



**BİLECİK
ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ**

**Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

HCCI BİR MOTOR İÇİN EKSERJİ ANALİZİ

**Cemil YILMAZ
Yüksek Lisans**

**Tez Danışmanı
Doç.Dr. Hasan YAMIK**

**BİLECİK, 2019
Ref. No.: 10278035**



BİLECİK ŞEYH EDEBALI
ÜNİVERSİTESİ

**BİLECİK
ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ**

**Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

HCCI BİR MOTOR İÇİN EKSERJİ ANALİZİ

**Cemil YILMAZ
Yüksek Lisans**

**Tez Danışmanı
Doç.Dr. Hasan YAMIK**

BİLECİK, 2019



BİLECİK ŞEYH EDEBALI
ÜNİVERSİTESİ

BİLECİK

SEYH EDEBALI UNIVERSITY

**Graduate School of Sciences
Department of Mechanical Engineering**

EXERGY ANALYSIS OF AN HCCI ENGINE

**Cemil YILMAZ
Master's Thesis**

**Thesis Advisor
Doç.Dr. Hasan YAMIK**

BİLECİK, 2019



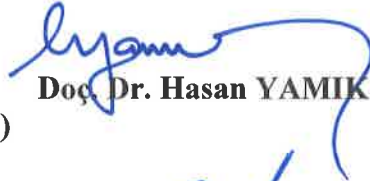
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS
JÜRİ ONAY FORMU

Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun 08/08/2019.. tarih ve 44/4... sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 23 / 08 / 2019 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Cemil YILMAZ'ın "HCCI Bir Motor için Ekserji Analizi" başlıklı tez çalışması Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak oy birliği/ oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE :
(TEZ DANIŞMANI)


Doç. Dr. Hasan YAMIK

ÜYE :


Prof. Dr. Can HAŞİMOĞLU

ÜYE :


Doç. Dr. Ahmet Fevzi SAVAS

ONAY

Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun / / tarih ve / sayılı kararı.

İMZA/ MÜHÜR

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleőmesinde en büyük emeğin sahibi, sabrı ve bilgisini esirgemeyen hocam Doç. Dr. Hasan YAMIK hocamıza , deney verilerini elde etmemizi sağlayan değerli hocamız Doç. Dr. Hamit SOLMAZ hocamıza, çalışma esnasında yardımlarından dolayı tüm değerli hocalarımıza, yardımını esirgemeyen ve bize bu süreçte destek olan tüm arkadaőlarımıza teşekkür ederim.

BEYANNAME

Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kılavuzu'na uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında, tez içindeki tüm verileri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun olarak sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu Üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

..../..../2019

Cemil YILMAZ

HCCI BİR MOTOR İÇİN EKSERJİ ANALİZİ

ÖZET

Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli (HCCI) motorlar, konvansiyonel buji ile ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlar ile karşılaştırıldığında, yüksek ısıl verim, çok düşük NO_x ve PM emisyonları ve düşük ısı kayıpları gibi birtakım avantajlara sahip olduğu bilinmektedir. Bundan ötürü 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. Enerji yüzdelerinin değişimi, 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, ortalama olarak yakıt enerjisine göre 1500 1/dk motor hızında yüzdesi; egzoz ısısının % 19,3 soğutma suyunun % 36,4 ve radyasyon ısısının ise % 50,9 olarak bulunmuştur. En çok egzoz ısı değeri 1500 1/dk motor hızında 19,39 kW ve en yüksek efektif güç 1500 1/min'de 23,67 kW olarak elde edilmiştir. 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.

Bu konuda çeşitli literatür araştırmaları ve daha önce bu alanda yapılan çalışmalar genel teferruatlarıyla ele alınmıştır.

Anahtar Kelimeler: Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme; Motor; Ekserji; Emisyon

EXERGY ANALYSIS OF AN 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_x 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%. The change in energy percentages, in the experiments performed at 8 different engine speeds, is the average percentage of engine speed of 1500 1 / min compared to the fuel energy; 19.3% of the exhaust heat was found to be 36.4% of cooling water and 50.9% of the radiation heat. The maximum exhaust heat value was 19.39 kW at 1500 rpm and the highest effective power was 23.67 kW at 1500 rpm. It has been found that the percentage exergy loss in the lost exergy is caused by the exhaust exergy with an average of 11.9%. The average cooling water exergy in the lost exergy was 6.9% and the radiation exergy was 7.9%.

In this regard, various literature researches and previous studies in this field have been discussed with their general details

Key Words: Homogeneous Charge Compression Ignition; Engine; Exergy; Emission

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

TEŞEKKÜR
BEYANNAME
ÖZET.....	I
ABSTRACT	II
ŞEKİLLER DİZİNİ	V
ÇİZELGELER DİZİNİ	V
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	VII
1. GİRİŞ	1
2. HCCI MOTORU İLE İLGİLİ GENEL BİLGİLER	4
2.1. HCCI Motorun Tanımı	4
2.2. HCCI Özellikleri	5
2.3. HCCI Motorun Fonksiyonları	6
2.4. İçten Yanmalı Motorlar ve HCCI Yanma Teorisi	6
2.5. HCCI Motorlarda Yanma Kontrol Yöntemleri	10
2.5.1. Yakıt enjeksiyon stratejisi	11
2.5.2. HCCI motorlarda yanma karakteristikleri	18
3. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ	25
3.1. Enerji Terminolojisi ile ilgili Temel Kavramlar	25
3.1.1. Enerji ve iş	25
3.1.2. Enerji birimleri	25
3.1.3. Enerji çeşitleri	25
3.1.4. Ekserji	26
3.1.5. Termodinamik yasaları	27
3.1.6. Geleneksel enerji kaynakları terminolojisi	28
3.2. Enerji ve Ekserji	31
3.3. Ekserji Analizi	32
3.4. Ekserji Bileşenleri	33
3.4.1. Potansiyel ve kinetik ekserji	33
3.4.2. Fiziksel ekserji	34
3.4.3. Kimyasal ekserji	34

3.5. Ekserji ve Termodinamik Denklik Bağıntıları.....	35
3.5.1. Bir sisteme giren ve çıkan ekserjiler.....	35
3.5.2. Ekserji verimleri	35
3.5.3. Termodinamik denklik bağıntıları	36
3.6. Deneysel Yöntem	37
3.6.1. Motor momenti ve efektif güç	38
3.7. Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması.....	38
3.7.1 Enerji hesapları	38
3.7.2. Ekserji hesapları.....	40
4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME	44
4.1. Efektif Güç ve Efektif Özgül Yakıt Tüketimi	44
4.2. Yakıt Enerjisi.....	46
4.3. Egzoz Isısı	46
4.4. Soğutma Suyu Isısı.....	47
4.5. Radyasyon Isısı.....	48
4.6. Yakıt Ekserjisi	48
4.7. Enerji Yüzdeleri	49
4.8. Kayıp Enerji Yüzdeleri.....	50
4.9. Ekserji Yüzdeleri.....	51
4.10. Kayıp Ekserji Yüzdeleri	52
4.11. Hava-Yakıt Denklik Oranı (λ) ve IMEP ve COVimep (%)	53
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	56
KAYNAKLAR	59
ÖZ GEÇMİŞ.....

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 1.1. Dizel motorun kullanıldığı bazı araçlar.....	1
Şekil 2.1 GDI motorlarda homojen ve katmanlı dolgu oluşumu.....	8
Şekil 2.3. Benzinli, dizel ve HCCI motorda yanmanın oluşumu.	9
Şekil 2.4. HCCI yanma kontrol yöntemleri.....	11
Şekil 2.5. Bir sistem için giren ve çıkan ekserjiler	36
Şekil 4.1. Motor hızına bağlı olarak efektif güç değişimi.	44
Şekil 4.2. Motor hızına bağlı olarak torkun değişimi.....	45
Şekil 4.3. Motor hızına bağlı olarak efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi.....	45
Şekil 4.4. Çeşitli motor hızlarına ait yakıt enerjileri.	46
Şekil 4.5. Çeşitli motor hızlarına ait egzoz ısıları.	47
Şekil 4.6. Çeşitli motor hızlarına ait soğutma suyu ısıları.....	48
Şekil 4.7. Çeşitli motor hızlarına ait radyasyon ısıları.	48
Şekil 4.8. Motor hızlarına ait yakıt ekserjileri.....	49
Şekil 4.9. Yakıt enerjisine göre enerji dağılımı.	50
Şekil 4.10. Kayıp enerjilerin motor hızlarına göre toplam kayıp enerji içindeki dağılımları.	51
Şekil 4.11. Dizel yakıtı için yakıt ekserjisine göre ekserji dağılımı.....	52
Şekil 4.12. Motor hızlarına göre kayıp ekserjilerin toplam kayıp ekserji içindeki dağılımları.	53
Şekil 4.13. Hava-yakıt denklik oranının (λ) bir fonksiyonu olarak IMEP ve COVimep (%).....	54

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa No
Çizelge 3.1. Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması.	31
Çizelge 3.2. Dizel yakıtı için ekserji bilançosu.....	42

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

E	: Ekserji, kW
g	: Yerçekimi ivmesi, m/s^2
\bar{h}	: Özgül molar entalpi, kJ/kmol
h	: Manometre sıvısı yüksekliği, mm
H_u	: Alt ısııl değer, kJ/kg
I	: Toplam tersinmezlik, kJ
M	: Molar kütle, kg/kmol
M_e	: Motor momenti, Nm
\dot{m}	: Kütleli debi, kg/s
n	: Motor hızı, 1/dk
P	: Basınç, Pa
P_{me}	: Ortalama efektif basınç, Pa
P_e	: Motor gücü, kW
R	: Üniversal gaz sabiti, kJ/kmolK
\bar{s}	: Özgül molar entropi, kJ/ kmolK
s	: Özgül entropi, kJ/kgK
sfc	: Özgül yakıt tüketimi, g/kWh
\dot{Q}	: Birim zamanda ısı geçişi, kW
T	: Sıcaklık, °C veya K
ρ_h	: Havanın yoğunluğu, g/cm^3
ρ_y	: Y akıtın yoğunluğu, g/cm
η_e	: Efektif verim, %
λ	: Hava fazlalık katsayısı

Alt İndisler

efiz.	: Fiziksel ekserji, kW
ekim.	: Kimyasal ekserji, kW
e _{pot}	: Potansiyel ekserji, kW
e	: Egzoz
h	: Hava
i	: i maddesi, kontrol hacim girişi
j	: j maddesi, kontrol hacim ıkışı
R	: Radyasyon
S	: Su
y	: Yakıt

Kısaltmalar

CAI	: Controlled Auto-Ignition
CI	: Sıkıştırma Ateşlemeli
CO	: Karbon Monoksit
CO ₂	: Karbondioksit
COVIMEP	: Belirtilen Etkili Basıncın Değişim Katsayısı
DI	: Direkt Enjeksiyon
EGR	: Egzoz Gaz Resirkülasyonu
eÜÖNS	: Emme Üst Ölü Noktadan Sonra
FF	: Feedforward
GDI	: Doğrudan Benzin Enjeksiyonu
HC	: Hidrokarbon
HCCI	: Homojen şarj Sıkıştırma Ateşlemeli
IMEP	: Belirtilen Ortalama Etkili Basıncı
IVO	: Intake Valve Opening
LTC	: Düşük Sıcaklıkta Yanma
MBAO	: Maksimum Basıncı Artış Oranı

Kısaltmalar (devamı)

NL	: Natural Luminosity
NO _x	: Azot Oksit
NVO	: Negative Valve Overlap
PM	: Partikül Madde
PPC	: Partially Premixed Charge (Kısmi Ön Karışımli Yanma)
RBF	: Radyal Basit Fonksiyon
SI	: Buji Ateşlemeli
sÜÖNÖ	: Sıkıştırma Zamanı Üst Ölü Noktadan Önce
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta

1. GİRİŞ

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 edildi ve 23 Şubat 1893'te dizel çevrimi olarak bilinen patenti alındı. 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 artırılmıştır. Dizel motorlar; Kamyonlarda, traktörlerde, otobüslerde, otomobillerde ve inşaat makinelerinde, tüm deniz taşıtlarında, lokomotiflerde, sabit güç makinelerinde ve jeneratörlerde kullanılır.



Şekil 1.1. Dizel motorun kullanıldığı bazı araçlar.

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, benzine göre daha yüksek ateşleme sıcaklığı nedeniyle benzinin yanma tehlikesi daha fazladır, benzinli motorlarda verim % 26'dır. Dizel motorların termik verimi % 40 olmasına rağmen, dizel motorların yaydığı egzoz gazları çevreyi benzinli motorların yaydığı egzoz gazlarından daha az kirletmektedir.

Dizel motorların aşağıdaki gibi sıralanabilir bazı dezavantajları vardır: Dizel motorlu taşıtların satış fiyatları yüksektir, yakıt sistemleri daha hassastır, benzinli motorlardan daha gürültülü ve sarsıntılı çalışır (dizel motorlarda gürültü azaltma), bakım maliyetleri daha yüksektir.

Homojen Dolgulu Sıkıştırma Ateşlemeli (HCCI) motorlar, yüksek ısı verim, çok düşük NO_x 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. Hava / yakıt karışımının sıcaklığı tutuşma sıcaklığına ulaştığında, yanma, silindirin tüm parçalarında eşzamanlı olarak başlar. HCCI motorları daha zayıf karışımlarda çalışabildiğinden ve karışım homojen olduğundan, NO_x 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. Bu şekilde belirtilen problemleri birçok yöntem kullanarak çözmeye çalışıyorlar. 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.

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, yanmanın

başlangıcı 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.

HCCI motorları, yaklaşık 30 yıl önce farklı bir yanma olayı olarak tanımlandı. Konuyla ilgili ilk çalışmaların Onishi, Jo, S., Shoda, Jo, P. ve Kato (1979) tarafından ve daha sonra Noguchi, Tanaka, Y., Tanaka, T. 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.

Rezaei, Shahbakhti, Bahri ve Aziz (2015) 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 (NO_x), 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.

2. HCCI MOTORU İLE İLGİLİ GENEL BİLGİLER

2.1. HCCI Motorun Tanımı

HCCI, homojen olarak karıştırılmış havanın ve yakıtın kendiliğinden tutuşma koşullarına sıkıştırıldığı bir içten yanmalı motor şeklindedir. HCCI, ICC motorların neden olduğu kirliliği azaltmak için kullanılacak yeni bir teknoloji olarak önem kazanmaktadır (Iida, Hayashi, Foster ve Martin, 2003). HCCI motorları (benzin, dizel, doğal gaz, biyoyakıt ve hidrojen) çeşitli yakıtlarla çalışabilir (Kiplimo, Tomita, Kawahara ve Yokobe, 2012). HCCI motorları, kullandığı kıvılcım ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli motorlara kıyasla yüksek termal verimlilik potansiyeline ve düşük NO_x ve kurum emisyonlarına sahiptir (Iida vd., 2003). Yüksek termal verim, kurum emisyonu ve düşük NO_x emisyonu, HCCI motorlarına duyulan ilginin ana nedenleridir. Bu faydalara rağmen, ateşleme ve yanmayı doğrudan kontrol edememekten 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 (Nagareddy, 2017). 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 (Jacobs ve Assanis, 2007; Çınar, Uyumaz, Solmaz ve Topgül, 2015). Ancak, HCCI konseptini üretilen motorlara uygulamadan önce çözülmesi gereken bazı engeller bulunmaktadır. Bu problemler, HCCI hız yükü aralığını genişletmeyi, tüm çalışma aralığı boyunca HCCI yanmasını kontrol etmeyi ve yanmamış HC ve CO emisyonlarını minimize etmeyi içermektedir. (Kiplimo vd., 2012). 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 NO_x emisyonlarını azaltır ve egzoz sistemindeki partikül filtresi ve NO_x depolaması gibi sistemlere olan ihtiyacı azaltır. HCCI'nin temel özelliği, yakıt / hava karışımının birkaç yerde aynı anda tutuşma ile aynı anda yanmasıdır (Bai, Wang, He, Li ve Pan, 2014). 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 (Onishi vd., 1979). 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 (Kiplimo vd., 2012).

2.2. HCCI Özellikleri

Yanma sürecini ve ısı açığa çıkış hızını etkileyen parametreler aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

Dolgunun kendi kendine tutuşma özellikleri:

- Yakıt tiplerine - Yakıt konsantrasyonuna (erken, geç veya bölünmüş püskürtmeler neticesinde)
 - İki veya daha fazla yakıtın karışımına
 - Yakıt katkı maddelerine
 - Yakıtın ön hazırlığına
 - Art gaz (ve/veya EGR) oranına ve art gazın reaktifliğine
 - Su püskürtülmesine
 - Basınç artışına (aşırı doldurma yoluyla)
 - Yanma odası yüzeyinin katalitik özellikte kaplı olmasına bağlıdır.

Dolgu sıcaklığının oluşumu:

- Emme koşullarına (sıcaklık ve basınç değerlerine)
- EGR ve/veya art gaz miktarına
- Isıtma bujisine - Isı değiştiricisine
- Termal bariyere - Basınç artışına (aşırı doldurma yoluyla)
- Silindir içi yakıt püskürtme zamanlamasına
- Su püskürtülmesine
- Sıkıştırma oranına
- Yakıtın buharlaşma gizli ısısına
- Motorun soğutma maddesi sıcaklığına
- Dolgu ile motor elemanları arasındaki karşılıklı ısı transferine

- Motorun hızına ve yüküne bağlıdır.

HCCI hem homojen karışimli kıvılcı ateşleme (SI) ve hem de sıkıştırma ateşlemenin (CI) karakteristiklerine ve bu iki yanma şeklinin en iyi özelliklerini biraraya getirme potansiyeline sahiptir.

2.3. HCCI Motorun Fonksiyonları

Sıfır boyutlu modeller, HCCI motorlarının modellenmesinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu modeller tekli veya çoklu bölgeler içerebilir. Bununla birlikte, en basit yaklaşım, yanık ve yanmamış gazı içeren tek bölgeyi bir yaklaşımdır. Bu gibi sıfır boyutlu modellerde yanma olayı Wiebe işlevi tarafından modellenmiştir.

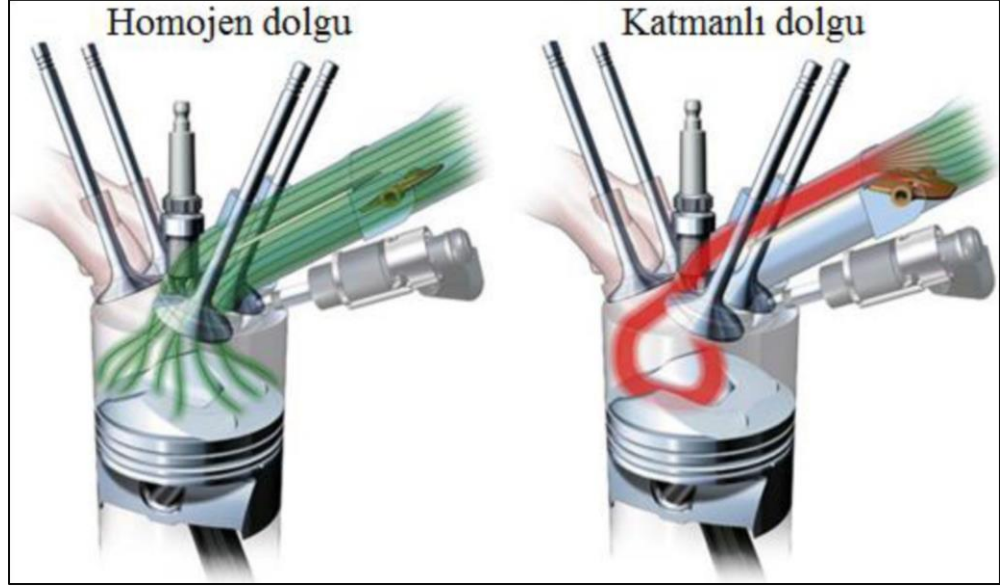
2.4. İçten Yanmalı Motorlar ve HCCI Yanma Teorisi

Günümüz dünyasında, içten yanmalı motorlar ulaştırma ve ulaştırma sektörünün çoğunda kullanılmaktadır. Bu motorların en iyi bilinen özelliği, güç elde etmek için petrol bazlı yakıtları kullanmaları ve bu yakıtların bir sonucu olarak atmosfere zararlı egzoz emisyonları yaymalarıdır. Araçların emisyonları, son 20 yıldaki motor teknolojisinin hızlı bir şekilde gelişmesi sonucu önemli ölçüde azalmış olsa da, dünya çapında araç sayısındaki hızlı artış atmosferin kirlenmesine sebep olmuştur. Otomobil üreticileri ve araştırmacıları bu nedenle yeni teknolojilerin geliştirilmesi ve yeni yanma konseptleri üzerinde çalışmaktadırlar.

İçten yanmalı motorlar, ateşleme tipine göre iki tipe ayrılır: buji ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ateşlemeli (CI) motorlar. Aynı zamanda, daha çok bilinen bir isimle veya kullandıkları yakıt türüne göre sırasıyla benzinli motorlar ve dizel motorlar olarak sınıflandırılabilir. Modern benzinli motorlar, yakıt-hava karışımının yanmasını daha verimli hale getirmek için doğrudan benzin enjeksiyonunu (GDI) kullanır. Yakıt pompasında basıncı artan yakıt doğrudan silindire püskürtülür. Yakıt hava ile homojen olarak karıştıktan sonra, ateşleme, sıkıştırma süresinin sonunda buji ile gerçekleştirilir. Yakıt silindire enjekte edildiğinden, emme zamanında silindire daha fazla hava çekilir ve hacimsel verim artar. Artan hava miktarı ile daha fazla yakıt yakılabilir ve daha yüksek çıkış gücü elde edilebilir. Modern motor kontrol üniteleri sayesinde, yakıt enjeksiyonu ve buji kontrolü çok hassas bir şekilde sağlanabilir, enjektör ve yanma odası tasarımındaki gelişmeler daha iyi hava-yakıt karışımı sağlar, yanma verimini artırır, silindir ve piston yüzeylerinde yanmamış yakıt birikimini en aza indirir ve sonuç

olarak yakıt verimliliğini arttırarak yakıt ekonomi sağlanır. GDI motorları, daha temiz yanma ve katalitik konvertörün verimli kullanımı için stokiyometrik ($\lambda = 1$) koşullar altında çalışır.

Sabit bir hava-yakıt oranını korumak için, motora giren hava akışı gaz kelebeği tarafından kontrol edilir. Bu yöntemin kullanılması, pompalama kayıplarını arttırır ve özellikle kısmi yüklerde verimde düşüğe yol açar. Stokiyometrik çalışma modu, orta yükler için kullanılır. Yakıt, silindirde homojen bir yakıt karışımı oluşturmak için emme zamanında püskürtülür. Buji stokiyometrik etrafında(ideal hava-yakıt karışımı olduğu durumlarda), buji ($\lambda > 1$) karışımından uzak bir şekilde elde edilir. Tüm yanma odasında zayıf bir karışım oluşmakta ve bu da düşük yakıt tüketimi ve çok temiz egzoz emisyonlarına neden olmaktadır. Bujiden uzak alanlarda zayıf karışım bulunması, kendiliğinden tutuşma olasılığını azaltır, böylece daha verimli çalışma için sıkıştırma oranını arttırır. Bununla birlikte, kısmi yüklerde, buji çevresinde katmanlı bir dolgu oluşturmak için yakıt sıkıştırma süresinin sonuna doğru püskürtülür. Tabakalı şarj, çarpma olmadan (piston en üst seviyeye ulaşmadan) daha yüksek sıkıştırma oranları ve daha düşük karışımlar kullanarak yakıt tüketimini azaltır. Bu katmanlı dolgu, ateşlemeden sonra alevin silindir boyunca hızlı bir şekilde yayılmasına izin verir ve geleneksel SI motorlarında olduğu gibi yüksek alev sıcaklığına neden olur. Yüksek alev sıcaklığı, yanma sonrası sıcaklıkta bir artışa ve NOx emisyonlarında bir yükselişe neden olur. Katmanlı dolgu maddesi ayrıca silindir içinde bölgesel olarak zengin karışımlara yol açarak kurum emisyonlarının artmasına neden olabilir. Şekil 2.1 GDI motorlarında homojen ve katmanlı dolguların oluşumunu göstermektedir.

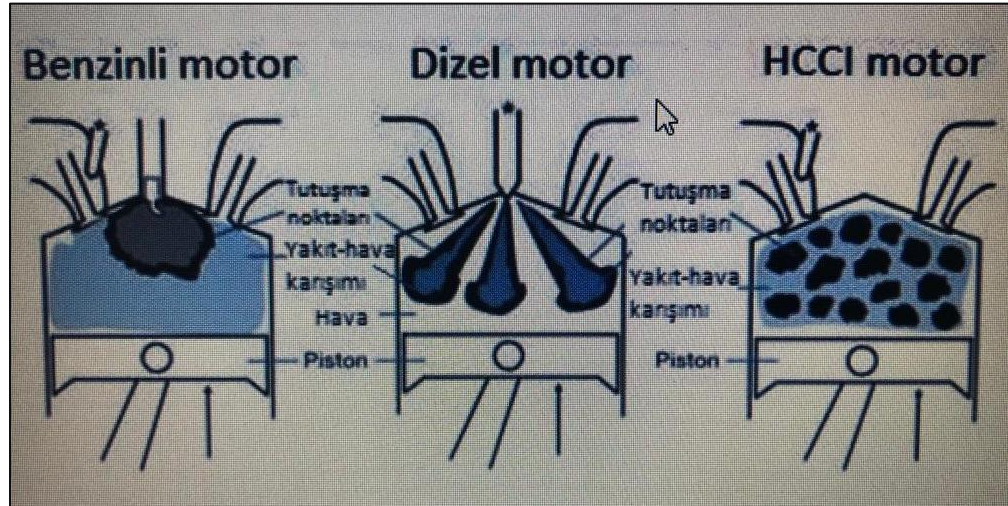


Şekil 2.1 GDI motorlarda homojen ve katmanlı dolgu oluşumu.

Dizel motorlarda silindir içerisine sadece emme anında hava alır ve havayı sıkıştırma anında sıkıştırır. Sıkıştırma süresinin sonunda basıncı ve sıcaklığı yükselen havaya yüksek basınçta yakıt püskürtülür ve oluşan yakıt-hava karışımı kendiliğinden tutuşur. Dizel motorlar, sıkıştırma sırasındaki sadece havayı sıkıştırır, böylece çarpma riski olmadan yüksek sıkıştırma oranlarında (12-24) çalışabilirler. Yakıtın enjektör deliklerinden çıktıktan sonra yanmaya başlayana kadar damlacık boyutundan buhar fazına geçmesi karmaşıktır. Yakıt-hava karışımının bir kısmı homojen olarak karıştırılır ve hızlı bir şekilde yanar, ancak yakıtın çoğunun buharlaşması ve reaksiyona hazır olması için gereken süre kimyasal reaksiyonlar için gereken zamandan daha fazladır. Bu nedenle, karışım yakıt bakımından zengin bölgelere ve yüksek sıcaklıktaki alev bölgelerine ayrılabilir. Yakıt bakımından zengin bölgelerde oksijen eksikliği is emisyonlarına neden olur, ancak tüp emisyonu arttıkça yanmamış yakıtın yanması sağlanarak kurum emisyonları azalır. Yüksek alev sıcaklığı, silindir gazı sıcaklığını yaklaşık 2700 K'ya yükseltir. 1800 K ve üzeri yanma sıcaklığı NO_x emisyonları için kritiktir, bu nedenle dizel motorlar için NO_x emisyonlarını azaltmak önemlidir. (Wang, Srinivasan, Krishnan ve Som, 2012). Tüm bu nedenlerden dolayı, araştırmacılar son yıllarda daha düşük NO_x ve kurum emisyonları ile daha yüksek ısı verimle benzinli ve dizel motorların avantajlarını birleştiren HCCI yanma teorisine odaklandılar (Onishi vd., 1979; Agarwal, Singh ve Maurya, 2017).

HCCI yanması, yakıt-hava karışımının, benzinli motorlarda olduğu gibi sıkıştırma süresinden önce homojen olarak hazırlanması ve daha sonra dizel motorlarda olduğu gibi kendiliğinden sıkıştırılması prensibine dayanmaktadır. Şekil 2.3’de gösterildiği gibi, yakıt bakımından fakir ve homojen karışımın hazırlanmasından sonra, yanma sırasında birçok tutuşma noktası meydana gelir. Bu noktalarda, yanma aynı anda meydana gelir ve büyük bir alev yayılmaz (Bendu ve Murugan, 2014). Bu nedenle, alev sıcaklığı düşük olacağından, yanma sıcaklığı düşük olacak ve benzinli ve dizel motorlara kıyasla daha düşük NOx emisyonu üretilecektir. Homojen karışımın sonucu olarak, düşük seviyelerde is emisyonu ve dizel motorlara yakın ısı verim elde edilir.

Bu avantajlara ek olarak, HCCI motorları hala tamamen çözülmeyen engellere sahiptir. Bunlardan en önemlisi, yanma fazlarının doğrudan geniş motor devri ve yük aralıklarında kontrol edilememesidir. Dizel motorlarda kendinden tutuşma ve yanma enjeksiyon süresi ile kontrol edilir. HCCI motorlarında karışım önceden oluşturulduğu ve kendiliğinden tutuşma noktasına sıkıştırıldığı için yanma başlangıcının doğrudan kontrol edildiği dizel motorlarda veya benzinli motorlarda olduğu gibi ateşleme süresi yoktur. Ayrıca, yüksek seviyede yanma gürültüsü, yanmamış HC ve CO emisyonlarının üretimi, dar çalışma aralığı, soğuk koşullarda çalışma zorluğu ve homojen karışım oluşturmadaki zorluklar, HCCI yanma teorisinin eksikliklerini oluşturmaktadır.

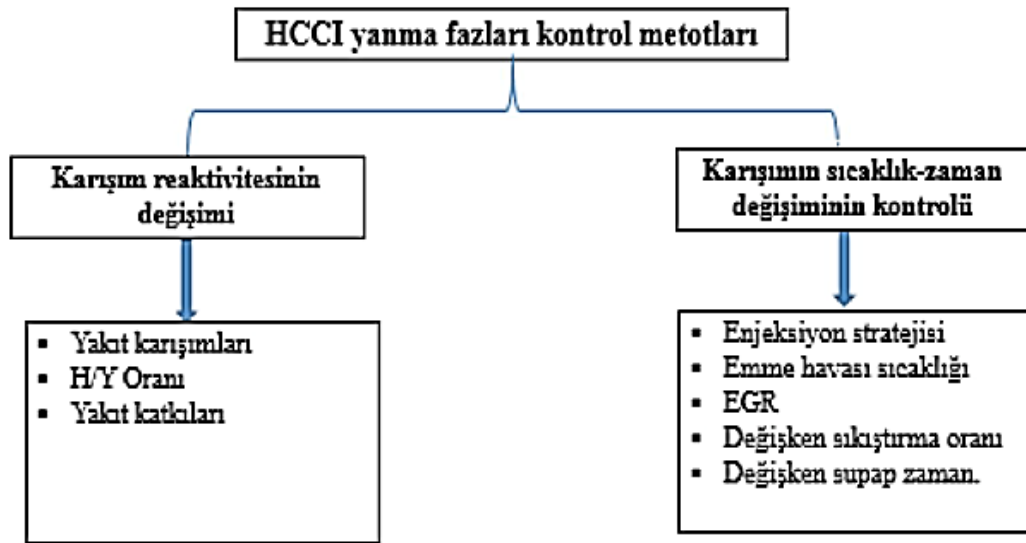


Şekil 2.3. Benzinli, dizel ve HCCI motorda yanmanın oluşumu.

HCCI yanmasında yanma başlangıcını (kendiliğinden tutuşma süresi) ve yanma hızını kontrol etmek çok zordur. Bu kontrolde iki önemli parametre rol oynar. Birincisi silindirdeki sıcaklık-zaman değişimi, ikincisi ise yakıtın kendiliğinden tutuşma özellikleridir. Literatürde sıcaklık-zaman değişimini kontrol etmek için kullanılan yöntemler, emiş havası sıcaklığı (Çınar, Uyumaz, Solmaz, Şahin, Polat ve Yılmaz, 2015) ve basınç, farklı supap zamanlaması uygulayarak artık gazların kullanılmasıdır (Negatif supap itme bindirmesi, egzoz gazlarının egzoz subabın ikinci açılışı ile yeniden alımı) egzoz valfi), dahili ve harici egzoz gazı devridaimi (egzoz gazı devridaimi (EGR)), değişken sıkıştırma oranı ve yakıt enjeksiyon stratejisi (Agarwal vd., 2017). Emme valfini kapattıktan sonra, sıcaklık-zaman değişimi ve yakıt konsantrasyonu, sadece enjeksiyon süresi ve kademeli enjeksiyon metodu ile kontrol edilebilir. İkinci parametre için literatürde yakıtın kendi kendine tutuşma özellikleri, hava yakıt oranı, yakıt karışımları ve yakıt katkı maddelerinin kullanımı incelenmiştir. İkinci bölümde, bu parametrelerle ilgili son literatür çalışmaları incelenmiştir.

2.5. HCCI Motorlarda Yanma Kontrol Yöntemleri

HCCI yanma konseptini oluşturan temel karakteristikler; yakıt-hava karışımının homojen bir şekilde oluşturulması, oluşan karışımın sıkıştırma zamanı sonunda kendi kendine tutuşması ve yanmanın düşük sıcaklıkta gerçekleşmesidir. Literatürde bu teori, kontrollü kendiliğinden tutuşma (controlled auto-ignition (CAI)) yanma teorisi ya da HCCI yanma teorisi olarak ifade edilmektedir. HCCI yanma teorisi; sıcaklık, basınç ve silindir içi karışımın kontrol edilerek tutuşmanın sağlanması ve yanmanın başlaması esasına dayanır. HCCI motorda tutuşma zamanının kontrolü doğrudan buji ile yapılamamaktadır. HCCI motorlarında yanma fazları farklı çalışma parametreleri (yakıt enjeksiyon stratejisi, dolgu sıcaklığı ve basıncı, EGR, değişken subap zamanlaması, değişken sıkıştırma oranı) kullanılarak kontrol edilmeye çalışılmıştır. Bununla birlikte farklı oranlarda yakıt karışımları ve yakıt katkıları kullanımıyla yakıtın kendiliğinden tutuşma zamanı geciktirilerek veya öne çekilerek yanma kontrolü sağlanmaya çalışılmıştır. Tüm bu parametreler Şekil 2.4'de gösterilmiştir.



Şekil 2.4. HCCI yanma kontrol yöntemleri.

Tez çalışmasının deneysel kısmında karışımın sıcaklık-zaman değişiminin kontrolü için direkt ve çift kademeli yakıt enjeksiyon tekniği kullanılmıştır. Karışım reaktivitesi değişiminin etkisini inceleyebilmek için ise alkol-benzin karışımları kullanılmıştır. Bu bölümde ise çalışma kapsamında kullanılan bu parametrelerle ilgili yapılmış literatür çalışmaları incelenmiştir.

2.5.1. Yakıt enjeksiyon stratejisi

HCCI motorlarda yanma fazlarının kontrolü iki bölüme ayrılır. Birincisi ısı dağılımının (sıcaklık-zaman değişimi) kontrolü olup, çalışma aralığının genişletilmesinde rol oynar. İkincisi ise kendiliğinden tutuşma zamanının kontrolüdür. Tutuşma zamanının kontrolünde baz alınan temel faktör silindir içi gaz sıcaklığıdır. Yakıt enjeksiyon stratejisi diğer kontrol stratejileri ile birlikte kullanıldığında tutuşma zamanının kontrolü ve çalışma aralığının genişletilebilmesinde önemli role sahiptir. Ayrıca silindir içerisinde bölgesel yakıt yoğunluğunun ayarlanması ve sıcaklık zaman değişiminin kontrol edilebilmesini sağlarlar.

HCCI yanmada homojen karışımın oluşturulabilmesi için yeterli karışma zamanı gereklidir. Bu yüzden yakıtın erken enjeksiyonla emme manifolduna püskürtülmesi, homojen karışımın oluşturulabilmesi için uygun bir yöntemdir. Fakat bu yöntem yanma fazının kontrolü ve karışımın katmanlaşmasında etkili değildir. Ayrıca maksimum kullanılabilir sıkıştırma oranını da sınırlar. Direkt enjeksiyon (DI) yöntemi

kullanıldığında ise yüksek sıkıştırma oranlarına çıkılarak düşük yük limitleri genişletilebilmekte ve yanma fazlarının kontrolü sağlanabilmektedir. Marriott ve Reitz enjeksiyon zamanının yanma fazı üzerindeki etkilerini, yüksek sıkıştırma oranına sahip dizel bir motorda buji desteği olmadan ve yüksek emme havası sıcaklığı kullanımı ile incelemiştir. Enjeksiyon zamanını emme zamanının başlarından sıkıştırma zamanı sonuna doğru farklı motor devri, emme havası sıcaklığı ve eşdeğerlik oranlarında değiştirerek yanma fazını kontrol edebilmişlerdir. Çanakçı ve Reitz (2003) aynı motoru çift enjeksiyon tekniği kullanarak DI-HCCI motora dönüştürmüşler ve HCCI yanmayı incelemiştir. Çift enjeksiyon tekniğinin yanma başlangıcını kontrol edebildiğini ve optimum enjeksiyon zamanı ve enjeksiyon oranları kullanılması ile NO_x emisyonlarında önemli miktarda düşme ve yüksek termik verim elde etmişlerdir.

Wang vd. (2012) sıralı ve iki silindirli dizel bir motoru benzin DI motoruna dönüştürmüşler ve çift enjeksiyon yöntemini kullanarak I., II. enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranının etkisini incelemiştir. Tek enjeksiyon kullanımında enjeksiyon erken yapıldığında (100 °KMA) homojen karışım sağlanmış, fakat karışımın silindirin bütün bölgelerinde fakir olmasından dolayı buji etrafında istenilen katmanlı dolgu oluşturulamamıştır. Enjeksiyon zamanı geç olduğunda (300 °KMA) ise buji etrafında zengin karışım oluşmuş, bu karışımındaki benzinin buharlaşması için yeteri kadar zaman olmadığından ve hava ile karışmadığından tutuşma sağlanamamıştır. Çift enjeksiyon tekniğinde ise yakıtın çoğu birinci enjeksiyon zamanında (100 °KMA) püskürtülmüş, ikinci enjeksiyon ise sırasıyla 200 °KMA, 250 °KMA ve 270 °KMA yapılmıştır. 200 °KMA ve 270 °KMA'daki enjeksiyonlarda buji etrafında fakir karışım olduğundan istenen tutuşma sağlanamamıştır. 250 °KMA enjeksiyon zamanı buji etrafında istenilen karışım oluşmasına sebep olarak tutuşmayı kolaylaştırmış, silindirin diğer kısımlarındaki homojen olarak dağılmış karışım ise verimli yanmayı sağlamıştır. Yakıtın çoğunluğunun birinci enjeksiyonda püskürtülmesiyle homojen karışım sağlanmış, ikinci enjeksiyonun az miktarda yapılması ile yakıt silindir içindeki yüksek sıcaklıktan dolayı daha çabuk buharlaşabilmiş ve buji etrafında istenilen karışımın elde edilmesini sağlamıştır.

Cao, Zhao, Jiang ve Kalian (2005) benzinli bir motorda subap zamanlamalarını değiştirip negatif subap bindirmesi (egzoz subabının erken, emme subabının geç açılarak her iki supabın da aynı zamanda kapalı olması sayesinde, sıcak egzoz

gazlarının bir kısmının silindir içinde bırakılarak bir sonraki çevrim için yeniden sıkıştırılmasına negatif subap bindirmesi (negative valve overlap) (NVO) denir) tekniğini uygulayarak direkt ve emme manifolduna yakıt püskürtmenin etkilerini 3B motor simülasyonu programı üzerinde deneysel verileri kullanarak modellemişler ve incelemişlerdir. Yakıt püskürtme zamanlarının silindir içindeki hava ve yakıtın karışım sürecini önemli ölçüde etkilediğini görmüşlerdir. NVO periyodunda silindir içindeki yüksek artık gaz sıcaklığı ve egzoz gazlarının yeniden sıkıştırılmasının, NVO periyodunun başında yapılan erken direkt püskürtmede yakıtın hızlı buharlaşmasına ve homojen bir şekilde karışmasına katkı sağladığı görülmüştür. NVO periyodu bitip emme supabı açılması (Intake valve opening (IVO)) sonrası yapılan püskürtmede ise silindire giren emme havasındaki türbülans yakıt hava karışımının en iyi şekilde oluşmasına katkı sağladığı görülmüştür. Emme supabı kapandıktan sonra 220 °KMA yapılan geç püskürtmede ise yeterli olmayan karışma süresi ve silindir içi gaz hareketlerinin yavaş olması en fazla katmanlı dolgunun oluşumuna sebep olduğu görülmüştür. Emme manifolduna püskürtme tekniği daha iyi homojen karışımın oluşmasını sağladığı için daha hızlı yanma ve daha yüksek ısı dağılım oranlarının oluşmasına sebep olmuştur. Bu da maksimum gaz sıcaklığını artırmış, dolayısıyla NOx emisyonları yüksek gözlenmiştir. Ayrıca basınç artış oranı ve maksimum silindir basıncının fazla olması gürültülü yanmaya yol açıp sürüş kalitesini düşürmüştür. Direkt enjeksiyon tekniğinde ise katmanlı dolgu oluşturulmuş, yanma kısmen zengin bölgelerden başlayıp, yanmanın daha da yavaşladığı fakir bölgelere doğru ilerlemiş ve hızı düşmüştür. Ayrıca daha iyi yanma kontrolüyle optimum yanma sağlanmış ve yakıt tüketimi düşürülmüştür.

Türkcan, Özsezen ve Çanakçı (2013) tek silindirli DI bir dizel motoru, enjeksiyon zamanı elektronik olarak kontrol edilebilen DI-HCCI motora çevirmişler ve TSDI tekniği uygulayarak ikinci enjeksiyon zamanının alkol-benzin karışımlarının yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Direkt püskürtmeli benzin HCCI'ı uygulayabilmek için düşük basınç common rail sistemi ile püskürtme basıncını 10 MPa'da sabit tutmuşlar ve tek delikli benzin direkt enjektörü kullanmışlardır. Birinci enjeksiyon zamanı 120 °KA emme üst ölü noktadan sonra (eÜÖNS)'da, ikinci enjeksiyon zamanları ise 330, 335, 340 ve 345 °KMA eÜÖNS olacak şekilde yapılmıştır. Test yakıtı olarak 97 oktan benzin, etanol-benzin karışımları

(etanol yüzdesine göre E10 ve E20) ve metanol-benzin (metanol yüzdesine göre M10 ve M20) karışımları sabit enerji girişinde ve yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında test edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, ikinci enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımına etkisi net olarak görülmüş ve yanma başlangıcının ikinci enjeksiyon zamanıyla direkt olarak kontrol edilebileceği tespit edilmiştir. Alkol-benzin karışımlarında ve düşük eşdeğerlik oranlarında, uygun ikinci enjeksiyon zamanları kullanılarak daha iyi yanma karakteristikleri, düşük NO_x, yanmamış HC ve CO emisyonları, daha yüksek indike ortalama efektif basınç (indicated mean effective pressure (IMEP)) ve indike verim değerleri elde edilmiştir. NO_x ve is emisyonları arasındaki ikilem ikinci enjeksiyon zamanının ve püskürtme oranının kontrolü ile çözülmüştür.

Das, Subbarao ve Subrahmanyam (2015) dört zamanlı, tek silindirli DI bir dizel motorda, çift enjeksiyon tekniği uygulayarak dizel yakıtın HCCI modunda yanmasını incelemişlerdir. Çalışmalar %60 yüksek ve %45 düşük yükte yapılmış, enjeksiyon zamanları sırasıyla ön enjeksiyon (pilot injection: pilot enjeksiyon) ve ana enjeksiyon (main injection) olarak adlandırılmışlardır. HCCI modda kullanılan yakıtın %80'i ön enjeksiyon, %20'si ise ana enjeksiyonda püskürtülmüş, ön enjeksiyon 90 °KMA eÜÖNS sabit tutulmuş, ana enjeksiyon zamanı ise 26 °KMA ve 8 °KMA sıkıştırma zamanı üst ölü noktadan önce (sÜÖNÖ) arasında üçer derecelik farklarla değiştirilerek yanma, emisyon ve performans parametreleri üzerine olan etkileri incelenmiştir. Ana enjeksiyon zamanı geciktirildikçe maksimum basıncın sÜÖN'dan sonra gerçekleştiği ve azaldığı görülmüştür. Ana enjeksiyon zamanı geciktirildikçe maksimum basınç artış oranı (MBAO) giderek azalmış ve maksimum basıncın oluşma noktası ÜÖN'ya doğru kaymıştır. 26 °KMA sÜÖNÖ enjeksiyon zamanında basınç artış oranı çok fazla olup vuruntulu yanma olduğu için yüksek yükte kullanılmamıştır. Düşük yükte yanma başlangıcı enjeksiyon zamanlamasına bağlıyken, yüksek yükte daha çok ön karışımdaki eşdeğerlik oranına bağlıdır. HCCI modda termik verim, erken enjekte edilen yakıt silindir duvarlarına çarptığından ve tutuşma sÜÖNÖ gerçekleştiği için normal dizel moduyla karşılaştırıldığında tüm enjeksiyon zamanları için düşük gözlenmiştir. Özgül yakıt tüketimi termik verim düştükçe artmıştır. NO_x emisyonlarının normal dizel yanmaya göre daha düşük olduğu, enjeksiyon zamanının geciktirilmesiyle düştüğü gözlenmiştir. Homojen karışım oluşumu ve dolgu sıcaklığının düşmesi buna sebep

olmuştur. Toplam HC ve CO emisyonları enjeksiyon zamanının gecikmesiyle silindir içi basınç ve sıcaklığın düşmesinden dolayı yanma reaksiyonları kötüleştiğinden artmıştır.

Das, Selokar, Subbarao ve Subrahmanyam (2016) aynı dizel motor üzerinde yaptıkları diğer bir çalışmada enjeksiyon zamanı, ön karışimli eşdeğerlik oranı ve soğutulmuş dış EGR'nin HCCI yanma karakteristikleri ve emisyonlar üzerindeki etkisini çift enjeksiyon tekniğiyle incelemişlerdir. Enjeksiyon zamanı ve soğutulmuş dış EGR çalışmalarını, 1500 d/d, %50 tam yükte ve %80-%20 enjeksiyon oranıyla yapmışlardır. Ön enjeksiyon zamanını 180 °KMA sÜÖNÖ seçmişler, ana enjeksiyon ise 26-14 °KMA sÜÖNÖ arasında değiştirilmişler, EGR oranını ise %12 ve %25 olarak seçmişlerdir. Ön karışım eşdeğerlik oranının etkisini ise ön enjeksiyon ve ana enjeksiyon zamanlarını sırasıyla 270 °KMA ve 20 °KMA sÜÖNÖ seçerek, sabit 1350 d/d ve %45 tam yükte incelemişlerdir. Ön karışım eşdeğerlik oranını ise ön enjeksiyonda püskürtülen yakıtın hava kütesine oranının, stokiyometrik yakıt hava oranına bölümü olarak tanımlamışlar ve 0'dan 0.38'e kadar artırmışlardır. Ana enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ve EGR kullanımının yanma fazını geciktirdiği için indike yakıt tüketimi ve egzoz gazı sıcaklığını artırdığını gözlemlemişlerdir. Ön karışım eşdeğerlik oranının artırılmasının yanmayı öne çekerek silindir içi maksimum basınç ve basınç artış oranını artırdığını gözlemlemişler, farklı yükleme koşullarında yanma fazının kontrolü için kullanılabilceği sonucuna varmışlardır. Ana enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ve EGR oranının artırılmasının NO_x emisyonlarını düşürdüğünü, HC ve CO emisyonlarını artırdığını gözlemlemişlerdir.

Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda düşük sıcaklıkta ve homojen yanma modlarından bir diğeri de kısmi ön karışimli yanma (Partially Premixed Charge (PPC)) olup HCCI yanmaya oldukça benzemektedir. HCCI yanma ile arasındaki net olarak bir ayırım söz konusu olmayıp genel olarak PPC yanmada yakıt püskürtmesi daha geç yapılarak kısmi ön karışimli ve daha katmanlı (daha az homojen) bir dolgu elde edilir. Bu modda da benzin kullanımı yeterli karışma zamanını sağladığı için uygun bir yöntem olarak görülmüştür, fakat HCCI yanmaya benzer şekilde düşük yük şartlarında çalışma zorluğu göstermiştir. Bu yüzden ateşleme zorluğunu çözebilmek için buji kullanımı uygun görülmüştür.

Benajes, Molina, Garcia, Monsalve-Serrano ve Durrett (2014) buji destekli kısmi ön karışimli yanma (spark assisted PPC) konseptini çift enjeksiyon stratejisi uygulayarak incelemişlerdir. Tek silindirli dizel DI bir motorda 98 oktan benzinin yanmasını tek ve çift enjeksiyon stratejilerini karşılaştırarak incelemişlerdir. Tek kademeli enjeksiyon stratejisinde bujili ve bujisiz, çift enjeksiyonda ise bujili çalışmışlardır. Tek kademeli enjeksiyonda bujili ve bujisiz çalışmada IMEP değişim katsayısını (COVIMEP) karşılaştırmışlar, buji desteği olmadığı durumda COVIMEP değerlerinin fazla yükseldiğini, buji kullanımında ise yarısı kadar azalarak çalışma aralığını artırdığını görmüşlerdir. Çift kademeli enjeksiyonda ise, COVIMEP değerlerinde önemli bir değişim olmadan, daha az yakıt miktarıyla daha fazla IMEP değerleri elde edilebildiğini görmüşlerdir. Çift enjeksiyonun yanmanın olduğu bölgeyi artırdığını, boyutsuz alev alanı profilinden ve silindir içi doğal parlaklık (natural luminosity (NL)) görüntülerinden gözlemlemişlerdir. Çift kademeli enjeksiyonda yanmanın ilk gelişmeye başladığı anlardaki fakir karışım şartlarının alev yayılma periyodunu yavaşlattığını, görülür yanma hızı değerlerine bakarak tespit etmişlerdir. Kendi kendine tutuşma fazında ise ön enjeksiyonla ilişkilendirilen boyutsal karışım dağılımındaki artışın, yanmanın gerçekleştiği bölgeyi artırarak tüm yanma odasına yayıldığını tespit etmişlerdir.

Shen, Lonn ve Johansson (2015) 6 silindirli DI bir dizel motorda 89 oktan benzinin HCCI'dan PPC modda yanmaya geçişini, enjeksiyon stratejisi, EGR ve emme basıncını değiştirerek incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada birinci püskürtme zamanını 130 °KMA ve 19 °KMA sÜÖNÖ arasında değiştirmişler, tek kademeli enjeksiyonda yakıtın tamamını, çift kademeli enjeksiyonda yakıtın %70'ini bu aralıkta püskürtülmesini sağlamışlardır. Çift kademeli enjeksiyon kullanımında ikinci püskürtmeyi sabit 4 °KMA sÜÖNÖ yapmışlardır. Geçiş işlemi üç bölgeye ayırmışlar; ilk enjeksiyonun 80 °KMA sÜÖNÖ ve öncesi açılarda yapıldığı bölgeyi HCCI, 80-45 °KMA ÜÖNÖ aralığında yapıldığı bölgeyi geçiş, 45 °KMA ÜÖNÖ ve sonrası yapıldığı bölgeyi ise PPC yanma olarak kabul etmişlerdir. Püskürtme zamanının geciktirilmesinin MBO'yu genel olarak artırdığını, PPC yanmanın MBO değerinin daha fazla olduğunu, ayrıca çift enjeksiyon ve EGR kullanımının MBO'yu azaltarak daha kontrollü ve gürültüsüz yanma sağladığını tespit etmişlerdir. Emisyonları incelediklerinde PPC modunda yakıtın geç püskürtülmesinin piston çanağına daha iyi

bir şekilde alınmasını sağladığı için yanmayı iyileştirip HC ve CO emisyonlarını azalttığını, fakat daha fazla zengin karışım bölgeleri oluşturduğu ve maksimum ısı dağılım oranını (maximum heat release rate (MHRR)) artırdığından NOx emisyonlarını bir miktar artırdığını görmüşlerdir. EGR kullanımının NOx emisyonlarını azalttığını fakat is ve HC emisyonlarının bir miktar arttığını görmüşlerdir. Bu noktada aynı EGR oranını daha yüksek emme basıncı kullanarak test etmişler, basıncı artırılan emme havasının daha fazla oksijen taşıması ve yarattığı türbülans etkisiyle, NOx emisyonlarını çok fazla artırmadan, is ve HC emisyonlarını azalttığını tespit etmişlerdir.

Misztal, Xu, Wyszynski, Price, Stone ve Qiao (2009) benzinli direkt enjeksiyonlu bir motorda enjeksiyon zamanlamasının emisyonlar üzerine etkisini NVO negatif subap bindirmesi tekniği kullanarak benzinli HCCI yanma için incelemişlerdir. HCCI yanmayı önce NVO periyodunda tek enjeksiyon modunda, sonra ilk enjeksiyon NVO periyodunda (egzoz zamanının sonu ile emme zamanının başlangıcı arasında), ikinci enjeksiyon ise emme supabı maksimum açılma noktası yakınlarında olmak üzere çift enjeksiyon tekniği kullanarak incelemişlerdir. Tek enjeksiyonda püskürtme zamanının öne çekilerek NVO periyodu ÜÖN'sına yakın yapılmasının PM emisyonlarını artırdığını gözlemlemişler, bunun piston duvarına yapışma etkisinden dolayı gerçekleştiğini öngörmüşlerdir. Çift enjeksiyon testlerinde ise ikinci enjeksiyondaki yakıt yüzdesi artırıldığında PM ve NOx değerlerinin minimum seviyede olduğunu tespit etmişlerdir. PM emisyonlarının karışımın homojenliğine büyük ölçüde bağlı olduğunu ve emme supabı açılmasına yakın yapılan enjeksiyonun karışma işlemini iyileştirerek PM emisyonlarını azalttığını tespit etmişlerdir.

Tang, Liu, Li ve Yao (2016) optik olarak gözlenebilen bir motorda ilk enjeksiyon zamanı ve yakıt kütle oranlarını değiştirerek çift enjeksiyon tekniği uygulamışlar ve benzin yakıtının PPC yanmasını incelemişlerdir. Yanma sürecinin, çok noktada kendi kendine tutuşma ile başladığını ve alev çekirdeklerinin yüksek yakıt yoğunluğuna sahip bölgeden düşük yoğunluğa doğru ilerlediğini tespit etmişlerdir.

Woo, Goyal, Kook, Hawkes ve Chan (2016) tek silindirli dizel bir motorda etanolün çift enjeksiyon stratejisiyle yanmasını birinci enjeksiyon oranı, birinci ve ikinci enjeksiyon zamanlarını değiştirerek incelemişlerdir. Birinci enjeksiyon oranının artırılmasının dolgu ön karışma seviyesini artırdığı ve is emisyonlarını azalttığını, birinci enjeksiyon zamanının ise homojenlik seviyesini artırıp NOx emisyonlarını

azalttığını tespit etmişlerdir. İkinci enjeksiyon zamanının ise yanma fazını kontrolünü sağladığını, is ve NO_x emisyonlarını önemli ölçüde etkilediğini gözlemlemişlerdir. Optimum enjeksiyon oranı ve zamanlarında, dizel seviyelerine yakın yanma verimlerinde, yüksek net indike verim ve düşük NO_x emisyonları elde etmişlerdir.

2.5.2. HCCI motorlarda yanma karakteristikleri

Günümüzde, petrol kaynaklarının azalma riski ve yoğun taşıt kullanımı yüzünden oluşan egzoz dumanı havadaki karbondioksit (CO₂) ve nitrojen oksit (NO_x) miktarını artırarak çevre kirliliklerine ve sera gazı etkisine neden olmaktadır. Bununla beraber, gereken ihtiyaçları karşılamak için yüksek verimli ve düşük emisyonlu güç kaynağına sahip motorlar talep edilmektedir.

Buji ile ateşlemeli motorlar hava/yakıt oranı ve katalitik konvektörün hassas bir şekilde kontrolü sayesinde çevre dostudur. Fakat motorun vuruntu yapma olasılığının fazla olması, zayıf yanabilirlik limitleri olması bu tip motorları sınırlandırmaktadır. Ayrıca sıkıştırma oranının arttırılamaması motor verimini olumsuz etkilemektedir (İida vd., 2003). Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda ise yüksek termal verim, dayanıklılık, düşük yakıt tüketim özelliği ve ağır yüklerde istenen gücü sağlaması avantajdır (Kiplimo vd., 2012). Ancak bu avantajlarının yanında heterojen yanma olduğundan dolayı oluşan yüksek nitrojen oksit (NO_x) ve partikül madde (PM) emisyonları sıkıştırma ile ateşlemeli motorun dezavantajlarından (Nagareddy, 2017). Bununla birlikte, bu tip motorlarda NO_x ve PM emisyonlarının aynı anda azaltılması da çok mümkün değildir (Jacobs ve Assanis, 2007). Her geçen gün havadaki emisyon değerleri arttığı için, bu konudaki kısıtlamalarda o derece artmaktadır. Zararlı gazlar havaya karıştıktan sonra etkilerini en aza indirmek hem pahalı hem de zahmetlidir. Bu yüzden kaynağında minimum seviyeye indirmek gereklidir (Çınar, Uyumaz, Solmaz ve Topgül, 2015). Bu sebeplerden dolayı çalışmalar giderek düşük sıcaklıkta yanma (LTC) olarak isimlendirilen yanma stratejisi üzerine yoğunlaşmaktadır (Bai vd., 2014).

LTC'nin homojen dolgu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlarda kullanımı ilk olarak 1979 yılında tanıtılmıştır (Onishi vd., 1979). HCCI motorları içten yanmalı motorlar sınıfındadır. LTC sistemler buji ile ateşlemeli motorlarda olduğu gibi hava ve yakıt önceden karıştırılıp silindir içerisine alınmakta fakat dolgu, sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki gibi yanma sıkıştırma sonucu ısınan hava ile kendi kendine

gerçekleşmektedir. Alınan hava/yakıt dolgusu, silindir içerisine bir kısıtlama olmadan direk alınmakta ve kısmi motor yüklerinde dahi oldukça fakir karışımlarda çalışabilmektedir. Bununla beraber hava/yakıt oranının kontrolü ile motor yükünün değişimi saklanmaktadır (Yap, Karlovsky, Megaritis, Wyszynski ve Xu, 2005). Motor yükünün gaz keleşi ile kontrol edilmemesi ve gaz keleşinin HCCI yanma modunda bütün devir ve yüklerde tam açık olması pompalama kayıplarının minimum seviyeye inmesini sağlamaktadır. Ayrıca HCCI yanma modunda motor fakir karışımlarda daha yüksek sıkıştırma oranları ile çalıştırılabildiğinden yaklaşık %53'e varan indike termik verim sağlayabilmektedir (Polat, Yücesu, Kannan, Uyumaz, Solmaz ve Shahbakhti, 2017). Fakir karışımlarla çalışabilme ve homojen karışım nedeniyle HCCI motorlar düşük partikül ve NO_x emisyonuna sahiptir. Ancak, HCCI yanma modunda silindir içindeki yanma neredeyse sabit hacimde gerçekleştiği için yanma odasında ani ısı ve basınç artışına neden olmaktadır. Yanma başlangıcı kontrolünün zor olması karayolu taşıtları için dezavantaj yaratmaktadır. Ayrıca, kimyasal reaksiyonlar, içeri alınan dolgunun yakıt ve termodinamik özelliklerine bağlı olarak yanma sürecini yönlendirirler. Bu duruma bağlı olarak kısmi ve tam yük koşullarında tekleme ve vuruntu sorunları görülmektedir. Bunlar HCCI motorların çalışma aralığını sınırlamaktadır. HCCI motorlarda yanma işlemini kontrol etmek için emme havası giriş sıcaklığı, değişken sıkıştırma oranı, değişken supap zamanlaması, farklı valf kaldırma mekanizmaları, egzoz gaz resirkülasyonu (EGR) ve artan emme manifoldu basıncı gibi yöntemler uygulanmıştır (Haraldsson, Tunestål, Johansson ve Hyvönen, 2002).

Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda setan sayısı kendi kendine tutuşmayı garanti edebilmek için önemli bir yakıt özelliğidir. Buji ile ateşlemeli motorlarda ise vuruntu direncini arttırabilmek ve verimli çalışma şartlarını koruyabilmek için artan sıkıştırma oranı ile birlikte daha yüksek oktanlı yakıtlar tercih edilmektedir. Bu durum içten yanmalı bir motorda istenen yanma karakteristiğinin elde edilebilmesi için yakıt seçiminin büyük bir öneme sahip olduğunu göstermektedir. HCCI yanma modu için kullanılan motorun sıkıştırma oranı da dikkate alınarak bugüne dek pek çok farklı yakıt türü ile araştırmalar gerçekleştirilmiştir. HCCI yanmasında yüksek sıkıştırma oranı ve benzin motorlarına göre nispeten daha düşük bir oktan sayısı ihtiyacı olduğundan standart pompa yakıtları olan benzin ve motorin araştırmada çalışmalarında daha az tercih edilmiştir (Yu, Li Y., Li B., Liu, Wang, He ve Shuai, 2017). Etanol, bütanol, propanol,

dietileter, dimetileter, doğal gaz, biyodizel gibi alternatif yakıtlar ise HCCI yanmasında bugüne dek kullanılan yakıtlardan bazılarıdır. Bunun yanı sıra Referans yakıtlar olan izooktan ve n- heptan kullanıldığında oktan sayısı bu iki referans yakıtın oranına bağlı olarak istenildiği gibi değiştirilebildiği ve ölçülebildiği için HCCI araştırmalarında sıklıkla bu yakıtlar kullanılmıştır.

HCCI yanma modunda yanma başlangıcı büyük oranda sıkıştırma sırasında silindir içerisinde ulaşılan sıcaklığa ve yakıtın kendi kendine tutuşabilme özelliklerine bağlıdır. Silindir içi sıcaklıkların çevrimden çevrime farklılık göstermesi yanma başlangıcının kontrolünü zorlaştırmaktadır. Bu nedenle araştırmacılar kullanılan motorda HCCI yanmasını belirli bir aralıkta sağlayabilmek için uygun yakıtı belirlemeye çalışmaktadırlar. Bunu başarabilmek için yakıtın kendi kendine tutuşma özelliklerinin belirli bir aralıkta olması gerekmektedir. Sudheesh ve Mallikarjuna biyogaz kullanılan bir HCCI motorda yanma iyileştirici olarak dietil eter kullanımını araştırmak üzere deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada hem biyogaz hem de dietil eter emme manifoldu yolu ile silindire alınarak homojen karışım sağlanmıştır. Her farklı yük durumu için en yüksek termik verimi sağlayan dietil eter oranı belirlenmeye çalışılmıştır. Böylece her farklı yük durumu için yanma başlangıcının daha kararlı olarak kontrol edilebileceği ifade edilmiştir. Sonuçlar biyogaz- dizel çift yakıt ve biyogaz buji ile ateşlemeli yanma modları ile karşılaştırıldığında biyogaz-dietil eter HCCI yanma modunun sırasıyla % 3.48 ve % 9.21 daha yüksek termik verime sahip olduğu görülmüştür (Sudheesh ve Mallikarjuna, 2010). Yüksek oktanlı yakıt ile n-heptan karışımı kullanılması durumunda, saf n-heptan kullanımına göre yanma fazının geciktiğini ve ısı yayılım hızının arttığını tespit etmişlerdir. Kullanılan yakıt karışımındaki MTBE, etanol ve metanol oranları arttıkça benzer oranda yanma başlangıcı geciktiği ve maksimum ısı yayılımı üst ölü nokta (ÜÖN) civarına kaydığı ifade edilmiştir. HCCI bir motorda emme havası giriş basıncı ve oktan sayısının yanma ve emisyonlar üzerindeki etkilerinin incelendiği bir diğer çalışmada n-heptan ve izooktan yakıtları ile hazırlanan 90, 93 ve 97 oktanlı yakıtlar kullanılmıştır. Deneyler 0.1, 0.15 ve 0.2 MPa emme basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Emme basıncı arttıkça yanma başlangıcının daha önce meydana geldiği belirlenmiştir. 93 oktanlı yakıt kullanıldığında yanma başlangıcının 90 oktanlı yakıtta göre 5 °KMA kadar daha geç meydana geldiği ifade edilmiştir. Aynı şartlarda aşırı doldurma basıncı

arttikça 5 °lik bu farkın azaldığı belirlenmiştir. Machrafi ve ark. HCCI bir motorda referans yakıtların kendi kendine tutuşma sürecini analiz edebilmek amacıyla deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Oktan sayısı 0 ile 100 aralığında 20'şer artışlarla 6 farklı oktan sayısına sahip yakıt kullanmışlardır. Farklı giriş havası sıcaklıklarında ve farklı sıkıştırma oranlarında gerçekleştirdikleri çalışmada izooktan oranı arttikça tutuşma noktasının geciktiği ancak sıkıştırma oranı ve giriş sıcaklığı arttikça bu gecikmenin azaldığı ifade edilmiştir (Machrafi, Cavadias ve Gilbert, 2008). Shibata, Oyama, Urushihara ve Nakano (2004) yakıt özelliklerinin HCCI bir motorun performansı ile düşük ve yüksek sıcaklık oksidasyonu üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Araştırma oktan sayısı 70, 80 ve 92 olan yakıtlarla gerçekleştirdikleri deneylerde süperşarjlı dört silindirli bir motor kullanmışlardır. Yakıtın oktan sayısı arttikça ısı yayılımı eğrisi üzerinde düşük sıcaklık oksidasyonunun daha az görüldüğünü ifade etmişlerdir. 92 oktanlı yakıt ile gerçekleştirdikleri deneylerde diğer yakıtlara göre yüksek sıcaklık ısı yayılımının yüksek motor devirlerinde gecikerek teklemeleere neden olduğu belirtilmiştir.

Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde genellikle farklı yakıt tiplerinin yanma başlangıcı, yanma fazı, ısı yayılım oranı gibi yanma karakteristiklerine etkilerinin incelendiği görülmektedir. Bu çalışmada, HCCI modundaki bir motorda 25 °C giriş hava sıcaklığında ve tam yükte, dizel yakıtın motor performansına ve yanma karakteristiklerine etkileri incelenmiştir.

Ali (2016) çalışmasında, enerjinin miktarını ve kalitesini dikkate almak için farklı yakıtlar kullanarak 1800 rpm'de 4 zamanlı, 4 silindirli, doğal emişli, doğrudan enjeksiyonlu bir dizel motordan elde edilen verilere enerji ve ekserji analizleri uyguladı. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizlerini uygulamak için hava ve yakıt debileri, motor devri, emisyonlar ve ilgili sıcaklıklar gereklidir. Kontrol hacmi için bu verileri ve enerjiyi kullanarak, ekserji denge denklemleri, farklı yakıtlar için miktar ve kalite ile ilgili 1. ve 2. kanun verimleri belirlenmiştir. Farklı yakıtların enerji ve ekserji performansına etkilerini belirlemek için tüm sonuçlar karşılaştırıldı. Sonuç olarak, dizel yakıtının pamuk ve soya biyodizelinden daha iyi enerji ve ekserji performansına sahip olduğu bulunmuştur (Ali, 2016).

Bacık'in (2019) çalışmasında, yeni nesil 4 zamanlı 4 silindirli direkt enjeksiyonlu turboşarjlı dizel motor üç farklı enjeksiyon basıncında ve üç farklı motor

suyu sıcaklığında test edildi. Tüm test ölçümlerinde yanma işlemi sırasında enjekte edilen yakıt miktarı, enjeksiyon öncesi zamanlama, ana enjeksiyon zamanlaması, enjeksiyon öncesi ve ana enjeksiyonlu yakıt miktarları, emme havası basıncı ve motor hızı kalibrasyon stratejisinde sabitlenir. Test adımları olarak 93.4, 103.4 ve 113.4 MPa yakıt basınç noktaları ve 90 ° C, 60 ° C ve 40 ° C motor soğutma suyu sıcaklıkları seçildi ve toplam 9 farklı rejim test edildi. Test sonuçlarının analiziyle elde edilen sonuçlardan, NOX, CO, CO₂, Ss, Ortalama belirtilen basınç, ortalama etkin basınç, ekserji verimi, enerji verimliliği, egzoz kayıpları, egzoz ekserji, soğutma kayıpları, soğutma ekserji, ara soğutucu kaybı, ara soğutucu enerjisi, motor bloğu kayıpları, motor bloğu ekserji karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, sabit motor suyu sıcaklığında yakıt enjeksiyon basıncının arttırıldığı test noktalarında yanma sıcaklığında önemli bir artış gözlenmiştir. Motorda su sıcaklığının sabit yakıt enjeksiyon basıncı noktalarında düşürüldüğü test noktalarında yanma sıcaklığında hafif bir azalma gözlemlendi (Bacik, 2019).

Geçgel (2018) bu çalışmada, iki silindirli su soğutmalı yakıt enjeksiyonlu benzinli motordan elde edilen deneysel veriler kullanılarak motora enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Her bir deney, motorun 500 devir / dakikada 1000 devir ve 5000 devir arasında dokuz farklı devir için dört farklı yakıt örneği ile çalıştırılmasıyla gerçekleştirildi. Yakıt örnekleri, farklı oranlarda benzin, benzin ve biyoetanolün karıştırılmasıyla hazırlanan (E3), (E5), (E10), (E15) yakıtlardır. Motorun bu yakıtlarla çalıştırılmasının enerji ve ekserji analiz parametreleri üzerine etkisi incelenmiştir. Motor benzinli (E0) yakıt ile çalıştırıldığında, elde edilen verilere göre tüm sonuçlar karşılaştırılır ve incelenir. Çalışma sonucunda, maksimum tork değerinin 1500 d / dak değerinde, hem ısı verim hem de ekzostik verim, benzinle (E10) ve ardından yakıtla çalışırken elde edildi. Termik verim ve ekserji verimi 3500 devir / dakikada% 18,44 ve% 17,21 (E0) (E15) olarak hesaplanmıştır; bu, maksimum gücün elde edildiği maksimum hızdır. Analizler sonucunda, ısı verim ve ekserji verimi (E0), diğer yakıt örneklerinden elde edilen maksimum tork olan 1500 rpm'den daha yüksekti. Maksimum güç 3500 dev / dak'da, ki bu E15 yakıtından daha yüksektir (Geçgel, 2018).

Sayın (2014), 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 ısıl 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 ekzotik verim değerleri sırasıyla% 29,38,% 26,8,% 26,33,% 26,15,% 25,38'dir (Sayın, 2014).

Biberici (2013), performansı değerlendirmek için hibrid benzinli motorun enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmiştir. Bu bağlamda içten yanmalı motorlar ve hidrojen yakıtı kullanılarak yakıt hücrelerinin dışsal(test) analizleri ve değerlendirmeleri incelenmiştir. Özellikle son yıllarda, küresel ısınma ve iklim değişikliği, dünyanın gündemini belirledi ve günümüzde CO₂'nin sera etkisine katkısının% 50 olduğu tahmin ediliyor. Toplam CO₂ 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 Biberici (2013).

Dere (2012), araştırmada enerji verimliliği; Enerji üretimi, iletimi ve tüketiminde kullanılan teknolojilerde en düşük kayıp ve en yüksek faydayı olan enerji kullanımı anlamına gelir. Ekserji analizi, genel olarak enerji analizine kıyasla süreçlerdeki verimsizliklerin daha iyi tespit edilmesini sağlar. Bu nedenle, ekserji analizi, enerji kullanımı sürecinde önemli gelişmeler sağlamak için kullanılan etkili bir yöntemdir. Günümüzde içten yanmalı motorlarda alternatif gaz yakıt kullanımı çok yaygındır. Hidrojen; temiz, hafif, çevre dostu, zararsız, çünkü dünyadaki en yaygın

elementtir ve birçok farklı yöntemle üretilebildiği için, alternatif bir gaz yakıtı olarak içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır. Bu çalışmada, farklı oranlarda dizel ve hidrojen yakıt karışımları kullanan bir dizel motorun enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Çalışmanın birinci bölümünde, içten yanmalı motorlarda hidrojenin diğer alternatif yakıtlara kıyasla kullanılmasının önemi vurgulanmış ve çalışmanın konusu olan dizel ve hidrojen yakıtlarının özellikleri vurgulanmıştır. Bölüm 2, enerji ve ekserji analizinin açıklamalarını ve formüllerini sağlar. Ekserji analizi, deneysel bir çalışmanın verilerine dayanmaktadır (Dere, 2012).

3. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

3.1. Enerji Terminolojisi ile ilgili Temel Kavramlar

Bu bölümde enerji terminolojisi ile ilgili temel kavramlar başlığı altında enerji, ekserji ve termodinamik yasalarına yer verilecektir.

3.1.1. Enerji ve iş

Enerji genellikle iş yapma yeteneği olarak tanımlanır. Max Planck, enerjiyi bir sistemin dışında etkinlik üretme yeteneği olarak tanımlar. Sistem: Analiz ve analiz edilecek alan ve küttedir. Sistemi ortamdaki ayıran yüzeye sistem sınırı denir. İş, kuvvetin bir yol boyunca çalışması olarak tanımlanmakta ve $W_{12} = F \cdot \Delta l$ eşitliği ile hesaplanabilmektedir. Bu eşitlikte; W_{12} , 1 noktasından 2 noktasına kadar gidilen yol boyunca yapılan iş (J); F uygulanan kuvvet (N) ve Δl de 1 ve 2 noktaları arasındaki mesafe (m) olarak tanımlanmaktadır.

3.1.2. Enerji birimleri

Herhangi bir fiziksel boyut boyutlara göre belirlenir. Boyutlar birim cinsinden ölçülür. SI birimleri enerji ile ilgili birimlerde ve aralarındaki dönüşüm katsayılarında yaygın olarak kullanılır. SI Birim Sistemi: 1960 yılında kabul edilen uluslararası birimlerin (Système International d'Unités) sisteminin kısaltmasıdır. SI Birim Sisteminde standart örnekler de kullanılmaktadır.

3.1.3. Enerji çeşitleri

Enerji oluşabilir veya farklı şekillerde kullanılabilir. En yaygın olanları termal, mekanik, kinetik, potansiyel, elektriksel, manyetik, kimyasal ve nükleer enerjidir. Bir iş yaparken sistem bunların bir kısmını veya hepsini kullanabilir. Sistemin bu enerjilerinin tümüne toplam enerji (E) denir.

Birim kütle (m) başına olan enerjisine özgül enerji (e) denir ve birimi kJ/kg'dır. Başka bir ifade ile enerji özgül enerji ile kütle çarpımıdır.

$$E = m \cdot e \quad (\text{kJ}) \quad (3.1)$$

Kütle, bir nesnedeki madde miktarının ölçüsüdür. Yer çekimi ile etkileşime girmez. Birim zamandaki enerji miktarı \dot{E} ile tanımlanır ve özgül enerji ile kütleli debinin çarpımına eşittir.

$$\dot{E} = \dot{m}e \quad (\text{kW}) \quad (3.2)$$

Bu zamana göre 1. türevinin alındığını ifade (kütleli debi (kg/s), hacimsel debi (m^3/s), birim zamandaki enerji (kJ/s) gibi) şeklindedir.

Çoğunlukla sistemler tanımlı bir süreçte daima aynı rejimde (sürekli akışta) çalışırlar. Bu sistemlerin hesaplamalarında kütleli debiden yararlanılır. Kütleli debi, belirli bir kesitten birim zamanda geçen kütle miktarıdır.

Belirli bir hız (V) ve kütle (m) ile hareket eden cisimlerin enerjisi vardır. Bir sistemin belirli bir referans noktasına göre sahip olduğu enerjiye kinetik enerji (KE) denir.

$$KE = \frac{1}{2}mV^2 \quad (\text{kJ}) \quad (3.3)$$

Yer çekimi (g) nedeniyle bir sistemin yüksekliğine (z) bağlı olarak sahip olduğu enerjiye potansiyel enerji denir.

$$PE = mgz \quad (\text{kJ}) \quad (3.4)$$

Bir sistemin çözümünde sistemin bir dış referans noktasına göre sahip olduğu enerjiye makroskobik enerjiler (kinetik enerji, potansiyel enerji gibi) denir. Sistemin moleküllerinin hareketi ve moleküler yapısı ile ilgili enerjilere mikroskobik enerjiler denir. Mikroskobik enerjiler toplamına iç enerji (U) de denir.

Genelde bu üç enerji çok yaygın olarak kullanılır. Dolayısıyla sistemin toplam enerjisini kinetik, potansiyel ve iç enerjiler toplamı şeklinde yazabiliriz.

$$E = KE + PE + U \quad (\text{kJ}) \quad (3.5)$$

3.1.4. Ekserji

Belirli bir sistemden elde edilebilecek azami çalışma ekserji olarak tanımlanır. Bir sistemden elde edilebilecek en fazla iş, sistemin ortamın (ölü) olduğu durumda geri

dönüştürülebilir bir durum değişikliği olan belirli bir başlangıç durumundan yapılması durumunda elde edilir. Tersinir hal değişimi; çevrede herhangi bir iz bırakmadan zıt yönde yapılabilecek bir durum değişikliğidir. Buna kullanılabilirlik veya ekserji denir. Bu tanım, bir makinenin termodinamik yasalarına aykırı olmadan yapabileceği işin üst sınırını tanımlar. Bir sistemin toplam ekserji kinetik, potansiyel, termal ve kimyasal ekserji toplamına eşittir

3.1.5. Termodinamik yasaları

Termodinamik yasaları sıfır, birinci, ikinci ve üçüncü yasalar olarak bilinir. En yaygın sıfır, birinci ve ikinci yasalardır.

Sıfır kanunu, eğer iki sistem üçüncü bir sistemle termal dengede ise, bu iki sistem aralarında da termal dengededir. Isı, her zaman yüksek sıcaklıktaki bir ortamda düşük sıcaklıktaki bir ortama geçer. Bir bardak çay içtiğinizi hayal edin. Çayın sıcaklığı yaklaşık 70-80 ° C'dir. Oda sıcaklığı yaklaşık 20-25 ° C'dir. Tanımımıza göre, sıcaklık, yüksek sıcaklık çayından düşük sıcaklık odasına geçer. Bu ısı transferi, oda ve çay eşit bir sıcaklığa ulaşana kadar devam eder. Ayrıca bir bardak çay (veya bardak) vardır. Termodinamiğin sıfır kanununa göre, eğer iki nesne veya madde birbiriyle termal dengede ise, üçüncü nesne bu iki medya veya nesne ile termal dengededir. Bu, çay ve oda ortamının aynı sıcaklıkta olduğu ve çay bardağı aynı sıcaklıkta olduğu anlamına gelir.

İlk yasa, enerjinin korunumu yasası olarak bilinir ve enerjinin var olamayacağını veya yok edilemeyeceğini, ancak bir formdan diğerine dönüştürülebileceğini vurgular. İlk yasaya göre, enerji şekil değiştirebilir, ancak asla kaybolmaz. Aynı şekilde, hiçbir şeyden asla enerji olamaz. Belli bir yükseklikte bir su kütlesi düşünün. Bu suyun yüksekliği nedeniyle potansiyel bir enerjisi var. Suyun bu potansiyel enerjisi kinetik enerjiye dönüştürülür ve suyun hızla akmasına izin verir. Gördüğümüz gibi, su hala enerjiye sahiptir. Bununla birlikte, potansiyel enerjisinin bir kısmı, suyun akmasına izin veren kinetik enerjiye dönüştürülür.

İkinci yasa için iki ayrı ifade verilmektedir. Bunlar Clausius ve Kelvin-Planck ifadeleridir. Clausius ifadesi, ısı daima kendiliğinden yüksek sıcaklıklı kaynaktan düşük sıcaklıklı kaynağa gider. Diğer bir ifade ile termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan ve düşük sıcaklıktaki bir cisimden aldığı ısıyı yüksek sıcaklıktaki cisme

aktarmak dışında hiçbir enerji etkileşiminde bulunmayan bir makine tasarlamak olanaksızdır.

Kelvin-Planck ifadesine göre; tek ısı kaynağı kullanarak bu ısı kaynağından aldığı ısının tamamını işe çeviren bir makine yapmak olanaksızdır. Diğer bir deyişle % 100 verimli bir ısı makinesi yapmak olanaksızdır. Isı makinesi; termodinamik çevrimlere göre, biri yüksek diğeri düşük sıcaklıktaki iki ısıl enerji deposu arasında çalışan ve yüksek sıcaklıklı ısıl enerji deposundan ısıl enerji alıp düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna ısıl enerji vererek iş üreten makinedir (Çengel ve Boles, 1996; Hepbaşlı, 2010).

3.1.6. Geleneksel enerji kaynakları terminolojisi

Enerji kaynaklarını iki ana başlık altında incelemek mümkündür. Bunlardan ilki, bitkilerin ve bataklıklardaki canlıların birikmesi sonucu oluşan tabakaların değişmesi sonucu oluşan fosil yakıtlardır. Fosil yakıtlar, her biri için ayrı bir yaşam süresi olan geleneksel enerji kaynakları bağlamında incelenmiştir. Bu yakıtlar; katı, sıvı ve gaz halinde olan yakıt.

3.1.6.1. Yakıt

Fiziksel ve kimyasal yapıda bir değişiklik meydana geldiğinde enerji açığa çıkaran çeşitli maddelerin genel adı yakıt olarak bilinir. Yakıtların en önemli özelliklerinden biri, enerji üretmek için depolanabilmeleri ve gerektiğinde iş üretmek için gereken enerji için kullanılabilmesidir. Yakıtların ana maddesi hidrokarbonlardır. Yapısında yalnızca karbon ve hidrojen içeren kimyasal bileşiklere hidrokarbonlar denir. Bu hidrokarbonların oksijen ile reaksiyonu ısı üretir.

3.1.6.2. Yanma

Yanma, bir yakıt ile oksitleyicinin ekzotermik olarak tepkimesi olarak adlandırılmaktadır. ISO (Uluslararası Standartlar Örgütü (International Organisation for Standardization) anlamına gelmektedir) tarafından yapılan tanımlamaya göre yanma, “genellikle alevlenme ve/veya ışımaya ve/veya duman eşliğinde bir maddenin ısı vererek oksijenle reaksiyonu” olarak ifade edilmektedir. Maddenin moleküler yapısında

elektronlar düzeyindeki değişikliklere kimyasal reaksiyon adı verilir. Reaksiyona girenlere reaktant, reaksiyondan çıkanlara ise ürün denir.

Reaksiyonun sonunda ısı enerjisi üreten reaksiyonlara ekzotermik reaksiyonlar denir. Reaksiyonun gerçekleşmesi için ısı enerji gerekiyorsa, bu reaksiyonlara endotermik reaksiyonlar denir. Bir reaksiyonda yakıtın tamamen yanması için gereken minimum oksijen (veya hava) ile yanma stokiyometrik yanma veya teorik yanma olarak adlandırılır. Tam yanma için gereken minimum hava miktarı, stokiyometrik hava miktarı veya teorik hava miktarı olarak adlandırılır. Yanma durumunda, her bir yanıcı molekülü, her bir yanıcı molekül ile birleştirmek mümkün değildir. Teorik miktarda hava kullanılsa bile, tam yanma sağlanamayabilir. Buna eksik yanma denir. Yanma işlemlerinde, eksik yanmayı önlemek için teorik hava miktarından daha fazla hava sağlanır. Verilen bu hava miktarına gerçek hava miktarı denir. Bu durumda hava fazlalık katsayısı (λ),

$$\lambda = \frac{\text{Gerçek yanma havası miktarı}}{\text{Teorik yanma havası miktarı}} \quad (3.6)$$

eşitliği ile belirtilmektedir. Burada;

$$\lambda = 1 \Rightarrow \text{teorik yanma}$$

$$\lambda < 1 \Rightarrow \text{eksik yanma}$$

$$\lambda > 1 \Rightarrow \text{fazla hava ile gerçek yanma}$$

anlamı taşımaktadır.

3.1.6.3. Yakıtların ısı değerleri

Bir yakıtın birim miktarı yandığında, verdiği ısı miktarına yakıtın ısı değeri denir. Bu değer sıvı ve katı yakıtlar için kJ / kg ve gaz yakıtlar için kJ / Nm³ olarak verilmiştir. Yakıtın ısı değeri, alt ve üst ısı değerler olarak adlandırılır.

Üst ısı değeri, yanma ürünlerinde bulunan ve sıvı halde iken suyun değerini verir. Bu durumda, yanma sırasında buharlaşan su, bu ısıyı geri yoğunlaştırır ve ilave bir ısı değeri üretir.

Düşük ısı değeri, yanma sonucu ürünlerde gaz bulunduğunda suyun enerjisidir. Bu durumda, yakıtın düşük termal değeri, üst termal değerden daha küçüktür.

3.1.6.4. Katı yakıtlar

Katı yakıt, doğal katı yakıt olarak adlandırılan fosil kömürlerdir. Kömür, oluşum devirlerine göre antrasit, taş kömürü, esmer kömür, linyit kömürü ve turb sırasını takip eder. Odun da katı yakıt sınıfına girmektedir.

3.1.6.5. Sıvı yakıtlar

Ham petrol veya fosil kömür katranından elde edilen bir sıvı yakıt türüdür. Kullanım yöntemine ve kullanım yerine bağlı olarak birçok termal değer tipi vardır.

Petrol ürünleri doğrudan petrolün damıtılmasıyla elde edilir. Damıtma; kaynama noktasında buharlaşma ve başka bir yerde soğutma. Rafinerilerde, çeşitli ürün tipleri ortaya çıkar. Rafineri; sıvıların damıtılması. Tüketici kullanımına verilecek ürünler, çeşitli katkı maddeleri eklenerek daha da geliştirilir.

Sıvılaştırılmış petrol gazı (Sıvı Petrol Gazı), adından da anlaşılacağı gibi, sıvılaştırılmış propan ve bütan petrol gazı karışımıdır. Normal basınç ve sıcaklık koşulları altında gaz basıncını artırarak veya azaltarak sıvı hale getirilen bir hidrokarbon karışımıdır. Konut ve sanayide kullanılır.

Motor yakıtı, fiziksel (özgül ağırlık, buhar basıncı, viskozite, donma noktası vb.), Kimyasal ve yanma özelliklerine (kendiliğinden tutuşma sıcaklığı vb.) Sahip motorlarda kullanılabilen kimyasal bir petrol ürünüdür. Bu, benzinli motorlarda, dizel motorlarda ve jet motorlarında kullanılan yakıtları içerebilir (Karakoç vd., 2010).

3.1.6.6. Gaz yakıtlar

Gazlı yakıtlar doğrudan yeraltından doğal gaz ve fosil kömürlerin damıtma ürünü olarak elde edilen hava gazı ve rejeneratör gazı veya petrol damıtma ürününden elde edilebilir. Ekserji analizi teorisi, büyük ölçüde kullanılabilir enerji analizinininki gibidir. Ekserji, kullanılabilir enerji ve kullanılabilirlik önemli ölçüde benzerdir. Ekserji kaybolduğu, ekserji tüketimi, geri döndürülemezlik ve kayıp işi de önemli ölçüde benzerdir. Bu bağlamda terminoloji standardize görünmemektedir. Enerji genellikle çalışma veya iş yapma yeteneği olarak tanımlanır. Oysa bunun yerine enerji; hareket veya hareket üretme yeteneği. Ayrıca, ekserji; iş ya da iş yapma yeteneği. Enerji bir süreçte her zaman korunabilirken, geri dönüşümlü süreçlerde ekserji her zaman korunabilir, oysa gerçek süreçlerde geri dönüşümsüzlüklerden dolayı tüketilir. Ekserji

analizi, bir sistemin enerji analizinden farklıdır. Ekserji analizinin sonuçları, bir sistemdeki işlemlerin daha anlamlı ve hassas olduğunu göstermek için genellikle dikkate alınır. Bu nedenle, ekserji analizi, bu çalışmada ele alınan HCCI motor sisteminin analizinde önemli bir araçtır. Çünkü bu analiz, mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak daha verimli enerji sistemleri tasarlamının mümkün olup olmadığını netleştirecektir.

3.2. Enerji ve Ekserji

Ekserji; enerji, çevre ve sürdürülebilir kalkınma. Bu bölümde, yalnızca enerji ve ekserji arasındaki ilişki ele alınacaktır. Enerji genellikle çalışma veya iş yapma yeteneği olarak tanımlanır. Bunun yerine, hareket veya hareket üretme yeteneği olarak tanımlanmalıdır (Rosen ve Dinçer, 2001). Bu, elbette, daha az belirgin, ancak daha kesindir. Ekserji, iş (= düzenli eylem) veya iş üretme yeteneğidir. Hareket, belirli bir yönü olmadan genellikle anlamsızdır (Wall, 1990; Wall, 1997). Termodinamik açıdan ekserji; bir referans, çevre ile dengeleme yaparken, bir sistem veya madde veya enerji akışı tarafından üretilebilecek maksimum iş miktarı olarak tanımlanır. Ekserji, referans ortamla ilgili olarak tamamen kararlı olmama sonucu değişime neden olan akış veya sistemin potansiyelinin bir ölçüsüdür. Enerjiden farklı olarak ekserji; koruma kanununa tabi değildir (ideal veya geri dönüşümlü süreçler hariç). Aksine, gerçek süreçlerde geri dönüşümsüzlük nedeniyle ekserji tüketilir veya yok edilir. Bir proses boyunca ekserji tüketimi, prosesle ilişkili tersinmezlikler nedeniyle ortaya çıkan entropiyle orantılıdır. Enerji ve ekserji kavramları Çizelge 3.1’de açık olarak kıyaslanmaktadır (Dinçer, 2002).

Çizelge 3.1. Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması.

Enerji	Ekserji
Sadece madde ya da enerji akış parametrelerine bağlıdır ve çevresel parametrelere bağlı değildir.	Madde veya enerji akışı ve çevresel parametrelerin her ikisine bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerleri vardır (Einstein’ın bağıntısına göre, mc^2 ye eşittir).	Sıfıra eşittir (Çevreyle dengede olarak ölü durumda)
Tüm prosesler için termodinamiğin 1. yasasıyla gösterilir.	Sadece tersinir prosesler için termodinamiğin birinci yasasıyla gösterilir (Tersinmez proseslerde, kısmen ya da tamamen yok olur).

Çizelge 3.1 (devamı). Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması.

Enerji	Ekserji
Tüm prosesler için termodinamiğin ikinci yasasıyla sınırlıdır (tersinir olanlar da dahil).	Termodinamiğin ikinci yasası nedeniyle tersinir prosesler için sınırlı değildir.
Hareket ya da hareketi üretme kabiliyetidir.	İş ya da iş üretme kabiliyetidir.
Bir proseste her zaman korunur ne vardan yok olur ne de yoktan var edilir.	Tersinir proseslerde her zaman korunur, ama tersinmez proseslerde her zaman tüketilir.
Miktarın (niceliğin) bir ölçüsüdür.	Niceliğin ve entropi nedeniyle niteliğin (kalitenin) bir ölçüsüdür.

Enerji ile ekserji kıyaslandıktan sonra, ekserji analizi yapmanın önemini aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz (Dinçer, 2002):

- a) Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin en iyi şekilde belirlenmesinde ana bir araçtır.
- b) Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
- c) Daha fazla verimli kaynak kullanılma amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.
- d) Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlamanın nasıl mümkün olup- olamayacağını gösteren etkin bir tekniktir.
- e) Sürdürülebilir gelişmenin elde edilmesinde anahtar bir bileşendir.
- f) Enerji politikaların oluşturulmasında kullanılabilecek önemli bir araçtır.

3.3. Ekserji Analizi

Bu bölümde ölü hal kavramları, ekserji bileşenleri adı altında potansiyel, kinetik ekserji, fiziksel ve kimyasal ekserji kavramları ele alınacaktır. Enerji kaynaklarının doğru ve verimli kullanımı, termodinamik 1 ve 2 yasalarına göre belirlenir. Enerji yakıtlı bir termal sisteme girer ve maliyeti üründe hesaplanır. Termodinamiğin birinci yasasına göre, enerji yok edilemez. Bu konsept bazen kullanışlı bir tasarım ve termal

analiz ile bozulabilir. Bu fikir enerjide uygulanmamakla birlikte, termodinamiğin ikinci yasası kapsamında ekserji kavramında kullanılmaktadır. Soğutma ünitesinden elde edilen 1 kJ enerjinin ve 1 kJ elektrik santralının sağladığı enerjilerin kullanılabilirliği, ekonomisi ve kalitesi aynı değildir. Ekserji, enerji kaynaklarının daha verimli kullanılmasını sağlar. Ayrıca, termodinamiğin birinci yasasını anlamaya yardımcı olur.

Basınç, sıcaklık, hız, sistemin çevreden yükseltilmesi, işletmenin gelişmesini sağlayacaktır. Sistem değişiklikleri çevrede dengeli ise, buna ölü durum denir. Ölü durumda, sistemle çevre arasında mekanik, termal ve kimyasal denge vardır. Bu denge, sistemin çevreye eşit olması basıncı, sıcaklığı, kimyasal potansiyeli ile ilgilidir. Ek olarak, sistemin hızı sıfırdan ve çevresel koordinatlardan daha yüksek değildir. Bu şartlar altında, durgunluğun değişmesi veya sisteme ya da çevreye müdahale etmesi beklenmemektedir.

3.4. Ekserji Bileşenleri

3.4.1. Potansiyel ve kinetik ekserji

Bir sistemde nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilim etkilerinin yokluğunda sistemin ekserjisi dört bölümde incelenebilir. Bunlar: (a) kinetik ekserji E_{KE} , (b) potansiyel ekserji E_{PE} , (c) fiziksel ekserji E_F , ve (d) kimyasal ekserji E_{KM} . Bu durumda sistemin toplam ekserjisi,

$$E_x = E_{KE} + E_{PE} + E_F + E_{KM} \quad (3.7)$$

şeklinde yazılabilir.

Kinetik, potansiyel ve fiziksel ekserji literatürde termomekanik ekserji olarak özetlenir. Buna göre birim kütle başına ekserji, başka bir deyişle özgül ekserji,

$$e_x = e_{KE} + e_{PE} + e_F + e_{KM} \quad (3.8)$$

olur.

Çevreyle ilişik olarak ekserji değerlendirildiğinde, sistemin kinetik ve potansiyel enerjisinin tamamının işe dönüşebilmesi durumunda,

$$e_{KE} = 0.5V^2 \quad (3.9)$$

$$e_{PE} = gz \quad (3.10)$$

yazılır.

Burada V hız ve z çevreden olan yükseklik farkıdır. Sistemin çevreyle aynı bağlamda olduğu göz önüne alınır; e_{KE} ve $e_{PE} = 0$ olur. Bu durumda fiziksel ekserji en yüksek düzeyde elde edilebilir. Benzer şekilde, T sıcaklığında ve P basıncındaki sistem, T_0 sıcaklığında ve P_0 basıncındaki çevreyle etkileşim neticesinde teorik maksimum kimyasal iş elde edilebilir. Sistem sınırlı denge halinden denge haline geçer.

3.4.2. Fiziksel ekserji

Kapalı sistemlerde fiziksel ekserji aşağıdaki bağıntıyla ifade edilebilir.

$$E_F = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (3.11)$$

Burada U , V ve S , sırasıyla, iç enerji, hacim ve sistemin entropisidir. U_0 , V_0 ve S_0 değerleri benzer özellikler olup sistemin sınırlı denge hali değerleridir.

3.4.3. Kimyasal ekserji

Kimyasal ekserjiden elde edilebilecek maksimum iş, sistemin ya da maddenin sınırlı denge halinden denge haline geçmesiyle mümkündür. Çevre dengesi (T_0 , P_0) iken saf bileşenlerin konsantrasyonlarının kısmi basınçlarından ($P_{00,i}$) gidilerek her bir bileşenin kimyasal ekserjileri aşağıda verilen bağıntıdan hesaplanır.

$$E_{oi} = RT_0 \ln(P_0/P_{00,i}) \quad (3.12)$$

Bunun yanı sıra, gaz karışımları ve ideal sıvıların ekserjileri,

$$e_{KM} = \sum_i x_i [e_{oi} + RT_0 \ln(x_i)] \quad (3.13)$$

Bağıntısından bulunur. x_j , maddenin bileşimindeki molar kesri, e_{oi} standart kimyasal ekserjiyi gösterir.

Kimyasal ekserjinin gerçek çözümlerinde aşağıdaki bağıntıdan da yararlanılabilir:

$$e_{KM} = \sum_i x_i [e_{0i} + RT_0 \ln(\gamma_i x_i)] \quad (3.14)$$

γ_i , i bileşenin aktiflik katsayısıdır.

3.5. Ekserji ve Termodinamik Denklilik Bağlılıkları

Ekserjetik, ekserji kavramına dayalı mühendislik bilimi için kullanılan uygun bir genel terimdir. Aşağıda, ekserji kayıpları ve verimleri kısaca açıklanacaktır (Wall, 2002).

3.5.1. Bir sisteme giren ve çıkan ekserjiler

Gerçek prosesler için giren ekserji (Ex_g), çıkan ekserjiden ($Ex_ç$) daima fazladır. Bu denksizlik, ekserji yok oluşu olarak da adlandırılan tersinmezlikler nedeniyledir. Şekil 2.5.'de gösterildiği gibi, çıkan ekserji, ürünün ($Ex_ü$) ve atığın (Ex_a) ekserjisi olmak üzere, iki kısımdan oluşur. Ekserji kaybının ve atık ekserjinin her ikisi, ekserji kayıplarını gösterir. Ama, tanımlama olarak, tersinmezliklerin hiçbir ekserjisi yoktur ve bu yüzden, doğrudan hiçbir çevresel etkisi yoktur. Bununla beraber, büyük miktarda bir ekserji yok oluşu, çevresel zarara yol açabilen giren ekserjinin fazla miktarda kullanımı anlamına gelebilir.

3.5.2. Ekserji verimleri

Ekserji verimi basit olarak, kullanılan ekserji olarak tüm ekserji girişi ve yararlanılan ekserji olarak da tüm giren ekserjiyi tanımlar. Yani,

$$\eta_{ex,1} = \frac{Ex_ç}{Ex_g} \quad (3.15)$$

Bununla beraber, çoğu proseslerde çıkanın bir kısmı atık olup,

$$E_ç = E_ü + E_a \quad (3.16)$$

bağıntısı yazılabilir. Böylece, ekserji verimi,

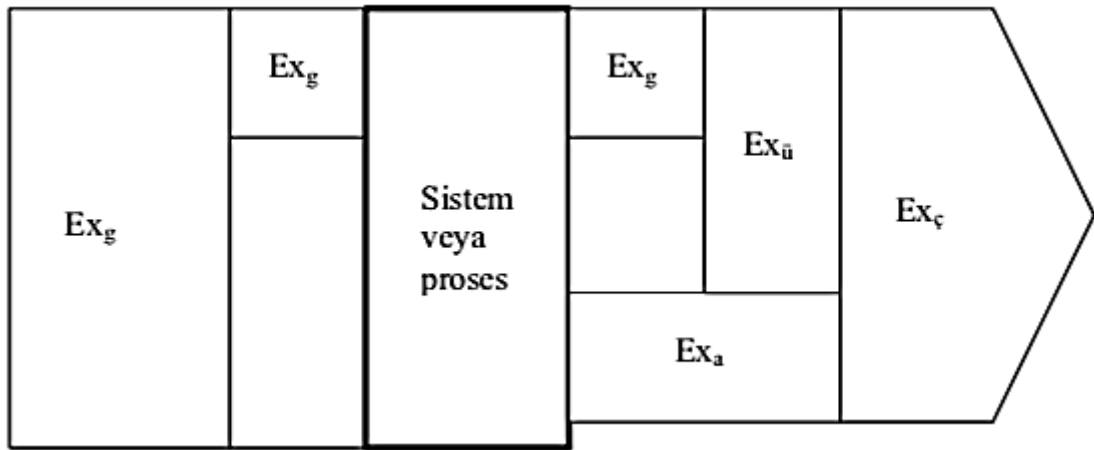
$$\eta_{ex,2} = \frac{Ex_ç - Ex_a}{Ex_g} = \frac{E_ü}{E_g} = \eta_{ex,1} - \frac{Ex_a}{Ex_g} \quad (3.17)$$

şeklinde elde edilebilir.

Bazen ekserjinin bir kısmı sistemden etkilenmeden geçer, yani geçen ekserji (Ex_{ge}) söz konusu olur. Bu durumda,

$$\eta_{ex,3} = \frac{Ex_{\dot{c}} - Ex_a - Ex_{ge}}{Ex_g - Ex_{ge}} = \frac{Ex_{\dot{u}} - Ex_{ge}}{Ex_g - Ex_{ge}} \quad (3.18)$$

elde edilir.



Şekil 2.5. Bir sistem için giren ve çıkan ekserjiler (Wall, 2002).

3.5.3. Termodinamik denklik bağıntıları

Termodinamik denklik bağıntıları vermeden önce, bir sistemdeki bir miktar için genel denklik aşağıdaki gibi yazmak daha doğru olacaktır (Rosen ve Dinçer, 2003).

$$\text{Giren} + \text{Üretilen} - \text{Çıkan} - \text{Tüketilen} = \text{Depolanan Ekserji} \quad (3.19)$$

Sırasıyla giriş ve çıkış, sistem sınırlarına giren ve çıkan miktarları, üretilen ve tüketilen miktarları, sistem içinde üretilen ve tüketilen miktarları ve sırasıyla sistem içindeki miktarın gelişimini (pozitif veya negatif) gösterir. Korelasyon (3.19), miktarlar halinde, integral formda ve akışta (birim zamanda) diferansiyel formda ifade edilebilir. Diferansiyel denklik, belirli bir zaman aralığında bir sistemde neler olduğunu açıklar ve integral denge, bir sistemde iki kez ne olduğunu gösterir. Diferansiyel denklemler genellikle sürekli işlemlere uygulanırken, integral denklemler toplu işlemlere uygulanır. Sürekli akışlı sürekli açık sistemler için, depolanan akım terimi diferansiyel denklikte sıfırdır.

Daha önce de belirtildiği gibi, koruma kanununa tabi tutulmuş (nükleer reaksiyonları ihmal eden) enerji üretilemez ve tüketilemez. Öte yandan, ekserji, geri dönüşümsüzlüklerden kaynaklanan bir süreçle tüketilir ve bu nedenle korunmasız bir yasa ile karşı karşıya kalır. Sonuç olarak, genel denklik ilişkisi (Denklem 3.19) bu miktarlar için aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\text{Giren Enerji} - \text{Çıkan Enerji} = \text{Depolanan Enerji} \quad (3.20)$$

$$\text{Giren Ekserji} - \text{Çıkan Ekserji} - \text{Tüketilen Ekserji} = \text{Depolanan Ekserji} \quad (3.21)$$

(3.20) ve (3.21) no'lu çıkan bağıntıları, Eşitlik (3.16)'da gösterildiği gibi, iki bileşene de ayrılabilir. Yani,

$$\text{Çıkan Enerji} = \text{Çıkan Ürün Enerjisi} + \text{Çıkan Atık Enerji} \quad (3.22)$$

$$\text{Çıkan Ekserji} = \text{Çıkan Ürün Ekserjisi} + \text{Çıkan Atık Ekserji} \quad (3.23)$$

3.6. Deneysel Yöntem

Motorlu taşıtların fiili hizmet başlangıcındaki yeterliliğini belirlemek için dinamik test koşulları altında araç motorları üzerinde deneysel çalışmalar yapılmaktadır. Bu nedenle, farklı çevre koşullarında ve durumlarda yapılan deneylerle araçlara uygulanabilir. Sonuç olarak, motor performanslarının belirlenmesi ancak deneysel çalışmalarla mümkündür.

Motor çalışma sıcaklığına ulaşıldıktan sonra 900 - 1600 1 / dak aralığında 8 farklı motor devri için deneysel çalışma yapılmıştır. Yakıt olarak dizel yakıt kullanılmıştır. 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 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.

3.6.1. Motor momenti ve efektif güç

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

$$P_e = \frac{Tn}{9549} \quad (3.24)$$

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

$$sfc = \frac{3600\dot{m}_y}{P_e} \quad (3.25)$$

\dot{m}_y tüketilen yakıtın kütle akış hızıdır. Bu şekilde, test motoru için elde edilen performans karakteristikleri değerleri Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de gösterilmektedir.

3.7. Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

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.

3.7.1 Enerji hesapları

3.7.1.1. Yakıt enerjisi

Dizel yakıt için alınan değerler yakıt debileri \dot{m}_y kullanıldığında yakıt enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır. Eşitlik 3.26 ’de H_u yakıtın alt ısıl değerini göstermektedir. Dizel yakıtının alt ısıl değeri 43350 kJ/kg olarak kullanılmıştır (Yücesu, Altın ve Çetinkaya, 2001). Motor hızları için yakıt enerjileri hesaplanmış ve Şekil 4.3’de sunulmuştur.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_y \cdot H_u \quad (3.26)$$

3.7.1.2. Egzoz ısısı

Egzoz ısısı, motor çıkışından çevreye kadar olan ısı kayıpları dikkate alındığında Eşitlik 3.27'deki bağıntı ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_e = \underbrace{\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e1} - T_{e2})}_a + \underbrace{\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e2} - T_{e3})}_b + \underbrace{\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e2} - T_{e0})}_c \quad (3.27)$$

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;

$$\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e2} - T_{e3}) = \dot{m}_{sk} \cdot c_{psu} \cdot (T_{s2} - T_{s1}) \quad (3.27a)$$

$$\dot{m}_g \cdot c_{pg} = \dot{m}_{sk} \cdot c_{psu} \cdot \left[\frac{(T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} \right] \quad (3.27b)$$

Eşitlik 3.27b, Eşitlik 3.27'de yerine konulursa aşağıdaki bağıntı elde edilir;

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_{psu} (T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} \cdot (T_{e1} - T_0) \quad (3.27c)$$

Burada;

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

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

T_{s1} Kalorimetre soğutma suyu girir, sıcaklığı, °C,

T_{s2} Kalorimetre soğutma suyu çıkır, sıcaklığı, °C,

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

T_{e2} Egzoz gazının kalorimetreye girir, sıcaklığı, °C,

T_{e3} Egzoz gazının kalorimetreden çıkır, sıcaklığı, °C,

T_0 Dış hava sıcaklığı, °C'dır.

3.7.1.3. Soğutma suyu ısısı

Soğutma suyu ısısı Eşitlik 22 kullanılarak belirlenmiştir. Motor soğutma suyu debileri ise $\dot{m}_s = 0,04667 \cdot \sqrt{h}$ eşitliğinden yararlanarak bulunur.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s \cdot c_{psu} \cdot (T_{sg2} - T_{sg1}) \quad (3.28)$$

3.7.1.4. Radyasyon ısısı

Radyasyon ısısı aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_y - (P_e + \dot{Q}_e + \dot{Q}_s) \quad (3.29)$$

3.7.1.5. Kayıp enerji yüzdeleri

Toplam kayıp enerjiler (egzoz ısısı + soğutma suyu ısısı + radyasyon ısısı) içerisindeki kayıp enerjilerin % değişimi dizel yakıtı için Şekil 4.10'da verilmiştir. Dizel yakıt için kayıp enerjiler aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{ke} = \dot{Q}_e + \dot{Q}_s + \dot{Q}_r \quad (3.30)$$

$$\text{Egzoz ısısının kayıp enerji içindeki yüzde değeri;} \quad \frac{Q_e}{Q_{ke}} \cdot 100$$

$$\text{Soğutma suyu ısısının kayıp enerji içindeki değeri;} \quad \frac{Q_s}{Q_{ke}} \cdot 100$$

$$\text{Radyasyon ısısının kayıp enerji içindeki yüzde değeri;} \quad \frac{Q_r}{Q_{ke}} \cdot 100$$

3.7.2. Ekserji hesapları

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.

3.7.2.1. Yakıt ekserjisi (kimyasal ekserjisi)

Ekserji analizine, deney motorunda kullanılan yakıtın kimyasal ekserjisinin bulunmasıyla başlanmıştır. Yakıt ekserjisi aşağıdaki yöntemle hesaplanmıştır (Kotas, 1987).

$$\varphi = 1.0401 + 0,1728 \cdot \frac{h}{c} + 0,0432 \cdot \frac{o}{c} + 0,2169 \cdot \frac{s}{c} \left(1 - 2,0628 \cdot \frac{h}{c} \right) \quad (3.31)$$

$$e_{kim} = H_u \cdot \varphi \quad (3.32)$$

Deneyleerde dizel yakıtı için (C₁₆H₃₄) kapalı formülleri kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Element analizi için (h/c), (o/c) ve (s/c) referans değerleri Çanakcı ve Hosoz'den (2006) alınmıştır.

e_{kim} ifadesi yakıtın kütleli debisi ile çarpılırsa yakıtın kimyasal ekserjisi elde edilir. Eşitlik 26 kullanılarak yakıt ekserjisi (\dot{E}_y) ve diğer motor hızlarındaki yakıt ekserjileri hesaplanarak Şekil 4.11'de verilmiştir.

$$\dot{E}_y = e_{kim} \cdot \dot{m}_y \quad (3.33)$$

3.7.2.2. Efektif güç ekserjisi

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

3.7.2.3. Egzoz ekserjisi

Egzoz ekserjisi hesaplanmasında kullanılmak üzere hava debisi hesabı detaylı olarak Yılbaş (2007)'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 (3.34) kullanılarak ayrı ayrı hesaplandı ve Çizelge 3.2'de verildi.

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

$$\dot{E}_{ek} = \dot{M}_{N_2} \cdot e_{N_2} + \dot{M}_{O_2} \cdot e_{O_2} + \dot{M}_{CO_2} \cdot e_{CO_2} + \dot{M}_{H_2O} \cdot e_{H_2O} \quad (3.34)$$

3.7.2.4. Soğutma suyu ekserjisi

Soğutma suyu ekserjisi Eşitlik (3.35)'den yararlanarak bulunmuştur.

$$\dot{E}_s = \dot{Q}_s \left(1 - \frac{T_0}{T_{sg2}}\right) \quad (3.35)$$

3.7.2.5. Radyasyon ekserjisi

Radyasyon ekserjisi Eşitlik (3.36)'dan yararlanarak bulunmuştur.

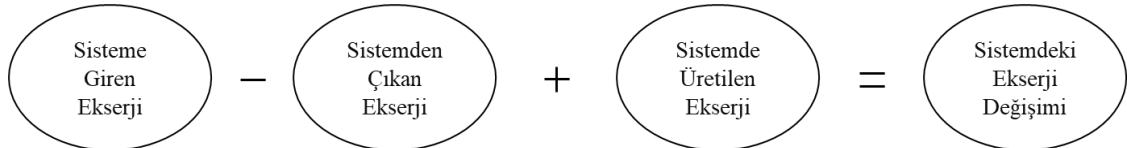
$$\dot{E}_r = \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right) \quad (3.36)$$

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

3.7.2.6. Motorlarda ekserji dengesi (ekserji kaybı)

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).



$$\dot{E}_{kay} = \dot{m}_h e_h + \dot{m}_y e_y + \sum \dot{E}_{Q_s} - \sum \dot{m} e - \dot{E}_w \quad (3.37)$$

$$\dot{E}_{kay} = \dot{E}_y + \dot{E}_s + \dot{E}_r - \dot{E}_{ek} - \dot{E}_w \quad (3.38)$$

Bütün motor hızları için dizel yakıtı ait hesaplanmış bütün ekserji değerleri birleştirilerek sırası ile Çizelge 3.2'de ekserji bilançoları şeklinde verilmiştir.

Çizelge 3.2. Dizel yakıtı için ekserji bilançosu.

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

3.7.2.7. Ekserji yüzdeleri

Efektif güç ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki yüzde değeri; $\frac{\dot{E}_w}{\dot{E}_y} \cdot 100$

Egzoz ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki yüzde değeri; $\frac{\dot{E}_{ek}}{\dot{E}_y} \cdot 100$

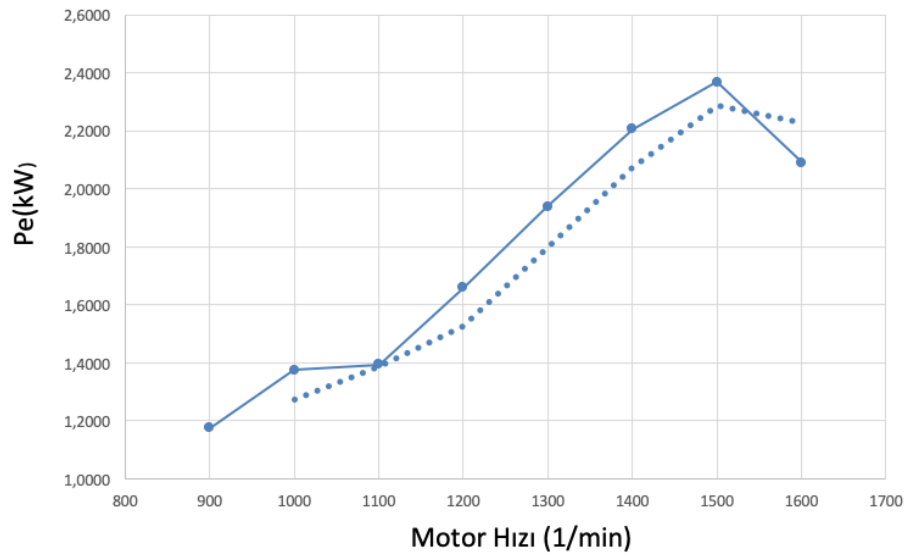
Soğutma suyu ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki değeri; $\frac{\dot{E}_s}{\dot{E}_y} \cdot 100$

Radyasyon ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki yüzde değeri; $\frac{\dot{E}_r}{\dot{E}_y} \cdot 100$

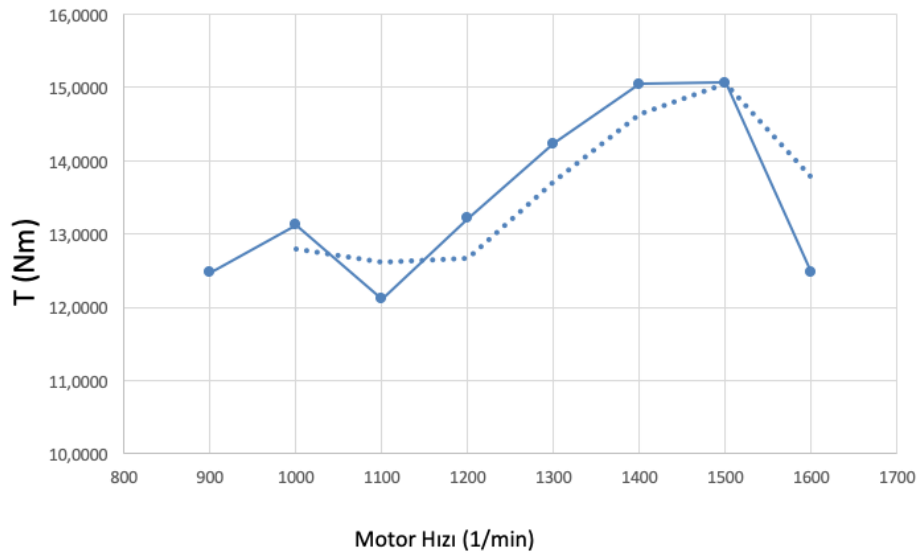
4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

4.1. Efektif Güç ve Efektif Özgül Yakıt Tüketimi

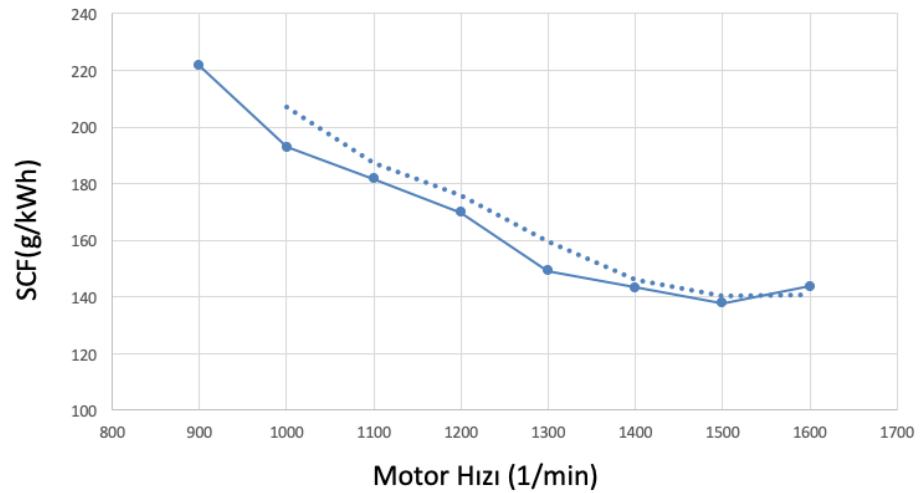
Motor hızına bağlı olarak efektif güç ve efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi, dizel yakıtı için Şekil 4.1' ve Şekil 4.3'de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, yüksek motor hızlarında artış eğilimi azalsa da efektif güç, dizel yakıt için 1500 1/min motor hızında elde edilmiştir. En yüksek efektif güç dizel yakıtıyla 1500 1/min'de 23,67 kW olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.1. Motor hızına bağlı olarak efektif güç değişimi ($P_e / 10$).



Şekil 4.2. Motor hızına bağlı olarak torkun değişimi.

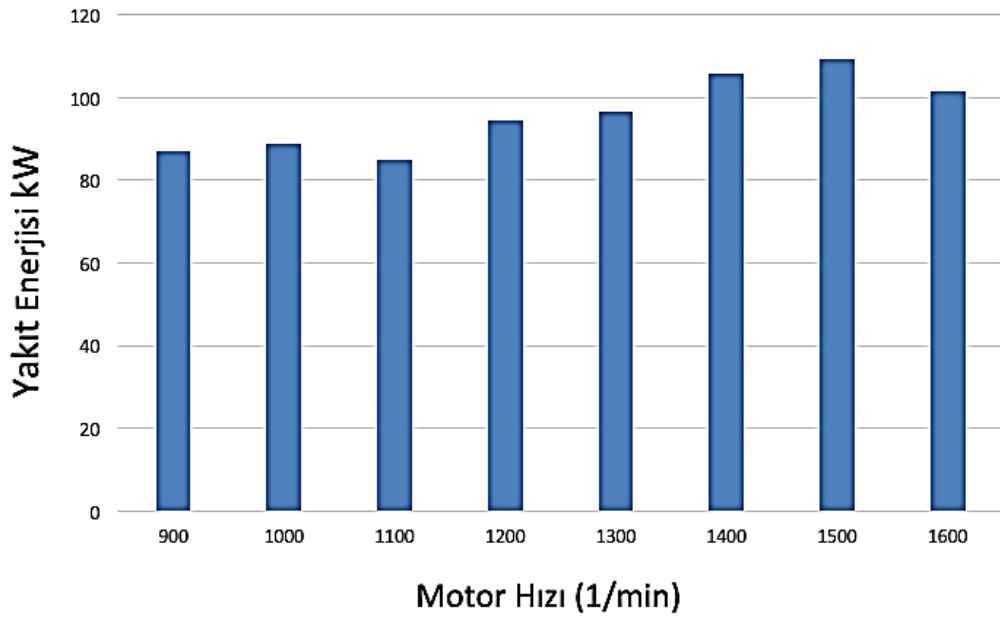


Şekil 4.3. Motor hızına bağlı olarak efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi

Şekil 4.2'de görüleceği üzere tork değerinin 1500 1/min hızına kadar arttığını ve ardından azaldığını göstermektedir. Şekil 4.3'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 gücün ise, artan motor hızı ile arttığı tespit edilmiştir.

4.2. Yakıt Enerjisi

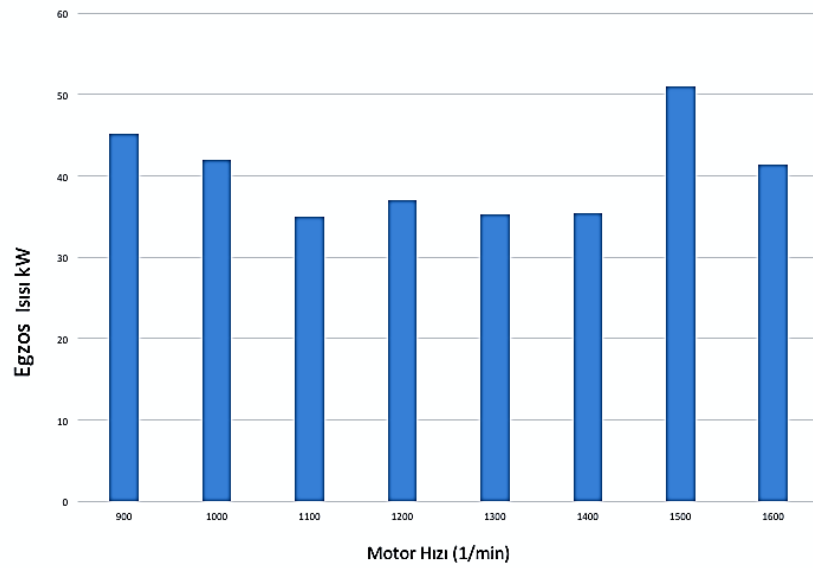
Motor hızına bağlı olarak (1/dk) yakıt enerjisinin değişimi, dizel yakıtı için Şekil 4.4'de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde motor hızına bağlı olarak yakıt enerjisi değerlerin arttığı görülmektedir.



Şekil 4.4. Çeşitli motor hızlarına ait yakıt enerjileri.

4.3. Egzoz Isısı

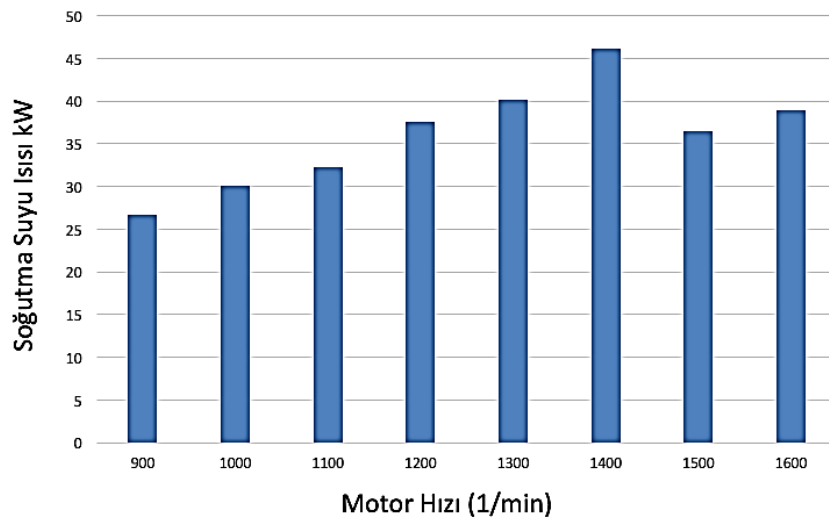
Motor hızına bağlı olarak egzoz ısısının değişimi, dizel yakıtı için Şekil 4.5'de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, yüksek motor hızındaki egzoz ısısı değerlerin arttığı görülmektedir. Bunun nedeni yüksek motor hızlarında egzoz çıkış sıcaklığı ve egzoz gazının kalorimetreye 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 22,00 kW bulunmuştur.



Şekil 4.5. Çeşitli motor hızlarına ait egzoz ısıları.

4.4. Soğutma Suyu Isısı

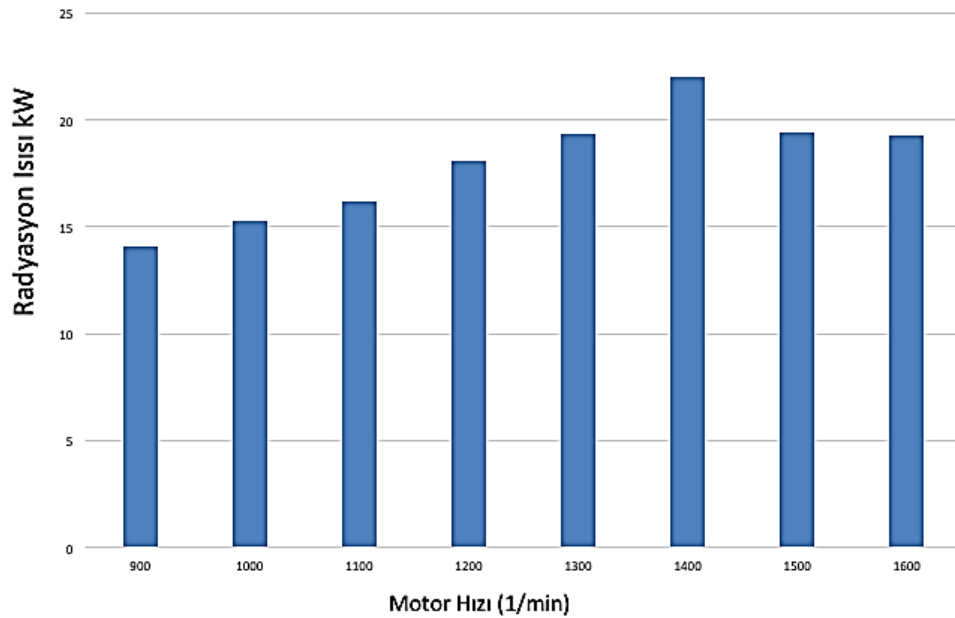
Dizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak soğutma suyu ısısının değişimi, Şekil 4.6'da görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneyler de, motor soğutma suyu debisi ve motor soğutma suyu giriş, ve çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma suyu ısısında değişiklikler görülmektedir. Motor hızının artmasıyla soğutma suyu ısısı değerlerinde artış eğiliminin olduğu aşağıdaki şekilde görülmektedir.



Şekil 4.6. Çeşitli motor hızlarına ait soğutma suyu ısıları.

4.5. Radyasyon Isısı

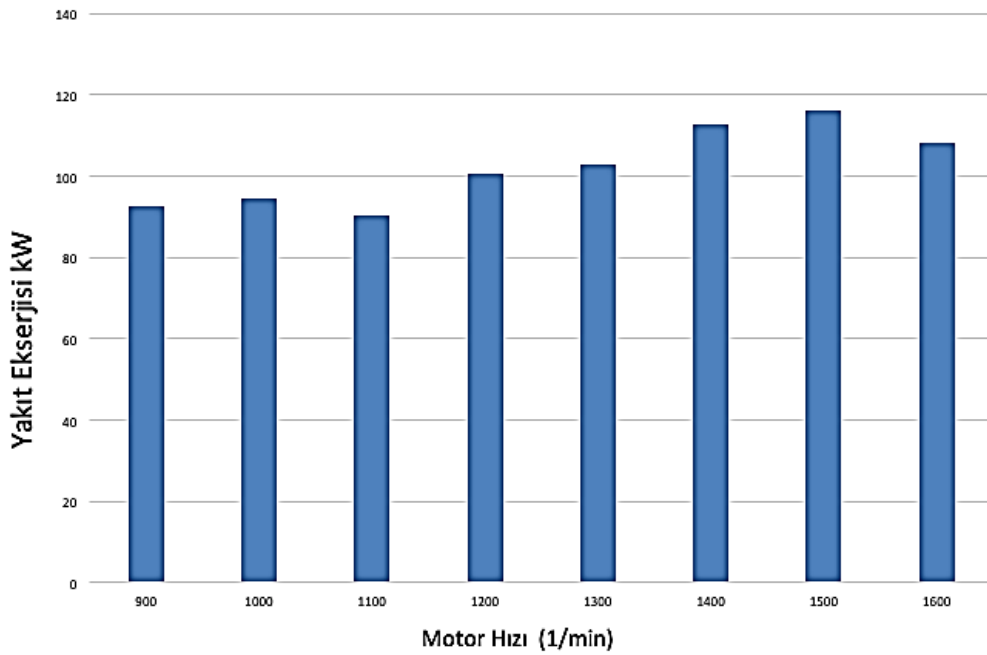
Dizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak radyasyon ısısının değişimi Şekil 4.7’de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneyler de motor hızının artmasıyla radyasyon ısısı değerlerinde devir sayısı artışına paralel olarak biraz düşüş gösterse de 1500 1/min’de en yüksek değere ulaşmıştır. Bunun nedeni o motor hızındaki dizel yakıtın egzoz ve soğutma suyu ısısı değerlerinin artışı ve yakıt enerjisinin değerinin azalmasıdır.



Şekil 4.7. Çeşitli motor hızlarına ait radyasyon ısıları.

4.6. Yakıt Ekserjisi

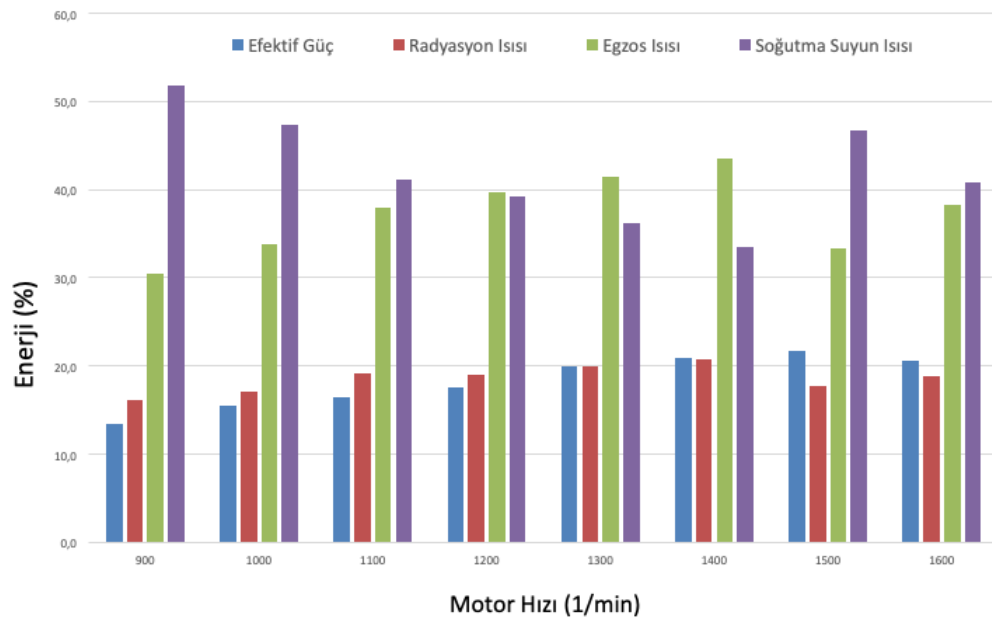
Motor hızına bağlı olarak yakıt ekserjisinin değişimi, dizel yakıtı için Şekil 4.8’de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, yakıt ekserjisi değerlerinde, motor hızına ve yakıt debisine bağlı olarak artış olduğu görülmektedir.



Şekil 4.8. Motor hızlarına ait yakıt ekserjileri.

4.7. Enerji Yüzdeleri

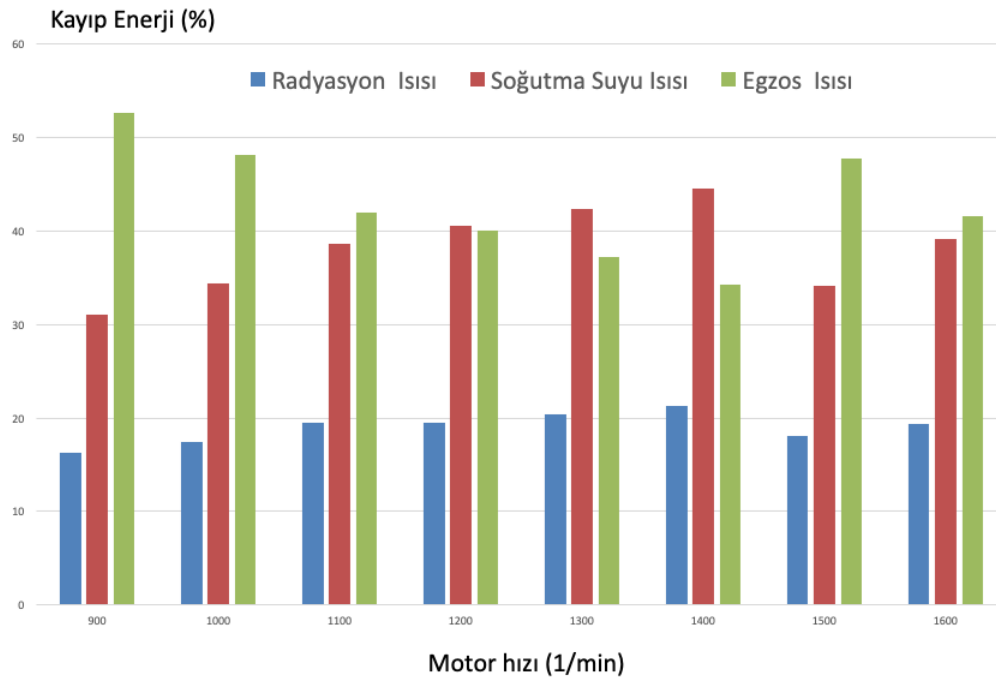
Motor hızına bağlı olarak enerji yüzdelerinin değişimi, dizel için Şekil 4.9'da görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, ortalama olarak yakıt enerjisine göre yüzdesi; egzoz ısısının % 18,6 soğutma suyunun % 37,3 ve radyasyon ısısının ise % 42,1 olarak bulunmuştur. Efektif gücün yakıt enerjisine göre yüzdesi ise %18,3 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.9. Yakıt enerjisine göre enerji dağılımı.

4.8. Kayıp Enerji Yüzdeleri

Dizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak kayıp enerjilerinin yüzdelerinin değişimi Şekil 4.10'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.

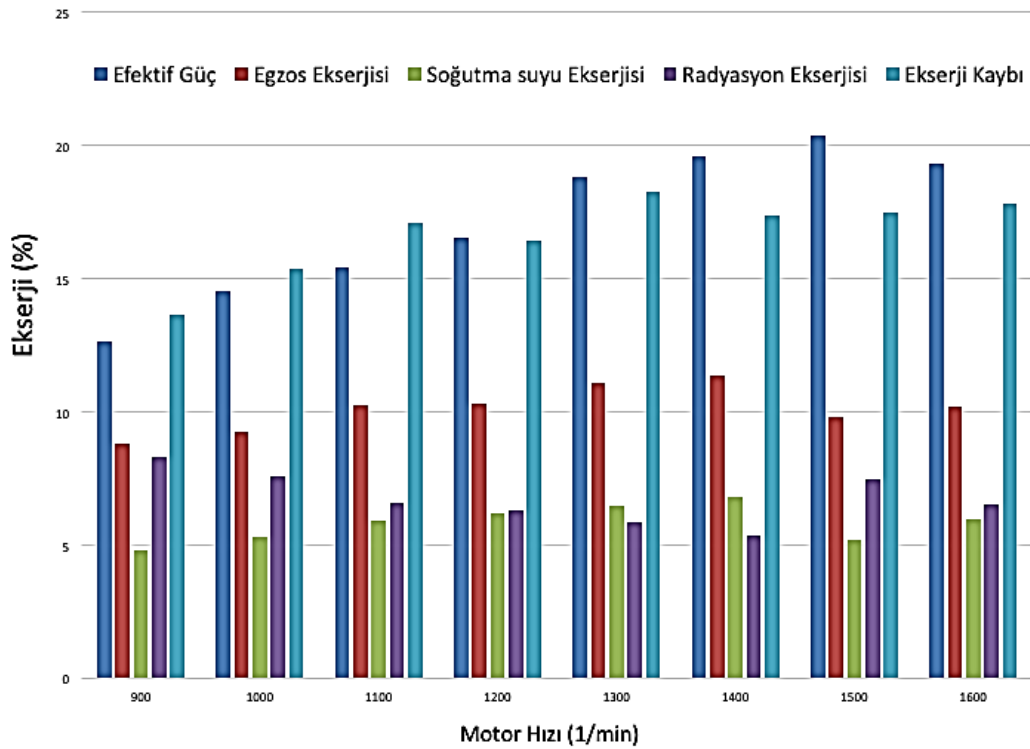


Şekil 4.10. Kayıp enerjilerin motor hızlarına göre toplam kayıp enerji içindeki dağılımları.

4.9. Ekserji Yüzdeleri

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 Şekil 4.11’de sunulmuştur.

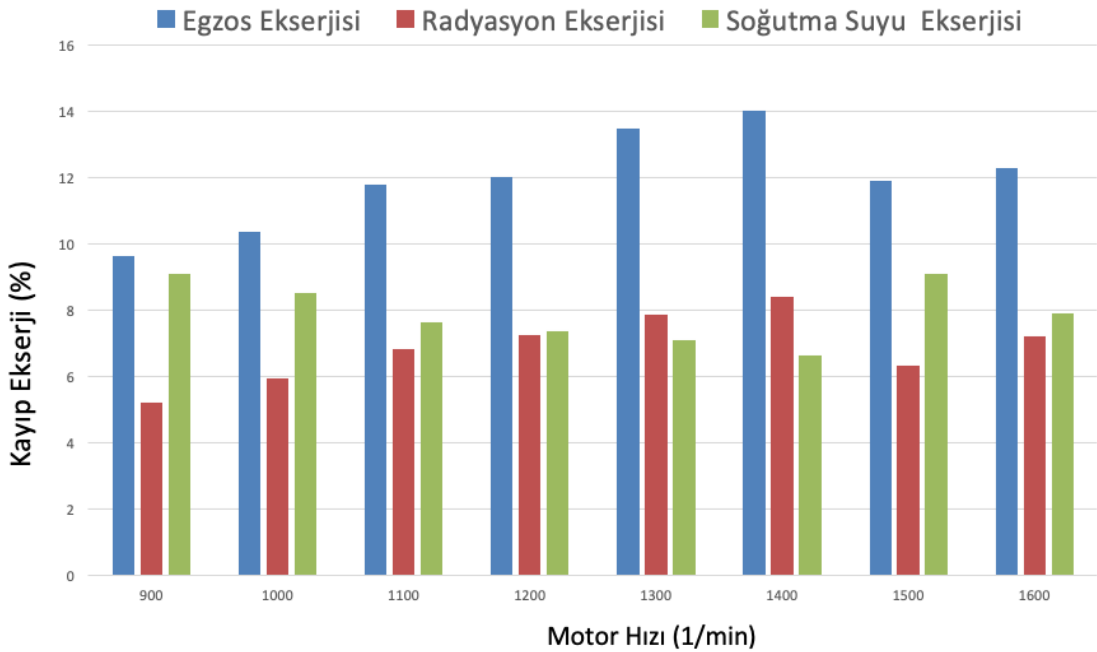
8 farklı motor hızında yapılan deneylerde, yakıt ekserjisine göre yüzdesi; ortalama olarak egzoz ekserjisinin %10,1 soğutma suyu ekserjisinin %5,8, radyasyon ekserjisinin %6,8, efektif güç ekserjisinin %17,2 ve Ekserji kaybının %16,7 olduğu bu çalışma ile elde edilmiştir. Soğutma suyu ekserjisi için en düşük değer elde edilmiş olup en yüksek değer efektif güç ekserjisinde gözlenmiştir.



Şekil 4.11. Dizel yakıtı için yakıt ekserjisine göre ekserji dağılımı.

4.10. Kayıp Ekserji Yüzdeleri

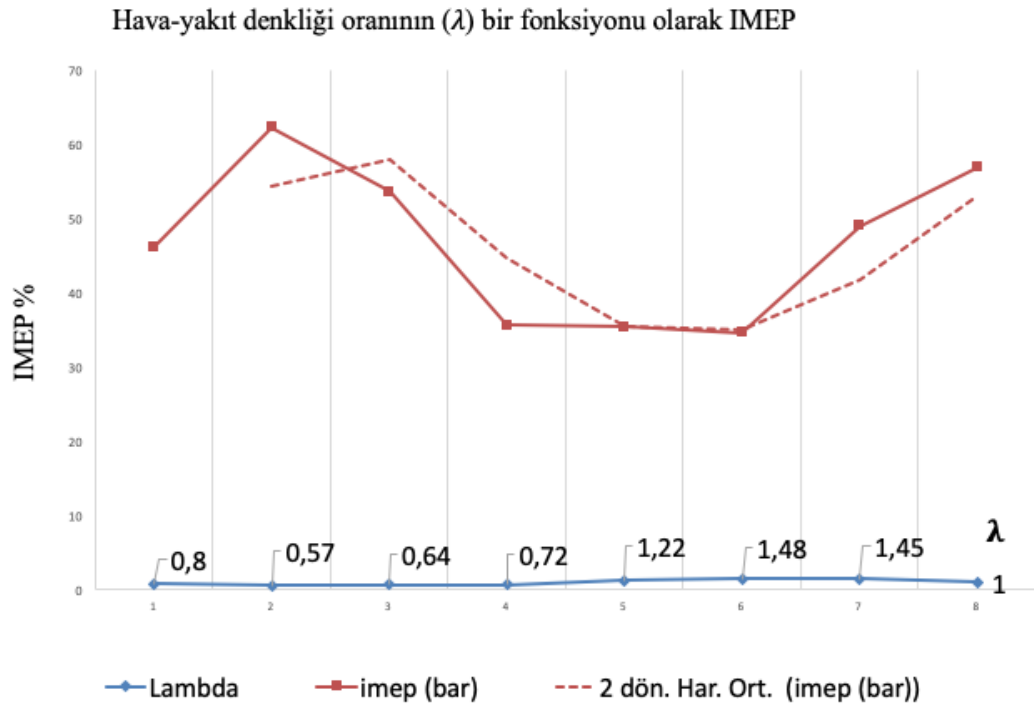
Dizel yakıtı için, 8 farklı motor hızına bağlı olarak kayıp ekserjilerin yüzdelerinin değişimi, Şekil 4.12’de görülmektedir. Tam yükte, 8 farklı motor hızında yapılan deneyler de, kayıp ekserji içindeki yüzde ekserji kaybının ortalama olarak % 11,9 ile egzoz ekserjisinden kaynaklandığı tespit edilmiştir. Kayıp ekserji içindeki ortalama soğutma suyu ekserjisi % 6,9 ve radyasyon ekserjisi % 7,9 olarak hesaplanmıştır.



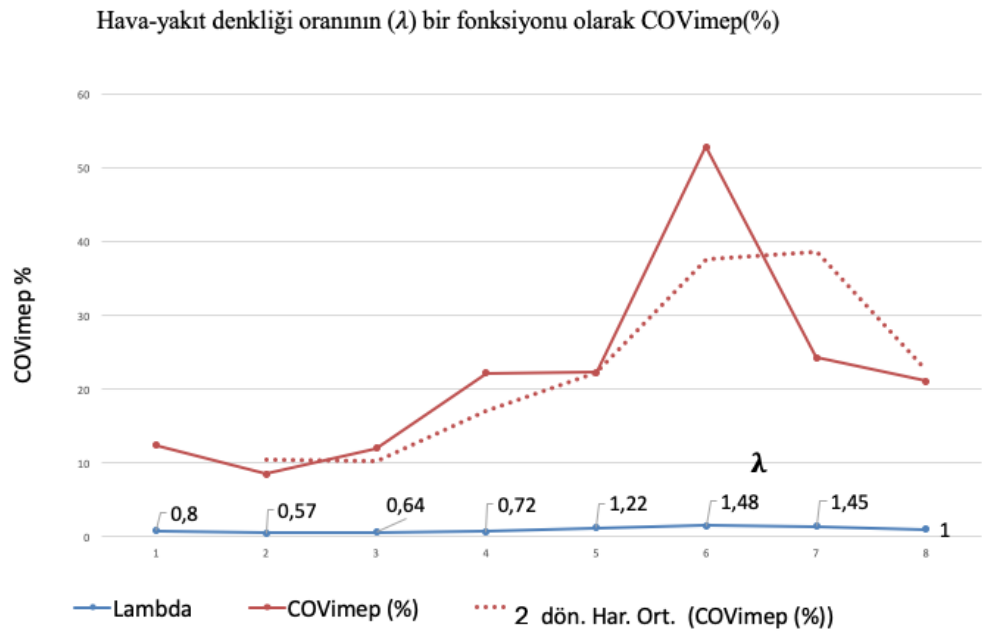
Şekil 4.12. Motor hızlarına göre kayıp ekserjilerin toplam kayıp ekserji içindeki dağılımları.

4.11. Hava-Yakıt Denklik Oranı (λ) ve IMEP ve COVimep (%)

Şekil 4.13-4.14'de görüleceği gibi, hava-yakıt denklik oranının (λ) 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, 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.



Şekil 4.13. Hava-yakıt denklik oranının (λ) bir fonksiyonu olarak IMEP (%).



Şekil 4.14. Hava-yakıt denglik oranının (λ)bir fonksiyonu olarak COVimep (%).

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışma, 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 akışlı açık bir sistem olarak kabul edilmiştir. Ekserji analizinin sonucunda hızlara göre yakıt ekserjileri, efektif güç ekserjileri, soğutma suyu ekserjileri ve kayıp ekserjiler (geri dönüşümsüzlük) 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 Şekil 4.1'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 gücün, 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 Çizelge 3.2'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.

Dizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak kayıp enerjilerinin yüzdelerinin değişimi Şekil 4.10'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 Şekil 4.11'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, Şekil 4.12'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.

Şekil 4.13'e dikkat edilirse hava-yakıt eşdeğerlik oranı arttığında, IMEP ve COVimep eğilimi ters düşmüştür, IMEP eğilimi düşerken, COV imep eğilimi artmıştır. IMEP için, ısıl verimin 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 artırılır, 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.

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 alınması gerektiği saptanmıştır.

Farklı deney motorları üzerinde farklı yakıtlar kullanarak ve başka hesap yöntemleriyle benzer çalışmaların devam ettirilmesi önerilebilir.

KAYNAKLAR

- Agarwal, A. K., Singh, A. P., & Maurya, R. K. (2017). Evolution, challenges and path forward for low temperature combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 61, 1-56.
- Ali, A. A. (2016). *Investigation of diesel and biodiesel fuels effects on energy and exergy analysis in diesel engines*. Yüksek Lisans Tezi. Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Adana.
- Bacık, S. (2019). *İçten yanmalı motorlarda ekserji analizi*. Yüksek Lisans Tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Bai, J., Wang, Q., He, Z., Li, C., & Pan, J. (2014). Study on methane HCCI combustion process of micro free-piston power device. *Applied Thermal Engineering*, 73(1), 1066-1075.
- Benajes, J., Molina, S., García, A., Monsalve-Serrano, J., & Durrett, R. (2014). Conceptual model description of the double injection strategy applied to the gasoline partially premixed compression ignition combustion concept with spark assistance. *Applied Energy*, 129, 1-9.
- Bendu, H., & Murugan, S. (2014). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: Mixture preparation and control strategies in diesel engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 732-746.
- Biberçi, M. A. (2013). *Hibrid bir benzinli motorda enerji ve ekserji analizi*. Yüksek Lisans Tezi. Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, İstanbul.
- Cao, L., Zhao, H., Jiang, X., & Kalkan, N. (2005). Mixture formation and controlled auto-ignition combustion in four-stroke gasoline engines with port and direct fuel injections. *International Journal of Engine Research*, 6(4), 311-329.
- Çanakcı, M., & Reitz, R. D. (2003). Experimental optimization of a direct injection homogeneous charge compression ignition gasoline engine using split injections with fully automated microgenetic algorithms. *International Journal of Engine Research*, 4(1), 47-60.
- Çanakcı, M., & Hosoz, M. (2006). Energy and exergy analyses of a diesel engine fuelled with various biodiesels. *Energy Sources, Part B*, 1(4), 379-394.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. Çeviren: Prof. Dr. Taner Derbentli, McGraw-Hill ve Literatür Yayıncılık.
- Çınar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H., & Topgül, T. (2015). Effects of valve lift on the combustion and emissions of a HCCI gasoline engine. *Energy conversion and management*, 94, 159-168.

KAYNAKLAR (Devam Ediyor)

- Çınar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H., Şahin, F., Polat, S., & 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% iso-octane fuels. *Fuel Processing Technology*, 130, 275-281.
- Das, P., Subbarao, P. M. V., & Subrahmanyam, J. P. (2015). Effect of main injection timing for controlling the combustion phasing of a homogeneous charge compression ignition engine using a new dual injection strategy. *Energy Conversion and Management*, 95, 248-258.
- Das, P., Selokar, M., Subbarao, P. M. V., & Subrahmanyam, J. P. (2016). Effect of Injection Timing, Premixed Equivalence Ratio and EGR on Combustion Characteristics of an HCCI-DI Combustion Engine Using In-Cylinder Dual Injection Strategy (No. 2016-01-0752). *SAE Technical Paper*.
- Dere, M. A. (2012). *Çift yakıtlı (dizel+hidrojen) bir dizel motorunda enerji ve ekserji analizi*. Yüksek Lisan Tezi. Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, İstanbul.
- Dinçer, I. (2002). The role of exergy in energy policy making. *Energy Policy*, 30(2), 137-149.
- Geçgel, K. (2018). *Farklı oranlarda biyoetanol-benzin karışımlarının benzinli bir motorda kullanımının performans ve ekserji analizi / Performance and exergy analysis of using different rates of bioethanol -gasoline mixtures in a gasoline engine*. Yüksek Lisans Tezi. Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Konya.
- Haraldsson, G., Tunestål, P., Johansson, B., & Hyvönen, J. (2002). HCCI combustion phasing in a multi cylinder engine using variable compression ratio. *SAE Transactions*, 2654-2663.
- Hepbaşlı A. (2010), *Enerji Verimliliği ve Yönetim Sistemi, Schneider Electric Enerji Verimliliği Serisi 1*. Esen Ofset Matbaacılık, İstanbul.
- Iida, M., Hayashi, M., Foster, D. E., & 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.
- Jacobs, T. J., & 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.
- Karakoç, H. vd. (2010). *Enerji Analizi ve Yönetimi*. Editörler: M. Tanışlı ve Y. Ergün. Anadolu Üniversitesi Yayınları, Eskişehir.

KAYNAKLAR (Devam Ediyor)

- Kiplimo, R., Tomita, E., Kawahara, N., & 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.
- Kotas, T. J. (1987). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. *Chemical Engineering and Processing*, 21(3), 163.
- Machrafi, H., Cavadias, S., & Gilbert, P. (2008). An experimental and numerical analysis of the HCCI auto-ignition process of primary reference fuels, toluene reference fuels and diesel fuel in an engine, varying the engine parameters. *Fuel Processing Technology*, 89(11), 1007-1016.
- Misztal, J., Xu, H. M., Wyszynski, M. L., Price, P., Stone, R., & Qiao, J. (2009). Effect of injection timing on gasoline homogeneous charge compression ignition particulate emissions. *International Journal of Engine Research*, 10(6), 419-430.
- 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.
- Noguchi, M., Tanaka, Y., Tanaka, T., & Takeuchi, Y. (1979). A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion (No. 790840). *SAE Technical Paper*.
- Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. D., & Kato, S. (1979). Active thermo-atmosphere combustion (ATAC)—a new combustion process for internal combustion engines. *SAE Transactions*, 1851-1860.
- Polat, S., Yücesu, H. S., Kannan, K., Uyumaz, A., Solmaz, H., & Shahbakhti, M. (2017). Experimental comparison of different injection timings in an HCCI engine fueled with n-heptane. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 1(1), 1-6.
- Rezaei, J., Shahbakhti, M., Bahri, B., & Aziz, A. A. (2015). Performance prediction of HCCI engines with oxygenated fuels using artificial neural networks. *Applied Energy*, 138, 460-473.
- Rosen, M. A., & Dincer, I. (2003). Exergoeconomic analysis of power plants operating on various fuels. *Applied Thermal Engineering*, 23(6), 643-658.
- Rosen, M. A., & Dincer, I. (2001). Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development. *Exergy, an International Journal*, 1(1), 3-13.
- Sayın, B. (2014). *Biyoyakıt kullanan bir dizel motor için enerji ve ekserji analizi üzerine bir deneysel çalışma*. Yüksek Lisans Tezi. Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konya.

KAYNAKLAR (Devam Ediyor)

- Shen, M., Lonn, S., & Johansson, B. (2015). Transition from HCCI to PPC Combustion by Means of Start of Injection (No. 2015-01-1790). *SAE Technical Paper*.
- Shibata, G., Oyama, K., Urushihara, T., & Nakano, T. (2004). The effect of fuel properties on low and high temperature heat release and resulting performance of an HCCI engine (No. 2004-01-0553). *SAE Technical Paper*.
- Sudheesh, K., & Mallikarjuna, J. M. (2010). Diethyl ether as an ignition improver for biogas homogeneous charge compression ignition (HCCI) operation-An experimental investigation. *Energy*, 35(9), 3614-3622.
- Tang, Q., Liu, H., Li, M., & Yao, M. (2016). Study on the double injection strategy of gasoline partially premixed combustion under a light-duty optical engine. *SAE International Journal of Engines*, 9(4), 2185-2193.
- Türkcan, A., Özsezen, A. N., & Çanakçı, M. (2013). Effects of second injection timing on combustion characteristics of a two stage direct injection gasoline-alcohol HCCI engine. *Fuel*, 111, 30-39.
- Wall, G. (1990). Exergy conversion in the Japanese society. *Energy*, 15(5), 435-444.
- Wall, G. (1997). Energy, society and morals. *Journal of Human Values*, 3(2), 193-206.
- Wall, G. (2002). Conditions and tools in the design of energy conversion and management systems of a sustainable society. *Energy Conversion and Management*, 43(9-12), 1235-1248.
- Wang, Z., Srinivasan, K. K., Krishnan, S. R., & Som, S. (2012). *A computational investigation of diesel and biodiesel combustion and NOx formation in a light-duty compression ignition engine* (No. GO8602569). Mississippi State Univ., Mississippi State, MS (United States).
- Woo, C., Goyal, H., Kook, S., Hawkes, E. R., & Chan, Q. N. (2016). Double injection strategies for ethanol-fuelled Gasoline compression ignition (GCI) combustion in a single-cylinder light-duty diesel engine (No. 2016-01-2303), *SAE Technical Paper*.
- Yap, D., Karlovsky, J., Megaritis, A., Wyszynski, M. L., & Xu, H. (2005). An investigation into propane homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation with residual gas trapping. *Fuel*, 84(18), 2372-2379.
- Yılbaşı, Z. (2007). *Bir dizel motorun ekserji analizi ile belirlenmesi*. Yüksek Lisans Tezi. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Ana Bilim Dalı, Zonguldak.

KAYNAKLAR (Devam Ediyor)

- Yu, L., Li, Y., Li, B., Liu, H. Y., Wang, Z., He, X., & Shuai, S. J. (2017). Comparative Study on Gasoline HCCI and DICI Combustion in High Load Range with High Compression Ratio for Passenger Cars Application. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 10(3), 710-717.
- Yücesu, H. S., Altın, R., & Çetinkaya, S. (2001). Dizel motorlarında alternatif yakıt olarak bitkisel yağ kullanımının deneysel incelenmesi. *Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences*, 25(1), 39-49.

ÖZ GEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Cemil YILMAZ
Doğum Yeri ve Tarihi : İzmit 26/03/1978



Eğitim Durumu

Lisans Öğrenimi : Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fak.
Bildiği Yabancı Diller : İngilizce
Bilimsel Faaliyetleri : Çevre Müh ve Makine Müh. Yüksek Lisans

İş Deneyimi

Stajlar : Mazda Haldız Otomotiv İzmit
Projeler : KOU/ SEM Sürekli Eğitim Merkezi Kurulması
Çalıştığı Kurumlar : Bimser Motorlu Taşıtlar Sürücü Kursu

İletişim

Adres : İstiklal Cd. No:90 İzmit / KOCAELİ
E-Posta Adresi : cemil_yilmaz@yahoo.com

Akademik Çalışmaları

- Sakarya İli Kanalizasyon Sularında İlaç Bileşiklerinin Araştırılması
- HCCI Motorun Veriminin Ekserji Analizi Yöntemiyle İncelenmesi

Tarih 23 / 08 /2019