

# ÖN KARIŞIMLI BENZİN DOLGUSUNUN HCCI-DI MOTORUNDA YANMA VE EGZoz EMİSYONLARINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Özer CAN, Can ÇINAR ve Fatih ŞAHİN

Otomotiv Anabilim Dalı, Makine Eğitimi Bölümü, Teknik Eğitim Fakültesi, Gazi Üniversitesi, 06500  
Teknikokullar, Ankara

[ozercan@gazi.edu.tr](mailto:ozercan@gazi.edu.tr), [cancinar@gazi.edu.tr](mailto:cancinar@gazi.edu.tr), [fasahin@gazi.edu.tr](mailto:fasahin@gazi.edu.tr)

(Geliş/Received: 30.06.2008 ; Kabul/Accepted: 04.11.2008)

## ÖZET

Bu çalışmada, ön karışimli benzin yakıtının yanma ve egzoz emisyonları üzerine etkileri tek silindirli bir HCCI-DI motorunda incelenmiştir. Deneyler motorun maksimum moment devri olan 2200 d/d ve tam yük çalışma şartlarında yapılmıştır. Ön karışimli benzin yakıt miktarı programlanabilir bir elektronik kontrol ünitesi ile kontrol edilmiş ve düşük basınçlı yakıt enjeksiyon sistemi ile motorun emme havasına püskürtülmüştür. Ön karışimli benzin yakıtının oranı % 10, % 20 ve % 30 olacak şekilde değiştirilmiş, sonuçlar dizel yakıtı ile karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmalar sonucunda, iki aşamalı yanma (ön karışimli HCCI yanması ve difüzyon yanması) gözlemlenmiştir. İlk aşama yanma kısmında, silindir içi basınç ve ısı dağılımında artış görülmüştür. İkinci aşama yanma kısmında ise, ön karışimli benzin yakıtı ile daha düşük difüzyon yanması gerçekleşmiştir. Çevrimden çevrime farklılıklar dizel yakıtı ve % 10 ön karışimli benzin yakıtında oldukça azalmıştır. % 30 ön karışimli benzin yakıtında duyulabilir miktarda vuruntu gerçekleşmiştir. NO<sub>x</sub>-is zıt eğilim karakteristiği değişmiş ve her iki emisyonunda iyileşmeler eş zamanlı olarak sağlanmıştır. Egzoz gaz sıcaklığı % 22 oranında azalırken, NO<sub>x</sub> ve is emisyonlarında % 16 ve % 65 oranında azalma sağlanmıştır. Diğer yandan HC ve CO emisyonlarında artış görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Kısmi HCCI yanması, ön karışimli benzin yakıtı, egzoz emisyonları.

## THE INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF PREMIXED GASOLINE CHARGE ON HCCI-DI ENGINE COMBUSTION AND EXHAUST EMISSIONS

### ABSTRACT

In this study, the effects of premixed ratio of gasoline on the combustion and exhaust emissions were investigated in a single-cylinder, HCCI-DI engine. The experiments were performed at the engine speed of 2200 rpm and maximum brake torque operating conditions. The amount of the premixed gasoline was controlled by a programmable electronic control unit (ECU) and the gasoline injection was conducted into the intake air charge using low pressure fuel injection system. The premixed ratio of gasoline was changed 10 %, 20 % and 30 % and results were compared to neat diesel operation. The experimental results show that two stage combustion (premixed HCCI combustion and diffusion combustion) was found. Increasing in-cylinder pressure and heat release was observed in the first stage of combustion. In the second stage of combustion, lower diffusion combustion was occurred with premixed gasoline fuels. Cycle-to-cycle variations were very small with the diesel fuel and 10 % gasoline premixed fuel. Audible knocking occurred with 30 % gasoline premixed fuel ratio. NO<sub>x</sub>-soot trade-off characteristics were changed and improvements were found simultaneously. NO<sub>x</sub> and soot emissions were decreased up to 16 % and 65 % respectively, while exhaust gas temperature decreased by 22 %. On the other hand, CO and HC emissions increased.

**Keywords:** Partial HCCI combustion, premixed gasoline fuel, exhaust gas emissions.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli (dizel) motorlardaki teknolojik gelişmelere rağmen, halen bir takım eksiklikler bulunmaktadır. Dizel motorları, yüksek sıkıştırma oranı ve şarj dolgusunu herhangi bir kısılma olmadan alabilmesi sayesinde yüksek termik verime sahiptir. Fakat, dizel motorlarında  $NO_x$  ve is emisyonları zıt eğilim karakteristiği nedeni ile eş zamanlı olarak azaltılamamaktadır [1]. Dizel motorlar için  $NO_x$  emisyonlarını azaltmak üzere geliştirilen katalizör sistemleri ucuz ve pratik olarak uygulanamamaktadır. Buji ile ateşlemeli motorlarda oluşan vuruntu sebebiyle sıkıştırma oranının çok fazla artırılması ve farklı motor yüklerini kontrol etmek için emme dolgusunun silindirlere kısılarak alınması neticesinde dizel motorlara göre termik verimleri düşük kalmaktadır. Egzoz sonrası emisyon kontrolünde, üç yollu katalitik dönüştürücüler sayesinde oldukça düşük egzoz emisyonları elde edilebilmektedir. Fakat stokiyometrik yakıt/hava karışımlarına yakın çalışma aralığı ile bu uygulama yeni geliştirilen farklı motor tiplerine karşı sınırlı kalabilmektedir [2].

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar (HCCI), konvansiyonel buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların ortak avantajlarını barındırmaktadır. Yüksek termik verim ve düşük egzoz emisyonlarını karşılayabilecek potansiyele sahip yeni bir kavram olarak gelecek vaat etmektedirler. Bir dizel ya da buji ile ateşlemeli motor üzerinde değişikliğe gidilerek HCCI motoruna dönüşüm sağlanabilmektedir. HCCI yanması, fakir ve homojen yakıt/hava dolgusunun kendi kendine tutuşması ile başlamaktadır. Motor yükü, emme havasında kısılma olmaksızın hava/yakıt oranının kontrolü ile sağlanmaktadır. Genellikle motorun sadece kısmi yüklerinde homojen dolgulu olarak oldukça fakir karışımlarda çalışabilmektedir [3].

Klasik dizel motorlarında, yakıt olarak zengin ve fakir bölgelerin meydana gelmesi ile  $NO_x$ -is oluşumu gerçekleşmektedir [1,4,5]. İdeal HCCI yanma işleminde, yanma odasının genelinde ve bölgesel alanlarındaki lamda ve sıcaklık oranlarında bir farklılık olmadan, yüksek hava fazlalık oranı ile hava/yakıt karışımı homojen olarak hazırlanmaktadır. Homojen ve fakir dolgunun sıkıştırılması ile yanma odasındaki karışımının tümünün eşzamanlı olarak kendi kendine tutuşması sağlanabilmektedir. Böylece zengin yakıt karışım bölgeleri mevcut olmadan, is oluşumuna neden olan öncü moleküller önlenilmekte ve yanma sırasında parlak olmayan alev meydana gelmektedir. Yüksek hava fazlalık oranı nedeni ile silindir içerisindeki bölgesel sıcaklıklar, buji ile ateşlemeli motorlardaki alev cephesinin önünde ya da dizel yakıt huzmesinin stokiyometrik bölgelerinden daha düşük olmaktadır [3]. Difüzyon alevi oluşmadan ön karışımli homojen dolgunun tamamen yanması ile termal  $NO_x$  emisyonların oluşumu azalmaktadır [1,5,6].

Bununla birlikte, yakıt ve havanın homojen olarak hazırlanıp sıkıştırılması sırasında silindir duvarlarının ıslanması, piston tepesinde ve silindir ile sekmanlar arasında dolgunun birikmesine yol açarak HC emisyonlarının artışına neden olmaktadır. Bu yüzden düşük uçuculuğa sahip yakıtlar silindir duvarlarının ıslanmasında önemli derecede problem teşkil ederek HC emisyonlarının artışında önemli rol oynayabilmektedir [7,8]. Bununla birlikte, dolgunun oldukça fakir oluşu ve düşük silindir içi sıcaklıkları nedeniyle silindir duvarlarına yakın kısımlarda kısmi yanmanın oluşmasına ve art yanma oksidasyon oranının azalmasına neden olmaktadır. Bu yüzden dizel ya da buji ile ateşlemeli motorlara göre tipik olarak HCCI yanmasında CO emisyonları yüksek olabilmektedir.  $NO_x$  ve is emisyonlarındaki iyileşmelerle birlikte yukarıda anlatılan sebepler nedeniyle genellikle silindir içi HC ve CO emisyonlarında artış görülmektedir [6,7,9,10].

Klasik dizel yanmasında reaksiyon oranı, türbülans karışımli (difüzyon) yanmayla, buji ile ateşlemeli motorlarda ise yanma odasında oluşan belirli bir alev cephesinin ilerlemesiyle kontrol edilmektedir. HCCI motorlarda yanma reaksiyonları, homojen dolgunun belli bir sıcaklığa erişmesi ile tüm yanma odasının her yerinde eş zamanlı olarak kendi kendine başlamaktadır. Bu yüzden daha hızlı bir şekilde ısı dağılımı gerçekleşmektedir. Homojen dolgunun kendi kendine tutuşma sıcaklığını sağlayabilmek ve yanmanın faz evresini kontrol edebilmek için uygulamalar genellikle iki ana yaklaşımda yapılmaktadır. İlk gruptaki uygulamalar, karışımın termodinamik özelliklerinin zaman-sıcaklık ile birlikte gelişim aşamalarını değiştirmek için uygulanan metotlardır. Bu uygulamalar; yakıt enjeksiyon zamanlamasının değişimi, emme dolgusunun sıcaklığının değişimi, sıkıştırma oranının değişimi ve değişken supap zamanlaması gibi yöntemlerdir [5,9,11-14]. İkinci grup uygulamalar; iki ya da daha fazla yakıtın kullanılması, bazı katkı maddeleri ile yakıtların özelliklerinin, farklı yakıt-hava oranları ile yakıt kompozisyonunun değiştirilmesi ya da egzoz gaz resirkülasyonu (EGR) tarafından karışımın ısı kapasitesinin ve oksijen miktarının değişimi ile yakıtın reaktivitesinin kontrol edilmesini içermektedir [13,15-19]. Kimyasal reaksiyonların başlangıcı, termodinamik koşullar ve silindir dolgusunun kimyasal kompozisyonuna bağlı olarak gerçekleşmektedir.

Bu çalışmada, kısmi olarak HCCI modunda çalışacak şekilde direkt enjeksiyonlu (DI) bir dizel motorunun dönüşümü yapılmıştır. Motor üzerine adapte edilen ikinci bir yakıt sistemi haricinde herhangi bir değişikliğe gidilmeden pilot dizel yakıt enjeksiyonu ile HCCI yanma başlangıcı kontrol edilmeye çalışılmıştır. Homojen dolgunun hazırlanmasında buharlaşma yeteneği daha fazla olan benzin tercih edilmiştir. Ön karışımli benzin yakıt miktarı % 10, % 20 ve % 30 oranlarında emme havasına püskürtülmüştür. Deneyler motorun tam yük çalışma şartlarında (19 Nm) ve 2200 d/d motor devrinde yapılmıştır.

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

Deneyle, kısmi HCCI modunda çalışacak şekilde dönüşümü yapılan tek silindirli, dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu (DI) bir dizel motoru ve Cussons P8160 test düzeneğinde yapılmıştır. Motorun teknik özellikleri Tablo 1'de görülmektedir

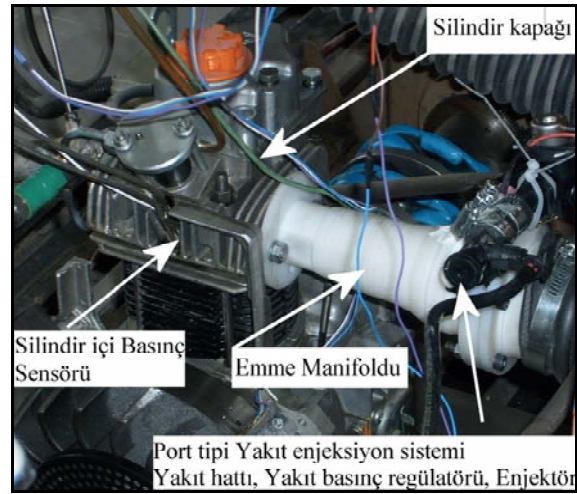
**Tablo 1.** Deney motorunun teknik özellikleri  
(Technical specifications of the test engine)

Motor tipi	4-zamanlı, DI Dizel motoru	
Silindir sayısı	1	
Silindir çapı x strok (mm)	86 x 68	
Silindir hacmi (cm <sup>3</sup> )	395	
Sıkıştırma oranı	18:1	
Maksimum güç	3000 d/d da 5.4 kW	
Maksimum moment	2200 d/d da 19 Nm	
Enjektör püskürtme basıncı (bar)	180	
Enjeksiyon zamanlaması	24 ° önce ÜÖN	
Supap zamanlamaları	Açılma	Kapanma
Emme	7,5 ° ÜÖN'dan önce	25,5 ° AÖN'dan sonra
Egzoz	21 ° AÖN'dan önce	3 ° ÜÖN'dan sonra

Motor test düzeneğinde bulunan DC elektrikli dinamometre, maksimum 4000 d/d'da 10 kW güç absorbe edebilmektedir. DC dinamometrede bulunan tristör sürücü devresi ile yük ve kapalı döngü hız kontrolü yapılabilmekte ve ayrıca dinamometre motor olarak çalıştırılabilmektedir. Motor yükü, straingauge yük hücresi ile ölçülmüştür. Motor hızı ise dinamometre shaft milinde bulunan dişli teker üzerindeki manyetik pick-up sensörü ile ölçülmüştür. Deney

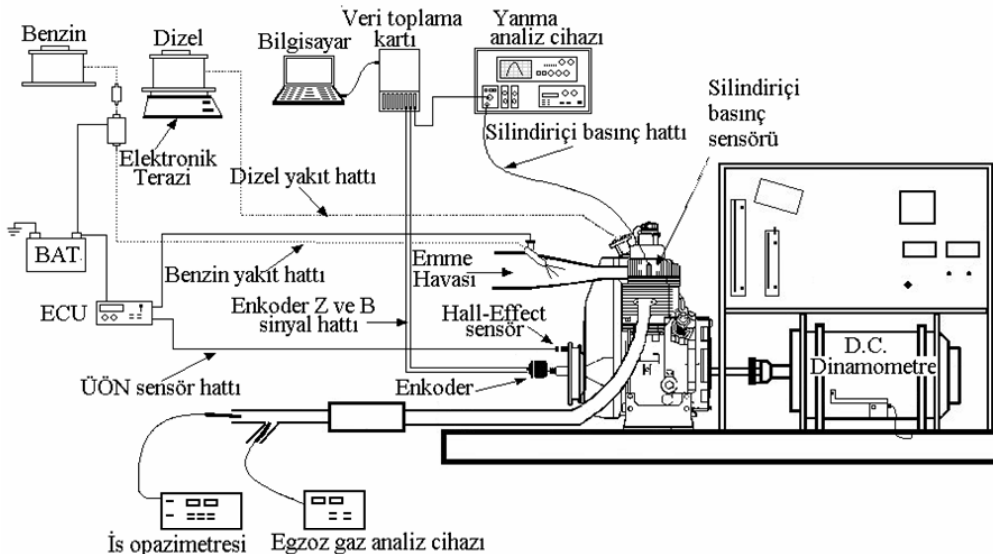
düzeneğinin şematik resmi Şekil 1'de görülmektedir.

Motorun emme manifoldu yeniden tasarlanmış ve üzerine 3 bar basınca sahip düşük basınçlı port tipi yakıt enjeksiyon sistemi adapte edilmiştir (Şekil 2). Yakıt sisteminin zaman referansı için bir hall-efekt sensör ile üst ölü nokta belirlenmektedir. Yakıt enjeksiyon süreleri, programlanabilir bir elektronik kontrol ünitesine yerleştirilen potansiyometre ile kontrol edilmiştir. Enjektörün toplam açık kalma süresi, hesaplanan yakıt enjeksiyon süresi ile açılma gecikmesinin toplamına eşittir. Enjektör açılma gecikmesi deneylerden önce ölçülmüş ve tüm test süresi boyunca aynı koşullarda sabit kalması sağlanmıştır.



**Şekil 2.** HCCI motoruna dönüşümü yapılan dizel motoru (HCCI engine converted from diesel engine)

Dizel yakıt tüketimi, OHAUS GT 8000 marka dijital bir terazi ile ölçülmüştür. Deneyler, motorun maksimum moment devri olan 2200 d/d ve tam yük çalışma şartlarında yapılmıştır. Deneylerden önce motor No.2 dizel yakıtı ile çalıştırılarak ısıtılmıştır. Deneyler süresince motor yağ sıcaklığı 80 °C civarında tutularak sabit motor çalışma şartları



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

**Tablo 2.** Kurşunsuz benzin ve No.2 dizel yakıtının özellikleri (Properties of unleaded gasoline and No.2 Diesel fuel)

Kurşunsuz Benzin		No.2 Dizel	
Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> @ 14 °C)	764.9	Yoğunluk (15 °C'de g/cm <sup>3</sup> )	0,8308
Distilasyon (% hacimsel)		Alt ısı değeri (MJ/kg)	45,412
70 °C	24	Setan sayısı	45
100 °C	46.8	Vizkozite (40 °C'de mm <sup>2</sup> /s)	2,73
180 °C	97.6	Stokiyometrik hava/yakıt oranı	14,6
Raid Buhar Basıncı (kPa)	57.6	Kendi kendine tutuşma sıcaklığı (°C)	316
MON (motor oktan sayısı)	98.8	Oksijen (% ağırlık)	0
Alt ısı değeri (kJ/kg)	43932	Hidrojen (% ağırlık)	14
Stokiyometrik H/Y oranı	14.7	Karbon (% ağırlık)	86
Kurşun içeriği (g/L)	0.004	Kükürt (% ağırlık)	0,5227

oluşturulmuştur. Deneyler No.2 dizel yakıtı ve ön karışımli benzin yakıtının % 10, % 20 ve % 30 oranlarında yapılmıştır. Deneylerde kullanılan benzin ve dizel yakıtlarının özellikleri Tablo 2'de görülmektedir. Ön karışımli benzin oranı, benzininin ve dizel yakıtının ısı değeri göz önünde bulundurularak aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$y_{ök} = \frac{m(b)h_u(b)}{m(b)h_u(b) + m(d)h_u(d)} = \frac{Q_{ök}}{Q_t}$$

Egzoz gazının analizinde elektro kimyasal hücre sensörü ile NO<sub>x</sub>, NIDR metodu ile CO ve HC ölçümleri yapabilen MRU delta 1600 egzoz analiz cihazı kullanılmıştır. İS oranı, VLT 2600-S model kısmi akışlı opazimetrik is ölçer kullanılarak yapılmıştır. Sıcaklık ölçümleri ELİMKO-6000 çok kanallı sıcaklık göstergesi ve NiCr-Ni tipinde olan 1200 °C kadar ölçüm yapabilen termokupllar ile yapılmıştır. Egzoz termokuplu, egzoz portunun yaklaşık 5,5 cm sonrasına yerleştirilmiştir. Deneysel çalışmada yapılan ölçümlerin doğrulukları ve hesaplanan belirsizlik değerleri Tablo 3'de verilmiştir.

**Tablo 3.** Ölçüm doğrulukları ve hesaplanılan belirsizlik değerleri (Accuracies of the measurements and the uncertainties in the calculated results)

Yakıt Ölçümü (g)	Doğruluk = ± 0.1 g
Zaman (sn)	Doğruluk = ± % 0.5
Yakıt Akışı (g/h)	Belirsizlik = ± % 0.5
Sıcaklık (°C)	Doğruluk = ± 1 °C
Hız (d/d)	Doğruluk = ± % 1
Moment (Nm)	Belirsizlik = ± % 0.25
Silindiriçi basınç (bar)	Doğruluk = ± 0.6 bar
Optik Enkoder (Derece)	Doğruluk = ± % 0.001
İs (%)	Doğruluk = ± %1
CO (% vol)	Doğruluk = ± 0.01 %vol
HC (ppm)	Doğruluk = ±1 ppm

## 2.1. Silindir İçi Basıncın Ölçülmesi ve Ölçüm

### Sonuçların Değerlendirilmesi (Measurement of In-Cylinder Pressure and Evaluation of Measurements)

Deneysel çalışmalarda, AVL 8QP500c su soğutmalı quartz basınç sensörü, Cussons P4110 model yanma analiz cihazı ve Koyo TRD J1000-RZ model 1000

palsli incremental enkoder ile silindir içi basınç ölçümü yapılmıştır. Quartz basınç sensörünün hassasiyeti 11,96 pC/bar ve ölçüm aralığı maksimum 150 bar'dır. Analog silindir içi basınç sinyalleri, Cussons P4110 model yanma analiz cihazının piezo elektrik şarj amplifikatör kanalı ile yükseltilmiş ve 0,36 KA çözünürlüğünde National Instruments USB 6259 veri toplama kartı ile dijital ortama kayıtları yapılmıştır.

Silindir içi basınçlar, maksimum silindir içi basınç ( $P_{maks}$ ), basınç artış oranı ( $dP/d\theta$ ) değerleri, 50 adet art arda olan çevrimlerin ortalaması alınarak belirlenmiştir.

Isı dağılım analizi, Termodinamiğin 1. Kanunu'na göre aşağıdaki gibi tek bölgeli yanma modeli kullanılarak yapılmıştır [20, 21]. Hesaplamalarda kartere herhangi bir dolgu kaçağının olmadığı, reaksiyonların termodinamik olarak dengede olduğu, silindir içi dolgunun homojen olarak karışmış olduğu ve yanma sürecinin her anı için sıcaklığının üniform olduğu kabul edilmektedir. Net ısı dağılımı  $dQ_n/dt$ , toplam ısı dağılımı  $dQ_y/dt$  ile silindir duvarlarına ısı transfer oranı  $dQ_w/dt$  arasındaki farktır ve piston üzerine yapılan iş ile silindir içerisindeki dolgunun iç enerjisindeki değişim oranına eşdeğerdir. Isı dağılımı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (1)$$

$$\left( \frac{dQ_y}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} \right) - P \frac{dV}{dt} = \frac{dQ_n}{dt} - P \frac{dV}{dt} = mC_v \frac{dT}{dt} \quad (2)$$

Genel gaz denkleminin ( $pV = mRT$ ) sabit kütle için zamana göre diferansiyeli alındığında,

$$mR \frac{dT}{dt} = V \frac{dp}{dt} + P \frac{dV}{dt} \quad (3)$$

olur. Eşitlik 3, Eşitlik 2'de yerine yazıldığında net ısı dağılımı,

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left( 1 + \frac{c_v}{R} \right) P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (4)$$

olarak elde edilir. Zamanın diferansiyeli krank açısına göre yazıldığında ve özgül ısıların oranını ( $\gamma = c_p/c_v$ ) sabit olarak alındığında 4 no'lu eşitlik,

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (5)$$

şeklinde yazılabilir. Burada  $P$  değerleri ölçülen silindir içi basınç değerleridir.  $V$  değeri ise anlık krank açısına göre hacim değeridir. Krank-biyel mekanizmasının kinematığından elde edilen lineer denklem Eşitlik 6'da ve türevi ise Eşitlik 7'de görülmektedir.

$$V = V_c + A_{pc} r \left[ (1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \theta} \right] \quad (6)$$

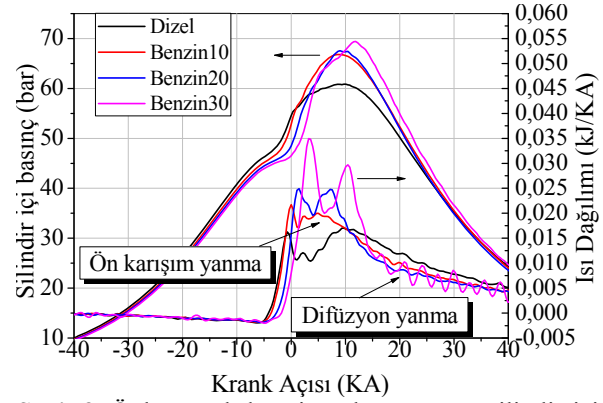
$$\frac{dV}{d\theta} = A_{pc} r \left[ \sin \theta \left( \frac{1 + \lambda \cos \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) \right] \quad (7)$$

### 3. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ (EVALUATION OF EXPERIMENTAL RESULTS)

#### 3.1. Ön Karışimli Benzin Dolgusunun HCCI-DI Motorunda Yanmaya Etkisi (Effects of Premixed Gasoline Fuel on HCCI-DI Engine Combustion)

HCCI yanmasında, oktan sayısı yüksek yakıtlar ile tek aşamalı ısı dağılımı gerçekleşmektedir. Setan sayısı yüksek yakıtlar kullanıldığında ise ilk olarak düşük sıcaklık oksidasyon (LTO) ısı dağılımı ve yüksek sıcaklık oksidasyon (HTO) ısı dağılımı halinde iki aşamalı ısı dağılımı gerçekleşmektedir. Bu iki yanma safhası arasında ısı geçişi sırasında ortaya çıkan ısı miktarı negatife kaymakta ve bu bölgeye negatif sıcaklık katsayı (NTC) bölgesi denmektedir [22-24].

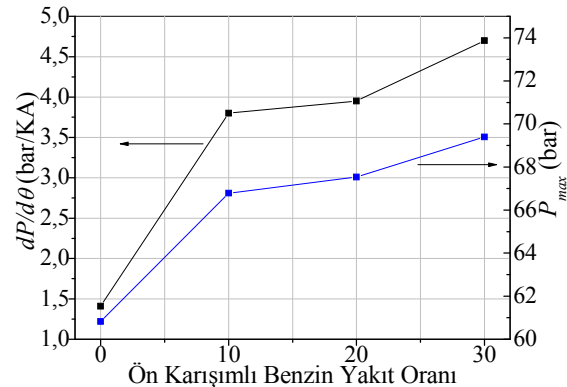
Şekil 3'de ön karışimli benzin yakıtının silindir içi basınç ve ısı dağılımı üzerine etkileri görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi ısı dağılımı, HCCI ve dizel yanması şeklinde iki aşamalı olarak gerçekleşmiştir. Isı dağılımının ilk safhasını, homojen olarak hazırlanan hava ile benzinin yanması neticesinde gerçekleşen ön karışimli yanma safhası yani yüksek sıcaklık oksidasyon safhası oluşturmaktadır. İkinci safha ise, silindir içerisine püskürtülen kısmi dizel yakıtının difüzyon yanma aşamasıdır. Klasik dizel yanmasında oluşan karışım kontrollü yanma safhası, kısmi HCCI yanmasında ortadan kalkmaktadır. Şekil 3'de görüldüğü gibi sıkıştırma anında ön karışimli benzin oranı arttıkça buharlaşan benzin ısı çekerek silindir içi basıncı azaltmasına sebep olmaktadır. Isı dağılımı eğrilerinin başlangıçlarına bakıldığında da aynı etkinin sonuçları görülmektedir. Ön karışimli benzin oranına bağlı olarak HCCI yanmasının yüksek sıcaklık oksidasyon aşaması artış göstermektedir [5,6,8-10]. Dizel yanması ile karşılaştırıldığında sıkıştırma ve yanma başlangıçlarında silindir içi



Şekil 3. Ön karışimli benzin yakıt oranının silindir içi basınç ve ısı dağılımına etkisi (Effects of premixed gasoline fuel ratio on in-cylinder pressure and heat release rate)

basınç değerleri ile ısı dağılımı değerlerinde artış meydana gelmekte ve faz farklı ortaya çıkmaktadır. İkinci aşamada (difüzyon yanma), dizel yanmasına göre tüm ön karışimli benzin oranlarında daha düşük bir ısı dağılımı görülmektedir (Şekil 3) [5,8,9].

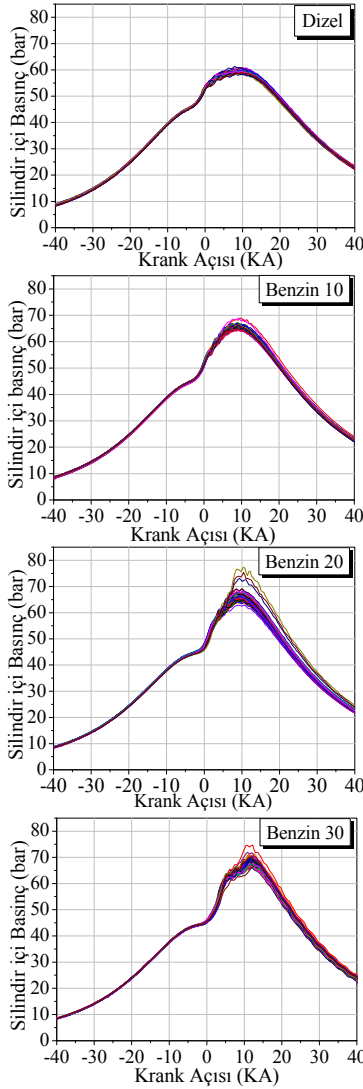
Silindir içerisine alınan ön karışım dolgusunun kendi kendine tutuşma koşulları hava/yakıt oranı ile kullanılan yakıtın oksidasyon kinetiğine, emme havası sıcaklığa ve sıkıştırma oranına bağlı olarak oldukça hassas bir şekilde değişmektedir [3,8,14]. Ön karışimli benzin oranı arttıkça yanma odasına püskürtülen dizel yakıt miktarı azalmaktadır. Bu sebeple yanmanın dizel yakıt enjeksiyonu ile kontrolü zorlaşmaktadır. Ön karışimli yakıt oranı arttıkça, karışım içerisindeki benzin miktarındaki artışa bağlı olarak, dolgunun aniden tutuşması ile birlikte maksimum silindir içi basınç ( $P_{max}$ ), silindir içi basınç artış oranı ( $dP/d\theta$ ) ve maksimum ısı dağılımında artış görülmektedir (Şekil 4). Ön karışimli benzin oranı, vuruntu oluşması nedeniyle maksimum % 30'a kadar artırılmıştır. Ön karışimli benzin oranı % 30'da iken maksimum basınç artış oranı 4,7 bar/KA olarak gerçekleşmiştir ve silindir içi basınç % 14 artarak 69,4 bar'a çıkmıştır.



Şekil 4. Ön karışimli benzin yakıt oranının maksimum silindir içi basınç artış oranı ( $dP/d\theta$ ) ve maksimum silindir içi basınç ( $P_{maks}$ ) üzerine etkisi (Effects of premixed gasoline fuel ratio on the rate of in-cylinder pressure raise and maximum in-cylinder pressure)

Şekil 5'de 50 adet ard arda gelen çevrimin silindir içi basınç değişimleri görülmektedir. Ard arda gelen silindir içi basınç değişimleri, yanma işleminin kararlılığının ve motorun düzenli çalışıp çalışmadığının bir göstergesidir. Çevrimden çevrime farklar % 10 ön karışım oranında en düşük seviyede gerçekleşmektedir (Şekil 4). % 20 ve % 30 ön karışımli yakıt oranlarında ise özellikle silindir içi maksimum basınç değişimleri açıkça görülmekte ve basınç eğrilerindeki hafif titreşimlerden vuruntulu yanmanın gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Şekil 3'de görüldüğü gibi, ön karışımli yakıt miktarı arttığında,

silindir içerisine homojen olarak alınan benzin-hava karışımının pilot dizel yakıtı ile tutuşması ani olarak meydana gelmektedir [5,6,8-10]. Bu sebeple, ısı dağılımının ani olarak artmasına ve böylece basınç artış oranının yükselerek tutuşma zamanında değişimlere neden olmaktadır. Bu durum çevrimden çevrime farkların artmasına neden olmaktadır.



**Şekil 5.** Ön karışımli benzin oranının çevrimden çevrime silindir içi basınç değişimi üzerine etkisi (Effects of premixed gasoline fuel ratio on the cycle-to-cycle variations of the in-cylinder pressure)

### 3.2. Ön Karışımli Benzin Dolgusunun HCCI-DI Motorunda Egzoz Emisyonlarına Etkisi (Effects of Premixed Gasoline Fuel on HCCI-DI Engine Exhaust Emissions)

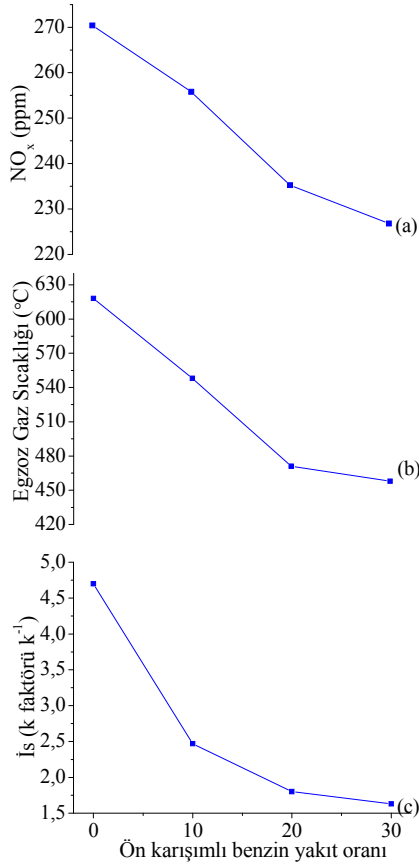
Şekil 6-a'da görüldüğü gibi ön karışımli yakıt oranı ile birlikte  $NO_x$  emisyonları azalma eğilimi göstermektedir. Kısmi HCCI yanması ile  $NO_x$  emisyonlarında % 16 azalma görülmektedir.  $NO_x$  emisyonları, genellikle difüzyon yanması sırasında termal oluşum mekanizmaları ile meydana gelmektedir [1,6,9,10]. Şekil 3'de ısı dağılımına bakıldığında, ön karışımli benzin yakıt oranının artışı ile difüzyon yanma aşaması azalmaktadır. Homojen ön karışımın artırılması neticesinde yakıt eşdeğerlik oranı azalmakta ve bu sebeple silindir içi sıcaklıklar genellikle klasik dizel yanmasındaki stokiometrik bölgelere göre daha düşük olmaktadır. Bununla birlikte buharlaşma yeteneği dizel yakıtına göre daha fazla olan benzin yakıtının gizli buharlaşma ısısı nedeniyle sıkıştırma zamanı sırasında silindir içi sıcaklıkların azalmasını sağlamaktadır. Şekil 6-b'de görüldüğü gibi ön karışımli yakıt oranındaki artışa bağlı olarak egzoz gaz sıcaklıklarının azalması bu sonucu doğrulamaktadır. % 20 ön karışımli benzin oranına kadar yaklaşık olarak lineer bir azalma görülmektedir. % 30 oranında ise, % 20 oranına göre azalma daha az olmakla birlikte dizel yakıtı ile karşılaştırıldığında egzoz gaz sıcaklığı % 25,8 azalmaktadır.

Şekil 6-c'de görüldüğü gibi, kısmi HCCI yanması ile silindir içerisine alınan homojen ön karışımli yakıt, silindir içerisinde yakıt olarak zengin bölgelerin varlığını azaltmakta ve öncü is moleküllerinin oluşumuna engel olmaktadır [1, 4, 10]. % 30 ön karışımli benzin oranında is emisyonları % 65 azalmaktadır.

Genellikle HCCI motorlarında CO ve HC emisyonları yüksek olmaktadır. Şekil 7-a ve 7-b'de ön karışımli benzin yakıtının CO ve HC emisyonlarına etkileri görülmektedir. Emme zamanında alınan ön karışımli dolgunun, sıkıştırma zamanı boyunca silindir cidar bölgelerinde birikmesi neticesinde HC emisyonları artış göstermektedir [6, 7, 9]. Bununla birlikte, yanma esnasında ve sonrasında soğuk silindir cidar bölgelerinde bulunan gazların sıcaklıkları cidar sıcaklığına yaklaşarak yoğunlukları artmaktadır. HCCI yanma prensibinde, klasik dizel yanmasına göre genel olarak yanma sıcaklıkları daha düşük olduğundan CO'nun  $CO_2$ 'ye oksidasyonunun tam olarak tamamlanamamasına yol açabilmektedir [6,9,10]. Bu yüzden Şekil 7-a ve 7-b'de görüldüğü üzere, HC emisyonları % 26, CO emisyonları ise 2 kat artış göstermiştir.

### 4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

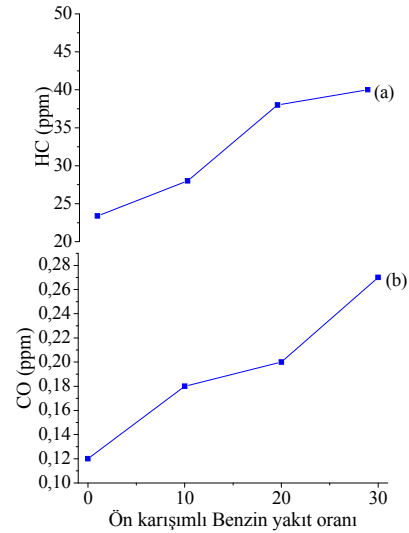
Bu çalışmada DI bir dizel motoru, ön karışımli benzin yakıtı ile kısmi HCCI modunda çalıştırılmıştır. Ön karışımli benzin yakıtı düşük basınçli port tipi bir yakıt enjeksiyon sistemi ile emme havasına



**Şekil 6.** Ön karışimli benzin yakıt oranının NO<sub>x</sub>, egzoz gaz sıcaklığı ve is emisyonlarına etkisi (Effects of premixed gasoline fuel ratio on NO<sub>x</sub>, exhaust gas temperature and soot emissions)

püskürtülmüş, pilot dizel yakıt enjeksiyonu ise motor üzerindeki mevcut dizel yakıt enjeksiyon sistemi ile silindir içerisine püskürtülmüştür. Motor testleri, ön karışimli benzin yakıtı % 10, %20 ve %30 oranlarında ve motorun maksimum moment devrinde (2200 d/d) yapılmış aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

- Isı dağılımı eğrilerinde, iki aşamalı yanma (ön karışimli HCCI yanması ve difüzyon yanması) gözlemlenmiştir. Ön karışimli benzin yakıtı ile yanmanın ilk aşamalarında silindir içi basınçta ve ısı dağılımında artış meydana gelmektedir. Difüzyon yanma aşamasında ise ön karışimli benzin yakıtı ile daha düşük ısı dağılımı gerçekleşmiştir.
- Dizel yanmasında ve % 10 ön karışimli benzin yakıtında, çevrimden çevrime farklılıklar azalmaktadır. % 20 ve % 30 ön karışım oranlarında, maksimum silindir içi basınç değerlerindeki değişimler gözle görülür bir şekilde gerçekleşmektedir. % 30 ön karışimli benzin yakıt oranında hızlı basınç artışı sebebiyle vuruş oluşumu gerçekleşmiştir.
- Dizel yanması ile karşılaştırıldığında, ön karışimli benzin yakıtı ile NO<sub>x</sub>-is zıt eğilim karakteristiği değişmiş ve aynı anda her iki emisyon değerlerinde iyileşmeler sağlanabilmiştir. Egzoz gaz sıcaklığı % 22'ye kadar azalırken, NO<sub>x</sub> emisyonlarında % 16, is emisyonlarında % 65'e kadar



**Şekil 7.** Ön karışimli benzin yakıt oranının CO ve HC emisyonlarına etkisi (Effects of premixed gasoline fuel ratio on CO and HC emissions)

azalma sağlanabilmiştir. Diğer yandan CO ve HC emisyonları artma eğilimi göstermiştir.

- Yüksek sıkıştırma oranında yüksek oktanlı benzin yakıtı kullanılarak, % 30 yakıt oranına kadar kısmi HCCI modunda çalışma sağlanabilmiştir. Daha yüksek oranda benzin yakıtı ile çalışma sağlanabilmesi için HCCI yanmasının kontrolüne yönelik EGR uygulaması, değişken sıkıştırma oranı, emme havasının ısıtılması gibi metotlarının uygulanması gerekli olmaktadır.

#### SEMBOLLER (SYMBOLS)

$A_{pc}$	Piston tepesi alanı (m <sup>2</sup> )
$C_p$	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg K)
$C_v$	Sabit hacimde özgül ısı (kJ/kg K)
$h_u(b)$	Benzinin alt ısıl değeri (kJ/kg)
$h_u(d)$	Dizel yakıtının alt ısıl değeri (kJ/kg)
$m(b)$	Benzin yakıt miktarı (kg)
$m(d)$	Dizel yakıt miktarı (kg)
$P$	Basınç (kPa)
$Q$	Isı (kJ)
$Q_{ök}$	Ön karışimli ısı miktarı (kJ)
$Q_t$	Toplam ısı miktarı (kJ)
$r$	Krank yarıçapı (m)
$R$	Üniversal gaz sabiti (kJ/kg K)
$T$	Sıcaklık (K)
$U$	İç enerji (kJ)
$V$	Hacim (m <sup>3</sup> )
$V_c$	Yanma odası hacmi (m <sup>3</sup> )
$W$	İş (kJ)
$y_{ök}$	Ön karışimli yakıt oranı (%)
$\gamma$	İzoentropik sabit
$\theta$	Krank açısı (derece)
$\lambda$	Krank yarıçapının, kurs boyuna oranı

**KAYNAKLAR (REFERENCES)**

1. Jacobs, T.J., Assanis, D.N., “The attainment of premixed compression ignition low-temperature combustion in a compression ignition direct injection engine”, **Proceedings of the Combustion Institute**, Cilt 31, 2913-2920, 2007.
2. Alkidas, A.C., “Combustion advancements in gasoline engines”, **Energy Conversion and Management**, Cilt 48, Sayı 11, 2751-2761, 2007.
3. Baumgarter, C., “**Mixture formation in internal combustion engines**”, Springer, Heat and Mass transfer series, 253-286, 2006.
4. Tree, D.R., Svensson K.I., “Soot processes in compression ignition engines”, **Progress in Energy and Combustion Science**, Cilt 33, 272-309, 2007.
5. Kim, D.S., Kim, M.Y, Lee, C.S., “Reduction of Nitric Oxides and Soot by Premixed Fuel in Partial HCCI Engine”, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, Cilt 128, 497-505, 2006.
6. Ma, J., Lü, X., Ji, L., Huang, Z., “An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel”, **Journal of Thermal Sciences**, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.007, 2007.
7. Xingcai L., Wei C., Libin J. and Zhen H., “The Effects of External Exhaust Gas Recirculation and Cetane Number Improver on the Gasoline Homogenous Charge Compression Ignition Engines”, **Combustion Science and Technology**, 178 (2006), 1237–1249.
8. Kim, D.S., Lee, C.S., “Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR”, **Fuel**, Cilt 85, 695-704, 2006.
9. Kim, D.S., Kim, M.Y, Lee, C.S., “Combustion and Emission Characteristics of Partial Homogeneous Charge Compression Ignition Engine”, **Combustion Science and Technology**, Cilt 177, 107-125, 2005.
10. Lee, C.S., Lee, K.H., Kim D.S., “Experimental and numerical study on the combustion characteristics of partially premixed charge compression ignition engine with dual fuel”, **Fuel**, Cilt 82, 553-560, 2003.
11. Shaver, G.M., Roelle, M.J., Gerdes J.C., “Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with variable valve actuation”, **Control Engineering Practise**, Cilt 14, Sayı 3, 213-222, 2006.
12. Yeom, K., Jang, J., Bae, C., “Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine”, **Fuel**, Cilt 86, Sayı 4, 494-503, 2007.
13. Megaritis, A., Yap, D., Wyszynski, M.L., “Effect of inlet valve timing and water blending on bioethanol HCCI combustion using forced induction and residual gas trapping”, **Fuel**, Cilt 87, Sayı 6, 732-739, 2008.
14. 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-Transactions of The Asme**, Cilt 125, Sayı 2, 472-478, 2003.
15. Shi L., Cui Y., Deng K, Peng H. and Chen Y., “Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR)”, **Energy**, Cilt 31, 2665–2676, 2006
16. Xingcai, L., Yuchun, H., Linlin, Z., Zhen, H., “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**, Cilt 85, 2622–2631, 2006.
17. Yap D., Karlovsky J., Megaritis A., Wyszynski M.L., Xu H., “An investigation into propane homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation with residual gas trapping”, **Fuel**, 84 (2005), 2372–2379.
18. Morsy, M.H., “Ignition control of methane fueled homogeneous charge compression ignition engines using additives”, **Fuel**, Cilt 86, Sayı 4, 533-540, 2007.
19. Lü, X., Jia, L., Zua, L., Houa, Y., Huang, C., Huang, Z., “Experimental study and chemical analysis of n-heptane homogeneous charge compression ignition combustion with port injection of reaction inhibitors”, **Combustion and Flame**, Cilt 149, Sayı 3, 261-270, 2007.
20. Heywood, J.B., “**Internal combustion engines fundamentals**”, McGraw-Hill, A.B.D., 1988.
21. Sone, R., “**Introduction to Internal Combustion Engines**, Palgrave Macmillan, İngiltere, 1999.
22. Tanaka, S., Ayala, F., Keck, J.C., Heywood, J.B., “Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives” **Combustion and Flame**, Cilt 312, Sayı 1-2, 219-239, 2003.
23. Yamada, H., Suzaki, K., Tezaki, A., Goto Y., “Transition from cool flame to thermal flame in compression ignition process”, **Combustion and Flame**, Cilt 154, Sayı 1-2, 248-258, 2008.
24. Sjöberg, M., Dec, J.E., “Comparing late-cycle autoignition stability for single- and two-stage ignition fuels in HCCI engines”, **Proceedings of the Combustion Institute**, Cilt 31, Sayı 2, 2895-2902, 2007.