

Bir Dizel Motorunun Bilgisayar Yardımı İle Termodinamik ve Performans Analizi

Seyfi POLAT¹, Hamit SOLMAZ², H. Serdar YÜCESU², Ahmet UYUMAZ^{3,*}

¹ Hitit Üniversitesi Meslek Yüksekokulu Otomotiv Teknolojisi Programı ÇORUM

² Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü ANKARA

³ Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu Otomotiv Teknolojisi Programı
BURDUR

Başvuru: 19.04.2013 Kabul: 03.09.2013

ÖZET

Bu çalışmada, dört zamanlı, tek silindirli, normal emişli, direkt püskürtmeli bir dizel motorunun çevrim analizi için MATLAB programında bir simülasyon geliştirilmiştir. Simülasyon sonucunda; tam yükte krank mili açısına bağlı olarak farklı motor hızlarında (1000–4000 d/d), farklı sıkıştırma oranlarında (16,20,24) ve farklı hava fazlalık katsayılarında (1.3,1.5,1.7) silindir basıncı, sıcaklık ve motor performans eğrileri elde edilmiştir. 1.5 hava fazlalık katsayısı değerinde sıkıştırma oranı arttıkça silindir içi basıncın arttığı, ısı dağılımının azaldığı görülmüştür. Sıkıştırma oranı 20 değerinde hava fazlalık katsayısı arttıkça silindir içi basınç ve ısı dağılımının azaldığı görülmüştür. Sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısının silindir içi yanma işlemini ve motor performansını etkilediği görülmüştür. Sonuçta, sıkıştırma oranı arttıkçamotor performansının artmış, hava fazlalık katsayısı arttıkça azalmıştır.

Anahtar kelimeler: Dizel motoru, motor performansı, termodinamik analiz

ABSTRACT

In this study, a simulation was developed in MATLAB program for a single cylinder, normally aspirated, direct injection diesel engine cycle. As a result of simulation engine performance curves have been obtained at full load, range of one degree crank angle, at different engine speeds (1000–4000 d/d), at different compression ratios (16,20,24) and in different air excess coefficients (1.3,1.5,1.7). It was determined that in-cylinder pressure and heat release increased with the increase of compression ratio at 1.5 excess air coefficient. It was also seen that in-cylinder pressure and heat release decreased with the increase of excess air coefficient when compression ratio was held constant at 20. It was concluded that compression ratio and excess air coefficient affected combustion process and engine performance. As a result, engine performance improved with the increase of compression ratio while decreasing with the increase of excess air coefficient.

Key words: Diesel engine, engine performance, thermodynamic analysis

1. GİRİŞ

Alternatif yakıt ve alternatif motor geliştirme çalışmalarının yanı sıra günümüz araçlarında kullanılmakta olan içten yanmalı motorların geliştirilmesi çalışmaları, bu motorların ilk icadından bu yana sürmektedir. Teknolojik ilerlemelerle birlikte motor teknolojisinde de çok hızlı bir gelişme kaydedilmiş ancak temel motor prensipleri değişmemiştir.

Motor performansı ve emisyonlarının geliştirilmesi yüksek oranda deneysel çalışmaya dayalı olarak yapılmaktadır. Ancak deneysel çalışmalar yüksek maliyetli, zaman alıcı ve çoğu zaman oldukça yorucu olmaktadır [1]. Bilgisayar teknolojisinin oldukça gelişmiş olması birçok problemin sayısal olarak çözümüne olanak sağlamaktadır. İçten yanmalı motorların geliştirilmesinde de bilgisayar teknolojisinin kullanılması, deneysel çalışma için harcanan maliyetlerin ve zamanın azalmasına neden olacaktır.

Araştırmacılar motor simülasyonlarında gerçek değerlere ulaşabilmek için farklı yöntemler ve programlar kullanmışlardır. Ancak yapılan simülasyonun geçerliliği ancak gerçek çevrime yakınlığı ile kıyaslanabilmektedir. Çetinkaya yaptığı çalışmada, dört zamanlı buji ile ateşlemeli bir motorun performansı ve termodinamik çevrimini simüle eden bir bilgisayar programı geliştirmiş ve geçerliliğini deney sonuçları ile test etmiştir [2]. Hortmansıkıştırma oranı ve ateşleme zamanlamasının motor gücü ve maksimum silindir basıncına etkilerini incelemek amacıyla geliştirdiği bilgisayar programı ile deneysel verileri karşılaştırmış ve simülasyonun pratiğe oldukça yakın olduğunu görmüştür [3,4]. Kodah ve arkadaşları buji ile ateşlemeli motorların silindir içi basınçlarının tahmin edilmesine yönelik bir simülasyon gerçekleştirerek değişik sıkıştırma oranlarında ve ateşleme avanslarında silindir basıncının değişimini incelemişlerdir. Alla ısı kayıpları, sürtünme ve pompalama kayıplarını dikkate alarak dört zamanlı bir motorun teorik olarak modellenmesini yapmış ve bilgisayar programı ile simüle etmiştir. Teorik modelde sıkıştırma oranı 5/1-11/1 aralığında değiştirilmiş ve ortalama efektif basınç, termik verim, özgül yakıt tüketimi gibi performans parametreleri incelenmiştir. Gerçek değerlerle karşılaştırıldığında modelin uygun olduğu görülmüştür

[5]. Lansky tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun termodinamik modellemesini bilgisayar ortamında gerçekleştirmiştir. Isı transferi ve özgül ısılardan değişimini göz önünde bulundurduğu çalışmasının sonucunda elde ettiği performans grafiklerinin literatürle uyumlu olduğunu görmüştür [6]. Etiz buji ile ateşlemeli bir motorun tam termodinamik çevrimini modellemiş ve bu modeli bilgisayar programında simülasyon haline getirmiştir. Teorik modelde alev cephesinin küresel biçimli bir türbülans yüzeyi şeklinde ilerlediğini kabul etmiş, ayrıca yanma ürünlerinin arasında kimyasal dengenin var olduğunu kabul etmiştir [7]. Öztürk iki zamanlı, direkt püskürtmeli bir dizel motorunun simülasyonunu gerçekleştirmiş ve motor performans parametrelerinin değişimlerini incelemiştir [8].

Bu çalışmada dört zamanlı, tek silindirli, direkt püskürtmeli, normal emişli bir dizel motorunun simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Termodinamik modelleme gerçek çevrim üzerinden yapılmıştır. Bütün çevrim boyunca silindir içerisindeki dolgunun özgül ısılardan sıcaklığa bağlı olarak değişimi dikkate alınmıştır. Silindir duvarlarından kondüksiyon-konveksiyon yolu ile soğutma suyuna geçen ısı miktarı Woschni modeli ile hesaplanmıştır. Ayrıca motor parçalarının sürtünmesinden kaynaklanan kayıpta göz önünde bulundurulmuştur. Sisteme ısı verme işlemi ideal çevrimdeki gibi sabit hacim ve basınçta değil, gerçek çevrime daha yakın olan Wiebe fonksiyonu ile yapılmıştır. Yakıt olarak ise n-dodekan ($C_{12}H_{26}$) seçilmiştir. Silindir içerisindeki toplam dolgu miktarının belirlenmesinde egzoz işlemi sonrası silindir içerisinde kalan egzoz gazları dikkate alınmıştır. Simülasyon MATLAB programında gerçekleştirilmiş ve 0-720 KMA arasında her krank açısı için hacim, basınç, sıcaklık ve motor karakteristik eğrileri belirlenmiştir. Hava fazlalık katsayısı için 1,3-1,5-1,7 değerleri, sıkıştırma oranı içinse 16-20-24 değerleri seçilerek performansa etkileri incelenmiştir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

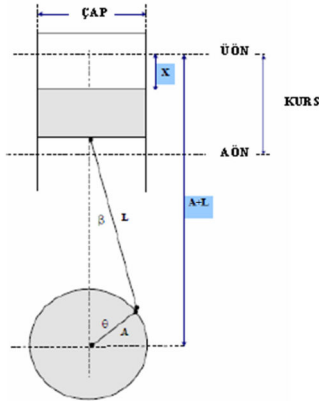
2.1. Termodinamik Model

Gerçek motor çevrimi ile ideal çevrim arasındaki farklılıklar çevrimi basitleştirmek adına yapılan bazı

kabullerden kaynaklanmaktadır. İdeal karma çevrimde, sisteme ısının sabit hacim ve sabit basınçta girdiği kabul edilmektedir ancak gerçekte bu mümkün olmamaktadır. Benzer şekilde ideal ve gerçek çevrimin ısı dağılımları da farklılık arz etmektedir. Buradaki etken ise gerçek çevrimde tutuşma gecikmesinin yanma olayını etkilemesidir. İdeal çevrimde sıkıştırma ve genişleme adyabatik olarak kabul edilmektedir ancak gerçekte bu işlemler politropik olarak gerçekleşir ve aynı zamanda özgül ısılar sıcaklıkla değişmektedir. Ayrıca emme ve egzoz işlemlerinde gaz ataletlerinden kaynaklanan kayıplarda ideal çevrimde dikkate alınmamaktadır [9-11]. Bu çalışmada gerçek çevrime yaklaşılabilmek için özgül ısıların değişimi, ısı ve sürtünme kayıpları, art egzoz gazları ve gerçeğe daha uygun bir ısı dağılımı dikkate alınmıştır.

2.2. Motor Geometrisi

Simülasyonu gerçekleştirilen motor, tek silindri, dört zamanlı, normal emişli bir dizel motordur. Simülasyonun gerçekleştirilebilmesi için motora ait temel geometrik özelliklerin bilinmesi gerekmektedir. Şekil 1’de geometrisi görülen motorun silindir çapı $0,08m$, kurs boyu $0,088m$, biyel uzunluğu $0,19m$ ve krank yarıçapı $0,044m$ ’dir.



Şekil 1. Motor geometrisi

Tablo 2. N-dodekan yakıtının özellikleri [12]

Moleküler Ağırlık	170,34
Yoğunluk	0,753 g/cm ³ (25°C’de sıvı)
Erime noktası	-12°C
Kaynama noktası	215-217°C
Parlama noktası	71°C
Setan sayısı	80

$$HFK = \left(\frac{(H/Y)_g}{(H/Y)_i} \right) \quad (3)$$

Simülasyonda birçok parametre krank açısına bağlı olarak ifade edilmiştir. Bu nedenle pistonun krank açısına bağlı yer değiştirme miktarının belirlenmesi gerekir.

Pistonun krank açısına bağlı hareketi;

$$X(\theta) = A + L - \sqrt{L^2 - A^2 \sin^2(\theta)} - A \cos(\theta) \quad (1)$$

Burada θ , krank açısını, $X(\theta)$, pistonun krank açısına bağlı yer değiştirmesini, A , krank yarıçapını ve L ise biyel uzunluğunu ifade etmektedir.

2.3. Simülasyon Yakıtı ve Hava Fazlalık Katsayısı

Simülasyonda yakıt olarak dizel yakıtı olarak bilinen n-dodekan ($C_{12}H_{26}$) kullanılmıştır. Akaryakıtların alt ısıl değerlerinin belirlenmesinde bazı ampirik eşitliklerden yararlanılabilir. Burada Mendeleyev eşitliği kullanılmıştır [2].

$$H_u = [34,013C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,512(9H + W)]1000 \quad (2)$$

Burada H_u yakıtın alt ısıl değerini, C, H, O, S, W ise akaryakıt içerisindeki ağırlık oranlarını belirtmektedir. Bu eşitlikten n-dodekan yakıtının alt ısıl değeri 44563 kJ/kg olarak belirlenmiştir. Simülasyon yakıtı ile ilgili bazı diğer özellikler Tablo 2’de verilmiştir.

Hava fazlalık katsayısı (HFK), gerçek hava yakıt oranının teorik hava yakıt oranına bölümünden elde edilir. Dizel motorlarında tam yükte is emisyonlarının oluşmaması ve motor performansının düşmemesi için HFK 1,2-1,8 aralığında sınırlandırılmıştır. Teorik hava

yakıt oranı 1 kg yakıtın tam yanması için gerekli olan hava kütlesi olarak açıklanabilir. Bu oran hidrokarbon yakıtlar için yaklaşık 14,9 civarındadır [12,13]. Bu çalışmada simülasyon için HFK değeri 1,3-1,5-1,7 olarak seçilmiştir. Bu HFK değerlerinin sağlanabilmesi için gerekli hava yakıt oranları eşitlik(3)'ten sırasıyla, 19,42-22,4-25,39 olarak belirlenmiştir.

2.4.Özgül Isıların Değişimi

Silindir içerisindeki karışımın termal özelliği sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Herhangi bir bileşenin istenilen sıcaklıkta termal özelliklerinin belirlenmesinde JANAF tabloları yaygın bir şekilde kullanılmaktadır [14,15]. Bu çalışmada özgül ısıların değişimi için JANAF tabloları kullanılmıştır.

Tablo 3. Simülasyon yakıtı ve diğer bileşenlere ait katsayılar [14,15].

<i>i</i>	Bileşen Türü	a_1	a_2	a_3	a_4
1	CO_2	3,09590	2,73114e-3	-7,88542e-7	8,66002e-11
2	H_2O	3,74292	5,65590e-4	4,9524e-8	-1,81803e-11
3	O_2	3,25304	6,5235e-4	-1,49524e-7	1,53897e-11
4	N_2	3,34435	2,9426e-4	1,953e-9	-6,5747e-12
5	$C_{12}H_{26}$	-9,328	1,149	-6,347e-4	1,359e-7

Bileşenlerin entalpisi Tablo 3'deki katsayılar kullanılarak;

$$h_i(T) = R_{mol}T \left(a_{i1}T + a_{i2} \frac{T^2}{2} + a_{i3} \frac{T^3}{3} + a_{i4} \frac{T^4}{4} \right) \quad (4)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. İç enerji ise;

$$u_i(T) = h_i(T) - R_{mol}T \quad (5)$$

kullanılarak bulunabilir. İstenilen noktada ve istenilen sıcaklıktaki özgül ısılar;

$$C_{vi} = \left(\frac{u_{i2} - u_{i1}}{T_2 - T_1} \right) \quad (6)$$

$$C_{pi} = \left(\frac{h_{i2} - h_{i1}}{T_2 - T_1} \right) \quad (7)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir.

2.5.Silindir İçerisinde Kalan Egzoz Gazları

Egzoz işlemi sonrasında silindir içerisinde yanma odası hacmi kadar egzoz gazı kalmaktadır. Bu art egzoz gazı içeri alınan temiz havanın sıcaklığını arttırmaktadır. Bu nedenle silindir içerisinde kalan egzoz gazlarının sıcaklığının ve miktarının bilinmesi gerekir.

Egzoz supabının açıldığı andaki sıcaklık;

$$T_{eg} = T_{ega} \left(\frac{P_{eg}}{P_{ega}} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} \quad (8)$$

egzoz supabının kapandığı andaki sıcaklık ise;

$$T_{egk} = T_{eg} \left(\frac{P_{atm}}{P_{eg}} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} \quad (9)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır (Erduranlı, 2003). Burada T_{ega} , egzoz supabı açılma sıcaklığını, T_{eg} , egzoz gaz sıcaklığını, T_{egk} , egzoz supabının kapandığı andaki sıcaklığı, P_{atm} , atmosferik basıncı, P_{ega} , egzoz supabı açılma basıncını ve P_{eg} egzoz karşı basıncını ifade etmektedir.

Yanma odası içerisinde kalan toplam egzoz gazı miktarı ise;

$$N_{eg} = \frac{P_{eg} V_2}{R_{mol} T_{eg}} \quad (10)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Benzer şekilde bileşenlerin ayrı ayrı mol miktarları ise egzoz gazı içerisinde bulunma yüzdelerine göre hesaplanabilir.

Buradan silindir içerisindeki dolgunun sıcaklığı ve miktarı hesaplanmıştır. Silindir içerisindeki taze havanın mol miktarı;

$$N_{hava} = \frac{P_{atm} V_k}{R_{mol} T_{atm}} \eta_v \quad (11)$$

eşitliği ile, toplam dolgu miktarı ise;

$$N_{dol} = N_{hava} + N_{eg} \quad (12)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Silindir içerisindeki dolgunun sıcaklığı;

$$T_{dol} = T_{atm} + \left(\frac{N_{eg} (T_{eg} - T_{atm})}{N_{eg} + N_{hava}} \right) \quad (13)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır.

2.6. Yanan Yakıt Yüzdesi ve Isı Dağılımı

Silindir içerisine püskürtülen yakıtın gerçekte yanma işlemi; tutuşma gecikmesi, ani yanma ve kontrollü yanma safhalarından oluşur. Bu durum silindirde açığa çıkan ısı miktarının krank açısına bağlı olarak değişmesine neden olur. Silindirde yanan yakıt miktarının belirlenmesinde en yaygın kullanılan yöntemlerden biri Wiebe fonksiyonudur [10,17].

$$X_b = 1 - e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1}} \quad (14)$$

Burada X_b , yanan yakıt yüzdesini, θ , anlık krank açısını, θ_0 , yanma başlangıcındaki krank açısını, $\Delta\theta$, yanmanın gerçekleştiği toplam krank açısını, a ve m ise sabit katsayıları ifade etmektedir. Heywood'a göre en uygun katsayılar $a = 6,908$ ve $m = 2$ 'dir [10].

Silindir içi ısı dağılımı ile yanma süresince silindir içi basınç değişiminin nasıl gerçekleştiğini analiz edilebilmektedir. Yanma süresince silindir içerisindeki ısı dağılımının belirlenmesinde literatürde kullanılan çok yaygın olan Krieger ve Borman tarafından geliştirilen model kullanılmaktadır [13].

Isı dağılımı analizi, Termodinamiğin I. kanuna göre aşağıdaki gibi tek bölgeyi yanma modeli kullanılarak yapılmıştır. 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 sıcaklığın üniform olduğu kabul edilmektedir. Isı dağılımı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır [10].

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (15)$$

Net ısı dağılımı $\frac{dQ_n}{dt}$, toplam ısı dağılımı $\frac{dQ_t}{dt}$ ile

silindir duvarlarına ısı transfer oranı $\frac{dQ_w}{dt}$ arasındaki

farktır ve piston üzerine yapılan iş ile silindir içerisindeki dolgunun iç enerjisindeki değişim oranına eşdeğerdir [10].

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_t}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} \quad (16)$$

(15)nolu eşitlik,(16)nolueşitlikte yerine konulursa;

$$\left(\frac{dQ_t}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} \right) - p \frac{dV}{dt} = \frac{dQ_n}{dt} - p \frac{dV}{dt} = m C_v \frac{dT}{dt} \quad (17)$$

İdeal gaz denkleminin ($p \cdot V = m \cdot R \cdot T$) sabit kütle için zamana göre diferansiyeli alındığında;

$$mR \frac{dT}{dt} = V \frac{dP}{dt} + P \frac{dV}{dt} \quad (18)$$

olur. Eşitlik (18), eşitlik (17)'de yerine yazılırsa net ısı dağılımı;

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (19)$$

olarak elde edilir. Zamanın diferansiyeli krank açısına göre yazıldığında ve özgül ısıların oranı sabit olarak alındığında (19)nolu eşitlik;

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (20)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada, $k = \frac{c_p}{c_v}$ özgül ısı oranı, P, V anlık basınç ve

hacim, θ ise krank açısıdır.

2.7. Püskürtme Zamanı

Dizel yanmasında fiziksel ve kimyasal olaylar her zaman iç içe gelişmektedir. Yakıt demetini oluşturan damlacıklar yanma odasına girdiğinde önce buharlaşma ve küçük moleküllere parçalanma, daha sonra kimyasal reaksiyonlar başlamakta ise de, kimyasal reaksiyonların başlaması ile görülebilir yanma olayının başlaması (P-V diyagramında basınç artışının oluşması) arasında tutuşma gecikmesi olarak adlandırılan süre geçmektedir. Tutuşma gecikmesi ve yanma olaylarının süresi püskürtme sistemi ile yakından ilgilidir. Bu bakımdan püskürtme zamanının ayarlanması genelde yanmanın gidişine bağlı olarak deneylerle belirlenir [9]. Bu çalışmada püskürtme zamanı sabit alınmıştır. Püskürtmenin Ü.Ö.N. 'dan 11° (KMA) önce başladığı kabul edilmiştir. Wiebe fonksiyonu kullanılarak toplam ısı sisteme 90° (KMA) boyunca verilmiştir.

2.8. Tutuşma Gecikmesi Süresi

Tutuşma gecikmesi yakıtın silindire püskürtülmeye başlamasından tutuşana kadar ki geçen süre olarak tanımlanmaktadır. Tutuşma gecikmesi karışımın sıcaklığı, basıncı, hava fazlalık katsayısı, yakıtın özelliği (setan sayısı vb.) ve yakıtın buharlaşması gibi birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir [18]. Assanis normal emişli, direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunun tutuşma gecikmesi süresinin hesaplanabilmesi için aşağıdaki eşitliği önermiş ve hesaplamada bu eşitlik kullanılmıştır [19].

$$t_g = \frac{2,4}{\left(\frac{1}{HFK}\right)^{0,2} \cdot P^{1,02}} \exp\left(\frac{Ea}{R \cdot t}\right) \quad (21)$$

Burada t_g tutuşma gecikmesi süresi (ms), HFK hava fazlalık katsayısı, P silindir basıncı, T silindir sıcaklığı, R evrensel gaz sabiti (8,31434 kJ/kmol K), Ea yakıtın aktivasyon enerjisidir.

Yakıtın aktivasyon enerjisi setan sayısı ile ilişkilidir. Aktivasyon enerjisi için Hardenberg ve Hase 'nin önerdiği aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır [20].

$$Ea = \frac{618840}{CN + 25} \quad (22)$$

Burada CN yakıtın setan sayısıdır. $C_{12}H_{26}$ için setan sayısı 80 olarak kabul edilmiştir.

2.9. Soğutma Suyuna Geçen Isı Miktarı

İçten yanmalı motorlarda, silindir içerisindeki yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisinin yaklaşık %23-35'i, aşırı yük altında çalışan motor parçalarının soğutulması amacıyla soğutucu akışkana geçmektedir. Bu nedenle motor performansı ve verimi bu ısı transferinden önemli derecede etkilenmektedir [21].

Soğutma suyuna geçen ısı miktarı;

$$Q = \frac{A(T_g - T_w)}{\left[\left(\frac{1}{h_g}\right) + \left(\frac{\Delta x}{k_s}\right) + \left(\frac{1}{h_c}\right)\right]} \quad (23)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada Q , soğutma suyuna geçen ısı miktarını, A , silindir yüzey alanını, T_g , silindir içerisindeki gazın sıcaklığını, T_w , silindir yüzey sıcaklığını, h_g , silindir içerisindeki gazın ısı taşınım katsayısını, h_c , soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısını ve k_s ise silindir duvarının ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

Burada en önemli parametrelerden biri h_g 'dir.

Araştırmacılar h_g 'nin belirlenebilmesi için farklı deneyler gerçekleştirmiş ve farklı modeller ortaya koymuşlardır [22,23]. Bunların arasında Woschni'nin geliştirmiş olduğu model yaygın olarak kullanılmaktadır [10]. Bu çalışmada h_g 'nin belirlenebilmesi için Woschni modeli kullanılmıştır.

$$h_g = 3,26D^{-0,2} P^{0,8} T^{-0,55} W^{0,8} \quad (24)$$

Burada D , silindir çapını, W , ise silindir içerisindeki gazların ortalama hızını ifade etmektedir. Gazların ortalama hızları;

$$W = \left[c_1 \bar{U}_p + c_2 \frac{V_1 T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \right] \quad (25)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanabilir. Burada \bar{U}_p , ortalama piston hızını, V_1 , toplam silindir hacmini, T_r , referans sıcaklığını, P_r , referans basıncını, V_r , referans hacmini, P_m , ortalama silindir basıncını, P , anlık basıncı ve c_1 ile c_2 ise sabit katsayıları ifade etmektedir. Woschni'ye göre direkt enjeksiyonlu dizel motoru için en uygun c_1 ve c_2 katsayısı değerleri, emme ve egzoz işlemi için sırasıyla 6,18 ve 20, sıkıştırma ve genişleme işlemi için 2,28 ve 0, yanma işlemi içinse 2,28 ve 0,00324'dür.

2.10. Sürtünme Kaybı

Motordan elde edilen net efektif gücün bulunabilmesi için motordaki mekanik parçalardan kaynaklanan sürtünme gücünün belirlenmesi gereklidir. Motorda en büyük sürtünme kaybı segmanlar ile silindir yüzeyi arasında oluşur. Toplam sürtünme gücünün % 60-70'i bu bölgede meydana gelir. Diğer sürtünme kayıpları ise diğer yardımcı ekipmanlardan kaynaklanmaktadır [24].

Sürtünme kaybı laboratuvar testlerinin yanı sıra ampirik eşitlikler kullanılarak da belirlenebilir [2]. Bu çalışmada sürtünme gücü;

$$P_s = C \cdot L \cdot \varepsilon^{0,5} \cdot \pi \cdot D \cdot \left(\frac{n}{100}\right)^2 \quad (26)$$

eşitliği ile belirlenmiştir. Burada P_s , sürtünme gücünü, ε , sıkıştırma oranını, n , motor hızını ve C , ise sabit katsayıdır. C değeri 19,7 olarak belirtilmektedir [2].

2.11. Efektif Güç, Efektif Moment ve Efektif Özgül Yakıt Tüketimi

Volandan elde edilen güç efektif güç olarak tanımlanmaktadır. Piston krank mekanizması tarafından üretilen indike güç, hareketli parçaların sürtünmesi ve pompalama kayıplarından doğan bir kısım güç düşüşleri sonucunda volandan azalmış şekilde elde edilir. Sürtünmelerden oluşan güç kaybına ise sürtünme gücü denir [8].

Sürtünme ortalama efektif basıncın sürtünme gücüne bağlı ifadesi ise eşitlik 27'deki gibidir [25].

$$P_{mf} = \frac{P_f \cdot i \cdot 60}{V_k \cdot n} \quad (27)$$

Burada P_f sürtünme gücü, P_{mf} sürtünme ortalama efektif basıncı, i bir devirde iş yapan kurs sayısı, V_k kurs hacmi, n ise motor hızını ifade etmektedir.

Ortalama efektif basınç, indike ortalama basınç ile sürtünme ortalama basıncın farkı kadardır.

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mf} \quad (28)$$

Efektif gücün hesaplanmasında aşağıdaki formül kullanılmıştır.

$$P_e = \frac{P_{me} \cdot V_k \cdot n}{i \cdot 60} \quad (29)$$

Efektif momentin hesaplanmasında ise eşitlik (30)'dan yararlanılmıştır.

$$M_e = \frac{P_{me} \cdot V_k}{12,57} \quad (30)$$

Bir motorun yakıt tüketimi karakteristikleri genel olarak kWh başına gram olarak yakıt tüketimi şeklinde özgül

yakıt tüketimi terimi ile ifade edilmektedir. Bu parametre motor performansının göstergesi olup motorun termik verimi ile ters orantılıdır [16].

Efektif özgül yakıt tüketimi eşitlik (31)'deki gibi saatte tüketilen yakıt miktarının efektif güce bölünmesiyle elde edilebilir [21].

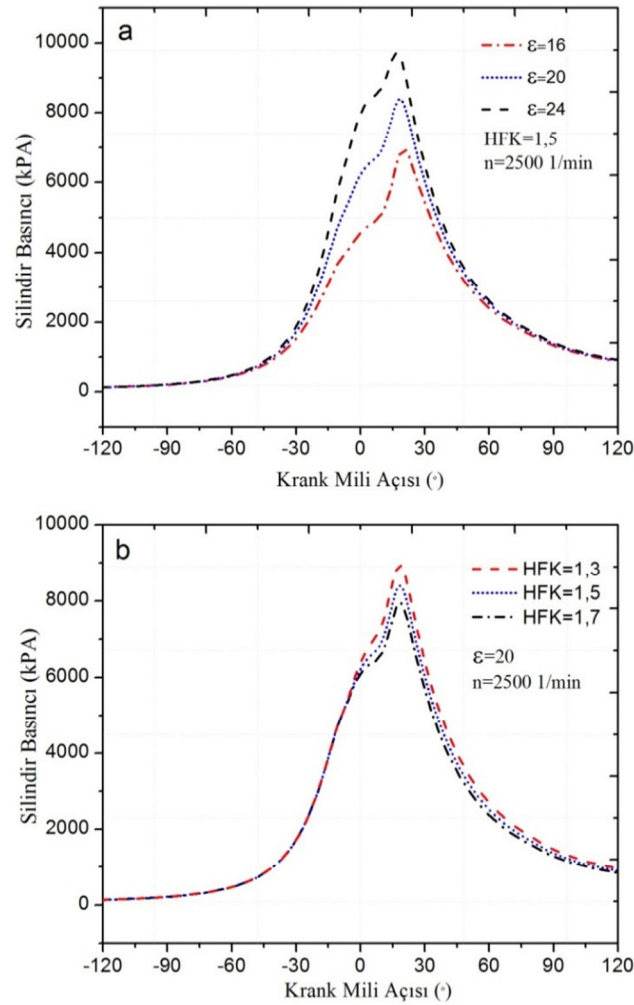
$$b_e = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \quad (31)$$

3. SİMÜLASYON SONUÇLARI

Bu bölümde simülasyon sonucunda, değişik sıkıştırma oranı ve değişik hava fazlalık katsayılarında elde edilen motor performans eğrileri grafikler halinde verilmiş ve tartışılmıştır. Simülasyonda öncelikle sabit hava fazlalık katsayısı (HFK=1,5) için 16, 20 ve 24, sıkıştırma oranı değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Daha sonra hava fazlalık katsayısının 1.3, 1.5 ve 1.7, değerleri içinsabit sıkıştırma oranında ($\mathcal{E} = 20$) silindir içi analiz gerçekleştirilmiş, grafikler elde edilmiştir. Simülasyonu yapılan motorun özellikleri Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. Simülasyonu yapılan motorun özellikleri.

Parametre	Değer
Silindir Çapı (m)	0,08
Kurs Boyu (m)	0,088
Krank Yarı Çapı (m)	0,044
Biyel Uzunluğu (m)	0,19
Sıkıştırma Oranı	16:1–20:1–24:1
Motor Hızı (min^{-1})	1000–4000
Püskürtme Avansı (KMA)	ÜÖN'dan 11° önce



Şekil 1. Krank açısına bağlı silindir basınç değişimi.

Şekil 1'de sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısı değişiminin silindir içi basınca etkisi görülmektedir. Şekil 1a'da sıkıştırma oranının artması ile maksimum silindir basıncının arttığı görülmektedir. Sıkıştırma oranının artırılmasının tutuşma gecikmesi süresini azalttığı ve silindir içi basıncını yükselttiği bilinmektedir [26,27]. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma oranının artması ile sıkıştırma sonu basıncı yükselmektedir. Yanma odası hacminin azalması silindir içerisinde kalan egzoz gazı miktarını ve sıcaklığını azaltmaktadır. Bu durum volümetrik verimin artmasına sebep olmaktadır. Volümetrik verimin artması ile yanma verimi artmakta ve maksimum silindir basıncı yükselmektedir. Sıkıştırma oranı 16:1 iken, sıkıştırma sonu basıncı 3739 kPa, maksimum basınç ise 20°KMA'da 6954 kPa olarak bulunmuştur. Sıkıştırma oranı 24:1'e yükseltildiğinde, sıkıştırma sonu basıncı 5917 kPa, maksimum basınç ise 16°KMA'da 9725 kPa'a yükselmiştir. Sıkıştırma oranının 1,5 katına çıkarılması ile maksimum silindir basıncı 1,39 katına çıkmıştır ve yakıtın tutuşması 4° KMA daha erken gerçekleşmiştir.

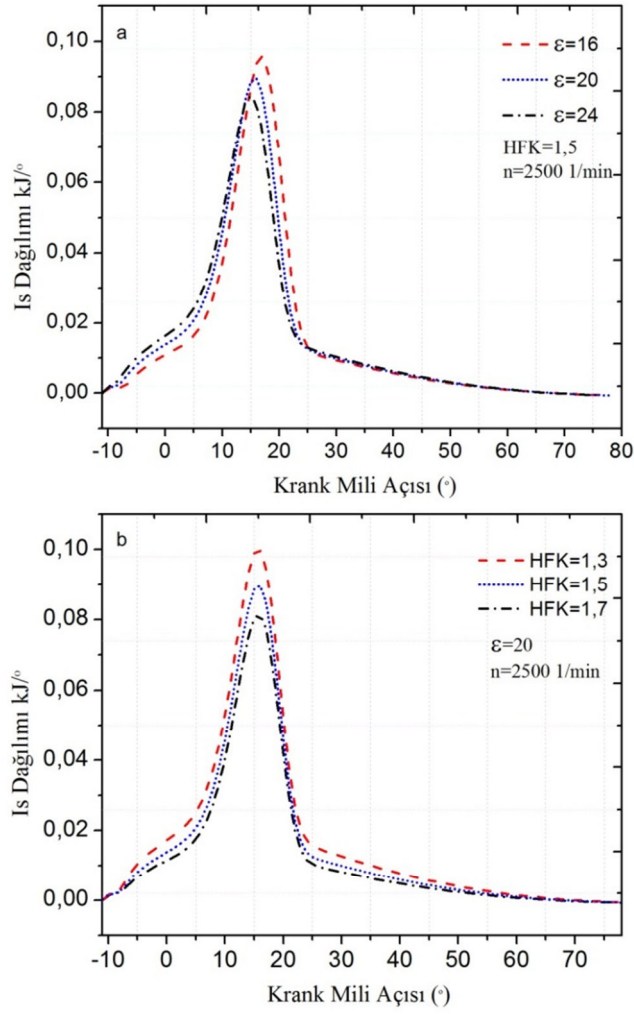
Normal emişli dizel motorlarında hava fazlalık katsayısının artırılabilmesi için püskürtülen yakıt

miktarının azaltılması gerekmektedir. Bu durum yanmanın fakirleşmesine ve maksimum silindir basıncının azalmasına neden olur[28-30]. Şekil 1b'de görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı sıkıştırma sürecini etkilemediği için sıkıştırma sonu basıncında herhangi bir değişiklik olmamaktadır. Simülasyonu yapılan motor normal emişli bir motordur. Bu nedenleyanma sürecinde hava fazlalık katsayısının artması ile daha az yakıt püskürtüldüğünden maksimum basınç düşmektedir. HFK=1,3 iken maksimum silindir basıncı 8944 kPa'dır. HFK=1,7'ye çıkarıldığında maksimum silindir basıncının 7942 kPa'a düştüğü görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı 1,3 katına çıkarıldığında maksimum basınç 1,12 kat azalmaktadır.

Şekil 2'de değişik sıkıştırma oranlarında ve hava fazlalık katsayılarında, silindir içerisindeki anlık ısı dağılımının yanma süresince krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Isı dağılımı yanan yakıt kütle ile aynı orantıya sahiptir. Yakıtın püskürtülmesinde tutuşmasına kadar geçen sürede silindir içerisinde çok az bir miktarda ısı değişimi gözlenmektedir. Az miktardaki ısı artışının sebebi ise silindir içerisindeki dolgunun halen sıkıştırılmaya devam edilmesinden kaynaklanmaktadır. Daha sonra püskürtülen yakıt

tutuşmakta ve ani yanma sonucunda ısı dağılımı maksimum seviyeye çıkmaktadır. Anlık olarak incelendiğinde Şekil 2a'da görüldüğü gibi sıkıştırma oranı 16, 20 ve 24 iken sisteme maksimum ısı girişi sırasıyla 17° , 16° ve 15° 'de gerçekleşmektedir. Bu noktadan sonra ani yanma sona ermektedir. Hava fazlalık katsayısının artması silindir içine püskürtülen yakıt miktarının azalmasından dolayı ısı dağılımı

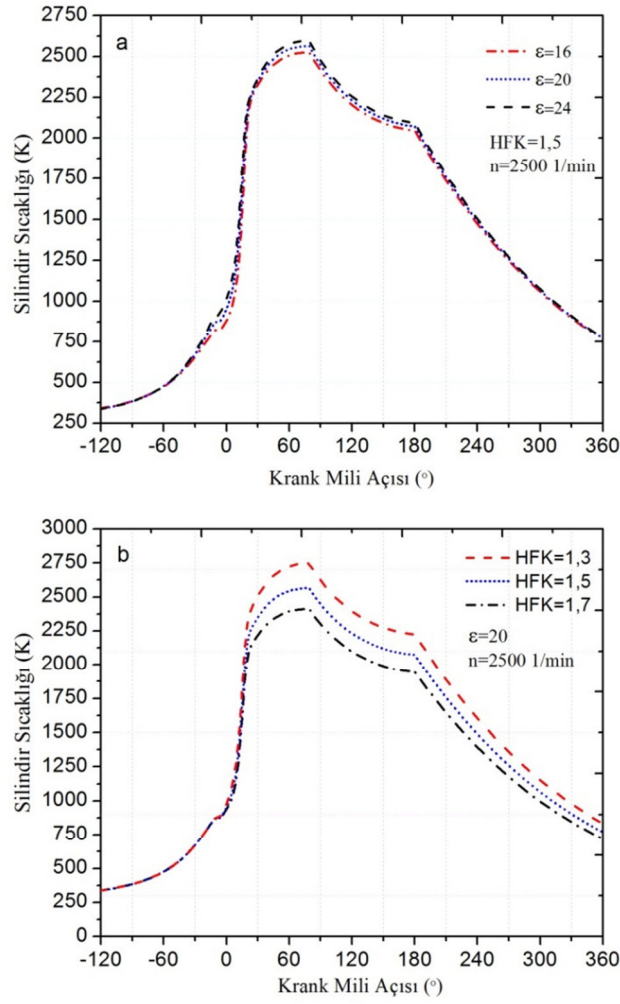
azalacaktır [29]. Şekil 2b'de hava fazlalık katsayı arttıkça maksimum ısı dağılımının azaldığı ancak maksimum ısı dağılım noktalarının değişmediği görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının tutuşma gecikmesi üzerine çok fazla etkisi bulunmamaktadır. Bu nedenle maksimum ısı dağılım noktaları bütün HFK değerleri için 16° olarak belirlenmiştir.



Şekil 2. Krank açısına bağlı ısı dağılımı.

Şekil 3a incelendiğinde sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte sıkıştırma sonu ve maksimum çevrim sıcaklıkları arttığı görülmektedir [28]. Sıkıştırma oranının artması ile birlikte hem sıkıştırma sonu sıcaklığı hem de maksimum çevrim sıcaklığı artış göstermiştir. Sıkıştırma oranı 16 iken maksimum çevrim sıcaklığı 2526 K, sıkıştırma oranı 24 iken ise 2597 K olarak belirlenmiştir. Şekil 3b'de ise hava fazlalık katsayısı değişiminin silindir sıcaklığına etkisi görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça sisteme

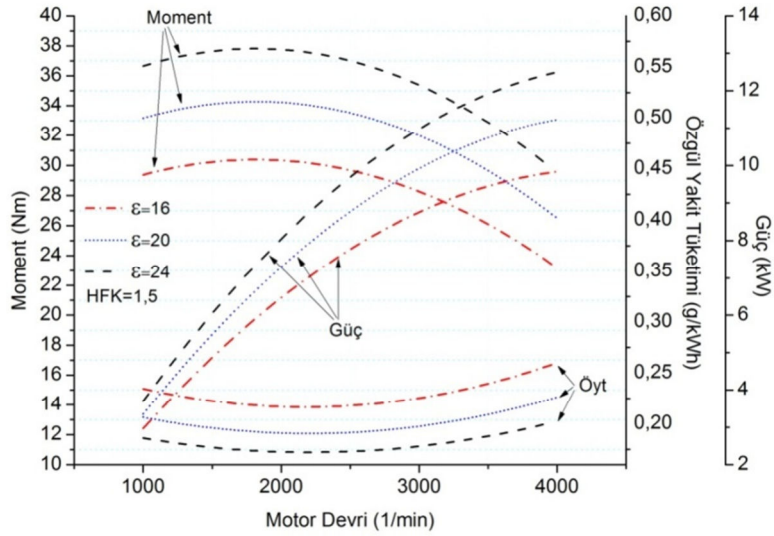
verilen yakıt miktarı azaldığından maksimum silindir sıcaklığı belirgin bir şekilde azalmaktadır. HFK=1,3 için maksimum silindir basıncı 2748K iken, HFK=1,7 olduğunda maksimum silindir sıcaklığı 2412K'e düşmektedir. Sıkıştırma sonu sıcaklıklarına bakıldığında ise herhangi bir değişim görülmemektedir. Yanma öncesinde sıcaklık sıkıştırma oranının bir fonksiyonu olarak değiştiğinden HFK'ya bağlı bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3. Krank açısına bağlı silindir sıcaklık değişimi.

Şekil 4'te sıkıştırma oranının artması ile efektif gücün yükseldiği görülmektedir. Maksimum silindir basıncının artması ile net iş alanı arttığından elde edilen güçte buna orantılı olarak artmaktadır. Sıkıştırma oranı 16:1 iken maksimum efektif güç 9,83 kW, sıkıştırma oranı 24:1 iken maksimum efektif güç 12,49 kW olarak bulunmuştur. Sıkıştırma oranının artması ile birlikte efektif momentte de artış görülmektedir. Volümetrik verimin artması ve çevrim başına silindir içerisine alınan hava miktarının artması nedeniyle optimum motor hızlarında maksimum momentin sıkıştırma oranına orantılı olarak arttığı görülmektedir. Sıkıştırma oranı 16:1 iken maksimum efektif moment 30,37 Nm,

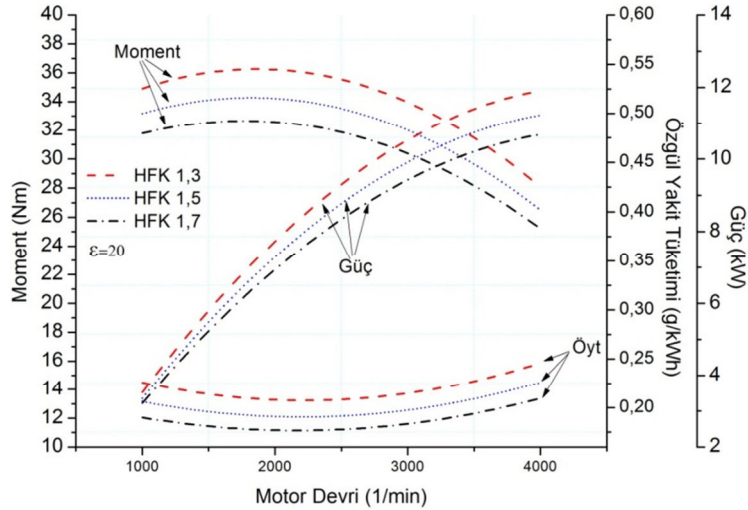
sıkıştırma oranı 24:1 iken maksimum motor momentini 37,80 Nm olarak bulunmuştur. Sıkıştırma oranının 1,5 katına çıkarılması ile maksimum efektif moment 1,24 katına çıkmıştır. Sıkıştırma oranının artması efektif gücün yükselmesine sebep olmaktadır. Bu durum birim yakıtta elde edilen gücü arttığından özgül yakıt tüketiminin düşmesini sağlamaktadır. Şekil 4'te görüldüğü gibi sıkıştırma oranının artması ile birlikte efektif özgül yakıt tüketimi düşmektedir. Sıkıştırma oranı 16:1 iken minimum efektif özgül yakıt tüketimi 0,216 kg/kWh, sıkıştırma oranı 24:1 iken minimum efektif özgül yakıt tüketimi ise 0,172 kg/kWh olarak bulunmuştur.



Şekil 4. Sıkıştırma oranı değişiminin motor performansına etkisi.

Şekil 5'te hava fazlalık katsayısının motor performansına etkisi görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması efektif güce düşüş olarak yansımaktadır. Yanma sonu maksimum basıncın düşük olması genişleme sürecini etkilemekte ve çevrimden elde edilen iş miktarı azalmaktadır. Dolayısıyla efektif güçte düşüş meydana gelmektedir. Bu düşüş deneysel verilerle örtüşmektedir [31]. HFK=1,3 iken maksimum efektif güç 11,9 kW'dır. HFK=1,7'ye çıkarıldığında ise

maksimum gücün 10,67 kW'a düştüğü görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı 1,3 katına çıkarıldığında maksimum güç 1,11 kat azalmaktadır. Hava fazlalık katsayısının artması ve ortalama efektif basıncın düşmesi ile efektif momentte düşmektedir. Bir çevrimde içeri alınan maksimum yakıt miktarı azaldığından maksimum efektif momentte buna orantılı olarak düşmektedir.



Şekil 5. Hava fazlalık katsayısı değişiminin motor performansına etkisi.

HFK=1,3 iken maksimum efektif moment 36,26 Nm'dir. HFK=1,7'ye çıkarıldığında maksimum efektif momentin 32,65 Nm'ye düştüğü görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması ile özgül yakıt tüketiminin düştüğü görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması ile normal emişli bir dizel motorda silindire daha az yakıt püskürtüldüğünden özgül yakıt tüketimi de buna orantılı olarak düşmektedir. Hava fazlalık katsayısının düşürülmesi ile de daha fazla yakıt püskürtüleceğinden özgül yakıt tüketimi artar [24]. HFK=1,3 iken minimum özgül yakıt tüketimi 0,207

kg/kWh, HFK=1,7 iken minimum özgül yakıt tüketimi 0,176 kg/kWh olarak bulunmuştur. Hava fazlalık katsayısı 1,3 katına çıkarıldığında minimum özgül yakıt tüketiminin 1,17 kat azaldığı görülmektedir.

4. SONUÇ

Bu çalışmada, dört zamanlı, tek silindirli, normal emişli, direkt püskürtmeli bir dizel motorunun çevrim analizini incelemek üzere matematiksel bir simülasyon programı geliştirilmiştir. MATLAB programlama dilinde yazılmış bir bilgisayar programı yardımıyla yapılan

hesaplamalar sonucunda farklı sıkıştırma oranları, motor hızları ve hava fazlalık katsayıları için motor performans eğrileri ve KMA'ya bağlı olarak silindir basınç ve sıcaklık değişimleri elde edilmiştir. Sıkıştırma oranının artması ile sıkıştırma sonu ve maksimum silindir basınç ve sıcaklıklarının, ortalama çevrim basıncının, motor momentinin, motor gücünün arttığı, maksimum basınç ve sıcaklıkların daha erken oluştuğu, özgül yakıt tüketiminin azaldığı görülmüştür. Hava fazlalık katsayısının arttığı silindir içi basınç ve sıcaklıklarının, ortalama çevrim basıncının, motor momentinin, motor gücünün ve özgül yakıt tüketiminin azaldığı belirlenmiştir. Sonuç olarak sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinin yanma işlemi ve motor performansını etkilediği görülmüştür.

SEMBOLLER

A	Silindir yüzey alanı, m ²	Δx	Silindir duvarının kalınlığı, m
c_v	Sabit hacimde dolgunun özgül ısı, kJ/kg K	θ	Krank mili açısı, ° (KMA)
c_p	Sabit basınçta dolgunun özgül ısı, kJ/kg K	λ	Hava fazlalık katsayısı (HFK)
D	Silindir çapı, m	η_v	Volümetrik verim, %
Q_n	Net ısı dağılımı, kJ	KAYNAKLAR	
h_c	Soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı, W/m ² K	[1]	Polat, S., "Dört zamanlı, tek silindirli, değişken sıkıştırma oranlı bir dizel motorunun bilgisayar yardımı ile teorik simülasyonu ve performans analizi", Yüksek Lisans Tezi, <i>Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü</i> , Ankara, 1-2,(2010).
h_g	Silindir içerisindeki gazların ısı taşınım katsayısı, W/m ² K	[2]	Çetinkaya, S., "Dört zamanlı buji ile ateşlemeli bir motor performansının bilgisayar yardımıyla simülasyonu", Doktora Tezi, <i>Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü</i> , Ankara, 1-30,(1987)
H_u	Yakıtın alt ısı değeri, kJ/kg	[3]	Horstman, D., "Effects of spark timing and compression ratio on engine behavior", <i>CFR Test Engine</i> , 1-7, (2001).
L	Kurs boyu, m	[4]	Kodah, Z. H., Soliman, H.S., Quadis, M.A., And Jahmany, Z.A., "Combustion in a sparkignition engine", <i>Applied Energy</i> , 66 (3): 237-250,(2000).
P_{atm}	Atmosfer basıncı, kPa	[5]	Alla, G. H., "Computersimulation of a four-stroke sparkignition engine", <i>Energy Conversion & Management</i> , 43 (8): 1043-1061,(2002).
T_c	Soğutucu akışkanın sıcaklığı, K	[6]	Lansky, L., "Diesel engine modelling and control", MSc Thesis, <i>Czech Technical University</i> , Prague, 6-58,(2008).
T_{eg}	Egzoz gazı sıcaklığı, K	[7]	Etiz, U., "Simulation of the combustion process in a sparkignition engine on a personal computer", MSc Thesis, <i>Metu Graduate School of Natural And Applied Sciences</i> , Ankara, 1-9,(1994).
T_g	Silindir içerisindeki gazın sıcaklığı, K	[8]	Öztürk, E., "İki zamanlı direkt püskürtmeli bir dizel motorunun bilgisayar yardımı ile performans analizi", Yüksek Lisans Tezi, <i>Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü</i> , Ankara, 3-71,(2003).
T_w	Silindir yüzey sıcaklığı, K	[9]	Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. E. Ve Sorusbay, C., "İçten Yanmalı Motorlar", <i>Birsan Yayinevi</i> , İstanbul, 38-41, 196-205,(2008).
\bar{U}_p	Ortalama piston hızı, m/s	[10]	Heywood, J.B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", <i>McGraw-Hill</i> , London, 486-494,(1988).
V_1	Toplam silindir hacmi, m ³	[11]	Borat, O., Balcı, M. Ve Sürmen, A., "İçten Yanmalı Motorlar", <i>Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Matbaası</i> , Ankara, 85-197,(1992).
V_r	Referans hacim (Emme supabı kapanma hacmi), m ³	[12]	Caudwell, D. R., Trusler, J. P. M., Vesovic, V., And Wakeham, W. A., "The viscosity and density of n-dodecane and n-octadecane at pressure upto 200 MPa and temperature upto 473 K", <i>International</i>
X_b	Yanan yakıt kütesinin yüzdesi, %		
ϵ	Sıkıştırma oranı		

- Journal of Thermophysic*, 25 (5): 1339-1352,(2007).
- [13] Challen, B., AndBaranescu, R., “Diesel Engine Reference Book 2nd ed.”, **Butterworth-Heinemann**, Oxford, 22-24,(1999).
- [14] Winterbone, D.E., “Advanced ThermodynamicsForEngineers”, **McGraw- Hill**, Oxford, 164-171,(1996).
- [15] Assael, M. J., Trusler, J. P. M. And Tsolakis, T. F., “ThermophysicalProperties Of Fluids”, **ImperialCollegePress**, London, 314-320,(1998).
- [16] Erduranlı, P., “Buji ile ateşlemeli tek silindirli değişken sıkıştırma oranlı bir motorun teorik simülasyonu”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 7-69, (2003).
- [17] Galindo, J., Climent H., Plá, B., Jiménez, V.D., “CorrelationsforWiebefunctionparametersforcombustionsimulation in two-strokesmallengines”, **Applied Thermal Engineering**, 31: 1190-1199,(2010).
- [18] Kannan, K., AndUdayakumar, M., “Modeling of nitricoxideformation in singlecylinderdirectinjectiondiesel engine usingdiesel-wateremulsion”, **AmericanJournal of AppliedSciences**, 6(7): 1313-1320,(2009).
- [19] Assanis, D. N., Filipi, Z.S., Fiveland, S.B., AndSyrimis, M., “A predictiveignitiondelaycorrelationundersteady-stateandtransientoperation of a directinjectiondiesel engine”, **Journal of EngineeringforGasTurbinesandPower**, 125(2): 450-458,(2003).
- [20] Hardenberg, H.O., AnsHase, F.W., “An empericalformulaforcomputingthepressurerisedelay of a fuelfromitscetanenumberandfromtherelevantparameters of directinjectiondieselengines”, **SAE Paper 790493(1979)**.
- [21] Pulkrabek, W. W., “Engineering Fundamentals of TheInternalCombustion Engine”, **PrenticeHall**, USA, 198-214,(2004).
- [22] Eichelberg, G., “Somenewinvestigations on oldcombustion engine problems”, **Engineering**,148: 547-550,(1939).
- [23] Zeng, P., AndAssanis, D. N., “Cylinderpressurereconstructionanditsapplicatio ntoheat transfer analysis”, **SAE Paper, 010922(2004)**.
- [24] Seireg,A.A., **FrictionAndLubricationInMechanical Design**, MarcelDekker, New York, 83-95,(2007).
- [25] Blair, G. P., “Design andSimulationFour-StrokeEngines”, **Society of Automotive Engineers**, Warrendale, 110-118,(1999).
- [26] Venkatraman, M.,Devaradjane, G., “Experimentalinvestigation of effect of compressionratio, injectiontimingandinjectionpressure on theperformance of a CI engine operatedwithdiesel-pungammethyl ester blend”, **Frontiers in AutomobileandMechanicalEngineering**,India, 118-119,(2010).
- [27] Anand, R.,Kannan, G. R., Reddy, K. R., Velmathi, S., “Theperformanceandemissions of a variablecompressionratiodiesel engine fuelledwithbio-dieselfromcottonseedoil”, **ARPN Journal of EngineeringandAppliedSciences**,India, 82-83,(2009).
- [28] Mehdiyev, R., Arsalan, H., Ogün, K., Özcan, E., Teker, H., Babaoğlu, O., “Pollutantemissionsreduction on of tractordieselengines”, **Scientific Technical Union of MechanicalEngineering**, Bulgaria, 10-11,(2011).
- [29] Stewart, J.,Clarke, A., Chen, R., “An experimentalstudy of the dual-fuelperformance of a smallcompressionignitiondiesel engine operatingwiththreegaseousfuels”, **Journal of AutomobileEngineering**, 949-954,(2007).
- [30] Parlak, A., “Bir diesel motorunda sıkıştırma oranı artışının performans etkisi”, **Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi**, 9(2): 171-177,(2003).
- [31] Roy, M. M., “Performanceandemissions of a diesel engine fueledbydiesel-biodieselblendswithspecialattentiontoexhaustodor”, **Canadian Journal on MechanicalSciencesandEngineering**, 2(1): 1-6,(2011).