



**Cemil Yılmaz, Hasan Yamık**

Bilecik University, Bilecik-Turkey  
Cemil\_yilmaz@yahoo.com; Hasan.yamik@bilecik.edu.tr

DOI	<a href="http://dx.doi.org/10.12739/NWSA.2019.14.4.2A0174">http://dx.doi.org/10.12739/NWSA.2019.14.4.2A0174</a>	
ORCID ID	0000-0003-3109-2377	0000-0002-6269-8606
CORRESPONDING AUTHOR	Cemil Yılmaz	

## HOMOJEN ŞARJ SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ (HCCI) BİR MOTOR İÇİN EKSERJİ ANALİZİ ÖZ

Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli (HCCI) motorlar, konvansiyonel buji ile ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlar ile karşılaştırıldığında, yüksek ısı verim, çok düşük NO<sub>x</sub> ve PM emisyonları ve düşük ısı kayıpları gibi birtakım avantajlara sahip olduğu bilinmektedir. Bundan dolayı HCCI motorlarda, silindir dışarısında oluşturulmuş hava/yakıt karışımı silindir içerisine hemen hemen homojen bir şekilde alınıp sıkıştırılmakta, hava/yakıt karışımının sıcaklığı tutuşma sıcaklığına ulaştığında silindirin bütün bölgelerinde eş zamanlı olarak yanma başlamaktadır. Ancak karışımın eşzamanlı olarak bütün silindirde aniden yanması özellikle yüksek motor yüklerinde basınç artış oranının çok yükselmesini sağlamakta ve bu durum vurutuya neden olmaktadır. Düşük motor yüklerinde ise aşırı fakir karışımdan dolayı ateşlenememe problemleri oluşmaktadır. Bu problemlerden dolayı HCCI motorlar henüz ticari olarak doğrudan kullanılamamaktadır. Bu çalışmada HCCI motoru ekserji analizi yöntemiyle incelenmiştir. 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, yakıt ekserjisine göre yüzdesi; ortalama olarak egzoz ekserjisinin %10.1 soğutma suyu ekserjisinin %5.8, radyasyon ekserjisinin %6.8, efektif güç ekserjisinin %17.2 ve ekserji kaybının %16.7 olduğu bu çalışma ile elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Homojen Doldurma, Ateşleme, HCCI Motor, Ekserji, Emisyon

## EXERGY ANALYSIS OF AN HOMOGENE CHARGING COMPRESSION IGNITION (HCCI) ENGINE

### ABSTRACT

Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines are known to have a number of advantages such as high thermal efficiency, very low NO<sub>x</sub> and PM emissions and low heat losses compared to conventional spark plug ignition (SI) and compression ignition (CI) engines. Therefore, in HCCI engines, the air/fuel mixture formed outside the cylinder is taken into the cylinder almost homogeneously and compressed, and when the temperature of the air/fuel mixture reaches the ignition temperature, combustion starts simultaneously in all parts of the cylinder. However, the simultaneous combustion of the mixture simultaneously in the whole cylinder results in a very high increase in the pressure, especially at high engine loads, which causes a knock. At low engine loads, there is an inability to ignite due to the extremely poor mixture. Because of these problems, HCCI engines are not yet commercially available directly. In this study, HCCI engine was examined by exergy method. In experiments performed at 8 different engine speeds, the percentage of fuel exergy; On the other hand, in this study, it is obtained that the average exhaust energy is 10.1%, cooling water exergy is 5.8%, radiation exergy is 6.8%, effective power exergy is 17.2% and exergy loss is 16.7%.

**Keywords:** Homogeneous Charging Compression Ignition, Engine, Exergy, Emission

### How to Cite:

Yılmaz, C. ve Yamık, H., (2019). Homojen Şarj Sıkıştırma Ateşlemeli (HCCI) Bir Motor İçin Ekserji Analizi, **Technological Applied Sciences (NWSATAS)**, 14(4):115-131, DOI:10.12739/NWSA.2019.14.4.2A0174.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Dizel Motor, içten yanmalı bir motor türüdür. Daha spesifik bir tanımda, dizel motor, oksijen içeren bir gazın (genellikle bu atmosferik havadır) yüksek basınç ve sıcaklığa ulaşmak için sıkıştırılması ve böylece silindire enjekte edilen yakıtın tutuşması ve patlaması prensibi ile çalışan bir motordur. Bu nedenle, benzinli motorların aksine, ateşleme için buji gerektirmez. 1892'de Alman mühendis Rudolf Diesel tarafından icat edilmiş olan ve 23 Şubat 1893'te dizel çevrimi olarak bilinen motorun patenti alınmıştır. Diesel, kömür tozu da dâhil olmak üzere çeşitli yakıtların kullanımı için motoru tasarladı. Rudolf Diesel, 1900 yılında yer fıstığı yağını (Biyodizel) yakıt olarak kullanarak motoru Dünya Fuarı'nda sundu. Dizel motorlar, en küçük araçtan büyük inşaat makinelerine kadar çok çeşitli endüstrilerde kullanılır. Ayrıca, teknolojinin gelişmesine paralel olarak, daha sessiz ve daha verimli olan dizel motorlar geliştirilmiş ve araçlarda kullanımları arttırılmıştır. Dizel motorlar; Kamyonlarda, traktörlerde, otobüslerde, otomobillerde ve inşaat makinelerinde, tüm deniz taşıtlarında, lokomotiflerde, sabit güç makinelerinde ve jeneratörlerde kullanılır [1 ve 2].



Şekil 1. Dizel motorun kullanıldığı bazı araçlar  
(Figure 1. Some vehicles with diesel engine)

Dizel motorların diğer motorlara göre bazı avantajları vardır. Dizel motorlarda kullanılan dizel yakıt, benzine göre daha ucuzdur. Dizel motor, aynı özelliklere sahip bir benzinli motordan yaklaşık %30 daha az yakıt tüketir, dizele göre daha yüksek ateşleme sıcaklığı nedeniyle benzinin yanma tehlikesi dizel motorlara göre daha fazladır. Dizel motorların yaydığı egzoz gazları çevreyi benzinli motorların yaydığı egzoz gazlarından daha az kirletiyor. Dizel motorların bazı dezavantajları da vardır bunlar; dizel motorlu taşıtların satış fiyatları yüksektir, yakıt sistemleri daha hassastır, daha gürültülü ve sarsıntılı çalışır, bakım maliyetleri daha yüksektir. Homojen Şarj Sıkıştırma Ateşlemeli (HCCI) motorlar, yüksek ısıl verim, çok düşük NOx ve PM emisyonları ve geleneksel buji ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ateşlemeli (CI) motorlara kıyasla düşük ısı kaybı gibi avantajlara sahiptir. HCCI motorlarında, silindir dışında oluşan hava/yakıt karışımı neredeyse homojen olarak silindirin içine alınır ve sıkıştırılır ve hava/yakıt karışımının sıcaklığı tutuşma sıcaklığına ulaştığında, yanma, silindirin tüm parçalarında eşzamanlı olarak başlar. HCCI motorları daha zayıf

karışımlarda çalışabildiğinden ve karışım homojen olduğundan, NOx ve kurum emisyonları aynı anda azaltılır, çünkü bölgesel olarak zengin karışımlar oluşmaz. Bununla birlikte, karışımın tüm silindirde aynı anda yanması, özellikle yüksek motor yüklerinde basınçta çok yüksek bir artışa neden olur; Düşük motor yüklerinde, aşırı düşük karışım nedeniyle tutuşma yeteneği yoktur. Bu problemlerden dolayı, HCCI motorları henüz doğrudan ticari olarak temin edilememektedir. HCCI motorlarındaki en önemli zorluklardan biri, yanmanın başlangıcını ve diğer yanma aşamalarını doğrudan kontrol edememesidir. Araştırmacılar, emme havası giriş sıcaklığını arttırabilir, emme havası giriş basıncını arttırabilir, sıkıştırma oranını değiştirebilir, valf zamanlamasını değiştirebilir, egzoz gazı geri dönüşümü vb. belirtilen problemleri birçok yöntem kullanılarak çözmeye çalışabilirler. Ayrıca, HCCI motorlarında kullanılan yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri, yanma aşamalarını doğrudan etkilediği için, araştırmacılar, farklı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip yakıtların kullanımıyla ilgili ayrıntılı çalışmalar yürütmektedir [3 ve 4].

HCCI motorlarında, tekleme bölgelerinin tespitinde kullanılan en önemli parametrelerden biri COVIMEP'tir (belirtilen etkili basıncın değişim katsayısı). HCCI yanması silindir içerisinde kendiliğinden tutuşma ile başladığından, başlangıç açısı doğrudan kontrol edilemez. Silindire çekilen havanın anlık sıcaklığı, silindire kalan egzoz gazı miktarı ve sıcaklığı, silindir duvarlarının sıcaklığı ve piston başlığı gibi birçok parametrede ortaya çıkan değişkenler, döngülerin arasındaki farkı gösterir. Varyans, özellikle tekleme bölgesine yaklaşırken farklı bir hızlı artış göstermektedir. COVIMEP'teki değişimi inceleyerek, tekleme bölgesi için daha sağlıklı bir çalışma haritası oluşturulabilir, bu da motorun bu bölgelerde çalışmasını önler. HCCI motorları için deneysel çalışmalar çok maliyetlidir. Motorun çalışması test sırasında tamamen sabit olmadığından, ölçümler istenilen aralıkta alınamaz. Yapay sinir ağları, ölçümlerden elde edilen verilerin daha doğru değerlendirilmesi için yaygın olarak kullanılmaktadır. Ek olarak, HCCI motorunun çalışma aralığının belirlenmesi sonucu motor kontrolü için yazılım algoritması motorun çalışmasının tekleme bölgesine doğru ilerlediğini ve motorun tekleme bölgesine girmeden önce müdahale ettiğini tespit etmelidir. Yapay sinir ağlarının yazılım algoritmasının yanlış hizalanmasını tahmin etmek için kullanılabileceği düşünülmektedir [5 ve 6].

HCCI motorları, yaklaşık 30 yıl önce farklı bir yanma olayı olarak tanımlandı. Konuyla ilgili ilk çalışmaların Onishi, Hong Jo, Shoda, Do Jo, ve Kato, (1979) tarafından daha sonra Noguchi, Tanaka, Tanaka, ve Takeuchi, (1979) tarafından yapıldığı kabul edilmektedir. Bu araştırmalar ilk önce büyük miktarda atık gaz açığa çıkaran iki zamanlı bir benzinli motora uygulandı ve HCCI motorunun temel özelliği olan küçük alev yayılımı ile yanmanın birçok anda aynı anda gerçekleştiği tespit edildi [1]. Yapay sinir ağları kullanarak bir HCCI motorunda performans parametrelerini tahmin etmek için bir model geliştirdiler. Belirtilen ortalama etkili basıncı (IMEP), termal verimi, silindir içi basıncı, kümülatif ısı dağılımını, azot oksit (NOx), karbon monoksit (CO) ve toplam hidrokarbon konsantrasyonunu hesapladılar. Bu yedi farklı motor parametresini tahmin etmek için radyal basit fonksiyon (RBF) ve feedforward (FF) olmak üzere iki ayrı ANN modeli kullandılar. Çalışmalarının sonuçları, her iki modelde de (RBF ve FF) butanolün performans parametrelerinin olduğunu gösterdi ve etanol yakıtlı HCCI motorları, 4'ten daha az hatayla tahmin edildiler. FF modelinde, daha az nöron kullanıldığını, daha basit bir ağ yapısının elde edildiğini, ancak

RBF modeline kıyasla iki kat daha fazla öğrenme süresi gerektiğini belirtti [7 ve 8 ].

## 2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ (RESEARCH)

Bu çalışma Homojen Şarj Sıkıştırma Ateşlemeli (HCCI) motorlar, yüksek ısıl verim, çok düşük NO<sub>x</sub> ve PM emisyonları ve geleneksel buji ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ateşlemeli (CI) motorlara kıyasla daha iyi enerji verimi ve ekserji bilançosu oluşturarak literatüre katkı sunmayı amaçlamıştır.

## 3. GEREÇ VE YÖNTEM (MATERIALS AND METHODS)

Bu çalışmada, motor çalışma sıcaklığına ulaşıldıktan sonra 900-1600 1/dak aralığında 8 farklı motor devri için deneysel çalışma yapılmıştır. Yakıt olarak dizel yakıt kullanıldı. Cihazlarda motor yükü, egzoz sıcaklıkları, yakıt akışı, soğutma sıvısı akışı, dış hava sıcaklığı, egzoz sıcaklığı, soğutma suyu giriş sıcaklığı, soğutma suyu çıkış sıcaklığı ve motor dış sıcaklığı istenen değerlerde 4 zamanlı tek silindirli bir test motoru ile ölçülmüştür. Motor devrine bağlı olarak ölçülen güç, tork ve yakıt tüketim değerleri, motor karakteristikleri olarak adlandırılır ve bu değerlerdeki farklı yük ve hızlardaki değişiklikler eğriler ile gösterilir. Bu değişiklikleri gösteren eğriye karakteristik eğri denir. Bu eğriler, gerçek çalışma koşullarında motorun performansı hakkında önemli bilgiler sağlar. Motor performansını belirlemek amacıyla yapılan deneysel çalışmalarda doğrudan bulunamayan değerler, performans özellikleri veren denklemlerle hesaplanmaktadır. Motor testlerinde ölçülen miktarlar genellikle tork, motor hızı, yakıt tüketimi, emme havası akışı, soğutma suyu akışı, ortam sıcaklığı, basınç ve nem, egzoz gazı sıcaklığı, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır. Bu miktarlarla hesaplanan en önemli performans özellikleri etkili güç, tork ve spesifik yakıt tüketimidir.

### 3.1. HCCI Motorun Tanımı (HCCI Engine Description)

HCCI, homojen olarak karıştırılmış havanın ve yakıtın kendiliğinden tutuşma koşullarına sıkıştırıldığı bir iç yanma şeklidir. HCCI, ICC'lerin neden olduğu kirliliği azaltmak için kullanılacak yeni bir teknoloji olarak önem kazanmaktadır [2]. HCCI motorları (benzin, dizel, doğal gaz, biyoyakıt ve hidrojen) çeşitli yakıtlarla çalışabilir [3]. HCCI motorları, kullanımdaki kıvılcım ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli motorlara kıyasla yüksek termal verimlilik potansiyeline ve düşük NO<sub>x</sub> ve kurum emisyonlarına sahiptir [4]. Yüksek termal verim, kurum emisyonu ve düşük NO<sub>x</sub> emisyonu, HCCI motorlarına duyulan ilginin ana nedenleridir. Bu faydalara rağmen, ateşleme ve yanmayı doğrudan kontrol edememeden kaynaklanan kullanım için bazı problemler vardır. Ek olarak, nispeten soğuk silindir bölgelerinden (örn. Boşluklar ve termal sınır tabakası) HCCI motorlarının egzozlarında yüksek seviyede hidrokarbon (HC) ve karbon monoksit (CO) emisyonları vardır [5]. HCCI yanmasının ana sorunlarından biri, yanma fazının kontrolüdür. Kıvılcım ateşlemeli veya konvansiyonel dizel motorların aksine, yanmanın başlamasını kontrol etmek için doğrudan bir yöntem yoktur. Bunun yerine, hava-yakıtın kimyasal reaksiyonlarının kinetiği yanmanın başlatılmasında etkilidir [6 ve 7]. Ancak, HCCI konseptini üretilen motorlara uygulamadan önce çözülmesi gereken bazı engeller var. Bu problemler, HCCI hız yükü aralığını genişletmeyi, tüm çalışma aralığı boyunca HCCI yanmasını kontrol etmeyi ve yanmamış HC ve CO emisyonlarını minimize etmeyi içerir [8]. HCCI motorlarında, yanma, uygun karıştırma ve sıkıştırma ile kendiliğinden tutuşma

olmadan yakıt ve oksidan (genellikle hava) ve artık gazın (önceki çevrimden yanma gazı) kontrolüdür. Geliştirilmekte olan HCCI motorları, günümüzün dizel motorlarının en büyük sorunlarından biri olan yakıt tüketimini ve partikül ve NOx emisyonlarını azaltır ve egzoz sistemindeki partikül filtresi ve NOx depolaması gibi sistemlere olan ihtiyacı azaltır. HCCI'nin temel özelliği, yakıt/hava karışımının birkaç yerde aynı anda tutuşma ile aynı anda yanmasıdır [9]. HCCI motorlarında yanma sırasındaki en önemli problemlerden biri kendiliğinden tutuşmayı kontrol etmenin zorluğudur. Çeşitli HCCI yanma mekanizmalarını analiz etmek için sayısız deneysel ve sayısal çalışma yapılmıştır [10]. HCCI motorunda kendi kendine tutuşma, egzoz valfi kapatılarak giriş valfi açıklığını ayarlayarak silindir içindeki sıcak egzoz gazının bir kısmının egzoz zamanı sırasında serbest bırakılmasıyla kolaylaştırılabilir. Değişken valf zamanlamasının egzoz gazı emisyonu ve doğrudan enjeksiyonlu HCCI motorun performansı üzerindeki etkilerini bir boyutlu akışkan dinamiği motor döngüsü simülasyonu kullanarak araştırdı [11].

### 3.2. Motor Momenti ve Efektif Güç (Motor Torque and Effective Power)

Motor özelliklerinin belirlenmesinde; tork, etkili güç ve spesifik yakıt tüketimi kullanılır. Test motorunun etkin gücü ( $P_e$ ) aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$P_e = \frac{T_n}{9549} \quad (1)$$

Burada  $n$  [rpm] krank mili hızı ve  $T$  [Nm] torktur. Test motorunun spesifik yakıt tüketimi (sfc), aşağıdaki formüle göre hesaplanabilir.

$$sfc = \frac{3600\dot{m}_y}{P_e} \quad (2)$$

$\dot{m}_y$  tüketilen yakıtın kütle akış hızıdır. Bu şekilde, test motoru için elde edilen performans karakteristikleri değerleri Grafik 1 ve Grafik 2'de gösterilmektedir.

### 3.3. Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması (Application of Energy and Exergy Analysis)

Deney motoru; 900 (1/min), 1000 (1/min), 1100 (1/min), 1200 (1/min), 1300 (1/min), 1400 (1/min), 1500 (1/min), 1600 (1/min)'de dizel yakıtıyla çalıştırılmış, ve bu hızların deney sonuçları ölçüm cihazları üzerinden alınmıştır.

### 3.4. Enerji Hesapları (Energy Calculations)

Dizel yakıt için alınan değerler yakıt debileri  $\dot{m}_y$  kullanıldığında yakıt enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır. Esitlik 3'de  $H_u$  yakıtın alt ısıl değerini göstermektedir. Dizel yakıtının alt ısıl değeri 43350kJ/kg olarak kullanılmıştır [12]. Motor hızları için yakıt enerjileri hesaplanmış ve Grafik 3'de sunulmuştur.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_y \cdot H_u \quad (3)$$

Egzoz ısısı, motor çıkışından çevreye kadar olan ısı kayıpları dikkate alındığında Eşitlik 4'deki bağıntı ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e1} - T_{e2}) + \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e2} - T_{e3}) + \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e2} - T_{e0}) \quad (4)$$

a: Egzoz manifoldu - kalorimetre arasındaki ısı kaybı

b: Kalorimetreden egzoz gazı soğutma suyuna geçen ısı

c: Kalorimetrenin çıkışındaki gazın, çevreye atılan ısısı

Kalorimetredeki ısı kayıpları ihmal edilerek enerji dengesi yazıldığında;

$$\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e2} - T_{e3}) = \dot{m}_{sk} \cdot c_{psu} \cdot (T_{s2} - T_{s1}) \quad (5)$$

$$\dot{m}_g \cdot c_{pg} = \dot{m}_{sk} \cdot c_{psu} \cdot \frac{(T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} \quad (6)$$

Eşitlik 5, Eşitlik 6'de yerine konulursa aşağıdaki bağıntı elde edilir;

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_{psu} (T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} \cdot (T_{e1} - T_0) \quad (7)$$

Burada;

$\dot{m}_{sk}$  Kalorimetre soğutma suyu debisi, kg/s,

$c_{psu}$  Kalorimetre soğutma suyu özgül ısısı, kJ/kgK,

$T_{s1}$  Kalorimetre soğutma suyu giriş sıcaklığı, °C,

$T_{s2}$  Kalorimetre soğutma suyu çıkış sıcaklığı, °C,

$T_{e1}$  Egzoz manifoldu çıkışındaki egzoz gazının sıcaklığı, °C,

$T_{e2}$  Egzoz gazının kalorimetreye giriş sıcaklığı, °C,

$T_{e3}$  Egzoz gazının kalorimetreden çıkış sıcaklığı, °C,

$T_0$  Dış hava sıcaklığı, °C'dır.

Soğutma suyu ısısı Eşitlik 8 kullanılarak belirlenmiştir.

Motor soğutma suyu debileri ise  $\dot{m}_s = 0,04667 \cdot \sqrt{h}$  eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s \cdot c_{psu} \cdot (T_{sg2} - T_{sg1}) \quad (8)$$

Radyasyon ısısı aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_y - (\dot{P}_e + \dot{Q}_e + \dot{Q}_s) \quad (9)$$

### 3.5. Kayıp Enerji Yüzdeleri (Lost Energy Percentages)

Toplam kayıp enerjiler (egzoz ısısı+soğutma suyu ısısı+radyasyon ısısı) içerisindeki kayıp enerjilerin % değişimi dizel yakıtı için Grafik 10'da verilmiştir. Dizel yakıt için kayıp enerjiler aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{ke} = \dot{Q}_e + \dot{Q}_s + \dot{Q}_r \quad (10)$$

Egzoz ısısının kayıp enerji içindeki yüzde değeri;  $\frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{ke}} \cdot 100$

Soğutma suyu ısısının kayıp enerji içindeki değeri;  $\frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_{ke}} \cdot 100$

Radyasyon ısısının kayıp enerji içindeki yüzde değeri;  $\frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}_{ke}} \cdot 100$

### 3.6. Ekserji Hesapları (Exergy Accounts)

Test motoruna enerji analizi uygulandıktan sonra daha net sonuçlara ulaşmak için test motoruna ekserji analizi uygulandı. Bu çalışmada, bir motor için kayıpların ve motor verimliliğinin belirlenmesi ve analizi için sadece enerji analizinin yeterli olmadığı ve tam bir termodinamik analiz elde etmek için enerji analizine ek olarak ekserji analizinin yapılması gerektiği belirtilmiştir. Ekserji analizine, deney motorunda kullanılan yakıtın kimyasal ekserjisinin bulunmasıyla başlanmıştır. Yakıt ekserjisi aşağıdaki yöntemle hesaplanmıştır [13].

$$\varphi = 1.0401 + 0,1728 \cdot \frac{h}{c} + 0,0432 \cdot \frac{o}{c} + 0,2169 \cdot \frac{s}{c} \left(1 - 2,0628 \cdot \frac{h}{c}\right) \quad (11)$$

$$e_{kim} = H_u \cdot \varphi \quad (12)$$

Deneylerde dizel yakıtı için (C<sub>16</sub>H<sub>34</sub>) kapalı formülleri kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Element analizi için (h/c), (o/c) ve (s/c) referans değerleri Çanakçı ve Hosoz'den [14] alınmıştır.

$e_{kim}$  ifadesi yakıtın kütleli debisi ile çarpılırsa yakıtın kimyasal ekserjisi elde edilir. Eşitlik 12 kullanılarak yakıt ekserjisi ( $\dot{E}_y$ ) ve diğer motor hızlarındaki yakıt ekserjileri hesaplanarak Grafik 11'de verilmiştir.

$$\dot{E}_y = e_{kim} \cdot \dot{m}_y \quad (13)$$

Ekserji transferi büyüklük ve doğrultu olarak  $\dot{E}_y$  transferi ile aynı büyüklük ve doğrultuya sahip olduğundan efektif güç ekserjisi ( $\dot{E}_w$ ) olarak alınmıştır.

Egzoz ekserjisi hesaplanmasında kullanılmak üzere hava debisi hesabı detaylı olarak [15]'de anlatılmıştır. Burada teorik anlatımlarda tekrara düşmemek için kaynak yardımı ile bu hesaplamalar yapılarak dizel yakıt için egzoz ekserjisi her bir motor devri için Eşitlik 14 kullanılarak ayrı ayrı hesaplandı ve Tablo 1'de verildi.

$$\dot{E}_{ek} = \sum_i \dot{M}_i \cdot e$$

$$\dot{E}_{ek} = \dot{M}_{N_2} \cdot e_{N_2} + \dot{M}_{O_2} \cdot e_{O_2} + \dot{M}_{CO_2} \cdot e_{CO_2} + \dot{M}_{H_2O} \cdot e_{H_2O} \quad (14)$$

Soğutma suyu ekserjisi Eşitlik 14'den yararlanarak bulunmuştur.

$$\dot{E}_s = \dot{Q}_s \left( 1 - \frac{T_0}{T_{sgz}} \right) \quad (15)$$

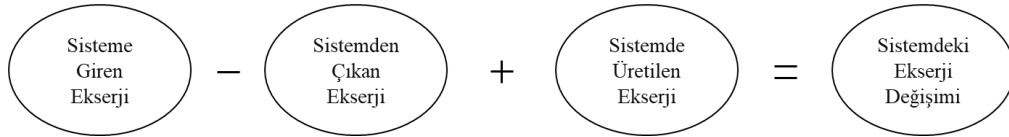
Radyasyon ekserjisi Eşitlik 15'den yararlanarak bulunmuştur.

$$\dot{E}_r = \dot{Q}_r \left( 1 - \frac{T_0}{T_m} \right) \quad (16)$$

Burada  $\dot{Q}_r$  birim zamandaki ısı transferi,  $T_m$  ısı transferinin meydana geldiği kontrol yüzeyindeki sıcaklık şeklindedir.

### 3.7. Motorlarda Ekserji Dengesi (Ekserji Kaybı) (Exergy Balance in Engines (Exergy Loss))

Motorlardaki prosesi sürekli akışlı bir açık sistem olarak düşünüldüğünde ekserji dengesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir. Sistemdeki ekserji değişimi: 0 (Sistem sürekli açık sistem kabul edildi).



$$\dot{E}_{kay} = \dot{m}_h e_h + \dot{m}_y e_y + \sum \dot{E}_{Q_s} - \sum \dot{E}_m - \dot{E}_w \quad (17)$$

$$\dot{E}_{kay} = \dot{E}_y + \dot{E}_s + \dot{E}_r - \dot{E}_{ek} - \dot{E}_w \quad (18)$$

Bütün motor hızları için dizel yakıtı ait hesaplanmış, bütün ekserji değerleri birleştirilerek sırası ile Tablo 1'de ekserji bilançoları şeklinde verilmiştir.

Tablo 1. Dizel yakıtı için ekserji bilançosu  
(Table 1. Exergy balance sheet for diesel fuel)

Motor Hızı (n) (1/dk)	Yakıt Ekserjisi $\dot{E}_y$ (kW)	Efektif Güç Ekserjisi $\dot{E}_w$ (kW)	Egzoz Ekserjisi $\dot{E}_{ek}$ (kW)	Radyasyon Ekserjisi $\dot{E}_r$ (kW)	Soğutma Suyu Ekserjisi $\dot{E}_s$ (kW)	Ekserji Kaybı $\dot{E}_{kay}$ (kW)
900	92.820	11.75	8.18	7.73	4.44	85.11
1000	94.501	13.74	8.73	7.18	5	84.25
1100	90.292	13.95	9.25	5.97	5.36	78.47
1200	100.544	16.6	10.34	6.34	6.25	86.15
1300	103.046	19.38	11.43	6.032	6.68	84.94
1400	112.631	22.06	12.81	6.059	7.67	91.51
1500	116.275	23.67	11.42	8.7	6.07	95.95
1600	108.333	20.90	11.05	7.08	6.48	89.91

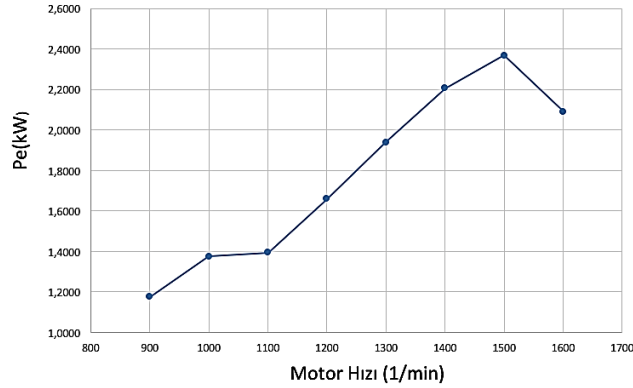
### 3.8. Ekserji Yüzdeleri (Exergy Percentages)



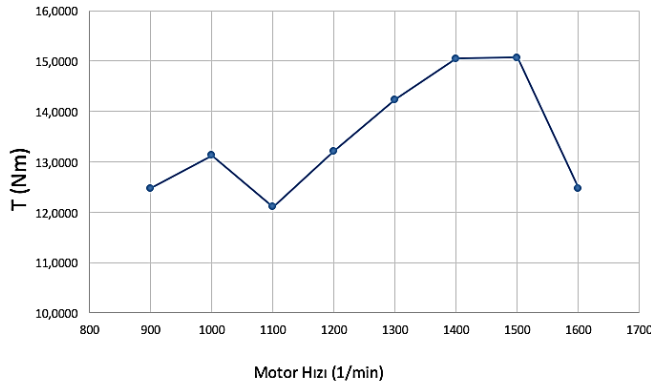
- Efektif güç ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki yüzde değeri;  $\frac{\dot{E}_w}{\dot{E}_y} \cdot 100$
- Egzoz ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki yüzde değeri;  $\frac{\dot{E}_{ek}}{\dot{E}_y} \cdot 100$
- Soğutma suyu ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki değeri;  $\frac{\dot{E}_s}{\dot{E}_y} \cdot 100$
- Radyasyon ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki yüzde değeri;  $\frac{\dot{E}_r}{\dot{E}_y} \cdot 100$

#### 4. BULGULAR (RESULTS)

Motor hızına bağlı olarak efektif güç ve efektif özgül yakıt tüketiminin değ'is'imi, dizel yakıtı için Grafik 1'de ve Grafik 3'de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, yüksek motor hızlarında artış eğ'ilimi azalsa da efektif güç, dizel yakıt için 1500 1/min motor hızında elde edilmiştir. En yüksek efektif güç dizel yakıtıyla 1500 1/min'de 23.67kW olarak elde edilmiştir.

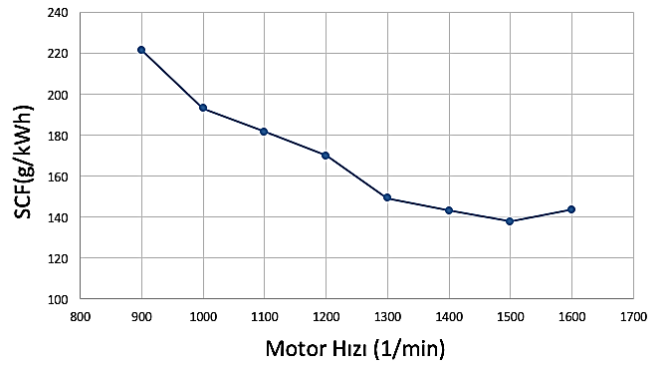


Grafik 1. Motor hızına bağı'lı olarak efektif güç değ'iş'imi  
(Graphic 1. Effective power change depending on engine speed)



Grafik 2. Motor hızına bağı'lı olarak torkun değ'iş'imi  
(Graphic 2. Variation of torque depending on engine speed)

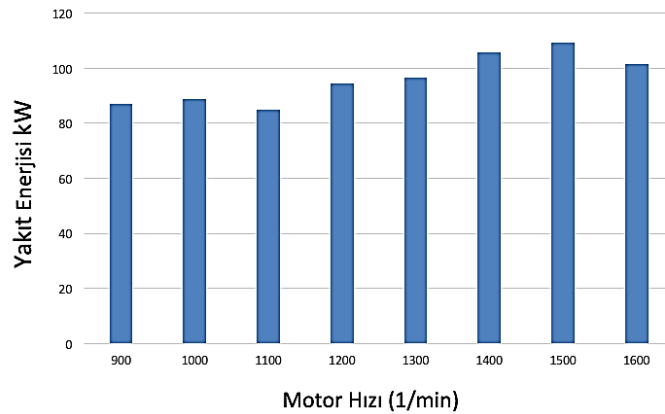




Grafik 3. Motor hızına bağımlı olarak efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi

(Graphic 3. Variation of effective specific fuel consumption based on engine speed)

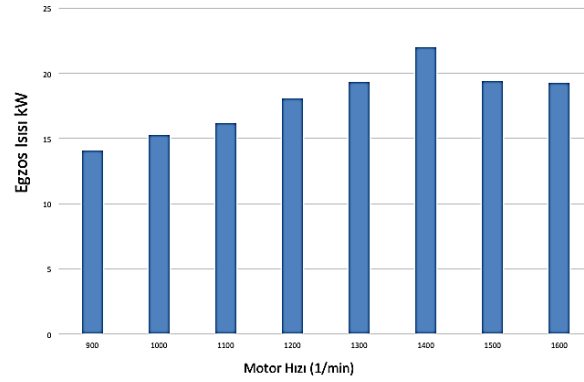
Grafik 2’de görüleceği üzere tork değerinin 1500 1/min hızına kadar arttığını ve ardından azaldığını göstermektedir. Grafik 3’de ise torkun aksine, spesifik yakıt tüketimi 1500 1/min hızına kadar azaldığı ve daha sonra arttığı belirlenmiştir. Minimum spesifik yakıt tüketimi ve maksimum tork değerleri 1500 1/min hızında elde edildiği gözlenmiştir. Etkili güç, artan motor hızı ile arttığı tespit edilmiştir. Motor hızına bağımlı olarak (1/dk) yakıt enerjisinin değişimi, dizel yakıtı için Grafik 4’de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde motor hızına bağımlı olarak yakıt enerjisi değerlerin arttığı görülmektedir.



Grafik 4. Çeşitli motor hızlarına ait yakıt enerjileri

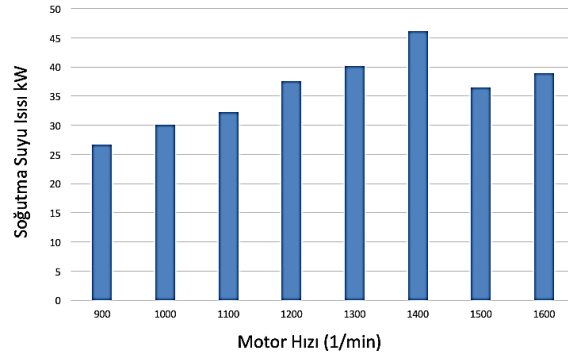
(Graphic 4. Fuel energies of various engine speeds)

Motor hızına bağımlı olarak egzoz ısısının değişimi, dizel yakıtı için Grafik 5’de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneyler de, yüksek motor hızındaki egzoz ısısı değerlerin arttığı görülmektedir. Bunun nedeni yüksek motor hızlarında egzoz çıkış sıcaklığı ve egzoz gazının kalorimetreye giriş sıcaklığı değerlerinin artmasıdır. Egzoz gaz sıcaklıkları tutuşma gecikmesinden etkilenir. Bu daha yüksek egzoz sıcaklığı ve daha düşük ısıl verime sebep olur. En çok egzoz ısısı değeri dizel yakıtı için 1400 1/dk motor hızında 22.00kW bulunmuştur.



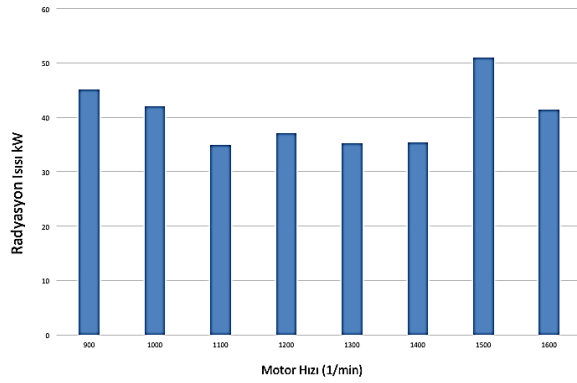
Grafik 5. Çeşitli motor hızlarına ait egzoz ısıları  
(Graphic 5. Exhaust temperatures of various engine speeds)

Dizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak soğutma suyu ısısının değişimi, Grafik 6'da görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneyler de, motor soğutma suyu debisi ve motor soğutma suyu giriş, ve çıkış, sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma suyu ısısında değişiklikler görülmektedir. Motor hızının artmasıyla soğutma suyu ısı değerlerinde artış, eğiliminin olduğu aşağıdaki şekilde görülmektedir.



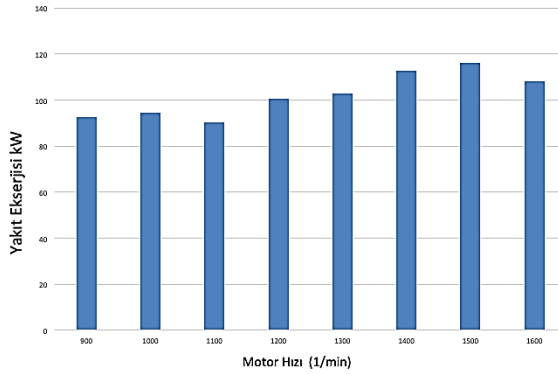
Grafik 6. Çeşitli motor hızlarına ait soğutma suyu ısıları  
(Graphic 6. Coolant temperatures for various engine speeds)

Dizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak radyasyon ısısının değişimi Grafik 7'de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneyler de motor hızının artmasıyla radyasyon ısı değerlerinde devir sayısı artışına paralel olarak biraz düşüş gösterse de 1500 1/min'de en yüksek değere ulaşmıştır. Bunun nedeni o motor hızındaki dizel yakıtın egzoz ve soğutma suyu ısı değerlerinin artışı ve yakıt enerjisinin değerinin azalmasıdır.



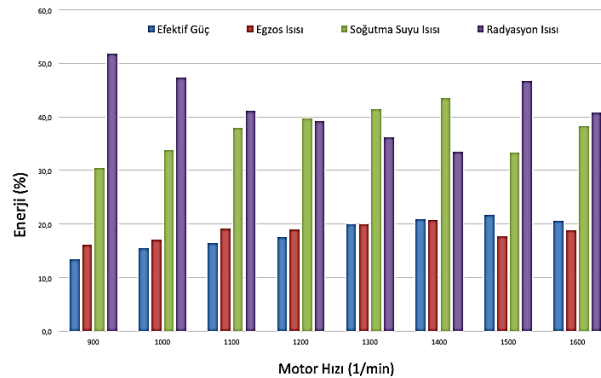
Grafik 7. Çeşitli motor hızlarına ait radyasyon ısıları  
(Graphic 7. Radiation temperatures of various engine speeds)

Motor hızına bağımlı olarak yakıt ekserjisinin değişimi, dizel yakıtı için Grafik 8'de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, yakıt ekserjisi değerlerinde, motor hızına ve yakıt debisine bağlı olarak artış, olduğu görülmektedir.



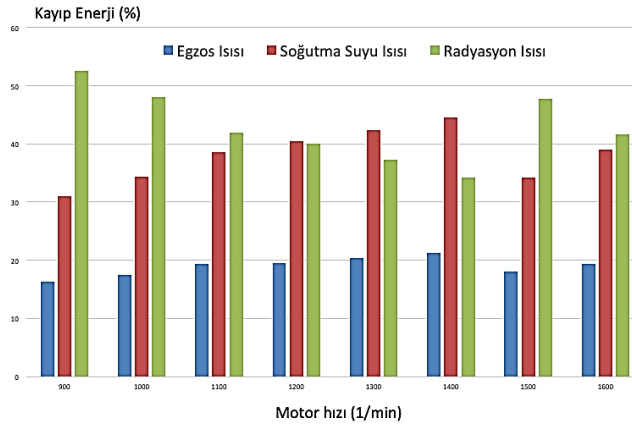
Grafik 8. Motor hızlarına ait yakıt ekserjileri  
(Graphic 8. Fuel exergies of engine speeds)

Motor hızına bağımlı olarak enerji yüzdelerinin değişimi, dizel için Grafik 9'da görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, ortalama olarak yakıt enerjisine göre yüzdesi; egzoz ısısının %18.6 soğutma suyunun %37.3 ve radyasyon ısısının ise %42.1 olarak bulunmuştur. Efektif gücün yakıt enerjisine göre yüzdesi ise %18.3 olarak hesaplanmıştır.



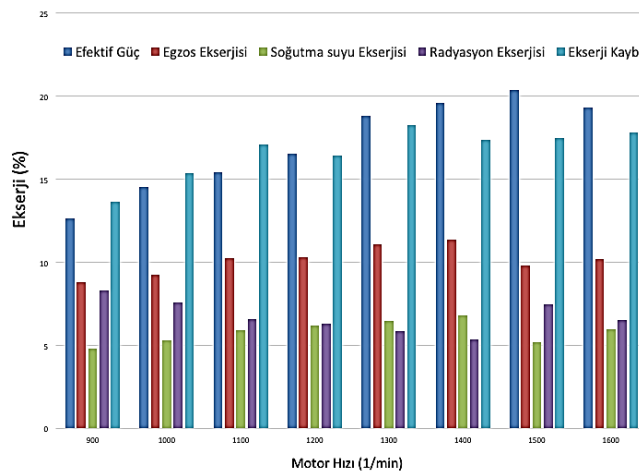
Grafik 9. Yakıt enerjisine göre enerji dağılımı  
(Graphic 9. Energy distribution according to fuel energy)

Dizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak kayıp enerjilerinin yüzdelerinin değişimi Grafik 10'da görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneyler de, kayıp enerji içindeki en yüksek yüzde enerji kaybının ortalama olarak %42.92 ile radyasyon ısısından kaynaklandığı tespit edilmiştir. Kayıp enerji içindeki ortalama soğutma suyu ısısı %38.08 ve egzoz ısısından %18.99 olarak hesaplanmıştır.



Grafik 10. Kayıp enerjilerin motor hızlarına göre toplam kayıp enerji içindeki dağılımları  
(Graphic 10. Distributions of lost energies in total loss energy according to engine speeds)

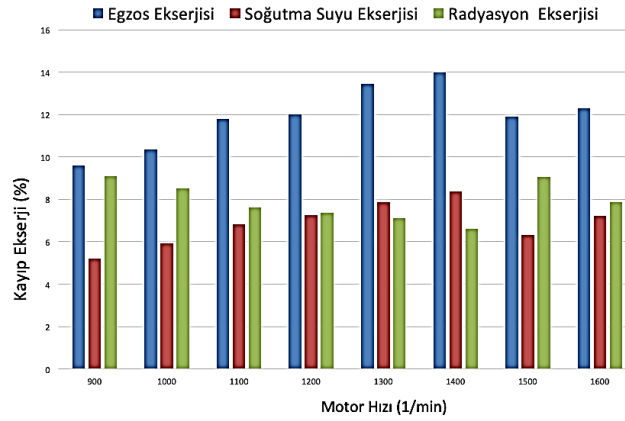
Her motor hızı için ekserjilerin ve ekserji kaybının, yakıt ekserjisine göre yüzde değerleri dizel yakıtı için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kayıp ekserji içindeki ekserji kayıplarından kaynaklanan ekserji dağılımı da % olarak ayrı ayrı belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar dizel yakıtı için grafik halinde Grafik 11'de sunulmuştur. 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, yakıt ekserjisine göre yüzdesi; ortalama olarak egzoz ekserjisinin %10.1 soğutma suyu ekserjisinin %5.8, radyasyon ekserjisinin %6.8, efektif güç ekserjisinin %17.2 ve Ekserji kaybının %16.7 olduğu bu çalışma ile elde edilmiştir. Soğutma suyu ekserjisi için en düşük değer elde edilmiş olup en yüksek değer efektif güç ekserjisinde gözlenmiştir.



Grafik 11. Dizel yakıtı için yakıt ekserjisine göre ekserji dağılımı  
(Graphic 11. Exergy distribution for diesel fuel by fuel exergy)

Dizel yakıtı için, 8 farklı motor hızına bağlı olarak kayıp ekserjilerin yüzdelerinin değişimi, Grafik 12'de görülmektedir. Tam

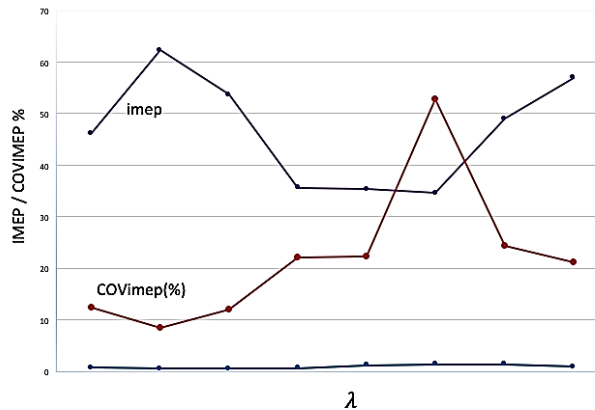
yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneyler de, kayıp ekserji içindeki yüzde ekserji kaybının ortalama olarak %11.9 ile egzoz ekserjisinden kaynaklandığı tespit edilmiştir. Kayıp ekserji içindeki ortalama soğutma suyu ekserjisi %6.9 ve radyasyon ekserjisi %7.9 olarak hesaplanmıştır.



Grafik 12. Motor hızlarına göre kayıp ekserjilerin toplam kayıp ekserji içindeki dağılımları

(Graphic 12. Distributions of lost exergy in total loss exergy according to engine speeds)

Grafik 13'de görüleceği gibi, her bir yükseltme basıncı değerinde hava-yakıt denklik oranının ( $\lambda$ ) bir fonksiyonu olarak IMEP ve COVimep'i göstermektedir. Hava-yakıt eşdeğerlik oranı arttığında, IMEP ve COVimep eğilimi ters düşmüştür, IMEP eğilimi düşerken, COVimep eğilimi artmıştır. IMEP için, ısı veriminin artırılması telafi edilmez, arz enerjisinin azaltma hızı ve IMEP'in sonucu, her yükseltme basıncının değerinde azalma eğilimindedir. Buna karşılık, IMEP'in değeri, yükseltme basıncı arttığında her bir hava-yakıt denklik oranının değerinde arttırılır, bu artış, tedarik enerjisinin artmasından kaynaklanır. Bununla birlikte, COVimep'in artan eğilimi, COVimep değeri büyükse, istikrarlı işlemin kolayca kırılabilirliğini, diğer bir deyişle, arz enerjisinin düşme oranının yanlış ateşlemenin ana nedeni olduğunu göstermektedir.



Grafik 13. Hava-yakıt denklik oranının ( $\lambda$ ) bir fonksiyonu olarak IMEP ve COVimep (%)

(Graphic 13. IMEP and COVimep (%) as a function of air-fuel equivalence ratio ( $\lambda$ ))

## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ (DISCUSSION AND CONCLUSION)

Bu çalışmada, bir dizel motor için 900-1600 1/dk hız aralığında, 8 farklı hızda dizel yakıt kullanılarak yapılmıştır. Çalışmanın devamı olarak elde edilen veriler ışığında, test motoruna enerji analizi uygulanmıştır. Enerji analizi sonucunda deney motorunun efektif güçleri ve kayıp ısı (egzoz ısısı, soğutma suyu ısısı ve radyasyon ısısı) belirlenmiştir. Enerji analizi ısı işlemlerinin optimizasyonu için yeterli olmadığından, test motoruna enerji analizinin yanında ekserji analizi de uygulanmıştır. Ekserji analizinin uygulanması sırasında seçilen kontrol hacmi sürekli akış açık bir sistem olarak kabul edilmiştir. Ekserji analizinin sonucunda hızlara göre yakıt ekserjileri, efektif güç ekserjileri, soğutma suyu ekserjileri ve kayıp ekserjiler (geri dönüşümlük) belirlenmiştir. Egzoz gazlarının motor hızına göre değişiminin belirlenmesinde, yakıtın hava ile yakıldığı yanma denklemleri kullanılmıştır. Hesaplamalarda yakıt debileri deneysel olarak belirlenmiştir. Yakıt ve egzoz gazının ekserjilerinin belirlenmesiyle toplam ekserjiler bulunmuştur. Enerji analizine göre motorun en ekonomik hızlarının belirlenmesi için efektif güçlerin ve kayıp ısıların yakıt enerjisine göre %'leri bulunarak dizel yakıtı için Grafik 1'de sunulmuştur. Bu şekillere göre değerlendirme yapıldığında deney motorunun efektif gücünün en büyük olduğu motor hızı, dizel yakıtı için %23.67 olarak 1500 (1/dk)'dir. Enerji analizine göre değerlendirme yapıldığında deney motorunun en ekonomik çalışma hızı dizel yakıtı ile çalıştırıldığında 1500 (1/dk) olmaktadır.

Motor hızına bağlı olarak tork değerinin 1500 1/min hızına kadar arttığını ve ardından azaldığını bunun aksine spesifik yakıt tüketiminin 1500 1/min hızına kadar azaldığı ve daha sonra arttığı tespit edilmiştir. Minimum spesifik yakıt tüketimi ve maksimum tork değerleri 1500 1/min hızında gözlenmiştir. Etkili güç, artan motor hızı ile arttığı sonucuna varılmıştır. Enerji analizine göre değerlendirme, yapıldığında tersinmezliklerin ihmal edilmesi dolayısı ile veriler sağlıklı olmayacaktır. Ayrıca kayıp enerji olarak egzoz ısılarının yanında diğer ısı kayıplarında ihmal edilemeyeceği tespit edilmiştir.

Deney motoruna ekserji analizinin uygulanması sonucunda değişik hızlarda belirlenen yakıt ekserjisi, efektif güç ekserjisi, egzoz ekserjisi, soğutma suyu ekserjisi ve radyasyon ekserjisi değerleri, dizel yakıtı için Tablo 1'de sunulmuştur. Motordan atık olarak kaybolan enerjilere karşılık gelen ekserji değerlerinde egzoz ekserjisi değerinin büyük olduğu görülmektedir. Sonuç olarak, kayıp enerjilerden egzoz gazından kaynaklanan enerjinin kullanılabilir enerji seviyesinin daha yüksek olduğu anlamını taşımaktadır.

Sayın [16], tek silindirli, su soğutmalı dizel motor için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Analiz, motor, 1000 dev/dak ve 3000 dev/dak arasında 200 dev/dak'da on iki farklı hız için dört farklı yakıtla çalıştırıldığında gerçekleştirildi. D92B3E5 (%92 dizel, %3 biyodizel ve %5 biyoetanol), sırasıyla dizel ve biyodizelin yakıt olarak %5 biyoetanol içinde karıştırılmasıyla hazırlandı, D85B10E5 (%85 dizel, %10 biyodizel ve %5 biyoetanol), D80B15E5 (%80) dizel, %15 biyodizel ve %5 biyoetanol), D75B20E5 (%75 dizel, %20 biyodizel ve %5 biyoetanol) kullanıldı. Motorun bu yakıtlarla çalıştırılmasının enerji ve ekserji analiz parametreleri üzerine etkisi incelenmiştir. Motor D100 (%100 dizel) yakıt ile çalıştırıldığında, elde edilen veriler referans alınarak tüm sonuçlar karşılaştırılır. Çalışmanın sonunda, maksimum ısı verim D100 yakıt için 1500 rpm'de %31.42 ve D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 yakıtları için 1400 rpm'de %28.68, %28.1, %28, %27.18

olarak hesaplandı. Aynı yakıtlar için ekzetik verim değerleri sırasıyla %29.38, %26.8, %26.33, %26.15, %25.38'dir. Maksimum 2800 rpm hızında, ısı verim %27.62, %26.15, %25.45, %25.02, %24.13, dışsal verim %25.82, %24.44, %23.85, %23.37, %22.53 olarak hesaplanmıştır. Analizler sonucunda, D100 yakıtın diğer yakıt örneklerinden daha yüksek termal ve ekzantrik verimi vardır [15].

Biberici [17], performansı değerlendirmek için hibrid benzinli motorun enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmiştir. Bu bağlamda içten yanmalı motorlar ve hidrojen yakıtı kullanılarak yakıt hücrelerinin dışsal analizleri ve değerlendirmeleri incelenmiştir. Özellikle son yıllarda, küresel ısınma ve iklim değişikliği, dünyanın gündemini belirledi ve günümüzde CO<sub>2</sub>'nin sera etkisine katkısının %50 olduğu tahmin ediliyor. Toplam CO<sub>2</sub> emisyonlarının %60'ını oluşturan motorlu taşıtların egzoz emisyonları üzerindeki kısıtlamalar, önlemler arasında ilk sırada yer aldı. Hidrojen yakıt kullanan yakıt hücreleri ayrıca çok farklı bir alternatifi olan motorlu taşıtlar için daha temiz ve daha sürdürülebilir bir enerji sistemi oluşturmak amacıyla incelenmiştir. Doğaya zararlı emisyon yaymayan bir enerji sistemi oluşturmak için yapılan çalışmalarda ulaşılan nokta, hangi teknolojinin motorlu taşıtların ve otomotiv endüstrisinin geleceğini şekillendireceği konusunda net değil. Sonuç olarak, katı yakıt hücreli hibrid araç, gelecekte otomotiv endüstrisi için önemli bir yenilik olacak. Bu nedenle, bu tez temel olacak ve diğer benzer çalışmalara yol açacaktır [18].

Dizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak kayıp enerjilerinin yüzdelerinin değişimi Grafik 10'da görülmektedir. Farklı motor hızında yapılan çalışma sonucunda kayıp enerji içindeki en yüksek yüzde enerji kaybının ortalama olarak %42.92 ile radyasyon ısısından kaynaklandığı tespit edilmiştir. Enerji analizinde olduğu gibi belirlenen ekserji değerlerinin yakıt ekserjisine göre % değerleri dizel yakıtı için Grafik 11'de sunulmuştur. Bu şekiller incelendiğinde ortalama olarak egzoz ekserjisinin %10.1 soğutma suyu ekserjisinin %5.8, radyasyon ekserjisinin %6.8, efektif güç ekserjisinin %17.2 ve Ekserji kaybının %16.7 olduğu bu çalışma ile elde edilmiştir. Soğutma suyu ekserjisi için en düşük değer elde edilmiş olup en yüksek değer efektif güç ekserjisinde gözlenmiştir.

Motor hızına bağlı olarak kayıp ekserjilerin yüzdelerinin değişimi, Grafik 12'de görülmektedir. Kayıp ekserji içindeki yüzde ekserji kaybının ortalama olarak %11.9 ile egzoz ekserjisinden kaynaklandığı tespit edilmiştir. Kayıp ekserji içindeki ortalama soğutma suyu ekserjisi %6.9 ve radyasyon ekserjisi %7.9 olarak hesaplanmıştır. Grafik 13'e dikkat edilirse hava-yakıt eşdeğerlik oranı arttığında, IMEP ve COVimep eğilimi ters düşmüştür, IMEP eğilimi düşerken, COVimep eğilimi artmıştır. IMEP için, ısı veriminin arttırılması telafi edilmez, arz enerjisinin azaltma hızı ve IMEP'in sonucu, her yükseltme basıncının değerinde azalma eğilimindedir. Buna karşılık, IMEP'in değeri, yükseltme basıncı arttığında "her bir hava-yakıt denklik oranının değerinde arttırılır, bu artış, tedarik enerjisinin artmasından kaynaklanır. Bununla birlikte, COVimep'in artan eğilimi, COVimep değeri büyükse, istikrarlı işlemin kolayca kırılabileceğini, diğer bir deyişle, arz enerjisinin düşme oranının yanlış ateşlemenin ana nedeni olduğunu göstermektedir.

Sonuç olarak, deney motoru üzerinde yapılan deneysel çalışmalar sonrasında belirlenen ölçüm değerleri kullanılarak yapılan enerji ve ekserji analizleri, bir motorun optimum çalışma noktasının belirlenmesi için sadece enerji analizinin yeterli olmadığı ve enerji analizinin yanında ekserji analizinin de uygulanmasının gerekli olduğu saptanmıştır. Ayrıca, kayıp enerjiler



içinde egzoz enerjisinin ünitenin tamamının optimizasyonu için dikkate alınabileceği saptanmıştır. Farklı deney motorları üzerinde farklı yakıtlar kullanarak ve başka hesap yöntemleriyle benzer çalışmaların devam ettirilmesi önerilebilir.

#### **KAYNAKLAR (REFERENCES)**

- [1] Rezaei, J., Shahbakhti, M., Bahri, B., and Aziz, A.A., (2015). Performance prediction of HCCI Engines with Oxygenated Fuels Using Artificial Neural Networks. *Applied Energy*, 138:460-473.
- [2] Iida, M., Hayashi, M., Foster, D.E., and Martin, J.K., (2003). Characteristics of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Operation for Variations in Compression Ratio, Speed, and Intake Temperature while Using n-butane as a Fuel. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 125(2):472-478.
- [3] Kiplimo, R., Tomita, E., Kawahara, N., and Yokobe, S., (2012). Effects of Spray Impingement, Injection Parameters, and EGR on the Combustion and Emission Characteristics of a PCCI Diesel Engine. *Applied Thermal Engineering*, 37:165-175.
- [4] Iida, M., Hayashi, M., Foster, D.E., and Martin, J.K., (2003). Characteristics of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Operation for Variations in Compression Ratio, Speed, and Intake Temperature while Using n-butane as a Fuel. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 125(2):472-478.
- [5] Nagareddy, S., (2017). Temperature Distribution Measurement on Combustion Chamber Surface of Diesel Engine-Experimental Method. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 1(3):8-11.
- [6] Jacobs, T.J. and Assanis, D.N., (2007). The Attainment of Premixed Compression Ignition Low-temperature Combustion in a Compression Ignition Direct Injection Engine. *Proceedings of the Combustion Institute*, 31(2):2913-2920.
- [7] Çınar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H., Şahin, F., Polat, S., and Yılmaz, E., (2015). Effects of Intake Air Temperature on Combustion, Performance and Emission Characteristics of a HCCI engine fueled with the blends of 20% n-heptane and 80% isooctane fuels. *Fuel Processing Technology*, 130:275-281.
- [8] Kiplimo, R., Tomita, E., Kawahara, N., and Yokobe, S., (2012). Effects of Spray Impingement, Injection Parameters, and EGR on the Combustion and Emission Characteristics of a PCCI Diesel Engine. *Applied Thermal Engineering*, 37:165-175.
- [9] Bai, J., Wang, Q., He, Z., Li, C., and Pan, J. (2014). Study on Methane HCCI Combustion Process of Micro Free-Piston Power Device. *Applied Thermal Engineering*, 73(1):1066-1075.
- [10] Onishi, S., Jo, S.H., Shoda, K., Jo, P.D., and Kato, S., (1979). Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC)—a New Combustion Process for Internal Combustion Engines. *SAE Transactions*, 1851-1860.
- [11] Kiplimo, R., Tomita, E., Kawahara, N., and Yokobe, S., (2012). Effects of Spray Impingement, Injection Parameters, and EGR on the Combustion and Emission Characteristics of a PCCI Diesel Engine. *Applied Thermal Engineering*, 37:165-175.
- [12] Yücesu, H.S., Altın, R. ve Çetinkaya, S., (2001). Dizel Motorlarında Alternatif Yakıt Olarak Bitkisel Yağ Kullanımının Deneysel İncelenmesi. *Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences*, 25(1):39-49.
- [13] Kotas, T.J., (1987). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. *Chemical Engineering and Processing*, 21(3):163.



- 
- [14] Çanakcı, M. and Hosoz, M., (2006). Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels. *Energy Sources, Part B*, 1(4):79-394.
- [15] Yılbaşı, Z., (2007). Bir Dizel Motorun Ekserji Analizi İle Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Ana Bilim Dalı, Zonguldak.
- [16] Sayın, B., (2014). Biyoyakıt Kullanan Bir Dizel Motor İçin Enerji Ve Ekserji Analizi Üzerine Bir Deneysel Çalışma. Yüksek Lisans Tezi. Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konya.
- [17] Biberici, M.A., (2013). Hibrid Bir Benzinli Motorda Enerji ve Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi. Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, İstanbul.
- [18] Biberici, M.A., (2013). Hibrid Bir Benzinli Motorda Enerji ve Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi. Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, İstanbul.