

BUJİ-ATEŞLEMELİ MOTORLAR İÇİN ALTERNATİF YAKITLARIN TEORİK DEĞERLENDİRİLMESİ VE PRATİK KULLANILABİLİRLİĞİ

Hakan BAYRAKTAR,
Orhan DURGUN *

Sunulan çalışmada; buji-ateşlemeli bir otomobil motorunda benzin, etanol ve LPG kullanılması durumunda, çeşitli çalışma koşullarındaki motor performans parametrelerinin teorik incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla, motor çevrimini, sözü edilen yakıtlar için hesaplayan sanki-boyutlu bir termodinamik çevrim modeli geliştirilmiştir. Çevrim modelinde yanma işlemi, bir türbülanslı alev yayılması matematik modeliyle hesaplanmıştır. Bu model kullanılarak; benzin, etanol ve propandan oluştuğu varsayılan LPG yakıtları için çeşitli motor çalışma koşullarında sayısal uygulamalar gerçekleştirilmiştir. Hesaplanan motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları çeşitli diyagramlarla karşılaştırılmıştır. Farklı devir sayıları ve ekivalans oranlarında yapılan karşılaştırmalar sonucu, motor performansı ve eksoz emisyonları açısından buji-ateşlemeli motorlar için en uygun yakıtın etanol (etilalkol) olduğu teorik olarak belirlenmiştir.

Anahtar sözcükler : Alternatif yakıtlar, etanol, sıvılaştırılmış petrol gazı, buji-ateşlemeli motor çevrimlerinin modellenmesi, buji-ateşlemeli motorlarda yanma modellenmesi

In the presented study, theoretical investigation of the performance parameters of an automobile spark-ignition (SI) engine in the cases of using gasoline, ethanol and LPG at various operating conditions was aimed. For this purpose, a quasi-dimensional thermodynamic SI engine cycle model which can calculate engine cycle for each of mentioned fuels has been developed. In this model, a turbulent flame propagation mathematical model was used to calculate the combustion process. Numerical applications have been performed for gasoline, ethanol and LPG (which was assumed to be consisting of only propane) at various engine operating conditions by using the presented cycle model. Computed engine performance parameters and exhaust emissions were compared as various diagrams. It was concluded from the comparisons performed at different engine speeds and fuel-air equivalence ratios that the most relevant fuel for spark-ignition engines could be ethanol (ethyl alcohol) from the engine performance and exhaust emissions points of view.

Keywords : Alternative fuels, ethanol, liquefied petroleum gas, spark-ignition engine cycle modeling, spark-ignition engine combustion modeling

* K.T.Ü. Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı
Mühendisliği Bölümü
Makina Mühendisi

GİRİŞ

Buji-ateşlemeli motorların bir günlük yakıt tüketimleri yaklaşık olarak dünya petrol üretiminin üçte birine denk gelmektedir [1]. Sınırlı olan petrol kaynaklarının yakın gelecekte bu gereksinimi karşılayamayacağı tahmin edilmektedir. Ayrıca motorlar, şehirlerdeki hava kirliliğinin de en önemli kaynağıdır. Bu nedenlerle, taşıt motorlarının verimlerinin yükseltilmesi, motorlardan yayılan kirlitici eksoz emisyonlarının azaltılması ve motorlar için uygun özelliklere sahip üretimi petrole dayalı olmayan alternatif motor yakıtlarının bulunması, motorlarla ilgili araştırmaların başlıca konularını oluşturmaktadır.

Buji-ateşlemeli motorlarda kullanılabilecek alternatif yakıtlar: sentetik yakıtlar, alkoller ve gaz yakıtlar olarak sınıflandırılmaktadır [1, 2, 3]. Çeşitli alternatif yakıtların buji-ateşlemeli motorlarda kullanılması ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır [1, 4, 5, 6, 7]. Bunların büyük çoğunluğu deneysel çalışmalar olup, sadece bir alternatif yakıt için gerçekleştirilmiştir. Bu nedenlerle, literatürde verilen sonuçlar genellikle; belirli bir motor için ve sınırlı sayıdaki çalışma koşulunda elde edilmiştir. Farklı alternatif yakıtların motorlarda yaratacağı etkileri gerçekçi bir şekilde karşılaştırmak için; benzer özelliklerdeki motorlarda çeşitli çalışma koşullarında her yakıt için motor çevrimini ve motor performansını incelemek gerekir. Bu türde bir çalışmanın teorik olarak gerçekleştirilmesinin, daha hızlı ve daha ekonomik olacağı açıktır. Bu nedenle sunulan çalışmada; buji-ateşlemeli motorlar için alternatif yakıt olarak önerilen etanol ve LPG nin (sıvılaştırılmış petrol gazı) bir buji-ateşlemeli motorda kullanılmasının yaratacağı olası etkilerin teorik olarak belirlenmesi amaçlanmaktadır.

Sunulan çalışmada önce buji-ateşlemeli motorlarda kullanılmaya uygun alternatif yakıtların genel özellikleri verilmektedir. İkinci olarak benzin, etanol ve propandan oluştuğu varsayılan LPG yakıtları için motor çevrimini ve motor performansını hesaplamak amacıyla geliştirilen matematik çevrim modeli kısaca tanıtılmaktadır. Daha sonra buji-ateşlemeli bir otomobil motorunda, çeşitli çalışma koşullarında her bir yakıt için elde edilen sonuçlar çeşitli diyagramlarla karşılaştırılmaktadır.

Bu makele 3-4 Ekim 2003 tarihlerinde Kayseri’de düzenlenen “Yeni ve Yenilebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu ve Sergisi”nde bildiri olarak sunulmuştur.

ALTERNATİF YAKITLAR

İçten yanmalı motorlarda kullanılacak yakıtların; ucuz ve bol miktarlarda üretilmesi, ısı değerlerinin yüksek olması, kolayca depolanabilmesi ve taşınabilmesi, yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmaya olanak vermesi ve düşük düzeylerde eksoz emisyonu oluşturması istenir [1, 3, 8]. Bu özellikleri sağlayan başlıca alternatif yakıtlar genel olarak: yapay benzin, alkoller ve gaz yakıtlar olarak sınıflandırılmaktadır [1, 2, 3, 7, 8]. Sözü edilen yakıtların motor yakıtı olarak kullanılması durumunda, alışlagelmiş motor yakıtlarına göre çeşitli üstünlüklerin yanı sıra bazı olumsuzlukların da ortaya çıkacağı araştırmacılar tarafından belirtilmektedir [1, 2, 3, 4, 7, 8]. Aşağıda, alternatif yakıtların genel özellikleri özetlenmektedir.

Yapay benzin genellikle; karbonmonoksit ve hidrojenden çeşitli hidrokarbonlar sentez edilerek üretilmektedir. Bu yöntemde hammadde olarak kömür ve doğal gaz kullanılmaktadır. Bu yolla çok iyi kalitede benzin üretilmesine karşın üretim maliyeti çok yüksek olmaktadır [2].

Alkoller, otomobilin icat edildiği yıllardan beri motorlarda kullanılmaktadır [8]. Metanol, etanol, tersiyer bütül alkol, metil tersiyer bütül eter ve izopropanol gibi alkoller; ya motor yakıtı olarak ya da çeşitli amaçlarla motor yakıtlarına katılarak kullanılmaktadır [2, 8]. Tersiyer bütül alkol ve metil tersiyer bütül eter oktan sayısını yükseltmek, izopropanol ise karbüratör buzlanmasını ve benzin-alkol karışımlarındaki faz ayrışması sorununu önlemek için benzine düşük oranlarda katılmaktadır [1, 6, 7, 8]. Alkollerden sadece etanol ve metanol petrol esaslı olmayan hammaddelerden güncel teknolojiyle pratik olarak üretilmektedir. Metanol yüksek gücün istendiği ve yakıt ekonomisinin önemsenmediği özel olarak tasarlanmış yarış otomobili motorlarında yaygın olarak kullanılmaktadır [1-4]. Taşıt motorlarında bazı düzenlemeler yapılarak metanol kullanılması durumunda motor veriminin % 40'a kadar çıkabileceği

belirtilmektedir [4]. Ancak metanol; üretimi kömür ve su buharının ısı işlemine dayandığından tam bir alternatif yakıt değildir. Etanol yüksek oktan sayısına sahiptir ve tarımsal ürünler gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilmektedir [1-9]. Etanol, bu özellikleri nedeniyle buji-ateşlemeli motorlar için uygun bir yakıttır ve motorlarda tek başına ya da benzine belirli oranlarda katılarak kullanılmaktadır [1]. % 20 oranına kadar etanol içeren benzin-etanol karışımlarının, motor üzerinde hiçbir değişiklik yapılmadan kullanılacağı belirtilmektedir [1, 5, 10].

Buji-ateşlemeli motorlarda kullanılacak başlıca gaz yakıtlar: metan, hidrojen, sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) ve sıvılaştırılmış petrol gazıdır (LPG) [1, 2, 3, 9, 10]. Oktan sayılarının çok yüksek olması, soğukta çalışmaya uygun olmaları ve düşük düzeylerde kirletici egzoz emisyonları vermeleri gaz yakıtların olumlu özellikleridir [9, 10]. Buna karşın gaz yakıtlar volumetrik verimi düşürdüğü için motor gücünün de düşmesine neden olmaktadır. Diğer taraftan, belirli bir hacim başına gerekli ısı değeri sağlamak için gaz yakıtları yüksek basınç altında sıkıştırarak depolamak gerekir [1, 2, 9, 10]. Son iki özellik alkollerin olumsuz yönleridir. Buji-ateşlemeli motorlar için en ilgi çekici gaz yakıt hidrojenidir. Hidrojen çok yüksek ısı değere, çok yüksek alev hızına ve iyi tutuşma özelliğine sahiptir. Hidrojenin üretimi pahalı ve depolanması zor olduğu için motorlarda güncel kullanımı yaygınlaşmamıştır[2].

Son yıllarda Türkiye'de ve bazı Avrupa ülkelerinde, özellikle ticari otomobillerde LPG yaygın olarak kullanılmaktadır. LPG ham petrolün damıtılması sırasında üretilmektedir ve propan, bütan ve az miktarda propilen içermektedir [1, 2, 3, 7, 9, 10]. LPG, motor performansını olumsuz yönde etkilemesine karşın, düşük düzeylerde egzoz emisyonu oluşturması ve ucuz olması gibi nedenlerle tercih edilmektedir [9, 10].

Sunulan çalışmada; yukarıda sözü edilen alternatif yakıtlardan etanol ve LPG nin motor performansı ve egzoz emisyonları üzerinde oluşturacağı olası

etkilerin teorik incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla; benzin, etanol ve LPG (burada propandan oluştuğu varsayılmıştır) yakıtlarının bir buji-ateşlemeli motorda kullanılması durumunda motor çevrimini hesaplamak için bir termodinamik çevrim modeli geliştirilmiştir. Yanma işlemi; anlık alev geometrisi göz önüne alınarak hesaplandığından, sunulan çevrim modeli "sanki-boyutlu" olarak adlandırılmaktadır. Matematik çevrim modeli gelecek bölümlerde ayrıntılı olarak tanıtılacaktır.

MATEMATİK ÇEVİRİM MODELİ

Sunulan çalışmada, bir buji-ateşlemeli motorun çevrimi; benzin, etanol ve LPG yakıtları için bir termodinamik çevrim modeli kullanılarak hesaplanmıştır. Matematik modelin temel denklemleri; Termodinamiğin Birinci Kanununu silindir dolgusuna uygulayarak elde edilmiştir. Bir ideal gaz karışımı olarak göz önüne alınan silindir dolgusunun, herhangi bir θ krank açısındaki basınç ve sıcaklığı için

$$P_i = \left(\frac{B}{A}\right)_i \left[\left(\frac{r}{m}\right)_i \left(1 - \frac{h_i}{B_i}\right) - \left(\frac{V}{V}\right)_i \right] + \frac{1}{(Bm)_i} (-Q_{wi} + r_i h_u) \quad (1)$$

$$P_i = 10^{-5} \left(\frac{\rho}{\partial p / \partial p}\right)_i \left[-\left(\frac{V}{V}\right)_i - \left(\frac{\partial p / \partial T}{\rho}\right)_i P_i + \left(\frac{r}{m}\right)_i \right] \quad (2)$$

şeklinde birinci-dereceden bir adi-diferansiyel denklem sistemi elde edilmiştir. Söz konusu diferansiyel denklem takımının çıkarılışına ilişkin ayrıntılı bilgi Bayraktar [1] da verilmektedir. Burada; taze karışım için $i = u$ ve yanmış gaz karışımı için $i = b$ dir. A ve B katsayıları yanmış ve yanmamış karışım için

$$A_u = c_{pu} + \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_u}{\left(\frac{\partial p}{\partial p}\right)_u} \frac{1}{\rho_u}$$

$$A_b = c_{pb} + \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_b}{\left(\frac{\partial p}{\partial p}\right)_b} \left[\frac{1}{\rho_b} - 10^{-5} \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_b \right]$$

$$B_u = \frac{1}{\left(\frac{\partial p}{\partial p}\right)_u}$$

$$B_b = \frac{1}{\left(\frac{\partial p}{\partial p}\right)_b} \left[1 - 10^{-5} \left(\rho \frac{\partial h}{\partial p}\right)_b \right]$$

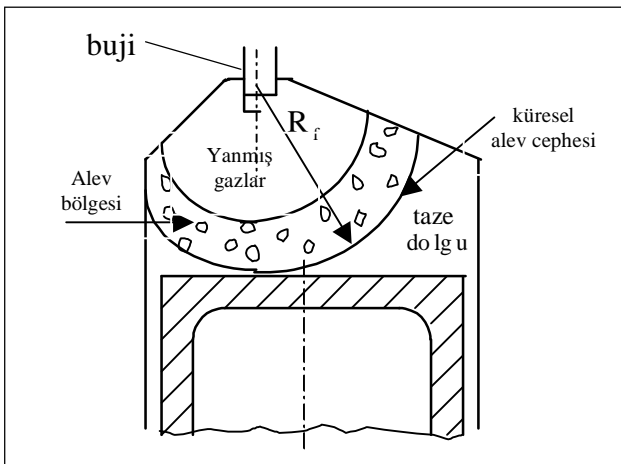
şeklindedir. (1) ve (2) denklemlerinde; (\cdot) krank açısına göre türevi, Q_w silindir duvarlarına transfer edilen ısıyı, V hacmi, r yoğunluğu, m kütleyi, h entalpiyi ve c_p sabit basınçtaki özgül ısıyı göstermektedir. (1) ve (2) denklemleri, her strok için uygun varsayımlar altında çözülmüştür.

Çevrim boyunca silindir içindeki kütlenin değişmediği ve basıncın silindir içinde homojen olduğu varsayılmaktadır. Silindir dolgusunun: emme ve sıkıştırma işlemlerinde; reaktif olmayan yakıt-hava-artık gaz karışımından, yanma işleminde; küresel bir alev cephesi ile ayrılan yanmış ve yanmamış gaz karışımlarından (Şekil 1) ve genişleme işleminde ise yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin kimyasal dengedeki reaktif karışımından oluştuğu varsayılmıştır. Emme sonu özellikleri, Durgun [11] tarafından geliştirilen yaklaşık bir yöntemle hesaplanmıştır. Sunulan çalışmada propan için; Bayraktar ve Durgun [10] tarafından gaz yakıtlar için geliştirilmiş ve aşağıda (3) eşitliği ile verilen, volumetrik verim bağıntısı kullanılmıştır.

$$\eta_v = \Phi_{ed} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r} \frac{1}{[1 + \phi / H_{min}]} \quad (3)$$

Burada: F_{ed} ek doldurma katsayısı, e sıkıştırma oranı, f yakıt/hava ekivalans oranı, g_r artık gazlar katsayısı, p_o ve T_o ortam basınç ve sıcaklığı, T_r eksoz sıcaklığı ve H_{min} teorik (stoikiometrik) yakıt/hava oranıdır.

Bilindiği gibi ateşleme işlemi, sıkıştırmanın sonlarına doğru üst ölü noktadan bir q_s ateşleme avansı kadar önce gerçekleştirilir. Burada yanma işleminin başlangıcındaki yanmış gazların ilk sıcaklığı adyabatik alev sıcaklığı olarak hesaplanmıştır. Yanma işlemi süresince; silindir dolgununun, Şekil 1'deki gibi yaklaşık olarak küresel şekilli bir alev cephesi ile ayrılan yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinden oluştuğu varsayılmıştır. Bu durumda (1) ve (2) denklemleri her bir bölge için ayrı ayrı düzenlenerek çözülmüştür. Yanma işlemi; anlık alev geometrisi göz önüne alınarak hesaplandığından, sunulan matematik model, "sanki-boyutlu" olarak adlandırılmıştır. Yanmış gazların anlık toplam kütlesi ise, ilk olarak Blizard ve Keck [12] tarafından geliştirilen ve daha sonra Keck [13] ve Beratta ve arkadaşları [14] tarafından yeniden düzenlenen bir türbülanslı alev yayılması matematik modeli kullanılarak hesaplanmıştır. Matematik yanma modelinde; türbülanslı girdapların alev cephesinin içine bir $U_e=U_t+S_1$ çekilme hızında çekildiği ve bir t_b karakteristik yanma süresi içinde yandığı varsayılmaktadır.



Şekil 1. Yanma İşlemi Sırasında Yanma Odasının Şematik Gösterimi

Yanma modelinin temel denklemleri

$$\dot{m}_e = \rho_u A_f (U_t + S_1) \quad (4)$$

$$\dot{m}_b = \rho_u A_f S_1 + \frac{(m_e - m_b)}{\tau_b} \quad (5)$$

şeklinde. Burada; A_f alev cephesinin yüzey alanı, m_e alev cephesinin içine çekilen anlık toplam kütle, U_t karakteristik türbülans hızı ve $t_b = l/S_1$ karakteristik reaksiyon zamanıdır.

A_f alev cephesi yüzey alanı; alevin kapladığı hacme (V_f)ye denk gelen serbest alev yüzey alanıdır. Bir başka deyişle; yanmış ve yanmamış gaz bölgelerini ayıran küresel yüzeydir. Alev cephesinin arkasında kalan bölgenin; yanmış ve yanmakta olan taze gazlardan oluştuğu varsayılarak (Şekil 1), herhangi bir q krank açısındaki $V_f(q)$ alev hacmi

$$V_f(\theta) = V_b(\theta) + \frac{[m_e(\theta) - m_b(\theta)]}{\rho_u} \quad (6)$$

şeklinde hesaplanabilir. V_f alev hacmine karşı gelen A_f alev yüzey alanı; çeşitli alev yarıçapları için hesaplanan V_f ve A_f değerlerinden interpolasyonla bulunabilir.

S_1 laminar alev hızı genellikle; motor yakıtlarının sabit hacimli yanma odalarında, motor çalışma koşullarına benzer koşullarda yakılması yoluyla deneysel olarak belirlenmektedir [13, 14]. Sunulan çalışmada laminar alev hızı; Gülder [16] tarafından benzin, etanol ve propan için verilen ampirik bağıntılardan yararlanarak hesaplanmıştır. $S_{1o}(f)$: T_o referans sıcaklığında ve p_o referans basıncındaki yanma hızı olmak üzere, herhangi bir sıcaklık ve basınçtaki laminar alev hızı için Gülder [16] tarafından aşağıdaki bağıntılar verilmektedir:

$$S_{1o}(\phi) = ZW\phi^n \exp[-\xi(\phi - 1.075)^2] \quad (7)$$

$$S_1(\phi, T, p) = S_{1o}(\phi) \left[\frac{T_u}{T_o} \right]^a \left[\frac{p}{p_o} \right]^b (1 - f\psi) \quad (8)$$

Benzin, propan ve etanol için; a , b , Z , W , h , x katsayılarının değerleri Tablo 1'de verilmektedir.

Tablo 1. Laminer Alev Hızı Katsayıları [16]

$P_o=1 \text{ bar}$ $T_o=300 \text{ K}$	Z	W, m/s	η	ξ	α	β $\phi < 1$	β $\phi \geq 1$
C_8H_{18}	1	0.4658	-0.326	4.48	1.56	-0.22	-0.22
C_3H_8	1	0.4460	0.120	4.95	1.77	-0.20	-0.20
C_2H_5OH	1	0.4650	0.250	6.34	1.75	$-0.17/\sqrt{\phi}$	$-0.17/\sqrt{\phi}$

U_t ve l_t karakteristik büyüklükleri, Keck [13] tarafından verilen ampirik bağıntılarla hesaplanmıştır. Böylece yanma işlemi sırasında; (1) ve (2) denklemlerinin yanı sıra, yanmış kütle için verilen (4) ve (5) diferansiyel denklemlerinin de çözülmesi gerekir.

Tutuşma gecikmesi süresince yanmanın, laminar olarak gerçekleştiği ($U_t = 0$) ve l_t boyutundaki bir girdabın yanma süresi kadar sürdüğü varsayılmıştır. Alevin, tutuşma gecikmesinden sonra U_t hızında ilerlediği varsayılmıştır. Yanma odasının tümü alevle kaplandıktan sonra yani son yanma fazında; yanmış kütle, Keck [13] tarafından verilen aşağıdaki üstel bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\frac{i_{bF}}{i_b} = e^{-(\theta - \theta_F)/\tau_b} \quad (9)$$

Burada; F ile alev yayılması işleminin sonlandığı andaki özellikler gösterilmektedir. Yanma hesabı; emme işlemi sonunda silindir içinde bulunan taze dolgunun tamamı yanana kadar sürdürülmüştür. Diğer bir deyişle, m_b yanmış gaz kütlesi silindir içindeki toplam gaz kütlesine eşit olunca yanma hesabı tamamlanmış ve genişleme işlemi başlatılmıştır.

Genişleme işlemi süresince (1) ve (2) denklemleri; silindir dolgununun sadece, kimyasal dengedeki yanma ürünlerinden oluştuğu ($i=b$) varsayılarak düzenlenmiştir. Genişleme işleminden sonra egzoz gazlarının basınç ve sıcaklığı, gazların genişleme sonu özelliklerine bağlı olarak, Bayraktar [1] tarafından verilen ampirik bağıntıyla hesaplanmıştır.

Basınç ve sıcaklık için (yanma işleminde ek olarak

yanmış kütle için) yukarıda verilen temel denklemler; 1° lik krank açısı adımları seçilerek, Euler-Predictor-Corrector yöntemi ile sayısal olarak integre edilmiş ve çevrim süresince silindir dolgununun anlık termodinamik durumu belirlenmiştir. Çevrim sonunda WC toplam çevrim işi; her krank açısı adımında hesaplanan anlık basınç ve hacimler kullanılarak,

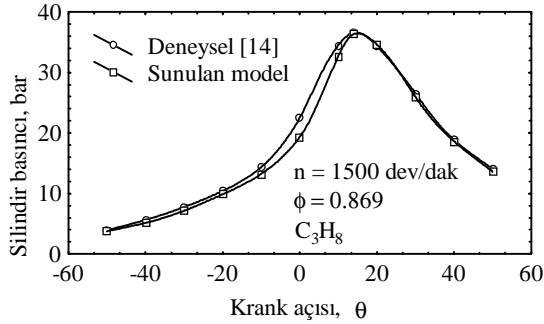
$$W_c = \oint p dV \quad (10)$$

şeklinde hesaplanmış ve WC ye bağlı olarak da; ortalama indike basınç (p_{mi}), ortalama efektif basınç (p_{me}), efektif güç (N_e), efektif verim (η_e) ve özgül yakıt tüketimi (b_e) gibi motor performans parametreleri hesaplanmıştır.

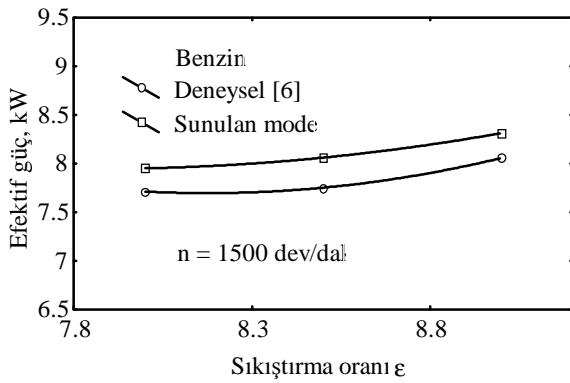
SAYISAL UYGULAMALAR

Yukarıda tanıtilen matematik çevrim modeli, bir buji-ateşlemeli motorun çevrimini ve performans parametrelerini; benzin (C_7H_{17}), etanol (C_2H_5OH) ve propan (C_3H_8) için hesaplayabilecek şekilde düzenlenmiştir. Sunulan çevrim modeli için bir bilgisayar programı oluşturulmuş ve bu bilgisayar programı ile aşağıdaki sayısal uygulamalar gerçekleştirilmiştir. İlk olarak; geliştirilen matematik çevrim modelinin güvenilirlik düzeyini belirlemek için, hesaplanan değerler ile literatürde verilen deneysel sonuçlar karşılaştırılmaktadır. Şekil 2’de propan için Abraham ve arkadaşları [15] tarafından verilen deneysel silindir basıncı değerleri ile aynı motor için sunulan yöntem ile hesaplanan silindir basınçları karşılaştırılmaktadır. Görüldüğü gibi

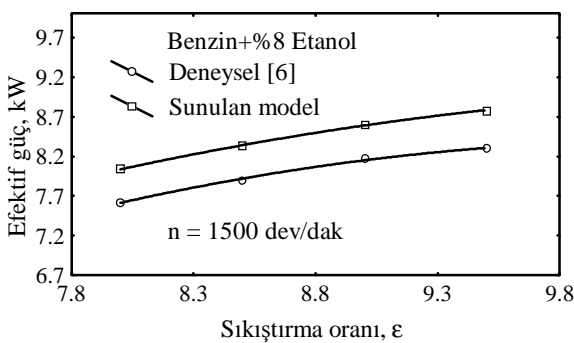
hesaplanan silindir basınçları ile deneysel basınçlar arasında kabul edilebilir bir yakınlık vardır. Şekil 3'te Bayraktar [6] tarafından, benzin için verilen deneysel efektif güçler ile sunulan çalışmada hesaplanan



Şekil 2. Deneysel ve Teorik Efektif Güçlerin Karşılaştırılması



Şekil 3. Deneysel ve Teorik Efektif Güçlerin Karşılaştırılması

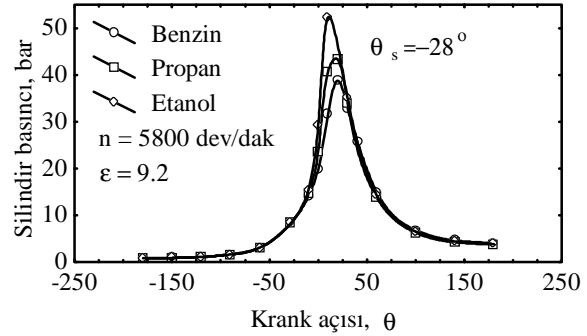


Şekil 4. Deneysel ve Teorik Efektif Güçlerin Karşılaştırılması

efektif güç değerleri karşılaştırılmaktadır.

Şekil 4'de ise Bayraktar [6] tarafından, benzin + %8 etanol karışımı için verilmiş deneysel efektif güçlerle, sunulan matematik yöntem ile hesaplanan efektif güçler

karşılaştırılmaktadır. Şekillerden de görüldüğü gibi geliştirilen matematik çevrim modeli; benzin, etanol ve propan yakıtları ile çalışan buji-ateşlemeli motorların çevrimini ve performans özelliklerini gerçekçi bir



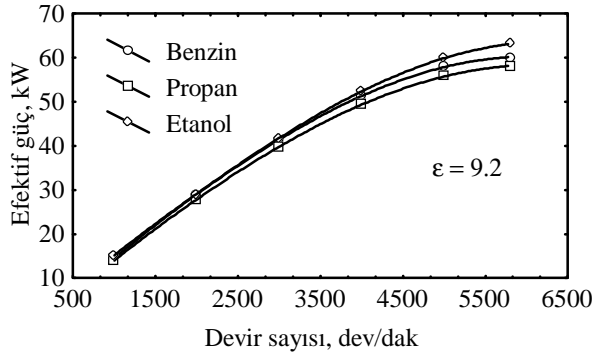
Şekil 5. Teorik Silindir Basınçlarının Karşılaştırılması

biçimde hesaplayabilmektedir.

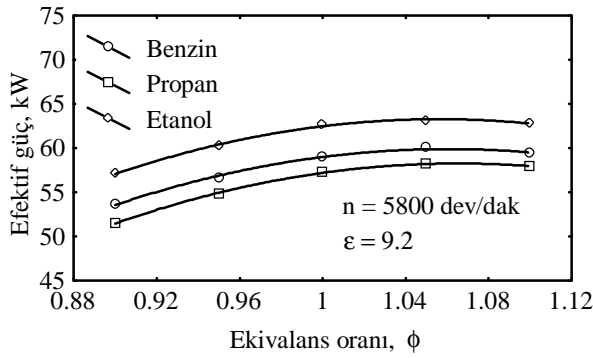
Sayısal uygulamaların ikinci aşamasında, buji-ateşlemeli bir taşıt motorunda çeşitli çalışma koşullarında; benzin, etanol ve propan için motor performans parametreleri ve egzoz gazı emisyonları hesaplanmıştır. Teorik hesaplar; silindir çapı $D = 86.4$ mm, strok uzunluğu $H = 67.4$ mm, sıkıştırma oranı $\epsilon = 9.2$ ve nominal devir sayısı $n_N = 5800$ dev/dak olan bir buji-ateşlemeli otomobil motoru için gerçekleştirilmiştir. Bu motorun ateşleme avansı (q_s): devir sayısı ile lineer biçimde değiştiği varsayılarak, -12 ile -28° krank açısı değerleri arasında seçilmiştir.

İçten yanmalı motor çevrimleri en genel biçimde silindir basıncının değişimiyle karakterize edilir. Bu nedenle burada ilk olarak; her bir yakıt için çevrim süresince hesaplanan silindir basınçlarının krank açısına göre değişimleri Şekil 5'te karşılaştırılmaktadır. Şekilden de görüldüğü gibi en yüksek silindir basınçları etanol ile elde edilmiştir. Bu durum; etanolün yüksek yanma hızlarına sahip olmasının bir sonucudur.

Motor performans parametreleriyle ilgili teorik sonuçlar, aşağıda Şekil 6-11'de verilmiştir. Benzin, propan ve etanol yakıtları için hesaplanan efektif



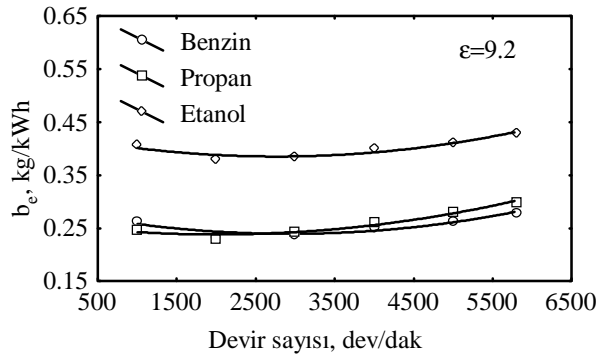
Şekil 6. Çeşitli Devir Sayılarında Hesaplanan Efektif Güçlerin Karşılaştırılması



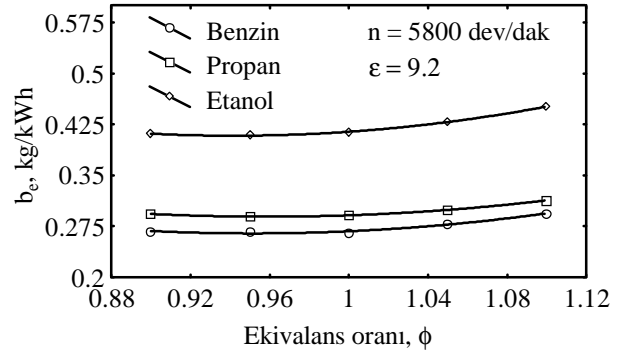
Şekil 7. Çeşitli Ekvilans Oranlarında Hesaplanan Efektif Güçlerin Karşılaştırılması

güçler, Şekil 6 ve Şekil 7'de karşılaştırılmıştır.

Şekillerden de görüldüğü gibi; değişik devir sayılarında ve ekivalans oranlarında en yüksek efektif güç değerleri etanol ile elde edilmiştir. Bu durum; etanolün yüksek yanma hızları nedeniyle silindir basınçlarının yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. En düşük güçlerin propan ile elde edilmesinin nedeni ise;



Şekil 8. Çeşitli Devir Sayılarındaki Özgül Yakıt Tüketimi Değerlerinin Karşılaştırılması

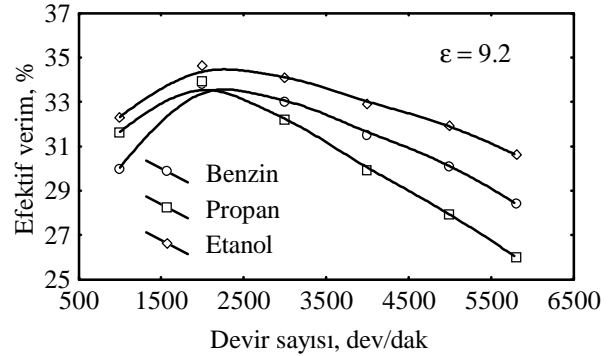


Şekil 9. Çeşitli Ekvilans Oranlarındaki Özgül Yakıt Tüketimi Değerlerinin Karşılaştırılması

propanın motorun volumetrik verimini düşürmesinin bir sonucudur.

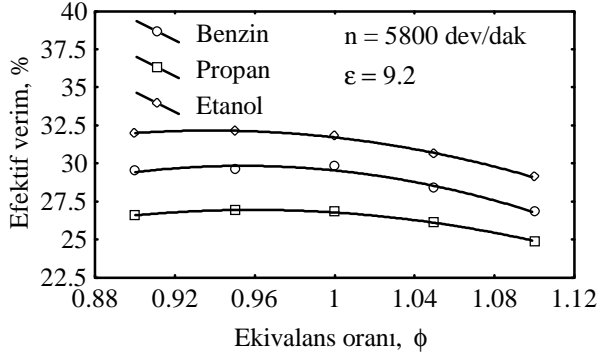
Değişik devir sayılarında ve ekivalans oranlarında hesaplanan b_e özgül yakıt tüketimi değerleri, yukarıda Şekil 8 ve 9 da karşılaştırılmıştır. Etanol ve propanın, motorun özgül yakıt tüketimini önemli düzeylerde arttırdığı görülmektedir. Etanolün alt ısıl değerinin benzine göre çok düşük olması, motorun özgül yakıt tüketiminin çok yüksek olmasına neden olmaktadır. Propanın alt ısıl değeri benzininkine yakın olmasına karşın, volumetrik verimin düşük olması nedeniyle güç düşmüş ve bunun sonucu olarak da özgül yakıt tüketimi artmıştır.

Çeşitli motor çalışma koşullarında benzin, propan ve etanol yakıtları için hesaplanan efektif verimler aşağıda Şekil 10 ve 11'de karşılaştırılmaktadır. Etanol ile elde edilen efektif güçlerin yüksek olması ve etanolün düşük alt ısıl değeri nedeniyle, çeşitli devir sayılarında



Şekil 10. Çeşitli Devir Sayılarında Hesaplanan Efektif Verimlerin Karşılaştırılması

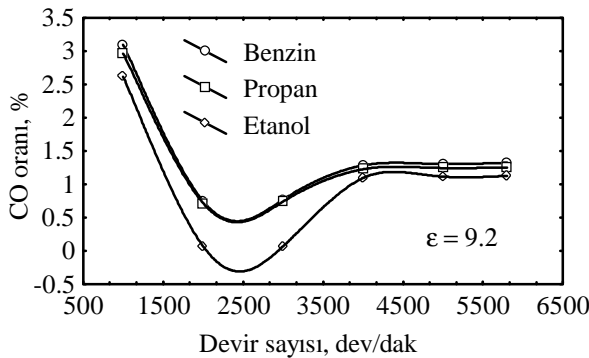
ve değişik ekivalans oranlarında etanol için elde edilen verimler diğer yakıtlara göre daha yüksek olmuştur. Propanın yüksek ısı değerine karşın, propan ile çalışan



Şekil 11. Çeşitli Ekivalans Oranlarında Hesaplanan Efektif Verimlerin Karşılaştırılması

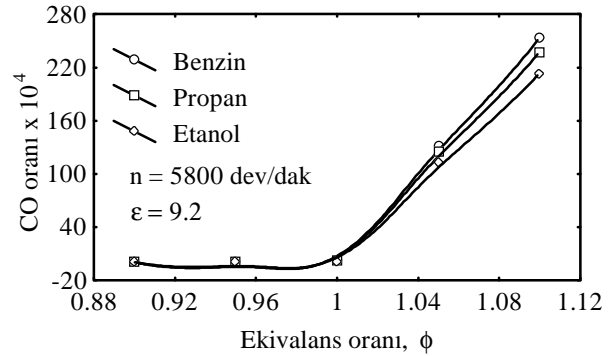
motorun volumetrik veriminin düşük olması, propan için hesaplanan efektif verimlerin diğer iki yakıtta göre daha düşük olmasına neden olmaktadır.

Sayısal uygulamaların son aşamasında; çeşitli motor çalışma koşullarında benzin, propan ve etanol için hesaplanan zararlı egzoz emisyonları karşılaştırılmıştır. Çeşitli devir sayılarında ve ekivalans oranlarında benzin, propan ve etanol için hesaplanan karbonmonoksit (CO) ve azot oksit (NO) emisyonları aşağıda Şekil 12-15'de verilmiştir. İlgili şekillerden de açıkça görüldüğü gibi, bütün çalışma koşullarında en düşük CO ve NO mol oranları etanol ile elde edilmiştir. CO oranlarının düşük olması, etanolün molekül yapısında propan ve benzine oranla daha az sayıda karbon

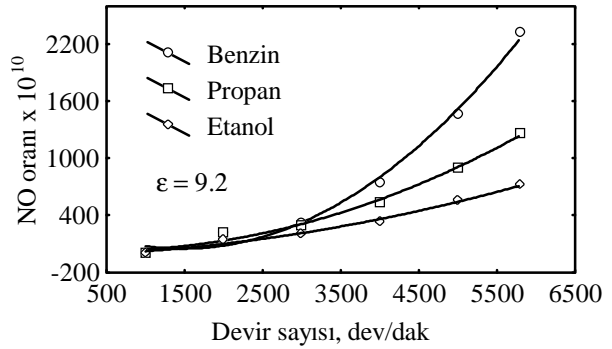


Şekil 12. Çeşitli Devir Sayılarında Hesaplanan CO Mol Oranlarının Karşılaştırılması

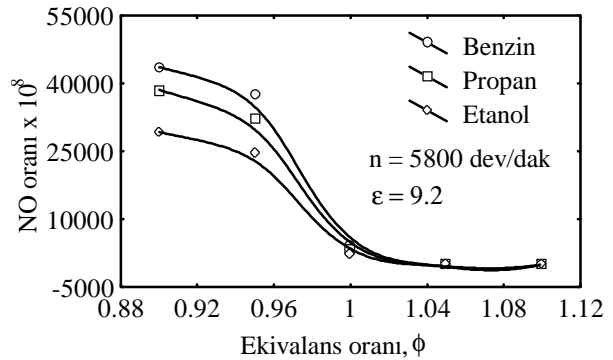
(C) atomu bulunmasının bir sonucu olduğu söylenebilir. Ayrıca, etanolün emilen taze dolgu üzerinde soğutucu



Şekil 13. Çeşitli Ekivalans Oranlarında Hesaplanan CO Mol Oranlarının Karşılaştırılması



Şekil 14. Çeşitli Devir Sayılarında Hesaplanan NO Mol Oranlarının Karşılaştırılması



Şekil 15. Çeşitli Ekivalans Oranlarında Hesaplanan NO Mol Oranlarının Karşılaştırılması

etkisi yapması, etanol kullanılan motorda CO ve NO gibi eksik yanma ürünlerinin daha az miktarlarda bulunmasının diğer bir nedenidir.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Sunulan çalışmada; bir buji-ateşlemeli otomobil motorunda, benzin, etanol ve LPG (burada propandan oluştuğu varsayıldı) yakıtlarının kullanılması durumunda motorun performans özelliklerinin teorik incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla, sanki-boyutlu bir termodinamik matematik çevrim modeli geliştirilmiştir. Çevrim modelinde, yanma işlemi, bir türbülanslı alev yayılması matematik modeliyle hesaplanmıştır. Geliştirilen bu çevrim modeli bir bilgisayar programı şeklinde düzenlenmiş ve bir buji-ateşlemeli otomobil motorunun çeşitli çalışma koşullarındaki performansı, sözü edilen yakıtların her biri için hesaplanmıştır. Sayısal uygulamalar, belirtilen yakıtların motorda aynı koşullarda kullanıldığı varsayılarak gerçekleştirilmiştir. Propan motora gaz olarak girdiği için, benzin ve etanoldan ayrı olarak, propan yakıtlı motor için farklı bir volumetrik verim bağıntısı kullanılmıştır.

Sayısal uygulamaların birinci aşamasında; sunulan matematik modelin güvenilirlik düzeyini kontrol etmek için; benzin, etanol ve propan yakıtlı motorlar için literatürde verilen deneysel sonuçlarla, burada hesaplanan teorik sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu tür karşılaştırmalar sonucunda, sunulan matematik modelin belirtilen yakıtlar ile çalışan buji-ateşlemeli motorların çevrimini ve performansını gerçekçi bir biçimde hesaplayabildiği belirlenmiştir.

Sayısal uygulamaların ikinci aşamasında; bir buji-ateşlemeli otomobil motorunda, çeşitli çalışma koşullarında benzin, etanol ve propan kullanılması durumunda motor performans parametreleri ve egzoz emisyonları hesaplanmıştır. Her bir yakıt için hesaplanan performans değerleri çeşitli diyagramlarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalardan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmektedir:

1. En yüksek efektif güçler etanol ile, en düşük efektif güçler ise propan ile elde edilmiştir.
2. Etanol ile çalışan motorun özgül yakıt tüketimi çok yüksek olmaktadır. Bu durumda, etanolün motorlarda yaygın olarak kullanılabilmesi için ucuz yöntemlerle bol miktarlarda üretilmesi gerekir. En düşük özgül yakıt tüketimi benzin ile elde edilmiştir. Propan yakıtlı motorda ise, sanıldığı gibi tersine benzinli motordan

daha yüksek miktarlarda yakıt tüketilmektedir.

3. Efektif verim açısından da benzer sonuçlar elde edilmiştir. En yüksek efektif güç değerleri etanol ile, en düşük efektif güçler ise propan ile elde edilmiştir.
4. Burada, zararlı egzoz emisyonlarından yalnızca karbon monoksit (CO) ve azot oksit (NO) in mol oranlarının değişimleri incelenmiştir. En düşük CO ve NO mol oranlarını etanolün, en yüksek CO ve NO mol oranlarını ise benzinin oluşturduğu belirlenmiştir. Bu nedenle, etanol ve propanın (LPG nin) motorlarda kullanılması durumunda; motorlardan çevreye yayılan kirlenici egzoz emisyonlarında önemli düzeylerde azalmanın olacağı söylenebilir.
5. Etanol püskürtülmesi yöntemi uygulanırsa, etanolün buharlaşması volumetrik verimi artırabilir ve karışım oluşumu süreci etkilenebilir.
6. Sunulan çalışmada sayısal uygulamalar; benzin, etanol ve propanın bir buji-ateşlemeli motorda aynı çalışma koşullarında kullanılması durumunda gerçekleştirilmiştir. Uygulamada ise her bir yakıt için en uygun motor çalışma koşulları seçilebilir. Özellikle etanol ve LPG nin oktan sayılarının benzinden çok yüksek olması, bu yakıtlar için daha yüksek sıkıştırma oranlarının seçilmesine olanak sağlayabilir. Bu durumda etanol ve propan ile çalışan motorların verimleri arttırılabilir ve yakıt tüketimleri iyileştirilebilir. Diğer taraftan, bilindiği gibi etanolün teorik (stoikiometrik) yakıt/hava oranı benzinkinden çok yüksektir. Bu da etanol yakıtlı motorlarda daha düşük ekivalans oranlarının seçilmesine olanak sağlayabilir.
7. Genel olarak özetlenecek olursa: günümüz taşıt motorlarında, hiçbir yapısal değişiklik yapılmaksızın etanol ve LPG kullanılması, sadece egzoz emisyonları açısından önemli bir avantaj oluşturmaktadır. Üretim maliyeti, güç ve verim açılarından değerlendirildiğinde; petrolden üretilen konvansiyonel (alışlagelmiş) benzinin buji-ateşlemeli motorlar için en uygun yakıt olduğu açıktır. Ancak motorlarda sözü edilen yakıtların kullanımı ile ilgili deneysel çalışmalar yapılırsa ve teorik sonuçlarla karşılaştırılırsa daha genel sonuçlar elde edilebilir.

SEMBOLLER

b_e	özgül yakıt tüketimi, kg/kWh
c_p	sabit basınçtaki özgül ısı, J/kgK
h	entalpi, J/kg
H_{min}	teorik (stoikiyometrik) yakıt/hava oranı
l_t	karakteristik uzunluk, m
m	kütle, kg
m_b	yanmış gaz kütlesi, kg
m_u	yanmamış gaz kütlesi, kg
n	devir sayısı, dev/dak
N_e	efektif güç, kW
p	basınç, bar
p_{mi}	ortalama indike basınç, bar
p_{me}	ortalama efektif basınç, bar
Q_w	silindir duvarlarına transfer edilen ısı, W
R_f	alev yarıçapı
S_l	laminer alev hızı, m/s
S_{lo}	standart atmosfer koşullarındaki laminer alev hızı
T	sıcaklık, K
T_r	egzoz sıcaklığı, K
U_t	karakteristik türbülans hızı, m/s
U_e	türbülanslı çekilme hızı, m/s
V	hacim, m ³
V_f	alev hacmi, m ³
W_c	çevrim işi, J
g_r	artık gazlar katsayısı
q	krank açısı, (°)
q_s	ateşleme avansı, (°)
r	yoğunluk, kg/m ³
r_b	yanmış gaz yoğunluğu, kg/m ³
r_u	yanmamış gaz yoğunluğu, kg/m ³
t_b	karakteristik reaksiyon zamanı, s
e	sıkıştırma oranı
f	yakıt/hava ekivalans oranı
F_{ed}	ek doldurma katsayısı
h_e	efektif verim, %
h_v	volumetrik verim, %

KAYNAKÇA

1. **Bayraktar, H.**, Benzin-Etanol Karışımlarının Benzin Motorlarında Yanma ve Motor Çevrimi Üzerindeki Etkilerinin Teorik Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, KTÜ Fen Bil. Enstitüsü, 1997.
2. **Thring, R.H.**, Alternative Fuels for Spark-Ignition Engines, SAE 831685, 1983.
3. **Durgun, O.**, Motorlarda Petrol Yerine Kullanılabilecek Yakıtlar, Mühendis ve Makina, Cilt No:29, Sayı:336, Sh. 24-26, 1988.
4. **Kowalewicz, A.**, Methanol as a Fuel for Spark Ignition Engines: A Review and Analysis, ImechE, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol: 207, pp. 43-52, 1993.
5. **Clancy, J.S.**, Ethanol as Fuel in Small Stationary Spark Ignition Engines for Use in Developing Countries, ImechE, C67/88, pp. 191-194, 1988.
6. **Bayraktar, H.**, Motorlarda Benzin - Etil Alkol - İzopropanol Karışımlarının Kullanılması, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1991.
7. **Durgun, O. and Bayraktar, H.**, Using the Gasoline-Ethanol-Isopropanol Blends in Spark-Ignition Engines, The 2nd International Conference on New Energy Systems & Conversions, pp. 475-486, Istanbul, 31 July-4 August 1995.
8. **Wagner, T.O., Gray, D.S., Zarah, B.Y. and Kozinski, A.A.**, Practicality of Alcohols as Motor Fuel, SAE 790429, 1979.
9. **Bayraktar, H. ve Durgun, O.**, Buji-Ateşlemeli Motorlarda LPG Kullanımının Teorik İncelenmesi, I. Ege Enerji Sempozyumu ve sergisi, Denizli, Mayıs 2003.
10. **Bayraktar, H. ve Durgun, O.**, Buji-Ateşlemeli Motorlarda Gaz Yakıtların Kullanılmasının Yanma ve Motor Performansı Üzerindeki Etkileri, 6. Yanma Sempozyumu, Sh. 273-285, İstanbul, 1998.
11. **Durgun, O.**, Motor Çevrimleri İçin Pratik Bir Yöntem, TMMOB Mühendis ve Makina Dergisi, Sayı: 383, Sh. 18-29, 1991.
12. **Blizard, N.C. and Keck, J.C.**, Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines, SAE 740191, 1974.
13. **Keck, J.C.**, Turbulent Flame Structure and Speed in SI Engines, Nineteenth Symposium on Combustion, The Combustion Institute, pp. 1451-1466, 1982.
14. **Beratta, G.P., Rashidi, M. and Keck, J.C.**, Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark-Ignition Engines, Combustion & Flame, Vol. 52, 217-245, 1983.
15. **Abraham, J., Bracco, F.V. and Retz, R.D.**, Comparison of Computed and Measured Premixed Charge Engine Combustion, Combustion & Flame, Vol. 60, 309-321, 1985.
16. **Gülder, Ö.L.**, Correlations of Laminar Combustion Data for Alternative S. I. Engine Fuels, pp. 1-23, SAE 841000, 1984.