



Simulation and performance analysis of a spark ignition engine using gasoline and LPG as fuel

Emre Arabacı*

Department of Motor Vehicles and Transportation Technologies, Burdur Mehmet Akif Ersoy University, Bucak-Burdur, 15300, Turkey

Highlights:

- Finite time thermodynamics method for different fuels
- Quasi-realistic simulation of spark ignition engines
- Engine performance change in gasoline and LPG use

Keywords:

- LPG-gasoline comparison
- Performance analysis
- Spark ignition engine
- Engine simulation
- Otto cycle

Article Info:

Research Article
Received: 08.05.2019
Accepted: 20.09.2020

DOI:

10.17341/gazimmfd.561583

Correspondence:

Author: Emre Arabacı
e-mail: earabaci@mehmetakif.edu.tr
phone: +90 546 274 6595

Graphical/Tabular Abstract

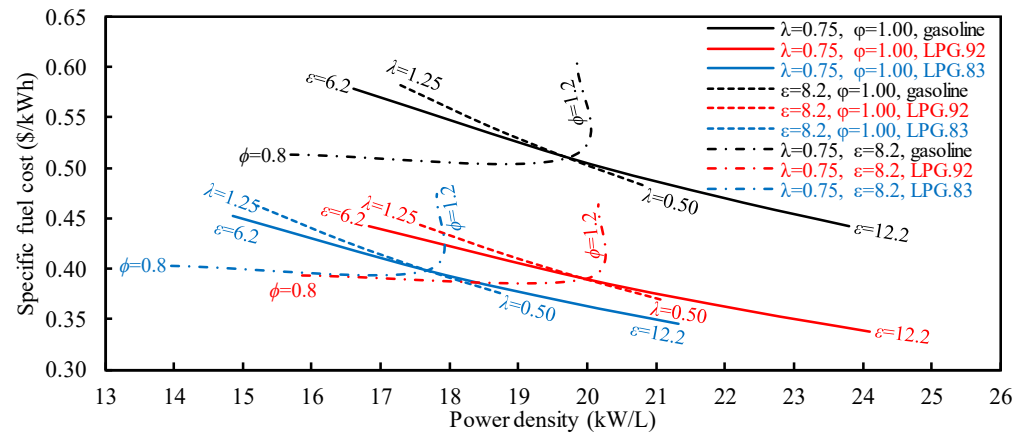


Figure A. Variation of specific fuel cost and power density depending on compression ratio (ϵ), stroke/bore ratio (λ) and equivalence ratio (ϕ)

Purpose: In this study, it is aimed to investigate the change in thermal efficiency, power density, specific fuel consumption, and specific fuel cost depending on the compression ratio, stroke/bore ratio, and equivalence ratio for an engine working with both gasoline and LPG. For this purpose, a detailed simulation model is presented to examine these design parameters.

Theory and Methods:

For the simulation model, finite-time thermodynamics method is used. It is assumed that the working fluid is air+fuel+residual gases and that the specific temperatures vary depending on the temperature. In the simulation, heat transfer, combustion, and irreversibilities are taken into consideration. The volumetric efficiency reduction in the use of LPG in the engine is taken into account. Detailed calculations are made for both gasoline and LPG by using the dimensions of a general-purpose gasoline engine as a reference and by varying the compression ratio, stroke/bore ratio and equivalence ratio.

Results:

In the case where the volumetric efficiency for the same compression ratio, equivalence ratio, and stroke/bore ratio is 0.92, the power density of LPG is higher than that of gasoline. However, assuming that the volumetric efficiency of LPG decreased by 10%, the power density decreased by 12%. As LPG has a fuel advantage compared to gasoline, it has been seen that although the specific fuel consumption of LPG in the same conditions is higher than that of gasoline, the specific fuel cost is lower than that of gasoline.

Conclusion:

As a result of this study, if the spark-ignition engine is operated with LPG or gasoline, a comprehensive simulation model has been developed in which performance analysis can be performed depending on compression ratio, equivalence ratio, and stroke/bore ratio. Thanks to the dimensionless or specific output parameters obtained using the simulation model, engines with different characteristics can be compared. The results are particularly interesting for engine designers.



Yakıt olarak benzin ve LPG kullanılan buji ateşlemeli bir motorun simülasyonu ve performans analizi

Emre Arabacı*^{ID}

Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, Bucak Emin Gülmez Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Motorlu Taşıtlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü, 15300, Bucak-Burdur, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Farklı yakıtlar için sonlu zaman termodinamiği metodu
- Buji ateşlemeli motorların sanki-gerçekçi simülasyonu
- Benzin ve LPG kullanımında motor performansı değişimi

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi
Geliş: 08.05.2019
Kabul: 20.09.2020

DOI:

10.17341/gazimmfd.561583

Anahtar Kelimeler:

LPG-benzin karşılaştırması,
performans analizi,
buji ateşlemeli motor,
motor simülasyonu,
Otto çevrimi

ÖZET

Bu çalışmada sonlu zaman termodinamiği metodu kullanılarak Otto çevrimli motorlar için simülasyon modeli oluşturulmuştur. Modelde, tersinmezliklerin, ısı, yanma ve sürtünme kayıplarının olduğu, özgül ısılardan sıcaklığa bağlı değiştiği, çevrim başlangıç sıcaklığının artık gaz sıcaklığına bağlı olarak değiştiği, çalışma maddesinin yakıt-hava-artık gaz karışımından oluştuğu kabul edilmiştir. Sıkıştırma oranı, eşdeğerlik oranı ve strok/çap oranının motor performansına etkisi incelenmiştir. Performans analizi için ısı verim, özgül yakıt tüketimi, özgül yakıt maliyeti ve güç yoğunluğu kullanılmıştır. Motor ısı balansı için performans kaybı faktörleri kullanılmıştır. Modelde, tek silindireli buji ateşlemeli bir motorun özellikleri referans olarak kullanılmıştır. Yapılan sayısal çalışma neticesinde, LPG kullanımında hacimsel verimin %10 azaldığı kabul edildiğinde güç yoğunluğunun %12 azaldığı görülmüştür. LPG'nin özgül yakıt tüketimi benzine göre yüksek olmasına rağmen LPG/benzin fiyat oranı nedeniyle LPG'nin özgül yakıt maliyeti benzine göre oldukça düşük olmaktadır. Sıkıştırma oranının artmasıyla ve strok/çap oranının azalmasıyla birlikte performans kayıpları azalmaktadır. Ayrıca eşdeğerlik oranı 1'den büyük olduğunda performans kayıpları artmaktadır. LPG'nin performans düşüklüğü özellikle hacimsel verimin artırılması veya sıkıştırma oranının artırılmasıyla bertaraf edilebileceği görülmektedir. LPG/benzin fiyat oranı 0,54 olduğunda LPG ile çalışan motorun benzin ile çalışmasına kıyasla %24 daha ekonomik olduğu belirlenmiştir. LPG/benzin fiyat oranı 0,67 olduğunda ise LPG'nin ekonomik avantajının olmadığı görülmüştür. Bu çalışmada motor tasarımcıları için önemli sonuçlar elde edilmiştir.

Simulation and performance analysis of a spark ignition engine using gasoline and LPG as fuel

H I G H L I G H T S

- Finite time thermodynamics method for different fuels
- Quasi-realistic simulation of spark ignition engines
- Engine performance change in gasoline and LPG use

Article Info

Research Article
Received: 08.05.2019
Accepted: 20.09.2020

DOI:

10.17341/gazimmfd.561583

Keywords:

LPG-gasoline comparison,
performance analysis,
spark ignition engine,
engine simulation,
Otto-cycle

ABSTRACT

In this study, using the finite-time thermodynamics method, a simulation model has been created for Otto-cycle engines. In the model, it has been assumed that there are irreversibilities, heat, combustion, and friction losses, and also that the specific heat changes depending on the temperature, the cycle initial temperature changes depending on the residual gas temperature, and the working fluid is composed of the fuel-air-residual gas mixture. The effects of compression ratio, equivalence ratio, and stroke/bore ratio on engine performance were examined. Thermal efficiency, specific fuel consumption, specific fuel cost, and power density are used for performance analysis. Performance loss factors were used for engine heat balance. The characteristics of a single-cylinder spark-ignition engine have been used as a reference in the model. As a result of the numerical study, it was observed that when the volumetric efficiency decreased by 10% in LPG use, the power density decreased by 12%. Although the specific fuel consumption of LPG is higher than gasoline, the specific fuel cost of LPG is considerably lower than gasoline due to the LPG/gasoline price ratio. The loss of performance decrease as the compression ratio increases and the stroke/bore ratio decreases. Also, performance losses increase when the equivalence ratio is greater than 1. It is seen that LPG performance can be eliminated by increasing the volumetric efficiency or increasing the compression ratio. When the LPG/gasoline price ratio is 0.54, it is determined that the engine running on LPG is 24% more economical compared to working with gasoline. When the LPG/gasoline price ratio is 0.67, it has been observed that LPG has no economic advantage. Significant results have been obtained especially for engine designers.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: earabaci@mehmetakif.edu.tr / Tel: +90 546 274 6595

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Buji ateşlemeli motorlar otomobillerde, küçük tarım makinelerinde ve düşük kapasiteli jeneratörlerde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır ve bu motorlarda benzinin yanı sıra sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) kullanımı sıklıkla tercih edilmektedir. Özellikle petrol fiyatlarındaki artış nedeniyle, gelişmekte olan ülkelerdeki otomobillerde benzin yerine LPG kullanımı tercih edilmektedir. 2018 Türkiye İstatistik Kurumu (TUIK) verilerine göre Türkiye’de yaklaşık 12 milyon otomobil bulunmakta ve bu otomobillerin %24,9’u benzin, %36,8’i dizel ve %37,9’u ise LPG yakıtlı olarak tescil edilmiş durumdadır [1]. Buji ateşlemeli motorlar (benzin-LPG, benzin-etanol ve yalnızca LPG gibi istisnaları olmakla birlikte) genel olarak yalnızca benzin ile çalışacak şekilde üretilmektedir. Benzin ile çalışan bu motorlar, dönüşüm kitleri sayesinde sıvı veya buhar fazındaki LPG ile çalışacak hale getirilmektedir. Özellikle buhar fazında LPG kullanılan motorlarda hacimsel verimin düşmesi nedeniyle performans kayıpları yaşanmaktadır [2]. Benzin gibi sıvı yakıtlar gizli buharlaşma ısısı nedeniyle buharlaşma esnasında ortamda soğutma etkisi oluşturmakta ve bu nedenle motora giren yakıt hava karışımının yoğunluğu artmakta ve dolayısıyla hacimsel verim de artmaktadır. LPG gibi ortam sıcaklığında buhar fazında olan yakıtlar, soğutma etkisinin yanında düşük yoğunluklarından dolayı sıvı yakıtta göre daha fazla hacim kaplamaktadırlar ve sonuçta hacimsel verimde azalmaya neden olmaktadır [2, 3]. Bu dezavantaj sıvı LPG sistemleri ile büyük ölçüde bertaraf edilebilmektedir. Günümüzde LPG dönüşümü sonrasında motorun hem benzin hem de LPG ile çalışabilmesi sağlanmaktadır. Bu nedenle LPG dönüşümü esnasında motorun yapısal ve/veya yazılımsal karakteristik özelliklerinin değiştirilmesi genellikle tercih edilmez. Bunun yerine LPG sisteminin benzin sisteminden bağımsız olarak yönetilmesi tercih edilmektedir.

Literatürde yakıt olarak LPG kullanımının motor performansına etkilerinin incelendiği birçok deneysel ve teorik çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalarda, LPG kullanım oranı [2, 4], hacimsel verim [5], strok oranı [3], sıkıştırma oranı [3, 6], supap sistemi karakteristiği [7], eşdeğerlik oranı [8], motor hızı [9] gibi parametrelerin motor performansına olan etkileri incelenmiştir. Motor performans testlerinde belirli bir parametrenin etkisi detaylı olarak incelenebilmektedir. Bununla birlikte motorlar, günümüzde çeşitli bilgisayar programları yardımıyla detaylı olarak modellenmektedir [10-12]. Bunlar çoğu zaman gerçeğe çok yakın modellerdir olmasına rağmen, çeşitli tasarım parametrelerinin motor performansını üzerindeki etkilerinin belirlenebilmesi için oldukça kullanışsız ve karmaşıktır. Bu karmaşık modeller yerine klasik termodinamikte yer alan teorik çevrimler için modern termodinamiğin bir konusu olan sonlu zaman termodinamiği metodunun kullanımı son yıllarda özellikle tasarım parametrelerinin motor performansına olan etkilerinin incelenmesinde sıklıkla tercih edilmektedir [13, 14]. Sonlu zaman termodinamiği metodu günümüzdeki gerçek motor çevrimlerinin teorik çevrimler

üzerinde ısı transferi, tersinmezlikler, sürtünme, yanma, gibi kayıpların da dikkate alındığı sanki-gerçekçi modellerinin oluşturulmasında etkili olarak kullanılmaktadır [14, 15]. Sonlu zaman termodinamiği metodu ile strok uzunluğu [16-18], strok/çap oranı [19], sürtünme kaybı [17, 20], sıkıştırma oranı [17, 21, 22], artık gaz oranı [22, 23], yanma verimi [24] gibi birçok tasarım parametresinin motor performansına etkileri detaylı bir şekilde incelenebilmektedir. Klasik termodinamikteki teorik çevrimlerde çalışma maddesinin hava olduğu kabul edilmektedir. Sonlu zaman termodinamiği metodunda ise çalışma maddesi yalnızca hava [25, 26] olabileceği gibi, hava-yakıt karışımı [27, 28] veya hava-yakıt-artık gaz karışımı [29] olarak da tanımlanabilmektedir. Çevrim çalışma maddesinin özgül ısısı klasik termodinamikte sabit olarak kabul edilirken, sonlu zaman termodinamiği metodunda ise çalışma maddesinin özgül ısısı sabit [23, 29] veya sıcaklığa bağlı lineer [24, 25] veya polinom [30] olarak değişken olabilmektedir.

Literatürde yapılan çalışmalarda çevrim kayıplarının da dikkate alındığı bir model oluşturulup, motor tasarım veya parametresinin etkilerinin incelenmesi ve optimizasyonu sonlu zaman termodinamiği metodu kullanılarak yapılmaktadır. Ayrıca literatürdeki bu çalışmalarda oluşturulan modeller yakıt türünden bağımsızdır. Motorlarda farklı yakıtların kullanımının motor performansına olan etkisinin sonlu zaman termodinamiği metodu kullanılarak modellenmesi çok yaygın bir kullanım olmamakla birlikte, bu tür çalışmalara uygun olmayacağı yönünde herhangi bir bilgi de bulunmamaktadır. Bu çalışmada literatürden farklı olarak hem benzin hem de LPG ile çalışan bir motorda sıkıştırma oranı, strok/çap oranı ve eşdeğerlik oranı değişiminin motor performansına olan etkisinin incelenebilmesi için sonlu zaman termodinamiği metodunun kullanıldığı bir simülasyon modeli detaylı olarak sunulmuş ve tek silindirdirli buji ateşlemeli bir motorun teknik özellikleri ve boyutları referans alınarak, oluşturulan simülasyon modeli sayesinde kapsamlı bir sayısal çalışma yapılmış ve her iki yakıt (benzin ve LPG) için elde edilen sanki-gerçekçi sonuçlar kullanılarak karşılaştırma grafikleri elde edilmiştir. Buradaki temel amaç, aynı çalışma şartları için kullanılan iki farklı yakıtın performans etkisinin teorik olarak incelenmesi ve avantajlı çalışma koşullarının belirlenmesidir. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak özgül ısının sıcaklığa bağlı logaritmik bir fonksiyona göre değiştiği kabul edilmiştir. Bununla birlikte simülasyon çalışmasında LPG’nin hacimsel verime etkisi de hesaplamalara dahil edilmiştir.

2. TEORİK MODEL (THEORETICAL MODEL)

2.1. Simülasyon Koşulları (Simulation Conditions)

Bu çalışmada sonlu zaman termodinamiği metodu kullanılarak referans olarak seçilen buji ateşlemeli bir motorun performans parametrelerinin incelenebilmesi için Otto çevriminin kullanıldığı kapsamlı bir simülasyon modeli

oluşturulmuştur. Bu model sayesinde aynı şartlar için benzin ve LPG kullanımının motor performans parametrelerine etkilerinin karşılaştırmalı olarak incelenebilmesi amaçlanmıştır. Tablo 1’de simülasyonda kullanılan giriş ve çıkış parametreleri sunulmuştur.

Simülasyon için günümüzde jeneratörlerden tarım makinelerine kadar çok yaygın olarak kullanılan, genel amaçlı bir motorun yapısal özellikleri referans olarak tercih edilmiştir. Benzinli, hava soğutmalı, doğal emişli, tek silindirli, dört zamanlı olan bu motorun yapısal özellikleri Tablo 2’de sunulmuştur [31]. Simülasyonda kullanılan çevresel ve tasarımsal diğer parametreler ise Tablo 3’teki gibidir.

Tablo 2. Referans motorun bazı özellikleri [31]
(Some specifications of the reference engine)

Özellik	Birim	Değer
Strok/Çap (λ)	mm/mm	0,75
Sıkıştırma oranı (ϵ)	-	8,2:1
Strok hacmi (v_d)	L	0,27
Özgül yakıt tüketimi (b_e)	g/kWh	308,72
Maksimum güç (3600 min ⁻¹)	kW	6,70

Tablo 3’te benzin için η_{vol} değeri 0,92 olarak kabul edilmiştir ve LPG için 0,92 ve 0,83 ($\approx 0,92 \times 0,9$) değerleri kullanılmıştır. Bu çalışmada hem benzin hem de LPG’nin yakıt olarak kullanımında belirli tasarım parametrelerinin motor performansı üzerindeki etkilerinin incelenebilmesi amaçlanmıştır. Bunun için Tablo 4’te gösterilen parametreler simülasyon için değişken giriş parametresi olarak belirlenmiştir.

2.2. Sıcaklığa Bağlı Değişken Özgül Isı Modeli
(Temperature-dependent Variable Specific Heat Model)

Klasik termodinamikte, Otto çevrimi için çalışma akışkanı, ideal hava olarak kabul edilmektedir [35]. Bununla birlikte bu ideal havanın özgül ısısının sıcaklığa bağlı olarak değişmediği (sabit kaldığı) kabul edilmektedir. Sonlu zaman termodinamiği metodunda çalışma akışkanının özgül ısısı sabit kabul edilebildiği gibi sıcaklığa bağlı değişken olarak

lineer veya polinom bir fonksiyonla ifade edilebilmektedir [24, 25, 30]. Literatürdeki özgül ısının sıcaklığa bağlı değişken olduğu çalışmalara bakıldığında yaygın olarak çalışma akışkanının ideal hava olarak kullanıldığı görülmektedir [25, 26]. Bununla birlikte çalışma akışkanının hava-yakıt veya hava-yakıt-artık gaz olduğu çalışmalarda ise özgül ısılar genellikle sabit olarak kabul edilmektedir. Bu çalışmada ise çalışma akışkanının hava-yakıt-artık gaz karışımı ve özgül ısının ise Eş. 1’deki gibi logaritmik bir fonksiyona göre sıcaklığa bağlı değişken olduğu kabul edilmiştir. Özgül ısılar için kullanılan bu logaritmik fonksiyon, lineer fonksiyona göre doğruluğunun daha yüksek ve polinom fonksiyonuna göre kullanımının daha basit olması nedeniyle tercih edilmiştir.

Tablo 3. Çevresel, tasarımsal ve ekonomik kabuller [16, 22, 29-39] (Enviromental, design and, economic assumptions)

Özellik	Birim	Değer
Motor hızı (N)	min ⁻¹	3600
Ortam basıncı (P_0)	kPa	100
Ortam sıcaklığı (T_0)	K	300
Silindir duvar sıcaklığı (T_w)	K	360
Sürtünme katsayısı (μ)	Ns/m	12,9
Motor hacimsel verimi (η_{vol})	%	92 ve 83
İzentropik verimler (η_c ve η_e)	%	95
Benzin fiyat (95 oktan) (τ_f)	\$/L	1,25
LPG fiyat (mix LPG) (τ_f)	\$/L	0,67
Benzin özgül kütlesi (ρ_f)	g/L	830
LPG özgül kütlesi (ρ_f)	g/L	560
Benzin alt ısı değeri (H_u)	kJ/kg	44430
LPG alt ısı değeri (H_u)	kJ/kg	45660
Benzin için stokiyometrik hava/yakıt oranı (x_{AFS})	-	15,053
LPG için stokiyometrik hava/yakıt oranı (x_{AFS})	-	15,438
Artık gaz kesri (ψ)	%	10

$$c_{vi} = a_i + b_i \ln T \tag{1}$$

$$c_{pi} = c_{vi} + R_i = (a_i + R_i) + b_i \ln T \tag{2}$$

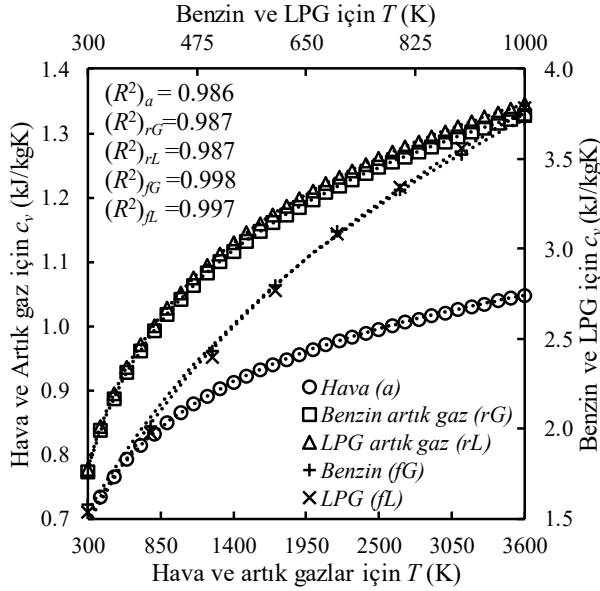
Tablo 1. Simülasyonda kullanılan giriş ve çıkış parametreleri (Input and output parameters used in simulation)

Giriş Parametreleri		Çıkış Parametreleri	
Sabit	Değişken	Hesaplanan	Karşılaştırma
Strok hacmi (v_d)	Yakıt türü	Sürtünme kaybı (P_μ)	Güç yoğunluğu (d_{P_e})
Ortam koşulları (P_0, T_0)	(Benzin-LPG)	Kritik nokta sıcaklıkları (T_i)	Özgül yakıt maliyeti (c_e)
Sürtünme katsayısı (μ)	Artık gaz kesri (ψ)	Yakıt tüketimi (\dot{m}_{fi})	Isıl verim (η_{th})
Yakıt fiyatları (τ_{fi})	Sıkıştırma oranı (ϵ)	Yanma verimi (η_{com})	Özgül yakıt tüketimi (b_e)
Hacimsel verim (η_{vol})	Eşdeğerlik oranı (ϕ)	Isı transferi katsayısı (h_{ht})	
Motor hızı (N)	Strok-çap oranı (λ)	Isı transferi kaybı (\dot{Q}_{ht})	
Gaz sabitleri (R_i)		Sisteme giren ısı (\dot{Q}_{in})	
Yakıt alt ısı değeri (H_u)		Sistemden çıkan ısı (\dot{Q}_{out})	
Silindir duvar sıcaklığı (T_w)		Efektif güç (P_e)	
Özgül ısı katsayıları (a_i ve b_i)			
İzentropik verimler (η_c ve η_e)			

Tablo 4. Değişken giriş parametreleri (Variable input parameters)

Özellik	Birim	Değer aralığı
Strok-çap oranı (λ)	-	0,5→1,25
Sıkıştırma oranı (ε)	-	6,2→12,2
Eşdeğerlik oranı (ϕ)	-	0,8→1,2

Buradaki a_i ve b_i katsayılarının belirlenmesi için çalışma akışkanını oluşturan hava, yakıt ve artık gaz için termodinamik tablolardan [13, 34-36, 40] sabit hacimdeki özgül ısıların sıcaklığa bağlı değişimlerinin grafikleri Şekil 1'deki gibi elde edilmiş ve Eş 1'deki fonksiyona uygun olarak logaritmik eğilim çizgileri oluşturulmuştur. Havanın 0,21 O_2 + 0,79 N_2 , benzin yakıtının C_8H_{18} , LPG yakıtının $C_{3,7}H_{9,4}$ (%70 bütan (C_4H_{10}) ve %30 propan (C_3H_8)), artık gazın ise stokiyometrik olarak yakılmış yakıtın tam yanma ürünlerinden ($CO_2 + H_2O + N_2$ karışımı) oluştuğu varsayılmıştır.


Şekil 1. Çalışma akışkanları için sabit hacimdeki özgül ısıların sıcaklığa bağlı değişimi (Temperature-dependent variation of specific heats at constant volume for working fluids)

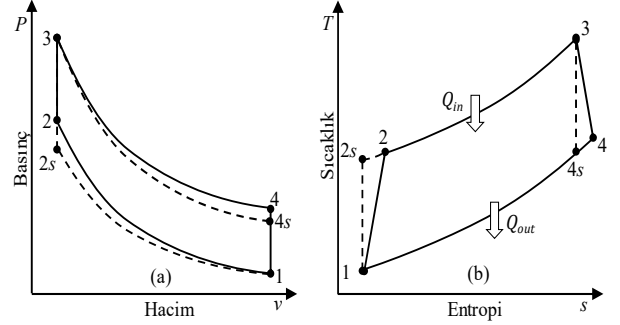
Şekil 1'de elde edilen logaritmik eğrilerin, termodinamik tablolardan elde edilen verilerle çok çok büyük benzerlik gösterdiği ($R^2 \approx 1$) görülmektedir. Buna göre çalışma akışkanları için Eş. 1'de kullanılacak olan a_i ve b_i katsayıları Tablo 5'teki gibi olmaktadır.

Tablo 5. Özgül ısılar için katsayılar (Coefficients for the specific heats)

i	Akışkan	a_i	b_i	R_i
fG	Benzin	-8,7859	1,8106	0,0729
fL	LPG	-9,3157	1,8925	0,1570
rG	Artık gaz, benzin	-0,5006	0,2234	0,3066
rL	Artık gaz, LPG	-0,5240	0,2283	0,3090
a	Hava	-0,1183	0,1424	0,2891

2.3. Sonlu Zaman Termodinamiği (Finite Time Thermodynamics)

Şekil 2'de Otto çevrimi için Pv ve Ts diyagramları görülmektedir. Buradaki "s" indisi tersinir çevrimdeki tersinir süreçler için kullanılmaktadır. 1-2-3-4 noktaları ise sonlu zaman termodinamiği metodunda kullanılan tersinmez Otto çevriminin ifade etmektedir.


Şekil 2. Otto çevriminin (a) Pv ve (b) Ts diyagramları [30] ((a) Pv and (b) Ts diagrams of the Otto cycle)

Çalışma akışkanının hava, yakıt ve artık gazdan oluşan bir karışım olarak tanımlanmıştır (Eş. 3) [29]. Artık gaz kesri (ψ) artık gaz kütlelerinin (m_r) toplam karışım kütlelerine (m_{mix}) oranı (Eş. 4) [15, 23, 29] ve eşdeğerlik oranı (ϕ) stokiyometrik hava-yakıt oranının (x_{AFS}) gerçek hava-yakıt oranına (m_a/m_f) oranı (Eş. 5) [41] olarak ifade edilmektedir.

$$m_{mix} = m_f + m_a + m_r = \frac{m_f}{\phi} \left(\frac{\phi + x_{AFS}}{1 - \psi} \right) \quad (3)$$

$$\psi = \frac{m_r}{m_{mix}} \quad (4)$$

$$\phi = \frac{x_{AFS}}{m_a/m_f} \quad (5)$$

Performans hesaplamaları için bir çevrimde kullanılan yakıt kütle m_f temel bir parametredir. Buna göre m_f Eş. 6'daki gibi belirlenebilmektedir [32].

$$m_f = \frac{m_a \phi}{x_{AFS}} = \frac{\phi P_0 v d \eta_{vol}}{x_{AFS} T_0 R a} \quad (6)$$

Sonlu zaman termodinamiği metodunda çevrimin belirli bir sürede tamamlandığı kabul edildiği için çalışma akışkanı zamana bağlı olarak ifade edilebilmektedir. Dört zamanlı motorlarda çevrim için motorun iki tur dönmesi gerekmektedir. Buna göre herhangi bir i çalışma akışkanının (m_i) motor hızına göre (N) zamana bağlı ifadesi (\dot{m}_i) Eş. 7'deki gibi olmaktadır [41, 42].

$$\dot{m}_i = \frac{m_i N}{120} \quad (7)$$

c_{vmix} 'in belirlenebilmesi için gerekli olan a_{mix} ve b_{mix} katsayıları sırasıyla Eş. 8 ve Eş. 9'daki gibi belirlenmektedir. R_{mix} için ise Eş. 10 kullanılmaktadır.

$$a_{mix} = (1 - \psi) \frac{a_f \phi + a_a x_{AFS}}{\phi + x_{AFS}} + \psi a_r \quad (8)$$

$$b_{mix} = (1 - \psi) \frac{b_f \phi + b_a x_{AFS}}{\phi + x_{AFS}} + \psi b_r \quad (9)$$

$$R_{mix} = (1 - \psi) \frac{R_f \phi + R_a x_{AFS}}{\phi + x_{AFS}} + \psi R_r \quad (10)$$

Efektif güç (P_e) Eş. 11'deki gibi ifade edilmektedir [30, 37].

$$P_e = P_i - P_\mu = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} - P_\mu \quad (11)$$

Şekil 2'de gösterilen 2-3 noktaları arasında ısı girişi (\dot{Q}_{in}) gerçekleşmektedir ve Eş. 12'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{mix} \int_{T_2}^{T_3} c_{vmix} dT = \frac{\dot{m}_f}{\phi} \left(\frac{\phi + x_{AFS}}{1 - \psi} \right) b_{mix} \left[(T_3 \ln T_3 - T_2 \ln T_2) - (T_3 - T_2) \left(1 - \frac{a_{mix}}{b_{mix}} \right) \right] \quad (12)$$

Burada T_2 sıkıştırma sonu sıcaklığıdır ve hesaplanabilen bir değerdir. Yalnızca Eş. 11 kullanılarak T_3 ve dolayısıyla \dot{Q}_{in} hesaplanamaz. T_3 'ün hesaplanabilmesi için ya \dot{Q}_{in} ya da T_3/T_2 değerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu nedenle \dot{Q}_{in} Eş. 13'deki gibi yakıt enerjisi ve ısı kaybına bağlı olarak tekrar ifade edilmiştir. Böylelikle Eş. 12 ve Eş. 13 beraber çözümlenerek T_3 belirlenebilmektedir [23, 41].

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_f - \dot{Q}_{ht} \quad (13)$$

Burada birim zamandaki yakıt enerjisi'nin (\dot{Q}_f) belirlenmesi için Eş. 14 kullanılmaktadır [15, 23].

$$\dot{Q}_f = \eta_{com} \dot{m}_f H_u \quad (14)$$

Yanma verimi (η_{com}) ϕ 'nin bir fonksiyonu olarak Eş. 15'teki gibi tanımlanabilir [20, 22, 41].

$$\eta_{com} = -1,44738 + \frac{4,18581}{\phi} - \frac{1,86876}{\phi^2} \quad (15)$$

Silindir duvarından çevreye olan birim zamandaki ısı kaybı (\dot{Q}_{ht}) Newton'un soğutma yasasına göre Eş. 16 ile hesaplanabilir [27, 43, 44].

$$\dot{Q}_{ht} = h_{ht} A_{ht} (T_m - T_w) = h_{ht} A_{ht} \left(\frac{T_2 + T_3}{2} - T_w \right) \quad (16)$$

Isı transferinin gerçekleştiği alan (A_{ht}) silindir iç yüzeyinin alanı olarak kabul edilmiştir ve Eş. 17'deki gibi hesaplanmaktadır [15].

$$A_{ht} = \pi D \left[\frac{\varepsilon L}{\varepsilon - 1} + \frac{D}{2} \right] = \pi \left(\frac{4v_d}{\pi \lambda} \right)^{2/3} \left[\frac{\varepsilon \lambda}{(\varepsilon - 1)} + 0,5 \right] \quad (17)$$

Strok/çap oranı (λ) Eş. 18'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\lambda = \frac{L}{D} = \frac{4v_d}{\pi D^3} \approx 0,8862 \frac{L^{1,5}}{v_d^{0,5}} \quad (18)$$

Isı transferi katsayısı (h_{ht}) için Hohenberg korelasyonu kullanılmıştır ve Eş. 19'daki gibi ifade edilmektedir [45].

$$h_{ht} = 130 \left(\frac{\varepsilon v_d}{\varepsilon - 1} \right)^{-0,06} P_0^{0,8} T_0^{-0,4} (s_p + 1,4)^{0,8} \quad (19)$$

Burada s_p ortalama piston hızıdır ve Eş. 20'deki gibi ifade edilmektedir.

$$s_p = \frac{LN}{30} = \frac{D\lambda N}{30} = \frac{N}{15} \left[\frac{\lambda^2 v_d}{2\pi} \right]^{1/3} \quad (20)$$

Şekil 2'de gösterilen 4-1 noktaları arasında ısı çıkışı (\dot{Q}_{out}) gerçekleşmektedir ve Eş. 21'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{mix} \int_{T_4}^{T_1} c_{vmix} dT = \frac{\dot{m}_f}{\phi} \left(\frac{\phi + x_{AFS}}{1 - \psi} \right) b_{mix} \left[(T_4 \ln T_4 - T_1 \ln T_1) - (T_4 - T_1) \left(1 - \frac{a_{mix}}{b_{mix}} \right) \right] \quad (21)$$

Burada T_4 genişleme sonu sıcaklığıdır ve hesaplanabilen bir değerdir. T_1 ise literatürde genellikle çevre sıcaklığı (T_0) olarak kabul edilmektedir. T_0 sıcaklığında sisteme giren yakıt ve hava T_0 'dan daha yüksek bir T_r ($\approx (T_4 + T_0)/3$) sıcaklığına sahip artık gazla karışmaktadır. Bu çalışmada artık gaz miktarı değişken olduğundan dolayı artık gazın çevrim başlangıç sıcaklığına etkisinin de incelenebilmesi için T_1 'in hesaplanmasında kullanılmak üzere Eş. 22 türetilmiştir [15].

$$T_1 = \frac{\psi R_r T_r + \left(\frac{1 - \psi}{\phi + x_{AFS}} \right) (\phi R_f + x_{AFS} R_a) T_0}{R_{mix}} \quad (22)$$

Sürtünmeden kaynaklanan kayıp güç (P_μ), sürtünme katsayısı ve piston hızının bir fonksiyonudur ve Eş. 23'teki gibi ifade edilmektedir [30, 37].

$$P_\mu = \mu (s_p)^2 \quad (23)$$

1-2s ve 3-4s noktaları arasında gerçekleşen süreçler izentropik sıkıştırma ve genişleme süreçleridir. Herhangi bir i - j noktaları arasında gerçekleşen sıkıştırma ve genişleme süreci genel olarak Eş. 24'teki gibi ifade edilmektedir [13, 14, 35]

$$\int_i^j ds = \int_i^j c_v \frac{dT}{T} + \int_i^j R \frac{dV}{V} \quad (24)$$

İzentropik süreç için entropi değişimi söz konusu olmadığından dolayı Eş. 24'te eşitliğin sol tarafı sıfıra eşittir. Buna göre 1-2s noktaları arasında gerçekleşen izentropik sıkıştırma süreci için Eş. 25 ve Eş. 26 elde edilmektedir.

$$\int_{T_1}^{T_{2s}} \left(\frac{a_{mix} + b_{mix} \ln(T)}{T} \right) dT = -R_{mix} \int_{V_1}^{V_{2s}} \frac{dV}{V} \quad (25)$$

$$\ln \frac{T_{2s}}{T_1} (a_{mix} + b_{mix} \ln(T_{2s} T_1)) = R_{mix} \ln \varepsilon \quad (26)$$

Benzer şekilde Eş. 24, 3-4s noktaları arasında geçen izentropik genişleme süreci için düzenlendiğinde Eş. 27 ve Eş. 28 elde edilmektedir.

$$\int_{T_3}^{T_{4s}} \left(\frac{a_{mix} + b_{mix} \ln(T)}{T} \right) dT = -R_{mix} \int_{V_3}^{V_{4s}} \frac{dV}{V} \quad (27)$$

$$\ln \frac{T_{4s}}{T_3} (a_{mix} + b_{mix} \ln(T_{4s} T_3)) = -R_{mix} \ln \varepsilon \quad (28)$$

T_{2s} ve T_{4s} değerlerinin belirlenebilmesi için Eş. 26 ve Eş. 28 tekrar düzenlenerek Eş. 29 ve Eş. 30 elde edilmiştir.

$$T_{2s} = \exp \left[\frac{-1}{b_{mix}} \left(a_{mix} - \sqrt{b_{mix} \left(\frac{(a_{vmix})^2 + b_{mix} (\ln T_1)^2 + 2a_{mix} \ln T_1 + 2R_{mix} \ln \varepsilon}{2} \right)} \right) \right] \quad (29)$$

$$T_{4s} = \exp \left[\frac{-1}{b_{mix}} \left(a_{mix} - \sqrt{b_{mix} \left(\frac{(a_{vmix})^2 + b_{mix} (\ln T_3)^2 + 2a_{mix} \ln T_3 - 2R_{mix} \ln \varepsilon}{2} \right)} \right) \right] \quad (30)$$

Burada T_{2s} ve T_{4s} sırasıyla izentropik sıkıştırma ve izentropik genişleme şartlarında elde edilen sıcaklıklardır. Bu tür süreçlerde izentropik verim %100 olmaktadır. Süreçlerde tersinmezlikler gerçekleştiğinde izentropik verim %100'den daha düşük olmaktadır. Buna göre tersinmez sıkıştırma ve tersinmez genişleme süreçleri için izentropik verimler sırasıyla Eş. 31 ve Eş. 32'de ifade edilmekte ve bu eşitlikler kullanılarak T_2 ve T_4 değerleri belirlenebilmektedir [23, 25, 30].

$$\eta_c = \frac{W_{1 \rightarrow 2s}}{W_{1 \rightarrow 2}} = \frac{\int_1^{2s} c_{vmix} dT}{\int_1^2 c_{vmix} dT} \cong \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (31)$$

$$\eta_e = \frac{W_{3 \rightarrow 4}}{W_{3 \rightarrow 4s}} = \frac{\int_3^4 c_{vmix} dT}{\int_3^{4s} c_{vmix} dT} \cong \frac{T_4 - T_3}{T_{4s} - T_3} \quad (32)$$

2.4. Performans Analizi Modelleri (Performance Analysis Models)

Detaylı olarak sunulan simülasyon modeli sayesinde Otto çevrimli bir motor sonlu zaman termodinamiği metodu kullanılarak çevrimdeki kritik nokta sıcaklıkları, efektif güç, ısı transferi kaybı, sürtünme kaybı, yakıt enerjisi, giren enerji, çıkan enerji ve yakıt tüketimi gibi çevrim ve motorla ilgili birçok bilgiye ulaşmak mümkün olmaktadır. Performans analizi için ise aşağıdaki alt modeller kullanılmıştır.

2.4.1. Temel performans parametreleri (Basic performance parameters)

Performans karşılaştırması ve optimizasyonunda kullanılmak üzere, bu çalışma için ısı verim (η_{th}), özgül yakıt tüketimi (b_e), güç yoğunluğu (d_{Pe}), ve özgül yakıt

maliyeti (c_e) temel performans parametresi olarak Eş. 33-Eş. 36'daki gibi ifade edilmiştir [34, 36, 41].

$$\eta_{th} = \frac{P_e}{\dot{Q}_f} \quad (33)$$

$$b_e = \frac{(3,6 \times 10^6) \dot{m}_f}{P_e} \quad (34)$$

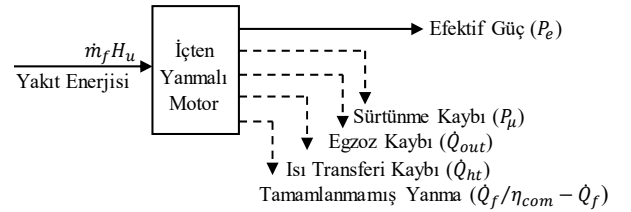
$$d_{Pe} = \frac{P_e}{v_t} = \frac{P_e (\varepsilon - 1)}{\varepsilon v_d} \quad (35)$$

$$c_e = \frac{b_e \cdot \tau_{fi}}{\rho_f} \quad (36)$$

Burada d_{Pe} ve η_{th} 'nin yüksek, b_e ve c_e 'nin ise düşük olması istenmektedir.

2.4.2. Isı balansı modeli (Heat balance model)

İçten yanmalı motorlarda yakıt enerjisinin efektif güce dönüşmesi sürecindeki kayıpların detaylı olarak incelenmesi için kullanılmaktadır (Şekil 3).



Şekil 3. İçten yanmalı bir motor için ısı balansı
(Heat balance for an internal combustion engine)

Yakıt enerjisinin efektif güce dönüşmeyen kısmı, performans kaybı olarak ifade edilmektedir. Oluşturulan simülasyon modeline göre performans kayıpları sürtünme (F_μ), egzoz (F_{ex}), ısı transferi (F_{ht}) ve tamamlanmamış yanma (F_{inc}) performans kaybı faktörlerinden meydana gelmektedir. Bu performans kaybı faktörleri Eş. 37-Eş. 40'daki gibi ifade edilmektedir [17, 41].

$$F_{ex} = \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}_f H_u} = \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_f / \eta_{com}} \quad (37)$$

$$F_\mu = \frac{P_\mu}{\dot{m}_f H_u} = \frac{P_\mu}{\dot{Q}_f / \eta_{com}} \quad (38)$$

$$F_{ht} = \frac{\dot{Q}_{ht}}{\dot{m}_f H_u} = \frac{\dot{Q}_{ht}}{\dot{Q}_f / \eta_{com}} \quad (39)$$

$$F_{inc} = 1 - \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_f H_u} = (1 - \eta_{com}) \quad (40)$$

Performans kaybı dışında kalan efektif güç ise performans faktörü olarak Eş. 41'deki gibi ifade edilmektedir.

$$F_{Pe} = \frac{\dot{m}_f H_u - (F_{ex} + F_\mu + F_{ht} + F_{inc})}{\dot{m}_f H_u} = \frac{P_e}{\dot{m}_f H_u} = \frac{P_e}{\dot{Q}_f / \eta_{com}} = \eta_{th} \eta_{com} \quad (41)$$

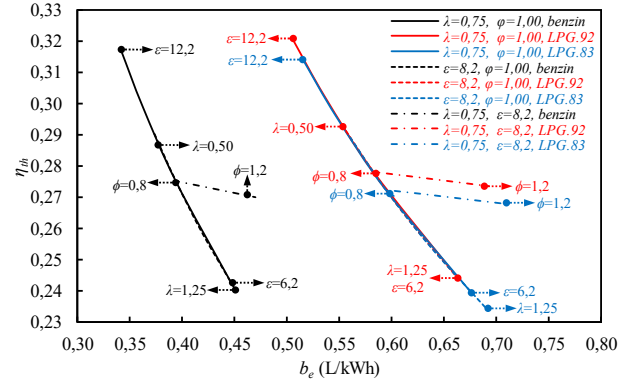
3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Bu çalışmada ε , λ ve ϕ 'nin motor performansına olan etkilerinin incelenmesi için detaylı bir simülasyon modeli oluşturulmuş ve bu model yardımıyla yakıt olarak benzin ve LPG kullanımı durumunda motor performansı değişimi için ayrı ayrı hesaplamalar yapılarak sonuçlar elde edilmiştir.

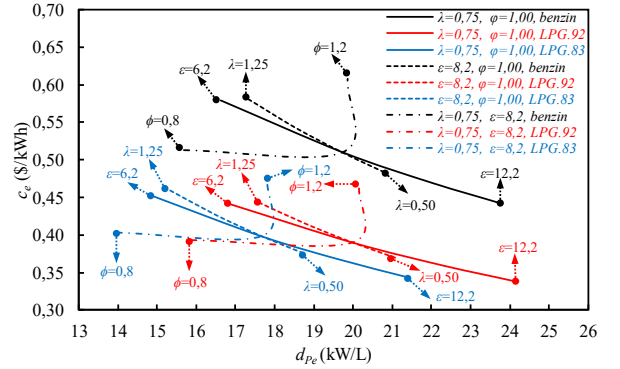
3.1. Temel Performans Parametrelerinin Değişimi (Change of Basic Performance Parameters)

Temel performans parametrelerinin incelenmesi için ε , λ ve ϕ 'nin değişimine bağlı olarak $\eta_{th}-b_e$ (Şekil 4) ve c_e-d_{pe} (Şekil 5) grafikleri elde edilmiştir. η_{th} ve d_{pe} 'nin yüksek b_e ve c_e 'nin ise düşük olması istenir. Bununla birlikte ε ve λ motorun yapısal parametresidir ve ϕ ise yanmayı etkileyen bir parametredir. Şekil 4'te λ 'nın azalması ve ε 'nın artması durumunda, literatürde yer alan daha önceki çalışmalara da uygun olarak [16-19], beklendiği gibi η_{th} artmakta ve b_e azalmaktadır. $\phi > 1$ olduğu durumda η_{th} azalmakta ve b_e artmaktadır. Benzin ve LPG için η_{th} değerleri birbirine çok yakın olmasına rağmen LPG kullanımındaki b_e her zaman benzin kullanımındaki b_e 'ye kıyasla yüksek olmaktadır. Burada b_e 'nin hacimsel olarak (L/kWh) hesaplanmasının nedeni hem benzin hem de LPG'nin piyasada hacimsel olarak satılmasından dolayıdır. Motor benzin ile çalıştırıldığında $\eta_{vol} = 0,92$ olarak kabul edilmiştir. LPG ile çalıştırıldığında η_{vol} değerinin yaklaşık %10 azalarak 0,83 olduğu kabul edilmiştir. LPG ile çalışan motor için $\eta_{vol} = 0,92$ (LPG.92) ve $\eta_{vol} = 0,83$ (LPG.83) verileri karşılaştırma için kullanılmıştır. LPG.83 ile LPG.92 verileri karşılaştırıldığında beklendiği gibi LPG.93'ün daha yüksek η_{th} değerine ulaştığı görülmektedir. Şekil 5'te $\phi > 1$ olduğu durumda d_{pe} çok fazla etkilenmezken gereksiz olarak c_e 'nin artmasına neden olmaktadır. Ayrıca $\phi < 1$ olduğu durumda c_e 'de çok fazla bir değişim olmamasına rağmen d_{pe} 'deki azalma ise göz ardı edilemeyecek kadar fazla olmaktadır. ε 'nin artması ve λ 'nın azalması durumunda c_e azalmakta ve d_{pe} artmaktadır. Ancak ε 'nin artırılması yakıtın oktan sayısı ile ilgili bir durumdur. LPG'nin oktan sayısının benzine kıyasla yaklaşık %10-15 daha fazla olduğu bilinmektedir [46]. Bu durumda LPG yakıtı ε 'nin artırılması için daha uygun bir yakıt olduğu görülmektedir. Benzin ve LPG'nin d_{pe} eğilimleri birbiri ile benzerlik gösterse de c_e bakımından LPG'nin benzine kıyasla daha avantajlı olduğu görülmektedir. Ancak LPG.92 ile LPG.83 karşılaştırıldığında η_{vol} 'ün d_{pe} üzerindeki etkisi net olarak görülebilmektedir. Bu durumda d_{pe} 'nin değeri η_{vol} 'ün etkisi ile yaklaşık %12 azalmaktadır. η_{vol} 'ün c_e üzerindeki etkisi yok denecek kadar azdır. Hesaplamalarda LPG/benzin fiyat oranı günümüz şartları için ortalama bir değer olarak yaklaşık 0,54 olarak kabul edilmiştir. Bu durumda yapılan hesaplamalara göre motorun LPG ile çalıştırılması durumunda, benzine kıyasla yaklaşık %24 daha ucuza çalıştığı görülmüştür. Ancak LPG/benzin fiyat oranının 0,67'ye çıktığı durumda, başka bir ifade ile benzin fiyatı

sabit iken LPG fiyatının %24 arttığı durumda LPG'nin fiyat avantajı ortadan kalkacağı görülmektedir.



Şekil 4. ε , λ ve ϕ 'ye bağlı olarak η_{th} ve b_e 'nin değişimi
(Change of η_{th} and b_e depending on ε , λ and ϕ)



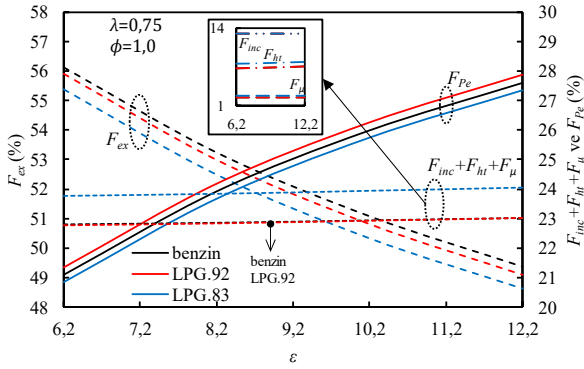
Şekil 5. ε , λ ve ϕ 'ye bağlı olarak c_e ve d_{pe} 'nin değişimi
(Change of c_e and d_{pe} depending on ε , λ and ϕ)

Şekil 4 ve Şekil 5 beraber değerlendirildiğinde LPG'nin fiyat avantajı ön plana çıkmaktadır. Bununla birlikte d_{pe} 'nin yüksek olması için ϕ 'nin yaklaşık 1 değerinde olmasının büyük avantaj sağladığı görülmektedir. ϕ 'nin biraz 1'den büyük bir değerde olmasıyla η_{th} 'nin azalması ve c_e 'nin artması ile birlikte d_{pe} 'nin az da olsa artırılmasının mümkün olduğu görülmektedir. Ancak LPG kullanımında η_{vol} 'ün olumsuz etkisinden dolayı performans bakımından benzinin avantajı da göz ardı edilmemelidir.

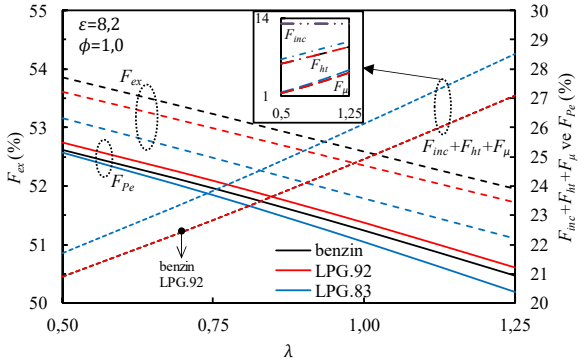
3.2. Performans ve Performans Kaybı Faktörlerinin Değişimi (Change Of Performance and Performance Loss Factors)

Performans ve performans kaybı faktörlerinin ε 'a bağlı (Şekil 6), λ 'ya bağlı (Şekil 7) ve ϕ 'ye bağlı (Şekil 8) değişimi incelenmiştir. Şekil 6'da λ ve ϕ 'nin sabit olduğu durum için, ε arttıkça F_{pe} 'nin arttığı, F_{ex} 'in azaldığı $F_{inc} + F_{ht} + F_{\mu}$ 'nün neredeyse hiç değişmediği görülmektedir. Bununla birlikte LPG kullanıldığında F_{pe} değerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. LPG kullanımında η_{vol} 'ün azalması ile birlikte F_{pe} ve F_{ex} azalmış $F_{inc} + F_{ht} + F_{\mu}$ ise artmıştır. Şekil 7'de ε ve ϕ 'nin sabit olduğu durum için, λ arttıkça F_{pe} 'nin ve F_{ex} 'in azaldığı, $F_{inc} + F_{ht} + F_{\mu}$ 'nin arttığı

görülmektedir. Bu durum daha önceki çalışmalarda [33, 39, 44] sonuçlarla benzerlik göstermektedir. Bununla birlikte LPG.92 için F_{Pe} değerinin benzine kıyasla daha yüksek LPG.83 için ise daha düşük olduğu görülmektedir. $F_{inc} + F_{ht} + F_{\mu}$ 'nin yükselmesinin nedeni λ 'nın artışına bağlı olarak F_{ht} ve F_{μ} 'nün artmasından kaynaklandığı görülmektedir. Şekil 8'de ε ve λ 'nin sabit olduğu durum için, ϕ arttıkça F_{Pe} 'nin ve F_{ex} 'in önce artıp sonra azaldığı, azalığı, $F_{inc} + F_{ht} + F_{\mu}$ 'nin önce azalıp sonra arttığı görülmektedir. $F_{inc} + F_{ht} + F_{\mu}$ değişimine asıl etki eden F_{inc} 'teki değişim olduğu görülmektedir. $\phi \leq 1$ olduğu durumda F_{Pe} ve F_{ex} bakımından daha avantajlı olduğu görülmektedir.



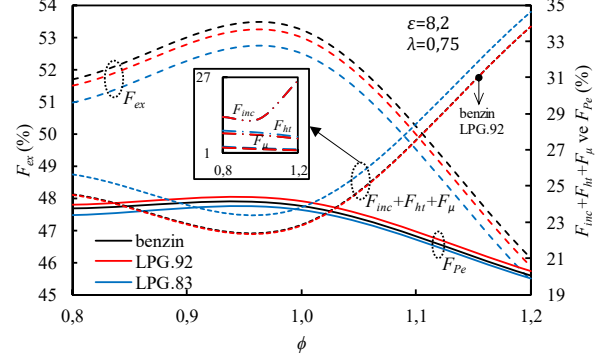
Şekil 6. Performans kaybı faktörlerinin ε 'a bağlı değişimi (ε -dependent change of performance loss factors)



Şekil 7. Performans kaybı faktörlerinin λ 'ya bağlı değişimi (λ -dependent change of performance loss factors)

Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8 beraber değerlendirildiğinde en büyük performans kaybı egzozdan kaynaklanmaktadır. F_{Pe} 'nin yüksek olması için ε 'nin yüksek, λ 'nın düşük ϕ 'nin ise $\phi \leq 1$ olması gerekmektedir. ε 'un artması ile birlikte F_{Pe} 'nin artmasının temel nedeni F_{ex} 'in azalmasıdır. λ arttığında da F_{ex} azalmasına rağmen F_{ex} ile birlikte F_{Pe} 'nin de azaldığı görülmektedir. λ arttığında A_{ht} 'nin artmasından dolayı F_{ht} ve s_p arttığından dolayı F_{μ} artmaktadır. Bu nedenle her ne kadar λ arttığında F_{ex} azalsa da F_{Pe} 'nin artırılması için λ azaltılması gerekmektedir. ϕ tamamen yanma ile ilgili bir parametredir ve oluşturulan simülasyon

modelinde η_{com} ϕ ile değişmektedir. Her ne kadar $\phi > 1$ olduğunda F_{ex} azalsa da F_{inc} 'in artmasından dolayı F_{Pe} de artmaktadır. Ayrıca LPG için η_{vol} azaldığında motor performansı belirgin bir şekilde azalmaktadır.



Şekil 8. Performans kaybı faktörlerinin ϕ 'ye bağlı değişimi (ϕ -dependent change of performance loss factors)

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Buji ateşlemeli motorlarda ε , λ ve ϕ 'nin motor performansına etkilerinin incelenmesi için sonlu zaman termodinamiği metodu kullanılarak kapsamlı bir simülasyon modeli oluşturulmuş ve bu model kullanılarak tek silindirli buji ateşlemeli bir motorun özelliklerine göre ε , λ ve ϕ 'nin motor performansına etkileri incelenmiştir. Oluşturulan model hem benzin hem de LPG için uygulanmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma için öncelikle ε , λ ve ϕ 'nin değişiminin η_{th} , b_e , c_e ve d_{Pe} üzerindeki etkileri incelenmiştir. Daha sonra motor performans kaybı faktörleri incelenmiştir. LPG kullanımında motor performansına asıl etki eden parametrenin η_{vol} olduğu görülmüştür. η_{vol} değerinin düşük olması c_e üzerinde kaydadeğer bir etkisi olmamasına rağmen d_{Pe} 'yi olumsuz etkilediği görülmüştür. c_e bakımından değerlendirildiğinde LPG'nin benzine kıyasla avantajlı olduğu görülmektedir. Bununla birlikte yakıt karakteristiğine göre LPG kullanımında ε 'un artırılmasının daha mümkün olduğu görülmektedir. Ayrıca ε 'un artması ile birlikte η_{vol} 'ün düşüklüğüne rağmen LPG kullanımında hem benzin kullanımına yakın motor performansı elde edilebileceği hem de maliyet bakımından daha uygun olacağı görülmektedir. Benzin ve LPG için aynı η_{vol} değerinde LPG'nin performansı benzin kullanımına göre daha yüksek olduğu ancak LPG için η_{vol} 'ün azaldığı durumda LPG performansının benzine göre daha düşük olduğu görülmektedir. Yapılan bu çalışmada N , ψ , T_w , μ gibi parametreler sabit olarak kabul edilmiş ve simülasyon bu şartlara göre kullanılmıştır. Bu parametreler değişken olarak kabul edilerek motor performansına etkisi incelenebilir. Bununla birlikte entropi üretimi bu simülasyon modeline dahil edilerek ikinci yasa analizi yapılabilir. Sonuç olarak detaylı olarak sunulan simülasyon modeli ile elde edilen sonuçların, özellikle motor tasarımcıları için pratik olarak kullanılabilir nitelikte olduğu görülmektedir. Ayrıca bu

çalışmadaki sonuçlar her ne kadar tek silindirli bir motor boyutlarına göre elde edilmiş olsa da, bu sonuçlar boyutsuz veya özgül olarak sunulduğundan dolayı rahatlıkla başka boyuttaki motorlar için karşılaştırma yapılabilecek niteliktedir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Turkish Statistical Institute, Number of road motor vehicles by kind of fuel used, http://tuik.gov.tr/PreIstatistikTablo.do?istab_id=1582. Yayın tarihi: Mart 2019, Erişim tarihi: Mayıs 5, 2019.
2. Pourkhesalian, A.M., Shamekhi, A. H., Salimi, F., Alternative fuel and gasoline in an SI engine: A comparative study of performance and emissions characteristics, *Fuel*, 89 (5), 1056-1063, 2010.
3. Ozcan, H., and Yamin, J. A., Performance and emission characteristics of LPG powered four stroke SI engine under variable stroke length and compression ratio. *Energy Conversion and Management*, 49 (5), 1193-1201, 2008.
4. Gümüş M., The effect of lpg using ratio on performance and emission characteristics in a spark ignition engine with dual fuel injection, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 24 (2), 265-273, 2009.
5. Gumus, M., Effects of volumetric efficiency on the performance and emissions characteristics of a dual fueled (gasoline and LPG) spark ignition engine, *Fuel Processing Technology*, 92 (10), 1862-1867, 2011.
6. Yousufuddin, S., Mehdi, S.N., Performance and emission characteristics of LPG-fuelled variable compression ratio SI engine, *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 32 (1), 7-12, 2008.
7. Çınar, C., Şahin, F., Can, Ö., Uyumaz, A., A comparison of performance and exhaust emissions with different valve lift profiles between gasoline and LPG fuels in a SI engine. *Applied Thermal Engineering*, 107, 1261-1268, 2016.
8. Bayraktar, H., Durgun, O., Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance, *Energy Conversion and Management*, 46 (13-14), 2317-2333, 2005.
9. Masi, M., Experimental analysis on a spark ignition petrol engine fuelled with LPG (liquefied petroleum gas), *Energy*, 41 (1), 252-260, 2012.
10. Caton, J. A., An introduction to thermodynamic cycle simulations for internal combustion engines. John Wiley & Sons, UK, 2015.
11. Yılmaz E., Polat S., Solmaz H., Aksoy F., Çınar C., Thermodynamic comparison of crank-drive and rhombic-drive mechanisms for a single cylinder spark ignition engine, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (2), 595-606, 2020.
12. Yontar A., Doğu Y., Investigation of ignition advance effects for CNG usage in a sequential dual ignition gasoline engine by using in-cylinder combustion cfd analysis, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34 (2), 1087-1100, 2019.
13. Winterbone, D., and Turan, A., *Advanced thermodynamics for engineers*. Butterworth-Heinemann, UK, 2015.
14. Kaushik, S.C., Tyagi, S. K., & Kumar, P., *Finite time thermodynamics of power and refrigeration cycles*. Springer International Publishing, India, 2017.
15. Arabacı, E, A simple approach for comparing performance of gasoline general-purpose engines at maximum power, *European Journal of Science and Technology*, 15, 269-279, 2019.
16. Ebrahimi, R., Performance analysis of an irreversible Miller cycle with considerations of relative air-fuel ratio and stroke length, *Applied Mathematical Modelling*, 36 (9), 4073-4079, 2012.
17. Gonca, G., and Sahin, B., The influences of the engine design and operating parameters on the performance of a turbocharged and steam injected diesel engine running with the Miller cycle, *Applied Mathematical Modelling*, 40 (5-6), 3764-3782, 2016.
18. Dobrucali, E., The effects of the engine design and running parameters on the performance of a Otto-Miller Cycle engine, *Energy*, 103, 119-126, 2016.
19. Gonca, G., Sahin, B., Ust, Y., Performance maps for an air-standard irreversible Dual-Miller cycle (DMC) with late inlet valve closing (LIVC) version, *Energy*, 54, 285-290, 2013.
20. Ebrahimi, R., Effects of mean piston speed, equivalence ratio and cylinder wall temperature on performance of an Atkinson engine, *Mathematical and Computer Modelling*, 53 (5-6), 1289-1297, 2011.
21. Ebrahimi, R., Dehkordi, N. S., Effects of design and operating parameters on entropy generation of a dual cycle, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 133 (3), 1609-1616, 2018.
22. Ebrahimi, R., Sherafati, M., Thermodynamic simulation of performance of a dual cycle with stroke length and volumetric efficiency, *Journal of thermal analysis and calorimetry*, 111 (1), 951-957, 2013.
23. Özdemir, A. O., Kılıç, B., Arabacı, E., Orman, R. Ç., Effect of mean piston speed and residual gas fraction on performance of a four-stroke irreversible Otto cycle engine, *Scientific Journal of Mehmet Akif Ersoy University*, 1 (1), 6-12, 2018.
24. Wu, Z., Chen, L., Ge, Y., Sun, F., Thermodynamic optimization for an air-standard irreversible Dual-Miller cycle with linearly variable specific heat ratio of working fluid, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, 46-57, 2018.
25. Ge, Y., Chen, L., Qin, X., Xie, Z., Exergy-based ecological performance of an irreversible Otto cycle with temperature-linear-relation variable specific heat of working fluid, *The European Physical Journal Plus*, 132 (5), 209, 2017.
26. Ge, Y., Chen, L., Sun, F., Wu, C., Effects of heat transfer and friction on the performance of an irreversible air-

- standard Miller cycle, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32 (8), 1045-1056, 2005.
27. Gonca, G., Performance Analysis of an Atkinson Cycle Engine under Effective Power and Effective Power Density Conditions, *Acta Physica Polonica, A.*, 132 (4), 1306-1313, 2017.
 28. Ebrahimi, R., Second law analysis on an air-standard Miller engine. *Acta Physica Polonica A*, 129 (6), 1079-1082, 2016.
 29. Ebrahimi, R., Thermodynamic Modeling of an Atkinson Cycle with respect to Relative Air-Fuel Ratio, Fuel Mass Flow Rate and Residual Gases, *Acta Physica Polonica, A.*, 124 (1), 29-34, 2013.
 30. Ge, Y., Chen, L., Qin, X., Effect of specific heat variations on irreversible Otto cycle performance, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 122, 403-409, 2018.
 31. Honda Motor Europe, Technical Specifications for Honda GX270, http://www.honda-engines-eu.com/documents/10912/15992/TS_GX270, Erişim tarihi: Mayıs 5, 2019.
 32. Ebrahimi, R., Hoseinpour, M., Performance analysis of irreversible Miller cycle under variable compression ratio, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 27 (3), 542-548, 2013.
 33. Ebrahimi, R., Thermodynamic simulation of performance of an irreversible Otto cycle with engine speed and variable specific heat ratio of working fluid, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 39 (3), 2091-2096, 2014.
 34. Ferguson, C. R., Kirkpatrick, A. T., *Internal combustion engines: applied thermosciences*, John Wiley & Sons, USA, 2015.
 35. Çengel, Y.A., Boles, M.A., Kanoglu, M., *Thermodynamics: An Engineering Approach*, McGraw-Hill, USA, 2019.
 36. Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, USA, 1988.
 37. Ebrahimi, R., Effect of Volume Ratio of Heat Rejection Process on Performance of an Atkinson Cycle, *Acta Physica Polonica A*, 133 (1), 201-205, 2018.
 38. Autotraveler, Fuel prices in Europe, <https://autotraveler.ru/en/spravka/fuel-price-in-europe.html#.XNFez44zY2w>, Erişim tarihi: Mayıs 5, 2019.
 39. Gonca, G., Comparative performance analyses of irreversible OMCE (Otto Miller cycle engine)-DiMCE (Diesel miller cycle engine)-DMCE (Dual Miller cycle engine), *Energy*, 109, 152-159, 2016.
 40. Chase Jr, M.W., Curnutt, J.L., Downey Jr, J. R., McDonald, R. A., Syverud, A.N., Valenzuela, E.A., JANAF thermochemical tables, 1982 supplement, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 11 (3), 695-940, 1982.
 41. Gonca, G., Hocaoglu, M.F., Performance Analysis and Simulation of a Diesel-Miller Cycle (DiMC) Engine, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 1-14, 2019.
 42. Gonca, G., Thermodynamic analysis and performance maps for the irreversible Dual-Atkinson cycle engine (DACE) with considerations of temperature-dependent specific heats, heat transfer and friction losses, *Energy Conversion and Management*, 111, 205-216, 2016.
 43. Gonca, G., Dobrucali, E., Theoretical and experimental study on the performance of a diesel engine fueled with diesel-biodiesel blends, *Renewable Energy*, 93, 658-666, 2016.
 44. Gonca, G., Effects of engine design and operating parameters on the performance of a spark ignition (SI) engine with steam injection method (SIM), *Applied Mathematical Modelling*, 44, 655-675, 2017.
 45. Hohenberg, G.F., Advanced approaches for heat transfer calculations, SAE Technical paper No: 790825, 1979.
 46. Morganti, K.J., Foong, T.M., Brear, M.J., da Silva, G., Yang, Y., Dryer, F.L. The research and motor octane numbers of liquefied petroleum gas (LPG). *Fuel*, 108, 797-811, 2013.

