



Dizel yakıtı, biyodizel yakıtı ve karışımlarının içten yanmalı motorlara etkilerinin teorik incelenmesi

İsmet Sezer*

Gümüşhane Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 29100 Bağlarbaşı, Gümüşhane, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Biyodizel yakıt ve karışımlarının içten yanmalı motorlarda kullanımı
- Dizel motorlarda püskürtme ve yanma karakteristikleri
- Dizel motor performansı ve egzoz emisyonları

Makale Bilgileri

Geliş: 07.07.2014
Kabul: 25.07.2016

DOI:

10.17341/gazimmfd.278437

Anahtar Kelimeler:

Biyodizel karışımları,
dizel motoru,
motor performansı,
egzoz emisyonu

ÖZET

Bu çalışmada; dizel yakıtı, soya yağı metil esteri (SYME) biyodizel yakıtı ve bunların belirli oranlarda karışımlarının dizel motorların püskürtme ve yanma karakteristikleri ve motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkileri teorik olarak incelenmiştir. Bu amaçla, internet üzerinden serbest erişime açık olan Diesel-RK adlı program kullanılarak direkt püskürtmeli bir taşıt dizel motoru için model kurulmuştur. Kurulan bu model yardımıyla dizel (D) ve biyodizel (BD) yakıtları ve D-BD yakıt karışımları için elde edilen veriler birbiriyle karşılaştırılmıştır. Çalışma sonuçları, BD yakıtın D yakıtına yakın verim değerlerine sahip olduğunu göstermiştir. Bununla birlikte; BD yakıtı motor performansı ve partikül madde (PM-is) emisyonunda azalmaya, azot oksit (NO_x) emisyonunda ve yakıt tüketiminde artışa neden olmuştur. Diğer taraftan, D-BD yakıt karışımları ise karışım oranına bağlı olarak değişmekle birlikte genelde dizel yakıtı ile biyodizel yakıtı arasında püskürtme, yanma, performans ve emisyon değerleri vermiştir.

Theretical investigation of the effects of diesel fuel, biodiesel fuel and their blends on internal combsution engines

H I G H L I G H T S

- The use of biodiesel fuel and blends in internal combustion engine
- Spray and combustion characteristics in diesel engines
- Performance and exhaust emissions of diesel engine

Article Info

Received: 07.07.2014
Accepted: 25.07.2016

DOI:

10.17341/gazimmfd.278437

Keywords:

Biodiesel blends,
diesel engine,
engine performance,
exhaust emissions

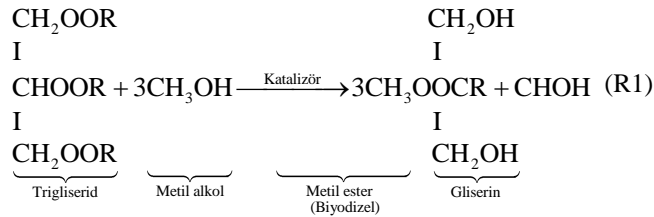
ABSTRACT

In this study; the effects of diesel fuel, the soybean oil methyl ester (SOME) biodiesel fuel and their blends at various percentages on the spray and combustion characteristics and engine performance and exhaust emissions of diesel engines investigated as theoretically. For this purpose, a model has been built for a direct injection diesel engine in a commercial vehicle by the Diesel-RK software program that can be used liberally on the net. The obtained values for diesel (D) and biodiesel (BD) fuels and D-BD fuel blends via the constructed model were compared. The results of the study show that BD fuel generally provides a close brake thermal efficiency values to diesel fuel. Additionally, BD fuel causes decrements in engine power and particulate matter (PM-soot) emission and increments in specific fuel consumption and nitric oxides (NO_x) emission. On the other hand, D-BD fuel blends at various blend ratios have usually given the spray, combustion, performance, and emission values between those of diesel and biodiesel fuels.

*Sorumlu Yazar/Corresponding author: isezer@gumushane.edu.tr / Tel: +90 456 233 7425 - 1606

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Bitkisel yağlar biyodizelin esas hammadde kaynağı olup bitkisel yağların motorlarda kullanımı dizel motorunun icat edildiği tarihe kadar dayanmaktadır. Dizel motorunun mucidi olan Rudolf Diesel 1900'de Paris'te fıstık yağı kullanarak çalıştırdığı motorunu sergilemiştir [1]. Geçmiş dönemlerde petrolün bol ve bitkisel yağlara göre ucuz olması bitkisel yağların yaygınlaşmasını önlemiştir. Ancak, son yıllarda petrol fiyatlarında ve küresel boyutta hava kirliliğindeki artış alternatif yakıtlara ilginin yeniden artmasına neden olmuştur [2–4]. Bu nedenle, özellikle bitkisel yağların dizel motorlarda kullanımına yönelik çalışmalar son yıllarda artmıştır [5, 6]. Bitkisel yağların motorlarda alternatif yakıt olarak değerlendirilmesi önceleri doğrudan kullanım şeklinde olmuştur. Ancak, bitkisel yağların dizel yakıtına yakın setan sayısı ve ısıl değer gibi avantajlarının yanında yüksek viskozite, düşük uçuculuk ve yüksek doymamış hidrokarbon oranı gibi dezavantajları bulunmaktadır [7]. Bu olumsuz özellikleri nedeniyle bitkisel yağlar motorlarda uzun süreli kullanımlarda reçine (gum) oluşumu, enjektörlerin tıkanması ve yağlama yağının bozulması gibi önemli problemlere neden olabilmektedir [8, 9]. Ortaya çıkan bu problemler bitkisel yağlara farklı ısıl ve kimyasal işlemler uygulanarak ortadan kaldırılmaya çalışılmaktadır. Kimyasal yöntemler seyreltme (inceltme), mikro emülsiyon oluşturma, proliz (ayırıştırma) ve transesterifikasyon (yeniden esterleştirme) şeklinde sıralanabilir [10, 11].



Kimyasal yöntemler içinde en etkili olanı Reaksiyon 1'de verilen yeniden esterleştirmedir. Bu yöntem, baz veya asit bir katalizör eşliğinde bitkisel yağların genelde kısa zincirli bir alkol (metil veya etil alkol) ile reaksiyonu sonucunda bitkisel yağ esteri olan biyodizelin üretilmesidir [12–14]. İçeriğinde oksijen bulunması nedeniyle biyodizelin saf veya dizel yakıtında katılarak kullanılması yanmanın iyileştirilmesine katkı sağlamaktadır. Bu nedenle biyodizel yakıtı özellikle katı parçacık (PM-is) emisyonunun azaltılması ve motor performansının artırılması için motor tasarımında önemli bir değişiklik yapılmadan uygulanabilecek etkili ve ekonomik bir yöntem olarak görülmektedir [2, 12, 15]. Bu çalışmada, soya yağı metil esteri (SYME) biyodizel yakıtının saf ve belirli oranlarda dizel yakıtına katılarak kullanılmasının püskürtme, yanma, performans ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri internet üzerinden serbest erişime açık olan Diesel–RK adlı program kullanılarak teorik olarak incelenmiştir.

2. TEORİK METOD (THEORETICAL METHOD)

2.1. Yakıtlar (Fuels)

Sunulan çalışmada, dizel (D) yakıtı, SYME biyodizel (BD) yakıtı ve %20 (BD20), %40 (BD40) ve %60 (BD60) oranlarında biyodizel yakıtı içeren D–BD yakıt karışımları kullanılmış olup söz konusu yakıt ve karışımlara ait özellikler Tablo 1'de verilmiştir.

2.2. Simülasyon Programı (Simulation Software)

Sunulan çalışmada, modelleme işlemi için internet üzerinden serbest erişime açık olan Diesel–RK [16] adlı program kullanılmış ve direkt püskürtmeli bir taşıt dizel motoru için model kurulmuştur. Bu model ile D ve BD yakıtları ile D–BD yakıt karışımları için elde edilen püskürtme, yanma, performans ve emisyon verileri birbiriyle karşılaştırılmıştır. Teorik çalışma için kullanılan motora ait özellikler Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 1. Yakıtların özellikleri (Properties of the fuels)

Yakıt özellikleri	Dizel (D)	Biyodizel (BD)	%20 BD–D Karışımı (BD20)	%40 BD–D Karışımı (BD40)	%60 BD–D Karışımı (BD60)
Kimyasal bileşim (kütleli)	C: 0,870 H: 0,126 O: 0,004	C: 0,7731 H: 0,1188 O: 0,1081	C: 0,84960 H: 0,12450 O: 0,02591	C: 0,8297 H: 0,1230 O: 0,0473	C: 0,81186 H: 0,12168 O: 0,06646
Moleküler kütle (kg/kmol)	190	292,2	211,5	232,5	251,32
Yoğunluk (kg/m ³)	830	885	841	852	863
Stokiyometrik hava–yakıt oranı	14,46	12,86	14,13	13,79	13,5
Alt ısı değeri (MJ/kg)	42,5	36,22	41,18	39,89	38,732
Tutuşma aktivasyon enerjisi (kJ/mol)	22	12	21	20	16
Setan sayısı	48	51,3	48,68	49,37	49,98
Dinamik viskozite @ 323 K (Pa.s)	0,003	0,00463	0,00334	0,00368	0,00398
Yakıtın yüzey gerilimi @ 323 K (N/m)	0,028	0,04330	0,03122	0,03436	0,03718
Buharlaşma gizli ısı (kJ/kg)	250	325	265,8	281,2	295

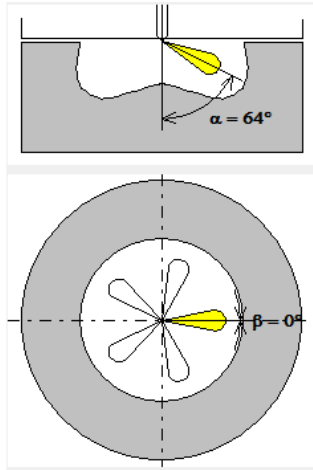
Tablo 2. Teorik çalışmada kullanılan motorun özellikleri
(The engine specifications for theoretical study)

Tip	VW SDI Dizel Motor
Silindir sayısı	4
Çap × Strok	79,5 mm × 99,5 mm
Sıkıştırma oranı	19,5
Silindir hacmi	1896 cm ³
Maksimum güç	50 kW @ 4200 d/dk
Maksimum moment	120 N·m @ 1800 d/dk

3. HESAPLAMALAR (CALCULATIONS)

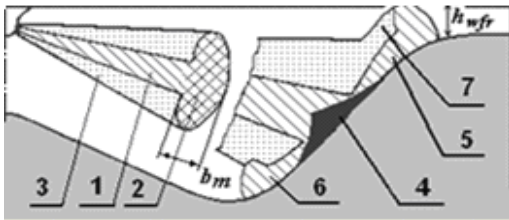
3.1. Yakıt Demeti Modeli (Spray Model)

Simülasyon programında çalışmada kullanılan dizel motoru için yakıt demeti ve yanma odası geometrisi Şekil 1'deki gibi belirlenmiştir.



Şekil 1. Yakıt demeti ve yanma odası geometrisi
(Geometry of fuel spray and combustion chamber)

Simülasyon programında çok bölgeli bir yanma modeli kullanılmakta olup Şekil 2'de verildiği gibi yakıt demeti yedi karakteristik bölgeden oluşmakta ve türbülanslı jet teorisine göre aşağıdaki gibi modellenmektedir.



Şekil 2. Yakıt demeti karakteristik bölgeleri
(Characteristics regions of the fuel spray)

Yakıt demeti silindir duvarına çarpmadan önce aşağıdaki üç bölge oluşmaktadır:

1. Demetin yakıtça yoğun konik çekirdek kısmı
2. Demetin yakıtça yoğun ön kısmı
3. Demetin yakıtça yoğun olmayan dış kısmı

Yakıt demeti silindir ve piston yüzeylerine çarptıktan sonra duvar yüzeylerinde yoğunluk ve sıcaklık bakımından homojen olan aşağıdaki dört akış bölgesi daha oluşmaktadır:

1. Yakıtça yoğun duvar yüzeyi konik çekirdek akış bölgesi
2. Yakıtça yoğun duvar yüzeyi piston üzeri akış bölgesi
3. Yakıtça yoğun duvar yüzeyi ön akış bölgesi
4. Yakıtça yoğun olmayan duvar yüzeyi dış akış bölgesi

Açıklanan modelleme yaklaşımı altında, Şekil 2'de verilen yakıt demeti ön kısmı kalınlığı aşağıdaki gibi belirlenir.

$$b_m = A_m F_s \rho^{0.5} l We^{0.32} M^{-0.7} \quad (1)$$

Eş. 1'de, ampirik katsayılar $A_m=0,7$ ve $F_s=0,0075-0,009$ olup $\rho = \rho_a / \rho_f^2$ dir.

Enjektör nozulu ile yakıt demeti ön kısmı arasındaki mesafe (l) ile (We) ve (M) boyutsuz parametreleri ise aşağıdaki belirlenmektedir.

$$l = l_m \left[1 - \left(1 - \frac{t_k}{t_m} \right)^3 \right] \quad (2)$$

$$We = \frac{U_{0m}^2 d_n \rho_f}{\sigma_f} \quad (3)$$

$$M = \frac{\mu_f^2}{d_n \rho_f \sigma_f} \quad (4)$$

Eş. 2'de, t_k ve t_m yakıt demeti l ve l_m mesafelerine ulaşıncaya kadar geçen sürelerdir. Şekil 2'de verilen duvar yüzeyi ön akış bölgesi yüksekliği (h_{wfr}) ise aşağıdaki gibi belirlenir.

$$h_{wfr} = F_{sw} \rho^{0.5} l_{w1} We^{0.32} M^{-0.7} \quad (5)$$

Eş. 5'de, $F_{sw} \cong 1,5F_s$ olup l_{w1} sayısal yöntemle uygun şekilde hesaplanmaktadır.

3.2. Yakıt Buharlaşma Modeli (Fuel Evaporation Model)

Toplam yakıt buharlaşma hızının, yakıt damlacıklarının her birinin buharlaşma hızlarının toplamına eşit olduğu varsayılarak tutuşma öncesi ve sonrası tek bir yakıt damlacığının buharlaşma hızı Sreznevsky eşitliğine göre aşağıdaki gibi belirlenir.

$$d_k^2 = d_0^2 - K t_u \quad (6)$$

Eş. 6'da, K buharlaşma katsayısı ve t_u buharlaşma başlangıcından itibaren geçen süredir. Yakıt damlacıklarının ortalama çapı (d_{32}) ise Sauter eşitliğinden aşağıdaki gibi belirlenir.

$$d_{32} = E_k d_n M^{0,0733} (\rho We)^{-0,266} \quad (7)$$

Eş. 7’de, $E_k = 0,7$ olup püskürtme başlangıcındaki damlacık çapı $d_0 = d_{32}$ olarak alınır. Püskürtme periyodu boyunca her bir bölgede (ε_u) oranının sabit kaldığı varsayımıyla herhangi bir bölgedeki bağlı buharlaşma hızı ($d\delta_{ui} / dt$) Razleytsev eşitliğinden aşağıdaki gibi belirlenir.

$$\frac{d\delta_{ui}}{dt} = \left[1 - (1 - \varepsilon_{ui} t_{ui})^{3/2} \right] \frac{\delta_{zi}}{t_{ui}} \quad (8)$$

Eş. 8’de, (δ_{zi}) ilgili bölgedeki yakıt oranı olup o bölge için buharlaşma katsayısı (K_{ui}) ise aşağıdaki gibi belirlenir.

$$K_{ui} = \frac{4 \cdot 10^6 Nu_D D_p p_s}{\rho_f} \quad (9)$$

Böylece, her bir bölgedeki yakıt buharlaşma oranı Eş. 8’den hesaplanarak toplam buharlaşma oranı aşağıdaki gibi belirlenir.

$$\frac{d\delta_u}{dt} = \sum_{i=1}^m \frac{d\delta_{ui}}{dt} \quad (10)$$

3.3. Isı Yayılımı Modeli (Heat Release Model)

Simülasyon programında yanma işlemi aşağıdaki dört aşamada gerçekleşmektedir:

1. Tutuşma gecikmesi aşaması
2. Ön yanma aşaması
3. Kontrollü yanma aşaması
4. Son yanma aşaması

Tutuşma gecikmesi süresi modifiye edilmiş Tolstov eşitliğiyle aşağıdaki gibi belirlenir.

$$t_{id} = 3,8 \cdot 10^{-6} \left(1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n \right) \sqrt{\frac{T}{p}} \exp\left(\frac{E_a}{8,312 T CN + 25} \right) \quad (11)$$

Eş. 11’de, $E_k = 23000-28000$ kJ/kmol: yakıtın tutuşması için gerekli aktivasyon enerjisidir. Ön yanma aşamasında ısının zamanla değişimi ise aşağıdaki gibi belirlenir.

$$\frac{dQ}{dt} = \phi_0 P_0 + \phi_1 P_1 \quad (12)$$

Eş. 12’deki (P_0) ve (P_1) parametreleri aşağıdaki eşitliklerden belirlenmektedir.

$$P_0 = A_0 \left(\frac{m_f}{V_i} \right) (\delta_{ud} - x_0) (0,1 \delta_{ud} + x_0) \quad (13)$$

$$P_1 = \frac{d\delta_{ud}}{dt} \quad (14)$$

Eş. 13’de, (x_0) ise tutuşma gecikmesi periyodunda buharlaşan yakıt oranıdır. Kontrollü yanma aşamasında ısının zamanla değişimi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{dQ}{dt} = \phi_1 P_1 + \phi_2 P_2 \quad (15)$$

Eş. 15’deki (P_2) parametresi aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

$$P_2 = A_2 \left(\frac{m_f}{V_c} \right) (\delta_u - x) (\lambda - x) \quad (16)$$

Eş. 16’da, (x) yanmış yakıt oranı olup son yanma aşamasında ısının zamanla değişimi ise aşağıdaki gibidir.

$$\frac{dQ}{dt} = \phi_3 A_3 K_T (1-x) (\xi_b \lambda - x) \quad (17)$$

Eş. 15 ve 17’de ϕ_1 , ϕ_2 ve ϕ_3 yanmanın tamamlanma miktarını gösteren fonksiyonlardır. Yakıt demeti, buharlaşma ve ısı yayılım modellerine ait daha ayrıntılı bilgi literatürden görülebilir [17, 18].

3.4. Isı Transferi Modeli (Heat Transfer Model)

Simülasyon programında, emme ve egzoz kanallarına ve silindir duvarlarına olan ısı transferi aşağıda verilen Woshni korelasyonu ile modellenmiştir [19].

$$\dot{Q}_w = C \frac{p^{0,8} w^{0,8}}{T^{0,53} D^{0,2}} \quad (18)$$

Eş. 18’de, (C) ısı transferi artırma katsayısı olup gaz akış hızı (w) aşağıdaki eşitlikten belirlenir.

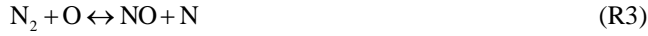
$$w(\text{m/s}) = C_1 S_p + C_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_m) \quad (19)$$

Eş. 19’da, ortalama piston hızı $S_p = H n / 30$ olup emme ve egzoz işlemlerinde $C_1 = 6,18$ ve $C_2 = 0$, sıkıştırma işlemlerinde $C_1 = 2,28$ ve $C_2 = 0$, yanma ve genişleme işlemlerinde $C_1 = 2,28$ ve $C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$ olarak alınır. Ayrıca, V_a , p_a ve T_a sıkıştırma işlemi sonunda sırasıyla silindir hacmi, basıncı ve sıcaklığıdır.

3.5. Emisyon Modelleri (Emission Models)

Simülasyon programında kimyasal denge durumunda 18 adet yanma ürününün yapısı hesaplanarak azot oksit ve partikül madde-ıs emisyonları aşağıdaki belirlenir.

1) Azot oksit emisyonları (NO_x); azot oksit (NO) ve azot dioksit (NO_2) emisyonlarından oluşmakla birlikte dizel motorlarda NO emisyonu daha yoğundur [20]. Programda, NO_x emisyonları ayrıntılı kinetik mekanizmayla veya Zeldovich mekanizmasıyla belirlenebilmektedir. Ayrıntılı kinetik mekanizma Ön Karışım Sıkıştırma Tutuşturmalı-Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Motorlar için uygulanmakta olup kurulan modelde NO oluşumu aşağıdaki Zeldovich mekanizmasıyla belirlenmiştir [21].



Reaksiyon 4'ün ilerleme hızı oksijen konsantrasyonuna bağlı olup yanma ürünleri içerisindeki hacimsel NO konsantrasyonu aşağıdaki gibi belirlenir.

$$\frac{d[\text{NO}]}{d\theta} = \frac{2,333 \cdot 10^7 p e^{\frac{38020}{T}} [\text{N}_2]_e [\text{O}]_e \left\{ 1 - \left(\frac{[\text{NO}]}{[\text{NO}]_e} \right)^2 \right\}}{R T \left(1 + \frac{2365}{T} e^{\frac{3365}{T}} \frac{[\text{NO}]}{[\text{O}_2]_e} \right)} \frac{60}{n} \quad (20)$$

2) İs-partikül madde (PM) emisyonu; siyah karbon parçacıklarının egzoz gazları içinde dağılımı şeklinde olup PM emisyonu oluşumunun ana nedeni eksik yanmadır. Programda, PM emisyonu aşağıda verilen Alkidas [22] ve Cummins [23] eşitlikleriyle belirlenmekte olup kurulan modelde Alkidas eşitliği kullanılmıştır.

$$\text{Alkidas: PM} = 565 A_{\text{PM}} \left[\ln \left(\frac{10}{10 - \text{Bosch}} \right) \right]^{1,206} \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right] \quad (21)$$

$$\text{Cummins: PM} = A_{\text{PM}} (-184 \text{ Bosch} - 727,5) \log \left(1 - \frac{\text{Bosch}}{10} \right) \left[\frac{\text{mg}}{\text{m}^3} \right] \quad (22)$$

Burada; $A_{\text{PM}}=1$: düzeltme katsayısı ve Bosch: Bosch smoke sayıdır.

3.6. Performans Parametreleri (Performance Parameters)

Programda, döndürme momenti, güç, ortalama basınçlar, hacimsel, indike, mekanik ve efektif verimler ve özgül

yakıt tüketimi gibi büyüklükler yaygın olarak bilinen eşitliklerden belirlenmektedir [20].

3.7. Modelin Güvenilirlik Kontrolü (Validation of the Model)

Simülasyon programında kurulan modelin güvenilirliğini göstermek amacıyla Tablo 3'de özellikleri verilen motorlar için kurulan modeller ile elde edilen veriler literatürdeki deneysel verilerle [24–26] karşılaştırılmıştır. Şekil 3 (a)-(f)'de model ile elde edilen sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğu görülmektedir. Buna göre modelin parametrik çalışma için yeterli güvenilirliğe sahip olduğu ve güvenilir sonuçlar vereceği söylenebilir.

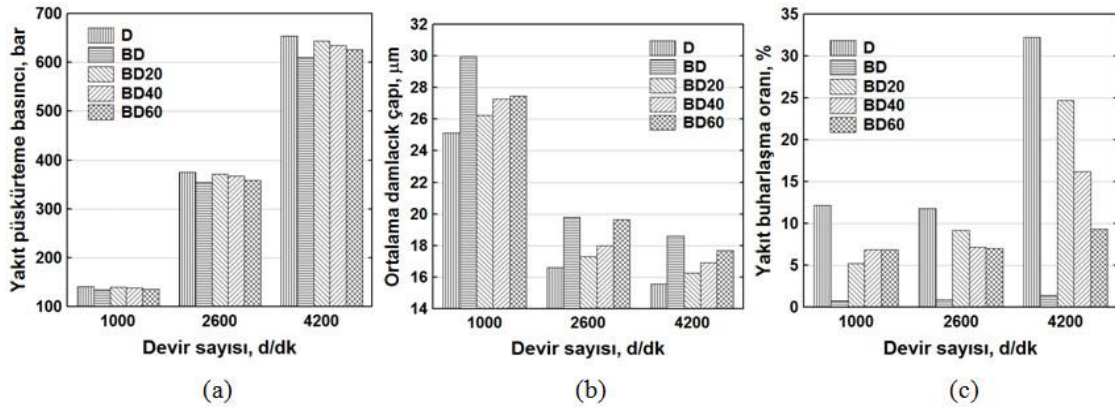
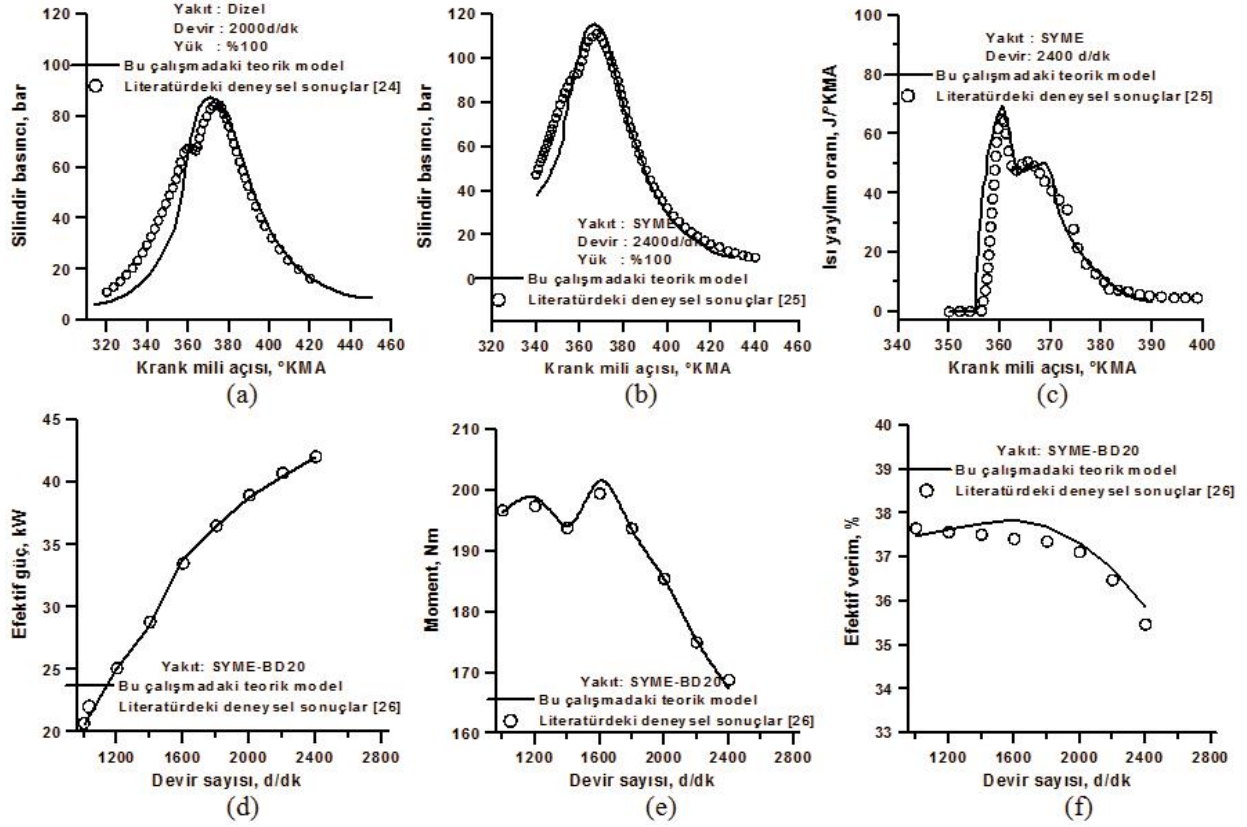
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

4.1. Püskürtme Parametreleri (Spray Parameters)

Şekil 4'te D ve BD yakıtları ile D-BD yakıt karışımları için yakıt püskürtme basıncı, ortalama damlacık çapı ve yakıt buharlaşma oranının devir sayısı ile değişimi verilmiştir. Devir sayıları; motorun yük altında kararlı çalışacağı en düşük devir (1000 d/dk), düşük yakıt tüketimine karşılık gelen orta devir (2600 d/dk) ve maksimum güce karşılık gelen yüksek devir (4200 d/dk) şeklinde seçilmiştir. Şekil 4(a)'da görüldüğü gibi yakıt püskürtme basıncı, incelenen tüm yakıt ve karışımlar için devir sayısı ile artmaktadır. Bu durum devir sayısı arttıkça daha fazla miktarda yakıtın silindire püskürtülmesinin sonucudur. Yakıt sisteminde değişiklik yapılmamış ve aynı miktarda yakıt kullanılmış olmasına rağmen tüm devir sayılarında BD yakıtına ait püskürtme basıncı D yakıtına göre azalmıştır. BD20, BD40 ve BD60 yakıt karışımları ise D ve BD yakıtları arasında değerler vermiştir. Püskürtme basıncındaki azalmalar devir sayısına bağlı olarak BD için %4,4–6,7, BD20 için %0,7–1,6, BD40 için %2–2,9 ve BD60 için %4,2–4,4 arasında değişmektedir. Literatürde belirtildiği ve Tablo 1'de görüldüğü gibi püskürtme basıncındaki bu değişim yakıt özelliklerinden kaynaklanmaktadır. BD yakıt ve karışımlarının D yakıtına göre daha yüksek yoğunluk ve daha düşük sıkıştırılabilirliğe sahip olması püskürtme işleminin daha düşük basınçta gerçekleşmesine neden olmaktadır [27, 28]. Şekil 4(b)'de görüldüğü gibi ortalama damlacık çapı, püskürtme basıncının artması sonucu artan devir sayısı ile azalmaktadır. BD yakıt ve karışımlarına ait damlacık çapı değerleri ise D yakıtına göre daha büyüktür. Ortalama damlacık çapındaki artışlar devir sayısına bağlı olarak BD için %19,2–19,3, BD20 için %4,3–4,4, BD40 için %8,4–8,5 ve BD60 için %9,3–18,3 arasında değişmektedir. Bu değişim BD yakıt ve karışımlarının

Tablo 3. Karşılaştırmalar için kullanılan motorların özellikleri (The specifications of the engines for comparisons)

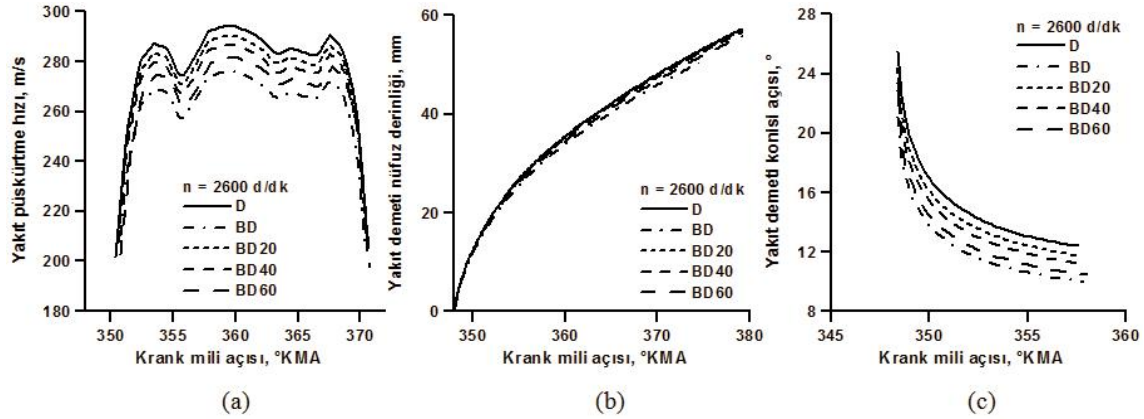
Motor no	N (-)	D (mm)	H (mm)	ϵ (-)	V_h (cm^3)	Motorun tipi
I [24]	3	75	77,6	17,5	1028	Doğal emişli CR direkt püskürtmeli
II [25]	4	92	93,8	18,5	2494	Turbo şarjlı CR direkt püskürtmeli
III [26]	4	100	100	16,8	3140	Doğal emişli direkt püskürtmeli



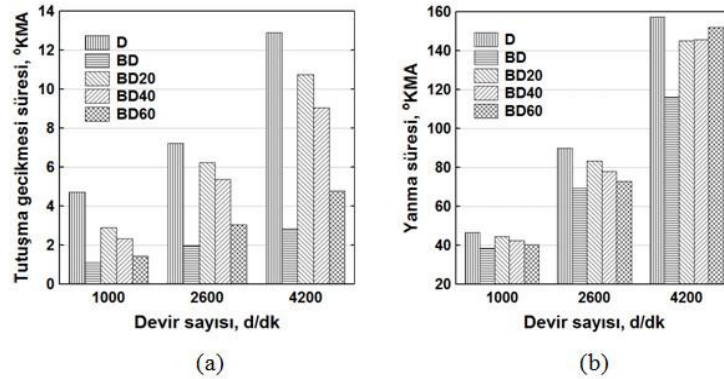
yüksek yoğunluk, viskozite ve yüzey gerilimi nedeniyle püskürtme basıncını düşürmesinden kaynaklanmaktadır [27, 29]. Şekil 4(c)'de, tutuşma gecikmesi süresince buharlaşan yakıt miktarı tüm yakıt ve karışımlar için artan devir sayısı ile artmakta olup D yakıtı için artış oranı daha yüksektir. Bu durumun, devir sayısı arttıkça daha yüksek silindir sıcaklıklarının ortaya çıkmasından ve ortalama damlacık çapının azalmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Yakıt buharlaşma oranındaki düşüşler devir sayısına bağlı olarak BD için %92–95,7, BD20 için %22–40,8, BD40 için %39,2–49,9 ve BD60 için %43,3–71 arasında

değişmektedir. Bu durumun BD yakıtının içerdiği bileşenler nedeniyle D yakıtına göre uçuculuğunun düşük olmasından kaynaklanmaktadır [28, 30]. Şekil 5'te D ve BD yakıtları ile D–BD yakıt karışımları için püskürtme hızı, yakıt demeti nüfuz derinliği ve yakıt demeti koni açısının değişimleri verilmiştir. Şekil 5(a)'da püskürtme hızı BD yakıtı ve yakıt karışımları için D yakıtına göre azalmakta olup en düşük değerleri BD yakıtı vermiştir. BD yakıtı ve BD20 ve BD40 yakıt karışımları kullanıldığında püskürtme basıncındaki düşüş söz konusu yakıtların yüksek yoğunluk ve viskoziteleri nedeniyle püskürtme basıncının azalmasından kaynaklanmaktadır [28–30]. Şekil 5(b) ve (c)'de sırasıyla yakıt demeti nüfuz derinliği ve yakıt demeti koni açısının



Şekil 5. Yakıt püskürtme hızı, yakıt demeti nüfuz derinliği ve yakıt demeti koni açısının krank mili açısı ile değişimi
(Variation of fuel injection velocity, fuel spray penetration tip and fuel spray cone angle)



Şekil 6. Tutuşma gecikmesi süresi ve yanma süresinin devir sayısı ile değişimi
(Variation of ignition delay period and combustion duration with engine rotation speed)

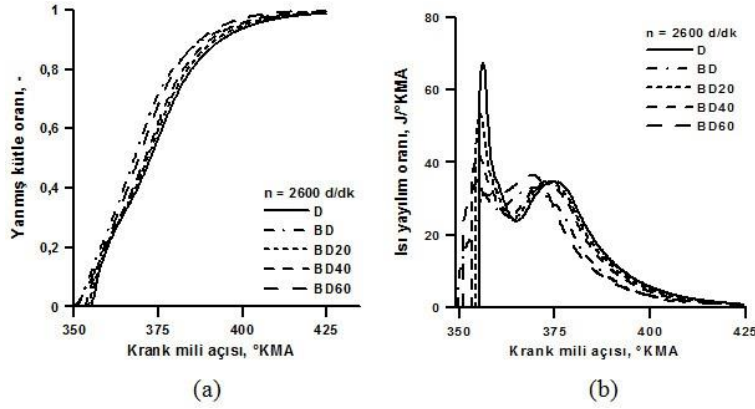
değişimleri verilmiştir. Bu parametreler püskürtülen yakıtın yanma odasında ulaşabileceği noktaları göstermekte olup iyi bir yakıt-hava karışımı teşekkülü ve verimli bir yanma için önemlidir. Şekillerde görüldüğü gibi nüfuz derinliği ve yakıt demeti koni açısı değerleri yakıt ve karışımlar için farklı değerler almış olup yakıt demeti koni açısındaki fark daha belirgindir. BD yakıt ve D-BD yakıt karışımları D yakıtına göre daha düşük nüfuz derinliği ve yakıt demeti koni açısı değerleri vermiş olup bu durum yakıt püskürtme hızındaki düşüşün sonucudur. Literatürde, BD yakıtların yüksek viskozitelerinin yakıt demetinin parçalanmasına engel olduğu ve düşük buharlaşma oranlarının da yakıtın sıvı fazda kalma süresini uzatarak nüfuz derinliğini artırdığı belirtilmektedir [28–30]. Ancak, burada püskürtme basıncı ve dolayısıyla püskürtme hızındaki düşüşün bu etkiye baskın geldiği görülmektedir. Diğer taraftan, BD yakıt ve karışımları kullanıldığında yakıt demeti nüfuz derinliğindeki azalmalar oldukça düşük düzeydedir. Püskürtme parametrelerine ait bulgular genel olarak değerlendirildiğinde BD yakıt ve BD karışımları için püskürtme basıncı, püskürtme hızı, yakıt demeti koni açısı azalmakta, ortalama damlacık çapı ise artmaktadır. Literatürde belirtildiği gibi biyodizel yakıt veya karışımları kullanıldığında püskürtme basıncının artırılması yakıtın daha iyi atomize olmasını sağlayarak, motor performansını ve egzoz emisyonlarını olumlu yönde etkilemektedir [5, 31, 32].

4.2. Yanma Parametreleri (Combustion Parameters)

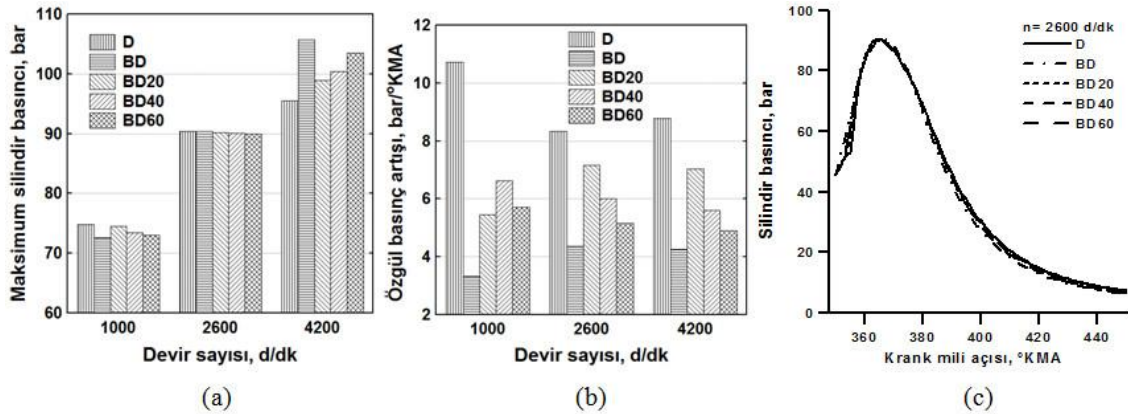
Şekil 6'da D ve BD yakıtları ile D-BD yakıt karışımları için tutuşma gecikmesi ve yanma sürelerinin devir sayısına göre değişimleri verilmiştir. Şekil 6(a)'da görüldüğü gibi BD yakıtı için tutuşma gecikmesi süreleri D yakıtına göre daha kısadır. BD20, BD40 ve BD60 yakıt karışımları D ve BD yakıtları arasında değerler vermiştir. D yakıtı ile karşılaştırıldığında devir sayısına bağlı olarak tutuşma gecikmesi süresi BD için %72,8–77,9, BD20 için %13,6–38,7, BD40 için %25,5–29,8 ve BD60 için %57,8–69,6 oranlarında azalmıştır. Bu durum Tablo 1'de görüldüğü gibi BD yakıt ve karışımlarının setan sayılarının D yakıtına göre daha yüksek ve tutuşma için gerekli aktivasyon enerjilerinin daha düşük olmasından kaynaklanmakta olup özellikle yüksek devirli dizel motorlar için avantajlı bir özelliktir [30, 33]. Şekil 6(b)'de tutuşma gecikmesine benzer şekilde yanma süreleri BD yakıt ve yakıt karışımları için D yakıtına göre daha kısa olup devir sayısı arttıkça aradaki fark da artmaktadır. Yanma süresindeki azalmalar devir sayısına bağlı olarak BD için %17,1–26,2, BD20 için %4,2–7,7, BD40 için %7,3–13,1 ve BD60 için %8,4–18,9 arasında değişmektedir. Tablo 1'de görüldüğü gibi BD yakıt ve karışımlarının H/C oranının D yakıtına göre biraz yüksek olması ve içeriğinde oksijen bulunması bu yakıtların kötü buharlaşma özelliğine baskın gelerek yanma işleminin daha

kısa sürede tamamlanmasını sağlamaktadır. Literatürde de biyodizel yakıtların tutuşma gecikmesi ve özellikle orta ve yüksek yüklerde yanma sürelerinin dizel yakıtına göre daha kısa olduğu belirtilmektedir [30, 34]. Şekil 7(a) ve (b)'de D ve BD yakıtları ile D-BD yakıt karışımları için sırasıyla kütleli yanma oranı ve ısı yayılımı oranının değişimleri verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi BD yakıt ve karışımları için tutuşma gecikmesi süresi kısa olduğundan yanma işlemi erken başlamakta ve kütleli yanma ve ısı yayılımı oranları daha önce artmaya başlamaktadır. Ancak, ısı yayılımı D yakıtına göre daha yavaş olmaktadır. D yakıtının tutuşma gecikmesi süresi uzun olduğundan püskürtülen yakıt yanma odasında birikmekte ve tutuşma gerçekleştiğinde ısı yayılımı oranı ani olarak artmaktadır. Bunun sonucunda dizel motor vuruntusu denilen olay meydana gelmektedir. Bu değişimlere göre BD yakıt ve karışımlarının dizel vuruntusu açısından avantajlı olduğu söylenebilir. Biyodizel yakıtlar için ısı yayılımı oranı ile ilgili benzer değişimler literatürdeki çalışmalarda da görülebilir [25, 35]. Şekil 8(a) ve (b)'de D ve BD yakıtları ile D-BD yakıt karışımları için maksimum silindir basıncı ve özgül basınç artışının devir sayısına göre değişimleri verilmiştir. Şekil 8(c)'de ise 2600 d/dk'da ortalama silindir

basıncının değişimi verilmiştir. Şekil 8(a)'da maksimum silindir basıncı tüm yakıt ve karışımlar için artan devir sayısı ile artmaktadır. Düşük devir sayısında D yakıtı yüksek değer verirken, yüksek devir sayısında BD yakıt ve karışımları daha yüksek değerler vermiştir. Bu durumun yukarıda belirtildiği gibi devir sayısı arttıkça BD yakıt ve karışımlarının daha iyi atomize olması sonucu ısı yayılımının daha hızlı gerçekleşmesinden kaynaklanmaktadır. Şekil 8(b)'de BD yakıt ve karışımları tüm devir sayılarında D yakıtına göre daha düşük özgül basınç artışı değerleri vermiştir. D yakıtı ile karşılaştırıldığında devir sayısına bağlı olarak özgül basınç artışıdaki düşüşler BD için %47,5–69, BD20 için %15,4–51,3, BD40 için %27,9–38,2 ve BD60 için %37,9–46,6 arasında değişmektedir. Literatürde belirtildiği gibi bu özellik biyodizel yakıt ve karışımları kullanıldığında motorun daha sessiz çalışmasını sağlamaktadır [28, 36, 37]. Şekil 8(c)'de ise BD yakıt ve karışımları için tutuşma gecikmesi süresi kısa olduğundan silindir içinde basınç daha erken artmaktadır. Ancak, BD yakıt ve karışımlarının yanma süresi daha kısa olduğundan genişleme sürecinde daha düşük basınçlar ortaya çıkmaktadır. BD yakıt ve karışımları için genişleme sürecinde daha düşük silindir



Şekil 7. Yanmış kütle oranı ve ısı yayılım oranının krank mili açısı ile değişimi
(Variation of burnt mass fraction and heat release rate with crank angle)



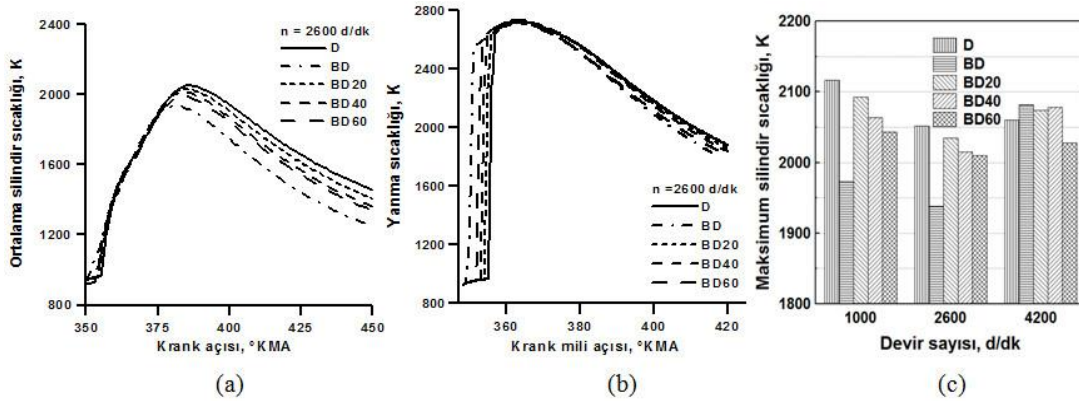
Şekil 8. Maksimum silindir basıncı ve özgül basınç artışının devir sayısı ile değişimi ve silindir basıncının krank mili açısı ile değişimi
(Variation of maximum cylinder pressure, rate of pressure rise with engine rotation speed and variation of cylinder pressure with crank angle)

basınçlarının ortaya çıkmasındaki diğer bir etken ise Tablo 1'de görüldüğü gibi bu yakıt ve karışımların D yakıtına göre daha düşük ısı değere sahip olmasıdır [33]. Şekil 9(a) ve (b)'de D ve BD yakıtları ile D-BD yakıt karışımları için ortalama silindir sıcaklığı ve yanma sıcaklığının değişimleri verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi silindir basıncına benzer şekilde ortalama silindir sıcaklığı ve yanma sıcaklığı BD yakıt ve karışımları için erken artmakta ancak genişleme sürecinde bu yakıtlar daha düşük sıcaklıklar vermektedir. Bu durum yukarıda da belirtildiği gibi BD yakıtı ve BD yakıt karışımlarının D yakıtına göre daha düşük ısı değere sahip olmasından kaynaklanmaktadır [25, 28, 30, 33]. Şekil 9(c)'de maksimum silindir sıcaklığı maksimum silindir basıncına benzer değişim göstermektedir. Düşük devir sayısında D yakıtı daha yüksek değer verirken, yüksek devir sayısında BD yakıt ve karışımları daha yüksek değerler vermiştir. Yüksek devirlerdeki bu artış yukarıda belirtildiği gibi püskürtme basıncının artışı nedeniyle BD yakıt ve karışımlarının daha iyi atomize olmasından kaynaklanmaktadır [28, 30, 33].

4.3. Performans Parametreleri (Performance Parameters)

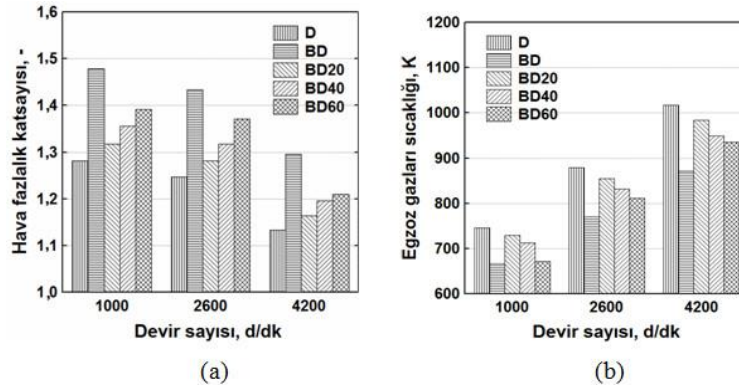
Şekil 10'da D ve BD yakıtları ile D-BD yakıt karışımları

için hava fazlalık katsayısı ve egzoz gazı sıcaklığının devir sayısı ile değişimleri verilmiştir. Şekil 10(a)'da görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı BD yakıtı için D yakıtına göre yüksek olup BD yakıt karışımları D ile BD yakıtları arasında değerler vermiştir. Hava fazlalık katsayısındaki artışlar devir sayısına bağlı olarak BD, BD20, BD40 ve BD60 için sırasıyla %14,3–15,4, %2,7–2,9, %5,4–5,8 ve %6,8–9,9 arasında değişmektedir. Hava fazlalık katsayısındaki bu artış Tablo 1'de görüldüğü ve literatürde belirtildiği gibi BD yakıt ve karışımlarının içeriğinde oksijen bulunması ve stokiometrik hava-yakıt oranlarının D yakıtına göre düşük olmasından kaynaklanmaktadır [38, 39]. Diğer taraftan, Şekil 10(b)'de görüldüğü gibi BD yakıt ve karışımlarıyla elde edilen egzoz gazı sıcaklıkları da D yakıtına göre daha düşük değerdendir. Egzoz gazı sıcaklığındaki düşüşler devir sayısına bağlı olarak BD, BD20, BD40 ve BD60 için sırasıyla %10,6–14,4, %2,3–3,3, %4,5–6,7 ve %7,7–10 arasında değişmektedir. Egzoz gazı sıcaklığındaki azalmalar, Tablo 1'de görüldüğü ve literatürde belirtildiği gibi BD yakıt ve karışımlarının D yakıtına göre daha düşük ısı değere sahip olmasının bir sonucudur. Biyodizel yakıt ve karışımlarının yanma sürelerinin dizel yakıtı göre kısa olması düşük egzoz gazı sıcaklıklarının ortaya çıkmasına etki eden diğer bir etkindir



Şekil 9. Ortalama silindir sıcaklığı ve yanma sıcaklığının krank mili açısı ile değişimi ve maksimum silindir sıcaklığının devir sayısı ile değişimi

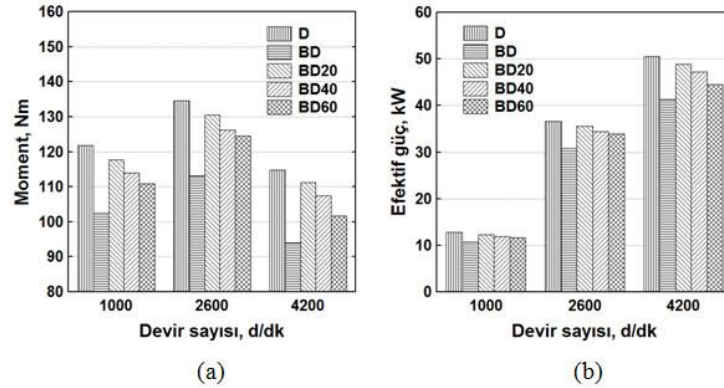
(Variation of mean cylinder temperature and combustion temperature with crank angle and variation of maximum cylinder temperature with engine rotation speed)



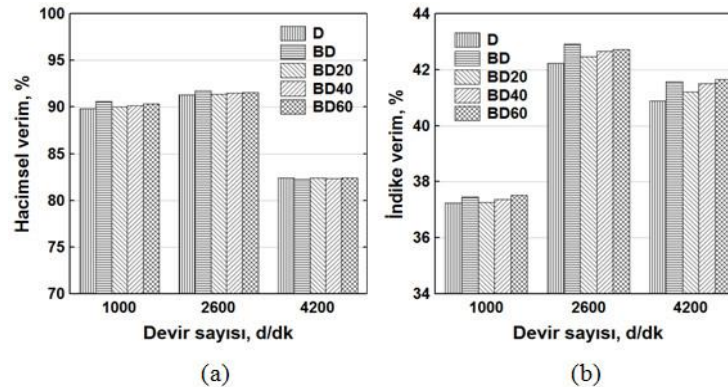
Şekil 10. Hava fazlalık katsayısı ile egzoz gazları sıcaklığının devir sayısı ile değişimi
 (Variation of air excess coefficient and exhaust gas temperature with engine rotation speed)

[38, 40, 41]. Şekil 11’de D ve BD yakıtları ile D–BD yakıt karışımları için moment ve efektif gücün devir sayısı ile değişimleri verilmiştir. Şekil 11(a)’da görüldüğü gibi BD yakıtı D yakıtına göre daha düşük moment değerleri vermiştir. D–BD yakıt karışımları ise karışım oranına bağlı olarak D ve BD yakıtları arasında değerler vermiştir. Benzer değişimler Şekil 11(b)’de efektif güçte de görülmektedir. Devir sayısına bağlı olarak moment ve efektif güçteki düşüşler BD için %15,8–18,1, BD20 için %3–3,4, BD40 için %6,2–6,5 ve BD60 için %7,4–11,5 arasında değişmektedir. Moment ve güçteki bu düşüşler esas olarak BD yakıt ve BD karışımlarının D yakıtına göre daha düşük ısı değere sahip olmasından kaynaklanmaktadır [33, 41, 42]. Şekil 12’de D ve BD yakıtları ile D–BD yakıt karışımları için hacimsel (volumetrik) ve indike verim (iç) verimin devir sayısı ile değişimleri verilmiştir. Şekil 12(a)’da, hacimsel verim tüm yakıt ve karışımlar için yakın değerler almıştır. Hacimsel verim, orta devire kadar artmakta yüksek devirlerde ise akış kayıplarının artışı nedeniyle hızlı bir şekilde düşmektedir. Şekil 12(b)’de ise, indike verim özellikle orta ve yüksek devirlerde BD yakıt ve karışımları için D yakıtına göre daha yüksek değerlere sahiptir. İndike verimdeki artışlar devir sayısına bağlı olarak BD, BD20, BD40 ve BD60 için sırasıyla %0,5–1,7, %0,05–0,07, %0,3–1,5 ve %0,7–1,6 arasında değişmektedir. Literatürde belirtildiği gibi bu artış BD

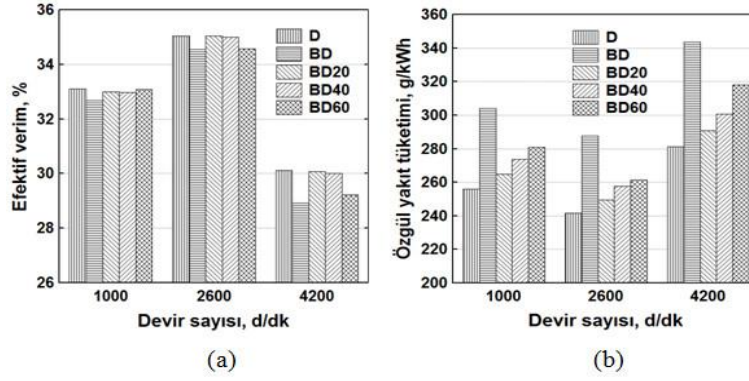
yakıtların yapısında oksijen bulunması nedeniyle daha verimli bir yanma sağlamasından kaynaklanmaktadır [33, 41, 43]. Böylece, yakıt enerjisinin daha fazla kısmı ısıya dönüştürülmekte ve indike verim artmaktadır. Şekil 13’te D ve BD yakıtları ile D–BD yakıt karışımları için efektif verim ve özgül yakıt tüketiminin devir sayısı ile değişimleri verilmiştir. Şekil 13(a)’da, efektif verim değerleri indike verimin aksine BD yakıt ve karışımları kullanıldığında azalmıştır. Efeitoif verimdeki düşüşler devir sayısına bağlı olarak BD, BD20, BD40 ve BD60 için sırasıyla %1,2–3,9, %0,12–0,32, %0,8–0,34 ve %0,9–2,9 arasında değişmektedir. İndike ve efektif verimler arasındaki bu farklılık şu şekilde açıklanabilir. BD yakıt ve karışımları daha verimli bir yanma sağlayıp indike verimi artırmasına rağmen, ısı değerlerinin düşük olması nedeniyle genişleme sürecinde piston üzerinde yeterli etkin basınç oluşturamamaktadır. Bunun sonucunda, BD yakıt ve karışımları için indike verim değerleri bir miktar artmasına rağmen, aynı performans efektif verimde görülememektedir. Şekil 13(b)’de, BD yakıtına ait özgül yakıt tüketimi değeri D yakıtına göre oldukça yüksektir. D–BD yakıt karışımları ise D yakıtına yakın ancak yüksek değerler vermiştir. Özgül yakıt tüketimindeki artışlar devir sayısına bağlı olarak BD, BD20, BD40 ve BD60 için sırasıyla %18,8–22,1, %3,1–3,5, %6,6–6,9 ve %8–13 arasında değişmektedir. Literatürde belirtildiği gibi,



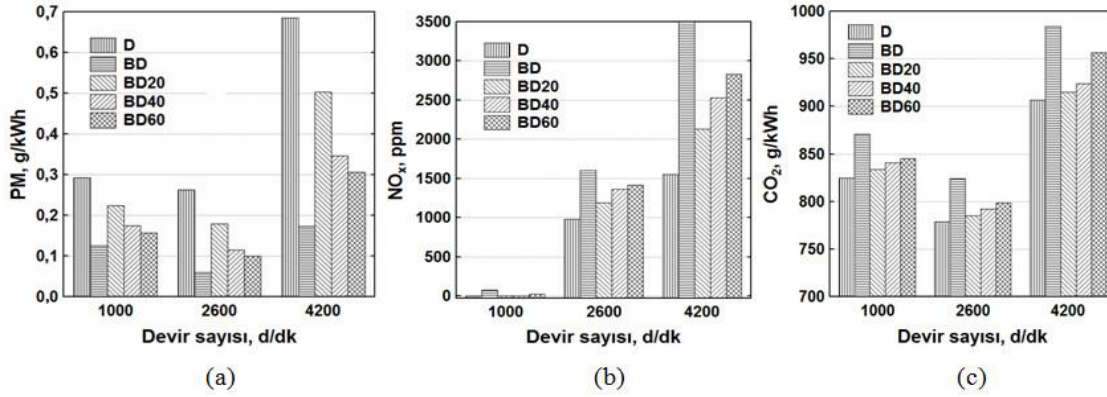
Şekil 11. Moment ve efektif gücün devir sayısı ile değişimi
(Variation of torque and power with engine rotation speed)



Şekil 12. Hacimsel ve indike verim devir sayısı ile değişimi
(Variation of volumetric efficiency and indicated efficiency with engine rotation speed)



Şekil 13. Efektif verim ve özgül yakıt tüketiminin devir sayısı ile değişimi
(Variation of effective efficiency and specific fuel consumption with engine rotation speed)



Şekil 14. PM, NO_x ve CO₂ emisyonlarının devir sayısı ile değişimi
(Variation of PM, NO_x and CO₂ emissions with engine rotation speed)

silindire püskürtülen yakıtın yoğunluğu, miktarı, viskozitesi ve ısı değeri özgül yakıt tüketimini etkilemektedir. Tablo 1’de görüldüğü gibi BD yakıt ve karışımlarının D yakıtına göre ısı değerleri düşük olduğundan aynı gücü elde edebilmek için daha fazla yakıtı ihtiyaç vardır. Bu nedenle BD yakıt ve karışımları için özgül yakıt tüketimi artmıştır [33, 41, 44].

4.4. Emisyon Parametreleri (Emissions Parameters)

Şekil 14’te D ve BD yakıtları ile D–BD yakıt karışımları için partikül madde (PM–is), azot oksit (NO_x) ve karbondioksit (CO₂) emisyonlarının devir sayısı ile değişimleri verilmiştir. Şekil 14(a)’da PM emisyonu orta devirde düşük ve yüksek devirlere göre daha düşük değerler almıştır. Özellikle BD yakıtı, PM emisyonunda önemli ölçüde azalma sağlamıştır. D–BD yakıt karışımları ise D ile BD arasında değerler vermiştir. PM emisyonundaki düşüşler devir sayısına bağlı olarak BD, BD20, BD40 ve BD60 için sırasıyla %57,3–77,4, %23,5–31,5, %40,3–56 ve %46,3–61,7 arasında değişmektedir. PM emisyonu, homojen bir yakıt–hava karışımı oluşmaması sonucu özellikle yanma odasının yakıtça zengin bölgelerinde oluşmaktadır. Literatürde belirtildiği gibi BD yakıtların setan sayılarının yüksek oluşu ve yapılarında oksijen bulunması daha verimli bir yanma sağlayarak PM emisyonunu azaltmaktadır [28, 33, 39, 41, 43]. Şekil

14(b)’de, NO_x emisyonu değerleri devir sayısı ile önemli ölçüde artmakta olup BD yakıt ve karışımları D yakıtına göre yüksek değerlere sahiptir. NO_x emisyonundaki artışlar devir sayısına bağlı olarak BD, BD20, BD40 ve BD60 için sırasıyla %63,6–126, %21,8–37,5, %38,9–63,4 ve %44,2–82,6 arasında değişmektedir. NO_x emisyonu oluşumunda etkili faktörlerden biri yanma sıcaklığıdır.

Literatürde belirtildiği gibi biyodizel yakıtlar için kısa süren tutuşma gecikmesinin ardından ön yanma aşamasında yanma sıcaklıkları erken yükselerek yüksek oranda NO_x emisyonu üretimine neden olmaktadır. Ayrıca, biyodizel yakıtların yapısındaki oksijen de yanma odasında oksijen konsantrasyonunu artırarak NO_x oluşumunun artışına katkı sağlamaktadır [28, 33, 39, 41, 43]. Şekil 14(c)’de, CO₂ emisyonu orta devirde tüm yakıt ve karışımlar için azalmış olup Şekil 13(a)’da verilen efektif verim değişimine paralel bir değişim göstermektedir. Diğer taraftan, BD yakıtı D yakıtına göre daha yüksek CO₂ değerleri verirken, D–BD yakıt karışımları D yakıtına yakın ancak daha yüksek değerler vermiştir. CO₂ emisyonundaki artışlar devir sayısına bağlı olarak BD, BD20, BD40 ve BD60 için sırasıyla %5,5–8,5, %0,7–1,1, %1,6–1,9 ve %2,4–5,4 arasında değişmektedir. CO₂ emisyonu yanmanın tamamlanmasının göstergesidir. Buna göre BD yakıt ve karışımlarının yapısındaki oksijen daha verimli bir yanma sağlayarak CO₂ emisyonu üretimini artırmaktadır [33].

5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Sunulan çalışmada dizel motorlarda soya yağı metil esteri biyodizel yakıtı ve bunun dizel yakıtı ile belli oranlardaki karışımlarının püskürtme, yanma, performans ve emisyon parametrelerine etkileri teorik olarak incelenmiştir. Literatürdeki deneysel çalışmalarla [5, 25, 26, 45, 46] uyumlu olan bu çalışma sonuçlarından yararlanarak aşağıdaki değerlendirmeler yapılabilir: Biyodizel yakıt ve karışımları kullanıldığında, yakıt püskürtme basıncı %0,7–6,7 oranında azalmaktadır. Buna bağlı olarak püskürtme hızı, yakıt demeti koni açısı ve yakıt demeti nüfuz derinliği azalmakta, ortalama damlacık çapı ise artmaktadır. Biyodizel yakıt ve karışımları için tutuşma gecikmesi %13,6–77,9 oranında ve yanma süreleri %4,2–26,2 oranında kısalmıştır. Biyodizel yakıt ve karışımlarına ait silindir basıncı ve özgül basınç artışı değerleri dizel yakıtına göre düşük, silindir sıcaklıkları ise yüksek devirlerde dizel yakıtına göre daha yüksektir. Biyodizel yakıt ve karışımlarına ait hava fazlalık katsayıları dizel yakıtına göre %2,7–15,4 oranında yüksektir. Saf biyodizel kullanıldığında moment ve güç değerlerinde %15,8–18,1 oranında düşüş, özgül yakıt tüketiminde ise %18,8–22,1 oranında artış meydana gelmektedir. Efektif verim değerleri ise saf biyodizel yakıtı için dizel yakıtına göre biraz düşük olmakla birlikte biyodizel yakıt karışımları için dizel yakıtına oldukça yakındır. Biyodizel yakıt ve karışımları dizel yakıtına göre partikül madde (PM–is) emisyonunda %23,5–77,4 oranında azalma sağlarken, azot oksit emisyonunda %21,8–126 oranında ve karbondioksit emisyonunda %0,7–8,5 oranında artışa neden olmuştur.

6. SİMGELER (SYMBOLS)

b_m	yakıt demeti ön kısmının kalınlığı, mm
d_0	başlangıçtaki damlacık çapı, μm
d_{32}	ortalama damlacık çapı, μm
d_k	belirli bir andaki damlacık çapı, μm
d_n	enjektör nozul çapı, μm
D	silindir çapı, mm
D_p	yakıt buharı yayılım katsayısı, –
h_{wfr}	duvar yüzeyi ön akış bölgesi yüksekliği, mm
H	stroke uzunluğu, mm
K	buharlaşma katsayısı, –
l	belirli bir andaki yakıt demeti boyu, mm
l_m	yakıt demeti nüfuz derinliği, mm
M	boyutsuz parametre, –
n	devir sayısı, d/dk
N	silindir sayısı, –
Nu_D	yayılmadaki Nusselt sayısı, –
p	basınç, Pa veya bar
p_m	yanmasız durumdaki silindir basıncı, Pa veya bar
p_s	yakıt buharı doyma basıncı, Pa veya bar
Q	ısı, J
h	ısı taşınım katsayısı, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$
R	evrensel gaz sabiti, $8.31434 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}$
S_p	ortalama piston hızı, m/s
t	zaman, s
t_{id}	tutuşma gecikmesi süresi, s

T	sıcaklık, K
U_{0m}	nozul çıkışında ortalama yakıt hızı, m/s
V_h	stroke hacmi, cm^3 veya lt
w	gaz akış hızı, m/s
We	boyutsuz parametre, –
x	yanmış yakıt oranı, –

Yunan harfleri (Greek Symbols)

ε	sıkıştırma oranı, –
λ	hava fazlalık katsayısı, –
μ	dinamik viskozite, Pa·s
ρ	yoğunluk, kg/m^3
ρ_a	havanın yoğunluğu, kg/m^3
ρ_y	yakıtın yoğunluğu, kg/m^3
σ_f	yakıt yüzey gerilimi, N/m
ξ_b	hava kullanım oranı, –

Kısaltmalar (Abbreviations)

BD	biyodizel yakıtı
BD20	%20 biyodizel ve %80 dizel içeren yakıt karışımı
BD40	%40 biyodizel ve %60 dizel içeren yakıt karışımı
BD60	%60 biyodizel ve %40 dizel içeren yakıt karışımı
CN	setan sayısı
CR	common rail (ortak hat)
CO_2	karbondioksit
D	dizel yakıtı
NO_x	azot oksit emisyonu
PM	particulate matter (partikül madde–is)
SYME	soya yağı metil esteri

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- İkılıç C., Çılgın E., Aydın H., Terebinth oil for biodiesel production and its diesel engine application, J. Energy Inst., 88, 292-303, 2015.
- Demirbaş A., Biodiesel fuels from vegetable oils via catalytic and non-catalytic supercritical alcohol transesterifications and other methods: a survey, Energy Convers. Manage., 44, 2093-2109, 2003.
- Enweremadu C.C., Rutto H.L., Combustion, emission and engine performance characteristics of used cooking oil biodiesel—a review, Renewable Sustainable Energy Rev., 14, 2863-2873, 2010.
- Şahin Z., Experimental investigation of the effects of using gasoline diesel fuel blends on combustion, engine performance parameters and NO_x emission in a turbocharged pre-chamber diesel engine, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 30 (3), 329-338, 2015.
- Çelikten I., Koca A., Arslan M.A., Comparison of performance and emissions of diesel fuel, rapeseed and soybean oil methyl esters injected at different pressures, Renewable Energy, 35, 814–820, 2010.
- Çelik M., Solmaz H., Yücesu H.S., Examination of the effects of n-heptan addition to cotton methyl ester on the engine performance and combustion characteristics,

- Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 30 (3), 361-369, 2015.
7. Shahabuddin M., Liaquat A.M., Masjuki H.H., Kalam M.A., Mofijur M., Ignition delay, combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with biodiesel, *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 21, 623-632, 2013.
 8. Kumar N., Chauhan S.R., Performance and emission characteristics of biodiesel from different origins: a review, *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 21, 633-658, 2013.
 9. Ranases A.R., Glaser L.K., Price J.M., Duffield J.A., Potential biodiesel markets and their economic effects on the agricultural sector of the United States, *Ind. Crops Prod.*, 9, 151-162, 1999.
 10. Atadashi I.M., Aroua M.K., Abdul Aziz A., High quality biodiesel and its diesel engine application: a review, *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 14, 1999-2008, 2010.
 11. Sekmen Y., Şen S., Biodiesel production from anchovy (*engraulis encrasicolus*) oil and its effect on diesel engine performance and emissions, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (1), 19-27, 2016.
 12. Sezer I., Thermodynamic, performance and emission investigation of a diesel engine running on dimethyl ether and diethyl ether, *Int. J. Therm. Sci.*, 50 (8), 1594-1603, 2011.
 13. Thunyaratchatanon C., Luengnaruemitchai A., Chollacoop N., Yoshimura Y., Catalytic upgrading of soybean oil methyl esters by partial hydrogenation using Pd catalysts, *Fuel*, 163, 8-16, 2016.
 14. Aksoy L., Alternatif enerji kaynağı olarak biyodizel ve üretim prosesleri, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2 (3), 45-52, 2010.
 15. Mofijur M., Atabani A.E., Masjuki H.H., Kalam M.A., Masum B.M., A study on the effects of promising edible and non-edible biodiesel feedstocks on engine performance and emissions production: a comparative evaluation, *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 23, 391-404, 2013.
 16. <http://energy.power.bmstu.ru/e02/diesel/d11eng.htm>. Yayın tarihi Mayıs 29, 2004. Erişim tarihi Mayıs 11, 2013.
 17. Kuleshov A.S., Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range, *SAE Trans.*, 2005-01-2119, 2005.
 18. Kuleshov A.S., Use of multi-zone DI diesel spray combustion model for simulation and optimization of performance and emissions of engines with multiple injections, *SAE Trans.*, 2006-01-1385, 2006.
 19. Woschni G., A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, *SAE Trans.*, 670931, 1967.
 20. Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1988.
 21. Al-Dawody M.F., Effect of soybean oil biofuel blending on the performance and emissions of diesel engine using Diesel-RK software, *International Journal of Engineering Science and Technology*, 3 (6), 4539-4555, 2011.
 22. Alkidas A.C., Relationship between smoke measurements and particulate measurements, *SAE Trans.*, 840412, 1984.
 23. Muntean G.G., A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust, *SAE Trans.*, 1999-01-0515, 1999.
 24. Magno A., Mancaruso E., Vaglieco B.M., Analysis of combustion phenomena and pollutant formation in a small compression ignition engine fuelled with blended and pure rapeseed methyl ester, *Energy*, 106, 618-630, 2016.
 25. Jiaqiang E., Liu T., Yang W.M., Li J., Gong J., Deng Y., Effects of fatty acid methyl esters proportion on combustion and emission characteristics of a biodiesel fueled diesel engine, *Energy Convers. Manage.*, 117, 410-419, 2016.
 26. Gokalp B., Buyukkaya E., Soyhan H.S., Performance and emissions of a diesel tractor engine fueled with marine diesel and soybean methyl ester, *Biomass Bioenergy*, 35, 3575-3583, 2011.
 27. Shah A.N., Yun-shan G.E., Chao H., Baluch A.H., Effect of biodiesel on the performance and combustion parameters of a turbocharged compression ignition engine, *Pakistan Journal of Engineering and Applied Sciences*, 4, 34-42, 2009.
 28. Suh H.K., Lee C.S., A review on atomization and exhaust emissions of a biodiesel-fueled compression ignition engine, *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 58, 1601-1620, 2016.
 29. Kuti O.A., Xiangang W.G., Zhang W., Nishida K., Huang Z.H., Characteristics of the ignition and combustion of biodiesel fuel spray injected by a common-rail injection system for a direct-injection diesel engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 224, 1581-1596, 2010.
 30. Ramkumar S., Kirubakaran V., Biodiesel from vegetable oil as alternate fuel for C.I engine and feasibility study of thermal cracking: a critical review, *Energy Convers. Manage.*, 118, 155-169, 2016.
 31. Pireli E., Aktas A., Alternatif yakıt olarak farklı oranlarda biyodizelin tek silindirli bir motorda kullanılmasının ve püskürtme basıncının performansa etkisi, *Türkiye 10. Enerji Kongresi, İstanbul*, 475-485, 27-30 Kasım, 2006.
 32. Sekmen Y., Aktas A., Biyodizel ile çalışan bir dizel motorda yakıt püskürtme basıncının performans ve egzoz emisyonlarına etkisi, *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 11 (2), 32-39, 2008.
 33. Xue J., Grift T.E., Hansen A.C., Effect of biodiesel on engine performances and emissions, *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 15, 1098-1116, 2011.
 34. Bittle J.A., Knight B.M., Jacobs T.J., Interesting behavior of biodiesel ignition delay and combustion duration, *Energy Fuels*, 24 (8), 4166-4177, 2010.
 35. Tesfa B., Mishra R., Gu F., Ball A.D., Combustion Characteristics of CI Engine Running with Biodiesel

- Blends, International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'11), Las Palmas de Gran Canaria (Spain), 747-754, 13-15th April, 2011.
36. Sanjid A., Masjuki H.H., Kalam M.A., Ashrafur Rahman S.M., Abedin M.J., Palash S.M., Production of palm and jatropha based biodiesel and investigation of palm-jatropha combined blend properties, performance, exhaust emission and noise in an unmodified diesel engine, *J. Cleaner Prod.*, 65, 295-303, 2014.
 37. Jaroonjitsathian S., Sae-ong P., Siangsanorh S., Akarapanjavit N., Boonchukosol K., An Analysis of Biodiesel Combustion on Diesel Technologies, 7th International Conference on Automotive Engineering (ICAE-7), Bangkok, Thailand, 1-11, March 28-April 1, 2011.
 38. Agudelo J., Gutiérrez E., Benjumea P., Experimental combustion analysis of a HSDI diesel engine fuelled with palm oil biodiesel-diesel fuel blends, *Dyna*, 76 (159), 103-113, 2009.
 39. Lapuerta M., Armas O., Rodríguez-Fernandez J., Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 34, 198-223, 2008.
 40. Haşimoglu C., Özsert İ., İçingür Y., Biyodizel yakıtlı düşük ısı kayıplı bir dizel motorunun tam yük egzoz emisyon karakteristikleri, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 6 (3), 11-18, 2009.
 41. Pullen J., Saeed K., Factors affecting biodiesel engine performance and exhaust emissions part I: review, *Energy*, 72, 1-16, 2014.
 42. Sugözü İ., Aksoy F., Baydır Ş.A., Bir dizel motorunda ayçiçeği metil esteri kullanımının motor performans ve emisyonlarına etkisi, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 6 (2), 49-56, 2009.
 43. Rao P.V., Experimental investigations on the influence of properties of jatropha biodiesel on performance, combustion, and emission characteristics of a DI-CI engine, *Engineering and Technology*, 51, 854-867, 2011.
 44. Çelikten İ., Arslan M.A., Investigation of diesel fuel, rape oil and soybean oil methyl esters effects on a direct injection diesel engine performance and emissions, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 23 (4), 829-836, 2008.
 45. Qi D. H., Geng L. M., Chen H., Bian Y.ZH., Liu J., Ren X.CH., Combustion and performance evaluation of a diesel engine fueled with biodiesel produced from soybean crude oil, *Renewable Energy*, 34, 2706-2713, 2009.
 46. Qi D. H., Chen H., Geng L. M., Bian Y.ZH., Experimental studies on the combustion characteristics and performance of a direct injection engine fueled with biodiesel/diesel blends, *Energy Convers. Manage.*, 51, 2985-2992, 2010.