



Benzinli genel amaçlı motorların maksimum güçteki performanslarının karşılaştırılması için basit bir yaklaşım

Emre Arabacı^{1*}

¹ Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, BEGTBMYO, Bucak-Burdur-Türkiye (ORCID: 0000-0002-6219-7246)

(İlk Geliş Tarihi 15 Ocak 2019 ve Kabul Tarihi 2 Mart 2019)

(DOI: 10.31590/ejosat.513253)

ATIF/REFERENCE: Arabacı, E. (2019). Benzinli genel amaçlı motorların maksimum güçteki performanslarının karşılaştırılması için basit bir yaklaşım. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (15), 269-279.

Öz

Bahçe çapa makineleri, zincirli testereler, jeneratörler, çim biçme makineleri, mini traktörler gibi makinelerde kullanılan tek veya çift silindirli, düşük güç kapasitesine sahip motorlar genel amaçlı motorlar olarak adlandırılmaktadır. Her motor üreticisinin kendine özgü yapısal tasarımlara sahip motorları bulunmaktadır. Bu motorların güçleri genel olarak kurs hacmine bağlı olarak değişmektedir. Ancak motor katalogları incelendiğinde kurs oranı, maksimum güçteki hızı ve sıkıştırma oranı gibi karakteristik özellikleri birbirinden farklıdır. Bu çalışmada kurs hacmi, sıkıştırma oranı ve kurs oranı birbirinden farklı olan benzinli genel amaçlı motorların maksimum güçteki performansları, sürtünme, tersinmezlik, egzoz ve ısı kayıpları da dikkate alınarak karşılaştırılabildiği basit bir termodinamik model sunulmuştur. Sayısal çalışma için 5 farklı üreticiye ait 10 adet genel amaçlı motorun fiziksel özellikleri referans alınarak maksimum güç ürettikleri şartlarda termodinamik modellemeleri yapılarak performansları karşılaştırılmıştır. Motorlara ait kataloglardaki güç değerleri ile termodinamik modele göre hesaplanan güç değerleri birbirine oldukça yakın çıkmıştır ve bu termodinamik modelin kullanılabilir olduğunu göstermektedir. Oluşturulan termodinamik modele göre motorların maksimum çevrim sıcaklıkları, özgül yakıt tüketimleri ve güç yoğunlukları karşılaştırılmıştır. Ayrıca her motora ait ısı balansı oluşturulmuştur. Marka, model ve kurs hacmi ve efektif gücünden bağımsız olarak motor parametreleri kurs oranı ve özgül yakıt tüketimine bağlı olarak incelenmiştir. Yapılan inceleme neticesinde özgül yakıt tüketimi ve kurs oranının artmasıyla birlikte maksimum çevrim sıcaklığı, güç yoğunluğu ve mekanik verimde azalma meydana gelmektedir. Bununla birlikte kurs oranının artması özgül yakıt tüketimini de artırmaktadır. Elde edilen sonuçlara göre motorların karşılaştırılması için yalnızca kurs hacmi ve motor gücü gibi basit özelliklerin yanında kurs oranı, sıkıştırma oranı gibi özelliklerin de karşılaştırma için önemli ve etkili parametreler olduğu görülmüştür. Bu çalışma neticesinde, sunulan termodinamik modelin farklı fiziksel özelliklere sahip benzinli genel amaçlı motorların karşılaştırılabilmesi için kullanılabileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Genel amaçlı motor, motor performansı, Otto çevrimi, benzinli motor

A simple approach for comparing performance of gasoline general-purpose engines at maximum power

Abstract

The single or double (twin) cylinder, low power capacity engines used in machines such as garden hoe machines, chainsaws, generators, lawnmowers, mini tractors are called general-purpose engines. Each engine manufacturer has engines with its own unique structural designs. The power of these engines generally varies depending on the swept volume. However, when the engine catalogs are examined, the characteristics such as stroke ratio, maximum power speed, and compression ratio are different. In this study, we present a simple

* Sorumlu Yazar: Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, Bucak Emin Gülmez Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, 15300, Bucak-Burdur-Türkiye, ORCID: 0000-0002-6219-7246 earabaci@mehmetakif.edu.tr

thermodynamic model in which the gasoline general-purpose engines, whose swept (stroke) volume, compression ratio and stroke ratio are different, can be compared by taking into account their performance at maximum power, friction, irreversibility, exhaust and heat losses. For the numerical study, by comparing the physical properties of 10 general purpose engines of 5 different manufacturers, their performance was compared by performing thermodynamic modeling in the conditions where they produced maximum power. The power values in the catalogs of the engines and the power values calculated according to the thermodynamic model were very close to each other and this thermodynamic model was used. According to the thermodynamic model, maximum cycle temperatures, specific fuel consumption and power density of the engines were compared. In addition, the heat balance of each engines is created. Regardless of the brand, model and stroke volume and effective power, engine parameters are examined according to stroke ratio and specific fuel consumption. As a result of the study, the maximum cycle temperature, power density and mechanical efficiency decrease with the increase in the specific fuel consumption and the stroke ratio. However, the increase in the stroke ratio increases the specific fuel consumption. According to the obtained results, it is seen that the characteristics such as course rate and compression ratio as well as simple properties such as stroke volume and engine power are important and effective parameters for comparison. As a result of this study, it can be seen that the thermodynamic model presented can be used to compare gasoline general purpose engines with different physical properties.

Keywords: General purpose engine, engine performance, Otto cycle, gasoline engines

1. Giriş

1678 yılından günümüze kadar içten yanmalı motorlar üzerine birçok çalışma yapılmıştır (Ganesan, 2012). Özellikle 1887 yılındaki Nikolaus August Otto'nun atmosferik gaz motoru patenti (Otto, 1887) ve 1898 yılındaki Rudolf Diesel'in içten yanmalı motor patenti (Diesel, 1898) sonrasında içten yanmalı motorların gelişimi de ivme kazanmıştır. Günümüzde içten yanmalı motorlar hem mobil hem de sabit sistemlerde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Heywood, 2018).

Düşük güç kapasitelerine sahip kompakt yapıları genel kullanım amaçlı motorlar sıkıştırma ateşlemeli veya buji ateşlemeli olabilmektedir. Bu tür motorlar tek ya da çift silindirli olabilmektedir. Çapa makinesi, zincirli testere ve düşük kapasiteli taşınabilir jeneratörlerde buji ateşlemeli (benzinli) motorlar tercih edilirken, bahçe traktörleri ve yüksek kapasiteli taşınabilir jeneratörlerde ise sıkıştırma ateşlemeli (dizel) motorlar tercih edilmektedir (Arabacı, 2018a).

Isı çevrimleri için yalnızca klasik denge termodinamiği (veya klasik termodinamik) modellerin ötesinde gerçek çevrim kayıplarının da göz önünde bulundurularak daha gerçekçi modellerin oluşturulması istenmektedir. Klasik termodinamikte yer alan ısı çevrimleri kabulü sanki durağan, başka bir ifade ile ısı kayıplar, tersinmezlikler, özgül ısının sıcaklığa bağlı değişimi gibi parametrelerin göz ardı edildiği ve sonsuz sürede gerçekleşen çevrimleridir. Klasik termodinamikte yer alan bu kabullerle gerçek motorların karşılaştırılması çok yanıltıcı olmaktadır. Bu nedenle modern termodinamiğin bir konusu olan sonlu zaman termodinamiği modeli ile teorik çevrimlerin sürtünme, özgül ısı değişimi, tersinmezlikler, ısı kayıplar gibi parametrelerin etkileri dikkate alınarak sonlu zamanda gerçekleşen çevrim modelleri son zamanlarda sıklıkla kullanılmaktadır (Kaushik ve ark., 2017). Sonlu zaman termodinamiği gaz türbini, absorpsiyon termodinamik çevrimler, iki ısı kaynaklı çevrimler, mikroskobik çevrimler ve içten yanmalı motorlar gibi birçok çevrimi optimize etmek için kullanılabilir (Ge, 2018). Benzinli genel kullanım amaçlı motorların klasik termodinamikteki teorik ısı çevrimi karşılığı Otto çevrimidir (Wu, 2002). Bu çevrimde süreçler tersinirdir ve çalışma maddesi olarak ideal hava ve sabit özgül ısılar kullanılmaktadır. Bununla birlikte, sürtünme, ısı transferi gibi kayıplar ihmal edilmektedir. Bu nedenle teorik ısı çevrimlerinin ısı verimleri gerçek motorların ısı verimlerinden oldukça yüksektir (Ansermet, 2019).

Son yıllarda sonlu zaman termodinamiği yaklaşımı kullanılarak içten yanmalı motorların modellendiği birçok çalışma yapılmıştır. Bu tür çalışmalarda sıkıştırma oranı (Gonca ve ark., 2016, Ebrahimi ve ark., 2018, Ebrahimi ve ark., 2013), kurs uzunluğu (Ebrahimi, 2012, Gonca ve ark., 2016, Dobrucalı, 2016), kurs oranı (Gonca ve ark., 2013), sürtünme kaybı (Ebrahimi, 2011, Gonca ve ark., 2016), yanma verimi (Wu ve ark. 2018), ısı verim (Ge ve ark., 2018, You ve ark. 2018), termodinamik verim (Arabacı, 2018b), artık gazların oranı (Ebrahimi, 2013, Özdemir, 2018), ısı transferi kayıpları (Ge ve ark., 2017), entropi üretimi (You ve ark., 2017, Ebrahimi, 2016) gibi birçok parametrenin etkileri tartışılmıştır. Ayrıca yapılan çalışmalarda çalışma maddesi olarak sadece hava (Ge ve ark., 2017, Ge ve ark., 2005), hava-yakıt karışımı (Gonca, 2017, Ebrahimi, 2016) veya hava-yakıt-artık gaz karışımı (Ebrahimi, 2013) da kullanılmıştır. Çevrimdeki çalışma maddesinin özgül ısısı için sabit (Ebrahimi, 2013, Özdemir ve ark., 2018), sıcaklığa bağlı lineer değişen (Wu ve ark., 2018, Ge ve ark., 2017), veya sıcaklığa bağlı polinomal değişen (Ge ve ark., 2018) özgül ısı kabulü ile modeller oluşturulmuştur. Ayrıca sonlu zaman termodinamiği, Otto (Ge ve ark., 2018, Ge ve ark., 2017), Diesel (Ge ve ark., 2008), Karma (Ge ve ark. 2009), Miller (Wu ve ark., 2018, Wu ve ark., 2017), Atkinson (Ebrahimi, 2011) gibi birçok içten yanmalı motor çevriminin optimizasyonu, karşılaştırılması ve tasarım parametrelerinin incelenmesi için uygulanmaktadır.

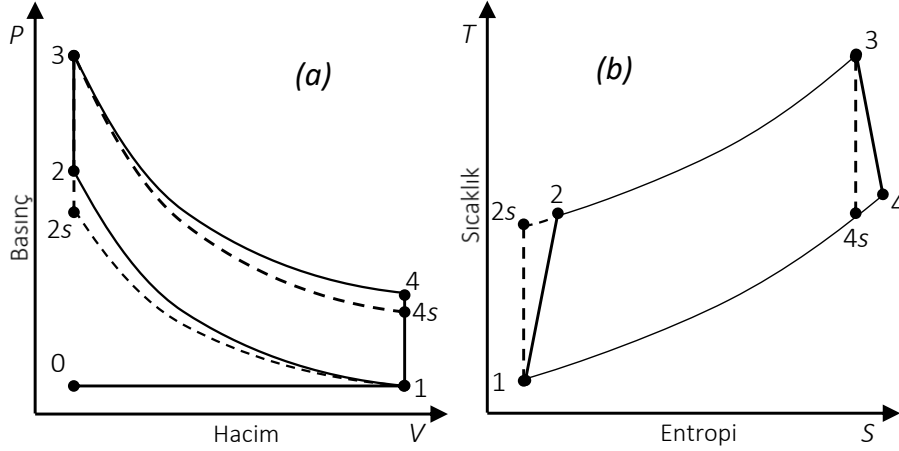
Dobrucalı ve arkadaşları, tersinmez bir Otto-Miller çevrimi için ısı transferi, sürtünme, sıkıştırma ve genişleme işlemlerindeki iç tersinmezlikler ve özgül ısının sıcaklığa bağlı değişimi göz önünde bulundurularak termodinamik bir analiz yapmışlardır. Yapılan analizde çevrim sıcaklık oranı, çevrim basınç oranı, sürtünme katsayısı, motor hızı, ortalama piston hızı, kurs uzunluğu, giriş sıcaklığı giriş basıncı, eşdeğerlik oranı, sıkıştırma oranı ve kurs oranı gibi motor tasarım parametrelerinin efektif güce, efektif güç yoğunluğuna ve efektif verime olan etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir (Dobrucalı ve ark., 2016). Ge ve arkadaşları, tersinmez Otto çevrimi için hava standardı varsayımı ile sürtünme, iç tersinmezlikler ve sürtünme kaybının etkileri göz önünde bulundurularak termodinamik bir model oluşturmuşlardır. Oluşturulan modelde entropi üretim oranı ve ekolojik fonksiyon parametreleri, motor performans parametrelerine göre detaylı olarak incelenmiştir (Ge ve ark., 2018). Ebrahimi ve arkadaşları, tersinmez hava standardı dual çevriminde özgül ısı değişiminin, sürtünme kayıplarının, iç tersinmezliklerinin ve ısı transferi kayıplarının etkilerinin kurs uzunluğu ve hacimsel

verimin etkilerinin incelendiği termdinamik bir model oluşturmuştur. Bu model ile birlikte kurs uzunluğu ve hacimsel verimin motor performans parametrelerine olan etkileri sayısal örnekle birlikte detaylı bir şekilde incelenmiştir (Ebrahimi ve ark., 2013). Özdemir ve arkadaşları, ortalama piston hızı ve artık gaz oranının Otto çevrimli motor performansı üzerindeki etkisinin incelenmesi için tersinmezliklerin hesaba katıldığı termodinamik bir model oluşturulmuştur. Oluşturulan modelde çevrim çalışma maddesi olarak yakıt-hava-artık gaz karışımı kullanılmıştır. Ayrıca çevrim başlangıç sıcaklığı, artık gaz miktarı ve sıcaklığının bir fonksiyonu olarak ifade edilmiştir (Özdemir ve ark., 2018). Ebrahimi, hava standardı Atkinson çevrimi performansını özgül ısı oranının sıcaklığa bağlı doğrusal olarak değiştiğini, sürtünme kaybının piston ortalama hızına göre değiştiği ve iç tersinmezliklerin hesaba katıldığı bir termodinamik model oluşturmuştur. Oluşturulan termodinamik model güç çıkışı- sıkıştırma oranı, güç çıkışı-ısı verim arasındaki ilişkiler detaylı sayısal örnekle ifade edilmiştir (Ebrahimi, 2011). Ge ve arkadaşları, hava standardı miller çevrimi için sıvı transferi ve sürtünme gibi kayıpların hesaba katıldığı termodinamik bir model oluşturmuşlardır. Yapılan çalışmada, güç çıkışı-sıkıştırma oranı ve ısı verim-sıkıştırma oranı arasındaki ilişkiler sayısal örnekle sunulmuş ve tartışılmıştır. (Ge ve ark., 2005). You ve arkadaşları, politropik süreç ve ısı transferi kayıplarının hesaba katıldığı dual-Miller çevrimi ile ilgili termodinamik bir model oluşturmuşlardır. Entropi üretim oranı, ekolojik faktör gibi ikinci yasa parametreleri sonlu zaman termodinamiği ile ele alınmıştır. Sayısal hesaplamalar neticesinde sıkıştırma oranı, kesme oranı ve politropik üslerin değişiminin motor performansı üzerindeki etkileri termodinamik olarak analiz edilmiştir (You ve ark., 2015). Ge ve arkadaşları, Ge ve arkadaşları, iç tersinmezlikler, sürtünme kaybı ve ısı transferi kaybının hesaba katıldığı hava standardı otto çevrimi için termodinamik modeli oluşturmuşlardır. Oluşturulan model ile birlikte entropi üretim oranı ve ekolojik faktör parametreleri tersinmezlik kaynaklarına göre motor performans parametrelerine olan etkileri incelenmiştir. (Ge ve ark., 2017).

Bu çalışmada farklı yapısal özelliğe ve farklı kapasiteye sahip hava soğutmalı, normal emişli ve benzinli genel amaçlı motorların tam yükteki (maksimum güçteki) performanslarının karşılaştırılabildiği bir model oluşturulmuştur. Bunun için öncelikle farklı üreticilere ait motorların teknik katalogları incelenerek, sıkıştırma oranı, maksimum güç, maksimum güçteki hız, kurs/çap oranı ve kurs hacmi değerleri elde edilmiştir. Hesaplamalarda bu değerler referans olarak kabul edilmiştir. Sonlu zaman termodinamiği modeli için çalışma maddesinin stokiyometrik oranda hava-yakıt ve belirli oranda önceki çevrimden silindir içerisinde kalan artık gaz olduğu kabul edilmiştir. Özgül ısıların sıcaklığa bağlı olarak logaritmik bir fonksiyonda değiştiği kabul edilmiştir.

2. Termodinamik Model

Şekil 1’de gösterilen Otto çevrimine ait PV ve TS diyagramında 0-1 ve 1-0 ise sırasıyla emme ve egzoz zamanını, “s” indisi ise tersinir olarak gerçekleşen sıkıştırma ve genleşme süreçlerini ifade etmektedir. (Arabacı, 2018b).



Şekil 1. Otto çevrimi için (a) PV ve (b) TS diyagramı

Otto çevriminde $2 \rightarrow 3$ sürecinde gerçekleşen birim zamandaki ısı girişi (\dot{Q}_{in}) ile $4 \rightarrow 1$ sürecinde gerçekleşen birim zamandaki çıkan ısı (\dot{Q}_{out}) arasındaki fark indike gücü (P_i) ifade etmektedir. Efektif güç (P_e) ise P_i ile sürtünme gücünün (P_{fr}) arasındaki farka eşittir. P_e/P_i oranı ise mekanik verim (η_m) olarak tanımlanmaktadır.

$$P_i = Q_{in} - |Q_{out}| \quad (1)$$

$$P_e = P_i - P_{fr} \quad (2)$$

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{Q_{in} - |Q_{out}| - |P_{fr}|}{Q_{in} - |Q_{out}|} = 1 - \frac{|P_{fr}|}{Q_{in} - |Q_{out}|} = \frac{P_e}{P_e + |P_{fr}|} \quad (3)$$

P_{fr} , sürtünme katsayısı (μ) ve ortalama piston hızının (s_{pm}) bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$P_{fr} = -\mu(s_{pm})^2 = \frac{-\mu N^2}{900} \left[\frac{4\lambda^2 v_d}{\pi} \right]^{2/3} \quad (4)$$

Burada N , λ ve v_d sırasıyla motor hızı, kurs oranı ve kurs hacmini ifade etmektedir. Sistemdeki çalışma akışkanının (m_{mix}) yakıt (m_f), hava (m_a) ve artık gazdan (m_r) meydana geldiği varsayılmıştır. Artık gazın ise C_8H_{18} 'in stokiyometrik orandaki hava ile tam yanma sonucundaki CO_2 , H_2O ve N_2 den oluşan bir karışımından meydana geldiği kabul edilmiştir (Özdemir ve ark., 2018).

$$m_{mix} = m_f + m_a + m_r = \frac{m_f(\phi + \alpha)}{\phi(1 - x_r)} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{mix} = \frac{m_{mix}N}{120} \quad (6)$$

Burada ϕ , α ve x_r , sırasıyla eşdeğerlik oranını, stokiyometrik hava/yakıt oranını ve artık gaz kesrini ifade etmektedir. λ ve x_r aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\lambda = \frac{L}{D} = \frac{4v_d}{\pi D^3} \quad (7)$$

$$x_r = \frac{m_r}{m_{mix}} \quad (8)$$

Çevrim başlangıç sıcaklığı olan T_1 genellikle ortam sıcaklığına eşit ve sabit bir değer olarak kabul edilmektedir. Bu çalışmada ise T_1 değeri T_a , T_4 ve x_r 'nin parametresi olarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$T_1 = T_a + \frac{x_r R_r (T_4 - T_a)}{R_{mix}} \quad (9)$$

\dot{Q}_{in} ve \dot{Q}_{out} ise aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{mix} \int_{T_2}^{T_3} c_{vmix} dT \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{mix} \int_{T_4}^{T_1} c_{vmix} dT \quad (11)$$

Bu çalışmada özgül ısıların sıcaklığın logaritmik bir fonksiyonu olduğu kabul edilmiştir. Bunun için NIST-JANAF termokimyasal katsayılarından (Chase, 1998) faydalanılarak yakıt, hava ve artık gaz için özgül ısının sıcaklığa bağlı değişimi eğrisi elde edilmiş ve bu eğri $y = a + b \ln x$ genel formundaki logaritmik bir fonksiyonla ifade edilmiştir.

$$c_{vi} = a_{vi} + b_i \ln T \quad (12)$$

$$c_{pi} = a_{pi} + b_i \ln T \quad (13)$$

$$R_i = a_{pi} - a_{vi} \quad (14)$$

Buradaki “i” indisi hava (a), yakıt (f), artık gaz (r) veya çalışma akışkanını (mix) ifade etmektedir. Buradaki katsayılar tablo 1’deki gibi belirlenmiştir.

Tablo 1. NIST-JANAF tabloları yardımıyla türetilen katsayılar

Katsayı	Yakıt	Hava	Artık Gaz
a_{vi}	-8.31762	-0.12911	-0.41814
a_{pi}	-8.24469	0.15917	-0.12737
b_i	1.75018	0.14370	0.20460

Herhangi bir sıcaklık için çalışma akışkanına ait a_{vmix} , a_{pmix} ve b_{mix} katsayıları aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$a_{vmix} = \frac{1 - x_r}{1 + \alpha\lambda} (a_{vf} + \alpha x_r a_{va}) + x_r a_{vr} \quad (15)$$

$$a_{pmix} = \frac{1 - x_r}{1 + \alpha\lambda} (a_{pf} + \alpha x_r a_{pa}) + x_r a_{pr} \quad (16)$$

$$b_{mix} = \frac{1 - x_r}{1 + \alpha\lambda} (b_f + \alpha x_r b_a) + x_r b_r \quad (17)$$

Buna göre Eş. 10 ve Eş. 11 aşağıdaki gibi tekrar ifade edilebilmektedir.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{mix} b_{mix} \left[(T_3 \ln T_3 - T_2 \ln T_2) - (T_3 - T_2) \left(1 - \frac{a_{vmix}}{b_{mix}} \right) \right] \quad (18)$$

$$|\dot{Q}_{out}| = \dot{m}_{mix} b_{mix} \left[(T_4 \ln T_4 - T_1 \ln T_1) - (T_4 - T_1) \left(1 - \frac{a_{vmix}}{b_{mix}} \right) \right] \quad (19)$$

1 → 2s ve 3 → 4s süreçleri tersinir adyabatik sıkıştırma ve genişleme süreçlerini ifade etmektedir. 2 ve 4 noktalarının termodinamik özelliklerinin belirlenebilmesi için öncelikle 2s ve 4s noktalarının termodinamik özellikleri belirlenmelidir.

$$c_{vmix} \frac{dT}{T} + R_{mix} \frac{dv}{v} = 0 \quad (20)$$

$$\int_{T_1}^{T_{2s}} \left(\frac{a_{vmix} + b_{mix} \ln(T)}{T} \right) dT = -R_{mix} \int_{V_1}^{V_{2s}} \frac{dV}{V} \quad (21)$$

$$\int_{T_3}^{T_{4s}} \left(\frac{a_{vmix} + b_{mix} \ln(T)}{T} \right) dT = -R_{mix} \int_{V_3}^{V_{4s}} \frac{dV}{V} \quad (22)$$

Burada tersinir adyabatik süreçler için genel ifade Eş. 20 ile ifade edilmiştir. 1 → 2s ve 3 → 4s süreçleri için Eş. 20 düzenlenirse Eş. 21 ve Eş 22 elde edilir. Bu eşitlikler çözüldüğünde T_{2s} ve T_{4s} aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$T_{2s} = e^{\left[\frac{-1}{b_{mix}} \left[a_{vmix} - (a_{vmix})^2 + b_{mix} (b_{mix} (\ln T_1)^2 + 2a_{vmix} \ln T_1 + 2R_{mix} \ln \epsilon) \right]^{0.5} \right]} \quad (23)$$

$$T_{4s} = e^{\left[\frac{-1}{b_{mix}} \left[a_{vmix} - (a_{vmix})^2 + b_{mix} (b_{mix} (\ln T_3)^2 + 2a_{vmix} \ln T_3 - 2R_{mix} \ln \epsilon) \right]^{0.5} \right]} \quad (24)$$

Sıkıştırma ve genişleme süreçleri için tersinmezlikler sırasıyla sıkıştırma verimi (η_c) ve genişleme verimi (η_e) ile ifade edilmektedir ve izentropik verim olarak bilinmektedir. (Özdemir ve ark., 2018). η_c ve η_e bu çalışma için %97 olarak kabul edilmiştir (Arabacı, 2018a). İzentropik verimlerle yardımıyla T_2 ve T_4 aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} + T_1 \quad (25)$$

$$T_4 = \eta_e (T_{4s} - T_3) + T_3 \quad (26)$$

Bu çalışmada çalışma akışkanı olarak hava yerine hava-yakıt-artık gaz karışımı kullanıldığından dolayı \dot{Q}_{in} aynı zamanda yakıt kimyasal enerjisi (\dot{Q}_f) ve silindir duvarından asılan ısı (\dot{Q}_{ht}) ile ifade edilmektedir.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_f - \dot{Q}_{ht} \quad (27)$$

\dot{Q}_{ht} çevrimdeki tersinmezlik kaynaklarından birisidir ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{Q}_{ht} = \alpha_{conv} A_{tr} \left(\frac{T_2 + T_3}{2} - T_w \right) \quad (28)$$

$$A_{tr} = \pi D \left[\frac{\epsilon L}{\epsilon - 1} + \frac{D}{2} \right] = \pi \left(\frac{4v_d}{\pi \lambda} \right)^{2/3} \left[\frac{\epsilon \lambda}{(\epsilon - 1)} + 0.5 \right] \quad (29)$$

$$\alpha_{conv} = 130 \left(\frac{\epsilon v_d}{\epsilon - 1} \right)^{-0.06} P_1^{0.8} T_1^{-0.4} (s_{pm} + 1.4)^{0.8} \quad (30)$$

$$s_{pm} = \frac{LN}{30} = \frac{D\lambda N}{30} = \frac{2}{15} \left[\frac{N^3 \lambda^2 v_d}{\pi} \right]^{1/3} \quad (31)$$

Burada α_{conv} , A_{tr} , T_w sırasıyla ısı transferi katsayısı, ısı transferi yüzey alanı ve silindir duvar sıcaklığıdır. α_{conv} genellikle sabit bir değer olarak kabul edilmektedir. Ancak bu çalışmada Hohenberg korelasyonu kullanılmıştır (Hohenberg, 1979).

\dot{Q}_f ise ϕ ve yakıt alt ısıl değerinin (H_u) bir fonksiyonu olarak aşağıdaki amprik ifade ile hesaplanabilmektedir (Ebrahimi, 2012).

$$\dot{Q}_f = \left(-1.4474 + \frac{4.1858}{\phi} - \frac{1.8671}{\phi^2} \right) \dot{m}_f H_u \quad (32)$$

Yukarıdaki eşitlikler P_e değerinin hesaplanması için yeterlidir ancak yalnızca P_e değerini kullanarak farklı güç kapasitesindeki motorların karşılaştırılması için yeterli değildir. Bu çalışmada motorların karşılaştırılması için ısıl verim, güç yoğunluğu (birim kurs hacmi başına elde edilen güç, P_{den}) ve özgül yakıt tüketimi (b_e) parametreleri kullanılmıştır.

$$P_{den} = \frac{10^3 P_e (\epsilon - 1)}{\epsilon v_d} \quad (33)$$

$$b_e = \frac{3.6 \times 10^6 \dot{m}_f}{P_e} \quad (34)$$

Genel amaçlı motorlarda marka, model ve kapasiteye bağlı olarak ε , λ , v_d ve N gibi fiziksel özellikleri birbirinden farklı olabilmektedir. P_1 , T_0 , T_w , μ , H_u , ϕ gibi diğer parametreler ise her motor için sabit olarak kabul edilmiştir.

3. Sayısal Uygulama ve Tartışma

Bu çalışma için 5 farklı üreticiye ait 10 adet genel amaçlı motorun karakteristik özellikleri referans alınarak maksimum güç ürettikleri şartlarda matematiksel modellemeleri yapılarak performansları karşılaştırılmıştır (Tablo 2). Bu motorların maksimum güçleri 4.2-10.3 kW, sıkıştırma oranları, 8.1-8.7, kurs oranları 0.716-0.970 ve kurs hacimleri 169-479 cm³ aralığında değişmektedir. Tablo 2'de yâre alan $P_{e,max}$ değerleri, motorların sürekli maksimum güç değerleridir. Ayrıca λ deperleri kataloglardaki kurs boyu ve piston çapı verilerinden hesaplanmıştır.

Tablo 2. Sayısal uygulamada kullanılan motorlar

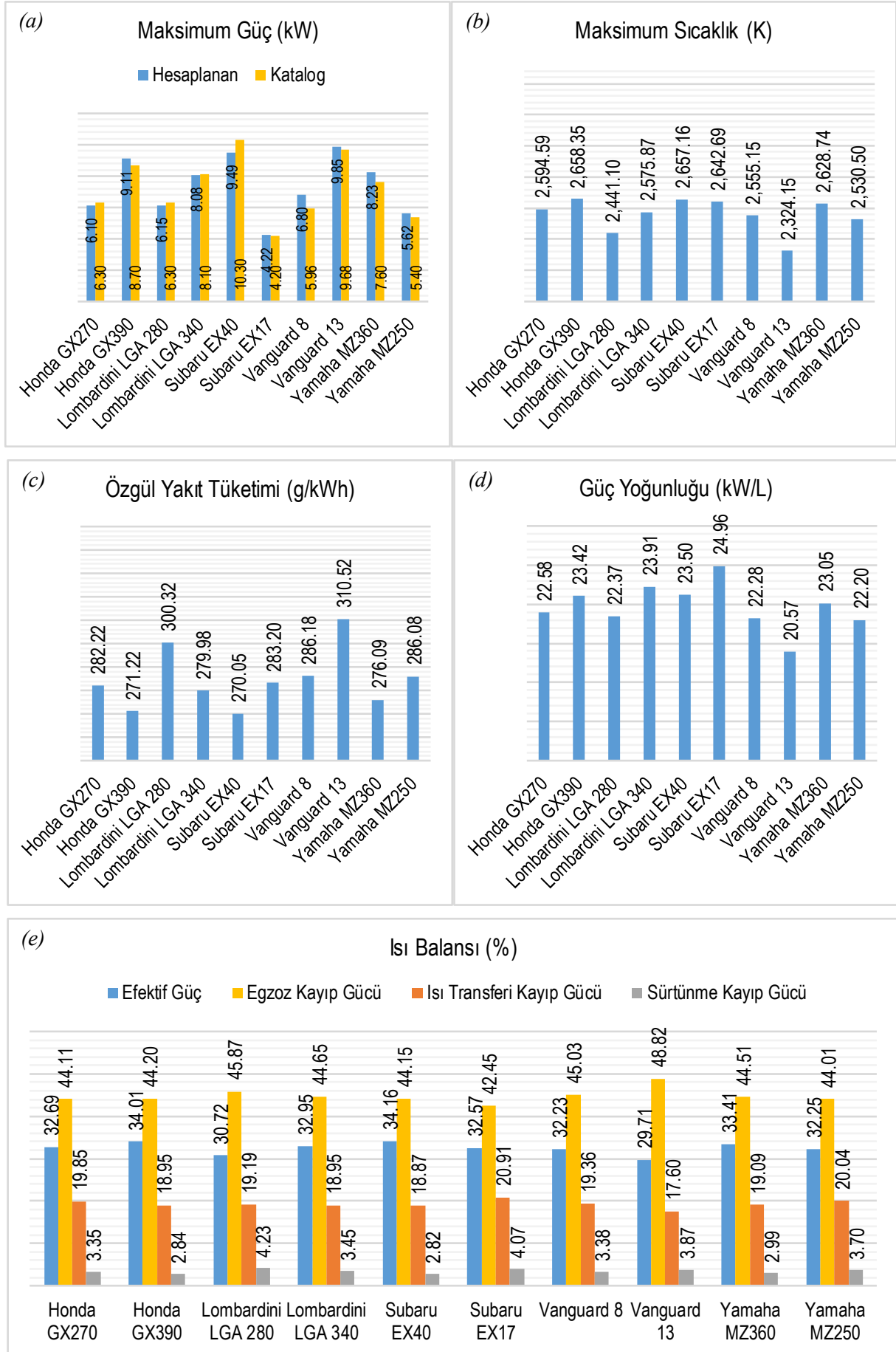
Marka-Model	v_d cm ³	$P_{e,max}$ kW@rmp	ε	λ
Honda GX270	270	6.3@3600	8.2	0.753
Honda GX390	389	8.7@3600	8.2	0.727
Lombardini LGA 280	275	6.3@3800	8.5	0.865
Lombardini LGA 340	338	8.1@3800	8.5	0.780
Subaru EX40	404	10.3@3600	8.3	0.730
Subaru EX17	169	4.2@4000	8.5	0.716
Vanguard 8	305	6.0@3600	8.1	0.782
Vanguard 13	479	9.7@3600	8.2	0.970
Yamaha MZ360	357	7.6@3600	8.1	0.741
Yamaha MZ250	253	5.4@3600	8.7	0.797

Hesaplamalarda kullanılan sabit parametrelerin değerleri Tablo 3'te gösterilmiştir (Arabacı, 2018a).

Tablo 3. Hesaplamalarda kullanılan sabit parametreler

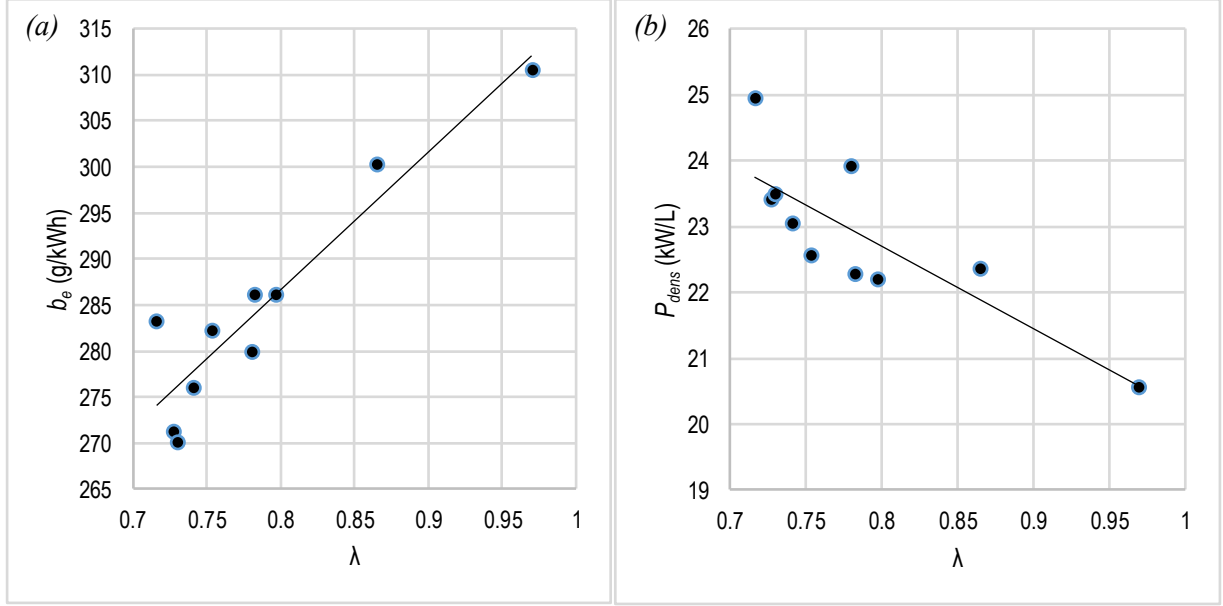
Parametre	Değer
P_1	100 kPa
T_a	300 K
T_w	350 K
μ	12.9 Ns/m
H_u	44700 kJ/kg
ϕ	1.0
x_r	%13

Şekil 2'de referans motorlara ait performans verileri gösterilmektedir. Şekil 2a'da matematiksel modele göre hesaplanan ve motor kataloglarında bulunan maksimum güç değerlerinin karşılaştırması yapılmıştır. Matematiksel model ile elde edilen maksimum güç sonuçlarının katalog değerlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Şekil 2b'de çevrimde oluşan maksimum sıcaklıklar (T_3) görülmektedir. Teorik olarak T_3 sıkıştırma sonu sıcaklığı olan T_2 ve \dot{Q}_{in} 'e bağlıdır. T_2 ise T_1 , ε ve η_c 'ye bağlıdır. \dot{Q}_{in} ise b_e 'ye bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle T_3 ve b_e 'nin aynı eğilimde olması beklenmektedir. Ancak Şekil 2b ve Şekil 2c beraber incelendiğinde T_3 'ün en yüksek olduğu durumda b_e 'nin en düşük olduğu görülmektedir. Sunulan modelde \dot{Q}_{in} , \dot{Q}_f ve \dot{Q}_{ht} 'ye bağlıdır. \dot{Q}_{ht} ise T_1 , T_2 , T_3 , ε , v_d , ve λ gibi birçok parametreye bağlıdır. b_e ise yalnızca \dot{Q}_f ile ilgili bir durumdur ve aynı \dot{Q}_f değerinde \dot{Q}_{ht} 'nin değişimine bağlı olarak \dot{Q}_{in} değişebilir. Bu durumda motorda, başta T_3 olmak üzere tüm kritik değerler değişmektedir. Bu matematiksel modelde T_3 herhangi bir formüle göre doğrudan olarak hesaplanamaz ve iteratif yöntemlerle belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 2d'de ise güç yoğunluğu görülmektedir. Güç yoğunluğu hacimsel bir kavramdır ve genel olarak b_e 'nin veya T_3 'ün veya P_e 'nin değişimiyle birlikte güç yoğunluğunun nasıl değişeceği konusunda doğrudan bir ilişki kurmak oldukça zordur. Şekil 2e'de her motor için ısı balansı oluşturulmuştur. Isı balansındaki değerler yüzde olarak verildiği için karşılaştırma yapılabilir niteliktedir.



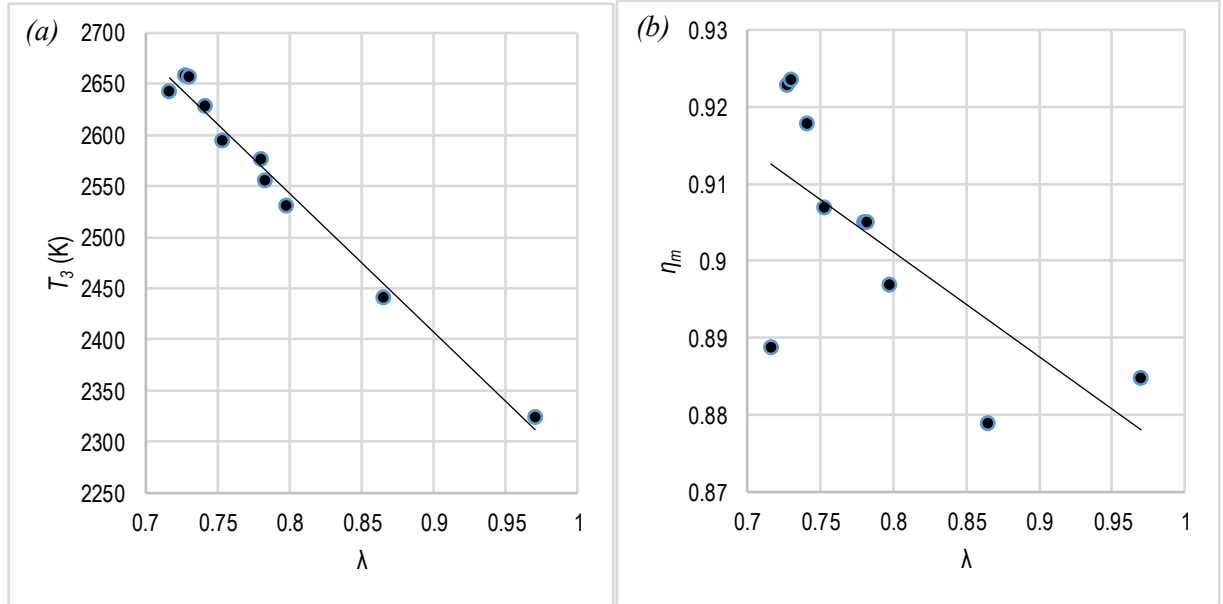
Şekil 2. Referans motorlara ait performans verilerinin karşılaştırılması
 (a) Maksimum Güç, (b) Maksimum Sıcaklık, (c) Özgül Yakıt Tüketimi, (d) Güç Yoğunluğu, (e) Isı Balansı

Marka, model ve kurs hacmi ve efektif gücünden bağımsız olarak motor parametreleri λ ve b_e 'ye bağlı olarak incelenmiştir. Şekil 3'te kurs oranının (λ) özgül yakıt tüketimine (b_e) ve güç yoğunluğuna (P_{dens}) etkisi görülmektedir. Kurs oranının artmasıyla birlikte özgül yakıt tüketiminin arttığı ve güç yoğunluğunun azaldığı görülmektedir. Başka bir ifade ile kurs oranı düşük olan motorun özgül yakıt tüketimi düşük, güç yoğunluğu yüksek olmaktadır.



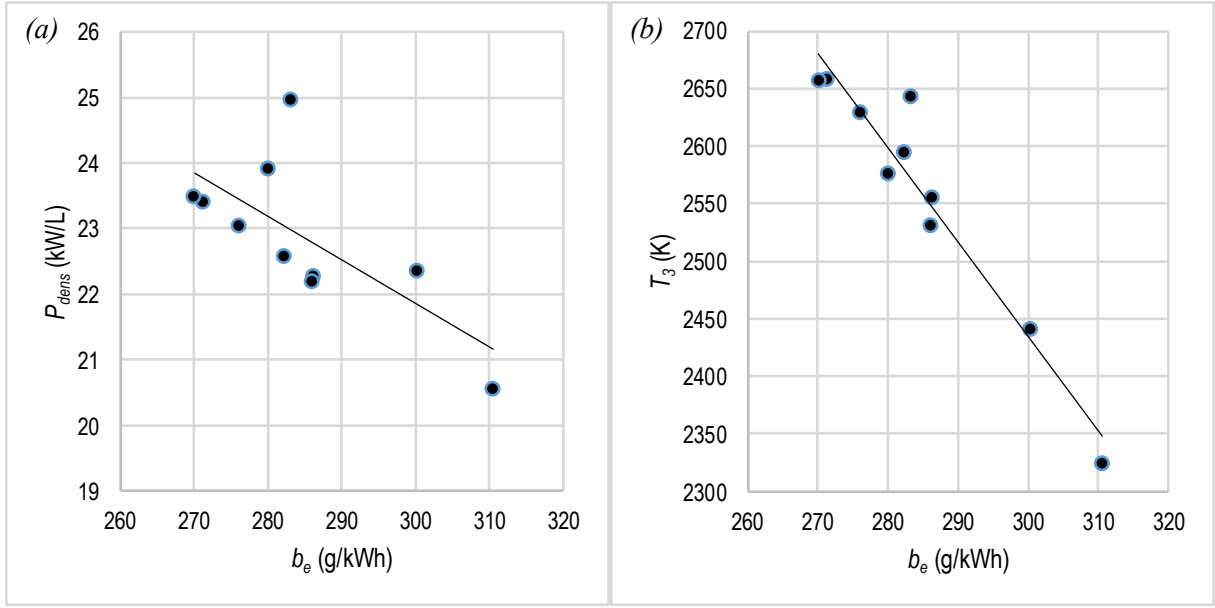
Şekil 3. (a) Özgül yakıt tüketiminin ve (b) güç yoğunluğunun λ 'ya bağlı değişimi

Şekil 4'te kurs oranının (λ) maksimum sıcaklığa (T_3) ve mekanik verime (η_m) etkisi görülmektedir. Kurs oranı arttıkça maksimum sıcaklık ve mekanik verim azalmaktadır. Kurs oranı \dot{Q}_{ht} , s_{pm} ve P_{fr} 'yi etkilemektedir. Bu nedenle kurs oranı (λ) arttıkça \dot{Q}_{ht} 'ye bağlı olarak T_3 , P_{fr} 'ye bağlı olarak η_m olumsuz etkilenmektedir. Ancak λ ile T_3 arasındaki ilişki λ ile η_m arasındaki ilişkiden çok daha güçlü olduğu görülmektedir.



Şekil 4. (a) Maksimum sıcaklığın ve (b) mekanik verimin λ 'ya bağlı değişimi

Şekil 5'te özgül yakıt tüketiminin (b_e) güç yoğunluğuna (P_{dens}) ve maksimum sıcaklığa (T_3) etkisi görülmektedir. b_e arttıkça P_{dens} ve T_3 azalmaktadır. İçten yanmalı motolarda b_e 'nin mümkün olduğunca düşük olması istenmektedir. b_e azaldığında P_{dens} beklenen bir durum olarak artmaktadır ve bu da istenen bir durumdur. Ancak b_e azaldığında T_3 artmaktadır ve bu durumda motorun daha yüksek sıcaklıklarda çalıştığını göstermektedir.



Şekil 5. (a) Güç yoğunluğunun ve (b) maksimum sıcaklığın b_e 'ye bağlı değişimi

4. Sonuç

Bu çalışmada sıkıştırma oranı, kurs oranı, kurs hacmi ve çıkış gücü birbirinden farklı benzinli genel amaçlı motorların performanslarının karşılaştırılması için basit bir termodinamik model oluşturulmuştur. Bununla birlikte giriş sıcaklığı, ısı transferi, sürtünme gibi parametreler için alt modeller oluşturulmuştur. Bu model için termodinamiğin birinci yasası ve sonlu zaman termodinamiği kabulleri kullanılmıştır. Ayrıca özgül ısı değerinin, sıcaklığın logaritmik fonksiyonu olarak değiştiği kabul edilmiştir. Termodinamik modele göre hesaplanan motorlara ait çıkış gücü değerleri, katalog değerlerine göre karşılaştırılarak modelin kullanılabilirliği kontrol edilmiştir. Daha sonra her bir referans motor için ısı balansı oluşturulmuştur. Isı balansında kayıp gücün, egzoz, sürtünme ve ısı transferi ile kaybedilen güçlerin toplamı olduğu varsayılmıştır ve termodinamik model yardımıyla bu kayıp güçlerin ayrı ayrı oranları hesaplanmıştır. Motorlar arasında marka ve modelden bağımsız olarak kurs oranı, sıkıştırma oranı, kurs hacmi, gibi fiziksel özelliklerine göre karşılaştırma yapılabilmesi için kurs oranı ve özgül yakıt tüketiminin güç yoğunluğu, maksimum sıcaklık ve mekanik verime etkisi incelenmiştir. Buna göre kurs oranının artmasıyla birlikte maksimum çevrim sıcaklığı, mekanik verim ve güç yoğunluğunun azaldığı, özgül yakıt tüketiminin arttığı görülmüştür. Yapılan çalışma neticesinde özgül yakıt tüketimi ile maksimum çevrim sıcaklığı arasında, kurs oranı ile maksimum çevrim sıcaklığı arasında ve kurs oranı ile özgül yakıt tüketimi arasında güçlü bir ilişki olduğu ve oluşturulan modelin benzinli genel amaçlı motorların performanslarının karşılaştırılması için kullanılabilir nitelikte olduğu görülmüştür.

Açıklama

Bu çalışma 13-15 Aralık 2018 tarihleri arasında gerçekleştirilen "International Conference on Technology and Science"da "A new approach to the determination of heat balance in general purpose gasoline engines" başlığı ile yazar Emre Arabacı tarafından sözlü olarak sunulan bildiriden geliştirilerek ve zenginleştirilerek hazırlanmıştır.

Kaynakça

- Ansermet, J. P., & Brechet, S. D. (2019). *Principles of Thermodynamics*. Cambridge University Press.
- Arabaci, E. (2018a). Artık gaz kesri ve kurs oranının tersinmez Otto çevriminin performansına ve entropi üretimine etkileri. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (14), 83-89.
- Arabaci, E. (2018b). A new approach to the determination of heat balance in general purpose gasoline engines. *International Conference on Technology and Science*. Retrieved January 01, 2019, from <http://dergipark.gov.tr/sjmakeu/page/5766>
- Chase Jr, M. W. (1998). NIST-JANAF thermochemical tables. *J. Phys. Chem. Ref. Data, Monograph*, 9.
- Diesel, R. (1898). *U.S. Patent No. US608845A*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- Dobrucali, E. (2016). The effects of the engine design and running parameters on the performance of a Otto–Miller Cycle engine. *Energy*, 103, 119-126.
- Ebrahimi, R. (2011). 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.
- Ebrahimi, R. (2012). Performance analysis of an irreversible Miller cycle with considerations of relative air–fuel ratio and stroke length. *Applied Mathematical Modelling*, 36(9), 4073-4079.
- Ebrahimi, R. (2013). 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).
- Ebrahimi, R. (2016). Second law analysis on an air-standard Miller engine. *exergy*, 2, 17.
- Ebrahimi, R., & Dehkordi, N. S. (2018). Effects of design and operating parameters on entropy generation of a dual cycle. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 133(3), 1609-1616.
- Ebrahimi, R., & Sherafati, M. (2013). Thermodynamic simulation of performance of a dual cycle with stroke length and volumetric efficiency. *Journal of thermal analysis and calorimetry*, 111(1), 951-957.
- Ganesan, V. (2012). *Internal combustion engines*. New York: McGraw-Hill.
- Ge, Y. L., Chen, L., & Sun, F. R. (2008). Finite-time thermodynamic modelling and analysis of an irreversible diesel cycle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 222(5), 887-894.
- Ge, Y., Chen, L., & Qin, X. (2018). Effect of specific heat variations on irreversible Otto cycle performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 122, 403-409.
- Ge, Y., Chen, L., & Sun, F. (2009). Finite-time thermodynamic modeling and analysis for an irreversible Dual cycle. *Mathematical and Computer Modelling*, 50(1-2), 101-108.
- Ge, Y., Chen, L., Qin, X., & Xie, Z. (2017). 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.
- Ge, Y., Chen, L., Sun, F., & Wu, C. (2005). 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.
- Gonca, G. (2017). Performance Analysis of an Atkinson Cycle Engine under Effective Power and Effective Power Density Conditions. *Acta Physica Polonica, A.*, 132(4).
- Gonca, G., & Sahin, B. (2016). 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.
- Gonca, G., Sahin, B., & Ust, Y. (2013). Performance maps for an air-standard irreversible Dual–Miller cycle (DMC) with late inlet valve closing (LIVC) version. *Energy*, 54, 285-290.
- Heywood, J. B. (2018). *Internal combustion engines*. New York: McGraw-Hill.
- Hohenberg, G. F. (1979). *Advanced approaches for heat transfer calculations* (No. 790825). SAE Technical paper.
- Kaushik, S. C., Tyagi, S. K., & Kumar, P. (2017). *Finite time thermodynamics of power and refrigeration cycles*. Springer International Publishing.
- Otto, N. A. (1887). *U.S. Patent No. US365701A*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- Özdemir, A. O., Kılıç, B., Arabacı, E., & Orman, R. Ç. (2018). 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.

Wu, C. (2002). *Intelligent computer based engineering thermodynamics and cycle analysis*. New York: Nova Science.

Wu, Z., Chen, L., Ge, Y., & Sun, F. (2017). Power, efficiency, ecological function and ecological coefficient of performance of an irreversible Dual-Miller cycle (DMC) with nonlinear variable specific heat ratio of working fluid. *The European Physical Journal Plus*, 132(5), 203.

Wu, Z., Chen, L., Ge, Y., & Sun, F. (2018). 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.

You, J., Chen, L., Wu, Z., & Sun, F. (2018). Thermodynamic performance of Dual-Miller cycle (DMC) with polytropic processes based on power output, thermal efficiency and ecological function. *Science China Technological Sciences*, 61(3), 453-463.