgesel olarak oluşmuş fakir karışım bölgelerinin de tutuşmasına sebep olarak ateşlenememe problemi giderir. Fakat aşırı fakir karışımlarda ateşlenememe problemi kaçınılmaz olarak yine de görülür. Zengin karışımlarda ise, silindir içerisine sürülen yakıt enerjisinin fazla olması ve bütün ısının ani bir şekilde çok küçük krank mili açılarında yani hemen hemen sabit hacimde açığa çıkması basınç artış oranını yükseltmektedir. Bunun sonucu olarak da HCCI motorlarda aşırı vuruntu meydana gelmektedir. Bu durum HCCI motorunun aşırı zengin karışımlarda çalışmasını sınırlandırmaktadır. Ayrıca aşırı zengin karışımlarda yakıt moleküllerinin yeteri kadar oksijen molekülü bulamaması sebebiyle de yakıtın kendi kendine tutuşması gerçekleşmeyebilir.

Şekil 3 (a) ve Şekil 3 (b)'de 12:1 sıkıştırma oranında, 800 min⁻¹ motor hızında, 60 °C emme havası giriş sıcaklığında, RON20 ve RON60 yakıtları kullanımında silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının farklı HFK değerlerinde krank açısına bağlı değişimi görülmektedir.

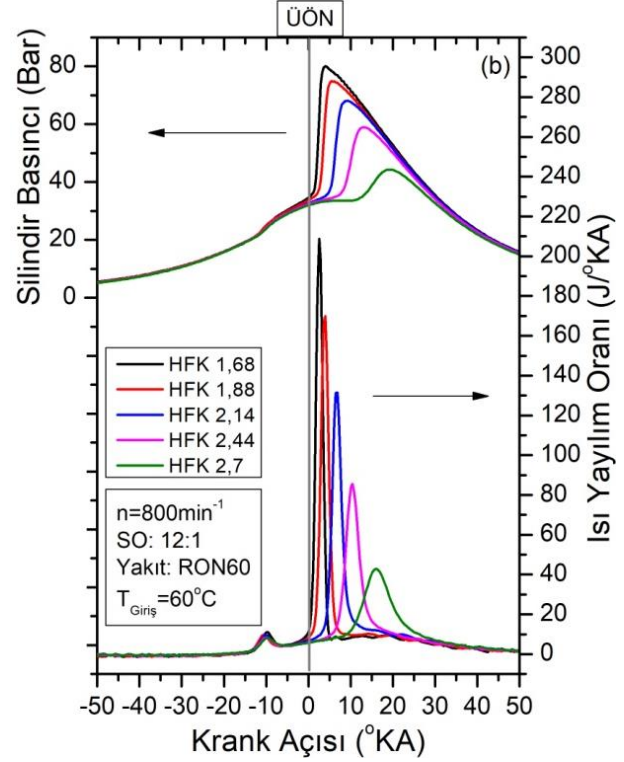
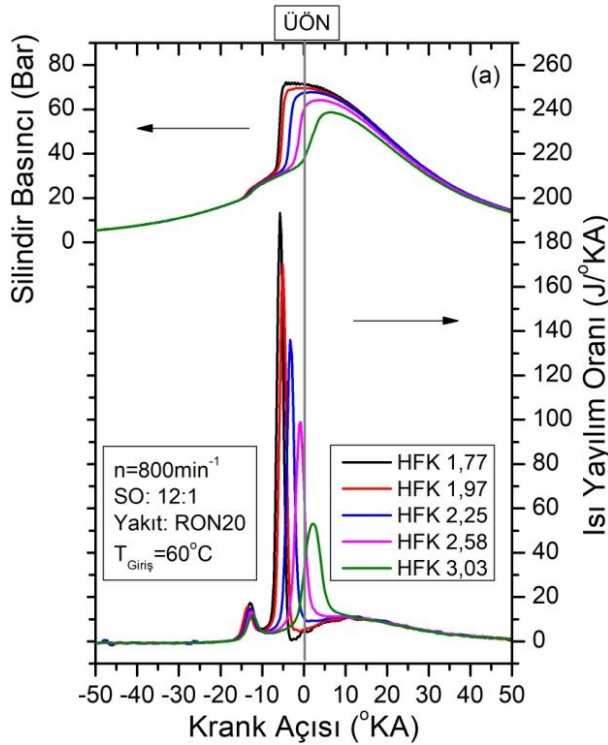
Şekil 3 (a)'da silindir içi basınç eğrileri incelendiğinde hava fazlalık katsayısının 1.77 olduğu zengin karışımda maksimum silindir içi basınç -4.32 °KA'da 72.3 Bar olarak elde edilirken, hava fazlalık katsayısının 3.03 olduğu fakir karışımda maksimum silindir içi basınç 6.12 °KA'da 58.63 Bar olarak elde edilmiştir. Karışımın zenginleşmesi ile silindir içi basıncın arttığı ve maksimum silindir içi basıncın daha erken bir krank açısında meydana geldiği görülmüştür. HFK'nın azaltılması ile silindir içerisine sürülen yakıt miktarı artmakta ve dolayısıyla açığa çıkan ısı enerjisi miktarı da artmaktadır. Bu nedenle zengin karışım şartlarında daha yüksek silindir içi basınçları elde edilmektedir. Ayrıca zengin karışımlarda silindir içerisinden daha fazla yakıtın bulunması, yakıt moleküllerinin oksijen molekülleri ile daha fazla temas etmesini sağlamakta ve hava/yakıt karışımının kendi kendine ateşlenebilmesi için gerekli olan uygun şartların daha kolay oluşmasını sağlamakta ve dolayısı ile yanma daha erken bir krank açısında meydana gelmektedir.

Şekil 3 (a)'da ısı yayılım oranını ifade eden eğriler incelendiğinde HCCI yanmasının genel bir karakteristiği olan iki aşamalı yanma gerçekleşmiştir. HFK'nın 1,77 olduğu zengin karışımda düşük sıcaklık yanmasının maksimum ısı yayılım oranı -12.96 °KA'da 17.40 J/°KA olarak gerçekleşirken, HFK'nın 3.03 olduğu fakir karışımda düşük sıcaklık yanmasının maksimum ısı yayılım oranı -12.24 °KA'da 11.85 J/°KA olarak gerçekleşmiştir. Yüksek sıcaklık yanma aşaması incelendiğinde HFK'nın 1.77 olduğu zengin karışım için maksimum ısı yayılım oranı -5.76 °KA'da 193.31 J/°KA olarak elde edilirken, HFK'nın 3.03 olduğu fakir karışım için maksimum ısı yayılım oranı 1.8 °KA'da 52.44 J/°KA

olarak elde edilmiştir. Düşük sıcaklık yanması esnasında kimyasal reaksiyon hızı düşüktür ve yakıt tam olarak tutuşmamaktadır. Düşük sıcaklık yanması esnasında bir yandan silindir içerisindeki yakıt hızla buharlaşmakta ve diğer yandan sıkıştırma işlemi devam ettiği için silindir içi sıcaklık artmaya devam etmektedir. Bu durumun sonucunda ÜÖN'ya yakın bir noktada eşzamanlı olarak silindir içerisinde bütün bölgelerde ani bir yanma gerçekleşmekte ve bu durum küçük bir krank açısında çok yüksek oranda ısının açığa çıkmasına sebep olmaktadır.

Karışımın zenginleşmesi sonucunda silindir içerisine sürülen yakıt enerjisi arttığı için maksimum ısı yayılım oranı fakir karışımlara göre daha yüksek olmaktadır. Ayrıca zengin karışımlarda yanma sonu gaz sıcaklıkları fakir karışımlara göre daha yüksek olmaktadır. Silindir içerisinde kalan daha yüksek sıcaklıktaki art egzoz gazları bir sonraki çevrimde silindir içerisine alınan hava/yakıt karışımının sıcaklığının artmasına sebep olmakta ve bu durum yakıtın oksidasyonunu kolaylaştırarak HCCI yanmasının birinci ve ikinci aşamasının daha erken bir krank açısında gerçekleşmesini sağlamaktadır.

Şekil 3 (b) incelendiğinde Şekil 3 (a) ile aynı deney şartlarında deney yakıtı olarak RON60 yakıtı kullanılmıştır. Şekil 3 (b)'de silindir içi basınç eğrileri incelendiğinde HFK'nın 1.68 olduğu zengin karışımda maksimum silindir içi basınç 3.96 °KA'da 79.97 Bar olarak elde edilirken, HFK'nın 2.7 olduğu fakir karışımda maksimum silindir içi basınç 19.08 °KA'da 44.31 Bar olarak elde edilmiştir.



Şekil 3. Silindir içi basınç ve ısı yayılım oranlarının farklı HFK değerlerinde krank açısına bağlı değişimi (The effect of air fuel ratio on in-cylinder pressure and heat release rate)

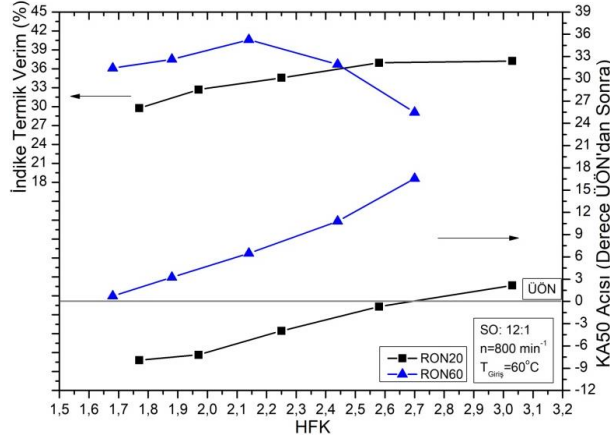
Şekil 3 (b)'de ısı yayılım oranını ifade eden eğriler incelendiğinde HFK'nın 1.68 olduğu zengin karışımda düşük sıcaklık yanmasının maksimum ısı yayılım oranı -9.72 °KA'da 11.11 J/°KA olarak gerçekleşirken, HFK'nın 2.7 olduğu fakir karışımda düşük sıcaklık yanmasının maksimum ısı yayılım oranı -9 °KA'da 8.13 J/°KA olarak gerçekleşmiştir.

Yüksek sıcaklık yanma aşaması incelendiğinde HFK'nın 1.68 olduğu zengin karışım için maksimum ısı yayılım oranı 2.52 °KA'da 208.77 J/°KA olarak elde edilirken, HFK'nın 2.7 olduğu fakir karışım için maksimum ısı yayılım oranı 16.02 °KA'da 42.76 J/°KA olarak elde edilmiştir.

Şekil 3 (a) ve Şekil 3 (b) beraber incelendiğinde deney yakıtlarının oktan sayısının artmasıyla daha dar bir HFK aralığında HCCI yanma sağlanırken aynı zamanda RON60 yakıtı kullanımında tutuşmaya karşı direnç de artış göstermiş ve maksimum silindir içi basınç ile ısı yayılım oranı gecikmeye alınmıştır.

Şekil 4'de indike termik verim ve KA50 açısının RON20 ve RON60 yakıtlarıyla, sıkıştırma oranının 12:1 olduğu çalışma şartlarında HFK'ya bağlı değişimi görülmektedir. RON20 yakıtı kullanımında ve HFK'nın 1.77 olduğu zengin karışım çalışmada indike termik verim % 29.7 iken, karışımın fakirleşmesi ile HFK 3.03 seviyesine gelene kadar indike termik verim % 37.2'ye kadar yükselmiştir. Karışımın zenginleşmesi ile KA50 açısının daha erken bir krank açısında gerçekleştiği görülmüştür. Karışımın fakirleşmesi sonucu KA50

açısının ÜÖN'dan 2.16 °KA sonrasına kadar gerilediği görülmüştür. RON60 yakıtı kullanımında ise HFK'nın 1.68 olduğu zengin karışimli çalışmada KA50 açısı 0,72 °KA'da ve indike termik verim % 36.1 ölçülmüştür. RON60 yakıtı kullanımında karışımın fakirleştirilmesiyle HFK'nın 2,7 olduğu ve KA50 açısının bu şartlarda 16.56 °KA olduğu durumda indike termik verim % 30.1 olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4. İndike termik verim ve KA50 açısının değişimi (The variation of CA50 and indicated thermal efficiency)

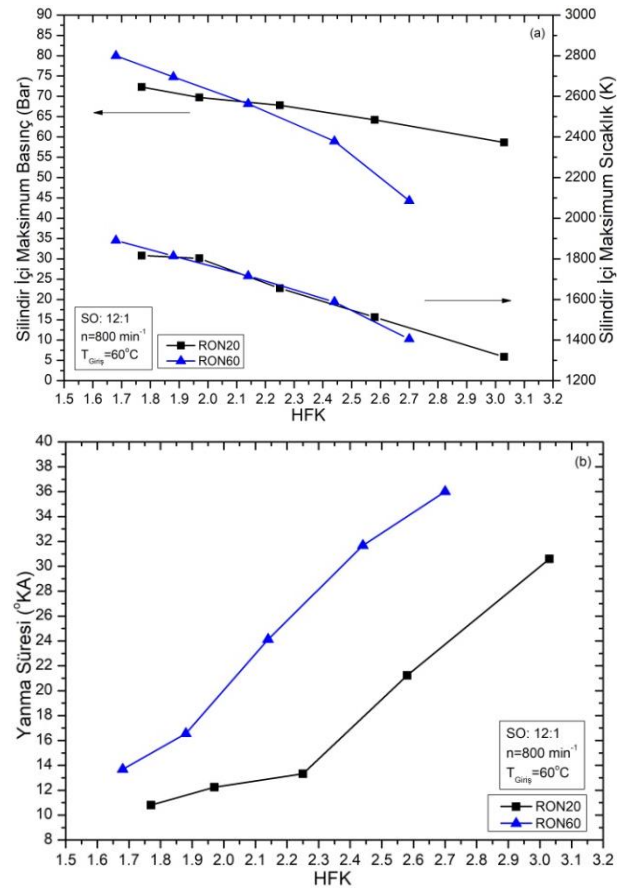
KA50 açısı kümülatif ısı yayılımının %50'sinin açığa çıktığı krank açısını ifade etmektedir ve KA50 açısının yeri indike termik verimi doğrudan etkilemektedir. KA50 açısının ÜÖN'dan önce oluşması, açığa çıkan ısı enerjisinin ve yüksek basıncın pistonun aksi yönünde bir kuvvet oluşturmaya ve dolayısıyla piston tarafından yapılacak olan net işin azalmasına sebep olmaktadır. Bu durum ise indike termik verimin azalmasını sağlamaktadır. Tüm deney yakıtları ile yapılan deneysel çalışmalar Şekil 4'de incelendiğinde pistonun ÜÖN'ı aşip genişleme zamanının başladığı krank açılarındaki indike termik verimin maksimum seviyelere ulaştığı görülmektedir. RON20 yakıtı ile HFK'nın 3.03 ve KA50 açısının 2,16 °KA olduğu şartlarda indike termik verim % 37.2, RON60 yakıtı ile HFK'nın 2.14 olduğu ve KA50 açısının 6.48 °KA olduğu şartlarda ise indike termik verim % 40.6 olarak tespit edilmiştir. Özellikle RON60 yakıtı kullanımında HFK'nın 2.14'ten sonraki fakir karışım şartlarında yakıtın yanmaya karşı gösterdiği direnç ile KA50 açısı çok fazla gecikmeye alınmış ve indike termik verim düşme eğilimi göstermiştir.

Şekil 5 (a)'da RON20 ve RON60 yakıtları ile yapılan deneylerde maksimum silindir içi basınç ve gaz sıcaklıklarının HFK'ya bağlı değişimleri görülmektedir. Her iki test yakıtı için de HFK arttıkça silindir içi maksimum basınç ve gaz sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir.

Zengin karışımlarda silindire sürülen yakıt enerjisinin fazla olması silindir içi maksimum basıncın ve gaz sıcaklıklarının artmasına neden olmaktadır. Yanma odasında yakıt daha kolay okside olmakta ve açığa çıkan ısı enerjisi artış göstermektedir. Zengin karışım bölgelerinde RON60 yakıtı ile elde edilen silindir içi

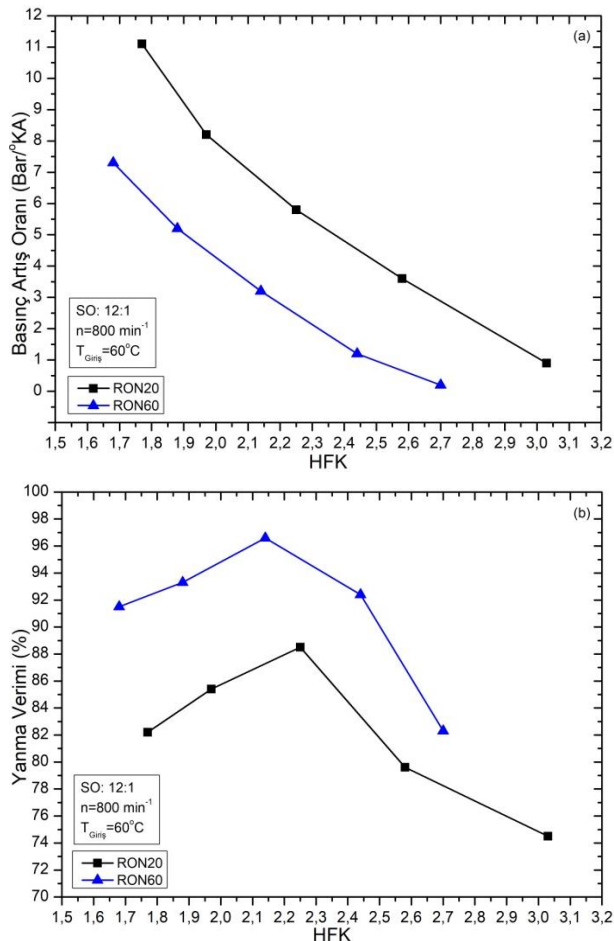
maksimum basınç değerleri RON20 yakıtına göre yüksek iken, HFK'nın fakirleştiği şartlarda Şekil 4'de görülen KA50 açısının gecikmeye alınmasıyla silindir içi maksimum basınç da düşme eğilimi göstermektedir. Silindir içi maksimum gaz sıcaklıkları zengin karışım bölgelerinde 1800 K üzerinde iken, karışımın fakirleşmesiyle silindir içine sürülen enerjinin de azalmasıyla silindir içi gaz sıcaklıkları da düşme eğilimi göstermiştir.

Şekil 5(b)'de HFK'ya bağlı olarak RON20 ve RON60 yakıtlarının krank açısı cinsinden yanma süreleri görülmektedir. Her iki test yakıtı için de HFK arttıkça yanma süresinin uzadığı görülmektedir. HFK arttıkça yanma sonu gaz sıcaklığı azalmakta ve daha uzun süren bir yanma görülmektedir. Fakir karışımlarda yanma odasının genelinde silindir içi gaz sıcaklığı azaldığından kendiliğinden gerçekleşen oksidasyon reaksiyonları daha geç tamamlanmaktadır. Tüm HFK değerlerindeki deney şartları incelendiğinde oktan sayısının artışı ile HCCI yanması gecikmeye alınmakta ve daha uzun sürmektedir. RON20 yakıtı özellikle zengin karışimli çalışma şartlarında RON60 yakıtlarına göre daha kolay tutuşmakta ve yanma daha kısa sürede tamamlanmaktadır.



Şekil 5(a). Maksimum gaz sıcaklığı ve basıncın değişimi (The variation of maximum gas temperature and pressure)
Şekil 5(b). Yanma süresinin değişimi (The variation of combustion duration)

Şekil 6(a)'da RON20 ve RON60 yakıtları ile yapılan deneylerde basınç artış oranının HFK'ya bağlı değişimi görülmektedir. Basınç artış oranı krank açısı başına piston üzerine uygulanan basıncı ifade etmektedir ve içten yanmalı motorlarda basınç artış oranının 10 bar/°KA üzeri vuruntuyu ifade etmektedir [26]. Her iki test yakıtı için de HFK arttıkça basınç artış oranı azalmaktadır. Çünkü karışımın fakirleşmesiyle yanma sonucu açığa çıkan basınç da azalmaktadır. Homojen karışımın zenginleşmesi, yanma odasında bir kaç noktadan aynı anda kimyasal oksidasyon reaksiyonlarının başlamasına neden olmakta, silindir içi basınç çok küçük krank açısı aralıklarında gereğinden çok hızlı bir şekilde artmaktadır. RON20 yakıtı kullanımında 1,77 HFK değerinde basınç artış oranının 10 bar/°KA aştığı ve vuruntunun söz konusu olduğu görülmektedir. Ancak RON60 yakıtı kullanımında 1,68 HFK değerlerinde dahi daha stabil HCCI yanmasının gerçekleştiği, vuruştun sınırdan uzaklaştığı görülmektedir. Bu durum HCCI yanmasında yüksek oktanlı yakıtların kullanımı ile vuruştun oluşumunu engellemekte ve daha kararlı çalışma şartları sağlandığını göstermektedir.



Şekil 6 (a). Basınç artış oranının değişimi (The variation of pressure rise rate) Şekil 6(b). Yanma veriminin değişimi (The variation of combustion efficiency)

HCCI yanmasında yanma karakteristiğini belirleyen önemli parametrelerden biri de yanma verimidir. Yanma verimi yanma sonu gazların sıcaklığından ve silindir duvar sıcaklığından etkilenmektedir. Şekil 6(b)'de RON20 ve RON60 yakıtları ile yapılan deneylerde yanma veriminin HFK'ya bağlı değişimi görülmektedir. Zengin karışımlarda yanma odasında oksijen konsantrasyonunun azalması yanma oranını azaltmaktadır. Bununla birlikte zengin karışımlarda aniden meydana gelen düzensiz yanma sonucu silindir cidarlarından soğutma sistemine transfer edilen ısı artmakta ve yanma verimi azalmaktadır. Aynı şekilde çok fakir karışımlarda da yanma sonu silindir içi gaz sıcaklıkları azalmaktadır. Ayrıca silindir cidarlarına yakın bölgelerde kendiliğinden oksidasyon reaksiyonları gerçekleşmemekte ve alev sönebilmektedir. Sonuç olarak silindir cidarlarına yakın bu bölgelerde sıcaklık azaldığından yanma verimi azalmaktadır. Şekil 6(b) incelendiğinde, en yüksek yanma verimi HFK'nın 2.14 olduğu şartlarda RON60 yakıtı ile elde edilmiştir. RON60 yakıtının yüksek oktanal sayısı ile HCCI yanmasında ani ve hızlı şekilde gerçekleşen yanmanın kontrol altında tutulması sağlanmıştır. RON60 yakıtı ile daha geç yanan homojen karışım sayesinde yanma bir miktar gecikmeye alınarak yanma odasında kendiliğinden tutuşma şartlarının hazırlanabilmesi sağlanmıştır. Bu süreçte yanma odasındaki sıcaklık ve basınç kendiliğinden tutuşmanın olabileceği sıcaklığa kadar yükselmektedir. Sonuçta daha kararlı bir HCCI yanması sağlanarak yanma verimi artırılabilir. RON60 yakıtı ile HFK'nın 2.14 olduğu şartlarda yanma verimi yaklaşık % 97 olarak elde edilmiştir. RON20 yakıtı ile yapılan deneylerde yanmanın daha erken krank açılarında meydana gelmesi sonucu pistonun ÜÖN'ya ulaşmadan silindir içi basınç ve sıcaklık maksimum seviyeye çıktığından negatif iş artış göstermektedir. Bu durum hem net işin hem de yanma veriminin azalmasına neden olmaktadır.

İndike ortalama efektif basınç (İMEP), bir çevrim boyunca krank açısına bağlı olarak piston üzerine uygulanan basınçların ortalamasını ifade eden ve motor performansını gösteren bir parametredir. Şekil 7(a)'da RON20 ve RON60 yakıtları ile yapılan deneylerde İMEP ve fren ortalama efektif basıncın (BMEP) HFK'ya bağlı değişimi görülmektedir. Her iki test yakıtı için de HFK arttıkça İMEP ve BMEP'in azaldığı görülmektedir. Karışımın fakirleşmesi sonucu silindire alınan enerji miktarı ve yanma sonucu açığa çıkan ısı azalmaktadır. Fakir karışımın kendiliğinden tutuşması sonucu oksidasyon reaksiyonları ve alev hızı azalmaktadır ve böylece yanma sonucunda piston üzerine uygulanan basınç azalmaktadır. Bununla birlikte fakir homojen karışımın tutuşması ile yanma odasında daha düşük sıcaklıklar elde edilmekte, silindir cidarlarına yakın lokal bölgelerde gaz sıcaklığı azalmaktadır. En düşük İMEP ve BMEP değerlerinin RON20 yakıtı ile elde edildiği görülmektedir. RON20 yakıtı ile homojen karışımın ani olarak tutuşması, yanma odasında basınç

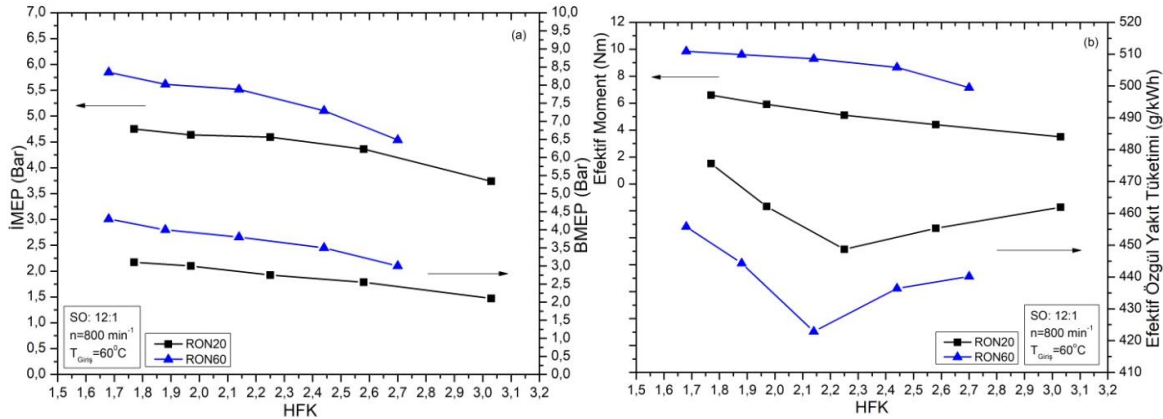
dalgalanmalarına ve kararsız bir HCCI yanmasının gerçekleşmesine neden olmaktadır.

Ani ve düzensiz şekilde meydana gelen ve kendiliğinden gerçekleşen bu kimyasal reaksiyonlar ile piston üzerine uygulanan basınç azalmaktadır. RON60 yakıtı ile yanma daha geç başlamasına rağmen homojen karışımın zengin olması İMEP ve BMEP değerlerini RON20 yakıtına göre artırmıştır. Oksidasyon reaksiyonlarına katılan yakıt moleküllerinin fazla olması, açığa çıkan enerjinin artmasına neden olmaktadır.

Şekil 7(b)'de RON20 ve RON60 yakıtları ile yapılan deneylerde efektif moment ve efektif özgül yakıt tüketiminin HFK'ya bağlı değişimi görülmektedir. Efektif moment incelendiğinde İMEP'e benzer değişimler görülmektedir. Her iki test yakıtı için de HFK arttıkça efektif moment azalmaktadır. İMEP değişimine benzer şekilde minimum efektif moment değerleri RON20 yakıtı ile elde edilmiştir. Efektif özgül yakıt tüketimi birim güç başına birim zamanda tüketilen yakıt miktarını ifade etmektedir. Tüm test yakıtları için efektif özgül yakıt tüketimi belli bir HFK değerine kadar azalmış daha sonra artma eğilimine girmiştir. Zengin karışimli HCCI çalışmasında yanma odasındaki oksijen konsantrasyonunun azalması yanma oranını azaltmakta, efektif özgül yakıt tüketimini artırmaktadır. Fakir karışimli HCCI çalışmasında ise yanma sonu gaz sıcaklığı azalmakta ve kendi kendine tutuşmanın gerçekleşeceği gaz sıcaklıklarına ulaşamamaktadır. Bunun sonucunda yakıtın tamamı yanmaya katılamamakta ve efektif özgül yakıt tüketimi tekrar artış göstermektedir. Minimum efektif özgül yakıt tüketimi değerleri RON60 yakıtı ile elde edilmiştir. Şekil 4 ve

ateşlenememe ve vuruntu bölgelerinin belirlenmesi için COV_{IMEP} değerleri hesaplanmıştır. İçten yanmalı motorların kararlı bir şekilde sarsıntısız çalışması için COV_{IMEP} değerinin % 10'u geçmemesi istenmektedir. HCCI motorlarda özellikle ateşlenememe sınırına yakın bölgelerde COV_{IMEP} aşırı bir şekilde yükselmekte, düşük ve kısmi yüklerde HCCI motorunun çalışmasını zorlaştırmaktadır. Aynı zamanda, ateşlenememe bölgesinde çevrimsel farklılıkların çok fazla olması çevrimler arasındaki yanma oranlarının farklı olmasının, yani yanmanın başarısız olmasının da bir göstergesidir. Bu durum CO ve HC emisyonlarının artmasına, motor gücü ile termik verimin azalmasına ve motorun gürültülü çalışmasına neden olmaktadır.

Şekil 8'de ardışık 50 çevrimin farklı oktan sayısına sahip yakıt kullanımında, farklı HFK değerlerinde İMEP'in değişimi görülmektedir. Tüm yakıtlarda vuruntu sınırı bölgesindeki zengin karışımdan ateşlenememe sınırındaki fakir karışım bölgesine doğru ilerlerken COV_{IMEP} 'in belirli bir HFK değerine kadar azaldığı ancak daha sonra ateşlenememe sınırına yaklaştıkça hızlı bir şekilde artış gösterdiği görülmektedir. Şekil 8(a)'da RON20 yakıtı kullanımında HFK'nın 3.03 olduğu fakir karışım bölgesinde COV_{IMEP} % 10.9, Şekil 8(b)'de RON60 yakıtı kullanımında HFK'nın 2.7 olduğu fakir karışım bölgesinde COV_{IMEP} % 7.5 olarak elde edilmiştir. Aşırı fakir karışımlarda COV_{IMEP} 'in yükselmesinin temel sebebi yanmanın gecikmeye alınarak KA50 açısının ÜÖN'dan giderek uzak noktada meydana gelmesidir. Sıkıştırma zamanı boyunca, piston ÜÖN'ya doğru hareket ederken silindir içerisindeki karışımın sıkıştırılması ve karışımın sıcaklığının hızlı bir şekilde



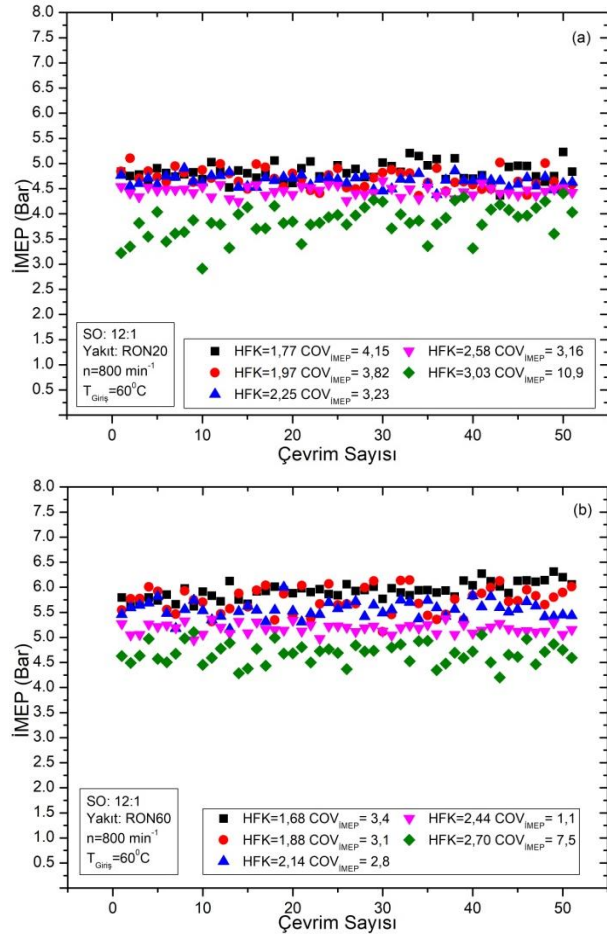
Şekil 7(a). İMEP ve BMEP'in değişimi (The variation of IMEP and BMEP) Şekil 7(b). Moment ve özgül yakıt tüketiminin değişimi (The variation of torque and specific fuel consumption)

Şekil 7(b) beraber incelendiğinde RON60 yakıtı ile yapılan deneylerde HFK'nın 2.14 olduğu deney şartlarında minimum özgül yakıt tüketimi ve maksimum termik verimin elde edildiği görülmektedir.

Gerçekleştirilen deneylerde indike ortalama efektif basınç varyans katsayısı (COV_{IMEP}) değerlerinin belirlenebilmesi için 50 ardışık çevrimin silindir içi basınç verileri işlenmiştir. HCCI motorun çalışma aralığının tespit edilebilmesinde önemli bir sınır olan

artması ile ÜÖN'ya yakın bir yerde karışımın reaktivitesi iyice artarak yanma odasında birçok noktadan eş zamanlı bir yanma gerçekleşmektedir. Piston ÜÖN'yu aştıktan sonra ise genişleme zamanının başlaması ile gazların sıcaklığı hızla düşmektedir. Yanma odasının sıcaklığının düşmesi kendi kendine tutuşma reaksiyonlarının oranını yavaşlatmaktadır. Bu yüzden yanabilir dolgunun açığa ısı çıkarması için gerekli olan zaman artmakta yani yanma süresi uzamaktadır. Silindir içi gaz sıcaklığının düşmesi ile kimyasal reaksiyon oranı düşmekte, bu yüzden

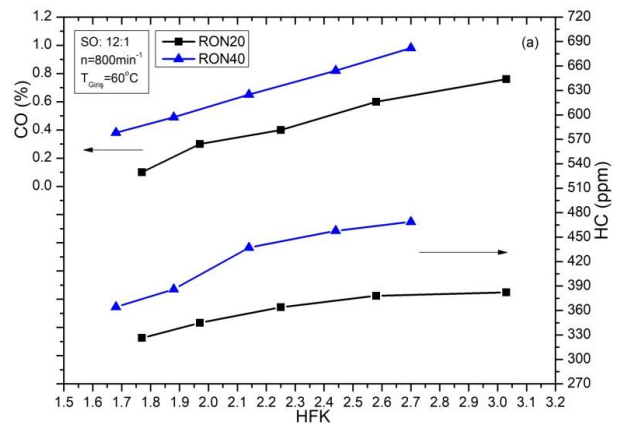
ÜÖN'daki karışım sıcaklığındaki çevrimsel farklılıklar, genişleme zamanındaki reaksiyon oranındaki çevrimsel farklılığı da önemli ölçüde etkilemektedir. Aşırı zengin karışımlarda ise vuruntulu yanmanın oluşması sonucu silindir içi basınçlarındaki dalgalanmaların her çevrimde farklı olması nedeniyle çevrimsel farklılıklar kısmen artabilmektedir. Bu durum Şekil 8'de her iki deney yakıtıyla gerçekleştirilen deney sonuçlarında görülmektedir. En düşük COV_{IMEP} değerleri RON20 yakıtı kullanımında HFK'nın 2.58 olduğu şartlarda % 3.16 ve RON60 yakıtı kullanımında HFK'nın 2.44 olduğu şartlarda % 1.1 olarak elde edilmiştir.



Şekil 8. COV_{IMEP} 'in değişimi (The variation of COV_{IMEP})

Karbonmonoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) emisyonları yanma odasında yetersiz oksijen veya düşük sıcaklık nedeniyle açığa çıkan eksik yanma ürünleridir. Genellikle CO ve HC emisyonlarını kontrol eden temel parametre hava/yakıt oranıdır. Ancak çalışma koşulları da CO ve HC emisyonları üzerinde etkilidir [26-28]. HCCI motorlar hava fazlalığı ile çalışmaktadır. Zengin karışım çalışma şartlarında, CO ve HC emisyonları düşük seviyededir [29]. Fakir karışım çalışma şartlarında ise karışımdaki yakıt miktarı azaldıkça hava/yakıt oranı artış gösterir ve CO ile HC emisyonları sürekli olarak artma eğilimindedir [26,29]. Silindir içi gazların sıcaklığı CO'nun CO_2 'ye dönüşüm reaksiyonlarını önemli ölçüde etkilemektedir. Stokiyometrik hava/yakıt oranına yakın

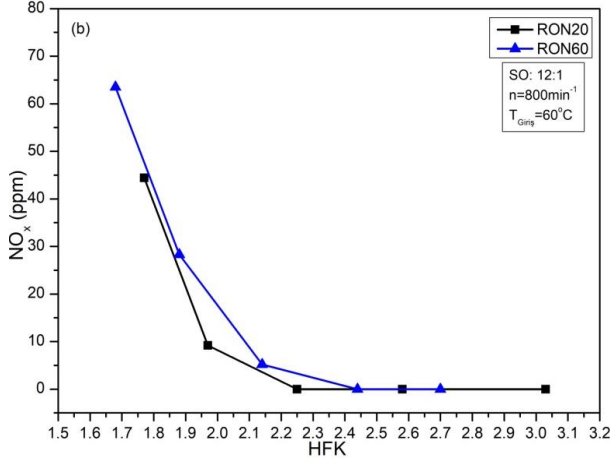
zengin karışım şartlarında, CO miktarı hava/yakıt oranının küçük değişikliklerine karşı oldukça duyarlıdır. Stokiyometrik orandan daha fakir karışım şartlarında ise yüksek miktarlarda CO ve HC emisyonu üretilir ve hava/yakıt oranındaki değişimlere karşı üretilen emisyon miktarı hassasiyetini kaybetmektedir [26,30]. Silindir içine fazla yakıt alınan zengin karışım şartlarında yanma sonu gazların sıcaklığı da yüksek olacağından yanma verimi artacak ve CO ile HC emisyonları azalacaktır. Ancak karışımın fakirleşmesi ile özellikle silindir duvarlarına yakın bölgelerde eksik yanma gerçekleşeceğinden CO ve HC emisyonları artmaktadır. Şekil 9'da CO ve HC emisyonlarının hava/yakıt oranına bağlı değişimi görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi karışımın fakirleşmesiyle her iki deney yakıtı kullanımında da CO ve HC emisyonları artmaktadır. Çünkü silindirlere alınan yakıt miktarındaki azalma yanma sonu silindir içi gazların sıcaklığının da azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle tam yanma gerçekleşmemekte, HC emisyonları artış göstermektedir. Stokiyometrik hava/yakıt oranına yakın şartlarda ise yanma verimi artmakta, silindir içi sıcaklık artış göstermektedir. Bu nedenle silindire alınan yakıtın büyük bir bölümü yanmakta ve HC emisyonları azalmaktadır



Şekil 9. HC ve CO emisyonlarının değişimi (The variation of HC and CO emissions)

Azotoksit (NO_x) emisyonları yanma sonunda yüksek gaz sıcaklıklarında açığa çıkmaktadır. NO_x emisyonları, silindir içi gazların sıcaklığı 1600 K'i aştıktan sonra hava içerisindeki azot ve oksijenin tepkimeye girmesiyle oluşurlar. NO_x oluşumunda oksijen konsantrasyonu önem arz etmektedir. NO_x emisyonlarının maksimum seviyeye ulaştığı hava/yakıt oranı 1.1-1.2 seviyelerindedir. HCCI motorlar daha fakir karışımlar ile çalıştırılabilirler, yanma sonrası silindir içi gaz sıcaklıkları da düşük olur. Böylece HCCI motorlarda NO_x emisyonları çok az miktarda açığa çıkmaktadır [26,28,30-32]. HCCI motorlarda silindir içerisinde az miktarda yakıt alınır ve yanma sonu gazların sıcaklığının düşük seviyelerde kalması sağlanır. NO_x emisyonu yanma sonu gazların sıcaklığına bağlı olduğundan, karışımın fakirleştirilmesi ile NO_x emisyonları kontrol altına alınabilir [28, 30-34]. Şekil 10 incelendiğinde

karışımın fakirleşmesiyle NO_x emisyonlarının azaldığı ve sifira yaklaştığı görülmektedir. Fakir karışım şartlarında silindir içerisine daha az enerji sürülmesi, yanma sonrası gazların sıcaklığının daha düşük olmasına sebep olacaktır. Bu durum NO_x emisyonlarını azaltacaktır.



Şekil 10. NO_x emisyonlarının değişimi (The variation of NO_x emissions)

6. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada tek silindirli, dört zamanlı, port tipi yakıt enjeksiyon sistemine sahip benzinli bir deney motorunun HCCI motora dönüşümü gerçekleştirilmiştir. Dönüşümü yapılan HCCI motorda 60 °C emme havası giriş sıcaklığında, 800 min⁻¹ motor hızında, RON20 ve RON60 yakıtları kullanımında HCCI yanması farklı HFK değerlerinde incelenmiştir. Gerçekleştirilen çalışma sonucunda HCCI yanması ile ilgili şu sonuçlara varılmıştır;

- HCCI yanması için hazırlanan karışım, zengin olması halinde silindir içerisine sürülen enerji miktarı artmış ve yanmanın etkisi ile açığa çıkan ısının çok küçük krank açılarında meydana geldiği görülmüştür. Bu durum basınç artış oranını artırmış, dolayısıyla aşırı vuruntunun meydana gelmesi kaçınılmaz olmuştur. Bu durum HCCI yanmasının aşırı zengin karışımlar ile çalışmasını sınırlandırmıştır.
- HCCI yanması için hazırlanan karışımın aşırı fakir olması halinde ise silindir içi kimyasal reaksiyonlar oldukça yavaşlamış ve kendi kendine tutuşma kapasitesinin azalmasına sebep olmuştur. Bu durum HCCI yanmasının ateşlenememe bölgesi ile sınırlandırılmasına sebep olmuştur.
- Zengin karışımlarda yanma başlangıcının ve KA50 açısının ÜÖN'dan önce gerçekleşmesinden dolayı indike termik verimin düştüğü, aşırı fakir karışımlarda ise ateşlenememe probleminin dolayısıyla indike termik verimin ilave olarak düştüğü tespit edilmiştir.
- Deney yakıtlarının oktan sayısının artması ile homojen karışımın tutuşma direnci artış göstermiş ve

maksimum basıncın elde edildiği krank açısı gecikmeye alınmıştır.

- HFK'nın düşük olduğu şartlarda piston ÜÖN'ya ulaşmadan KA50 açısının meydana gelmesi açığa çıkan ısı enerjisinin ve yüksek basıncın pistonun aksi yönünde bir kuvvet oluşturmaya ve dolayısıyla piston tarafından yapılacak olan net işin azalmasına sebep olmuştur. Bu şartlar altında indike termik verim düşmüştür.
- En yüksek indike termik verim RON60 yakıtı kullanımında, HFK'nın 2,14 olduğu şartlarda % 40,6 olarak tespit edilmiştir.
- HFK'nın artırılması silindir içerisine sürülen enerjinin de azalmasına sebep olduğundan maksimum silindir içi basınç ve gaz sıcaklık değerleri her iki yakıt kullanımında da azalmıştır.
- Karışımın fakirleşmesi ile basınç artış oranı azalmış ve yanma süresi uzamıştır.
- Minimum efektif özgül yakıt tüketimi maksimum indike termik verimin elde edildiği çalışma şartlarında elde edilirken, karışımın zenginleşmesi ve fakirleşmesi ile yanma verimi azalmış ve efektif özgül yakıt tüketimi de artış göstermiştir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (Proje kodu: 07/2016-04) tarafından desteklenmiştir.

KISALTMALAR (ABBREVIATIONS)

BMEP	Fren ortalama efektif basıncı
CI	Sıkıştırma ile ateşlemeli motor
CO	Karbon monoksit
CO₂	Karbon dioksit
COV_{İMEP}	İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı
EGR	Egzoz gazı geridönüşümü
HC	Hidrokarbon
HCCI	Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli
HFK	Hava fazlalık katsayısı
İMEP	İndike ortalama efektif basınç
KA	Krank açısı
NO_x	Azotoksit
RON	Araştırma oktan sayısı
SI	Buji ile ateşlemeli motor
ÜÖN	Üst ölü nokta

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Mohanamurugan S., Sendilvelan S. "Emission and combustion characteristics of different fuel In A HCCI

- engine", *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 3:279–292, (2011).
- [2] Hairuddin A., Wandel A., Yusaf T. "An introduction to a homogeneous charge compression ignition engine", *The Journal of Mechanical Engineering Science*, 7:1042–1052, (2014).
- [3] Hasan M.M., Rahman M.M., Kadirgama K.. "A review on homogeneous charge compression ignition engine performance using biodiesel-diesel blend as a fuel", *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 11:2199–2211, (2015).
- [4] Machrafi H., Cavadiasa S. "An experimental and numerical analysis of the influence of the inlet temperature, equivalence ratio and compression ratio on the HCCI auto-ignition process of Primary Reference Fuels in an engine" *Fuel Processing Technology*, 89: 1218-1226, (2008).
- [5] Polovina D., McKenna D., Wheeler J., Sterniak J., Miersch-Wiemers O., Mond A. "Steady-state combustion development of a downsized multi-cylinder engine with range extended HCCI/SACI capability", *SAE Technical Paper*, 2013-01-1655, (2013).
- [6] Najafabadi M.I., Abdul A.N. "Homogeneous charge compression ignition combustion: challenges and proposed solutions", *Journal of Combustion*, Article ID783789, 14pages, (2013)
- [7] Yao M., Zheng Z., Liu H. "Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines", *Progress in Energy and Combustion Science*, 35: 398–437, (2009).
- [8] Saxena S., Bedoya I.D. "Fundamental phenomena affecting low temperature combustion and HCCI engines, high load limits and strategies for extending these limits", *Progress in Energy and Combustion Science*, 39: 457–488, (2013).
- [9] Zheng J., Yang W., Miller D.L., Cernansky N.P. "A skeletal chemical kinetic model for the HCCI combustion process", *SAE Technical Paper*, 2002-01-0423, (2002).
- [10] Christensen M., Johansson B. "Influence of mixture quality on homogenous charge compression ignition", *SAE Technical Paper*, 2000-01-2454, (2000).
- [11] Yang J., Kenney T. "Some concept of DISI engine for high fuel efficiency and low emissions", *SAE Technical Paper*, 2002-01-2747, (2002).
- [12] Yang J., Culp T., Kenney T. "Development of a gasoline engine system using HCCI technology-the concept and the test results", *SAE Technical Paper*, 2002-01-2832, (2002).
- [13] Maurya R.K., Agarwal A.K. "Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogenous charge compression ignition (HCCI) combustion engine", *Applied Energy*, 88: 1169-1180 (2011).
- [14] Lu X., Hou Y., Zu L., Huang Z. "Experimental study on the auto ignition and combustion characteristics in the homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion operation with ethanol/n-heptane blend fuel by port injection", *Fuel*, 85: 2622-2631, (2006).
- [15] Uyumaz A., Solmaz H., Yilmaz E., Yamik H., Polat S. "Experimental examination of the effects of military aviation fuel JP-8 and biodiesel fuel blends on the engine performance, exhaust emissions and combustion in a direct injection engine", *Fuel Processing Technology*, 128: 158–165, (2014).
- [16] Dec J.E. "Advanced compression-ignition engines-understanding the incylinder processes", *Proceedings of the Combustion Institute*, 32: 2727–2742, (2009).
- [17] Imtenan S., Varman M., Masjuki H.H., Kalam M.A., Sajjad H., Arbab M.I. "Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels: a review", *Energy Conversion and Management*, 80: 329–356, (2014).
- [18] 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% isooctane fuels", *Fuel Processing Technology*, 130: 275–281, (2015).
- [19] Curran H.J., Gaffuri P., Pitz J.W., Westbrook C.K. "A comprehensive modeling study of n-heptane oxidation", *Combustion and Flame*, 114: 149–177, (1998).
- [20] Saisirirat P., Togbe C., Chanchaona S., Foucher F., Mounaim-Rousselle C., Dagaut P. "Auto-ignition and combustion characteristics in HCCI and JSR using 1-butanol/ n-heptane and ethanol/n-heptane blends", *Proceedings of the Combustion Institute*, 33: 3007–3014, (2011).
- [21] Yao M., Zheng Z., Zhang B., Chen Z. "The effect of PRF fuel octane number on HCCI operation", *SAE Technical Paper*, 2004-01-2292, (2004).
- [22] 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).
- [23] Hyvonen J., Haraldsson G., Johansson B. "Operating conditions using spark assisted CCI combustion during combustion mode transfer to SI in a multicylinder VCR-HCCI engine", *SAE Technical Paper*, 2005-01-0109, (2005).
- [24] Wagner R., Edwards K., Daw C., Green J., Bunting B. "On the nature of cyclic dispersion in spark assisted HCCI combustion", *SAE Technical Paper*, 2006-01-0418, (2006)
- [25] Wang Z., Wang J.X., Shuai S.J., Ma Q.J. "Effects of spark ignition and stratified charge on gasoline HCCI combustion with direct injection", *SAE Technical Paper*, 2005-01-0137, (2005)
- [26] Zhao H. "CCI and CAI Engines For The Automotive Industry", *England: Woodhead Publishing Limited*, (2007).
- [27] Sudheesh K., Mallikarjuna J.M. "Diethyl ether as an ignition improver for biogas homogeneous charge compression ignition (HCCI) operation-An experimental investigation", *Energy*, 35(9): 3614-3622, (2010).
- [28] Ma J., Lü X., Ji L., Huang Z. "An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel", *International Journal of Thermal Sciences*, 47(9): 1235-1242, (2008).
- [29] Polat S. "An experimental study on combustion, engine performance and exhaust emissions in a HCCI engine fuelled with diethyl ether-ethanol fuel blends." *Fuel Processing Technology*, 143: 140-150, (2016).
- [30] Wallner T., Miers S.A., McConnell S. "A comparison of ethanol and butanol as oxygenates using a direct-injection, spark-ignition engine", *Journal of*

- Engineering for Gas Turbines and Power*, 131(3): 032802, (2009).
- [31] Christensen M., Hultqvist A., Johansson B. "Demonstrating the multi fuel capability of a homogeneous charge compression ignition engine with variable compression ratio", *SAE Technical Paper*, 1999-01-3679, (1999).
- [32] Kim M.Y., Lee C.S. "Effect of a narrow fuel spray angle and a dual injection configuration on the improvement of exhaust emissions in a HCCI diesel engine", *Fuel*, 86(17-18): 2871-2880, (2007).
- [33] Guo H., Neill W.S., Chippior W., Li H., Taylor J.D. "An experimental and modeling study of HCCI combustion using n-heptane", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(2): 022801, (2010).
- [34] Iida M., Hayashi M., Foster D.E., Martin J.K. "Characteristics of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation for variations in compression ratio, speed, and intake temperature while using n-butane as a fuel", *Journal of engineering for gas turbines and power*, 125(2): 472-478, (2003).