Fırat Üniv. Mühendislik Bilimleri Dergisi
21 (1), 1-10, 2009

Fırat Univ. Journal of Enginering
21(1), 1-10, 2009

Bir Dizel Motorda Yanma Karakteristiklerinin İncelenmesi

Ali TÜRKCAN, Mustafa ÇANAKÇI, Ahmet Necati ÖZSEZEN, Cenk SAYIN*
Kocaeli Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv ABD, 41380, Umuttepe-İZMİT
Kocaeli Üniversitesi, Alternatif Yakıtlar Araştırma-Geliştirme ve Uygulama Birimi, 41040, İZMİT
*Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv ABD, 34722, Göztepe, İstanbul
nozsezen@kocaeli.edu.tr

(Geliş/Received:15.05.2008; Kabul/Accepted:22.10.2008)

Özet

Bu çalışmada, endirekt püskürtmeli (ön yanma odalı) bir dizel motorun çalışma şartlarının yanma karakteristikleri üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Silindir dolgu basıncı ve yakıt hattı basınç verileri, 0,25^o krank açısı çözünürlüğünde, farklı devir ve yük şartlarında toplanmış, buna bağlı olarak yanma karakteristikleri incelenmiştir. Yazılan bir bilgisayar programı ile çevrimden çevrime oluşan değişimleri gidermek için 50 ardışık çevrimin ortalaması alınmıştır. Elde edilen ortalama silindir dolgu basınç verileri, ısı dağılımını hesaplamak için kullanılmıştır. Isı dağılımı analizi, tek boyutlu termodinamik model kullanılarak yapılmıştır. Motor testleri 20, 30 ve 40 Nm sabit ve tam yükte, 1000–3000 d/d arasında 500 d/d aralıklar ile yapılmıştır. Deney sonuçları, motor devir ve yükünün artmasıyla maksimum silindir dolgu basıncının arttığını göstermektedir. Motor yükünün, maksimum silindir dolgu basıncı artışı üzerinde motor devrinden daha çok etkili olduğu gözlenmiştir. Maksimum silindir dolgu basıncının yeri motor yükü arttıkça üst ölü noktaya (ÜÖN) yaklaşmaktadır. Yanma başlangıcı noktaları ise hızın artmasıyla ÜÖN'ya yaklaşmıştır. Tutuşma gecikmesi motor yükünün artmasıyla azalmış ve motor devrinin artmasıyla artmıştır. Bununla birlikte, toplam yanma süresi motor yükünün artışıyla artarken, motor devrinin artışıyla azalmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ön yanma odalı dizel motor, Yanma karakteristikleri, Motor devri ve yükü

Investigation of Combustion Characteristics of a Diesel Engine

Abstract

In this study, the effects of engine operating conditions on the combustion characteristics of an indirect injection (IDI) (pre-combustion chamber) diesel engine have been experimentally investigated. Cylinder gas pressures and fuel line pressures were collected with crank angle resolution of 0.25^o under various speed and load conditions, and combustion characteristics were investigated. To eliminate cycle to cycle variation, the cylinder gas pressure data of 50 consecutive cycles were averaged by written a computer program. The obtained average cylinder gas pressure data was used to calculate heat release. The heat release analysis was carried out by using a single zone thermodynamic model. The engine tests were performed at full loads and 20, 30 and 40 Nm constant loads. The engine speeds were selected between 1000-3000 rpm with the increment of 500 rpm. The experimental results show that the maximum cylinder gas pressures increased with the increasing engine speed and load. It was observed that engine load is more effective than engine speed on the raising of maximum cylinder gas pressure. The location of the maximum cylinder gas pressure closed to top dead center (TDC) at high engine loads. The start of combustion points closed to TDC at high engine speeds. The ignition delay slightly decreased with the increase of the engine load and it increased with the increasing engine speed. However, as the total combustion duration increased with the increasing engine load, it decreased with the high engine speeds.

Keywords: IDI diesel engine, Combustion characteristics, Engine speed and load

1. Giriş

İçten yanmalı motorlarda yanma karakteristikleri, egzoz emisyonlarının yorumlanmasında ve motor performansının belirlenmesinde önemli rol oynamaktadır. Yanma karakteristikleri, özellikle motor tasarımı, alternatif yakıt çalışmaları ve yakıt püskürtme sistemleri ile ilgili yapılan araştırmalar için önemli bir parametredir. Yanma karakteristikleri; maksimum silindir dolgu basıncı ve krank açısı cinsinden yeri, ısı dağılımı eğrisi, yanma ve püskürtme zamanlarına bağlı olarak elde edilen tutuşma gecikmesi, toplam yanma süresi ve ani yanma süresi olarak incelenmektedir. Bu parametreler, motor çalışma şartlarına, yanma odası tasarımına, motor ek sistemlerine (turboşarj, intercooler vb. gibi), yakıt tipi ve özelliklerine, püskürtme zamanı ve basıncına bağlı olarak değişmektedir [1-6]. İçten yanmalı motorlar konusunda literatür incelendiğinde, motor tipine, kullanılan yakıta ve motor çalışma şartlarına bağlı olarak farklı yapıda yanma karakteristikleri ortaya çıkabilmektedir. Qi ve ark. [7] dizel yakıtı kullanarak %30 ve %60 gaz kolu açıklığında 1500 ve 2000 d/d'da tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorun yanma karakteristiklerini incelenmişlerdir. Araştırmacılar yaptıkları çalışmada, silindir dolgu basıncının motor yükünün artışına bağlı olarak arttığını belirlemişlerdir. Gaz kolu %30 açık olduğunda motor devrinin artışıyla silindir dolgu basıncının azaldığını, gaz kolu %60 açık olduğunda ise motor devrinin artışıyla silindir dolgu basıncının artığını gözlemlemişlerdir. Aynı çalışmada, ısı dağılımı değerinin motor yükünün artmasıyla beraber arttığını, bunun yanı sıra tutuşma gecikmesinin motor devrinin artışıyla krank açısı (KA) cinsinden artığını ve toplam yanma süresinin motor devrinin artışıyla bir miktar azaldığını gözlemlemişlerdir. Selim ve ark., [8] ön yanma odalı, tek silindirli bir dizel motorda petrol kökenli bir yakıt kullanarak yanma karakteristiklerini, 1000-2000 d/d arasında ve 6 farklı devir sayısında ve 15 Nm sabit yük ile 1200 d/d sabit hız ve beş farklı yük için incelemişlerdir. Bu araştırmacılar, motor devrinin azalmasıyla, tutuşma gecikmesinin arttığını belirlemiş ve KA cinsinden maksimum basıncın yeri 1700 d/d'ya kadar ÜÖN'ya yaklaştığını, daha sonraki devirlerde ise bu noktadan (ÜÖN) uzaklaştığını tespit etmişlerdir. Kumar ve ark., [9] tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorda petrol kökenli dizel yakıtı kullanarak yaptıkları çalışmada, (1500 d/d sabit hız ve sekiz farklı yük için) motor yükünün artmasıyla silindirin içindeki dolgu basıncının arttığını, KA cinsinden tutuşma gecikmesinin azaldığını ve yanma süresinin arttığını gözlemlemişlerdir. Huang ve ark., [10-11] bir dizel motorun, dizel yakıtı kullanarak yanma karakteristiklerini, farklı püskürtme derecelerine bağlı olarak belirlemişlerdir. 1500 ve 2000 d/d ve iki farklı yükte tutuşma gecikmesinin, motor yükünün azalması ve motor devrinin artışıyla, KA cinsinden arttığı tespit edilmiştir. Aynı çalışmada toplam yanma süresinin motor yükünün artmasıyla beraber arttığı bildirilmiştir. Xing ve ark., [12] direkt püskürtmeli bir dizel motorda ve dizel yakıtı kullanarak 3400 d/d sabit hız ve farklı yükler için yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Yaptıkları bu çalışmada, yanma başlangıç noktalarının motor yükünün artışıyla daha erken gerçekleştiğini ve toplam yanma süresinin ise motor yükünün artışıyla beraber arttığını tespit etmişlerdir. Zhang ve ark., [13] tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorda petrol kökenli dizel yakıtı kullanarak 1800 ve 2000 d/d sabit hız ve üç farklı motor yükü için yaptıkları çalışmada, maksimum ısı dağılımının motor yükünün artmasıyla arttığını ve yanma başlangıçlarının motor yükünün artışıyla daha erken gerçekleştiğini ifade etmişlerdir.

Yapılan literatür araştırmasında, özellikle ön yanma odalı dizel motorlar için motorun tüm çalışma şartlarına göre yanma karakteristiklerinin ele alınmadığı görülmüştür. Bu nedenle bu çalışmada, ön yanma odalı bir dizel motorun tüm çalışma şartlarında yanma karakteristikleri krank açısı cinsinden noktasal olarak incelenmiştir.

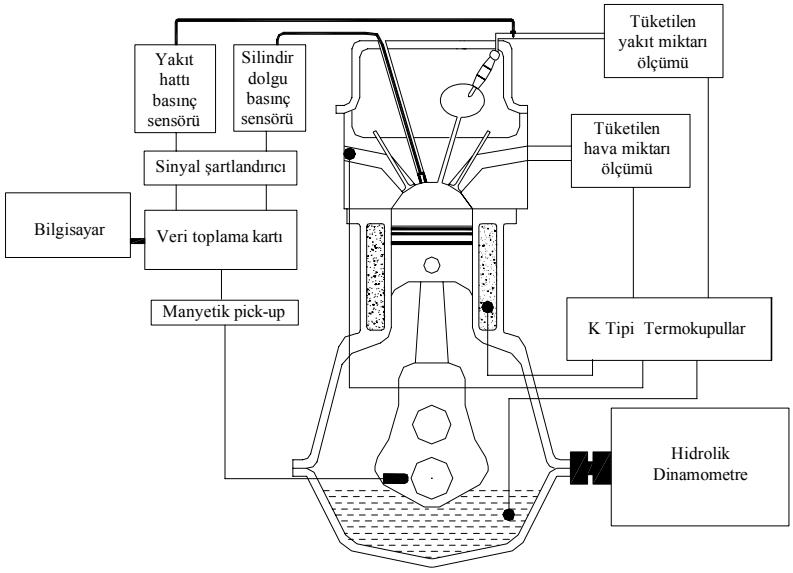
2. Materyal ve Metot

Bu çalışmada, doğal emişli, su soğutmalı, BMC marka ön yanma odalı bir dizel motor kullanılmıştır. Test motorunun teknik özellikleri Tablo 1'de verilmektedir. Motorun

yüklenebilmesi için bir hidrolik dinamometre motorun çıkış miline doğrudan bağlanmıştır. Şekil 1'de motor test düzeneği görülmektedir. Yakıt tüketimi, hava akış oranı, soğutma suyu giriş ve çıkış, yağ ve egzoz gazı sıcaklıkları her bir test için ölçülmüştür. Motor yakıtı olarak Tablo 2'de fiziksel ve kimyasal özellikleri verilen petrol kökenli dizel yakıtı kullanılmıştır [14]. Yakıt tüketimi kütlesel olarak hassas dijital terazi ile tespit edilmiştir. Hava tüketimi, keskin köşeli, standartlarında üretilmiş orifis plakası ve eğik manometre kullanılarak ISO 5167 (1980) standartlarına uygun olarak ölçülmüştür.

Tablo 1. Test motorunun teknik özellikleri

Motor	1,8 L Dizel BMC
Yanma Odası Şekli	Ön Yanma Odalı
Tipi	4 zamanlı, su soğutmalı
Silindir Sayısı	4
Silindir Çapı / Kurs boyu	80,26 mm / 88,90 mm
Sıkıştırma Oranı	21,47: 1
Püskürtme Pompası	Mekanik regülâtörlü, Distribütör pompa
Püskürtme basıncı	130 bar
Enjektör Delik Çapı	0,2 mm
Maksimum Güç	38,8 kW (4250 d/d)
Azami Moment	105,5 Nm (2400 d/d)



Şekil 1. Motor test düzeneğinin şematik görünüşü

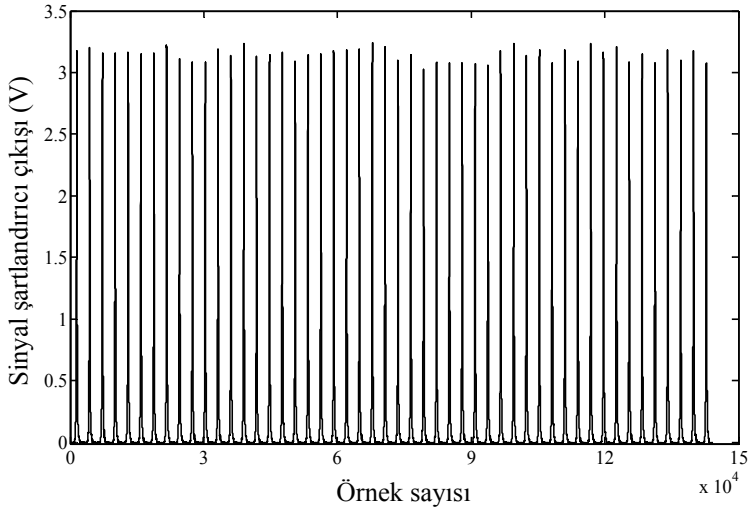
Silindir dolgu basıncını ölçmek için Kistler marka 6061B model, su soğutmalı piezo kristalli basınç algılayıcısı kullanılmıştır. Silindir dolgu basınç algılayıcısı birinci silindirin yanma odasına bakacak şekilde silindir kapağına yerleştirilmiştir. Yakıt hattı basınç bilgisinin alınması için kuvars kristalli AVL marka 8QP500c model basınç algılayıcısı kullanılmıştır. Algılayıcı çıkışları Kistler marka 5015A model sinyal şartlandırıcısı ile voltaj bilgisine çevrilerek veri toplama kartının (Advantech PCI 1716A) analog girişlerine bağlanmıştır. ÜÖN bilgisini almak için manyetik pick-up kullanılmıştır. Veri toplama programı kullanılarak, silindir dolgu basıncı ve yakıt hattı basınç verileri 0.25^{o} krank açısı (KA) çözünürlüğünde toplanmıştır. Yanma karakteristiklerinin belirlenebilmesi için bir

bilgisayar programı yazılmıştır. Bununla birlikte, çevrimden çevrime değişimleri en aza indirgemek için Şekil 2'de örnek olarak verilen 50 çevrimin ortalaması alınmıştır.

Deneyler, 500 d/d aralıklarla, 1000 d/d'dan başlayarak 3000 d/d'ya kadar 20, 30 ve 40 Nm sabit ve tam yük şartlarında yapılmıştır. Testlere motor kararlı hale geldikten sonra başlanmış ve bunun için motor yağ sıcaklığı (~70^{o}C) referans alınmıştır. Motor her bir devir ve yük konumunda yaklaşık 5 dakika çalıştırıldıktan sonra veriler alınmıştır. Her bir testten sonra motor dinlenmeye alınmıştır.

Tablo 2. Test yakıtını fiziksel ve kimyasal özellikleri

Özellik	Dizel Yakıtı
Yoğunluk (kg/m^3, 15^{o}C)	820 - 860
Kinematik viskozite (mm^2/sn, 40^{o}C)	2 - 4,5
Parlama noktası (^{o}C)	>55
Sülfatlanmış kül içeriği (% kütlesel)	>0,01
Soğuk filtre tıkanma noktası (^{o}C)	-15
Kükürt (mg/kg)	501-2000
Karbon kalıntısı (% kütlesel)	0,30
Setan indeksi	>46
Toplam kirlilik (mg/kg)	<24
Bakır şerit korozyonu (3 saat, 50^{o}C)	No.1A
Oksitlenme kararlılığı (Saat, 110^{o}C)	<25
Su (mg/kg)	<200



Şekil 2. Elli ardışık çevrim için sinyal çıkış voltajı

3. Isı Dağılımı Analizi

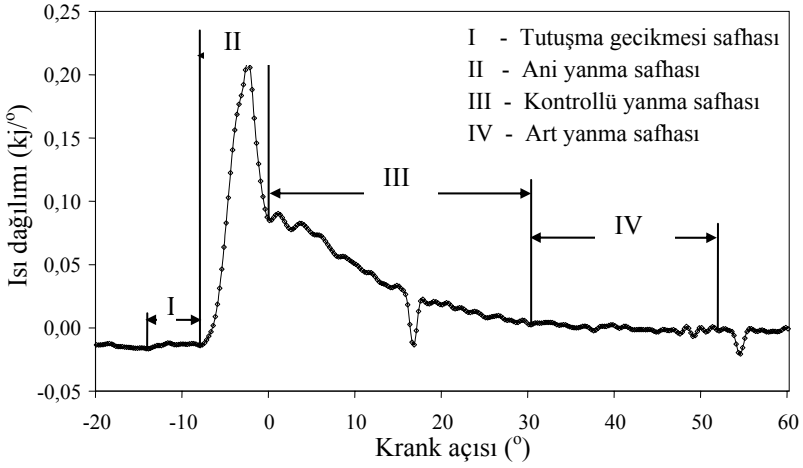
Literatür incelendiğinde genellikle ısı dağılım analizi için Krieger ve Borman tarafından geliştirilen tek boyutlu yanma modeli kullanılmaktadır [15,16]. Bu modele göre ısı dağılımı analizi hesaplanırken, silindir dolgu basıncının KA'ya bağlı olarak değişimi kullanılmaktadır. Yapılan bir başka çalışmada Li ve ark. [17] ön yanma odası ile ana yanma odasının tek bir bölge olarak ele alınabileceğini ifade etmişlerdir. Bu nedenle bu çalışmada, ön yanma odası ve ana yanma odası tek bir yanma odası olarak ele alınmıştır. Model kurulurken bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller, her iki yanma odası arasında basınç farkının olmadığı, sıcaklık gradyanları, basınç dalgalanmaları, segmanlardaki kaçaklar, yakıt buharı yüzdesi ve

karışım oranları ihmal edilmiştir. Emme ve egzoz supaplarının kapalı olduğu düşünülerek tek boyutlu yanma modeli kurulmuştur. Kurulan model neticesinde aşağıdaki ısı dağılım formülü elde edilmiştir.

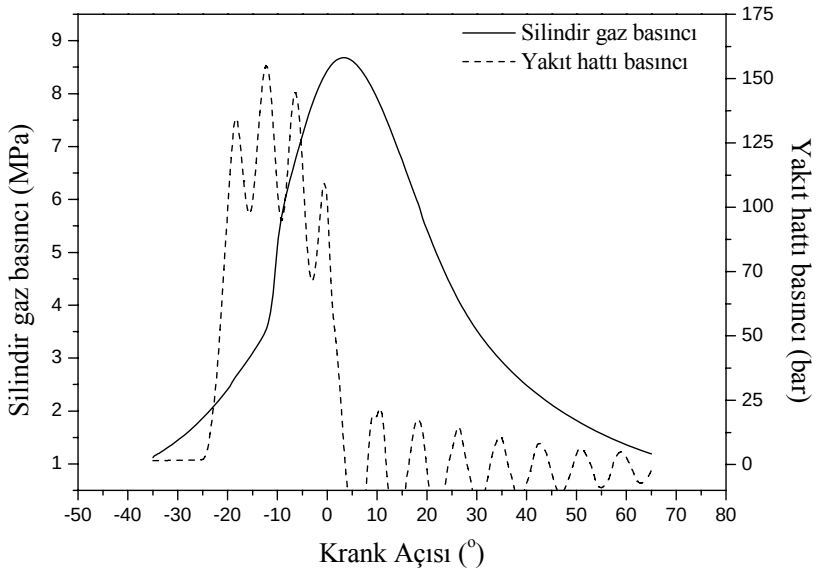
$$\dot{Q} = \left[\frac{k}{k-1}\right] P \frac{dV}{d\theta} + \left[\frac{1}{k-1}\right] V \frac{dP}{d\theta} \qquad (1)$$

Burada $\dot{Q}$ krank açısına bağlı olarak açığa çıkan ısı dağılım miktarını (kJ/^{o}), P silindir dolgu basıncını (kPa) ve V ise silindir hacmini (m^3), k ise özgül ısı oranını ifade etmektedir.

Deneysel veriler alındıktan sonra yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen örnek bir ısı dağılım eğrisi Şekil 3'de verilmektedir. Dizel motorlarda, yakıtın püskürtüldüğü andan yanmanın başlangıcına kadarki fiziksel ve kimyasal süreç tutuşma gecikmesi olarak tanımlanmaktadır. Bundan dolayı, I. Bölge tutuşma gecikmesi göstermekte ve püskürtme ile yanma başlangıcı arasında geçen zamanı ifade etmektedir. Yanma başlangıcı Şekil 3'de görüldüğü gibi ısı dağılımı eğrisinin negatif değerden pozitif değere dönüş noktası olarak belirlenmiştir. Toplam yanma süresi, yanma başlangıcı ile yanma sonu arasında geçen zaman olarak tanımlanmaktadır. Bu aralık, Şekil 3'de II, III ve IV numaralı bölgelerin tamamı olarak belirlenmiştir. Püskürtme başlangıcı ise, Şekil 4'de görüldüğü gibi, yakıt hattı basıncının enjektörlerin açılma basıncına (130 bar) ulaştığı nokta olarak kabul edilmiştir. II numaralı bölge ani yanma safhası olarak ifade edilmektedir. Ani yanma safhası tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarına bağlı olarak değişmektedir. III numaralı bölge kontrollü yanma safhasıdır ve bu bölgedeki ısı dağılımı eğrisinde bir miktar artış olmaktadır. Bu artışın değeri püskürtülen yakıt miktarına ve yakıtın oksitlenme miktarına bağlı olarak değişmektedir. Maksimum silindir dolgu basıncı, bu kontrollü yanma safhasında oluşmaktadır. IV numara ile gösterilen bölge ise art yanma safhasıdır [18, 19]. Şekil 4'de 1000 d/d ve 20 Nm sabit motor momentinde elde edilen silindir dolgu basıncı ve yakıt hattı basınç grafikleri örnek olarak verilmiş ve bu grafikler üzerinde püskürtme başlangıcı, maksimum silindir dolgu basıncı ve yeri belirtilmiştir.



Şekil 3. Isı dağılımı eğrisi (20 Nm ve 1000 d/d)



Şekil 4. Silindir ve yakıt hattı basınçları (Tam yük ve 1000 d/d)

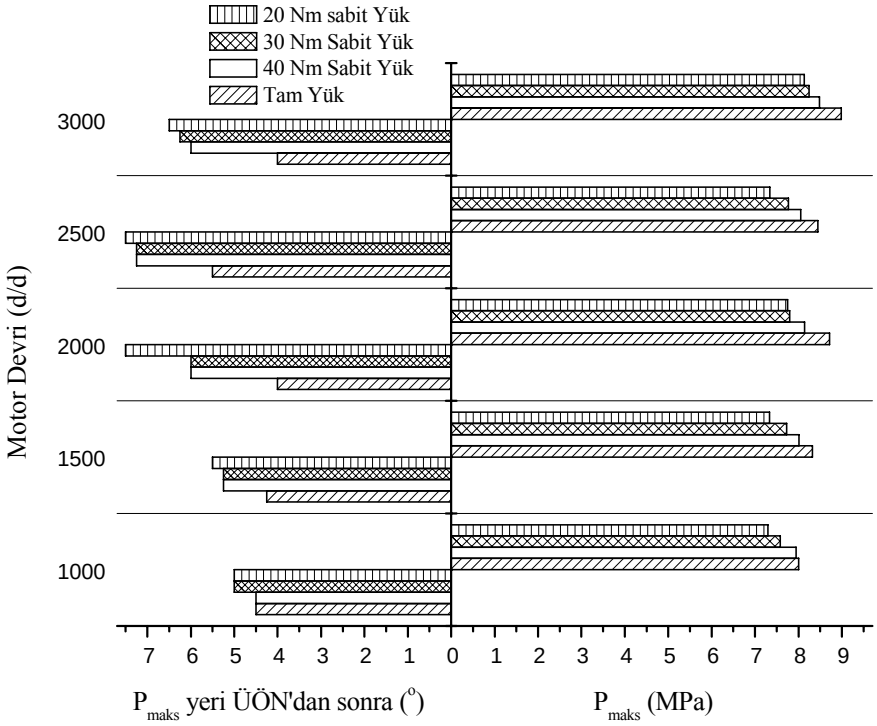
4. Bulgular ve Tartışma

Bu çalışmada, ön yanma odalı bir dizel motorun bütün çalışma şartları için maksimum silindir dolgu basıncı ve yeri, püskürtme ve yanma başlangıcı, tutuşma gecikmesi ve toplama yanma süresi değerleri krank açısı cinsine göre grafikler halinde sunulmuştur.

4.1. Maksimum silindir dolgu basıncı ve yeri

Silindir dolgu basıncı, motor yüküne, devrine, tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarına ve yakıtın atomizasyonuna bağlı olarak değişmektedir. Şekil 5'de motor devrine göre maksimum silindir dolgu basıncının (P_{maks}) krank açısı cinsinden değişimi gösterilmektedir.

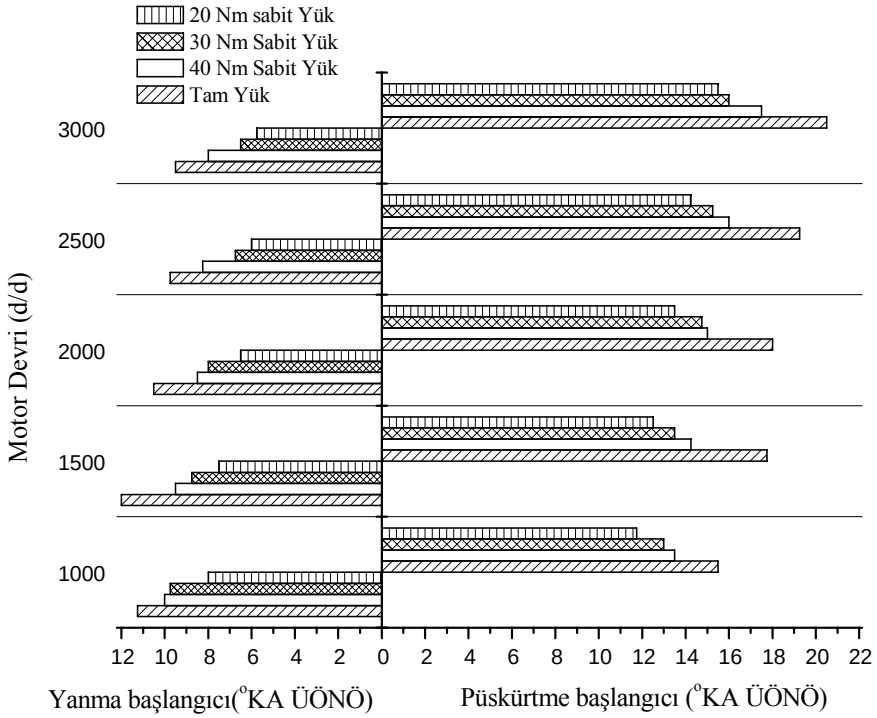
Şekilde görüldüğü gibi, maksimum silindir dolgu basıncı motor yükünün artması ile artmaktadır. Bunun nedeni, motor yükünün artmasıyla püskürtülen yakıt miktarının artmasından kaynaklanmaktadır. 2000 d/d'lık motor hızında elde edilen maksimum silindir dolgu basıncı 2500 d/d'dan daha yüksektir. Bu yükselmenin nedeni maksimum motor momenti 2000 d/d'da 90,64 Nm civarında iken 2500 d/d'da 82,25 Nm'ye düşmesindendir. Ayrıca Şekil 5'de, motor yükünün, maksimum silindir dolgu basıncının, motor devrine göre daha etkili olduğu açıkça görülmektedir. Sabit yüklerde motor devrinin artmasıyla, maksimum silindir dolgu basıncı değerinde çok az bir artış gözlenmiştir. Şekil 5'de görülen bir başka önemli nokta, maksimum silindir dolgu basıncının görüldüğü yer bütün devirlerde motor yükünün artışıyla birlikte ÜÖN'ya bir miktar daha yaklaşmaktadır. Bu yaklaşımın sebebi, püskürtme başlangıcının motor yükü artışıyla daha erken gerçekleşmesi ve yanmanın daha erken başlayıp daha erken bitmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 5. Motor devrine göre P_{maks}'ın krank açısı cinsinden değişimi

4.2. Püskürtme ve yanma başlangıcı

Püskürtme başlangıç noktaları, yakıt hattı basıncının 130 bara ulaştığı nokta olarak belirlenmiştir. Şekil 6'da motor devrine göre krank açısı cinsinden yanma ve püskürtme başlangıçları gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, motor yükünün ve devrinin artmasıyla krank açısı cinsinden püskürtme başlangıcı daha erken gerçekleşmiştir. Bu durum, motor yükü ve devri ile püskürtülecek yakıt miktarının artmasından dolayı yakıt hattı basıncının daha erken yükselmesi ve enjektör açılma basıncına ulaşması sonucu gerçekleşmektedir. Püskürtme karakteristikleri yanma karakteristiklerini doğrudan etkilemektedir [20]. Tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarı, püskürtme başlangıcı ve püskürtülen yakıtın buharlaşmak için ortamdan çektiği ısı yanma başlangıç noktalarını değiştirmektedir. Yanma başlangıç noktaları, Şekil 6'da görüldüğü gibi, motor yükünün artışıyla, daha erken gerçekleşmiştir. Aynı motor devri için tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarındaki artış yakıtın daha erken yanmaya başlamasını sağlamıştır. Motor devrinin artışıyla, yanma başlangıcının ÜÖN'ya yaklaşmakta olduğu belirlenmiştir. Bu durum, tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarının motor devrinin artışıyla beraber artması ve yakıtın buharlaşma fazının bir miktar uzamasından kaynaklanmaktadır.

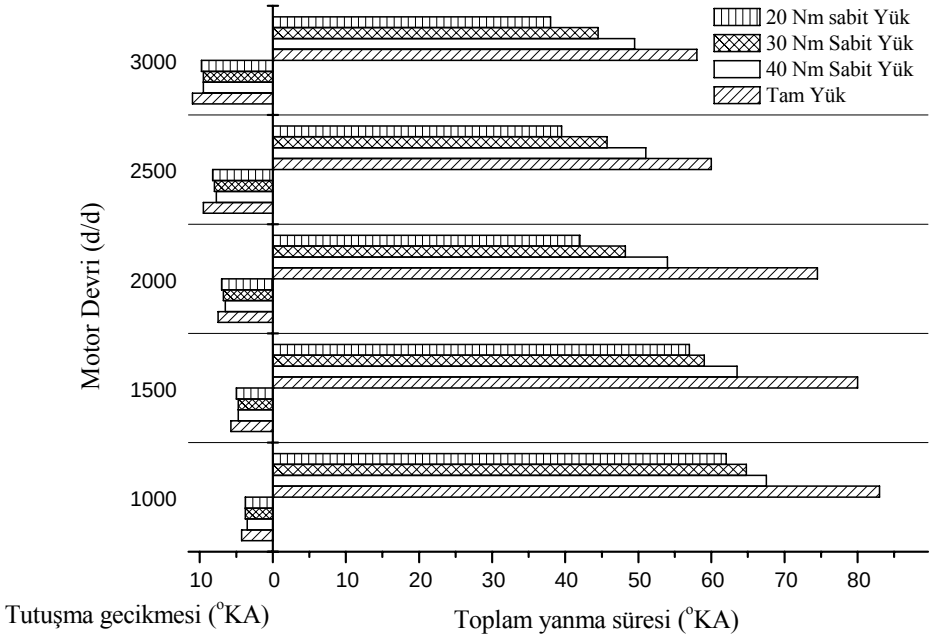


Şekil 6. Motor devrine göre krank açısı cinsinden yanma ve püskürtme başlangıçları

4.3. Tutuşma gecikmesi ve toplam yanma süresi

Motor testlerinde, tutuşma gecikmesi ve toplam yanma süresi verileri, yakıtın kimyasal enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümünün yorumlanmasında önemli rol oynamaktadır. Tutuşma gecikmesi fiziksel ve kimyasal tutuşma gecikmesi olarak ikiye ayrılmaktadır. Kimyasal tutuşma gecikmesi yakıt özelliklerine bağlı olarak değişirken, fiziksel tutuşma gecikmesi ise ortam şartlarına, püskürtme karakteristiklerine ve karışımın hazırlanmasına bağlı olarak değişmektedir. Toplam yanma süresinin motor devri ve yüküne bağlı değişimi krank açısı cinsinden Şekil 7'de gösterilmektedir. Şekilde tutuşma gecikmesinin motor devrine bağlı değişimi krank açısı cinsinden değerlendirildiğinde, motor devrinin artışına bağlı olarak arttığı görülmektedir. Motor devrinin artışıyla tutuşma gecikmesinin kısalması, silindir içerisinde döngüsel hava hareketlerinin fazla olması ve yakıtın atomizasyonunun artması ile karışım teşkilinin çok daha iyi olması olarak yorumlanabilir. Motor yükünün artmasıyla tutuşma gecikmesi krank açısı cinsinden azalmıştır. Bu azalmanın nedeni olarak, silindir dolgu basıncının artmasıyla silindir içi sıcaklığının artması düşünülmüştür. Tam yük şartlarında ise tutuşma gecikmesinin arttığı görülmüştür. Bu artışın nedeni olarak da, tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarının fazla olması ve yakıtın buharlaşma fazında ortamdan daha çok ısı çekmesidir. Yakıtın buharlaşma periyodunun uzaması, tutuşma gecikmesinin artışına neden olmaktadır.

Toplam yanma süresi, motor yükünün artışıyla beraber artmaktadır. Bunun nedeni, motor yükünün atışıyla püskürtülen yakıt miktarının artmasının bir sonucu olarak kontrollü yanma fazının ve yanma sonu periyodunun püskürtülen yakıt miktarının artışıyla artmasıdır. Yine motor devrinin artışıyla toplam yanma süresi kısalmaktadır. Bunun sebebi olarak yanma hızının artması gösterilebilir.



Şekil 7. Motor devrine göre tutuşma gecikmesi ve toplam yanma süresi

5. Sonuç

Bu çalışmada, ön yanma odalı bir dizel motorun çalışma şartlarının yanma karakteristikleri üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmanın sonucunda, maksimum silindir dolgu basıncı, motor yükü ve motor devrinin artmasıyla artmıştır. Silindir dolgu basıncının artışında motor yükünün motor devrine göre daha büyük bir etkiye sahip olduğu belirlenmiştir. Maksimum silindir dolgu basıncının oluştuğu nokta, bütün devirlerde motor yükünün artışıyla ÜÖN'ya yaklaşmaktadır. Püskürtme başlangıcının motor devrinin ve yükünün artışıyla daha erken gerçekleştiği belirlenmiştir.

Püskürtme karakteristiklerinin yanma başlangıcını etkilediği ve motor yükünün artışıyla yanmanın daha erken başladığı gözlenmiştir. Bununla birlikte, yanma başlangıçlarının, motor devrinin artışıyla ÜÖN'ya yaklaştığı tespit edilmiştir. Tutuşma gecikmesi motor yükünün artmasıyla krank açısı cinsinden kısaldığı ve tam yüklerde ise sabit yüklere göre bir miktar arttığı görülmüştür. Motor devrinin artışıyla, tutuşma gecikmesi artmıştır. Toplam yanma süresi ise motor yükünün artışıyla artmış, motor devrinin artışıyla azalmıştır.

6. Kaynaklar

1. Özsezen, A.N., Çanakçı, M., Türkcan, A., Sayın, C. (2006). Atık kızartma yağı kökenli biyodizelin ön yanma odalı bir dizel motorda yanma karakteristiklerinin incelenmesi. *9. Uluslararası Yanma Sempozyumu,* **1,** 11-20.
2. Ghojel, J., Honnery, D. (2005). Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, **25,** 2072-2085.
3. Shaheed, A., Swain, E. (1999). Combustion analysis of coconut oil and its methyl esters in a

diesel engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A,* **213**, 417- 425.
4. Iwazaki, K., Amagai, K., Arai, M. (2005). Improvement of fuel economy of an indirect injection (IDI) diesel engine with two-stage injection. *Energy,* **30,** 447–459.
5. Abd-Alla, G.H. (2002). Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review. *Energy Conversation and Management*, **43**, 1027–1042.
6. Benajes, J., Molina, S., Garcia, J.M., Riesco, J.M. (2004). The effect of swirl on combustion and exhaust emissions in heavy-duty diesel engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, J. Automobile Engineering,* **218,** 1141-1148.
7. Qi, D.H., Bian, Y.ZH., Ma, ZH.Y., Zhang, CH.H., Liu, SH.Q. (2007). Combustion and exhaust emission characteristics of a compression ignition engine using liquefied petroleum gas–Diesel blended fuel. *Energy Conversion and Management,* **48,** 500-509.
8. Selim, M.Y.E., Radwan, M.S., Elfeky, S.M.S. (2003). Combustion of jojoba methyl ester in an indirect injection diesel engine. *Renewable Energy*, **28**, 1401-1420.
9. Senthil Kumar, M., Kerihuel, A., Bellettre, J., Tazerout, M. (2006). Ethanol animal fat emulsions as a diesel engine fuel-Part 2: engine test analysis. *Fuel,* 85, 2646-2652.
10. Huang, Z., Lu, H., Jiang, D., Zeng, K., Liu, B., Zhang, J., Wang, X. (2004). Combustion behaviors of a compression-ignition engine fuelled with diesel/methanol blends under various fuel delivery advance angles. *Bioresource Technology,* **95**, 331-341.
11. Huang, Z., Lu, H., Jiang, D., Zeng, K., Liu, B., Zhang, J., Wang, X. (2004). Combustion characteristics and heat release analysis of a compression ignition engine operating on a diesel/methanol blend, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, J. Automobile Engineering,* **218**, 1011-1024.
12. Xing-cai, L., Jian-guang, Y., Wu-gao, Z., Zhen, H. (2004). Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol–diesel blend fuel. *Fuel,* **83,** 2013-2020.
13. Zhang, J., Jiang, D., Huang, Z., Wang, X., Wei, Q. (2006). Performance and emissions of direct injection diesel engine fueled with diesel fuel containing dissolved methane. *Energy and Fuels*, **20**, 504-511.
14. TUPRAS, Product Specification, Izmit, Turkey, 2006.
15. Challen B., Baranescu, R. (1999). Diesel Engine Reference Book, Second Edition, Butterworth Heinemann, Woburn MA, 97.
16. Borman, G.L., Ragland, K.W. (1998). Combustion engineering. McGraw-Hill, New York, 216, 415.
17. Li., J., Zhou, L., Pan, K., Jiang, D., Chae, J. (1995). Evaluation of the thermodynamic process of indirect injection diesel engines by the first and second law. *SAE Paper*, No.952055.
18. Heywood, J.B. (1988). Internal combustion engine Fundamentals. McGraw-Hill, New York, 491-497.
19. Pulkrabek, W.W. (1997). Engineering fundamentals of the internal combustion engine. Prentice-Hall, New Jersey, 338.
20. Canakci, M. (2007). Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fueled with petroleum diesel fuels and biodiesel, *Bioresource Technology,* **98,** 1167-1175.

Copyright of Firat University Journal of Engineering is the property of Firat University and its content may not be copied or emailed to multiple sites or posted to a listserv without the copyright holder's express written permission. However, users may print, download, or email articles for individual use.