

# Buji Ateşlemeli Hidrojen Motorunda Ateşleme Avansı ve Sıkıştırma Oranının Performans ve NO<sub>x</sub> Emisyonuna Etkisi

**Habib GÜRBÜZ, İsmail Hakkı AKÇAY**

Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Otomotiv Mühendisliği Lisans Programı

## ÖZET

Bu çalışmada, yakıt olarak hidrojenin kullanıldığı buji ateşlemeli bir motorda ateşleme avansı ve sıkıştırma oranının motor performansı ve NO<sub>x</sub> emisyonuna etkisi araştırılmıştır. Motor 1600 d/d sabit devirde,  $\phi=0,6$  eşdeğerlik oranında, maksimum gaz keleşi açıklık oranında, 4 farklı sıkıştırma oranı ve 7 farklı ateşleme avansında çalıştırılmıştır. Motor performans parametrelerinin tespitinde silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verileri kullanılmıştır. Basınç verilerinin analizi neticesinde ortalama indike basınç, indike termik verim, indike özgül yakıt tüketimi ve yanmış kütle oranı hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlardan, buji ateşlemeli hidrojen motorunda geciktirilmiş veya aşırı ateşleme avansının motor performansını azalttığı görülmüştür. Artan sıkıştırma oranının ise yanma süresini kısaltarak motor performansını artırdığı fakat NO<sub>x</sub> emisyonunu olumsuz yönde etkilediği tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Hidrojen, Ateşleme avansı, Sıkıştırma oranı, Performans, NO<sub>x</sub> emisyonu.

# Effect of Ignition Timing and Compression Ratio on The NO<sub>x</sub> Emission and Performance of Hydrogen Fuelled SI Engine

## ABSTRACT

In this study, effects of spark advance and compression rate on engine performance and NO<sub>x</sub> emission in a hydrogen fueled spark ignition engine were investigated. The engine was operated at constant speed of 1600 rpm, at equivalence ratio of  $\phi=0,6$ , at wide open throttle, at four different compression rates and seven different spark advances. In cylinder pressure data were used for prediction of engine performance parameters. Mean indicated pressure, indicated thermal efficiency, indicated specific fuel consumption and mass fraction burned values were calculated from the analysis of pressure data. It was observed that delayed or excessive ignition advance reduced engine performance in spark ignition hydrogen engine. On the other hand, increased compression ratio decreased the combustion duration and increased the engine performance, but the emission of NO<sub>x</sub> was effected adversely.

**Keywords:** Hydrogen, Ignition timing, Compression rate, Performance, NO<sub>x</sub> emission

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Geçtiğimiz 30 yılda otomobiller için bir alternatif yakıt olarak hidrojenin kullanımı üzerine araştırmalar yapılmaya başlanmıştır. Taşıtlarda güç üretimi için hidrojenin herhangi bir yakıt gibi içten yanmalı motorlarda kullanılmasının mümkün olduğu gibi yakıt pili vasıtasıyla elektrik üretiminde de kullanılması mümkündür. Araştırma sonuçlarına göre; mevcut bir motorun kolaylıkla hidrojenle çalışır hale getirebilir olması nedeniyle, hidrojenin içten yanmalı motorlarda kullanılması en basit yöntem olduğu tespit edilmiştir [1, 2]. Otomotiv endüstrisinde, hidrojenin içten yanmalı motorlarda kullanımına yönelik araştırmaların büyük bir çoğunluğunda, hidrojenin ön karışimli buji ateşlemeli motorlarda kullanımı ön plana çıkmaktadır [3]. Silindir dışında yakıt-hava karışımının sağlandığı hidrojenin

manifolddan enjeksiyonu; yüksek motor verimi, geniş fakir karışım çalışma aralığı, düşük çevrimler arası fark ve düşük NO<sub>x</sub> emisyonu sunmaktadır [4, 5, 6]. Emme havası ile birlikte silindire alınan hidrojenin, havaya oranla büyük molekül hacmine sahip olması, ön karışimli veya ön yakıt enjeksiyonlu içten yanmalı hidrojen motorlarında, volümetrik verimi doğal olarak azaltmaktadır [7]. Hidrojenle çalışan motorda ateşleme avansının kontrolü, termik verime etkiyen sabit hacimdeki yanma derecesini dikkate değer miktarda etkiler [8]. Hidrojenin yüksek adyabatik alev hızı, yakıt olarak hidrojeni kullanan içten yanmalı motorlarda, yanmayı ideal sabit hacimdeki yanmaya oldukça yaklaştırır. Bu durum, motorda yüksek termik verimin elde edilmesi için oldukça faydalıdır [9]. Fakat hidrojenin yüksek adyabatik alev sıcaklığı, temiz hidrojen motorunda yüksek NO<sub>x</sub> emisyonuna neden olmaktadır [10]. Hidrojenin kendi kendine tutuşma sıcaklığı oldukça yüksek olması, son gaz bölgesinde

\* Sorumlu Yazar (Corresponding Author)

e-posta: habibgurbuz@sdu.edu.tr

Digital Object Identifier (DOI) : 10.2339/2012.16.1, 45-50

kendi kendine tutuşma olmaksızın motorun kısmen yüksek sıkıştırma oranında çalışmasına olanak sağlamaktadır. Kısmen artırılan sıkıştırma oranı, motorun termik verimi ve gücünde bir artışa sebep olacaktır [11]. Hidrojen karbon ve sülfür içermediğinden hidrojenle çalışan motorun, hidrokarbon, karbon monoksit, sülfür dioksit, kurşun, duman, partikül madde, ozon ve diğer kanserojen bileşikler üretilmesi hidrojen yakıtının ayırt edici özelliğidir. Fakat hava içerisinde azotun varlığından dolayı hidrojenle çalışan içten yanmalı motorlarda  $NO_x$  emisyonu oluşmaktadır. Çevreye zararlı  $NO_x$  emisyonunu yüksek miktarda ürettiği olması hidrojen motorunun bir dezavantajdır [12]. İçten yanmalı hidrojen motorlarında çok fakir karışım şartlarında  $NO_x$  emisyonu sifıra yakın bir değere düşürülebilir. Fakat bu durum maksimum motor gücünde büyük bir azalmaya sebep olur[13].

Bu çalışmada, hidrojenle çalıştırılan buji ateşlemeli bir motorda, ateşleme avansı ve sıkıştırma oranının motor performansı ve  $NO_x$  emisyonuna etkisi; 1600 d/d motor devri ve  $\phi = 0,6$  fakir yakıt-hava karışım oranında deneysel olarak araştırılmıştır.

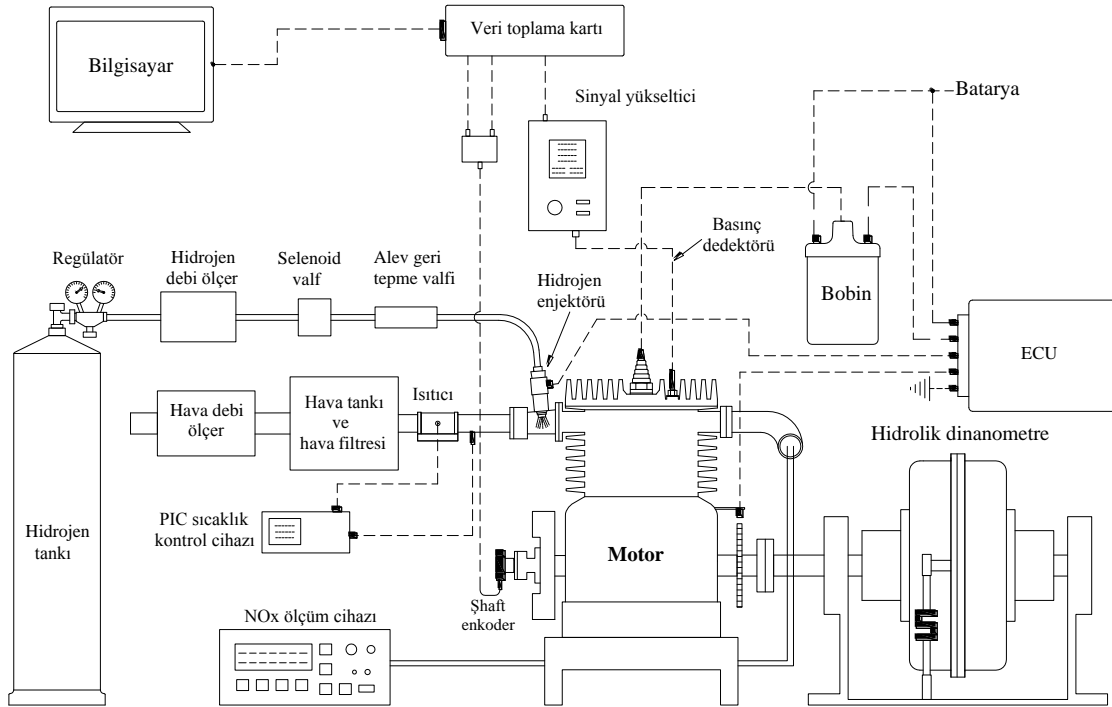
## 2. DENEY DÜZENEGİ VE ANALİZ METODU (EXPERIMENTAL SETUP AND ANALYSIS METHOD)

Bu çalışmada kullanılan tek silindri, 4 zamanlı, hava soğutmalı, modifiye edilmiş L tipi silindir kafasına

verebilen Kistler 2618-B tipi şaft enkoder kullanılarak alınmıştır. Silindir içi basınç verilerinin bilgisayarda depolanmasında Measurement Computing-USB1616HS4 tipi veri toplama kartı kullanılmıştır. Ateşleme avansı, püskürtme avansı ve süresinin kontrolünde Motec-M4 marka elektronik kontrol ünitesi kullanılmıştır.

Motora alınan hidrojen miktarı Aalborg-GFC67 tipi termal kütleli debi ölçer ile hava miktarı ise Aalborg-GFM77 tipi termal kütleli debi ölçer ile ölçülmüştür. Deneysel olarak kullanılan % 99,99 saflıkta gaz fazında hidrojen, 5 bar basınçta motorun emme manifolduna Bosch marka doğal gaz enjektörü kullanılarak enjekte edilmiştir. Enjeksiyon başlangıcı sıkıştırma sonu ÜÖN öncesi 300 KMA'da gerçekleştirilmiştir. Emme havası giriş sıcaklığı, sıcaklık kontrol cihazı yardımıyla 30 C'da sabit tutulmuştur. Hidrojen yakıt hattında, olası alev geri tepmesinin engellenebilmesi için alev geri tepme valfi ve selenoid valf kullanılmıştır.

Egzoz  $NO_x$  emisyonu IMR1400-C gaz analiz cihazı yardımıyla ölçülmüştür. Deney düzeneğinin şematik resmi Şekil 1'de verilmiştir. Deneysel çalışmalar; motorun 1600 d/d sabit devrinde,  $\phi = 0,6$  eşdeğerlik oranında, maksimum gaz keleşliği açıklık oranında, 4 farklı sıkıştırma oranı ve 7 farklı ateşleme avansında gerçekleştirilmiştir. Motor parametrelerin çevrimler arası farktan bağımsız olarak hesaplanması



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik resmi

sahip buji ateşlemeli motorun; strok hacmi  $476,5 \text{ cm}^3$ , maksimum devri 3600 d/d, maksimum gücü 8,82 kW ve maksimum torku 25 Nm'dir. Çalışmada silindir basıncının krank açısına bağlı değişim verileri, Kistler 6052-C tipi piezoelektrik basınç dedektörü ve ÜÖN sinyalinin yanı sıra her  $0,2^\circ$ 'lik krank açısında bir sinyal

için ardışık 50 yanma çevriminden alınan basınç verilerinin ortalama değerleri kullanılmıştır. Silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verilerinden 1 numaralı eşitlik [14] yardımıyla hesaplanan ortalama indike basınç ( $P_{mi}$ ) değerleri kullanılarak indike motor gücü 2 numaralı eşitlik [14] yardımıyla hesaplanmıştır.

Hesaplanan indike motor gücü değeri ve ölçülen yakıt tüketim değerleri kullanılarak indike termik verim ve özgül yakıt tüketimi sırasıyla 3 ve 4 numaralı eşitliklerle [14] hesaplanmıştır.

Ortalama indike basınç ( $P_{mi}$ );

$$P_{mi} = \frac{1}{V_d} \int P \cdot dV \quad [14] \quad (1)$$

İndike motor gücü ( $P_i$ );

$$P_i = \frac{P_{mi} \cdot V_d \cdot n}{k \cdot 60} \quad [14] \quad (2)$$

İndike termik verim ( $\eta_i$ );

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_f \cdot H_u} \quad [14] \quad (3)$$

İndike özgül yakıt tüketimi ( $sfc_i$ );

$$sfc_i = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad [14] \quad (4)$$

Yanmış kütle oranı ( $x_b$ ), silindir içi basınç krank açısına bağlı değişim verileri kullanılarak Rassweiler ve Withrow [15] tarafından geliştirilen 5 nolu eşitlikten türetilmiş 6 nolu eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır.

$$x_b = \frac{\sum_0^i \Delta P_C}{\sum_0^N \Delta P_C} \quad [15] \quad (5)$$

Burada 5 nolu eşitliğin 6 nolu eşitlik şeklinde düzenlenmesi [16] ile sadece silindir içine alınan yakıtın yanmasından kaynaklanan basınç artışı kullanılarak artan sıkıştırma oranından dolayı kompresyon basıncındaki değişimin yanmış kütle oranı üzerindeki etkisi ortadan kaldırılmıştır.

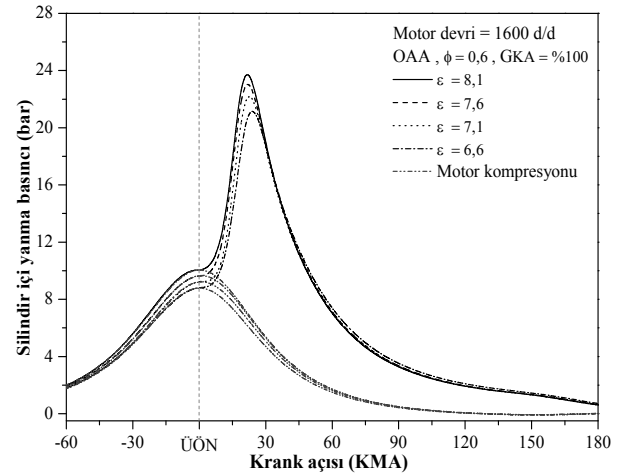
$$x_b = \frac{\sum_0^i \Delta(P_C - P_m)}{\sum_0^N \Delta(P_C - P_m)} \quad [16] \quad (6)$$

### 3. DENEYSEL SONUÇLAR (EXPERIMENTAL RESULT)

Farklı sıkıştırma oranlarında gerçekleştirilen deneylerde sıkıştırma oranı yanma odası yüksekliğinin değiştirilmesi ile sağlanmıştır. Tüm sıkıştırma oranları için volümetrik verim ( $\eta_v=0,84$ ), motora alınan hava miktarının kontrolü ile sabit tutulmuş ve silindire aynı miktarda hidrojenin alınması sağlanmıştır. Bu şekilde sadece sıkıştırma oranındaki değişimin motor performansı ve  $NO_x$  emisyonuna etkisi tespit edilmiştir.

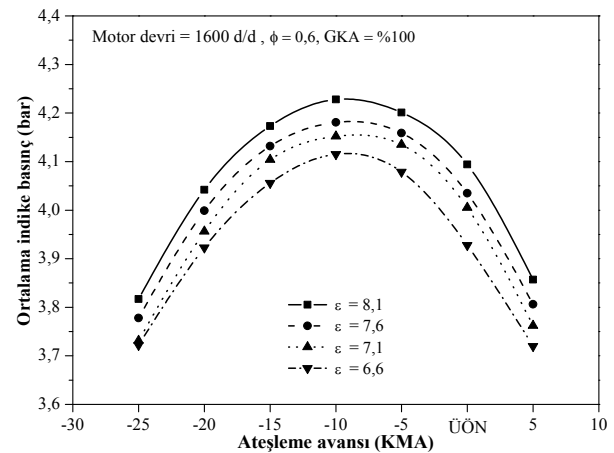
Şekil 2'de farklı sıkıştırma oranlarında silindir içi yanma basıncının krank açısı ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, artan sıkıştırma oranı ile birlikte sıkıştırma sonu sıcaklık ve basıncın artışı neticesinde maksimum silindir içi basınç artmakta ve maksimum basıncın pozisyonu ÜÖN'ya doğru yaklaşmaktadır (Şekil 4). Bu durum egzoz kayıplarının kısmen azalmasından dolayı termik verimin artışına

(Şekil 5) neden olmaktadır. Bununla birlikte artan sıkıştırma oranı ile oluşan yüksek yanma basıncı, Şekil 2'de görüldüğü gibi pistonu etkileyen net iş alanı ve Şekil 3'de görüldüğü gibi ortalama indike basıncı artırmıştır.



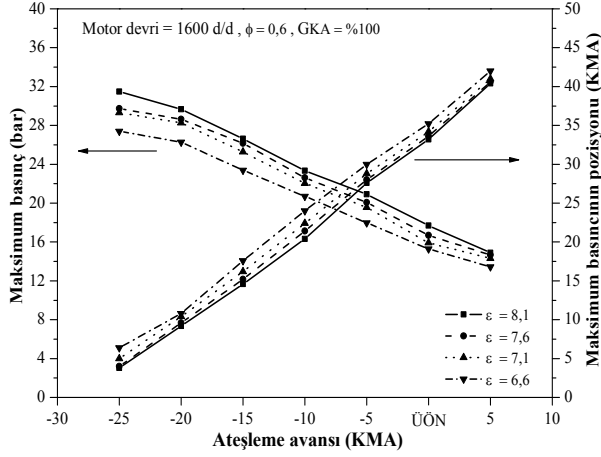
Şekil 2. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir içi basıncının krank açısı ile değişimi

Şekil 3'de farklı sıkıştırma oranlarında ateşleme avansının ortalama indike basınca etkisi verilmiştir. Şekil 3'de görüldüğü gibi verilen tüm sıkıştırma oranları için aşırı ateşleme avansı piston üzerine etkileyen negatif işi artırmakta ve bununla birlikte ortalama indike basınç azalmaktadır. Ateşleme zamanının geciktirilmesi ise; son yanma periyodu ve egzoz kayıplarındaki artışın bir sonucu olarak ortalama indike basıncı azaltmaktadır. Ayrıca, Şekil 3'den optimum ateşleme avansının (OAA) 10 KMA olduğu ve sıkıştırma oranı ile yaklaşık olarak değişmediği görülmektedir. Bununla birlikte sıkıştırma oranının 6,6'dan 8,1'e çıkarılması ile ortalama indike basınç yaklaşık % 3 oranında artmaktadır.



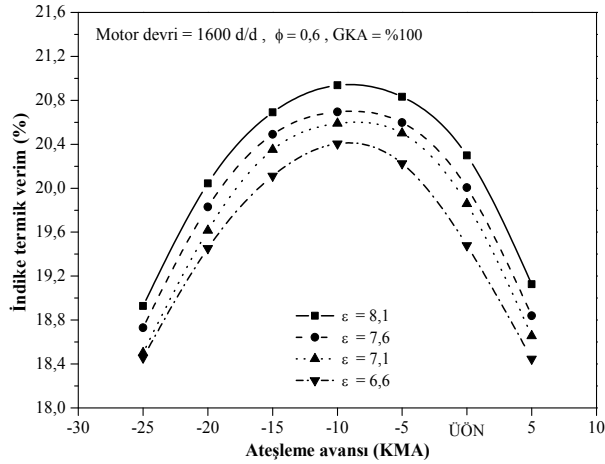
Şekil 3. Farklı sıkıştırma oranlarında ateşleme avansının ortalama indike basınca etkisi

Şekil 4'de farklı sıkıştırma oranlarında ateşleme avansının maksimum basınç ve pozisyonuna etkisi verilmiştir. Şekil 4'den artan sıkıştırma oranının, sıkıştırma sonu sıcaklık ve basıncındaki artış ile birlikte bir önceki çevrimden kalan artık gaz miktarının azalmasına, silindir içi yanma hızında artışa ve silindir içi yüksek yanma basıncına sebep olduğu görülmüştür.

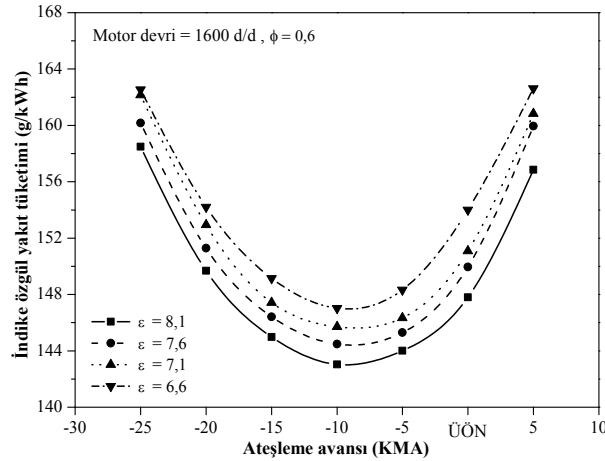


Şekil 4. Farklı sıkıştırma oranlarında ateşleme avansının maksimum basınç ve pozisyonuna etkisi

Şekil 5'de farklı sıkıştırma oranlarında ateşleme avansının indike termik verime etkisi verilmiştir. Şekil 5'de görüldüğü gibi, geciktirilmiş ateşleme avansı son yanma periyodu ve egzoz kayıplarının artışı ile sonuçlanmakta ve indike termik verim azalmaktadır. Aşırı ateşleme avansında ise maksimum silindir basıncı ile birlikte soğutma kayıpları artırmakta ve indike termik verim azalmaktadır.

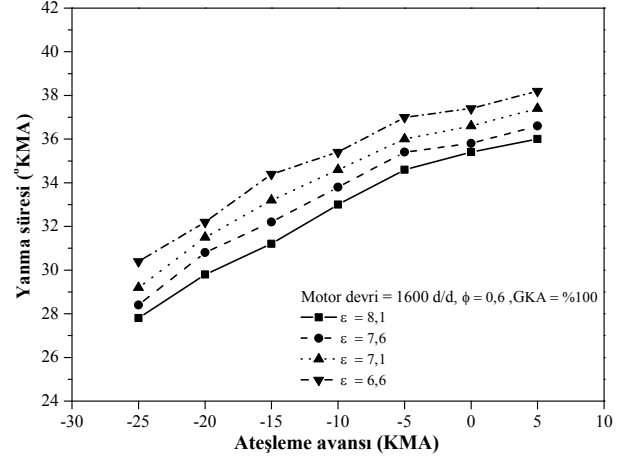


Şekil 5. Farklı sıkıştırma oranlarında ateşleme avansının indike termik verime etkisi



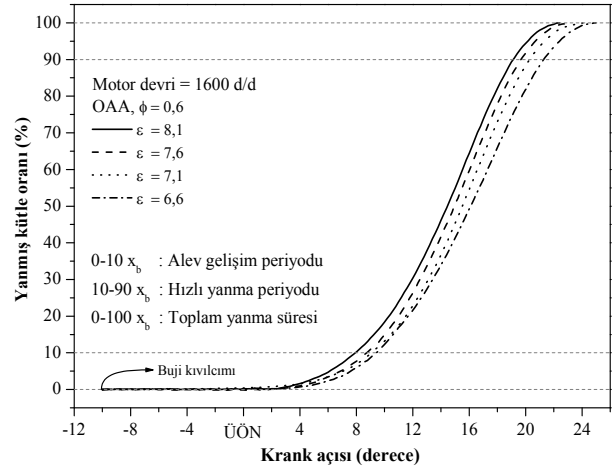
Şekil 6. Farklı sıkıştırma oranlarında ateşleme avansının indike özgül yakıt tüketimine etkisi

Farklı sıkıştırma oranlarında ateşleme avansının indike özgül yakıt tüketimine etkisi Şekil 6'da verilmiştir. Şekil 6'da görüldüğü gibi, geciktirilmiş veya aşırı ateşleme avansı, ortalama indike basınçtaki azalmanın bir sonucu olarak indike özgül yakıt tüketiminde azalmaya sebep olmuştur. Sıkıştırma oranını 6,6'dan 8,1'e artırılması ile indike özgül yakıt tüketimi, artan ortalama indike basınca bağlı olarak lineer bir şekilde azalmıştır.



Şekil 7. Farklı sıkıştırma oranlarında ateşleme avansının toplam yanma süresine etkisi

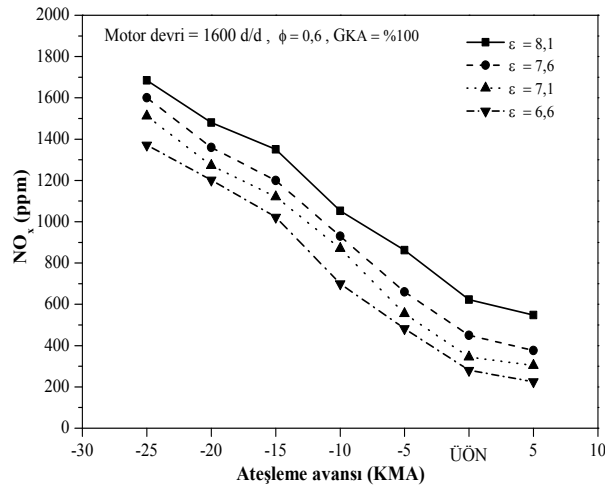
Farklı sıkıştırma oranlarında ateşleme avansının toplam yanma süresine etkisi Şekil 7'de verilmiştir. Şekil 7'de görüldüğü gibi, aşırı ateşleme avansı toplam yanma süresini kısaltırken geciktirilmiş ateşleme avansı yanma süresinde artışa neden olmaktadır. Aşırı ateşleme avansı, silindir içi sıcaklık ve basınçta artışa sebep olarak yanmanın başlangıç safhasında yakıt-hava karışımının tutuşması için daha iyi bir ortam hazırlamıştır. Bu durum yanma süresinin kısalmasına neden olmuştur. Geciktirilmiş ateşleme avansı ise, daha fazla yakıtın genişleme sroğunda yanmasına sebep olarak silindir içi sıcaklık ve basıncın düşmesine neden olmuştur. Bu durum silindir içi yakıt-hava karışımının yanma hızını yavaşlatarak yanma süresinin artışına neden olmuştur.



Şekil 8. Sıkıştırma oranının yanma periyotlarına etkisi

Sıkıştırma oranının yanma periyotlarına etkisi Şekil 8'de verilmiştir. Şekil 8'de görüldüğü gibi, artan sıkıştırma oranı, sıkıştırma sonu sıcaklık ve basıncın artışı ile birlikte bir önceki çevrimden kalan artık gaz miktarının azalmasına neden olmuştur. Bu durum karışımın tutuşmasını kolaylaştırması ve silindir içinde gelişen alevin hızının artması için gerekli şartları sağlayarak yanma süresinin kısalmasına neden olmuştur.

Sıkıştırma oranının 1,5 oranında artırılması ile alev gelişim periyodunda yaklaşık % 8,2, hızlı yanma periyodunda yaklaşık % 7,3, toplam yanma süresinde ise yaklaşık %7,7 oranında kısalma gerçekleşmiştir. Bu durum, artan sıkıştırma oranı ile toplama yanma süresinde meydana gelen kısaltmaya alev gelişim periyodunun etkisinin hızlı yanma periyodundan daha büyük olduğunu göstermektedir.



Şekil 9. Farklı sıkıştırma oranlarının ateşleme avansının NO<sub>x</sub> emisyonuna etkisi

Farklı sıkıştırma oranlarının ateşleme avansının NO<sub>x</sub> emisyonuna etkisi Şekil 9'da verilmiştir. Şekil 9'da görüldüğü gibi, tüm sıkıştırma oranları için ÜÖN'dan önce verilen aşırı ateşleme avansı NO<sub>x</sub> emisyonunu dikkate değer oranda artırırken optimum ateşleme avansına yaklaştıkça NO<sub>x</sub> emisyonu azalmakta ve avansın optimum noktadan ÜÖN'ya doğru kaydırılması ile bu azalma devam etmektedir. Aşırı ateşleme avansı durumunda silindir içi yanma sıcaklığı ve basıncındaki artışın (Şekil 4) etkisiyle NO<sub>x</sub> emisyonunda artış meydana gelmektedir.

Ateşleme avansı ÜÖN'ya doğru yaklaştırıldığında ise, silindir içi yanmanın genişleme stroğuna doğru kayması ile yanma sıcaklığı ve basıncındaki azalmanın etkisiyle NO<sub>x</sub> emisyonunda azalma meydana gelmektedir. Sıkıştırma oranının 6,6'dan 8,1'e artırılması ile artan silindir içi yanma sıcaklığı, NO<sub>x</sub> emisyonunda yaklaşık 300 ppm'lik bir artışa sebep olmuştur. Bu durum, fakir karışımda motorun maksimum gaz keleşliği açıklık oranında çalıştırılmasının etkisiyle silindir içinde yanmaya iştirak eden yeterli miktarda O<sub>2</sub>'nin varlığı ve yüksek yanma sıcaklığının bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır.

#### 4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, hidrojenle çalıştırılan buji ateşlemeli bir motorda, ateşleme avansı ve sıkıştırma oranının performans ve NO<sub>x</sub> emisyonuna etkisi; 1600 d/d motor devri ve  $\phi = 0,6$  yakıt-hava karışım oranında deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışılan motor ve kullanılan yakıt için elde edilen deneysel verilerin analizi neticesinde;

- Ortalama indike basınç verilerinden, maksimum motor momentine karşılık gelen ateşleme avansının 10 KMA olduğu ve artan sıkıştırma oranı ile optimum ateşleme avansının yaklaşık olarak değişmediği tespit edilmiştir.
- Geciktirilmiş veya aşırı ateşleme avansının ortalama indike basınç ve indike termik verimde azalmaya, özgül yakıt tüketiminde ise artışa sebep olduğu görülmüştür. Bununla birlikte aşırı ateşleme avansı yanma süresini kısaltırken geciktirilmiş ateşleme avansı yanma süresinde artışa neden olmuştur.
- Tüm sıkıştırma oranları için optimum değerden 5 KMA geciktirilmiş veya aşırı ateşleme avansı, ortalama indike basınç değerinde yaklaşık % 1 oranında azalmaya sebep olmuştur.
- Ateşleme avansının aşırı değerden, optimum değere yaklaştırılması ile NO<sub>x</sub> emisyonunun azaldığı ve optimum değerden sonra verilen ateşleme avansının ise azalan yanma sıcaklığından dolayı NO<sub>x</sub> emisyonunu azalttığı tespit edilmiştir.
- Buji ateşlemeli hidrojen motorunda sıkıştırma oranının 1,5 oranında artırılması ile maksimum silindir içi basınç yaklaşık 2,5 bar artış gösterirken motor performans parametrelerinde yaklaşık % 3 oranında iyileşme, toplam yanma süresinde ise yaklaşık % 7,7 oranında bir kısalma gerçekleşmiştir. Bununla birlikte artan sıkıştırma oranı ile birlikte artan yanma sıcaklığı, NO<sub>x</sub> emisyonunda yaklaşık % 50 oranında bir artışa sebep olmuştur.

#### 5. SEMBOLLER VE KISALTMALAR (NOMENCLATURE)

- $\phi$  : Y/H eşdeğerlikoranı
- $\epsilon$  : Sıkıştırma oranı
- $\eta_v$  : Volümetrik verim (%)
- $\eta_i$  : İndike termik verim (%)
- P : Silindir içi basınç (bar)
- $P_{mi}$  : Ortalama indike basınç (bar)
- $P_{max}$  : Maksimum silindir içi yanma basıncı (bar)
- $P_i$  : İndike güç (kW)
- $sfc_i$  : İndike özgül yakıt tüketimi (g/kWh)
- $V_d$  : Strok hacmi (m<sup>3</sup>)

- n : Motor devri (d/d)  
k : Çevrim katsayısı (4 zamanlı motor için k=2)  
 $\dot{m}_f$  : Silindire alınan yakıt miktarı (kg/s)  
 $H_u$  : Yakıtın alt ısıl değeri (120000 kJ/kg)  
 $x_b$  : Yanmış kütle oranı (%)  
 $\Delta P_c$  : Yanma basıncındaki değişim  
 $\Delta P_m$  : Kompresyon basıncındaki değişim  
 $\Delta \theta$  : Krank açısındaki değişim aralığı  
N : Toplam krank açısı aralık ( $\Delta \theta = 0,2$ ) sayısı  
GKA : Gaz keleşi açıklığı (% 100)  
KMA : Krank mili açısı (derece)  
 $NO_x$  :  $NO + NO_2$ 'in toplam konsantrasyonu  
ÜÖN : Üst ölü nokta  
OAA : Optimum ateşleme avansı

## 6. TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGMENT)

Bu çalışma, TÜBİTAK 107M349 nolu proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. Katkılarından dolayı Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırmalar Kurumu (TÜBİTAK) Başkanlığına teşekkür ederiz. Çalışmada kullanılan  $\varepsilon = 6,6 - 7,1$  ve  $7,6$  sıkıştırma oranlarına ait deneysel veriler [17] numaralı kaynaktan derlenmiştir.

## 7. KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Verhelst, S., Sierens, R. "Hydrogen engine-specific properties", *Int. J. Hydrogen Energy*, 26: 987-990, (2001).
- Das, L.M. "Hydrogen engine: research and development (R&D) programmer in Indian Institute of Technology (IIT)-Delhi", *Int. J. Hydrogen Energy*, 27:953-965, (2002).
- Tsujimura, T., Mikami, S., Achicha, N., "A study of direct injection diesel engine fuelled with hydrogen", *SAE paper*: 2003-01-0761, (2003).
- Yi, H.S., Min, K., Kim, E.S. "The optimized mixture formation for hydrogen fuelled", *Int. J. Hydrogen Energy*, 25(7): 685-690, (2000).
- Rottengruber, H., Berckmüller, M., Elsässer, G., Brehm, N., Schwarz, C. "Direct injection hydrogen SI-engine operation strategy and power density potentials", *SAE paper*: 2004-01-2927, (2003).
- Kim, Y.Y., Lee, J.T., Caton, J.A. "The development of a dual-injection hydrogen fuelled engine with high power and high efficiency", *Trans ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 128: 203-212, (2006).
- Furuhama, S., Hiruma, M., Enomoto, Y. "Development of a liquid hydrogen car", *Int. J. Hydrogen Energy*, 3: 61-81, (1978).
- Toshio, S., Nakajima, Y., Fatakuchi, T. "Thermal efficiency analysis in a hydrogen premixed combustion engine", *JSAE Review*, 21: 177-182, (2000).
- Ma, F., Wang, Y., Liu, H., Li, Y., Wang, J., Ding, S. "Effects of hydrogen addition on cycle-by-cycle variations in a lean burn natural gas spark-ignition engine", *Int. J. Hydrogen Energy*, 33: 823-831, (2008).
- White, C.M., Steeper, R.R., Lutz, A.E. "The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review", *Int. J. Hydrogen Energy*, 31: 1292-1305, (2006).
- Lee, J.T., Kim, Y.Y., Lee, C.W. "An investigation of a cause of backfire and its control due to crevice volumes in a hydrogen fuelled engine", *Trans ASME*, 123: 204-213, (2001).
- Lee, S.J., Yi, H.S., Kim, E.S. "Combustion characteristic of intake port injection type hydrogen fuelled engine", *Int. J. Hydrogen Energy*, 20: 317-338, (1995).
- Gomes Antunes, J.M., Mikalsen, R., Roskilly, A.P. "An investigation of hydrogen-fuelled HCCI engine performance and operation", *Int. J. Hydrogen Energy*, 33: 5823-5828, (2008).
- Heywood, J.B. "Internal Combustion Engine Fundamentals", *McGraw-Hill*, ISBN 0071004998, (1988).
- Rassweiler, G.M., Withrow, L. "Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards", *SAE Trans.*, 83, 185-204, (1938).
- Buran, D. "Turbulent Flame Propagation in a Methane Fuelled Spark Ignition Engine", PhD thesis, *Mechanical Engineering the University of Leeds*, (1998).
- Gürbüz, H. "Tek silindirli buji ateşlemeli hidrojen motorunda yanma optimizasyonu", Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, (2010).