

PAPER DETAILS

TITLE: HCCI BİR MOTORDA OKTAN SAYISININ YANMA KARAKTERİSTİKLERİ VE MOTOR PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

AUTHORS: Serdar HALIS,Çağatay NACAĞ,Hamit SOLMAZ,Emre YILMAZ,Serdar YÜCESU

PAGES: 99-110

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/1240427>



HCCI BİR MOTORDA OKTAN SAYISININ YANMA KARAKTERİSTİKLERİ VE MOTOR PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Serdar HALİS*, Çağatay NACAK*, Hamit SOLMAZ*, Emre YILMAZ**, H. Serdar YÜCESU*

* Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Ankara

serdarhalis@gazi.edu.tr, nacakcagatay@gazi.edu.tr, hsolmaz@gazi.edu.tr, yucesu@gazi.edu.tr

** Hakkari Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Hakkari
emreyilmaz@hakkari.edu.tr

(Geliş Tarihi: 08.03.2018, Kabul Tarihi: 17.09.2018)

Özet: Bu çalışmada, HCCI modundaki dört silindirli bir motorda 40 °C giriş hava sıcaklığında ve tam gaz keleşği açıklığında farklı araştırma oktan sayısına (RON0, RON20 ve RON40) sahip referans yakıtların motor performansı ve yanma karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. HCCI motor için çalışma aralığı belirlenmiş ve her bir yakıt için fren özgül yakıt tüketimi (FÖYT) haritaları oluşturulmuştur. Yanma karakteristikleri 1000 rpm sabit motor hızında incelenmiştir. Doğal emişli olarak çalıştırılan motorda $\lambda=2.15$ değerinde ısı yayılım oranı ve silindir içi basınç değerleri analiz edilmiştir. Oktan sayısı arttıkça motor yükünün de arttığı ancak çalışma aralığının azaldığı görülmüştür. En düşük özgül yakıt tüketimi değerleri RON0 için 238.7 g/kWh, RON20 için 251.3 g/kWh ve RON40 için 276.6 g/kWh olarak elde edilmiştir. Oktan sayısının artmasıyla yanma başlangıcında gecikme olduğu gözlenmiştir. En iyi CA50 değeri, RON0 ve RON20' ye göre daha yavaş yanma olması nedeniyle RON40 ile üst ölü noktadan 6 °KA sonra elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli yanma, Düşük sıcaklıkta yanma, özgül yakıt tüketimi, içten yanmalı motor.

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF OCTANE NUMBER ON COMBUSTION CHARACTERISTICS AND ENGINE PERFORMANCE IN A HCCI ENGINE

Abstract: In this study, the effects of reference fuels with different research octane numbers (RON0, RON20 and RON40) on engine performance were investigated at 40 °C intake air temperature and full load in a four cylinders HCCI engine. The operating range for the HCCI engine has been determined and the brake specific fuel consumption maps for each fuel have been created. Combustion characteristics were investigated at a constant engine speed of 1000 rpm. The heat release rate and in-cylinder pressure lambda values of $\lambda=2.15$ were obtained for the engine operating in natural-aspirated mode. As the number of octane increases, the engine load increases but the operating range decreases. The lowest BSFC values were obtained at 238.7 g/kWh for RON0, 251.3 g/kWh for RON20 and 276.6 g/kWh for RON40. It was observed that there was a delay in the start of combustion as the number of octane increased. The best CA50 value was obtained 6 °CA from aTDC with RON40 because of the slower burning than RON0 and RON20.

Keywords: HCCI, low temperature combustion (LTC), specific fuel consumption, internal combustion engine.

KISALTMALAR

<i>aTDC</i>	After top dead center
<i>BSFC</i>	Brake spesifik fuel consumption
<i>CA</i>	Crank angle
<i>FÖYT</i>	Fren özgül yakıt tüketimi [g/kWh]
<i>HCCI</i>	Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme
<i>IMEP</i>	İndike ortalama efektif basınç [bar]
<i>°KA</i>	Krank açısı derecesi
<i>LTC</i>	Düşük sıcaklıkta yanma
<i>MPRR</i>	Maksimum basınç artış oranı
<i>RON</i>	Araştırma oktan sayısı
<i>ÜÖN</i>	Üst ölü nokta

SEMBOLLER

<i>A</i>	Isı transferi yüzey alanı [m ²]
λ	Lambda
σ_{imep}	Standart sapma
COV_{imep}	İndike ortalama efektif basınçlardaki varyans katsayısı
<i>dQ</i>	Isı yayılımı
<i>dθ</i>	Krank açısı değişimi
h_g	Isı taşınım katsayısı [W/m ² K]
η_{yanma}	Yanma verimi
<i>n</i>	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 ısı değeri [kJ/kg]
Q_{nhep}	n-heptan alt ısı değeri [kJ/kg]
θ_{yb}	Yanmanın başladığı krank açısı
θ_{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]

GİRİŞ

Günümüzde, petrol kaynaklarının azalma riski ve yoğun taşıt kullanımı yüzünden oluşan egzoz dumanı havadaki karbondioksit (CO₂) ve nitrojen oksit (NO_x) miktarını artırarak çevre kirliliklerine ve sera gazı etkisine neden olmaktadır. Bununla beraber, gereken ihtiyaçları karşılamak için yüksek verimli ve düşük emisyonlu güç kaynağına sahip motorlar talep edilmektedir.

Buji ile ateşlemeli motorlar hava/yakıt oranı ve katalitik konvertörün hassas bir şekilde kontrolü sayesinde çevre dostudur. Fakat motorun vuruntu yapma olasılığının fazla olması, zayıf yanabilirlik limitleri olması bu tip motorları sınırlandırmaktadır. Ayrıca sıkıştırma oranının arttırılamaması motor verimini olumsuz etkilemektedir (İida ve ark., 2003). Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda ise yüksek termal verim, dayanıklılık, düşük yakıt tüketim özelliği ve ağır yüklerde istenen gücü sağlaması avantajdır (Kiplimo ve ark., 2012). Ancak bu avantajlarının yanında heterojen yanma olduğundan dolayı oluşan yüksek nitrojen oksit (NO_x) ve partikül madde (PM) emisyonları sıkıştırma ile ateşlemeli motorun dezavantajlarındandır (Yılmaz ve ark., 2014; Aksoy ve ark., 2017; Nagareddy, 2017; Ciniviz ve ark. 2017). Bununla birlikte, bu tip motorlarda NO_x ve PM emisyonlarının aynı anda azaltılması da çok mümkün değildir (Jacobs ve Assanis, 2007). Her geçen gün havadaki emisyon değerleri arttığı için, bu konudaki kısıtlamalarda o derece artmaktadır. Zararlı gazlar havaya karıştıktan sonra etkilerini en aza indirmek hem pahalı hem de zahmetlidir. Bu yüzden kaynağında minimum seviyeye indirmek gereklidir (Cinar ve ark., 2015). Bu sebeplerden dolayı çalışmalar giderek düşük sıcaklıkta yanma (LTC) olarak isimlendirilen yanma stratejisi üzerine yoğunlaşmaktadır (Bai ve ark., 2014, Cinar ve ark., 2015).

LTC'nin homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlarda kullanımı ilk olarak 1979 yılında

tanıtılmıştır (Onishi ve ark., 1979). HCCI motorları içten yanmalı motorlar sınıfındandır. LTC sistemler buji ile ateşlemeli motorlarda olduğu gibi hava ve yakıt önceden karıştırılıp silindir içerisine alınmakta fakat dolgu, sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki gibi yanma sıkıştırma sonucu ısınan hava ile kendi kendine gerçekleşmektedir (Khaliq ve ark., 2011). Alınan hava/yakıt dolgusu, silindir içerisine bir kısıtlama olmadan direk alınmakta ve kısmi motor yüklerinde dahi oldukça fakir karışımlarda çalışabilmektedir. Bununla beraber hava/yakıt oranının kontrolü ile motor yükünün değişimi sağlanmaktadır (Yap ve ark., 2005, Lü ve ark., 2006, Megaritis ve ark., 2007, Arcoumanis ve ark., 2008, Çınar ve Uyumaz, 2014). Motor yükünün gaz keleşliği ile kontrol edilmemesi ve gaz keleşliğinin HCCI yanma modunda bütün devir ve yüklerde tam açık olması pompalama kayıplarının minimum seviyeye inmesini sağlamaktadır. Ayrıca HCCI yanma modunda motor fakir karışımlarda daha yüksek sıkıştırma oranları ile çalıştırılabildiğinden yaklaşık %53'e varan indike termik verim sağlayabilmektedir (Polat ve ark., 2017, Solouk ve ark., 2016). Fakir karışımlarla çalışabilme ve homojen karışım nedeniyle HCCI motorlar düşük partikül ve NO_x emisyonuna sahiptir (Zhao, 2007, Cinar, Uyumaz ve ark., 2015, He ve ark., 2015, Solouk, Shakiba-herfeh ve ark., 2016). Ancak, HCCI yanma modunda silindir içindeki yanma neredeyse sabit hacimde gerçekleştiği için yanma odasında ani ısı ve basınç artışına neden olmaktadır. Yanma başlangıcı kontrolünün zor olması karayolu taşıtları için dezavantaj yaratmaktadır. Ayrıca, kimyasal reaksiyonlar, içeri alınan dolgunun yakıt ve termodinamik özelliklerine bağlı olarak yanma sürecini yönlendirirler. Bu duruma bağlı olarak kısmi ve tam yük koşullarında teklem ve vuruntu sorunları görülmektedir. Bunlar HCCI motorların çalışma aralığını sınırlamaktadır (Polat ve ark., 2017). HCCI motorlarda yanma işlemini kontrol etmek için emme havası giriş sıcaklığı, değişken sıkıştırma oranı, değişken supap zamanlaması, farklı valf kaldırma mekanizmaları, egzoz gaz resirkülasyonu (EGR) ve artan emme manifoldu basıncı gibi yöntemler uygulanmıştır (Haraldsson ve ark., 2002, Shaver ve ark., 2004, Hamada ve ark., 2005, Lü ve ark., 2005, Agrell, 2006, Cinar, Uyumaz ve ark., 2015, Polat ve ark., 2015, Polat ve ark., 2017).

Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda setan sayısı kendi kendine tutuşmayı garanti edebilmek için önemli bir yakıt özelliğidir. Buji ile ateşlemeli motorlarda ise vuruntu direncini arttırabilmek ve verimli çalışma şartlarını koruyabilmek için artan sıkıştırma oranı ile birlikte daha yüksek oktanlı yakıtlar tercih edilmektedir (Celikten ve ark.,2015). Bu durum içten yanmalı bir motorda istenen yanma karakteristiğinin elde edilebilmesi için yakıt seçiminin büyük bir öneme sahip olduğunu göstermektedir. HCCI yanma modu için kullanılan motorun sıkıştırma oranı da dikkate alınarak bugüne dek pek çok farklı yakıt türü ile araştırmalar gerçekleştirilmiştir. HCCI yanmasında yüksek sıkıştırma oranı ve benzin motorlarına göre nispeten daha düşük bir oktan sayısı ihtiyacı olduğundan standart pompa yakıtları olan benzin ve motorin araştırma

çalışmalarında daha az tercih edilmiştir (Yu ve ark., 2017). Etanol, bütanol, propanol, dietileter, dimetileter, doğal gaz, biyodizel gibi alternatif yakıtlar ise HCCI yanmasında bugüne dek kullanılan yakıtlardan bazılarıdır (Maurya ve ark., 2011, Uyumaz, 2015, Cinar ve ark., 2010, Polat, 2016, Benajes ve ark., 2018, Soloiu ve ark., 2018, Zheng ve ark., 2018, Reyhanian ve Vahid, 2018, Poorghasemi ve ark., 2017, Ansari ve ark., 2016). Bunun yanı sıra Referans yakıtlar olan izooktan ve n-heptan kullanıldığında oktan sayısı bu iki referans yakıtın oranına bağlı olarak istenildiği gibi değiştirilebildiği ve ölçülebildiği için HCCI araştırmalarında sıklıkla bu yakıtlar kullanılmıştır (Eng ve ark., 2002, Cinar ve ark., 2015, Choi ve Chen, 2005, An ve ark., 2018).

HCCI yanma modunda yanma başlangıcı büyük oranda sıkıştırma sırasında silindir içerisinde ulaşılan sıcaklığa ve yakıtın kendi kendine tutuşabilme özelliklerine bağlıdır. Silindir içi sıcaklıkların çevrimden çevrime farklılık göstermesi yanma başlangıcının kontrolünü zorlaştırmaktadır (Polat ve ark., 2017). Bu nedenle araştırmacılar kullanılan motorda HCCI yanmasını belirli bir aralıkta sağlayabilmek için uygun yakıtı belirlemeye çalışmaktadırlar. Bunu başarabilmek için yakıtın kendi kendine tutuşma özelliklerinin belirli bir aralıkta olması gerekmektedir. Sudheesh ve Mallikarjuna biyogaz kullanılan bir HCCI motorda yanma iyileştirici olarak dietil eter kullanımını araştırmak üzere deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada hem biyogaz hem de dietil eter emme manifoldu yolu ile silindire alınarak homojen karışım sağlanmıştır. Her farklı yük durumu için en yüksek termik verimi sağlayan dietil eter oranı belirlenmeye çalışılmıştır. Böylece her farklı yük durumu için yanma başlangıcının daha kararlı olarak kontrol edilebileceği ifade edilmiştir. Sonuçlar biyogaz-dizel çift yakıt ve biyogaz buji ile ateşlemeli yanma modları ile karşılaştırıldığında biyogaz-dietil eter HCCI yanma modunun sırasıyla % 3.48 ve % 9.21 daha yüksek termik verime sahip olduğu görülmüştür (Sudheesh, 2010). Hou ve ark. n-heptan ile yüksek oktan sayısına sahip olan metil tersiyer bütül eter (MTBE), etanol ve metanol yakıtlarını % 10, 20, 30, 40, 50, ve 60 oranlarında karıştırarak HCCI bir motorda yanma fazı ve ısı yayılımı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yüksek oktanlı yakıt ile n-heptan karışımı kullanılması durumunda, saf n-heptan kullanımına göre yanma fazının geciktiğini ve ısı yayılım hızının arttığını tespit etmişlerdir. Kullanılan yakıt karışımındaki MTBE, etanol ve metanol oranları arttıkça benzer oranda yanma başlangıcı geciktiği ve maksimum ısı yayılımı üst ölü nokta (ÜÖN) civarına kaydığı ifade edilmiştir (Chun, 2006). HCCI bir motorda emme havası giriş basıncı ve oktan sayısının yanma ve emisyonlar üzerindeki etkilerinin incelendiği bir diğer çalışmada n-heptan ve izooktan yakıtları ile hazırlanan 90, 93 ve 97 oktanlı yakıtlar kullanılmıştır. Deneyler 0.1, 0.15 ve 0.2 MPa emme basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Emme basıncı arttıkça yanma başlangıcının daha önce meydana geldiği belirlenmiştir. 93 oktanlı yakıt kullanıldığında yanma başlangıcının 90 oktanlı yakıtı göre 5 °KA kadar daha

geç meydana geldiği ifade edilmiştir. Aynı şartlarda aşırı doldurma basıncı arttıkça 5 °lik bu farkın azaldığı belirlenmiştir (Liu ve ark., 2008). Machrafi ve ark. HCCI bir motorda referans yakıtların kendi kendine tutuşma sürecini analiz edebilmek amacıyla deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Oktan sayısı 0 ile 100 aralığında 20'şer artışlarla 6 farklı oktan sayısına sahip yakıt kullanmışlardır. Farklı giriş havası sıcaklıklarında ve farklı sıkıştırma oranlarında gerçekleştirdikleri çalışmada izooktan oranı arttıkça tutuşma noktasının geciktiği ancak sıkıştırma oranı ve giriş sıcaklığı arttıkça bu gecikmenin azaldığı ifade edilmiştir (Machrafi ve ark., 2008). Shibata ve ark. yakıt özelliklerinin HCCI bir motorun performansını ile düşük ve yüksek sıcaklık oksidasyonu üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Araştırma oktan sayısı 70, 80 ve 92 olan yakıtlarla gerçekleştirdikleri deneylerde süpersarjlı dört silindirli bir motor kullanmışlardır. Yakıtın oktan sayısı arttıkça ısı yayılımı eğrisi üzerinde düşük sıcaklık oksidasyonunun daha az görüldüğünü ifade etmişlerdir. 92 oktanlı yakıt ile gerçekleştirdikleri deneylerde diğer yakıtlara göre yüksek sıcaklık ısı yayılımının yüksek motor devirlerinde gecikerek teklemlere neden olduğu belirtilmiştir (Shibata ve ark., 2004).

HCCI motorların çalışma aralığının belirlenmesinde oktan sayısının önemi bulunmaktadır. Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde genellikle farklı yakıt tiplerinin veya oktan sayısının yanma başlangıcı, yanma fazı, ısı yayılım oranı gibi yanma karakteristiklerine etkilerinin incelendiği görülmektedir. Bu çalışmada, dört zamanlı, dört silindirli, benzinli, direkt enjeksiyonlu HCCI modundaki bir motorda 40 °C giriş hava sıcaklığında ve tam yükte, farklı araştırma oktan sayısına (RON0, RON20 ve RON40) sahip referans yakıtların motor performansına ve yanma karakteristiklerine etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada ayrıca farklı oktan sayısına sahip yakıtların kullanılması durumunda HCCI motorun çalışma aralığı belirlenmiş ve her bir yakıt için fren özgül yakıt tüketimi haritaları oluşturulmuştur.

MATERYAL VE METOT

HCCI yanma modu için yapılan çalışmalar Michigan Teknoloji Üniversitesi, İleri Güç Sistemleri Araştırma Merkezinde gerçekleştirilmiştir. Dört zamanlı ve dört silindirli, GM Ecotec benzinli motor HCCI yanma modunda çalıştırılarak motor haritaları elde edilmiştir. Deney motoru orijinal yakıt sistemi, doğrudan silindir içerisine 150 bar da yakıt püskürtebilen direkt benzin enjeksiyon (GDI) sistemidir. Birçok çalışmada tam HCCI modunda karışımın silindirde tam homojen olabilmesi için yakıt emme manifolduna püskürtülmektedir. Bu nedenle bu çalışmada karışımın homojenliğini garanti edebilmek için motorun orijinal yakıt enjeksiyon sistemi kullanılmamıştır. Orijinal motor kontrol ünitesi iptal edilmiş ve motor üzerindeki tüm işleticiler dSPACE ürünleri olan MicroAutoBox ve RapidPro ile kontrol edilmiştir. Yakıt emme manifoldu üzerine yerleştirilen sekiz adet port tipi yakıt enjektörü (PFI) ile emme manifolduna püskürtülmüştür. Sonradan motora eklenen bu sekiz adet enjektör dSPACE ile kontrol edilmiştir.

İstenen oktan sayısı dört adet PFI enjektöründen n-heptan, diğer dört adet PFI enjektöründen ise izooktan belirlenen oranlarda püskürtülerek elde edilmiştir. Yakıt püskürtme işlemi 3 bar'da gerçekleştirilmiş ve bu yakıt basıncını sağlayabilmek için harici bir besleme ünitesi kullanılmıştır. Emme havası giriş sıcaklığı, emme manifoldu ve gaz kelebeğinin arasına monte edilen hava ısıtıcısı ile kontrol edilmiştir. Kullanılan deney motoru 460 BG gücünde hızı ayarlanabilir AC dinamometreye bağlanmış ve devri kontrol edilmiştir. Deney motorunun teknik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Silindir içindeki basınç PCB piezotronics markalı 115A04 model basınç transdüseri ile ölçülmüştür. Elde edilen silindir içi basınç verileri DSP markalı 1104CA model şarj amplifikatörü ile yükseltilmiş ACAP yanma analiz sisteminde işlenmiştir. Krank açısı ölçümlerini elde edebilmek için 1 °KA çözünürlüğe sahip enkoder kullanılmıştır. Emme hava debisini ölçmek için Merriam marka MDT500 model hava akım ölçüm sistemi kullanılmıştır.

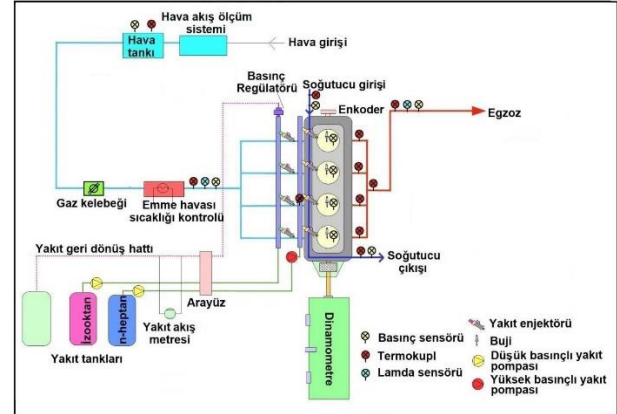
Tablo 1. Çalışma yapılan motorun teknik özellikleri

Model	GM Ecotec 2.0L Turbo
Silindir Çapı x Strok [mm]	86 x 86
Silindir Sayısı	4
Silindir Hacmi [cc]	1998
Sıkıştırma Oranı [mm]	9.2:1
Biyel Kolu Uzunluğu [mm]	145.5
Maksimum Motor Gücü [kW @5300 d/d]	164
Maksimum Motor Torku [Nm @2400 d/d]	353
Yakıt Enjeksiyon Sistemi	Benzinli Direkt Enjeksiyon
Supap Sistemi	4 supaplı, Üstten çift eksantrik
Supap lifti [mm]	10.3

Yakıt kütle debisi 1700 model Micro Motion marka coriolis tip akış metre ile ölçülmüştür. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 1'de görülmektedir. HCCI motor dSPACE MicroAutoBox ve RapidPro üniteleri ile kontrolü sağlanmıştır. Direkt enjektörlerin, port tipi enjektörlerin, bujilerin, değişken supap zamanlamasının, gaz kelebeği konumunun, yakıt pompasının ve EGR valfinin kontrolünü içeren motor yönetim sistemi için MATLAB Simulink modeli geliştirilmiştir. dSPACE üniteleri aynı zamanda λ, krank açısı, emme ve egzoz kam pozisyonları, yakıt hat basıncı ve EGR valfi pozisyonunu da ölçebilmektedir. Tasarlanan sistemde hacimsel verim, özgül yakıt tüketimi, fren torku, yanma verimi, indike ortalama efektif basınç (imep), basınç artış oranı ve indike termik verim hesaplanabilmektedir.

Oktan sayısı bir yakıtın vuruntuya karşı olan direncini ifade etmekte olup referans yakıtlar n-heptan ve izooktan

karişimleri ile tayin edilebilmektedirler. Bu çalışma kapsamında RON0, RON20 ve RON40 yakıtları kullanılmıştır. Oktan sayısı sıfır kabul edilen n-heptan ile oktan sayısı 100 kabul edilen izooktan hacimsel olarak karıştırılarak istenilen yakıt elde edilebilir (Cinar ve ark., 2015). 4 adet PFI enjektörü ile emme manifolduna izooktan püskürtülürken, 4 farklı PFI enjektörü ile yine emme manifolduna n-heptan püskürtülmüştür. Çalışmada kullanılan motorun sıkıştırma oranı 9.2 olup motorda herhangi bir modifikasyon gerçekleştirilmemiştir.



Şekil 1. Çalışma yapılan deney düzeneğinin şematik görünümü

Düşük sıcaklık yanma çevrimlerinde yakıtın kendi kendine tutuşabilmesi için genellikle sıkıştırma oranları dizel motorlarının sıkıştırma oranlarına yakın seçilmektedir. Ayrıca düşük sıcaklık yanma çevrimi çalışmalarında emme havası giriş sıcaklığı elektrikli ısıtıcılarla 120 °C'ye kadar artırılabilir. Bu durum giriş havasının ısıtılabilmesi için ilave bir güç kaybına neden olacaktır. Bu çalışmada giriş havası sıcaklığı 40°C gibi egzoz gaz sıcaklığı ile temin edilebilecek düşük bir sıcaklıkta sabit tutulmuştur. Çalışmada kullanılan motorun sıkıştırma oranı ve giriş hava sıcaklığı diğer çalışmalara nazaran düşük olduğundan ve kendi kendine tutuşmayı sağlayabilmek amacıyla çalışma daha düşük oktan sayılı yakıtlarla gerçekleştirilmiştir. İstenen oktan sayısının elde edilebilmesi için,

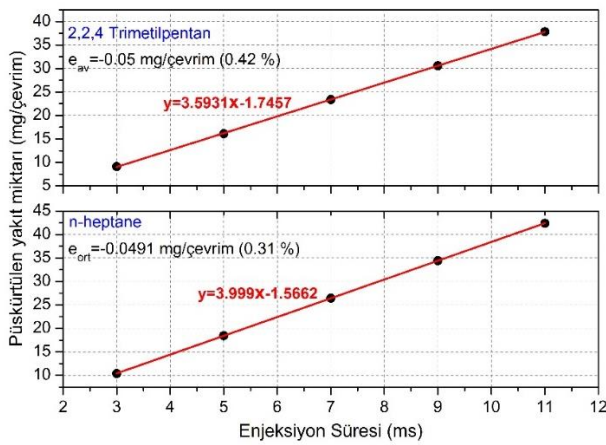
$$RON = \frac{\dot{V}_{izo}}{\dot{V}_{nhep} + \dot{V}_{izo}} \times 100 \quad (1)$$

eşitliği PFI enjektörlerini kontrol eden Simulink bloklarının dışarısında bir oktan sayısı kontrol bloğuna tanımlanmıştır. Deneylerde kullanılan izooktan ve n-heptan yakıtlarının yoğunlukları birbirinden farklıdır. Tablo 2'de deney yakıtlarının özellikleri görülmektedir.

Tablo 2. Deney yakıtlarının özellikleri (Arora, 2016)

Özellik	n-heptan	İzooktan
Üst ısı değeri [MJ/kg]	48.07	47.77
Alt ısı değeri [MJ/kg]	44.56	44.30
Yoğunluk [kg/m ³]	686.6	693.8
Oktan sayısı	0	100
H/C oranı	2.29	2.25

PFI enjektörleri aynı süre açık kalsa bile püskürtülecek izooktan ve n-heptan miktarı farklı olacaktır. Bu durum hem yakıt miktarının hem de oktan sayısı hatalı olacağından enjektörlerin izooktan ve n-heptan yakıtları için kalibre edilmesi gerekmektedir. Sırasıyla izooktan enjektörleri ve n-heptan enjektörleri açık kalma süreleri artırılarak çevrim başına püskürtülen yakıt miktarları hassas coriolis tip yakıt ölçer ile ölçülmüştür. Elde edilen datalar sonucunda Şekil 2’de görüldüğü gibi bir püskürtme karakteristiği elde edilmektedir ki bu selenoid kontrollü PFI enjektörlerinin püskürtme karakteristiği ile uyumludur. Kalibrasyon sonucunda izooktan ve n-heptan yakıtları için elde edilen eşitlikler simulink modelinde PFI enjektörlerinin kontrol bloğuna gömülerek çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı ile oktan sayısının kontrolü gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2. PFI enjektörlerinin izooktan ve n-heptan yakıtları için kalibrasyonu

Şekil 3’te sekiz adet PFI enjektörünün kontrolü için oluşturulan simulink alt sistemi görülmektedir. Bosch EV14 model selenoid enjektörlerin sürülmesi RapidPro üzerindeki düşük kenar sürücüler tarafından gerçekleştirilmiştir. Enjektör kontrol blokları motor krank açısı tarafından tetiklenen bu alt sistemde yer almaktadır ve kontrol krank açısı ve zaman esaslı gerçekleştirilmektedir. Çalışma sırasında enjektör pals genişliği değiştirildiğinde veya başka bir ifade ile enjeksiyon miktarı artırılmak veya azaltılmak istenildiğinde, bu takip eden çevrimden itibaren gerçekleşecek şekilde bir algoritma geliştirilmiştir. Oktan sayısı, yakıt enjeksiyonu başlama açısı ve püskürtülecek yakıt miktarı modelin girdileri olarak bir ara yüz üzerinde gerçek zamanlı olarak değiştirilebilmektedir. Bu girdilere ve motorun anlık çalışma hızına göre n-heptan ve izooktan enjektörleri için gerekli olan pals genişliğini Şekil 3’teki model ayrı ayrı hesaplayarak sürücü devreye iletmektedir. Modelde görülen a1, b1 ve a2, b2 sırasıyla izooktan ve n-heptan için belirlenen kalibrasyon katsayılarıdır.

Yanma sonucu meydana gelen ısı yayılımı silindir içi basınç dataları kullanılarak termodinamiğin birinci kanunundan hesaplanmıştır. Basınç dataları işlenirken 100 çevrimin ortalaması alınmıştır. Kapalı sistem yaklaşımı yapılarak gaz kaçakları ihmal edildiğinde ısı

yayılımı,

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

şeklinde olmaktadır. Burada dQ ve $d\theta$ ısı yayılımı ile krank açısı değişimini ifade ederken; P , V ve n_c sırasıyla silindir basıncını, silindir hacmini ve politropik üssü ifade etmektedir. Sıkıştırma ve genişleme süreçlerinde politropik üs sabit bir değere sahip iken yanma sırasında değeri değişmektedir. Politropik üs silindir içi basınç ve hacim değişimine bağlı olarak politropik ilişkiler kullanılarak,

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

eşitliği ile hesaplanmıştır. Eşitlik 2’de yer alan $\frac{dQ_d}{d\theta}$

krank açısına bağlı silindir duvarından transfer edilen ısı miktarını tanımlamaktadır ve Newton soğutma yasası kullanılarak hesaplanmaktadır.

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

Son eşitlikte yer alan n motor hızını, A ısı transferi yüzey alanını, T_g ve T_d ise silindir içi gaz sıcaklığı ile silindir duvar sıcaklığını ifade etmektedir. Silindir içerisindeki ısı taşınım katsayısı h_g ’nin belirlenebilmesi için farklı yaklaşımlar mevcuttur. Nussely, Hohenberg ve Woschni içten yanmalı motorlarda silindir içi ısı taşınım katsayısının belirlenebilmesi için farklı eşitlikler önermişlerdir (Solmaz, 2015). Düşük sıcaklık yanma modunda çalışan bir motorda ısı yayılımı buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli bir motora göre çok daha hızlı gerçekleştiğinden ısı transferi oranının daha düşük olduğunu belirten Chang ve ark. bu yanma modu için değiştirilmiş Woschni eşitliğini geliştirmişlerdir. Bu çalışmada Chang ve ark. geliştirdiği ısı taşınım katsayısı eşitliği kullanılmıştır (Chang ve ark., 2004).

Motorun çalışması sırasındaki yanma kararlılığı çevrimsel farklılıklardan belirlenmektedir. Ayrıca çalışma aralığının tekrleme sınırı da çevrimsel farklılıklar ile oluşturulmaktadır. Çevrimsel farklılıklar,

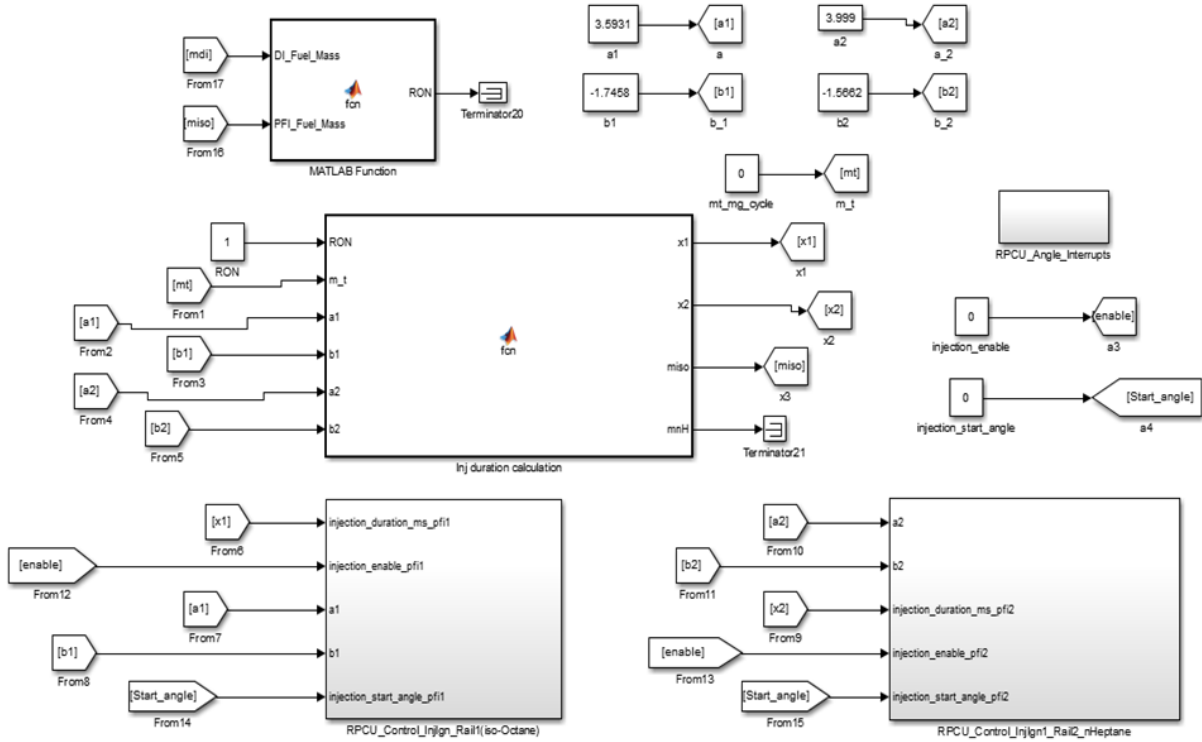
$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{\bar{X}} \times 100 \quad (5)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Burada COV_{imep} indike ortalama efektif basınçlardaki varyans katsayısını ifade ederken, σ_{imep} standart sapmayı ve $\bar{X}$ ortalama efektif basınçların ortalamasıdır. Yanma verimi silindire sürülen yakıtın ne kadarının ısı enerjisine çevrilebildiğinin bir göstergesidir ve,

$$\eta_{yanma} = \frac{\int_{\theta_{yb}}^{\theta_{ys}} \frac{dQ}{d\theta} d\theta}{m_{izo} Q_{izo} + m_{nhp} Q_{nhp}} \quad (6)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada $\frac{dQ}{d\theta}$ Eşitlik 2 ile

hesaplanan krank açısına bağlı ısı yayılımını, θ_{yb} ve θ_{ys} yanmanın başladığı ve bittiği krank açıları, m_{izo} ve m_{nhp} bir çevrimde silindire püskürtülen izooktan ve n-heptan kütlesini ifade etmektedir. Q_{izo} ve Q_{nhp} ise izooktan ve n-heptan yakıtlarının alt ısılarıdır.



Şekil 3. PFI enjektörlerinin kontrolü için geliştirilen Simulink alt sistemi

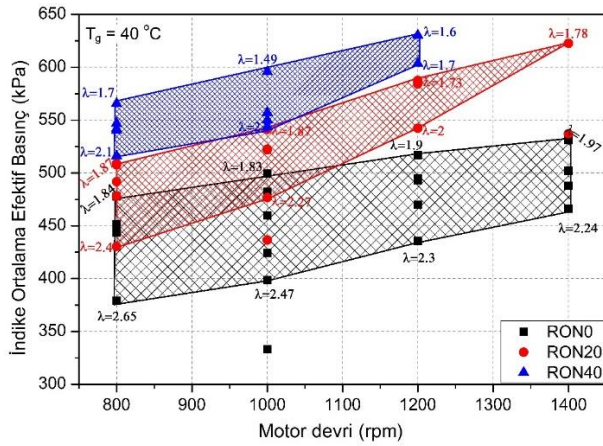
SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Düşük sıcaklık yanma modlarının çalışma aralığı tanımlanırken genellikle teklemeye ve vuruntu sınırları kullanılmaktadır. Vuruntu sınırı maksimum basınç artış oranı (MPRR) ile tespit edilmektedir. İçten yanmalı motorlardaki vuruntu sınırı 10 bar/° olarak kabul edilmektedir (Heywood, 1988). Tekleme sınırı ise CO emisyonu ya da indike ortalama efektif basınç değişim sabiti (COV_{imep}) yardımıyla belirlenmektedir. COV_{imep} değerleri içten yanmalı motorlardaki kararlı yanma için %10'u aşmamalıdır (Heywood, 1988). Araç çalıştırma problemleri genellikle COV_{imep} %10'u aştığında meydana gelmektedir (Kalgatgi ve ark., 2003). Motor HCCI modunda çalıştırıldığında teklemeye genellikle COV_{imep} %10'un üzerindeki değerler olarak ifade edilmekte ve bu sınır teklemeye sınırı olarak tanımlanmaktadır (Yao ve ark., 2004).

Şekil 4'te RON0, RON20 ve RON40 yakıtları için 40 °C giriş hava sıcaklığında HCCI motorun indike ortalama efektif basınç (IMEP) ve hız aralığı gösterilmiştir. Her bir bölgenin üst çizgisi, vuruntu sınırını, alt çizgisi ise teklemeye sınırını belirtmektedir. Şekilde 100 rpm'de 330 kPa civarında elde edilen bir data noktasının COV_{imep} değeri 10'un üzerinde olduğundan çalışma aralığına dahil

edilmemiştir. Şekilde görüldüğü gibi her bir çalışma alanında motor yükünü arttırabilmek için λ 'nın azaltılması gerekmektedir. Motor HCCI modunda çalışırken gaz keleşbeği tam açık konumda bulunmaktadır ve motor yükü silindire gönderilen yakıt miktarı ile kontrol edilmektedir. Motor yükünün arttırılabilmesi için daha fazla yakıt püskürtülmesi gerektiğinden yüksek motor yüklerinde λ değerleri azalmıştır. Araştırma oktan sayısının artışı ile alt ve üst sınır yükleri (IMEP) artmaktadır. Ancak görüldüğü üzere daha yüksek araştırma oktan sayısında daha dar bir çalışma aralığı elde edilmektedir. Daha yüksek RON daha düşük reaktiflik anlamına gelmekte ve yanmanın başlaması için daha zengin bir karışım gerekmektedir. Bu nedenle oktan sayısı arttıkça motor daha zengin şartlarda çalışma sağlayabilmiştir. Düşük giriş hava sıcaklıklarında daha yüksek RON kullanıldığında yanmanın başlamasını kontrol etmek oldukça zorlaşmaktadır. Bu nedenle oktan sayısı arttıkça motor yükü artmakta ancak çalışma aralığı yanmanın başlayamaması ya da kontrol edilememesi nedeniyle daralmaktadır. Daha yüksek RON kullanımı yoğun vuruntuya sebep olmanın yanında ani ısı yayılımına da neden olur. Yüksek motor yüklerinde ani ısı yayılımı özellikle zengin karışımlarda basınç dalgalanmalarının artmasına sebep olur, çünkü yanma odasında kendiliğinden tutuşma aniden meydana gelmektedir. Bu yüzden tüm karışım yanmaya katılır ve

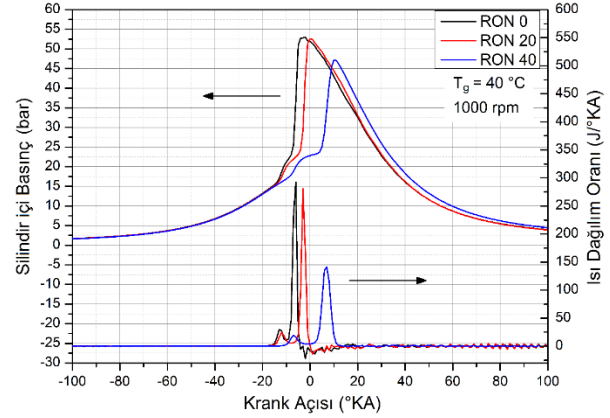
bu yanma vuruyla sonuçlanır. Ancak homojen dolgu karışımı silindirde bırakılan egzoz gazları ile seyreltiğinde ani ısı yayılımı önlenmiş olur. Düşük motor yüklerinde yanmanın sonunda silindir içi sıcaklık azalır. Ayrıca silindirde bırakılan egzoz gazı ile seyreltme, teklemeye sebep olmaktadır. Bu iki önemli problem HCCI motorun yüksek hız ve yüklerde çalışma aralığını sınırlar (Heywood, 1988; Dec, 2002). Şekil 4 incelendiğinde alan olarak en geniş çalışma aralığının RON0 ile elde edildiği görülmektedir. Çalışmada emme havası giriş sıcaklığı HCCI motorlar için oldukça düşük bir sıcaklık olan 40 °C’de tutulmuştur. Bu durum yakıtın kendi kendine tutuşabilme ihtimalini azaltmaktadır. Bu nedenle RON20 ve RON40 yakıtları kullanıldığında püskürtülen yakıt miktarının artmasına bağlı olarak motor IMEP değerleri artmış ancak aralık olarak daralmıştır. Ayrıca oktan sayısı arttıkça yakıtın tutuşturulabilmesi zorlaştığından devir aralığı da 1000-1400 rpm’den 1000-1200 rpm’e düşmüştür. Motor devri arttıkça silindir içerisindeki karışımın silindir duvarları tarafından ısıtılarak yanma başlangıcını teşvik etmesi için yeterli süre azaldığından RON40 yakıtı kullanıldığında 1400 rpm’de HCCI yanması elde edilememiştir.



Şekil 4: HCCI motorun 40 °C giriş hava sıcaklığında indike ortalama efektif basınç ve hız aralığı

HCCI motorları kısmi yüklerde oldukça iyi performans göstermektedir. Yüksek motor yüklerinde, ani ısı dağılımı artışı özellikle daha zengin karışımlarda basınç dalgalanmalarına sebep olur, çünkü kendiliğinden tutuşma yanma odasına aniden gerçekleşmektedir. Ani basınç artışı ve vuru HCCI motorlarda çalışma aralığını sınırlandırmaktadır (Polat ve ark., 2015; Dec, 2002). Kendiliğinden gerçekleşen yanma karışımın bileşimi, sıkıştırma sonunda termodinamik durumu ve kimyasal kinetikler ile kontrol edilmektedir. Çünkü HCCI yanma modunda direkt bir kontrol mevcut değildir (Polat ve ark., 2015). Şekil 5’te 40 °C giriş hava sıcaklığı ve 1000 rpm parametreleri dikkate alınarak farklı araştırma oktan sayılarına sahip yakıtlar (RON0, RON20, RON40) için krank açısına göre silindir içi basınç ve ısı dağılımının değişimi görülmektedir. Her bir yakıt için λ yaklaşık 2.15 değerinde iken silindir içi basınç ve ısı dağılımı elde edilmiştir. Oktan sayısı azaldıkça maksimum silindir içi basıncın arttığı ve yanmanın avansa alındığı görülmektedir. Oktan sayısı arttıkça sabit

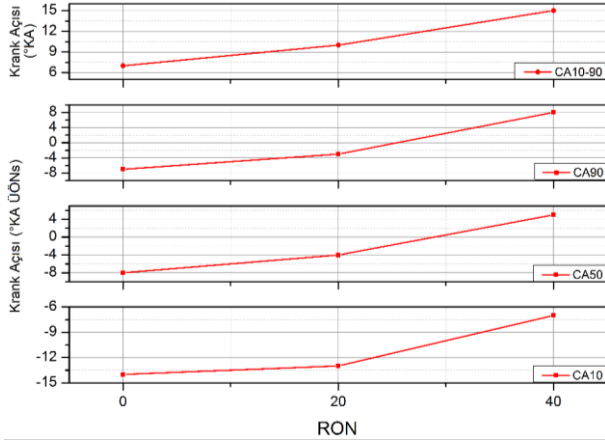
giriş hava sıcaklığında yanma fazının yakıtın reaktivitesinin azalması nedeniyle rötara alındığını söylemek mümkündür. RON0 yakıtı kullanıldığında yakıt reaktivitesi oldukça yüksek olduğundan beklenildiği gibi hem yanma başlangıcı diğer yakıtlara göre daha erken gerçekleşmiş, hem de yüksek yanma hızı nedeniyle basınç artışı çok yüksek seyretmiştir. Bu durum RON0 silindir basınç eğrisinin tepe noktasındaki basınç dalgalanmalarından anlaşılabilmektedir.



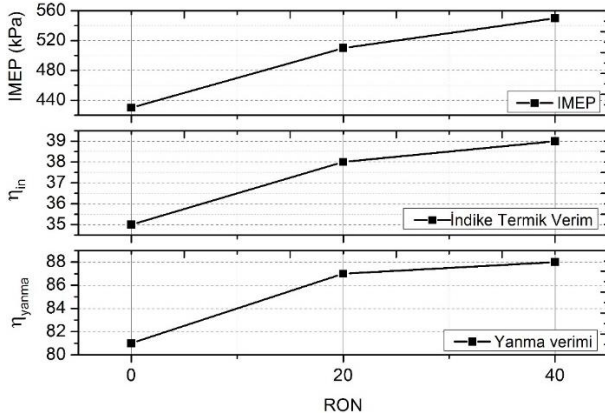
Şekil 5: Araştırma oktan sayısının (RON) silindir içi basınç ve ısı dağılımına etkileri

Silindire alınmış yakıtın %10’u yandığında bu nokta krank açısı cinsinden CA10, %50’si yandığında CA50 ve %90’ı yandığında ise CA90 olarak ifade edilmektedir. Yanmanın sonlandığı noktayı tam olarak belirlemek ısı kayıplarının oluşmasından dolayı zorlaşmaktadır (Polat, Uyumaz ve ark., 2015). Bu nedenle krank açısı cinsinden belirtilen CA10 ile CA90 arasındaki süre (CA10-90) yanma süresi olarak değerlendirilmiştir. Şekil 6’da HCCI modundaki farklı araştırma oktan sayılarına sahip yakıtların CA10, CA50, CA90 ve CA10-90 gibi yanma karakteristikleri gösterilmiştir. Basınç, ısı dağılımı ve CA10 değerlerinden görüleceği üzere daha düşük araştırma oktan sayıları ile yanmanın başlaması daha erken gerçekleşmiştir. RON0, RON20 ve RON40 yakıtlarının kullanılması durumunda yanma başlangıçları sırasıyla ÜÖN’den önce 14, 13 ve 7 °KA olduğu belirlenmiştir. Araştırma oktan sayısı azalırken yakıtın reaktivitesi artmaktadır (Chun., 2006). Bu nedenle daha yüksek yakıt reaktivitesi daha erken yanma başlangıcına ortam hazırlamıştır. Yakıtın bu özelliği daha düşük motor yüklerinde ve düşük giriş hava sıcaklıklarında kullanılabilir. Ancak, bu durum yüksek giriş hava sıcaklıklarında ve daha yüksek motor yüklerinde yanmanın başlangıcını ve aşamalarını kontrol etmeyi zorlaştırabilir. RON0 için CA50’nin ÜÖN’den yaklaşık 8 °KA önce gerçekleşmesi düşük bir termal verimliliği ifade etmektedir. İdeal bir içten yanmalı motorda en yüksek verimi elde etmek için CA50 ÜÖN’den sonra yaklaşık 7-10 °KA olmalıdır (Solmaz, 2015). CA50 araştırma oktan sayısı arttıkça ÜÖN sonrasına doğru kaymaktadır. RON0 ile karşılaştırıldığında RON20 ve RON40 için CA50’nin daha geç krank açılarındaki gerçekleştiği görülmektedir. Bunun nedeni oktan sayısı arttıkça yanma başlangıcının gecikmesidir. Yanma başlangıcı daha geç gerçekleştiğinden yanma fazı olarak

da isimlendirilen CA50'nin ÜÖN ve sonrasına doğru kayması normaldir. Şekil 6'da ani ısı yayılımından dolayı, artan RON ile yanma süresinin kısaldığı da görülmektedir.



Şekil 6: Araştırma oktan sayısının HCCI yanma karakteristiklerine etkisi

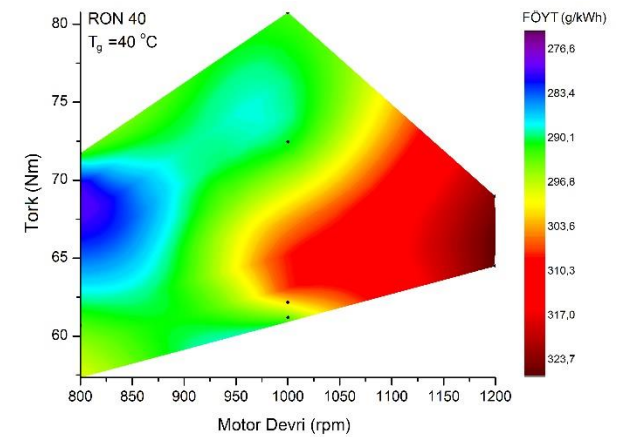
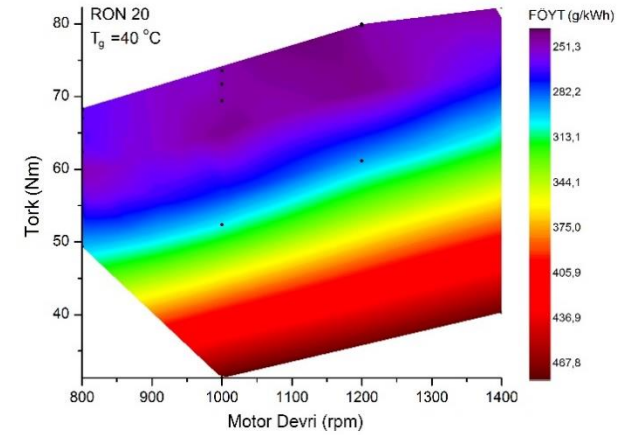
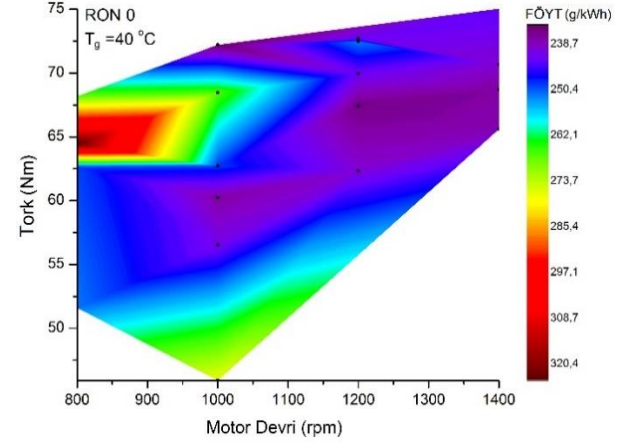


Şekil 7: Araştırma oktan sayısının yanma verimi, indike termik verim ve ortalama efektif basınca etkisi

Şekil 7'de indike termik verim, indike ortalama efektif basınç ve yanma veriminin araştırma oktan sayısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 4'teki çalışma aralığı haritasında da açıklandığı üzere oktan sayısının artması aynı giriş hava sıcaklığı ve motor hızı için yanmayı elde edebilmek ancak silindire daha zengin bir karışımın sürülmesi ile sağlanabilmektedir. Ancak Şekil 7'de elde edilen verilen 1000 rpm sabit motor hızı ve $\lambda=2.15$ değerinde elde edildiğinden silindire sürülen yakıt miktarı ve dolayısıyla karışım oranı aynıdır. Burada İMEP değerinin oktan sayısı arttıkça yükselmesi yanma fazının daha önce açıklandığı gibi ileriye doğru kaymasından kaynaklanmaktadır. CA50'nin artan oktan sayısı ile birlikte optimum noktaya yaklaşması sonucu aynı miktarda yakıt ile daha yüksek bir motor yükü elde edilebilmiştir. Bunun neticesinde yanma verimi ve indike termik verimin de arttığı görülmektedir. İndike termik verim değerleri RON0, RON20 ve RON40 yakıtları için sırasıyla % 35, %38 ve %39 olarak elde edilmiştir.

40 °C giriş hava sıcaklığında RON0, RON20 ve RON40 için fren özgül yakıt tüketimi (FÖYT) haritaları Şekil 8'de gösterilmektedir. HCCI motorun yük aralığı

yaklaşık olarak, düşük sıcaklıkta yanma modunda (LTC) çalışan bir motor için iyi sayılabilecek 30-80 Nm arasındadır. FÖYT haritaları HCCI motorun çalışma aralığını en etkili şekilde anlayabilmek için çok önemlidir. En düşük FÖYT değeri 67,43 Nm torkta ve 1200 rpm da RON0 ile 238.7 g/kWh olarak elde edilmiştir.



Şekil 8: HCCI motorda RON0, RON20 ve RON40 için FÖYT haritaları

SONUÇLAR

Dört zamanlı, dört silindirli HCCI modundaki bir içten yanmalı motorda 40 °C giriş hava sıcaklığında ve tam gaz keleşği açıklığında farklı araştırma oktan sayısına (RON0, RON20 ve RON40) sahip referans yakıtların

motor performansına ve yanma karakteristiklerine etkileri incelenmiştir. HCCI motor için çalışma aralığı belirlenmiş ve her bir yakıt için fren özgül yakıt tüketimi haritaları oluşturulmuştur. Isı dağılımı oranı ve silindir içi basınç değerleri $\lambda=2.15$ değerinde ve 1000 rpm sabit motor hızında elde edilmiştir. Artan yük aralığı dikkate alındığında, araştırma oktan sayısının artışı ile motor hız aralığında azalma olduğu görülmüştür. RON0, RON20 ve RON40 için sırasıyla en düşük FÖYT değerleri 238.7 g/kWh, 251.3 g/kWh ve 276.6 g/kWh olarak elde edilmiştir. Oktan sayısının artışı ile yanma başlangıcında gecikme olduğu gözlenmiştir. En iyi CA50 değeri, RON40 kullanımı ile üst ölü noktadan 6 °KA sonra elde edilmiştir. Oktan sayısı arttıkça CA50 noktasının optimum noktaya yaklaşması ile indike termik verimin iyileştiği gözlemlenmiştir. Maksimum indike termik verim % 39 olarak RON40 yakıtı ile elde edilmiştir. Sonuç olarak aynı giriş havası sıcaklığında oktan sayısının artmasının motor yükünü artırırken motor yük aralığı ve hız aralığını daraltarak motorun çalışma bölgesini küçülttüğü, yanma başlangıcı ve yanma fazını ise geciktirdiği tespit edilmiştir. Farklı giriş havası sıcaklıkları ve daha yüksek sıkıştırma oranları kullanıldığında motorun çalışma aralığının ve motor performansının nasıl değiştiği ileriki bir çalışma olarak incelenebilir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Hamit SOLMAZ 2219/A doktora sonrası araştırma bursu kapsamında Tübitak tarafından desteklenmiştir. Ayrıca deney düzeneğinin kurulması için "United States National Science Foundation (Grant No:1434273)" tarafından finansal destek sağlanmıştır. Yazarlar Tübitak, United States National Science Foundation ve Michigan Teknoloji Üniversitesi Enerji Mekatroniği Laboratuvarı yöneticisi Dr. Mahdi Shahbakhti'ye teşekkür eder.

KAYNAKLAR

Agrell F., 2006, Control of HCCI by aid of Variable Valve Timings with Specialization in Usage of a Non-Linear Quasi-Static Compensation, PhD diss., KTH.

Aksoy F., Uyumaz A., Boz F. ve Yılmaz E., 2017, Experimental Investigation of Neutralized Waste Cooking Oil Biodiesel/Diesel Mixture and Diesel Fuel in a Diesel Engine at Different Engine Loads, International Journal of Automotive Science and Technology, 1(1), 7-15.

An Y., Jaasim M., Raman V., Pérez F. E. H., Im H. G. ve Johansson B., 2018, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) and Partially Premixed Combustion (PPC) in Compression Ignition Engine with Low Octane Gasoline, Energy, 158, 181-191.

Ansari E., Poorghasemi K., Khoshbakht Irdmoussa B., Shahbakhti, M., Naber J., 2016, Efficiency and Emissions Mapping of a Light Duty Diesel - Natural Gas Engine Operating in Conventional Diesel and RCCI

Modes, SAE Technical Paper, 2016-01-2309.

Arcoumanis C., Bae C., Crookes R. ve Kinoshita E., 2008, The Potential of di-methyl ether (DME) as an Alternative Fuel for Compression-Ignition Engines: A review, Fuel, 87(7), 1014-1030.

Arora J. K., 2016, Design of real-time Combustion Feedback System and Experimental Study of an RCCI Engine for Control, PhD diss., Michigan Technological University.

Bai J., Wang Q., He Z., Li C. ve Pan J., 2014, Study on Methane HCCI Combustion Process of Micro free-piston Power Device, Applied thermal engineering, 73(1), 1066-1075.

Benajes J., García A., Monsalve-Serrano J. ve Villalta D., 2018, Benefits of E85 versus Gasoline as Low Reactivity Fuel for an Automotive Diesel Engine Operating in Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion Mode, Energy Conversion and Management, 159, 85-95.

Benajes J., Novella R., Pastor J. M., Hernández-López A. ve Kokjohn S. L., 2018, Computational Optimization of The Combustion System of a Heavy Duty Direct Injection Diesel Engine Operating with Dimethyl-Ether, Fuel, 218, 127-139.

Celikten I., Karaaslan E., Solmaz H. ve Polat S., 2015, Benzin Katkı Maddelerinin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 35(1), 87-95.

Ciniviz M., Örs İ., Kul B.S., 2017, The Effect of Adding EN (2-Ethylhexyl Nitrate) to Diesel-Ethanol Blends on Performance and Exhaust Emissions, International Journal of Automotive Science and Technology, 1(1), 16-21.

Chang J., Guralp O., Filipi Z., Assanis D., Kuo T. W., Najt P. ve Rask R., 2004, New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux, SAE Technical Paper, 2004-01-2996.

Choi Y. ve Chen J-Y., 2005, Fast Prediction of Start-of-Combustion in HCCI with Combined Artificial Neural Networks and Ignition Delay Model, Proceedings of the Combustion Institute, 30(2), 2711-2718.

Chun Hou Y., Cai Lu X., Lin Zu L., Bin Ji L. ve Huang Z., 2006, Effect of High-Octane Oxygenated Fuels on n-Heptane-Fueled HCCI Combustion, Energy Fuels, 20(4), 1425-1433.

Cinar C., Can O., Sahin F. ve Yucesu H.S., 2010, Effects of Premixed Diethyl Ether (DEE) on Combustion and Exhaust Emissions in a HCCI-DI Diesel Engine, Applied Thermal Engineering, 30(4), 360-365.

Cinar C., Uyumaz A., Solmaz H., Sahin F., Polat S. ve

- Yilmaz E., 2015, 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.
- Cinar C., Uyumaz A., Solmaz H. ve Topgul T., 2015, Effects of Valve Lift on the Combustion and Emissions of a HCCI Gasoline Engine, *Energy Conversion and Management*, 94, 159-168.
- Cinar C. ve Uyumaz A., 2014, Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli Bir Benzin Motoru için Kam Tasarımı ve İmalatı, *Journal of the Faculty of Engineering & Architecture of Gazi University*, 29(1), 15-22.
- Dec J. E., 2002, A Computational Study of the Effects of Low Fuel Loading and EGR on Heat Release Rates and Combustion Limits in HCCI Engines, *SAE Technical Paper*, 2002-01-1309.
- Eng, J. A., Leppard W. R. ve Sloane T. M., 2002, The Effect of POx on the Autoignition Chemistry of n-Heptane and Isooctane in an HCCI Engine, *SAE Technical Paper*, 2002-01-2861.
- Hamada K., Nijima S., Yoshida K., Shoji H., Shimada K. ve Shibano K., 2005, The Effects of the Compression Ratio, Equivalence Ratio and Intake Air Temperature on Ignition Timing in an HCCI Engine using DME Fuel, *SAE Technical Paper*, 2005-32-0002.
- Haraldsson G., Tunestål P., Johansson B. ve Hyvönen J., 2002, HCCI Combustion Phasing in a Multi Cylinder Engine using Variable Compression Ratio, *SAE Technical Paper*, 2002-01-2858.
- He B.Q., Liu M.B. ve Zhao H., 2015, Comparison of Combustion Characteristics of n-Butanol/Ethanol-Gasoline Blends in a HCCI Engine, *Energy Conversion and Management*, 95, 101-109.
- Heywood J. B., 1988, *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-hill New York.
- Iida M., Hayashi M., Foster D. ve Martin J., 2003, 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.
- Jacobs T. J. ve Assanis D. N., 2007, The Attainment of Premixed Compression Ignition Low Temperature Combustion in a Compression Ignition Direct Injection Engine, *Proceedings of the Combustion Institute*, 31(2), 2913-2920.
- Kalghatgi G., Risberg P. ve Ångström H.E., 2003, A Method of Defining Ignition Quality of Fuels in HCCI Engines, *SAE Technical Paper*, 2003-01-1816.
- Khaliq A., Trivedi S. K. ve Dincer I., 2011, Investigation of a Wet Ethanol Operated HCCI Engine Based on First and Second Law Analyses, *Applied thermal engineering*, 31(10), 1621-1629.
- Kiplimo R., Tomita E., Kawahara N. ve Yokobe S., 2012, Effects of Spray Impingement, Injection Parameters and EGR on the Combustion and Emission Characteristics of a PCCI Diesel Engine, *Applied Thermal Engineering*, 37, 165-175.
- Liu H., Yao M., Zhang B. ve Zheng Z., 2008, Effects of Inlet Pressure and Octane Numbers on Combustion and Emissions of a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine, *Energy Fuels*, 22(4), 2207-2215.
- Lu, X.C., Chen W. ve Huang Z., 2005, A Fundamental Study on the Control of the HCCI Combustion and Emissions by Fuel Design Concept Combined with Controllable EGR. Part 1. The Basic Characteristics of HCCI Combustion, *Fuel*, 84(9), 1074-1083.
- Lu, X., Hou Y., Zu L. ve Huang Z., 2006, Experimental Study on the Auto-Ignition and Combustion Characteristics in the Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion Operation with Ethanol/n-Heptane Blend Fuels by Port Injection, *Fuel*, 85(17), 2622-2631.
- Machrafi H., Cavadias S. ve Gilbert P., 2008, An Experimental and Numerical Analysis of the HCCI Auto-Ignition Process of Primary Reference Fuels, Toluene Reference Fuels and Diesel Fuel in an Engine, Varying the Engine Parameters, *Fuel Processing Technology*, 89(11), 1007-1016.
- Maurya R. K. ve Avinash K. A., 2011, Experimental Study of Combustion and Emission Characteristics of Ethanol Fuelled Port Injected Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion Engine, *Applied Energy*, 88(4), 1169-1180.
- Megaritis, A., D. Yap ve M. Wyszynski, 2007, Effect of water blending on bioethanol HCCI combustion with forced induction and residual gas trapping, *Energy*, 32 (12), 2396-2400.
- Nagareddy S., 2017, Temperature Distribution Measurement on Combustion Chamber Surface of Diesel Engine-Experimental Method, *International Journal of Automotive Science and Technology*, 1(3), 8-11.
- Onishi S., Jo S. H., Shoda K., Do Jo P. ve Kato S., 1979, Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC)-a New Combustion Process for Internal Combustion Engines, *SAE Technical Paper*, 1979-02-01.
- Polat S., 2016, 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.

- Polat S., Kannan K., Shahbakhti M., Uyumaz A. ve Yucesu H.S., 2015, An Experimental Study for the Effects of Supercharging on Performance and Combustion of an Early Direct Injection HCCI Engine, Second International Research Conference on Engineering, Science and Management, Dubai.
- Polat S., Uyumaz A., Ipci D., Yucesu H. S., Solmaz H. ve Yilmaz E., 2015, Doğalgaz Yakıtlı HCCI Bir Motorda Hidrojen İlavesinin Yanma Karakteristikleri Üzerindeki Etkilerinin Nümerik Olarak İncelenmesi, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 12(2), 15-26.
- Polat S., Yucesu H. S., Kannan K., Uyumaz A., Solmaz H. ve Shahbakhti M., 2017, Experimental Comparison of Different Injection Timings in an HCCI Engine Fueled with n-Heptane, International Journal of Automotive Science and Technology, 1(1), 1-6.
- Poorghasemi K., Khoshbakhti Saray R., Ansari E., Khoshbakht Irdmousa B., Shahbakhti M. ve Naber J. D., 2017, Effect of Diesel Injection Strategies on Natural Gas/Diesel RCCI Combustion Characteristics in a Light Duty Diesel Engine, Applied Energy, 199, 430-446.
- Reyhanian M. ve Hosseini V., 2018, Various Effects of Reformer Gas Enrichment on Natural-Gas, Iso-octane and Normal-Heptane HCCI Combustion using Artificial Inert Species Method, Energy Conversion and Management, 159, 7-19.
- Shaver G. M., Roelle M. ve Gerdes J. C., 2004, Modeling Cycle-to-Cycle Coupling in HCCI Engines Utilizing Variable Valve Actuation, IFAC Proceedings Volumes, 37(22), 227-232.
- Shibata G., Oyama K., Urushihara T. ve Nakano T., 2004, The Effect of Fuel Properties on Low and High Temperature Heat Release and Resulting Performance of an HCCI Engine, SAE Technical Paper, 2004-01-0553.
- Solmaz H., 2015, Combustion, Performance and Emission Characteristics of Fusel Oil in a Spark Ignition Engine, Fuel Processing Technology, 133, 20-28.
- Soloiu V., Moncada J. D., Gaubert R., Muiños M., Harp S., Ilie M., Zdanowicz A. ve Molina G., 2018, LTC (low-temperature combustion) Analysis of PCCI (premixed charge compression ignition) with n-Butanol and Cotton Seed Biodiesel versus Combustion and Emissions Characteristics of Their Binary Mixtures, Renewable Energy, 123, 323-333.
- Solouk A., Shakiba-herfeh M., Kannan K., Solmaz H., Dice P., Bidarvatan M., Kondipati N. N. T. ve Shahbakhti M., 2016, Fuel Economy Benefits of Integrating a Multi-Mode Low Temperature Combustion (LTC) Engine in a Series Extended Range Electric Powertrain, SAE Technical Paper, 2016-01-2361.
- Sudheesh K. ve Mallikarjuna J. M., 2010, Diethyl Ether as an Ignition Improver for Biogas Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Operation: An Experimental Investigation, Energy 35(9), 3614-3622.
- Uyumaz A., 2015, An Experimental Investigation into Combustion and Performance Characteristics of an HCCI Gasoline Engine Fueled with n-Heptane, Isopropanol and n-Butanol Fuel Blends at Different Inlet Air Temperatures, Energy Conversion and Management, 98, 199-207.
- Yao M., Zheng Z., Zhang B. ve Chen Z., 2004, The Effect of PRF Fuel Octane Number on HCCI Operation, SAE Technical Paper, 2004-01-2992.
- Yap D., Karlovsky J., Megaritis A., Wyszynski M. ve Xu H., 2005, An Investigation into Propane Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Operation with Residual Gas Trapping, Fuel, 84(18), 2372-2379.
- Yilmaz E., Solmaz H., Polat S., Uyumaz A., Sahin F. ve Salman M. S., 2014, Preparation of Diesel Emulsion using Auxiliary Emulsifier Mono Ethylene Glycol and Utilization in a Turbocharged Diesel Engine, Energy Conversion and Management, 86, 973-980.
- Yu L., Li Y., Li B., Liu H., Wang Z., He X. ve Shuai S.J., 2017, Comparative Study on Gasoline HCCI and DICI Combustion in High Load Range with High Compression Ratio for Passenger Cars Application, SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 10, 2017-01-2257.
- Zhao H., 2007, HCCI and CAI engines for the automotive industry, Elsevier.
- Zheng Z., Xia M., Liu H., Shang R., Ma G. ve Yao M., 2018, Experimental Study on Combustion and Emissions of n-Butanol/Biodiesel under both Blended Fuel Mode and Dual Fuel RCCI mode, Fuel 226, 240-251.



SERDAR HALİS

Lisans eğitimini Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde tamamladı. Yüksek Lisans derecesini Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda almış olup, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora eğitimini sürdürmektedir. Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde Öğretim elemanı olarak görev yapmaktadır. Çalışma alanları içten yanmalı motorlar, termodinamik, yakıtlar ve yanma, emisyonlar, alternatif yanma modları (HCCI, PCCI, RCCI) dır.



ÇAĞATAY NACAK

Lisans eğitimini Gazi Üniversitesi Makina Eğitimi (Otomotiv Öğretmenliği) Bölümü'nde ve Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde tamamladı. Yüksek Lisans derecesini Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda almış olup, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora eğitimini sürdürmektedir. Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde Öğretim elemanı olarak görev yapmaktadır. Çalışma alanları supap dinamiği, alternatif yanma modları (HCCI, PCCI, RCCI), yakıtlar ve yanma, emisyonlardır.



HAMİT SOLMAZ

Lisans eğitimini Gazi Üniversitesi Makina Eğitimi (Otomotiv Öğretmenliği) Bölümü'nde tamamladı. Yüksek Lisans eğitimini Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda, Doktora derecesini Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda almıştır. Michigan Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Doktora sonrası araştırma ve çalışmalar yürütmüştür. Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde Öğretim yesi olarak görev yapmaktadır. Çalışma alanları motor dinamiği ve titreşimleri, aerodinamik, alternatif yakıtlar, Stirling motorları, yakıtlar ve yanma, emisyonlar, alternatif yanma modları (HCCI, PCCI, RCCI) olarak sayılabilir.



EMRE YILMAZ

Lisans eğitimini Kocaeli Üniversitesi Makina Eğitimi (Otomotiv Öğretmenliği) Bölümü'nde tamamladı. Yüksek Lisans derecesini Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda, Doktora derecesini Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda almıştır. Hakkari Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Öğretim elemanı olarak görev yapmaktadır. Çalışma alanları alternatif yakıtlar, yakıtlar ve yanma, emisyonlar, alternatif yanma modları (HCCI, PCCI, RCCI) olarak sıralanabilir.



H. SERDAR YÜCESU

Lisans eğitimini Gazi Üniversitesi Makina Eğitimi (Otomotiv Öğretmenliği) Bölümü'nde tamamladı. Yüksek Lisans eğitimini Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda, Doktora derecesini Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda almıştır. Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde Öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Aynı zamanda Otomotiv Mühendisleri Derneği Yönetim Kurulu Başkanlığı görevini sürdürmektedir. Çalışma alanları içten yanmalı motorlar, termodinamik, yakıtlar ve yanma, emisyonlar, alternatif yanma modları (HCCI, PCCI, RCCI) dır.