

**T.C.**  
**SİNOP ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

DİSİPLİNLERARASI NÜKLEER ENERJİ VE ENERJİ SİSTEMLERİ  
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ALTERNATİF YAKITIN KULLANILDIĞI BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA  
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

YAZAR  
İLKNUR FIRAT

DANIŞMAN  
DR. ÖĞR. ÜYESİ MUSTAFA KEMAL BALKİ

**SİNOP – 2019**

## TEZ KABUL

İlknur FIRAT tarafından hazırlanan “Alternatif yakıtın kullanıldığı buji ateşlemeli bir motorda enerji ve ekserji analizi” başlıklı bu çalışma, 01.08.2019 tarihinde yapılan savunma sınavı sonucunda başarılı bulunarak, jürimiz tarafından **YÜKSEK LİSANS tezi** olarak kabul edilmiştir.

**Başkan**

Doç. Dr. Murat SARIKAYA  
Sinop Üniversitesi / Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi

**Üye**

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa Kemal BALKİ  
Sinop Üniversitesi / Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi

**Üye**

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa AYYILDIZ  
Düzce Üniversitesi/Teknoloji Fakültesi

## ETİK BEYANI

Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında; tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi, tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu, tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı, bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu, bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

İlknur FIRAT

# İÇİNDEKİLER

Sayfa

İÇİNDEKİLER .....	i
SEMBOLLER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	iii
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	vi
TABLolar LİSTESİ.....	vii
ÖZET .....	viii
ABSTRACT.....	ix
TEŞEKKÜR.....	x
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Çalışmanın Amacı.....	2
2. GENEL BİLGİLER .....	2
2.1. Buji Ateşlemeli Motorlarda Kullanılan Alternatif Yakıtlar .....	2
2.1.1. Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG).....	2
2.1.2. Alkol Yakıtlar.....	3
2.1.2.1. Etanol .....	3
2.1.2.2. Metanol .....	4
2.1.3. Hidrojen .....	5
2.2. Alternatif Yakıtların Fiziksel ve Kimyasal Özellikleri .....	7
2.3. İçten Yanmalı Motorlarda Çalışma Parametreleri .....	8
2.3.1. Sıkıştırma Oranı (SO) .....	8
2.3.2. Ateşleme Avansı (AA).....	11
2.3.2.1. Avans Çeşitleri.....	12
2.3.3. Hava Fazlalık Katsayısı (HFK).....	14
2.3.3.1. Stokiyometrik Karışım (İdeal Karışım).....	14
2.3.3.2. Fakir Karışım .....	15
2.3.3.3. Zengin Karışım.....	15
2.4. Literatür Özetleri.....	15
3. MATERYAL VE METOD .....	21
3.1. Termodinamik Analizler .....	21
3.1.1. Enerji ve Ekserji Analizi .....	21
3.2. Enerji Analizi .....	21
3.2.1. İçten Yanmalı Motorlarda Enerji Hesabı .....	23
3.3. Ekserji Analizi.....	25
3.3.1. Ekserji Kavramları .....	26
3.3.1.1. İş Transferine Bağlı Ekserji .....	26
3.3.1.2. Isı Transferine Bağlı Ekserji .....	26

3.3.1.3.	Maddenin Kararlı Akışına Bağlı Ekserji .....	27
3.3.1.4.	Ekserjinin Bileşenleri .....	27
3.3.1.5.	Kapalı Bir Sistemde Ekserji Hesabı .....	28
3.3.1.6.	Kimyasal ve Termomekaniksel Ekserji.....	29
3.3.1.7.	Fiziksel Ekserji.....	32
3.3.1.8.	Ekserjik Verim .....	32
3.3.2.	İçten Yanmalı Bir Motorda Ekserji Analizi .....	33
3.3.2.1.	Kimyasal Ekserji .....	33
3.3.2.2.	Efektif Güç Ekserjisi (Krank Mili Gücü Ekserjisi) .....	34
3.3.2.3.	Egzoz Ekserjisi.....	34
3.3.2.4.	Yanma Ürünlerinin Toplam Ekserjileri.....	36
3.3.2.5.	Isı Transferine Eşlik Eden Ekserji Transferi .....	38
3.3.2.6.	Motorda Üretilen Toplam Entropi.....	39
3.3.2.7.	Motordaki Ekserjik Verim .....	39
4.	ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ İÇİN ÖRNEK HESAPLAMA .....	40
4.1.	Enerji ve Ekserji Analizi Veriler .....	40
4.2.	Örnek Enerji Hesabı.....	40
4.2.1.	Krank Mili Gücü Hesabı .....	40
4.2.2.	Yakıt Enerjisi Hesabı .....	41
4.2.3.	Isıl Verim Hesabı .....	41
4.3.	Ekserji Hesabı Örneği .....	42
4.3.1.	Yakıt Ekserjisi (Kimyasal Ekserji) Hesabı.....	42
4.3.2.	Efektif Güç Ekserjisi (Krank Mili Gücü) Hesabı.....	43
4.3.3.	Egzoz Ekserjisi Hesabı.....	44
4.3.4.	Yanma Ürünlerinin Toplam Ekserjisi .....	48
4.3.5.	Isı Transferine Eşlik Eden Ekserji Transferi .....	53
4.3.6.	Motorda Üretilen Toplam Entropi.....	55
4.3.7.	Motordaki Ekserjik Verim .....	55
5.	BULGULAR VE TARTIŞMA .....	56
5.1.	Enerji analizi .....	56
5.2.	Ekserji analizi.....	60
6.	SONUÇ ve ÖNERİLER.....	65
	KAYNAKLAR .....	66
	ÖZGEÇMİŞ .....	71

## SEMBOLLER VE KISALTMALAR LİSTESİ

### SEMBOLLER

$CO$	: Karbonmonoksit
$CO_2$	: Karbondioksit
$CH_3OH$	: Metanol
$HC$	: Hidrokarbon
$V_1$	: Üst ölü noktadaki hacim
$V_2$	: Alt ölü noktadaki hacim
$b$	: Silindir çapı
$s$	: Strok
$\lambda$	: Hava fazlalık katsayısı
$NO_2$	: Azotdioksit
$NO_x$	: Azotoksit
$OS$	: Oktan sayısı
$CH_4$	: Metan
$\eta_k$	: “k”ıncı sistem bileşeni için enerji verimi
$\dot{E}_{TP}$	: Ürünlerin toplam enerjisi (kW)
$\dot{E}_{TF}$	: Ürünlerin toplam enerjisi (kW)
$\dot{E}_{TF}$	: Yakıtın toplam enerjisi (kW)
$\dot{W}_{NET}$	: Üretilen net iş (kW)
$\dot{Q}_{NET}$	: Üretilen net ısı geçişi (kW)
$e$	: Toplam enerji (kW)
$e_{kn}$	: Kinetik enerji (kW)
$e_{pt}$	: Potansiyel enerji (kW)
$e_{ph}$	: Fiziksel enerji (kW)
$e_{chem}$	: Kimyasal enerji (kW)
$H_{ü,a}$	: Üst ısı, alt ısı değer (kJ/kg)
$c_{p,v}$	: Sabit basınç, sabit hacimde özgül ısı (kJ/kgK)
$h$	: Entalpi (kJ/kmol)
$u$	: İç enerji
$\dot{Q}$	: Üretilen ısı (kW)
$\dot{W}$	: Üretilen güç (kW)
$\dot{m}$	: Kütle akış değeri (kg/s)
$\omega$	: Açısal hız
$T$	: Motor torku (Nm)
$\dot{E}_{fuel}$	: Enerji akımı giriş değeri (kW)
$\dot{m}_{fuel}$	: Yakıtın kütle akış değeri (kg/s)
$\dot{Q}_{loss}$	: Kayıp ısı (kW)
$N_e$	: Efektif güç (kW)
$\dot{W}_{cv}$	: Net iş (kW)
$\dot{Q}$	: Yakıt enerjisi (kW)
$g$	: Yerçekimi ivmesi
$z_0$	: Deniz seviyesinden kot farkı (m)
$\dot{m}_{yd}$	: Yakıtın kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_{yh}$	: Havanın kütleli debisi (kg/s)

$\eta_y$	: Motorun ısı verimi
$\dot{Q}_{kay}$	: Toplam ısı kaybı (kW)
$T_0$	: Çevre sıcaklığı (K)
$P_0$	: Çevre basıncı
$\dot{Q}_r$	: Birim zamandaki ısı transferi (kW)
$T_r$	: Isı transferinin olduğu yüzeydeki sıcaklık (K)
$\dot{E}_{qj}$	: Termal enerji akısı (kW)
$\dot{E}$	: Ekserji toplamı (kW)
$\dot{E}_k$	: Kinetik ekserji (kW)
$\dot{E}_p$	: Potansiyel ekserji (kW)
$\dot{E}_f$	: Fiziksel ekserji (kW)
$\dot{E}_{kim}$	: Kimyasal ekserji (kW)
$v$	: Akış halindeki akışkanın kütle hızı (m/s)
$\sum \Delta \dot{E}_i$	: Girişteki toplam ekserji transferi (kW)
$\sum \Delta \dot{E}_j$	: Çıkıştaki toplam ekserji transferi (kW)
$\sum n\dot{i}$	: Sistem bileşenlerinin tersinmezlik toplamı
$\bar{h}$	: Egzoz gazı sıcaklığındaki molar entalpi (kJ/kmol)
$\dot{M}_y$	: Yakıtın kütleli debisi (kg/s)
$\dot{E}_F$	: Kimyasal ekserji (Yakıt ekserjisi) (kW)
$T_0$	: Çevre sıcaklığı (K)
$s^{-0}$	: Egzoz gazı sıcaklığındaki molar entropi
$s_0^{-0}$	: Çevre sıcaklığındaki molar entropi
$\dot{M}_y$	: Yakıtın Kütleli Debisi
$\dot{E}_F$	: Kimyasal Ekserji (Yakıt Ekserjisi)
$T_c$	: Blok yüzey sıcaklığı
$\varphi$	: Kimyasal enerji faktörü
$m_i$	: "i" gazının mol kütlesi ( $\frac{kg}{kmol}$ )
$M_i$	: "i" gazının toplam kütle içerisindeki mol oranı
$y_i$	: "i" gazının toplam yanma ürünlerinin kütlesi içindeki mol oranı
$\bar{R}$	: Üniversal gaz sabiti (kJ/kmolK )
$\dot{E}_D$	: Yanma sonucu yıkılan ekserji (kW)
$E_{egzoz}$	: Toplam egzoz ekserjisi (kW)
$T_c$	: Blok yüzey sıcaklığı (K)
$\sigma_{CV}$	: Motorda üretilen toplam entropi(kW/K)

## **KISALTMALAR**

- CNG : Sıkıştırılmış doğalgaz (Compress natural gas)  
LNG : Sıvılaştırılmış doğal gaz (Liquified natural gas)  
LPG : Sıvılaştırılmış petrol gazı (Liquified petroleum gas)  
SO : Sıkıştırma oranı  
AA : Ateşleme avansı  
ECU : Elektronik kontrol ünitesi (Electronic Control Unit)  
AFR : Air Fuel Ratio (Hava yakıt oranı)  
ÜON : Üst ölü nokta  
AÖN : Alt ölü nokta  
KMA : Krank mili açısı  
HFK : Hava fazlalık katsayısı



## ŞEKİLLER LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2. 1. Silindir/piston mekanizması .....	9
Şekil 2. 2. Otto motorlar için Isıl verimin sıkıştırma oranı ile değişim grafiği (Bayrak, 2011). 10	
Şekil 2. 3. Ateşleme anının şematik gösterimi .....	12
Şekil 2. 4. Elektronik ateşleme sisteminin şematik görünümü .....	13
Şekil 2. 5. Buji ateşlemeli motora ait açık P-V diyagramı .....	13
Şekil 3. 1 Ekserji türleri .....	27
Şekil 5. 1. Farklı yakıtların 8,0:1 SO'da AA'ya bağlı enerji analiz sonuçları .....	56
Şekil 5. 2. Farklı yakıtların 8,5:1 SO'da AA'ya bağlı enerji analiz sonuçları .....	58
Şekil 5. 3. Farklı yakıtların 9,0:1 SO'da AA'ya bağlı enerji analiz sonuçları .....	59
Şekil 5. 4. Farklı yakıtların 8,0:1 SO'da AA'ya bağlı ekserji analizi sonuçları .....	60
Şekil 5. 5. Farklı yakıtların 8,5:1 SO'da AA'ya bağlı ekserji analizi sonuçları .....	62
Şekil 5. 6. Farklı yakıtların 9,0:1 SO'da AA'ya bağlı ekserji analizi sonuçları .....	63

## TABLULAR LİSTESİ

### Sayfa

<b>Tablo 2.1.</b> Bazı alternatif yakıtların fiziki ve kimyasal özellikleri (Fuel properties, 2019) (Vancoille, 2010) .....	8
<b>Tablo 3. 1.</b> Çevre şartlarında gazların mol kesirleri (Moran & Shapiro, 2000) .....	37
<b>Tablo 4. 1.</b> Etanol yakıtlı çalışmada elde edilen deney verileri (8,5:1 SO).....	40
<b>Tablo 4. 2.</b> Hesaplanan sonuçlar.....	47
<b>Tablo 4. 3.</b> Yanma gazlarının egzoz sıcaklığı ve çevre sıcaklığındaki entalpi ve entropi değerleri. ....	48
<b>Tablo 5. 1.</b> Farklı SO ve AA'dan elde edilen efektif verim sonuçları (1. Yasa verimi).....	59
<b>Tablo 5. 2.</b> Farklı SO ve AA'dan elde edilen ekserji verimi sonuçları (2. Yasa verimi) .....	63

## ÖZET

### ALTERNATİF YAKITIN KULLANILDIĞI BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Bu çalışmada, buji ile ateşlemeli bir motorda alternatif yakıt olarak etanol ve metanol kullanımının etkisi termodinamiksel olarak incelenmiştir. Bu amaç için literatürde Balki tarafından yapılan deneysel çalışmaya ait veriler kullanılmıştır. Çalışmada tek silindirli, hava soğutmalı ve buji ile ateşlemeli bir deney motoru kullanılmıştır. Motor deneyleri farklı sıkıştırma oranlarında (SO) ve ateşleme avanslarında (AA) gerçekleştirilmiştir. Sabit motor hızı (2400 d/d) ve tam gaz keleşi açıklığında yapılan deneylerden elde edilen performans ve egzoz emisyon sonuçları teorik çalışmada kullanılmıştır. Deneysel veriler ile alternatif yakıtların, termodinamiğin birinci yasasına göre enerji analizi ve ikinci yasasına göre de ekserji analizi yapılmıştır. Sonuç olarak enerji analizine göre toplam ısı kayıplarının artan SO ile birlikte düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca, benzin kullanımında AA'nın artmasıyla ısı kayıplar azalırken, alkol yakıtlarda AA'nın düşürülmesiyle kayıpların azaldığı tespit edilmiştir. Ekserji yıkımlarında toplam ısı kayıplarına benzer olduğu görülmüştür. Sonuçlar genel olarak değerlendirildiğinde etanol ve metanol kullanımı sırasında ortaya çıkan ekserji yıkımının fazla olduğu ve iyileştirilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Buji ile ateşlemeli motor; ateşleme avansı; sıkıştırma oranı; enerji analizi; ekserji analizi.

## ABSTRACT

### ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A SPARK IGNITION ENGINE USING ALTERNATIVE FUEL

In this study, the effect of using ethanol and methanol as an alternative fuel in a spark ignition engine was investigated thermodynamically. For this purpose, data from the experimental study conducted by Balki in the literature were used. In his work, a single-cylinder, air-cooled and spark-ignition test engine was used. Engine tests were performed at different compression ratios (CR) and ignition timing (IT). Performance and exhaust emission results obtained from experiments with constant engine speed (2400 rpm), and full-throttle opening were used in the theoretical study. With the experimental data, energy analyses of alternative fuels according to the first law of thermodynamics and exergy analysis according to the second law were performed. As a result, according to the energy analysis, total heat losses decreased with increasing CR. In addition; in the gasoline study, total heat losses decreased with advance IT, while reducing alcohol losses decreased by reducing IT in alcohol fuels. Exergy destruction was similar to total heat loss. When the results were evaluated in general, it was found that exergy destruction during the use of ethanol and methanol was high and needed to be improved.

**Key Words:** Spark ignition engine; ignition timing; compression ratio; energy analysis; exergy analysis.

## TEŞEKKÜR

Tez alıőmam sırasında kıymetli bilgi, birikim ve tecrübeleri ile bana yol gösterici ve destek olan değerli danışman hocam Sayın Mustafa Kemal BALKİ'ye teşekkür ve saygılarımı sunarım. Çalıőmalarım boyunca değerli desteklerini her zaman yanımda hissettiğim ailemede sonsuz teőekkürlerimi sunarım.



İlknur FIRAT

## 1. GİRİŞ

Ekonomik ve çevresel açıdan fosilyakıt kullanımını en aza indirebilmek için alternatif enerji arayışları her geçen gün hız kazanmaktadır. Günümüzde yapılan enerji çalışmalarında, yeni enerji kaynaklarının bulunması, nasıl kullanılacağına araştırılması ve verimliliğin maksimum düzeyde olmasını sağlamak amacıyla teorik ve deneysel yöntemler uygulayarak kullanılabilirliği araştırılmaktadır. Fosil yakıt kullanımı sırasında fazlasıyla oluşan sera gazları insan sağlığına ve çevreye zarar vermektedir. Ayrıca salınan zehirli gazlar ve bunların yanında kül, atık gibi kirleticiler atmosferi tehdit etmektedir. Bu olumsuz etkilerden dolayı temiz ve süreklilik sağlayan enerji kaynaklarına ihtiyaç duyulmaktadır. Dünyada fosil yakıtların oluşum hızı ile enerji tüketim hızı oranı 1/300000 civarındadır. Yani bin yılda oluşan bir fosil yakıt yaklaşık bir günde tükenmektedir (Erduranlı, 1997).

Termodinamik bilimi; termal, kimyasal ve mekanik olayları incelemektedir. Ayrıca, herhangi bir prosesteki bu olayların kendi arasındaki ilişkilerini, matematiksel bağı ve etkileşimi belirleyerek sistemlere etki eden değişkenlerin durumunun irdelenmesini sağlamaktadır. Böylelikle bir sistemin enerji tüketimini minimum seviyelerde tutmak için yapılması gereken işlemlerin belirlenmesine yardımcı olmaktadır. Termodinamik sistemleri belirli kanunlar çerçevesinde incelemektedir. Örneğin herhangi bir sistemin kullanılabilirliği için hem termodinamiğin birinci kanunu hem de termodinamiğin ikinci kanunu birlikte kullanılmaktadır. Araştırmacılar bunun için yeni yöntemler geliştirmektedirler. Enerji araştırmalarındaki termodinamik analizler; enerji ve ekserji analizleri olarak tanımlanmaktadır. Enerji analizi termodinamiğin birinci kanununa dayanılarak yapılmaktadır. Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin korunumu kanununu ve enerjinin dönüşümü kanununu tanımlamakta olup ve enerjinin termodinamikle bağlantılı olduğunu anlatmaktadır. Birinci kanunda sadece enerji hesabı yapılabilmektedir. Ekserji analizi ise kullanılabilirlik diye tanımlanmaktadır. ve termodinamiğin ikinci kanun analizi olarak da bilinmektedir. Enerji kullanımındaki entropinin, kayıp işlerin ve ulaşılabilecek maksimum verimin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Ayrıca, iş sürecinde oluşan verimsizlikler bu analizle çok daha kolay tespit edilmektedir (Erduranlı, 1997). Ekserji ya da ikinci kanun analizi; proseslerin tersinmez yapısı için kullanılmaktadır. İkinci kanun analizinde çevre şartlarının durumuna göre enerjinin çeşitli formlarının kalitesi veya enerjinin iş potansiyelinin ölçüsüne ekserji kavramı olarak bilinmektedir. Ekserji analizi tüm proseslerde

kullanılmakla birlikte sistemlere belirli giriş ve çıkış doneleri olan iş üreten birçok makinede uygulanmaktadır. Bunlardan biri olan içten yanmalı motorlarda enerji ve ekserji analizi uygulanmaktadır. Bu çalışmada farklı çalışma parametrelerinde alternatif yakıt olarak saf etanol ve metanol kullanan buji ateşlemeli bir motorda sonuçlar enerji ve ekserji yönünden benzin ile kıyaslanmıştır.

### **1.1. Çalışmanın Amacı**

Nüfusun hızla artması ve artan enerji ihtiyacı ile azalan fosil yakıtların yerine alternatif yakıt arayışı hız kazanmıştır. Alternatif yakıt olarak saf etanol ve metanolun kullanıldığı bu çalışmada, maksimum verim alınması için motorun SO ve AA değerleri değiştirilmiştir. Burada üç farklı SO (8,0:1, 8,5:1 ve 9,0:1) ve her bir SO değerinde üç farklı AA (20°, 23° ve 26°) şartlarında maksimum motor momentini veren motor hızında (2400 d/d) gerçekleştirilen deneylerin verileri ile termodinamik açıdan alternatif yakıtların değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Yapılan enerji ve ekserji analizleri ile SO ve AA'nın etanol ve metanol yakıtlarının kullanımındaki etkisi incelenmiştir. Bu amaç için analizde; efektif motor gücü enerjisi, efektif ısı verim, toplam ısı kayıpları, yakıt enerjisi, yakıt ekserjisi, efektif güç ekserjisi, egzoz ekserjisi, ısı transferine eşlik eden ekserji, kimyasal ekserji, ekserji yıkımı ve ekserji verimimi gibi parametreler hesaplanmıştır.

## 2. GENEL BİLGİLER

Bu bölümde, öncelikle buji ateşlemeli motorlarda kullanılabilen bazı alternatif yakıtlar hakkında bilgi verilmiştir. Daha sonra motorların değiştirilebilen çalışma parametreleri açıklanmış ve tez konusuyla alakalı literatürde yapılan diğer çalışmalar özetlenmiştir.

### 2.1. Buji Ateşlemeli Motorlarda Kullanılan Alternatif Yakıtlar

Buji ateşlemeli motorlarda kullanılabilen birçok alternatif yakıt mevcuttur. Günümüzde benzine benzer veya daha iyi özelliğe sahip alternatif yakıt arayışları devam etmektedir. Güç ve verim kaybı olmadan, çevre ve ekonomiklik açısından en elverişli alternatif yakıt arayışı araştırmaların temelini oluşturmaktadır. Bu anlamda benzin, etanol ve metanol gibi alkol yakıtlar, hidrojen, sıkıştırılmış doğal gaz, sıvılaştırılmış doğal gaz, sıvılaştırılmış petrol gazı ve biyodizel yakıtları içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak kullanım olanakları araştırılmaktadır. Bu yakıtlardan etanol ve metanol gibi alkoller, hidrojen ve LPG buji ateşlemeli motorlarda alternatif olarak tercih edilmektedir.

#### 2.1.1. Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG)

LPG benzine alternatif olarak en yaygın kullanılan alternatif yakıtlardan biridir. LPG'nin yakıt özelliklerinden dolayı benzine göre bazı avantajlara sahiptir. Bunlar; daha ekonomik olması, içeriğinde kurşun bulundurmaması ve daha homojen karışım oluşturularak temiz yanmasıdır. LPG; renksiz, kokusuz ve toksit özelliği bulunmayan bir gaz karışım yakıtıdır. İçerisinde farklı oranlarda bütan ve propan gazları mevcuttur. Yakıt deposuna basınç altında depolandıklarından dolayı sıvı faza geçerler. Yakıt sisteminde olası kaçakların anlaşılabilmesi için yakıt içerisine koku özelliği kazandıran madde eklenmektedir. LPG'nin yakıt deposunun büyük olması, CO<sub>2</sub> ve NO<sub>x</sub> emisyonlarının nisbeten fazla olması, ayrı yakıt sistemine ihtiyaç duyulması, düşük ısı değerinden dolayı motorda bir miktar performans kaybına neden olması gibi durumlar dezavantajları olarak değerlendirilebilir. Ayrıca, solunumunun zehirleyici etkisi bir sağlık sorunu oluşturmaktadır. Dahası çok düşük sıcaklıkta buharlaşmasından dolayı sıvı gazın insan vücudu ile teması ile ciddi deri yanıkları meydana gelebilir. Ayrıca, basınç ve kritik sıcaklığın aşırı artması bulunduğu tankın patlamasına neden olabilir (Durgun, 1988). Dezavantajlarından biride petrole göre kütleli olarak %11, hacimsel olarak da %33 daha az enerji bulundurmasıdır. Setan sayısı düşük olduğu için dizel motorlarda kullanılması uygun değildir (Anonim, 2019).



## 2.1.2. Alkol Yakıtlar

### 2.1.2.1. Etanol

Etanol, içerisinde şeker ihtiva eden her türlü biyolojik kaynaktan kimyasal yöntemlerle elde edilebilmektedir. Günümüzde ülkemizdeki şeker fabrikalarında ikincil ürün olarak üretilmekte ve kimyasal amaçlı satılmaktadır. Etanol, buji ateşlemeli motorlara benzin ile karıştırılarak veya saf şekilde yakıt olarak kullanılabilir. Etanolün oksijen içeriğinin yanmayı iyileştirmesinden dolayı çevre için temiz bir yakıt olarak değerlendirilebilir. Etanolün sahip olduğu buharlaşma ısısı, oktan sayısı, tutuşma sıcaklığı gibi değerlerin yüksek olması motor performansının artmasına ve SO<sub>2</sub>'yu artırmaya olanak sağlamaktadır. Buhar basıncının düşük olması taşınması ve depolanması anlamında güvenli bir yakıt olduğu anlamına gelmektedir. Bunun yanı sıra etanol ısı değeri düşüktür. Bu özelliği nedeniyle benzin ile karşılaştırıldığında aynı enerjiyi elde etmek için etanol benzinden daha fazla miktarda kullanmak gerekir. Bu özgül yakıt tüketimini artırmaktadır. Buharlaşma basıncının düşük olması ile buharlaşma ısısının yüksek olması soğuk havalarda ilk hareketi zorlaştırıcı etki oluşturmaktadır ve motorun ısınması için geçen süredeki performans olumsuz yönde etkilenir (Yücesu, Topgül, & Çınar, 2004). Benzinli motorlarda benzin içine %10 dolaylarında etanol karıştırılmakta ve bu karışımı kullanmak için motor yakıt sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmamaktadır. Özel dizayn ile üretilmiş araçlarda etanol benzin karışım oranı %15-%85 e kadar çıkarılıp kullanılabilir (Acaroğlu, Oğuz, & Ünal, 2004). Etanolün ilk kullanımı benzinli ve dizel motorun mucitleri olan Otto ve Henry Ford'un denemelerinde kullanılmıştır (Borat, Balcı, & Sürmen, 2000).

Etanol/benzin karışım yakıtı kullanımında diğer önemli sorunlardan biri faz ayrışması olayıdır. Eğer karışım içerisinde su içeriğinde mevcut ise bu faz ayrışması daha fazla olmakta ve yakıtın kullanımı sırasında olumsuz etki oluşturmaktadır. Bu nedenle karışımın homojen olması için karışımın su bakımından izolasyona tabi tutulması gerekmektedir. Bunun için bulunduğu ortamın nem düzeyini azaltacak nem tutucularla sağlanmalıdır (Karaosmanoğlu, 1990).

Etanol kullanımı ilk olarak 1800 lü yıllarda aydınlanma için kullanılmış ve 1970 li yıllarda ısı makinalarında yakıt olarak kullanılması araştırılmıştır. Daha sonrasında petrol kıtlığı gündeme gelince yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Brezilya petrolde dışa bağımlılığını ortadan kaldırmak için etanol üretimi konusunda çok ciddi atılımlar

gerçekleştirmiş ve kullanılan taşıtlar etanol kullanımına uygun olarak modifiye edilmiştir. Bunun için Brezilyada şeker kamışı üretimini artırmış ve böylelikle ülkede etanol çok yaygın kullanılmaya başlanmıştır (Acaroğlu, Oğuz, & Ünaldı, 2004) (Pamir, 2006).

### 2.1.2.2. Metanol

Kimyasal açık formülü  $CH_3OH$  olan metanol, renksiz, kokusuz ve zehirli bir alkoldür. Tutuşma sıcaklığı aralığı benzin ve motorinden daha fazladır. Bu nedenle doymuş buhar çevre sıcaklıklarında patlayıcı olmaktadır. Metanolün %49,9'u oksijenden oluşmaktadır (Şener, 2016). Metanol taşıtlarda küçük değişiklikler yapılarak rahatlıkla kullanılabilir. Metanol yakıtı kullanılan motorların, verimleri ve ivmelerinin %5-10 dolaylarında daha fazla olduğu görülmüştür (Sekmen, 2003) (Reed, 1989) (Gümüş, 1998). Metanol yüksek oktan sayısı ve düşük setan sayısına sahiptir. Düşük setan sayısı özelliği nedeni ile dizel motorlarda sıkıştırmanın sonunda, silindir içinde sıkıştırılmış hava içine püskürtülerek yanmanın başlatılması birtakım sorunlar meydana getirebilmektedir. Bu özellik yakıtın tutuşmasının gecikmesine ve vuruntunun oluşmasına neden olmaktadır (Chalsma, 1993), (Valenti, 1991), (Gümüş, 1998).

Metanolün ısı değeri petrol türevli yakıtlardan daha düşükken buharlaşma ısısı yakıtlardan daha yüksektir (Gümüş, 1998). Bundan dolayı emme zamanında manifoldta buhar fazına geçen metanol benzine göre yaklaşık dört kat daha fazla ısı çekmektedir. Bu durumda hava sıcaklığına göre emme manifolduna yeterli ısıyı bulamayan metanol silindirin içine sıvı olarak girebilir. Metanolün yanma odasına sıvı fazda girmesine neden olan bu durum motorlarda HC (Hidrokarbon) emisyonları artırıcı etki oluşturabilir. Ayrıca, sıvı metanol silindir iç yüzeyindeki yağ filminin bozulmasına neden olabilir. Dahası metanol kartere kadar ulaşırsa motor yağında bozabilmektedir (Şener, 2016).

Metanol kullanımında dikkat edilmesi gerekir. Görünmez bir alevle yanan metanolün herhangi bir sebeple tutuşması gözle görülemediği için emniyet tedbiri alınmasında bir risk oluşturmaktadır. Ayrıca oksijen içeriği ve su ile kolay karışım oluşturmaması depo malzemesinde korozif etki oluşturmaktadır. Bu dezavantajlı durum korozif etkilere dayanıklı malzemedan depo yapımı ile önlenemez ancak bu maliyetide artıracaktır. Dahası yakıt sistemi elemanlarının seçiminde yakıtın bu özellikleri gözletilmelidir. Aksi takdirde bağlantı noktalarından sızıntı yapabilir (Altınar, 2006). Metanolün düşük ısı değeri benzinden alınan iş miktarını elde edebilmek için daha fazla miktarda metanole ihtiyaç duyulmaktadır. Bu özellik metanolün yakıt olarak kullanılması durumunda aynı

menzil mesafesine ulaşabilmek için benzinden daha büyük yakıt tankına ihtiyaç duymaktadır (TAPDK, 2007).

Metanolün benzinle karıştırılarak kullanılmasındaki en önemli sorun, faz ayrışmasıdır. Ayrışmış karışımla çalışan motor, yakıt yetersizliği ve gücün aniden düşmesiyle motorda sarsıntı, tekleme ve ilk harekette zorlanma gibi etkilere neden olmaktadır (Yağcıoğlu, 1984).

Metanolün benzinli motorlarda daha verimli kullanılması için motorda bazı değişiklikler yapılması gerekmektedir. Bu değişiklikler aşağıda sıralanmıştır (Şener, 2016).

- Metanolün alt ısı değeri benzinden daha düşüktür. Benzinden elde edilen gücün aynısını elde etmek için motora daha fazla yakıt sevk edilmelidir. Metanol için gerekli hava yakıt oranı 7,5/1 olması gerektiğinden, istenilen performansı elde edebilmek için yakıtın meme çapını büyütmek gerekmektedir.
- Metanolün buharlaşması için daha çok ısıya ihtiyaç duyulmaktadır. Motorun ilk hareketi için sıcak havaya ihtiyaç duyulmakta ve yoğuşması için ısının yüksek olması gerekmektedir.
- Metanolün saflık derecesinin çok fazla olması gerekmektedir. Saflık yüksek oldukça enerji kapasitesi artar. Uygun saflıkta olmayan metanol kullanıldığı zaman karbüratörde korozyon oluşmaktadır.
- SO değeri yükseltilmelidir.
- Yakıt olarak metanol kullanılması durumunda silindire giren yakıt miktarının fazla olması nedeniyle, volümetrik verimin fazla olması için emme subabı çaplarının artırılması gerekmektedir (Kahraman & Akansu, 2003).

### **2.1.3. Hidrojen**

Evrenin temel enerji kaynaklarından olan hidrojen, evrende en fazla bulunan basit bir elementtir. Doğada serbest halde bulunmaz, en fazla bulunduğu bileşik sudur. Renksiz, kokusuz, zehirsiz ve havadan 14,4 kere daha hafif bir gazdır. Endüstriyel olarak metan gazı, su buharı ve kömürün su gazı (kızgın kok kömürü üzerinden su buharı geçirilmesi ile elde edilen gaz karışımı) ile tepkimesi ile elde edilir. Saflığı yüksek hidrojen elde etmek için elektroliz yöntemi tercih edilmektedir. Petrol türevli yakıtlardan daha verimli olan hidrojen, kullanıldığı takdirde açığa çıkan ürün sadece su ve/veya su buharı olmaktadır. Bunun dışında atmosfere zararlı gaz vermemektedir.

Geleceğin çevre dostu olarak değerlendirilen hidrojen günümüz itibariyle bazı otobüslerde ve arabalarda kullanılmaktadır. Hidrojenin çevre dostu olma sebebi ise sudan elde edilip oksitlendikten sonra tekrar suya dönmesidir. Bu sebeplerden dolayı hidrojenle çalışan yakıt hücreleri gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır. Hidrojenin kullanım alanı oldukça geniştir. Hidrojen oksijenle yakılarak kullanıldığında bir miktar NO açığa çıkmaktadır (Ültanır, 1997). Hidrojenin sınırlı miktarda kalan fosil yakıtların yerini alması ve çevre ile dost bir yakıt olması son derece önemlidir ve bu anlamda bilim insanları tarafından büyük araştırmalara konu olmaktadır. Yakıt olarak hidrojen kullanılması durumunda motorların yakma sisteminde birtakım değişiklikler ve iyileştirmeler yapılması gerekmektedir. Hidrojen yakan içten yanmalı motorlarda tasarım için üç yöntem vardır (Soruşbay & Aslan). Bunlardan ilki, hava ve hidrojenin ayrı ayrı emme manifolduna verilmesidir. Motor gücü bu gazların bir valf ile kontrolü ile sağlanmaktadır. İkinci yöntemde hidrojen gazı basınç altında silindirlere gönderilirken hava başka bir emme manifolduyla silindirlere gönderilir. Hidrojen/hava karışımı silindirin dış kısmında oluşmamaktadır. Bu nedenle emniyetlidir. Motor gücü bu yöntemle hidrojen basıncını 14 atm ve 70 atm arasında ayarlamak suretiyle değiştirilebilir. Üçüncü yöntemde, ikinci yöntem gibi olup silindire ayrı gönderilen hidrojen ve hava karışımı normal basınç değerleri veya orta basınç değerleri ile motor gücünü ve hidrojen miktarının değiştirerek ayarlanır. Silindire gönderilen hava miktarı sabit olduğu için bu yöntemde hidrojen/hava karışımında değişim meydana gelir (Sekmen, Sekmen, & Salman, 2007).

Hidrojen yakıtlı motorlar yüksek verimlidir ve atık ürün olarak yalnızca su buharı vermektedir. Motor silindirlerinin yağlanması için kullanılan motor yağlarından biraz karbonmonoksit ile hidrokarbonlarından dolayı azot oksitler atık ürünleri arasında çıkabilir. Bu atık gazlar diğer yakıtlara göre minimum düzeydedir. Ayrıca, yanma sonucu oluşan atık su buharı, tekrar silindire gönderilerek yanma sonucu oluşan sıcaklığı ve oluşan azot oksiti düşürmekte mümkündür. Taşıtlarda değişik bir çalışma şekli olan yakıt pilleri ile elektrik üretimi ile elektrik motoruyla taşıta güç sağlamak ta mümkün olmaktadır. Ayrıca, tamamen çevreci sıfır atıklı taşıtlar günümüzde imal edilmesi mümkün değildir. İçten yanmalı veya yakıt pilli taşıtların en önemli sorunu hidrojen depolanmasının güvenilirliğidir (Sekmen, Sekmen, & Salman, 2007).

Hidrojenin depolanması için üç yöntem uygulanmaktadır. Basıncılı hidrojenin çelik tüplerle taşınması en çok kullanılan yöntem olup bu yöntemin en büyük dezavantajı çelik

tüpün ağırlığıdır. Benzinli 65 litre bir otomobil 47 kg benzin almakta, hidrojen ise 17 kg olmaktadır. Hidrojenin likit olarak depolanmak istenmesi ağırlık problemini çözebilir ancak çelik tank maliyeti yüksek ve hacmi fazladır. Metal hibritler hidrojen depolamak için uygun olup kendi ağırlıkları fazladır (Bayrak, 2011). Magnezyum-Nikel malzeme ile hidrojen depolanması için kullanımı ucuz olmasına karşın ağır olduğu için ilave yük getirmektedir. Başka bir sorunda hidrojen gazını elde etmek için 250 °C ısıtılması gerekmektedir (Bayrak, 2011).

## **2.2. Alternatif Yakıtların Fiziksel ve Kimyasal Özellikleri**

Günümüzde buji ateşlemeli motorlarda kullanılan bazı alternatif yakıtların literatürden temin edilen fiziki ve kimyasal özellikleri Tablo 2.1’de verilmiştir. Tabloda yer alan bazı özellikler motorlarda kullanımı sırasında yapılabilecek değişikliklere yol göstermektedir. Örneğin, oktan sayısının değeri SO’nun durumunu, laminer yanma hızı AA’nın durumunu, ısıl değer yakıt tüketiminin durumunu önceden tahmin etmeye yarar. Dahası stokiometrik hava/yakıt oranı, buharlaşma ısısı, adyabatik alev sıcaklığı, kaynama noktası, karbon/hidrojen oranı gibi değerler motorun performans ve egzoz emisyonlarına etki eden özelliklerdir. Alternatif yakıtlar arasından etanol ve metanol incelendiğinde stokiometrik karışımın ısıl değerinin, buharlaşma gizli ısısının ve oktan sayısının benzinden yüksek olduğu görülmektedir. Yani farklı iklim ve çevre koşullarında ve çalışma şartlarında motorlarda kullanılan yakıt türlerinin iklim şartlarına ne ölçüde uyum göstereceğinin bir göstergesidir.

Bu bakımdan alkol yakıtlar daha duyarlı gözükmektedir. Fakat yine de etanol ve metanolün oktan sayısı benzine göre daha yüksektir. Benzin, etanol ve metanolün oktan sayılarına bakıldığında sırasıyla 90, 99,15 ve 98,65 olduğu görülmektedir. Alkol yakıtların yüksek oktanlı olması daha yüksek SO’larda motorun çalıştırılmasına olanak sağlamaktadır.

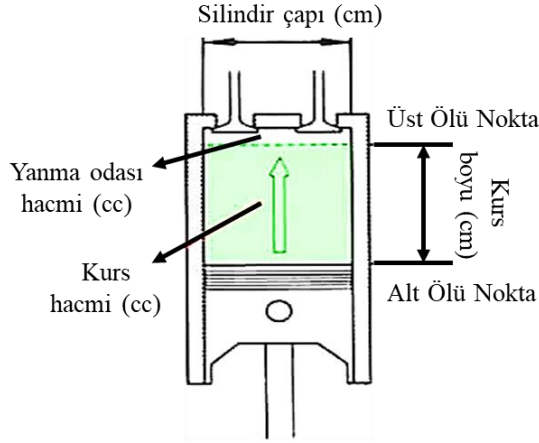
**Tablo 2.1.** Bazı alternatif yakıtların fiziki ve kimyasal özellikleri (Fuel properties, 2019) (Vancoille, 2010)

<b>Yakıt özellikleri</b>	<b>Benzin</b>	<b>Etanol</b>	<b>Metanol</b>
Kimyasal formülü	C <sub>6,97</sub> H <sub>14,02</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	CH <sub>3</sub> OH
Moleküler kütle (g/mol)	98,03	46,07	32,04
Oksijen ağırlığı (%)	-	34,73	49,94
Karbon/Hidrojen (C/H) oranı (%)	0,444	0,333	0,25
Yoğunluk (g/cm <sup>3</sup> , 20° C)	0,740	0,790	0,792
Alt ısı değeri (kJ/kg)	42600	26900	20100
Stokiyometrik H/Y oranı	14,6	9	6,46
Stokiyometrik karışımın ısı değeri (kJ/kg-karışım)	3034,25	2998,89	3111,45
Araştırma oktan sayısı (AOS)	95	108,6	108,7
Motor oktan sayısı (MOS)	85	89,7	88,6
Oktan sayısı ((AOS+MOS)/2)	90	99,15	98,65
Yakıt duyarlılığı (AOS-MOS)	10	18,9	20,1
Tutuşma sıcaklığı (°C)	257	363	455
Alevlenme noktası (°C)	25	12	11
Buhar basıncı (kPa, 20° C)	45-90	5,9	12,8
Buharlaşma gizli ısısı (kJ/kg)	349	838	1100
Kaynama noktası (°C, 101,3 kPa)	27-225	78,3	64,5
Tutuşma sınırları (% hacim)	1,4-7,6	3,5-15	5,5-36,5
Laminer yanma hızı (cm/s, HFK:1,0, NŞA)	28	40	42
Adyabatik alev sıcaklığı (°C)	2002	1920	1870

### 2.3. İçten Yanmalı Motorlarda Çalışma Parametreleri

#### 2.3.1. Sıkıştırma Oranı (SO)

Motorlarda piston silindirler içinde iki ölü nokta arasında hareket etmektedir. Sıkıştırma zamanında piston alt ölü noktadan (AÖN) üst ölü noktaya (ÜÖN) doğru hareket etmektedir. Bu esnada kapalı hallerde bulunan subaplar piston önündeki havanın yanma odası hacmine sıkıştırılmasını sağlar. Oluşan bu durum motorlarda SO'yu belirler. Şekil 2.1'de örnek bir piston silindir düzeneği gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde sistemdeki değişkenlerin tanımlandığı ve silindir hacminin nasıl hesaplandığı gösterilmektedir.



$$\begin{aligned} \text{Kurs hacmi (cm}^3 \text{ (cc))} &= \text{Silindir alını (cm}^2 \text{) x Kurs boyu (cm)} \\ \text{Silindir hacmi (cc)} &= \text{Kurs hacmi (cc) + Yanma odası hacmi (cc)} \end{aligned}$$

**Şekil 2. 1.** Silindir/piston mekanizması (Anonim, 2019)

İdeal bir gaz çevriminde, sıkıştırma zamanı başlangıcındaki silindir hacminin ( $V_1$ ), sıkıştırma sonu hacmine ( $V_2$ ) oranı  $SO$  olarak tanımlanır ve;

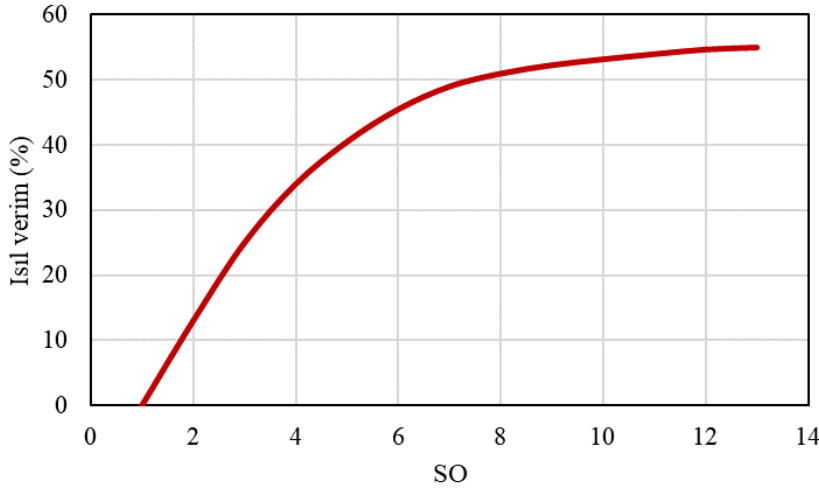
$$SO = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \text{ ile hesaplanır} \quad (2.1)$$

Burada;  $V_h$ : silindir hacmini ve  $V_c$ : yanma odası hacmini ifade etmektedir. Gerçek bir çevrimde ise sıkıştırma AÖN değil, emme supabı kapandıktan sonra başlamaktadır. Bu nedenle motorun gerçek  $SO$  değeri ( $SO_g$ );

$$SO_g = \frac{(V_h - V_k) + V_c}{V_c} \text{ dir.} \quad (2.2)$$

Burada; " $V_k$ " AÖN'den sonra supapların kapanmasına kadar pistonun taradığı hacimdir (Çelik, 1999).

Motorlarda yapısal bir parameter olan  $SO$ , motor gücünü ve verimini etkileyen bir parametredir. Bu oranın artması, sıkıştırma ve yanma sonu basınç ve sıcaklıkların artmasına neden olmaktadır. Yakıt özelliğine bağlı olarak motorda vuruntu oluşumu olmayacak şekilde  $SO$  değeri artırılarak motor gücü yükseltilebilir (Sekmen, 2003). Artan  $SO$  değerinin neden olduğu vuruntu oluşumu motorlarda AA ayarlanarak kısmen kontrol edilebilir. Vuruntunun kontrol edilmesi AA ile yapılmaktadır.  $SO$ 'nun arttığı durumlarda AA azaltılarak motorda maksimum verim elde edilebilir. Şekil 2.2'de  $SO$ 'ya bağlı olarak değişen örnek bir ısıl verim grafiği verilmiştir (Bayrak, 2011).



**Şekil 2. 2.** Otto motorlar için Isıl verimin sıkıştırma oranı ile değişim grafiği (Bayrak, 2011)

Yüksek SO değeri yanma odasında sıkıştırılan yakıt/hava karışımının sıcaklık ve basıncını yükseltir. Buji kıvılcımı ile daha hızlı ve verimli olarak yanma başlar. Bu artış yararlı işin artması neden olur (Yolaçan, 1998). Ayrıca, yanma hızının yükselmesiyle performansıda yükselmektedir (Sekmen, 2003) (Drangel, Olofsson, & Reinmann, 2002).

Motorlarda optimum SO değeri belirlenirken, vurunu oluşumu baz alınmaktadır. Bunun için en düşük motor hızı ve en yüksek yük koşullarında deneyler yapılmaktadır. Bu kısmi yük şartlarında volümetrik verim küçük olduğu için sıkıştırma sonu basınç da düşüktür. Motorların imalatı sırasında ayarlanan SO değerinin sabit olması, motorda farklı çalışma koşullarında tam olarak ihtiyacın karşılanamamasına neden olmaktadır. Örneğin, yüksek ve düşük hız çalışma koşullarında SO'nun azaltılması gerekmektedir (Sekmen, 2003), (Harne & Marathe, 1987), (Çelik, 1999), (Yamin & Dado, 2004), (Klein, Eriksson, & Aslund, 2006). SO'nun ayarlanması değişik şekillerde yapılabilmektedir. Bunlar; yanma odası hacmini değiştirmesi (Çelik, 1999) (Blakey & Saunders, 1991) biyel boyu, piston yüksekliği, krank mili ana veya biyel muylu çaplarının değiştirilmesi (Blakey & Saunders, 1991) ve silindir kapağını hareket ettirilmesi (Cussons Tecnology, 1996) suretiyle yapılabilmektedir.

Basıncın artma hızı, vurunu oluşması için en önemli değer olup SO artışının sınırlamak gerekmektedir. SO artışıyla vurunu oluşması bir seviyeye kadar ateşleme avansının ayarlanması ile denetlenebilir (Blair, 1999) (Heisler, 1995). SO yükseltildiğinde yanmanın verimi yükseldiği için CO emisyonu azalma meyline girmesine karşın yanma odasında artan yüzey/hacim oranı (Sekmen, 2003) (Heisler, 1995) HC emisyonlarında bir yükselmeye sebep olmaktadır. Artan SO değerine bağlı olarak yükselen yüzey/hacim oranı yanma odası



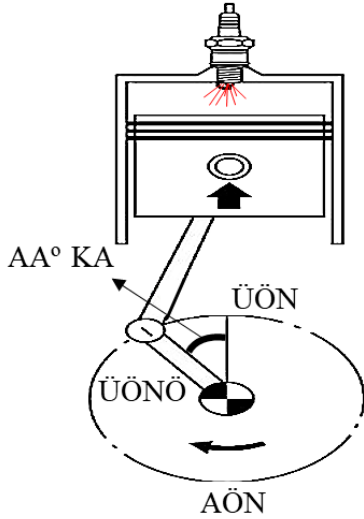
içindeki alevin yüzeye yakın olan noktalarda soğuyarak sönmesine neden olur. Bu durum yüzeyde, yanmamış olan HC tabakası oluşmasına sebep olarak ve tabakanın yanmış gazlar ile birlikte egzozdan atılmasını sağlar (Adams, Adamis, & Hinrich, 1987).

### **2.3.2. Ateşleme Avansı (AA)**

Buji ateşlemeli motorlarda yanmanın termodinamik açıdan en elverişli zamanda bitirilmesi için sıkıştırma zamanı sonlarında piston ÜÖN'ye gelmeden önce buji ateşlemesiyle yanmanın başlatılmasına AA denilmektedir. Benzin motorlarında bu değer motor performansı ve egzoz emisyonuna etki eden önemli bir parametredir. Ateşleme noktası, rölanti devrinde, motor tipine bağlı olarak, piston ÜÖN'ye gelmeden  $0^{\circ}$ - $10^{\circ}$  krank açısı (KA)'dan bir önceki açı değeridir. (Şekil 2.3.) Motorun devri arttıkça bu noktada, ÜÖN'den  $30^{\circ}$ - $50^{\circ}$ KA önceye kayar (Abuşoğlu & Kanoğlu, 2008), (Ergeneman, Kutlar, Mutlu, & Arslan, 1998), (Balki M. K., 2013).

Buji ateşlemeli motorlarda AA bütün yük ve motor hızlarında sabit değildir. Yeni nesil ateşleme sisteminde AA motorun hız ve yük şartlarına göre elektronik kontrol ünitesi tarafından ayarlanmaktadır. Motor üretici firmalar tarafından yapılan deneyler ile önceden hazırlanmış avans haritaları elektronik kontrol ünitesi hafızasına yüklenmektedir. Motorun çalışması esnasında bu haritanın belirttiği ateşleme avansı değerine otomatik olarak ayarlanmaktadır. Avans haritaları motora vuruntu yaptırmadan performans açısından optimum değeri verecek şekilde ayarlanmaktadır. Benzin yakıtına göre ayarlanan bu değer alternatif yakıt kullanımı sırasında tekrardan optimize edilmesi gerekmektedir. O nedenle alternatif yakıt kullanımının araştırıldığı çalışmalarda AA bir motor çalışma parametresi olarak alınıp optimum değer araştırılmaktadır.

Ateşleme zamanlamasında avans veya rötör olmak üzere iki farklı ifade kullanılmaktadır. Avans ateşlemenin öne çekilmesi için kullanılırken, rötör ateşlemenin geciktirilmesi olarak ifade edilmektedir. Motorun çalışma koşullarına göre avans ve rötör krank açısı cinsinden ayarlanmaktadır. Burada temel veri motorun devir ile yüküdür. Devir yükseldikçe avans verilirken, yük arttıkçada rötör verilir ateşleme geciktirilir (Anonim, 2019).



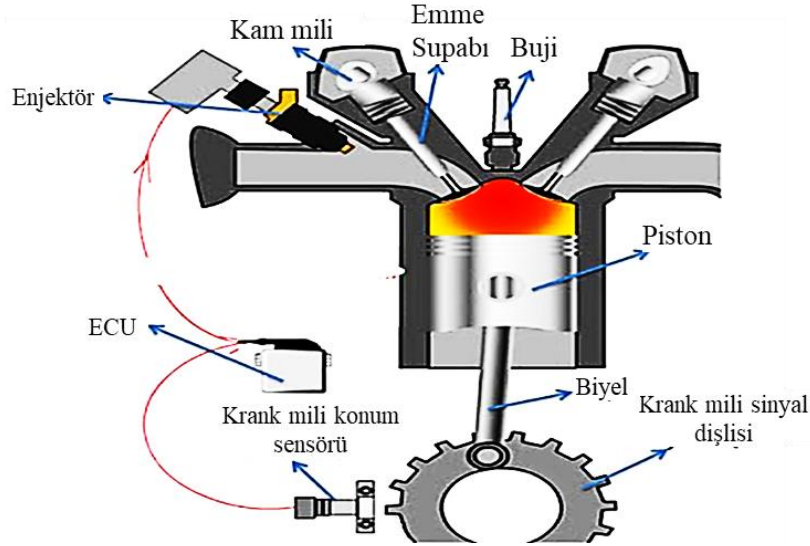
Şekil 2. 3. Ateşleme anının şematik gösterimi (Anonim, 2019)

### 2.3.2.1. Avans Çeşitleri

Motorlarda statik avans ve dinamik avans olmak üzere iki tür ateşleme avans değeri vardır. Statik avans, motor rölantide çalışırken ateşlemenin yapıldığı krank mili açısıdır. Çok silindirli bir motorun statik avans açısı genellikle üst ölü noktadan 10 derece öncedir. Dinamik avansı ise motorun sürekli değişen avans açısıdır ve çalışma koşullarına göre değişiklik göstermektedir. Dinamik avans ÜÖN'den önce 10° ile 30° derece arasında değişmektedir (Anonim, 2019). Şekil 2.4'de elektronik bir ateşleme sisteminin elemanları gösterilmiştir.

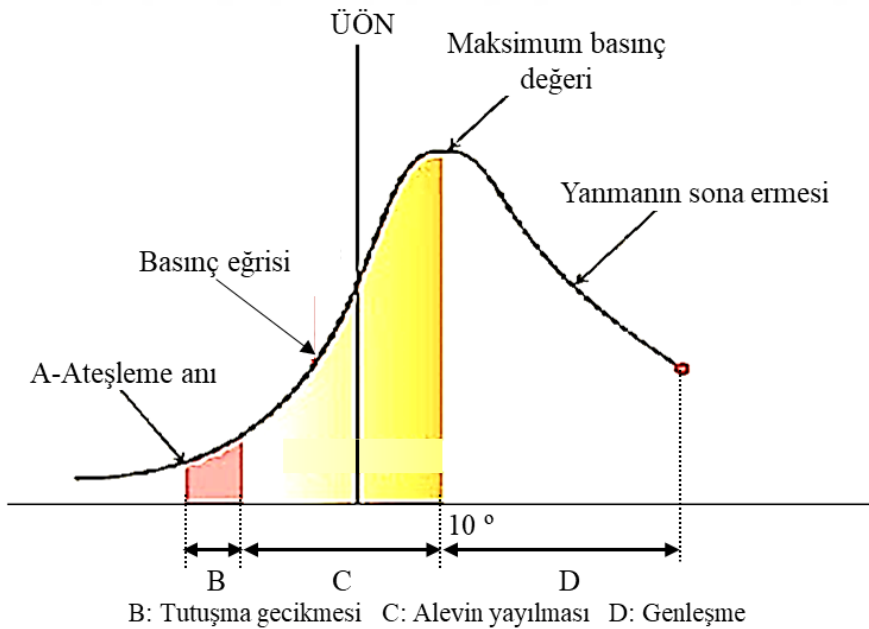
Elektronik ateşleme sisteminde dinamik avans, motor krank dişlisinden ölçülen motor devrine göre sensörden gelen bilgiler aracılığıyla sistemdeki elektronik kontrol ünitesi (ECU) ile ayarlanmaktadır.

Şekil 2.5'de buji ateşlemeli bir motora ait olan açık P-V diyagramı verilmiştir. Diyagram üzerinden ateşleme anını ifade eden AA değeri, tutuşma gecikmesi ve yanma sonu oluşan maksimum basıncın gerçekleştiği KA gösterilmiştir. AA değeri oluşan bu maksimum basıncın KA cinsinden nerede gerçekleşeceğini belirlemek için verilmektedir. Bu değer motorun performansını etkileyen önemli bir unsurdur. Yapılan deneylerde bu değer ÜÖN'dan yaklaşık 10° KA'dan sonra olması gerektiği belirtilmiştir.



Şekil 2. 4. Elektronik ateşleme sisteminin şematik görünümü (Anonim, 2019)

Tutuşma Gecikmesi: Hava/yakıt karışımının buji kıvılcımı ile yanmanın başladığı ilk ana kadar geçen süreyi ifade eder. Yakıt türü ve yanma odasındaki basınç ve sıcaklığa bağlı olarak değişen bu değer motor performansına etki eder. Tutuşma başladığı andan itibaren basınç ani olarak yükselmeye başlar. Maksimum değere ulaştıktan sonra değişen silindir içi hacme göre tekrar düşmeye başlar.



Şekil 2. 5. Buji ateşlemeli motora ait açık P-V diyagramı (Anonim, 2019)

### 2.3.3. Hava Fazlalık Katsayısı (HFK)

Hava fazlalık katsayısı (HFK) motorun çalışması sırasında gerçekleşen gerçek hava/yakıt oranının, yakıtın stokiyometrik hava/yakıt oranına bölünmesiyle bulunur, Eşitlik 2.4. Bir başka ifade ile motorun ne kadar hava fazlasıyla çalıştığını ifade eder. Örneğin, 1 kg benzinin en ideal olarak yakılabilmesi için gereken hava miktarı 14,7 kg'dır. Bu esnadaki hava/yakıt (14,7:1) oranı stokiyometrik oran olarak geçer. Eğer motor bu şartlarda çalışırsa HFK değeri 1'e eşit olur.

$$\text{Hava/yakıt oranı} = \frac{\text{Hava Miktarı(kg)}}{\text{Yakıt Miktarı(kg)}} \quad (2.3)$$

$$\text{HFK} = \frac{\text{Gerçek Hava/Yakıt oranı}}{\text{Stokiyometrik Hava/yakıt oranı}} \quad (2.4)$$

Motorlarda HFK değeri motor performansına ve özellikle egzoz emisyonuna etki eden en önemli parametrelerden bir tanesidir. Motora giren yakıt miktarını ifade ettiği için yanma, yakıt sarfiyatı ve emisyonların miktarına etki eder. Günümüz binek taşıt motorlarında HFK değeri yakıt sisteminde yer alan elektronik kontrol ünitesi ile ayarlanmaktadır. Bazı tek silindirli motorlarda bu değer karbüratör yakıt sisteminde rölanti çalışmasında fabrika çıkışlı ayarlanmıştır. HFK değerinin durumuna göre hava/yakıt karışımı, zengin, fakir ve stokiyometrik karışım olarak üçe ayrılır. Bunlar başlıklar halinde aşağıda açıklanmıştır (Balki M. K., 2013).

#### 2.3.3.1. Stokiyometrik Karışım (İdeal Karışım)

Buji ateşlemeli motorlarda, ideal hava/yakıt karışımı olarak tanımlanan stokiyometrik oran, teorik tam yanma denklemlerinde elde edilen değerdir. Bu değer benzin için 14,7/1 dir. Yani 1 gram yakıtın tam olarak yanabilmesi için 14,7 gram hava ile karıştırılması gerekir. Motor çalışması esnasında ölçülen HFK (literatürde  $\lambda$  olarak geçen) değeri eşitlik 2.4'de 1 olarak çıkar. Yani herhangi bir yakıtın motorda kullanımı sırasında ölçülen HFK=1 ise o andaki hava/yakıt oranı stokiyometrik karışımda olduğu anlaşılır. Karışımın stokiyometrik olması kimyasal yanma denkleminde tam yanmanın olduğu anlamına gelir ve teorik olarak çıkan emisyonlar belirlenebilir.

### 2.3.3.2. Fakir Karışım

Motorun fazla hava ile çalışmasıdır. Bu durumda  $HFK > 1$  olur. Örneğin benzinli çalışmada gerçek yanma denkleminin  $14,7/1$ 'den büyük değer olduğu anlamına gelir. Yakıt sarfiyatını düşürmek için karışım uygun miktarda fakirleştirilebilir, yanma odasına fazla hava (oksijen) alınıp, yakıtın tamamı yakılır. Motor performansı azalır, emisyonlar azalır, ancak fazla oksijen ve yüksek sıcaklık sebebiyle  $NO_x$  emisyonları artar. Fakir karışım yakıt tasarrufu sağlar. Motorun uzun süre fakir karışımla çalışması, yakıtın tutuşmamasına ve vuruntunun meydana gelmesine neden olur. Yakıtın iyi yanmaması HC ve  $NO_x$  emisyonlarının artmasına neden olur. Çok fakir karışım yanma sıcaklığını çok yükseltir ve bu modda çalışmak subaplar ve konvertörlerin zarar görmesine neden olur. Aşırı fakir karışımda yük fazla olduğunda motor vuruntusunun artmasından dolayı motorda ciddi hasarlar ortaya çıkabilmektedir. Motorlarda  $HFK$ 'nın 1,4 ile 1,6 arasında fakir karışımla çalışması durumlarında motor, çok fakir karışımla çalışıyor demek olup bu da motorun vuruş yapmasına neden olmaktadır. Bununla birlikte  $HFK$  değerinin en fazla 4 olması gerekmektedir, çünkü 4' ün üzerine çıktığında yakıt tutuşmaz.

### 2.3.3.3. Zengin Karışım

Zengin karışım, az hava, fazla yakıtla çalışılması anlamına gelir.  $HFK < 1$  ise karışım zengin olduğu anlaşılır. Zengin karışımda çalışan motorun performansı iyileşir ancak egzoz emisyonlarında bir artış gözlemlenir. Bu nedenlerden dolayı zengin karışım kullanım düzeyleri sınırlandırılmıştır. Hava yakıt karışımının belirli oranları vardır, yakıtla sınırsız benzin verilip yeterli hava verilmediği zaman motor boğulması olarak ifade edilen durum gerçekleşir ve yanma başlayamaz.  $HFK$  değeri minimum 0,6 değerine kadar getirilebilir, daha düşük  $\lambda$  değerlerinde tutuşma gerçekleşmez. Çevresel açıdan egzoz emisyon değerlerine getirilen sınır değerlerin aşılması için zengin karışımla elde edilen yüksek performans ve güç verilerini bakılmaksızın en uygun  $HFK$  değerinin verilmesi önemlidir.

## 2.4. Literatür Özetleri

Harne ve Marathe (Harne & Marathe, 1987) yaptıkları bir çalışmada, tek silindri, iki zamanlı bir motorun silindir kapağı yerine yardımcı bir piston kullanıp SO'yu değiştirilebilir hale getirmişlerdir. Kullanılan yardımcı pistonun ilk hareketi silindir basıncı ve yay kuvveti ile sağlanmıştır. Silindir basıncı belli bir değere ulaştığında, piston yukarı hareket ettirerek

SO oranını azaltmaktadır. Böylelikle kısmi yüklerde özgül yakıt tüketimi azaldığı görülmüştür. Tam yük ve düşük hız şartlarında ise görülen vuruş sebebiyle özgül yakıt tüketiminde azalmanın daha az olduğu gözlemlenmiştir.

Adams ve arkadaşları (Adams, Adamis, & Hinrich, 1987) dört zamanlı, dört silindirli ve yakıt enjeksiyonlu benzinli bir motorda performans ve emisyonlar üzerine SO'nun etkisini incelemişlerdir. Bunun için silindir kapağına ilave bir yardımcı yanma odası ekleyerek SO oranını 9,5:1-15:1 aralığında değişebilir hale getirmişlerdir. Yüksek SO'larda yapılan deneyler ile kısmi yüklerde yakıt tüketiminin yaklaşık %12 kadar azaldığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte CO ve NO<sub>x</sub> emisyonlarının azaldığı HC emisyonunun ise arttığını gözlemlenmiştir.

Boggs ve Hilbert (Boggs & Hilbert, 1995), yaptıkları çalışmada 1,6 l silindir hacmine sahip 4 silindirli buji ateşlemeli bir motorun SO değerini 9,5:1'den 15,5:1'e almıştır. Bunu yüksekliği değiştirilebilen piston düzeneği ile sağlamışlardır. Yapılan deneyler sonucunda SO'nun artırılmasıyla özgül yakıt tüketiminin %15 civarında azaldığı tespit edilmiştir.

Abdalla (Abdalla, 2002) tarafından yapılan bir simülasyon modelinde hava fazlalık katsayısı, AA ve SO değerlerinin motor performansına etkisini incelemişlerdir. Yapılan modele göre artan SO değerinin motorun indike güç ve termal verimi artırdığı, özgül yakıt tüketimini ise azalttığı gözlemlenmiştir.

Yamin ve Dado (Yamin & Dado, 2004), çalışmalarında farklı SO oranlarının değişik çalışma şartlarındaki motor performansı üzerine etkisini araştırmışlardır. Bazı yük koşullarında SO değerinin performans açısından olumlu olduğu ancak bazı çalışma parametrelerinde vuruş oluşumunun gözlemlendiği ifade edilmiştir. Vuruş oluşumunu engelleyecek bazı işlemlerin yapılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Mustafi ve arkadaşları (Mustafi, Miraglia, Raine, Bansal, & Elder, 2006), yaptıkları çalışmada tek silindirli değişken SO oranlı bir deney motorunda yaptıkları testlerde SO'nun 8:1 den 11:1 e yükselmesiyle çıkış gücünün %22 iyileştiğini tespit etmişlerdir. Yamin ve arkadaşları (Yamin, Gupta, Bansal, & Srivastava, 2000), SO oranının artışının sıkıştırma sonu sıcaklık ve basıncının artması ile yanma süresinin kısaldığını, yanma hızının arttığını ve tutuşma gecikmesinin azaldığını açıklamıştır.

Birsen (2008) , yaptığı çalışmada hidrojen yakıtının içten yanmalı motorlarda kullanılmasının motor performansı ve yanma karakteristikleri üzerine etkisini incelemiştir. Yüksek hacimli bir motorda farklı motor hızlarında gerçekleştirilen

deneylerden elde edilen sonuçlar benzin kullanımını ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlara göre, aynı şartlarda hidrojen kullanımının benzine kıyasla silindir içi yanma sonu basıncını artırdığı tespit edilmiştir. Ayrıca oluşan maksimum basınç değeri ÜÖN'ye yakın bir konumda gerçekleşmiştir. Motor performansında da iyileşme gözlemlenmiştir. Dahası hidrojenin tutuşması için daha az enerji kullanıldığı tespit edilmiştir. Sonuçta hidrojen yakıtı gerek çevresel açıdan gerekse de birçok kaynaktan üretilebilmesi bakımından iyi bir alternatiftir. Yanma ve depolanma sorunu çözüldüğü takdirde ticari olarak kullanımı yaygınlaşacaktır.

Ceviz (2000) çalışmasında, elektronik kontrollü, dört silindirli buji ateşlemeli bir motorda hidrojen kullanmıştır. Hidrojen ve benzin kullanımının iki farklı yakıt kanalı ile sağlandığı çalışmada, optimum hidrojen/benzin karışımının bulunması amaçlanmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda %5 oranında hidrojen ilavesinin motor performansını iyileştirdiği tespit edilmiştir (Ceviz, 2000).

Gül (2006) tarafından yaptığı deneysel çalışmada, motorda yapılacak bazı ufak modifikasyonlarla hidrojenin yakıt olarak kullanılabilmesi görülmüştür. Fakat kullanımının yaygınlaşabilmesi için hidrojenin üretim maliyetleri düşürülmesi, araç üzerinde depolama ve güvenlik önlemleri gibi konuların çözümlenmesi gerektiğini belirtmiştir. Ayrıca, motorun püskürtme sistemi, ateşleme sistemi, soğutma ve yağlama sistemleri gibi unsurların hidrojen kullanımına uygun yeni tasarımlar yapılması gerektiği sonucuna varmıştır (Gül, 2006).

Kart(2009) çalışmasında tek silindirli, su soğutmalı buji ateşlemeli bir motorda yakıt olarak LPG kullanmıştır. Tam yükte gerçekleştirilen deney verileri ile enerji ve ekserji analizi gerçekleştirmiştir. Sonuçlara göre yakıt, efektif güç, soğutma ve egzoz enerjisi açısından 1400 d/d LPG kullanımının elverişli olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca LPG kullanımında oluşan ekserjik kayıpların benzinden fazla olduğu gözlemlenmiştir. Motorun ekonomik olarak çalıştığı devir benzin için 2200 (d/d) ve LPG için ise 2400 (d/d) olduğunu tespit edilmiştir. Optimizasyon için egzoz gazlarından maksimum düzeyde yararlanılması yönünde çalışmalar yapılmasının zorunlu olması gerektiği sonucuna varmıştır (Kart, 2009)

Diğer bir çalışmada ilgili yönetmeliklerle sınırlanan egzoz emisyon değerlerine ulaşabilmek için daha düşük emisyon değerleri sahip olan yakıtların kullanımının öneminden ve alternatif yakıt olarak LPG'nin kullanılmasından bahsetmiştir. Çok boyutlu

modellemenin kullanıldığı çalışmada yakıt olarak LPG kullanılan bir başka çalışmanın verilerini kullanarak emsiyon karşılaştırması yapmıştır. Model sonuçlarına göre LPG'nin egzoz emisyonları açısından daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir (Güler, 2006).

Sendilvelan ve arkadaşları alternatif yakıt olarak etanolün kullanıldığı bir çalışmada, ateşleme avansı ve emme hava sıcaklığının ekserji üzerine etkisini incelemişlerdir. Çalışmada etanol benzin içerisine hacimsel olarak %20, 40, 60 ve 85 oranlarında karıştırılmış ve her bir karışım yakıtı farklı ateşleme avansı ve emme hava sıcaklığında kullanılmıştır. Sonuçlara göre ateşlemenin geciktirilmesiyle kimyasal ve toplam ekserji azalırken, termomekanik ekserjinin arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, emme havası sıcaklığının azalmasıyla (320 K) ekserji parametrelerinin yükseldiği tespit edilmiştir. Karışım yakıtı içerisindeki etanol oranının artmasıyla 350 K hava sıcaklığına kıyaslandığında emme havasının 320 K olması kimyasal ekserjiyi %7,3 (%85 etanol katkılı yakıtı) oranında artırdığı görülmüştür (Kiani, Rostami, Eslami, Yusaf, & Sendilvelan).

Bhatti ve ark. dört silindri buji ateşlemeli bir motorda farklı SO ve motor hızlarında gerçekleştirilen deney verileriyle motorda enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Sonuçlara göre düşük motor hızlarında artan SO değeri ile birlikte enerji (%28,55) ve ekserji (%27,35) verimlerinin arttığı tespit edilmiştir. Ekserji yıkımı ise en yüksek değere (10,87 kW) 7:1 SO'da 1800 d/d da ulaşırken, en düşük değerine (4,67 kW) 9:1 SO'da elde edildiği görülmüştür. Ekserji yıkımının yüksek SO ve düşük motor hızlarında genel olarak düşük kaldığı gözlemlenmiştir. Entropi oluşumunun ise 7:1 SO'da maksimum olurken 9:1 SO'da minimum değere ulaşmıştır. Enerji analizinde ise ekserjiye benzer sonuçların çıktığı belirtilmiştir (Bhatti, Verma, & Tyagi, 2019).

Caton çalışmasında buji ateşlemeli motorlarda sekiz farklı alternatif yakıtın kullanılabilirliğini termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarıyla analiz etmişlerdir. Yakıt olarak metan, propan, hexan, izooktan, methanol, ethanol, karbon monoksit ve hidrojen seçilmiştir. Enerji analizinde ısı verim açısından bütün yakıt türleri benzer sonuçlar göstermiştir. Ekserji yıkımı ise en az karbon monoksitte gözükmüşken, en yüksek değer in isooktan yakıtında sağladığı tespit edilmiştir. Diğer yakıt türleri bu iki yakıt arasında yer aldığı gözlemlenmiştir (Caton J. , 2010).

Şöhret ve ark. tarafından yapılan bir çalışmada yakıt olarak hidrojenin kullanıldığı hava soğutmalı buji ateşlemeli bir motorda farklı SO ve AA'nın enerji ve ekserji analizini üzerine etkisini incelemişlerdir. Tam gaz keleşbeği açıklığında, fakir karışım (HFK=0,6)



ve 1600 d/d sabit motor hızında gerçekleştirilen deneylerde dört farklı SO ve yedi farklı AA'nın etkisi araştırılmıştır. Termodinamik analiz sonuçlarına göre motor performans artan SO ile yükseldiği gözlemlenmiştir. Bu esnada ekserji yıkımının ise azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca AA'nın düşürülmesiyle enerji ve ekserji parametrelerinin iyileştiği tespit edilmiştir (Şöhret, Habib, & Akçay, 2019).

Yamin ve Özcan tarafından yapılan çalışmada, çok silindirli, su soğutmalı buji ateşlemeli bir motorda farklı SO'da LPG kullanımı motor verimliliği yönünden termodinamiğin ikinci kanununa /ekserji) göre araştırılmıştır. Düşük SO değerinde LPG kullanımının ekserji yıkımını azalttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca ısı kaybına eşlik eden ekserjinin ise azaldığı tespit edilmiştir (Yamin & Özcan, 2011).

Yapılan diğer bir çalışmada farklı oktan sayısına sahip benzin kullanılan buji ateşlemeli bir motorda enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Farklı yük ve motor hızında yapılan deney verilerinin kullanıldığı çalışmada, 91 oktanlı benzin kullanımı enerji ve ekserjik yönden faydalı olduğu tespit edilmiştir (Sayın, Hosoz, Çanakçı, & Kılıçaslan, 2007).

Caton, buji ateşlemeli bir motorda etanol ve metanolün yakıt olarak kullanımını termodinamik açıdan incelemiştir. Stokiyometrik yakıt/hava karışım koşullarında ve maksimum moment verim veren ateşleme avansında gerçekleştirilen deney sonuçlarına göre alkol yakıtları ile benzinin benzer termodinamik özellik gösterdiği tespit edilmiştir. Alkol yakıtların ekserji yıkımının benzine göre daha az olduğu gözlemlenmiştir (Caton J. , 2010).

Karimi ve Kumar çalışmalarında, LPG, izooktan, etanol ve metanol yakıtlarının enerjilik, ekserjilik ve ekolojik verim üzerine SO, yakıt ve değişik özgül ısılarının etkisi bir SI motor çevrim modeli ile incelenmiştir. Stokiyometrik şartlar için enerji ve ekserji analizinde termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre çevrim analiz edilmiştir. Sonuçlara göre bütün yakıt türlerinde artan SO ile birlikte bütün zamanlarda (emme, sıkıştırma, iş ve egzoz zamanları) net iş ekserjisi, ekolojik verim, ekserjilik verim (ikinci kanun verimi) ve termik verimin (birinci kanun verimi) arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca, bütün yakıtların özgül ısıları sıkıştırma ve iş zamanlarında artarken, egzoz zamanında hafifçe azaldığı gözlemlenmiştir (Sandeep Kumar & Karimi, 2013).

Özcan ve Çakmak tarafından yapılan çalışmada düşük oranlarda solketal, etanol ve metanol katkılı karışım yakıtının buji ateşlemeli bir motorda ikinci kanun analizi (ekserji) yapmışlardır. Ekserji analizi çevrim boyunca gerçekleşen yanma karakteristikleri ile elde

edilmiştir. Sonuçlara göre benzine kıyasla yanma sonu oluşan basıncın en yüksek %10 metanol katkılı (M10) karışım yakıtından elde edildiği ve bunu sırasıyla solketal (S10) ve etanolün (E10) izlediği görülmüştür. Ayrıca, enerji ve ekserji veriminin okjijenli yakıtlarda azaldığı tespit edilmiştir. En fazla azalma S10 yakıtında gözlemlenmiş ve ekserji verimindeki azalmanın %8,42'ye ulaştığı görülmüştür. Sonuçlara göre düşük oranlı alkol yakıt kullanımının ekserjik açıdan elverişli olmadığı tespit edilmiştir (Özcan & Çakmak) .



### 3. MATERYAL VE METOD

Bu bölümde, tez çalışmasında kullanılan termodinamik analizler açıklanmaktadır. Farklı çalışma koşullarında yakıt olarak saf etanol ve metanolün kullanıldığı tek silindirli hava soğutmalı bir motordan elde edilen deneysel veriler enerji ve ekserji yönünden değerlendirilmiştir.

#### 3.1. Termodinamik Analizler

##### 3.1.1. Enerji ve Ekserji Analizi

Termodinamik esaslara göre çalışan sistemlerde kullanılan enerji türünden ne düzeyde verim alındığının bilinmesi ekonomik ve çevresel açıdan önem arz etmektedir. Bu bağlamda termodinamik analizlerden olan enerji ve ekserji analizi ile sistemler kontrol edilir. Enerji analizinde termodinamiğin birinci yasasından faydalanırken, ekserji analizinde ikinci yasa kullanılmaktadır. Ekserji; herhangi bir termodinamik sistemin referans koşullara göre içerdiği en fazla enerjiyi ifade eder. Termodinamik sistemlerde kullanılan enerji kaynağının günümüz teknolojilerinde hepsi faydalı işe dönüşmemektedir. Enerji korunumu yasasına göre faydalı iş dışında kalan enerji, yanma sonu gazlara, sistemin soğutucu akışkanına ve atmosfere enerji geçişi oluşmaktadır. Bu enerji türlerine kayıp enerji adı verilebilir.

#### 3.2. Enerji Analizi

Termodinamik birinci kanun enerjinin korunumunu tanımlamakta ve enerjinin dönüşümünü incelemekte olup, enerjinin termodinamik ile ilgili olduğunu vurgular. Bu yasaya göre enerji yoktan var, vardan yok edilemez. Enerji sadece form değiştirmektedir. Bu form değişikliğinde enerji miktarı sabit kalmaktadır.

Bir sistemin enerji dengesi ifade edilecek olursa;

“Sisteme girenlerin enerjisi-Sistemden çıkan enerji= Sistemde faydalanılan enerji” olarak ifade edilebilir.

Sistemden çıkan enerjisi ise; “Sistemden çıkan enerji= Çıkan ürünlerin enerjisi+Enerji kaybı” şeklinde ifade edilebilir.

Bu ifadelerin ışığında her bir sistem bileşenin çıkışındaki enerji miktarının girişindeki enerji miktarına oranına “enerji verimi” denir ve “k” nıncı sistem bileşeni için enerji verimi( $\eta$ );

$$\eta_k = \frac{\dot{E}_{c,k}}{\dot{E}_{g,k}} \quad (3.1)$$

eşitliğinden hesaplanabilir.

Sistemin tamamı için enerji verimi; sistemin ürettiği ürünlerin enerjisinin sisteme giren toplam yakıt enerjisine oranı olarak ifade edilir. Bu parametre, bazı kaynaklarda enerjiden yararlanma oranı olarak verilmiştir.

Buna göre yakıt kullanan sistemler için enerji verimi( $\eta$ );

$$\eta_{sistem} = \frac{\dot{E}_{TP}}{\dot{E}_{TF}} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{net}}{\dot{E}_{TF}} \quad (3.2)$$

Bu denklemdeki;

$\dot{E}_{TP}$  : Ürünlerin toplam enerjisini,

$\dot{E}_{TF}$  : Yakıtın toplam enerjisini,

$\dot{W}_{net}$ : Üretilen net iş

$\dot{Q}_{net}$ : Üretilen net ısı enerjisi

ifade etmektedir.

Enerji birçok formda karşımıza çıkabilmektedir. Bunlar; potansiyel, kinetik, fiziksel, kimyasal, nükleer, basınç vb. enerjilerdir. Termal sistemlerde toplam enerji miktarı; kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal enerjinin toplamından oluşur.

$$e = e_{kn} + e_{pt} + e_{ph} + e_{chem} \quad (3.3)$$

$$e_{kn} = \frac{V^2}{2} \text{ (kinetik enerji)} \quad (3.4)$$

$$e_{pt} = g \cdot z \text{ (potansiyel enerji)} \quad (3.5)$$

$$e_{ph} = u + Pv = c_{P(T)} T = h_{(T)} \quad (3.6)$$

Yakıtlar için kimyasal enerji hesabı;

$$e_{chem} = H_{\ddot{u},u} + h_{(T)} = H_{\ddot{u},u} + c_{P,F,i} \cdot T_i - c_{P,F,0} \cdot T_0 \quad (3.7)$$

Burada;

$H_{\ddot{u},u}$ : Üst ısı değer

$c_{p,v}$ : Sabit basınç, sabit hacim de entropi

$h_{(T)}$ : Entalpi

$u_T$ : İç enerji

Değişken özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji hesabı;

$$h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \quad (3.8)$$

$$u_{T_2} - u_{(T_1)} = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) dT \quad (3.9)$$

Sabit özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji hesabı;

$$h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = c_p - (T_2 - T_1) \quad (3.10)$$

$$u_{(T_2)} - u_{(T_1)} = c_v - (T_2 - T_1) \quad (3.11)$$

### 3.2.1. İçten Yanmalı Motorlarda Enerji Hesabı

Enerji, termodinamik bir özelliktir ve bir etkileşim esnasında bir formdan diğer bir forma dönüşebilir, ama enerjinin toplam miktarı değişmez. Termodinamiğin 1.kanununda hal değişimi sırasında enerji hesabı yaparak yöntem belirler. Enerji sistem içinden ısı veya iş olarak geçiş yapar. Sistem geçişinde sıcaklık farkı oluyorsa ısı geçişi olarak, sıcaklık farkı yoksa iş ortaya çıkar. Kapalı bir sistemde kütle alışverişi olmadığından enerji, yalnız ısı ve iş değişimi şeklinde gerçekleşir. İçten yanmalı bir motorda sistem Q kadar ısı alıyor ve W kadar iş yapıyorsa, sistemin enerji dengesi denklem (3.13) ile ifade edilir.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (3.12)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (3.13)$$

Burada;  $\dot{Q}$  : Üretilen Isı,  $\dot{W}$ : Üretilen Net Güç,  $\dot{m}$  : Kütle akış değeri,  $h$ : Özgül entalpiyi ifade etmektedir.

İçten yanmalı bir motorda üretilen net güç açısal hız ve ve motor torkuna bağlıdır ve;

$$\dot{W} = \omega \cdot T \quad (3.14)$$

Formülü ile hesaplanır. Burada;

$\omega$  : Açısal hız

$T$  : Motor torkudur.

Üretilen ısı ise; enerji akımı giriş değeri, kütle akış değeri ve kullanılan yakıtın alt ısı değerine bağlıdır. Buna göre;

$$\dot{E}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} \cdot H_u \quad (3.15)$$

eşitliği ile bulunur. Burada;

$\dot{E}_{fuel}$ : Enerji akımı giriş değeri

$\dot{m}_{fuel}$ : Kütle akış değeri

$H_u$ : Alt ısı değeri belirtir.

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{E}_{fuel} - \dot{W} \quad (3.16)$$

Krank mili gücü (efektif güç)

$$N_e = \omega \cdot T \quad (3.17)$$

$\omega$ : açısal hızı (rad/s)

$T$  : Tork (Nm)

$\omega$  açısal hız değerinin  $n$  devir sayısına bağlı olarak ifadesi,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.18)$$

Kullanılarak 3.17 denklemine taşınırsa;

$$N_e = \pi \cdot n \cdot \frac{T}{30} \quad (3.19)$$

elde edilir.

Efektif güç aynı zamanda net işe de eşittir.

$$N_e = \dot{W}_{cv} \quad (3.20)$$

Motorun yakıt enerjisi;

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_y \cdot H_U \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{yd} \cdot H_{Ud} + \dot{m}_{yh} \cdot H_{Uh} \quad (3.22)$$

$H_U$  : Yakıtın alt ısıl değeri

$\dot{m}$  : Yakıtın debisi

Motorun Isıl Verimi:

Motorun ısıl verimi, alınan işin verilen enerjiye oranlanması ile elde edilir. Burada alınan iş yakıt enerjisi, verilen iş ise net iş yani ( $N_e$ ) efektif güce eşittir.

$$\eta_Y = \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{Q}_y} \quad (3.23)$$

Motor yakıtının yanması ile oluşan toplam ısıl kaybının bulunması motorda yakıtın yanması ile elde edilen yakıt enerjisinin bir kısmı kayıplar nedeniyle kullanılamamaktadır. Bu tersinmezliklerin oluşturduğu kayıpların tamamı termodinamiğin birinci kanunu kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{kay} = \dot{Q}_y - \dot{W}_{cv} \quad (3.24)$$

Bütün bu değerler hesaplandıktan sonra elde edilen verim aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{E_{fuel}} \quad (3.25)$$

### 3.3. Ekserji Analizi

Enerji tasarrufunun günden güne önem kazanmasıyla özellikle ekserji kavramı önem kazanmıştır. Ekserji, enerjinin başka bir enerji formuna tümüyle dönüşen kısmı olup enerji kaynaklarının daha verimli şekilde kullanılmasında kullanılır ve termodinamiğin 2. kanununa dayanır. Ekserjinin tanımı ilk olarak 1889'da Georges Gouy tarafından sabit ve belli dış şartlarda belirlenmemiş bir halden diğer bir hale geçerken elde edilen maksimum iş, kullanılabilir enerji olarak tanımlanmıştır. Ekserji tanımlaması ilk olarak Rant tarafından tanımlanmıştır. Sistem dengeye gelene kadar elde edilecek maksimum faydalı iş ekserji adını alır. Başka bir tanımla kullanılabilir enerji, yani enerjinin faydalı kısmıdır. Ekserji proste hep vardır, negatif olamaz, korunmaz ancak dönüşümlerle ve sistemdeki

tersinmezliklerle yok edilir veya tüketilir. Sistemde korunamayan ekserji harlandıktan sonra tekrardan kazanılamaz. Bir prosesten elde edilebilecek en fazla iş, sistem belirli bir başlangıç halinden tersinir bir hal değişimi ile çevrenin bulunduğu hale yani ölü hale getirilirse elde edilir. Ekserji sistem ve çevrenin özelliklerine bağlıdır. Çevre sistemin sınırı dışında kalan her şey olarak tanımlanır. Ekserjiyi hesaplayabilmek için çevrenin sıcaklığını, basıncı ve kimyasal bileşimin bilinmesi gerekmektedir. Ekserji yok edilebilir ve genellikle korunmaz. Hiçbir işin elde edilemediği durum ekserjinin tamamen yok edildiği durumdur. Sistem çevreyle dengede ise iş potansiyeli yoktur, bu durum ölü hal olarak adlandırılır. Ölü halde sistemin kimyasal potansiyeli, sıcaklığı ve basıncı çevre değerlerine eşittir.

### 3.3.1. Ekserji Kavramları

Sistem her zaman çevresiyle birlikte değerlendirilir. Bir sistemin ekserjisini hesaplayabilmemiz için çevrenin özelliklerinin bilinmesi gerekir. Çevrenin özelliklerini sıcaklık, basınç ve kimyasal bileşimi oluşturmaktadır. Sıcaklık  $T_0$ ,  $25^\circ\text{C}$  (298 K), basınç  $P_0$  ise 1 atm dir. Çevrenin kimyasal bileşimi sabit değildir, ekserji hesaplama yöntemlerine göre değişiklik gösterir. Ekserji termodinamiğin ikinci yasasına dayanır. Sistemdeki toplam ekserji bileşenlerine ayrılabilir.

#### 3.3.1.1. İş Transferine Bağlı Ekserji

Enerjinin eşdeğer iş olarak değeri ekserjisinin bir ölçütü olduğu için iş ekserjiye eşittir. Bu nedenle  $\dot{W}_{mak}$  ve  $\dot{E}_w$  büyüklük ve doğrultu olarak aynı değerlere sahiptir (Akandere, 2012).

$$\dot{W}_{mak} = \dot{E}_w \quad (3.26)$$

#### 3.3.1.2. Isı Transferine Bağlı Ekserji

Isı transferindeki ekserji ortamda bulunan termik enerji yükünün kullanılması ile elde edilen maksimum işe göre hesaplanır (Moran, 1982).

$$\dot{E}_{qj} = \dot{Q}_r \left[ 1 - \left( \frac{T_0}{T_r} \right) \right] \quad (3.27)$$

$$t = 1 - \left( \frac{T_0}{T_r} \right) \quad (3.28)$$

Burada;



$\dot{E}_{qj}$  : (Termal enerji akısı) Birim zamandaki ısı transferine bağlı ekserji,

$\dot{Q}_r$  : Birim zamandaki ısı transferi,

$T_r$  : Isı transferinin olduğu yüzeydeki sıcaklık

$t$  : Boyutsuz ekserjik sıcaklık  $T_0$  sıcaklığındaki çevrenin termik enerji yükü olarak kullanıldığı özel durumun Carnot verimliliğini belirtir.

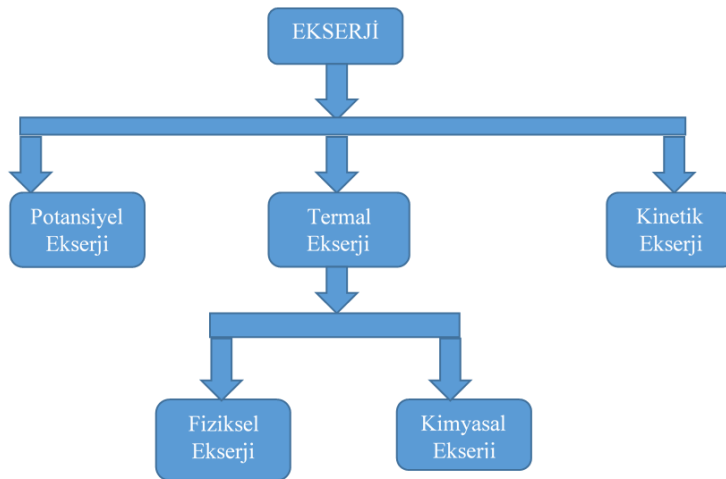
Denklem 3.27'deki  $\dot{Q}_r$  ısı transferi sisteme yapıldığı zaman pozitiftir. Ekserji analizi yapılan kontrol bölgesinde ısı transferi çevre sıcaklığından daha fazla olursa kontrol bölgesinde  $t$  pozitif olur ve bölgenin ekserjisini artırır (Akandere, 2012).

### 3.3.1.3. Maddenin Kararlı Akışına Bağlı Ekserji

Madde kararlı bir halde akış şeklinde çalışıyorsa, maddenin başlangıç durumundan ölü duruma gelinceye kadar elde edilen maksimum işi tanımlar (Akandere, 2012).

### 3.3.1.4. Ekserjinin Bileşenleri

Akış durumundaki madde  $\dot{E}$  ile gösterilen ekserji dört gruba ayrılır. Şekil 3.1'de ekserji türleri gösterilmiştir.



Şekil 3. 1 Ekserji türleri

$\dot{E}$  ekserji toplamı, bu dört bileşenin toplamına eşittir.

$$\dot{E} = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_f + \dot{E}_{kim} \quad (3.29)$$

$\dot{E}_k$ : Kinetik ekserji (kW)

$\dot{E}_p$ : Potansiyel ekserji (kW)

$\dot{E}_f$ : Fiziksel ekserji (kW)

$\dot{E}_{kim}$ : Kimyasal ekserji (kW)

olarak ifade edilmektedir. (Akandere, 2012)

Kinetik Ekserji:

$$\dot{E}_k = \dot{m} \left( \frac{v^2}{2} \right) \quad (3.30)$$

$\dot{E}_k$ : Kinetik ekserji (kW)

$\dot{m}$  : Akışkanın kütleli debisi (kg/s)

$v$  : Akış halinde akışkanın kütle hızı (m/s)

Potansiyel Ekserji:

$$\dot{E}_p = \dot{m} \cdot g \cdot z_0 \quad (3.31)$$

Burada;

$\dot{E}_p$ : Potansiyel ekserji (kW)

$\dot{m}$  : Akış halindeki akışkanın kütleli debisi (kg/s)

$g$  : Yerçekim ivmesi (m/s<sup>2</sup>)

$z_0$ : Deniz seviyesinden olan kot farkı (m)

### 3.3.1.5. Kapalı Bir Sistemde Ekserji Hesabı

Kapalı bir sistemde ekserji hesabı; (Moran & Shapiro, 2000).

$$U^\zeta = T_0 S^\zeta - P_0 V^\zeta + \sum n_i^\zeta \mu_i^\zeta \quad (3.32)$$

Burada;

$U^\zeta$ : çevrenin iç enerjisini,

$T_0$ : çevre sıcaklığını,

$P_0$ : çevre basıncını,

$n_i^\zeta$ : i maddesinin mol sayısını,

$\mu_i^\zeta$ : i maddesinin kimyasal potansiyelini,

$V^\zeta$ : çevre şartlarının hacmini,

$S^\zeta$ : çevre için entropi koşullarını belirtmektedir.

Ekserji, bileşik sisteme enerji, kütle ve entropi dengeleri uygulanarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir;

$$U^c - [U^f + (U + KE + PE)] = Q_c - W_c \quad (3.33)$$

Buna göre, enerjideki değişme net enerji transferine eşittir.

$W_c$  : Bileşik sistem tarafından üretilen iş

$Q_c$  : Bileşik sistem tarafından üretilen ısı geçişi

$KE$  : Bileşik sistemin başlangıç kinetik enerjisi

$PE$  : Bileşik sistemin başlangıç potansiyel enerjisi

Entropi balansı ( $S^c$ ) da aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$S^c = S^f + S + S_{ür} \quad (3.34)$$

Yukarıda;

$S^f$ : Çevrenin entropisini,

$S_{ür}$ : Sistem çevre ile dengeye gelirken, tersinmezliklere bağlı olarak bileşik sistem içindeki entropi üretimini,

$S$ : Özgül entropi

$$W_c = (U + p_0V - T_0S - \sum n_i^c \mu_i^c + KE + PE) - T_0S_{ür} \quad (3.35)$$

$S_{ür}$  Tersinmezlikler olduğunda pozitif olur.  $S_{ür}$  negatif olamaz. Bu yüzden bileşik sistem de maksimum teorik işi bulmak için  $S_{ür}$  yerine sıfır konulmaktadır. Bu denklemlerle elde edilen iş maksimum iştir.

Maksimum iş denklemi de aşağıdaki gibidir. Böylelikle ekserji ifadesi ( $\dot{E}$ );

$$\dot{E} = U + p_0V - T_0S - \sum n_i^c \mu_i^c + KE + PE \quad (3.36)$$

### 3.3.1.6. Kimyasal ve Termomekaniksel Ekserji

İncelenen maddenin çevre ile olan madde ve ısı alışverişi içeren prosesler çevresel durumdan ölü duruma getirildiğinde elde edilen maksimum iş miktarıdır. Böyle bir hal durumunda termodinamik dengeden söz edilir ve çevrenin toplam ekserjisi sıfırdır. Ekserji, teorik açıdan uygun bir çevre için değil, doğal çevrenin göz önüne alınan koşulları için bir sistemden çıkış potansiyelini temsil eder (Sezer, 2008).

Başlangıç değeri  $P_0, T_0$  olan şartlardan çevre ve kimyasal denge elde edilebilen maksimum teorik iştir. Bu değere kimyasal ekserji denir

$$\dot{E}_{kim} = U_0 + p_0V_0 - T_0S_0 - \sum n_i^c \mu_i^c \quad (3.37)$$

$U_0$  : Sınırlandırılmış ölü durumdaki sistemin iç enerjisi

$V_0$  : Sınırlandırılmış ölü durumdaki sistemin hacmi

$S_0$  : Sınırlandırılmış ölü durumdaki sistemin entropisi

Kimyasal Ekserji

$$\dot{E}_{kim} = \sum n_i^c (\mu_{oi} - \mu_i^c) \quad (3.38)$$

$\mu_i^c$ : Sınırlandırılmış ölü durumdaki “i” maddesinin kimyasal potansiyelidir.

Termomekaniksel ekserji (Etm); sistem verilen durumdan sınırlandırılmış ölü duruma getirilirken elde edilebilen maksimum teorik iştir.

Aşağıdaki alternatif ifadeler sırasıyla Eşitlik 3.37 ve 3.38, Eşitlik 3.36'den çıkartılarak elde edilir.

$$E_{tm} = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + KE + PE \quad (3.39)$$

$$\dot{E}_{kim} = U + p_0V - T_0S - \sum n_i^c \mu_{oi} + KE + PE \quad (3.40)$$

Kimyasal ekserjinin üç özel durum için hesaplamaları aşağıda listelenmiştir.

#### 1.Durum

Sınırlandırılmış ölü durumdaki sistem, ideal bir gaz karışımı içerdiğinde ve her bir bileşenin de ideal gaz karışımının bir üyesi olarak çevre içinde bulunduğu, Eşitlik 3.38'ün kimyasal potansiyelleri aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\mu_{oi} = \bar{g}_i(T_0, p_0) + \bar{R}T_0 \ln y_i^0 \quad (3.41)$$

$$\mu_i^c = \bar{g}_i(T_0, p_0) + \bar{R}T_0 \ln y_i^c \quad (3.42)$$

$\bar{g}_i$  : Saf “i” maddesinin molar Gibbs Fonksiyonu (kJ/K)

$y_i$  : Sınırlandırılmış ölü durumda bulunan karışım içindeki “i” maddesinin mol kesri

$y_i^c$ : Çevredeki karışım içindeki “i” maddesinin mol kesri

$\bar{R}$  : Üniversal gaz sabiti (kJ/kmolK)

Yukarıdaki eşitliklere göre bir mol karışımın kimyasal ekserji ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$e_{kim} = \bar{R}T_0 \sum_{i=1}^j y_i \cdot \ln \frac{y_i}{y_i^c} \quad (3.43)$$

$y_i$  : i maddesinin mol oranı

$y_i^c$  : i maddesinin toplam mol oranı

## 2. Durum

Çevre içinde mevcut olmayan bir maddenin çevre içindeki kimyasal potansiyeli, çevresel maddelerden o maddenin oluşumunu sağlayan reaksiyona denge şartı uygulanarak türetilir (Çanakcı & Hoşöz, 2006).  $(T_0, P_0)$  halindeki hidrokarbonu incelenir ve çevrede  $O_2, CO_2, H_2O$  olsun ancak çevre içinde  $C_aH_b$  olmasın böyle bir durumda hidrokarbonun oluşum reaksiyonu;



şeklindedir.

Denge reaksiyonuna karşılık gelen eşitlik aşağıdaki gibidir (Abuşoğlu & Kanoğlu, 2008).

$$a\mu_{CO_2}^c + \frac{b}{2}\mu_{H_2O}^c = \mu_{C_aH_b}^y + \left(a + \frac{b}{4}\right)\mu_{O_2}^c \quad (3.45)$$

$\mu_{C_aH_b}^y$ ,  $C_aH_b$  çevre içindeki kimyasal potansiyelini gösterir.

$\mu_{C_aH_b}^y$  için Eşitlik 3.46'nın çözülmesi ve sonucun Eşitlik 3.38'de yerine konması ile aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$e_{kim} = \mu_{y,o} - \mu_{C_aH_b}^y = \mu_{y,o} - \left[ a\mu_{CO_2}^c + \frac{b}{2}\mu_{H_2O}^c - \left(a + \frac{b}{4}\right)\mu_{O_2}^c \right] \quad (3.46)$$

Yakıtın kimyasal potansiyeli, onun molar Gibbs fonksiyonuna eşittir.  $O_2, CO_2, H_2O$  için kimyasal potansiyellerin hesaplanması için Eşitlik 3.42 kullanılarak, Eşitlik 3.46 aşağıdaki şekilde yazılabilir (Abuşoğlu & Kanoğlu, 2008).

$$e_{kim} = \left[ \bar{g}_y + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{g}_{O_2} - a\bar{g}_{CO_2} - \left(\frac{b}{2}\right)\bar{g}_{H_2O} \right]_{(T_0, P_0)} + \bar{R}T_0 \ln \left[ \frac{(y_{O_2}^c)^{a+(b/4)}}{(y_{CO_2}^c)^a \cdot (y_{H_2O}^c)^{(b/2)}} \right] \quad (3.47)$$

$$e_{kim} = \left[ \bar{h}_y + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \left(\frac{b}{2}\right)\bar{h}_{H_2O} \right] - T_0 \left[ \bar{s}_y + \left(a + \frac{b}{4}\right)\bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \left(\frac{b}{2}\right)\bar{s}_{CO_2} \right] \quad (3.47a)$$

## 3. Durum

Standart çevre şartları belirlenmiş sistemler için kimyasal ekserji;

$$e_{kim,i} = \mu_{0i} - \mu_i^c = \bar{g}_i(T_0, P_0) - \mu_i^c \quad (3.48)$$

$$\mu_i^c = \bar{g}_i(T_0, P_0) - e_{kim,i} \quad (3.49)$$

$O_2, CO_2, H_2O$  (b; su buharı) için eşitlik 3.48 ve 3.46 uygulanıp molar Gibbs fonksiyonu standart kimyasal ekserji yardımıyla  $C_aH_b$  'nin standart kimyasal ekserjisi için aşağıdaki ifade elde edilmektedir (Akandere, 2012).

$$e_{kim} = \left[ \bar{g}_y + \left( a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{O_2} - a \bar{g}_{CO_2} - \left( \frac{b}{2} \right) \bar{g}_{H_2O(b)} \right]_{(T_0, P_0)} + a e_{kim, CO_2} + \left( \frac{b}{2} \right) e_{kim, H_2O} - \left( a + \frac{b}{4} \right) e_{kim, O_2} \quad (3.50)$$

### 3.3.1.7. Fiziksel Ekserji

Akış halindeki bir madde çevre ile sadece termal etkileşim içeren tersinir fiziksel prosesler ile başlangıç şartlarından,  $(T_0, P_0)$  olarak belirlenen çevre şartlarına getirildiğinde elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir (Akandere, 2012). Akışın kinetik ve potansiyel enerjilerinin ihmal edilerek, girişte alınan akışkan durumu  $(P_1 T_1)$  ve çıkış durumu çevresel duruma karşılık gelir. Akışın basınç ve sıcaklığı  $(P_0 T_0)$  dır. Modül içinde proseslere bağlı tek etkileşim, çevre ile tersinir ısı transferidir. Bu ısı transferi, birim kütle başına aşağıdaki şekilde yazılabilir (Çanakçı & Hoşöz, 2006).

$$q_{ter}|_0^1 = T_0(s_0 - s_1) \quad (3.50)$$

Kararlı bir akışın birim kütle başına enerji eşitliği;

$$q_{ter} + h_1 = w_{ter} + h_0 \Rightarrow (h_0 - h_1) = q_{ter} - w_{ter} \quad (3.51)$$

Eşitlik 3.50 ve Eşitlik 3.51 birleştirildiğinde aşağıdaki ifade elde edilir.

$$(h_0 - h_1) = T_0(s_0 - s_1) - w_{ter} \quad (3.52)$$

$$w_{ter} = T_0 s_0 - h_0 - T_0 s_1 + h_1 = e_{fizl}$$

$$e_{fizl} = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.53)$$

$(h_1 - T_0 s_1)$ : Akışkanın 1 durumundaki özgül fiziksel fonksiyonu

$e_{fizl}$ : Fiziksel ekserji

### 3.3.1.8. Ekserjik Verim

$$\sum \Delta \dot{E}_i = \sum \Delta \dot{E}_j + \sum_n \dot{I} \quad (3.54)$$

$\sum \Delta \dot{E}_i$  : Girişteki toplam ekserji transferi (kW)

$\sum \Delta \dot{E}_j$  : Çıkıştaki toplam ekserji transferi (kW)

$\sum_n \dot{I}$  : Sistem bileşenlerinin tersinmezlik toplamaları (kW)

Termodinamiğin ikinci kanunu;

$$\dot{I} \geq 0 \text{ olduğunda} \quad (3.54a)$$

$$\sum \Delta \dot{E}_i - \sum \Delta \dot{E}_j = \sum_n \dot{I} \quad (3.54b)$$

$$\sum \Delta \dot{E}_i - \sum \Delta \dot{E}_j \geq 1 \quad (3.54c)$$

Ekserji çıkışının, ekserji girişine oranı 1'den küçüktür ve bu prosesin tersinmezlik derecesine bağlıdır. Bu oranın ölçüsü, prosesin termodinamik tamlığının kriter derecesi olarak kullanılır ve buna "ekserjik verim" ya da "rasyonel verim" denir  $\varepsilon$  sembolü ile gösterilir (Rakopoulos & Kyritsis, 2006). 3.54 eşitliğinden rasyonel verim için iki eşdeğer ifade elde edilebilir:

$$\frac{\sum \Delta \dot{E}_j}{\sum \Delta \dot{E}_i} \leq 1 \quad (3.55)$$

$$\varepsilon = \frac{\sum \Delta \dot{E}_j}{\sum \Delta \dot{E}_i} \quad (3.56)$$

### 3.3.2. İçten Yanmalı Bir Motorda Ekserji Analizi

#### 3.3.2.1. Kimyasal Ekserji

Ekserji analizine motorda kullanılan yakıtın kimyasal ekserjisi bulunarak başlanır. Yakıt ekserjisinin (kimyasal ekserjinin) bulunması için ampirik formül kullanılmıştır (Sayın, Hosoz, Çanakcı, & Kılıçaslan, 2007).

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,0432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{\alpha}{c} \left(1 - 2,0628 \frac{h}{c}\right) \quad (3.57)$$

$$e_{kim} = H_U \varphi \quad (3.58)$$

Burada;

$e_{kim}$  ifadesi ile yakıtın kütleli debi çarpımıyla kimyasal ekserji elde edilir.

$$\dot{E}_F = e_{kim} \dot{M}_y \quad (3.59)$$

$\dot{M}_y$ : Yakıtın Kütleli Debisi (kg/s)

$\dot{E}_F$ : Kimyasal Ekserji (Yakıt Ekserjisi)

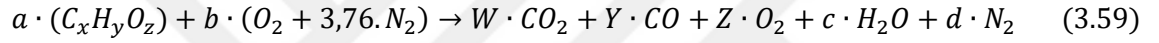
### 3.3.2.2. Efektif Güç Ekserjisi (Krank Mili Gücü Ekserjisi)

Denklem 3.17'deki güç ekserjisi aynı zamanda faydalı işe eşit olduğundan daha önce bulunmuş krank mili gücü (efektif güç), efektif güç ekserjisi olarak alınacaktır. Efektif güç aynı zamanda motordan elde edilen net iş demektir (Akandere, 2012).

$$\dot{E}_W = N_e = \dot{W}_{cv}$$

### 3.3.2.3. Egzoz Ekserjisi

Egzoz ekserjisini bulmak için ilk önce yakıtın teorik yanma denklemi yazılmalıdır. İçerisinde karbon, hidrojen ve oksijen içeren bir yakıtın teorik yanma denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.



Burada W, Y ve Z değerleri egzoz gaz analizörlerinden okunan deneysel verileri, a, b, c ve d değerleri ise atomların dengesinden bulunan değerleri ifade etmektedir.

Buna göre;

C dengesi için;

$$a \cdot x = W + Y \Rightarrow$$

$$a = \frac{W + Y}{x} \quad (3.60)$$

H dengesi için;

$$a \cdot y = 2 \cdot c \Rightarrow c = \frac{a \cdot y}{2}$$

O dengesi için;

$$2 \cdot b + a \cdot z = Y + 2 \cdot Z + c + 2 \cdot W \Rightarrow$$

$$b = \frac{Y + 2 \cdot Z + c + 2 \cdot W - a \cdot z}{2} \quad (3.61)$$

N dengesi için:

$$b \cdot 3,76 \cdot 2 = 2 \cdot d \Rightarrow$$



$$d = \frac{2b \cdot 3,76}{2} \quad (3.62)$$

Bulunan a, b, c, d değerleri ve W, Y, Z değerleri formülde yerleştirilip gerçek yanma denklemi elde edilir.

Yanma ürünlerinin gerçek kütlelerinin hesabının yapılması için yanma ürünleri olan  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO$ ,  $N_2$  nin molar kütlelerinden faydalanılarak yanma ürünlerinin toplam kütlesi bulunur. Daha sonra yanma ürünlerinin toplam kütle içerisindeki mol kesirleri  $y_i = \frac{M_i}{M_{TOP}}$  denklemi kullanılarak bulunur. Yanma ürünlerinin gerçek kütlelerinin hesabı için bulunan bu mol kesirleri kullanılır. Egzozdan çıkan gazın %2 kayıpla çıktığı kabulü yapılarak, gerçek egzoz kütlesi, hava ve yakıtın kütleli debilerinin toplamının kayıptan çıkarılması ile bulunur (Şener, 2016).

$$M_{egzoz} = (M_{yakıt} + M_{hava}) \cdot 0,98 \quad (3.63)$$

Bağıntısından egzozdan çıkan gazın gerçek kütlesi bulunarak;

$$y_i = \frac{M_i}{M_{TOP}} \quad (3.64)$$

bağıntısı için;

Yanma ürünlerinin mol kütleleri;

$$m_{N_2} = 14 \cdot 2 = 28 \text{ kg/kmol}$$

$$m_{O_2} = 16 \cdot 2 = 32 \text{ kg/kmol}$$

$$m_{CO_2} = 12 + 32 = 44 \text{ kg/kmol}$$

$$m_{CO} = 12 + 16 = 28 \text{ kg/kmol}$$

$$m_{H_2O} = 16 + 2 = 18 \text{ kg/kmol}$$

ve d, c, Z, Y, W değerleri 3.65 nolu denklemde yerine konulduğunda;

$$M_{TOP} = d \cdot m_{N_2} + c \cdot m_{H_2O} + Z \cdot m_{O_2} + Y \cdot m_{CO} + W \cdot m_{CO_2} \quad (3.65)$$

$M_{TOP}$  değeri bulunur.

3.64 bağıntısı ile yanma ürünlerinin ayrı ayrı toplam kütle içerisindeki mol kesirleri;

$$M_{N_2} = m_{N_2} \cdot d$$

$$M_{O_2} = m_{O_2} \cdot Z$$

$$M_{CO_2} = m_{CO_2} \cdot W$$

$$M_{CO} = m_{CO} \cdot Y$$

$$M_{H_2O} = m_{H_2O} \cdot c$$

değerleri bulunup 3.64 bağıntısında yerine konularak toplam yanma ürünlerinin kütlesi içindeki mol kesirleri bulunur.

Bulunan bu mol kesirleri aşağıdaki bağıntılarda yerine yazılarak;

$$y_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_{TOP}}$$

$$y_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_{TOP}}$$

$$y_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_{TOP}}$$

$$y_{CO} = \frac{M_{CO}}{M_{TOP}}$$

$$y_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_{TOP}}$$

Mol kesirleri hesaplanır. Bulunan kütle içindeki mol kesirleri ile egzozdan çıkan kütle ile çarpılarak yanma ürünlerinin gerçek kütleleri hesaplanır. Egzozdan çıkan gazın %2 kayıpla çıktığı kabul edilirse; gerçek egzoz kütlesi hava ve yakıtın kütleli debilerinin toplamının kayıptan çıkarılması ile bulunur.

$$M_{egzoz} = (M_{yakıt} + M_{hava}) \cdot 0,98$$

$$M_{ig} = y_i \cdot M_{egzoz}$$

$$M_{N_2g} = y_{N_2} \cdot M_{egzoz}$$

$$M_{O_2g} = y_{O_2} \cdot M_{egzoz}$$

$$M_{CO_2g} = y_{CO_2} \cdot M_{egzoz}$$

$$M_{H_2Og} = y_{H_2O} \cdot M_{egzoz}$$

$$M_{COg} = y_{CO} \cdot M_{egzoz}$$

bağıntıları ile yanma ürünlerinin ayrı ayrı gerçek kütleleri bulunmaktadır.

#### 3.3.2.4. Yanma Ürünlerinin Toplam Ekserjileri

Yanma ürünlerinin toplam ekserjilerini hesaplamak için ayrı ayrı ekserjilerinin hesaplanması gerekmektedir. Bunun için aşağıdaki bağıntılar kullanılır;

Termomekanik ekserji denklemi;

$$e_f = e_{tm} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 \cdot (s^{-0} - s_0^{-0}) \quad (3.66)$$

Burada formüldeki tanımlamaları yapacak olursak; Egzoz gazı sıcaklığına göre;

$\bar{h}$  : Egzoz gazı sıcaklığındaki molar entalpi (kJ/kmol )

$\bar{h}_0$  : Çevre sıcaklığındaki molar entalpi (kJ/kmol )

$T_0$  : Çevre sıcaklığı (°K)

$s^{-0}$  : Egzoz gazı sıcaklığındaki molar entropi (kJ/kmol °K)

$s_0^{-0}$  : Çevre sıcaklığındaki molar entropi (kJ/kmol °K)

Değerleri yerine konularak yanma ürünlerinin ayrı ayrı termomekanik ekserji değerleri bulunur.

Kimyasal ekserji denklemi:

$$e_{kimN_2} = \bar{R}T_0 \ln \frac{1}{y_{N_2}^c} \quad (3.67)$$

Bu denklemde gazların çevre içindeki mol kesirleri aşağıdaki tablodan alınacaktır (Moran & Shapiro, 2000).

**Tablo 3. 1.** Çevre şartlarında gazların mol kesirleri (Moran & Shapiro, 2000).

Bileşen	Mol Kesri
$N_2$	0,7567000
$O_2$	0,2035000
$CO_2$	0,0003450
$H_2O$	0,0303000
$CO$	0,0000070

Denklemden bulunarak toplam kimyasal ve termomekanik ekserji değerleri ayrı ayrı yanma ürünleri için bulunur.

Her bir ürün için;

$$e_{toplaml_i} = e_{termomekaniksel_i} + e_{kimyasal_i} \quad (3.68)$$

$$e_{toplaml_{CO_2}} = e_{termomekaniksel_{CO_2}} + e_{kimyasal_{CO_2}}$$

$$e_{toplaml_{N_2}} = e_{termomekaniksel_{N_2}} + e_{kimyasal_{N_2}}$$

$$e_{toplaml_{O_2}} = e_{termomekaniksel_{O_2}} + e_{kimyasal_{O_2}}$$

$$e_{toplaml_{H_2O}} = e_{termomekaniksel_{H_2O}} + e_{kimyasal_{H_2O}}$$

$$e_{toplaml_{CO}} = e_{termomekaniksel_{CO}} + e_{kimyasal_{CO}}$$

Her bir yanma ürününün toplam ekserjisi gerçek kütlesi ile çarpılarak toplam egzoz ekserjisi ( $E_{egzoz}$ ) elde edilir. (i: yanma ürünü)

$$E_{egzoz} = \sum M_i \cdot e_{topi} \quad (3.69)$$

$$E_{egzoz} = M_{N_2} \cdot e_{topN_2} + M_{O_2} \cdot e_{topO_2} + M_{CO_2} \cdot e_{topCO_2} + M_{H_2O} \cdot e_{topH_2O} + M_{CO} \cdot e_{topCO} \quad (3.70)$$

olarak hesaplanır.

### 3.3.2.5. Isı Transferine Eşlik Eden Ekserji Transferi

Motordaki toplam ekserji yıkımının bulunması için, motordaki proses sürekli akışlı bir açık sistem kabul edilerek ekserji dengesi yazılabilir. Isı transferine eşlik eden ekserji transferi motorun dış yüzeyinden radyasyonla, motor dış kenar kanatçık cidarı vasıtasıyla ve diğer ısı transferleri sırasındaki ekserji geçişlerinden oluşur. Ayrıca, yanma işleminden dolayı motor içinde ekserji yıkımı da olmaktadır. Ekserji dengesi şu şekilde yazılabilir (Akandere, 2012).

$$\dot{W}_{cv} + \dot{E}_D + \dot{E}_{qj} + \dot{E}_{ek} = \dot{E}_{kim} \quad (3.71)$$

$\dot{E}_D$  : Yanma sonucu yıkılan ekserji (kW)

$\dot{E}_{qj}$  : Isı transferine eşlik eden ekserji transferi (kW)

$\dot{E}_{ek}$  : Egzoz ekserjisi (kW)

$\dot{W}_{cv}$  : Net İş (kW)

$\dot{E}_{kim}$  : Yakıtın kimyasal ekserjisi (kW)

Isı transferi ile çıkan ısı:

$$\dot{Q} = \dot{M}_y \cdot H_U - (\dot{W}_{CV} + \dot{M}_{EK} \cdot \Delta h_{EH}) \quad (3.72)$$

$$M_{EK} \cdot \Delta h_{EH} = M_{N_2} \cdot \Delta h_{N_2} + M_{O_2} \cdot \Delta h_{O_2} + M_{CO_2} \cdot \Delta h_{CO_2} + M_{H_2O} \cdot \Delta h_{H_2O} + M_{CO} \cdot \Delta h_{CO} \quad (3.73)$$

$$\Delta h_i = \frac{(h-h_0)_i}{m_i} \quad (3.74)$$

Isı transferine eşlik eden ekserji transferi ise;

$$\dot{E}_{qj} = \dot{Q} \cdot (1 - T_0/T_c) \quad (3.75)$$

Burada;

$T_0$ : Çevre sıcaklığı

$T_c$ : Blok yüzey sıcaklığı

Bu denklemlerle elde edilen veriler ekserji dengesi denkleminde yerine konularak;

$$\dot{W}_{cv} + \dot{E}_D + \dot{E}_{qj} + \dot{E}_{ek} = \dot{E}_{kim}$$

bu denklemden  $\dot{E}_D$  (yanma sonucu yıkılan ekserji) bulunur.

### 3.3.2.6. Motorda Üretilen Toplam Entropi

$$\dot{E}_D = T_0 \cdot \sigma_{cv}$$

$$\sigma_{cv} = \frac{\dot{E}_D}{T_0} \quad (3.76)$$

formülüyle bulunur.

$T_0$ : Çevre sıcaklığı

$\dot{E}_D$ : Yanma sonucu yıkılan ekserji (kW)

### 3.3.2.7. Motordaki Ekserjik Verim

$$\varepsilon = \frac{W_{cv}}{E_F} \quad (3.77)$$

$E_F$ : Sisteme giren ekserji (Yakıtın kimyasal ekserjisi-Yakıt ekserjisi)

$W_{cv}$ : Kontrol hacmindeki net iş ( $\dot{E}_w = N_e$ )

## 4. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ İÇİN ÖRNEK HESAPLAMA

### 4.1. Enerji ve Ekserji Analizi Veriler

İçten yanmalı buji ateşlemeli motorda alternatif yakıt olarak etanol kullanımı örnek alınarak işlem yapılmıştır. Motorun etanolü kullanım sırasındaki işletimsel ve yapısal ayarları; SO: 8,5:1, Hava Fazlalık Katsayısı (HFK): 1,0, AA: 23° ÜÖNÖ, motor hızı: 2400 d/d, yakıtın kimyasal denklemi:  $C_2H_6O$  ve yakıtın ısıl değeri: 26900 kJ/kg değerindedir. Bu şartlarda yapılan deneylerden elde edilen performans ve emisyon sonuçları Tablo 4.1’de verilmiştir.

**Tablo 4. 1.** Etanol yakıtlı çalışmada elde edilen deney verileri (8,5:1 SO)

Değişken	Sonuç
Motor hızı (d/d)	2400
Motor momenti (Nm)	11,406
Efektif güç (kW)	2,867
Efektif verim (%)	29,496
Yakıt tüketimi (kg/s)x10 <sup>-3</sup>	0,3613
Hava tüketimi (kg/s)x10 <sup>-2</sup>	0,3284
Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)	453,715
HC (ppm)	115
CO (%)	1,08
CO <sub>2</sub> (%)	13,6
O <sub>2</sub> (%)	1,67
NO (ppm)	860
NO <sub>2</sub> (ppm)	15
NO <sub>x</sub> (ppm)	875
Ortalama deney ortamı sıcaklığı (K)	309,7
Ortalama bağıl nem oranı (%)	51
Egzoz gaz sıcaklığı (K)	753
Blok yüzey sıcaklığı(K)	413

### 4.2. Örnek Enerji Hesabı

#### 4.2.1. Krank Mili Gücü Hesabı

Krank mili gücü (efektif güç)

$$N_e = \omega \cdot T \text{ (Efektif Güç)}$$

$\omega$ : açısal hızı (rad / s)

T :(Nm) tork (Motor momenti Tablo 4.1'den)

$\omega$  açısal hız değerinin n devir sayısına bağlı olarak ifadesi,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$N_e = \pi \cdot n \cdot T / 30$$

$$n = 2400 \text{ d/d}$$

$$T = 11,406 \text{ Nm ise}$$

Buradan;

$$N_e = \frac{3,14 \cdot 2400 \cdot 11,406}{30} = 2,867 \text{ kW}$$

Efektif güç aynı zamanda net işe de eşittir.

$$N_e = W_{CV} = 2,867 \text{ kW}$$

#### 4.2.2. Yakıt Enerjisi Hesabı

Motorun yakıt enerjisi

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_y \cdot H_U$$

$H_U$  : Yakıtın alt ısı değeri (Etanol)

$$H_U : 26900 \text{ kJ/kg}$$

$\dot{m}_y$  : Yakıtın debisi

$$\dot{m}_y = 0,000361285 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_y = 0,000361285 \cdot 26900 = 9,7185 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_y = 9,7185 \text{ kW}$$

#### 4.2.3. Isıl Verim Hesabı

Motorun ısı verimi, alınan işin verilen enerjiye oranlanması ile elde edilir. Burada alınan iş yakıt enerjisi, verilen iş ise net iş yani ( $N_e$ ) efektif güce eşittir.

$$\eta_y = \frac{W_{CV}}{\dot{Q}_y} = \frac{2,865}{9,7185} = 0,29$$

$$\eta_y = 0,29$$

Motor Yakıtının Yanması İle Oluşan Toplam Isı Kaybı;

Motor yakıtının yanması ile elde edilen yakıt enerjisinin bir kısmı kayıplar nedeniyle kullanılamamaktadır. Bu tersinmezliklerin oluşturduğu kayıpların tamamı termodinamiğin birinci kanunu kullanılarak hesaplanırsa,

$$\dot{Q}_{kay} = \dot{Q}_y - \dot{W}_{CV} = 9,7185 - 2,865$$

$$\dot{Q}_{kay} = 6,85 \text{ kW}$$

### 4.3. Ekserji Hesabı Örneği

#### 4.3.1. Yakıt Ekserjisi (Kimyasal Ekserji) Hesabı

Bir önceki bölümde anlatılan ve ambrik olarak türetilmiş formülden kimyasal ekserji hesaplanmasında kullanılacak olan  $\phi$  katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\phi = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,0432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{a}{c} (1 - 2,0628 \frac{h}{c})$$

Öncelikle formülde yer alan h, o, c, a değerleri hesaplanır. Formülde “a” sülfürü, “h” hidrojeni, “o” oksijeni ve “c” karbonun mol ağırlıklarını temsil eder. Etanol yakıtında sülfür olmadığı için “a” değeri sıfırdır. Buna göre formüldeki değişkenler hesaplanacak olursa;

Etanolün kapalı kimyasal formülü  $C_2H_6O$  olduğuna göre;

2 adet C atomu,6 adet hidrojen atomu ve1 adet O atomu mevcuttur. Mol ağırlıklarının oranını hesaplamak için.

C atomunun mol ağırlığı =12 g/mol

H atomunun mol ağırlığı = 1 g/mol

O atomunun mol ağırlığı = 16 g/mol olduğuna göre etanol yakıtındaki bu atomların ağırlıkları;

C (2 adet var)  $12 \cdot 2 = 24 \text{ g/mol}$

H (6 adet var)  $1 \cdot 6 = 6 \text{ g/mol}$

O (1 adet var)  $1 \cdot 16 = 16 \text{ g/mol}$  olduğuna göre mol oranları;



$$\frac{h}{c} = \frac{6}{24} = 0,25$$

$$\frac{o}{c} = \frac{16}{24} = 0,6666$$

$\frac{a}{c} = \frac{0}{24} = 0$  olarak hesaplanır. Bulunan bu değerler formülde yerine yazıldığında;

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \cdot 0,25 + 0,0432 \cdot 0,666 + 0,2169 \cdot 0 \cdot (1 - 2,0628 \cdot 0,25) = 1,1120$$

$\varphi = 1,1120$  olarak bulunur. Bu değer

$$e_{kim} = H_U \cdot \varphi$$

$$e_{kim} = 26900 \cdot 1,1120 = 29912,8kJ$$

$e_{kim}$  ifadesi ile yakıtın kütleli debi çarpımıyla kimyasal ekserji elde edilir.

$$\dot{E}_F = e_{kim} \cdot \dot{m}_y$$

$\dot{m}_y = \text{Kütleli Debi} = 0,000361285 \text{ kg/s}$  deneysel verilerden alınır.

$$\dot{E}_F = 29912,8 \cdot 0,000361285 = 10,8070 \text{ kW (Kimyasal Ekserji-Yakıt Ekserjisi)}$$

$$\dot{E}_F = 10,8070 \text{ kW}$$

#### 4.3.2. Efektif Güç Ekserjisi (Krank Mili Gücü) Hesabı

Enerji analizinde elde edilmiş olan krank mili gücü (efektif güç) enerjisi, krank mili gücü (efektif güç) ekserjisi olarak alınır. Efektif güç aynı zamanda net işe eşittir.

$E_W$ : Krank mili gücü enerjisi=Krank mili gücü ekserjisi

$N_e$ : Efektif güç=Krank mili gücü

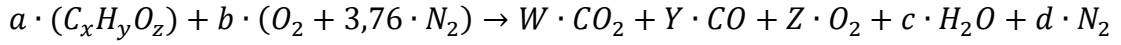
$W_{cv}$ : Net İş

$$E_W = N_e = W_{cv}$$

$$E_W = N_e = W_{cv} = 2,865 \text{ kW}$$

### 4.3.3. Egzoz Ekserjisi Hesabı

Egzoz ekserjisini hesaplariken bölümün girişinde yer alan Tablo 4.1'deki deneysel verilerden faydalanılmaktadır.



denkleminde W, Y ve Z egzoz emisyon cihazından okunan deneysel veriler olup a, b, c, d değerleri atomların dengesinden bulunan değerlerdir. Buna göre;

$$W (CO_2): 13,2$$

$$Y (CO): 1,08$$

$$Z (O_2): 1,67$$

Etanol için;

$C_2H_6O$  formülünde  $C_xH_yO_z$ 'ye göre katsayılar;

x=2, y=6, z=1 dir.

Bir kimyasal teorik yanma denkleminde giren ürünlerin atomları, çıkan ürünlerdeki atomlara eşit olacağından herbir atom için ayrı ayrı denge şartları çıkarılırsa;

C dengesi için;

$$a \cdot x = W + Y \Rightarrow a = \frac{W+Y}{x}$$

H dengesi için;

$$a \cdot y = 2 \cdot c \Rightarrow c = \frac{a \cdot y}{2}$$

O dengesi için;

$$2 \cdot b + a \cdot z = Y + 2 \cdot Z + c + 2 \cdot W \Rightarrow b = \frac{Y+2 \cdot Z+c+2 \cdot W-a \cdot z}{2}$$

N dengesi için:

$$b \cdot 3,76 \cdot 2 = 2 \cdot d \Rightarrow d = b \cdot 3,76$$

Formülleri kullanılarak;

C dengesi için;

$$a \cdot 2 = 13,2 + 1,08 \Rightarrow a = \frac{13,2+1,08}{2} = 7,14$$

$$a = 7,14$$

H dengesi için;

$$a \cdot y = 2 \cdot c \Rightarrow c = \frac{7,14 \cdot 6}{2} = 21,42$$

$$c = 21,42$$

O dengesi için;

$$2 \cdot b + a \cdot z = Y + 2 \cdot Z + c + 2 \cdot W \Rightarrow b = \frac{1,08 + 2 \cdot 1,67 + 21,42 + 2 \cdot 13,2 - 7,14 \cdot 1}{2} = 22,55$$

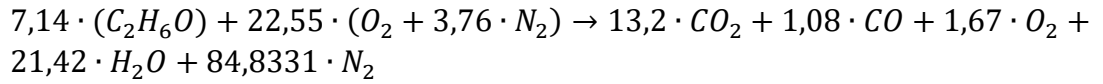
$$b = 22,55$$

N dengesi için;

$$d = b \cdot 3,76 \Rightarrow d = 22,55 \cdot 3,76 = 84,83$$

$$d = 84,83$$

Bulunan bu değerler yerine yazıldığında deney sırasında gerçekleşen gerçek yanma denklemi aşağıdaki gibi bulunur.



Sonuçlar;

$$a=7,14$$

$$b=22,55$$

$$c=21,42$$

$$d=84,83$$

$$W=13,2$$

$$Y=1,08$$

$$Z=1,67$$

Elde edilen bulgulardan yanma ürünlerinin gerçek kütlelerini bulmak için yanma ürünlerinin molar kütleleri;

$$m_{N_2} = 14 \cdot 2 = 28 \text{ kg/kmol}$$

$$m_{O_2} = 16 \cdot 2 = 32 \text{ kg/kmol}$$

$$m_{CO_2} = 12 + 32 = 44 \text{ kg/kmol}$$

$$m_{CO} = 12 + 16 = 28 \text{ kg/kmol}$$

$$m_{H_2O} = 16 + 2 = 18 \text{ kg/kmol}$$

Buradan çıkan ürünlerin toplam mol kütlesi;

$$M_{TOP} = d \cdot m_{N_2} + c \cdot m_{H_2O} + Z \cdot m_{O_2} + Y \cdot m_{CO} + W \cdot m_{CO_2}$$

denkleminde;

$$M_{TOP} = 84,83 \cdot 28 + 21,42 \cdot 18 + 1,67 \cdot 32 + 1,08 \cdot 28 + 13,2 \cdot 44 = 3425,3668$$

$M_{TOP} = 3425,3668 \text{ kg/kmol}$
---------------------------------------

Olarak hesaplanır.

Yanma Ürünlerinin toplam kütle içindeki mol kesirleri hesabı;

$$M_{TOP} = d \cdot m_{N_2} + c \cdot m_{H_2O} + Z \cdot m_{O_2} + Y \cdot m_{CO} + W \cdot m_{CO_2}$$

Mol kesirlerini  $y_i = \frac{M_i}{M_{TOP}}$  bağıntısı ile bulabilmek için ilk önce her bir çıkan ürünün mol ağırlıkları;

$$M_{N_2} = m_{N_2} \cdot d = 28 \cdot 84,83 = 2375,24 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{O_2} = m_{O_2} \cdot Z = 32 \cdot 1,67 = 53,44 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{CO_2} = m_{CO_2} \cdot W = 44 \cdot 13,2 = 580,8 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{CO} = m_{CO} \cdot Y = 28 \cdot 1,08 = 30,24 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{H_2O} = m_{H_2O} \cdot c = 18 \cdot 21,42 = 385,56 \text{ kg/kmol}$$

Bu iki veri kullanılarak çıkan ürünlerin mol kesirleri;

$$y_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_{TOP}} = \frac{2375,24}{3425,3668} = 0,69345181$$

$$y_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_{TOP}} = \frac{53,44}{3425,3668} = 0,01560125$$

$$y_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_{TOP}} = \frac{580,8}{3425,3668} = 0,16955848$$

$$y_{CO} = \frac{M_{CO}}{M_{TOP}} = \frac{30,24}{3425,3668} = 0,00882825$$

$$y_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_{TOP}} = \frac{385,56}{3425,3668} = 0,11256021 \quad \text{elde edilir.}$$

$$M_{egzoz} = (M_Y + M_h) \cdot 0,98$$

Hava Tüketimi(kg/s)( $M_h$ )	0,003283802 kg/s
Yakıt Tüketimi(kg/s)( $M_Y$ )	0,000361285 kg/s

$$M_{egzoz} = (0,003283802 + 0,000361285) \cdot 0,98 = 0,00357218$$

$$M_{egzoz} = 0,00357218 \text{ kg/s}$$

$$M_i = y_i \cdot M_{egzoz}$$

Denklemden yanma ürünlerinin gerçek kütleleri;

$$M_{N_2} = y_{N_2} \cdot M_{egzoz} = 0,69345181 \cdot 0,00357218 = 0,00247714 \text{ kg/s}$$

$$M_{O_2} = y_{O_2} \cdot M_{egzoz} = 0,01560125 \cdot 0,00357218 = 5,5731 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s}$$

$$M_{CO_2} = y_{CO_2} \cdot M_{egzoz} = 0,16955848 \cdot 0,00357218 = 0,00060569 \text{ kg/s}$$

$$M_{H_2O} = y_{H_2O} \cdot M_{egzoz} = 0,11256021 \cdot 0,00357218 = 0,00040209 \text{ kg/s}$$

$$M_{CO} = y_{CO} \cdot M_{egzoz} = 0,00882825 \cdot 0,00357218 = 3,1536 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s}$$

Elde edilen bütün hesaplama sonuçları Tablo 4.2’de özetlenmiştir.

**Tablo 4. 2.** Hesaplanan sonuçlar

Değişkenler	Değer
a	7,14
b	22,55
c	21,42
d	84,8331
Gerçek H/Y oranı	9,42920107
Kütlesel hava debisi (kg/s)	0,03096363
Egzoz kütlesel debi	0,00357218
Çıkan ürün toplam mol kütlesi	3425,3668
$y_{CO_2}$ (Mol oranı)	0,16955848
$y_{CO}$ (Mol oranı)	0,00882825
$y_{O_2}$ (Mol oranı)	0,01560125
$y_{H_2O}$ (Mol oranı)	0,11256021
$y_{N_2}$ (Mol oranı)	0,69345181
$CO_2$ Kütlesel debi (kg/s)	0,00060569
$CO$ Kütlesel debi (kg/s)	$3,1536 \cdot 10^{-5}$
$O_2$ Kütlesel debi (kg/s)	$5,5731 \cdot 10^{-5}$
$H_2O$ Kütlesel debi (kg/s)	0,00040209
$N_2$ Kütlesel debi (kg/s)	0,00247714

#### 4.3.4. Yanma Ürünlerinin Toplam Ekserjisi

Yanma ürünleri azot ( $N_2$ ), Oksijen ( $O_2$ ), Karbonmonoksit (CO), Karbondioksit ( $CO_2$ ) ve suyun ( $H_2O$ ) toplam ekserjileri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 3.1'den alınan çevre şartlarındaki mol kesir değerleri hesaplamada kullanılmıştır. Ayrıca, termodinamik tablolardan yukarıda adı geçen gazların egzoz gaz sıcaklığına göre interpolasyon işlemi yapılarak bulunan her bir ürünün entalpi ve entropi değerleri Tablo 4.3'de verilmiştir.

**Tablo 4. 3.** Yanma gazlarının egzoz sıcaklığı ve çevre sıcaklığındaki entalpi ve entropi değerleri.

753 °K için oluşum entalpi ( $\bar{h}$ )		298°K için oluşum entalpi ( $\bar{h}_0$ )	
$N_2$	22242,3	$N_2$	8669
$O_2$	22944,2	$O_2$	8682
$CO_2$	29780,8	$CO_2$	9364
$H_2O$	26091,3	$H_2O$	9904
$CO$	22352,5	$CO$	8669
753 °K için oluşum entropisi ( $\bar{s}$ )		298°K için oluşum entropisi ( $\bar{s}_0$ )	
$N_2$	219,012	$N_2$	191,502
$O_2$	233,782	$O_2$	205,033
$CO_2$	254,318	$CO_2$	213,685
$H_2O$	221,366	$H_2O$	188,72
$CO$	225,24	$CO$	197,543

Değerleri kullanılarak aşağıda  $N_2, O_2, CO_2, H_2O, CO$  yanma gazlarının termomekanik, kimyasal ve toplam ekserjileri hesaplanmıştır.

Azotun ( $N_2$ ) termomekanik, kimyasal ve toplam ekserjisi:

Termomekanik ekserji denklemi;

$$e_f = e_{tm} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 \cdot (s^{-0} - s_0^{-0})$$

Burada formüldeki tanımlamaları yapacak olursak; Egzoz gazı sıcaklığına (753 °K) göre;

$$\bar{h} = 22242,3 \text{ (kJ/kmol)}$$

$$\bar{h}_0 = 8669 \text{ (kJ/kmol)}$$

$$T_0 = 309,7 \text{ K}$$

$$s^{-0} = 219,012 \text{ (kJ/kmol K)}$$

$$s_0^{-0} = 191,502 \text{ (kJ/kmol K)}$$

$$e_f = e_{tm} = (22242,3 - 8669) - 309,7 \cdot (219,012 - 191,502) = 5053,4550$$

$$e_f = e_{tm_{N_2}} = 5053,4550 \text{ kJ/kmol}$$

Kimyasal ekserji denklemi:

$$e_{kimN_2} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{1}{y_{N_2}^f}$$

$$e_{kimN_2} = 8,314 \cdot 309,7 \cdot \ln \frac{1}{0,7567}$$

$$e_{kimN_2} = 717,8371 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_{topN_2} = e_{kimN_2} + e_{tmN_2} = 5053,4550 + 717,8371 = 5771,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} N_2$$

$$M_{N_2} = 14 \cdot 2 = 28 \text{ kg/kmol den;}$$

$$\frac{e_{topN_2}}{M_{N_2}} = \frac{5771,29}{28} = 206,1175 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{topN_2} = 206,1175 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ bulunur.}$$

Oksijenin ( $O_2$ ) termomekanik, kimyasal ve toplam ekserjisi:

Termomekanik ekserji denklemi;

$$e_f = e_{tm} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 \cdot (s^{-0} - s_0^{-0})$$

Burada formüldeki tanımlamaları yapacak olursak; Egzoz gazı sıcaklığına (753 °K) göre;

$$\bar{h} = 22944,2$$

$$\bar{h}_0 = 8682$$

$$T_0 = 309,7$$

$$s^{-0} = 233,782$$

$$s_0^{-0} = 205,033$$

$$e_f = e_{tm} = (22944,2 - 8682) - 309,7 \cdot (233,782 - 205,033) = 5358,6347$$

$$e_f = e_{tm_{O_2}} = 5358,6347 \text{ kJ/kmol}$$

Kimyasal ekserji denklemi:

$$e_{kimO_2} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{1}{y_{O_2}^f}$$

$$e_{kimO_2} = 8,314 \cdot 309,7 \cdot \ln \frac{1}{0,2035}$$

$$e_{kimN_2} = 4099,3843 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_{topO_2} = e_{kimO_2} + e_{tmO_2} = 5358,6347 + 4099,3843 = 9458,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} O_2$$

$$M_{O_2} = 16 \cdot 2 = 32 \text{ kg/kmol den;}$$

$$\frac{e_{topO_2}}{M_{O_2}} = \frac{9458,01}{32} = 295,5630 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{topO_2} = 295,5630 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ bulunur.}$$

Karbondioksit ( $CO_2$ ) termomekanik, kimyasal ve toplam ekserjisi:

Termomekanik ekserji denklemi;

$$e_f = e_{tm} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 \cdot (s^{-0} - s_0^{-0})$$

Burada formüldeki tanımlamaları yapacak olursak; Egzoz gazı sıcaklığına (753 °K) göre;

$$\bar{h} = 29780,8$$

$$\bar{h}_0 = 9364$$

$$T_0 = 309,7$$

$$s^{-0} = 254,318$$

$$s_0^{-0} = 213,685$$

$$e_f = e_{tm} = (29780,8 - 9364) - 309,7 \cdot (254,318 - 213,685) = 7832,7599$$

$$e_f = e_{tmCO_2} = 7832,7599 \text{ kJ/kmol}$$

Kimyasal ekserji denklemi:

$$e_{kimCO_2} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{1}{y_{CO_2}^e}$$

$$e_{kimCO_2} = 8,314 \cdot 309,7 \cdot \ln \frac{1}{0,0003450}$$

$$e_{kimCO_2} = 20526,58354 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_{topCO_2} = e_{kimCO_2} + e_{tmCO_2} = 20526,58354 + 7832,7599 = 28359,3434 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} CO_2$$

$$M_{CO_2} = 12 + 32 = 44 \text{ kg/kmol den;}$$



$$\frac{e_{topCO_2}}{M_{CO_2}} = \frac{28359,3434}{44} = 644,530 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{topCO_2} = 644,530 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ bulunur.}$$

Su buharı ( $H_2O$ ) termomekanik, kimyasal ve toplam ekserjisi:

Termomekanik ekserji denklemi;

$$e_f = e_{tm} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 \cdot (s^{-0} - s_0^{-0})$$

Burada formüldeki tanımlamaları yapacak olursak egzoz gazı sıcaklığına (753 °K) göre;

$$\bar{h} = 26091,3$$

$$\bar{h}_0 = 9904$$

$$T_0 = 309,7$$

$$s^{-0} = 221,366$$

$$s_0^{-0} = 188,72$$

$$e_f = e_{tm} = (26091,3 - 9904) - 309,7 \cdot (221,366 - 188,72) = 6076,8338$$

$$e_f = e_{tmCO_2} = 6076,8338 \text{ kJ/kmol}$$

Kimyasal ekserji denklemi:

$$e_{kimH_2O} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{1}{y_{H_2O}}$$

$$e_{kimH_2O} = 8,314 \cdot 309,7 \cdot \ln \frac{1}{0,0303}$$

$$e_{kimH_2O} = 9003,225307 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_{topH_2O} = e_{kimH_2O} + e_{tmH_2O} = 9003,225307 + 6076,8338 = 15080,059 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} H_2O$$

$$M_{H_2O} = 16 + 2 = 18 \text{ kg/kmol den;}$$

$$\frac{e_{topH_2O}}{M_{H_2O}} = \frac{15080,059}{18} = 837,78 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{topH_2O} = 837,78 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ bulunur.}$$

Karbonmonoksit (CO) termomekanik, kimyasal ve toplam ekserjisi:

Termomekanik ekserji denklemi;

$$e_f = e_{tm} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 \cdot (s^{-0} - s_0^{-0})$$

Burada formüldeki tanımlamaları yapacak olursak; Egzoz gazı sıcaklığına (753 °K) göre;

$$\bar{h} = 22352,5$$

$$\bar{h}_0 = 8669$$

$$T_0 = 309,7$$

$$s^{-0} = 225,24$$

$$s_0^{-0} = 197,543$$

$$e_f = e_{tm} = (22352,5 - 8669) - 309,7 \cdot (225,24 - 197,543) = 5105,7391$$

$$e_f = e_{tm_{CO}} = 5105,7391 \text{ kJ/kmol}$$

Kimyasal ekserji denklemi:

$$e_{kim_{CO}} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{1}{y_{CO}^c}$$

$$e_{kim_{CO}} = 8,314 \cdot 309,7 \cdot \ln \frac{1}{0,000007}$$

$$e_{kim_{CO}} = 30562,39076 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_{top_{CO}} = e_{kim_{CO}} + e_{tm_{CO}} = 30562,39076 + 5105,7391 = 35668,129 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \text{ CO}$$

$$M_{CO} = 12 + 16 = 28 \text{ kg/kmol den;}$$

$$\frac{e_{top_{CO}}}{M_{CO}} = \frac{35668,129}{28} = 1273,86 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{top_{CO}} = 1273,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ bulunur.}$$

Her bir yanma ürününün toplam ekserjisi gerçek kütlesi ile çarpılarak toplam egzoz ekserjisi  $E_{egzoz}$  elde edilir. (i: yanma ürünü)

$$E_{egzoz} = \sum M_i e_{top_i}$$

$$E_{egzoz} = M_{N_2} \cdot e_{topN_2} + M_{O_2} \cdot e_{topO_2} + M_{CO_2} \cdot e_{topCO_2} + M_{H_2O} \cdot e_{topH_2O} + M_{CO} \cdot e_{topCO}$$

$$E_{egzoz} = 0,00247714 \cdot 206,1175 + 5,573 \cdot 10^{-5} \cdot 295,5630 + 0,00060569 \cdot 644,530 + 0,00040209 \cdot 837,78 + 3,1536 \cdot 10^{-5} \cdot 1273,86$$

$$E_{egzoz} = 1,29 \text{ kW}$$

#### 4.3.5. Isı Transferine Eşlik Eden Ekserji Transferi

$$\dot{W}_{cv} + \dot{E}_D + \dot{E}_{qj} + \dot{E}_{ek} = \dot{E}_{kim}$$

$\dot{E}_D$  : Yanma sonucu yıkılan ekserji (kW)

$\dot{E}_{qj}$  : Isı transferine eşlik eden ekserji transferi (kW)

$\dot{E}_{ek}$  : Egzoz ekserjisi (kW)

$\dot{W}_{cv}$  : Net İş (kW)

$\dot{E}_{kim}$  : Yakıtın kimyasal ekserjisi (kW)

Formülünde  $\dot{E}_{ek}$  (Egzoz ekserjisi (kW)),  $\dot{W}_{cv}$  (Net İş (kW)),  $\dot{E}_{kim}$  (Yakıtın kimyasal ekserjisi (kW)) verileri önceden hesaplanmış olup;

$\dot{E}_{ek}$  : Egzoz ekserjisi=1,29 kW

$\dot{W}_{cv}$  : Net İş=2,8666 kW

$\dot{E}_{kim}$  : Yakıtın kimyasal ekserjisi=10,8080 kW olarak bulunmuştur.

Burada denklemde ki  $\dot{E}_{qj}$  ısı transferine eşlik eden ekserji transferi (kW) aşağıdaki bağıntılar ile bulunur;

Isı transferi ile çıkan ısı:

$$\dot{Q} = \dot{M}_y \cdot H_U - (\dot{W}_{CV} + \dot{M}_{EK} \cdot \Delta h_{EH})$$

$$\dot{M}_{EK} \cdot \Delta h_{EH} = M_{N_2} \cdot \Delta h_{N_2} + M_{O_2} \cdot \Delta h_{O_2} + M_{CO_2} \cdot \Delta h_{CO_2} + M_{H_2O} \cdot \Delta h_{H_2O} + M_{CO} \cdot \Delta h_{CO}$$

$$\text{(Karbondioksit için)} \Delta h = \frac{(h-h_0)}{M_{CO_2}} = \frac{29780,8-9364}{44} = 464,01 \text{ kJ/kmol}$$

$$\text{(Karbonmonoksit için)} \Delta h = \frac{(h-h_0)}{M_{CO}} = \frac{22352,5-8669}{28} = 488,69 \text{ kJ/kmol}$$

$$\text{(Oksijen için)} \Delta h = \frac{(h-h_0)}{M_{O_2}} = \frac{22944,2-8682}{32} = 445,69 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\text{Su buharı için}) \Delta h = \frac{(h-h_0)}{M_{H_2O}} = \frac{26091,3-9904}{18} = 899,29 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\text{Azot için}) \Delta h = \frac{(h-h_0)}{M_{N_2}} = \frac{22242,3-8669}{28} = 484,76 \text{ kJ/kmol}$$

$$M_{EK} \cdot \Delta h_{EH} = 0,00247714 \cdot 484,76 + 5,573 \cdot 10^{-5} \cdot 445,69 + 0,00060569 \cdot 464,01 + 0,00040209 \cdot 899,29 + 3,1536 \cdot 10^{-5} \cdot 488,69$$

$$M_{EK} \cdot \Delta h_{EH} = 1,8837 \text{ kW}$$

$$\dot{M}_y = 0,000361285 \text{ kg/s}$$

$$H_U = 26900 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{cv} = 2,8666 \text{ kW}$$

$$\dot{Q} = \dot{M}_y \cdot H_U - (\dot{W}_{cv} + \dot{M}_{EK} \cdot \Delta h_{EH})$$

$$\dot{Q} = 0,000361285 \cdot 26900 - (2,8666 + 1,8837) = 4,968 \text{ kW}$$

Isı transferine eşlik eden ekserji transferi ise;

$$\dot{E}_{qj} = \dot{Q} \cdot (1 - T_0/T_c)$$

Burada;

$$T_0: \text{Çevre sıcaklığı} = 309,7$$

$$T_c: \text{Blok yüzey sıcaklığı} = 413$$

$$\dot{E}_{qj} = 4,968 \cdot (1 - 309,7/413) = 1,2426 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{qj} = 1,2426 \text{ kW}$$

Bu denklemlerle elde edilen veriler ekserji dengesi denkleminde yerine konularak;

$\dot{W}_{cv} + \dot{E}_D + \dot{E}_{qj} + \dot{E}_{ek} = \dot{E}_{kim}$  bu denklemden  $\dot{E}_D$  (yanma sonucu yıkılan ekserji) bulunur.

$$2,8666 + \dot{E}_D + 1,2426 + 1,29 = 10,8080$$

$$\dot{E}_D = 5,40 \text{ kW}$$

#### 4.3.6. Motorda Üretilen Toplam Entropi

$$\dot{E}_D = T_0 \cdot \sigma_{CV}$$

$$\sigma_{CV} = \frac{\dot{E}_D}{T_0} \text{ formülüyle bulunur.}$$

$T_0$ : Çevre sıcaklığı=309,7 K

$\dot{E}_D$ : Yanma sonucu yıkılan ekserji=5,40 kW

$$\sigma_{CV} = \frac{\dot{E}_D}{T_0} = \frac{5.40}{309,7} = 0,01743 \text{ kW}$$

$$\sigma_{CV} = 0,01743 \text{ kW}$$

#### 4.3.7. Motordaki Ekserjik Verim

$$\varepsilon = \frac{W_{cv}}{E_F}$$

$E_F$ : Sisteme giren ekserji (Yakıtın kimyasal ekserjisi-Yakıt ekserjisi) =10,8080 kW

$W_{cv}$ : Kontrol hacmindeki net iş ( $\dot{E}_w = N_e$ )=2,8666

$$\varepsilon = \frac{W_{cv}}{E_F} = \frac{2,8666}{10,8080} = 0,2652$$

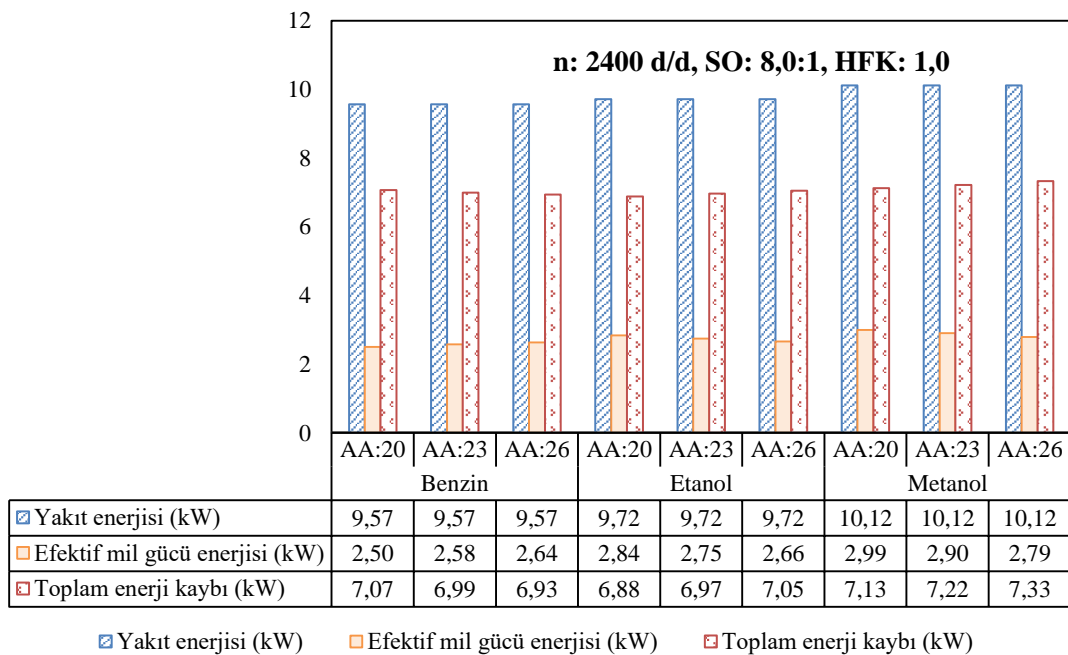
$$\varepsilon = 0,2652$$

## 5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Balki (Balki M. K., 2013) tarafından yapılan deneysel çalışmanın verilerininin kullanıldığı bu çalışmada, termodinamik analiz yapılmıştır. İlgili çalışmada buji ateşlemeli bir motorda alternatif yakıt olarak saf etanol ve metanol kullanılmıştır. Çalışmada üç farklı SO (8,0:1, 8,5:1 ve 9,0:1) değeri tercih edilmiş ve her bir SO değerinde deney motoru üç farklı AA (20°, 23° ve 26°)'ya ayarlanarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Kullanılan yakıtlar için gerçekleştirilen bütün deneyler tam gaz kelebeği açıklığı, sabit motor hızı (2400 d/d) ve hava fazlalık katsayısında (HFK=1,0) yapılmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlar enerji ve ekserji analizinde kullanılmış ve elde edilen bulgular başlıklar halinde sunulmuştur.

### 5.1. Enerji analizi

Bu bölümde benzin, etanol ve metanol yakıtlarının farklı SO ve AA'lardaki enerji analizi sonucu verilmiştir. Buji ateşlemeli bir motorda farklı yakıt türlerinin AA'ya bağlı olarak 8,0:1 SO'daki enerji analiz sonuçları Şekil 5.1'de gösterilmektedir.



**Şekil 5. 1.** Farklı yakıtların 8,0:1 SO'da AA'ya bağlı enerji analiz sonuçları

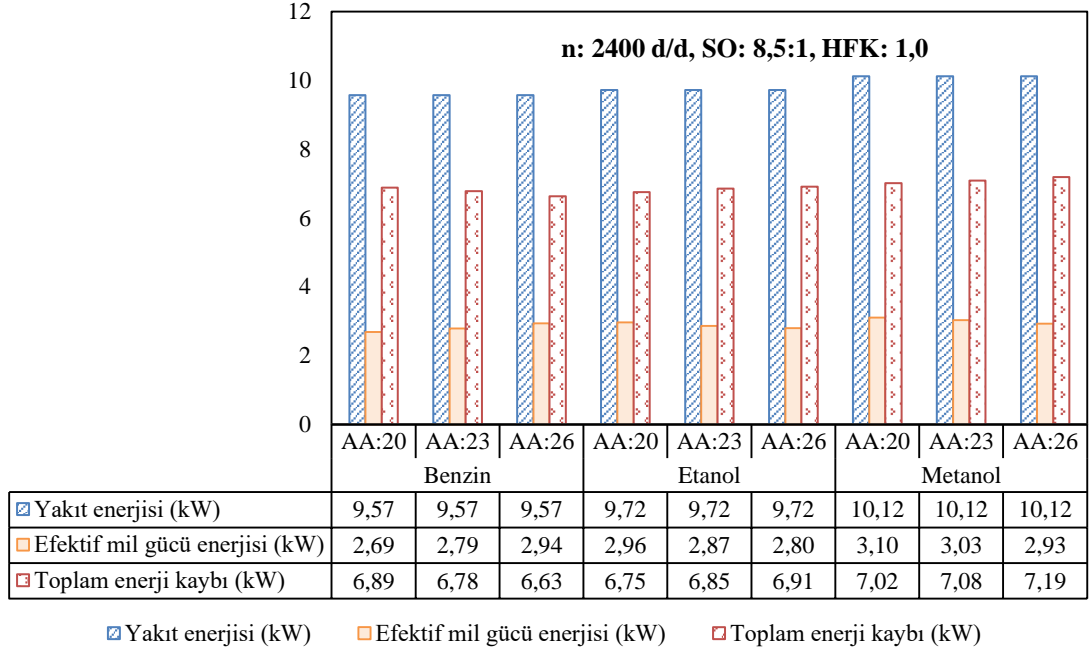
Çalışmada yakıt enerjisi, efektif mil gücü enerjisi ve toplam enerji kaybı olarak üç şekilde enerji analizi yapılmıştır. Yakıt enerjisi; motorda kullanılan yakıtın verebileceği maksimum enerjisi ifade etmektedir. Efektif mil gücü enerjisi ise motorun çıkış milinden

alınan faydalanılan enerjiyi göstermektedir. Toplam enerji kayıpları ise bu iki değer arasındaki fark olup, kullanılmayan enerjiyi temsil etmektedir. Toplam enerji kayıplarının çoğunu egzozdan ve ısı transferi ile çevreye atılan enerjiden oluşturmaktadır. Çanakçı ve ark. (Çanakçı & Hoşöz, 2006) tarafından ısı transferi ile kaybedilen enerjinin yanma odası duvarlarının yalıtılması ile azaltılabileceği ifade edilmiştir.

Şekil 5.1 incelendiğinde metanol yakıtının en yüksek yakıt enerjisinin sahip olduğu ve onu sırasıyla etanol ve benzinin takip ettiği görülmüştür. Alkol yakıtların ısı değerinin az olmasına karşın yakıt enerjilerinin benzinden yüksek çıkmıştır. Motorda yapılan deneylerde emme manifoldu kanalları alternatif yakıtlara göre yeniden dizayn edilmemiştir. İçeri alınan hava miktarı sabit olması hava miktarına göre stokiyometrik karışımı oluşturabilmek için kütlece daha fazla etanol ve metanol yakıtı kullanılmasına neden olmuştur (Balki, Sayın, & Çanakçı, 2014). Bu durum karışımın ısı değerini artırmış ve böylece yakıt enerjisinin yüksek çıkmasını neden olmuştur. Grafik incelendiğinde metanol yakıtının 10,12 kW'lık bir yakıt enerjisine sahip olduğu görülmektedir. Efektif mil gücü enerjisi ise en fazla 2,99 kW olarak gerçekleşmiş ve bu değer metanol yakıtlı çalışmada 20° AA'da sağlanmıştır. Metanol yakıtının daha yüksek oksijen içeriği ve buna bağlı artan laminer yanma hızı düşük AA değerinde motor gücünü artırmıştır. Toplam kayıp enerjiler ise benzinli çalışmada AA'nın artmasıyla azalırken, alkol yakıtlı çalışmalarda AA'nın düşmesiyle azaldığı tespit edilmiştir. Enerji analizi açısından 8,0:1 SO değerinde enerji kayıplarının bütün AA'larda genel olarak etanol yakıtlı çalışmada daha az olduğu gözlemlenmiştir. Benzin yakıtlı çalışma da ise metanole göre kayıplar daha az gerçekleşmiştir. 26 °AA'da benzin kullanımı 20° AA'ya göre toplam enerji kaybını %1,87 oranında azalttığı tespit edilmiştir. 26° AA'ya göre 20°AA'da kullanımı etanol ve metanol yakıtı kullanımı ile toplam enerji kayıpları sırasıyla %2,47 ve %2,76 oranında düştüğü görülmüştür. Sonuçlara göre 8,0:1 SO'da toplam enerji kaybı açısından AA'nın en fazla metanol yakıtlı çalışmada etkili olduğu anlaşılmaktadır. Genel olarak alkol yakıtlı çalışmada AA'nın önemli bir faktör olduğu görülmüştür.

8,5:1 SO'da farklı yakıtlardan elde edilen enerji analizinin AA'ya bağlı olarak değişimleri Şekil 5. 2'de verilmiştir. Motorda SO'nun 8,0:1'den 8,5:1'e alınmasıyla birlikte bütün yakıt türlerinde efektif mil gücü enerjisinde artış ve toplam kayıp enerjinin ise azalış tespit edilmiştir. Artan SO değeri sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığı artırdığından yanma sonu basınç ve sıcaklıkların artmasına ve dolayısıyla gücün artmasına neden olduğu

düşünülmektedir. Benzinli çalışmada yüksek AA değerinde enerji kayıpları daha az gerçekleşirken, etanol ve metanol yakıtlı çalışmalarda düşük AA değerlerinde kayıp enerjiler azalmıştır. Bu azalma değerleri benzinde %3,64, etanolde %2,32 ve metanolde %2,45 olarak gerçekleşmiştir.

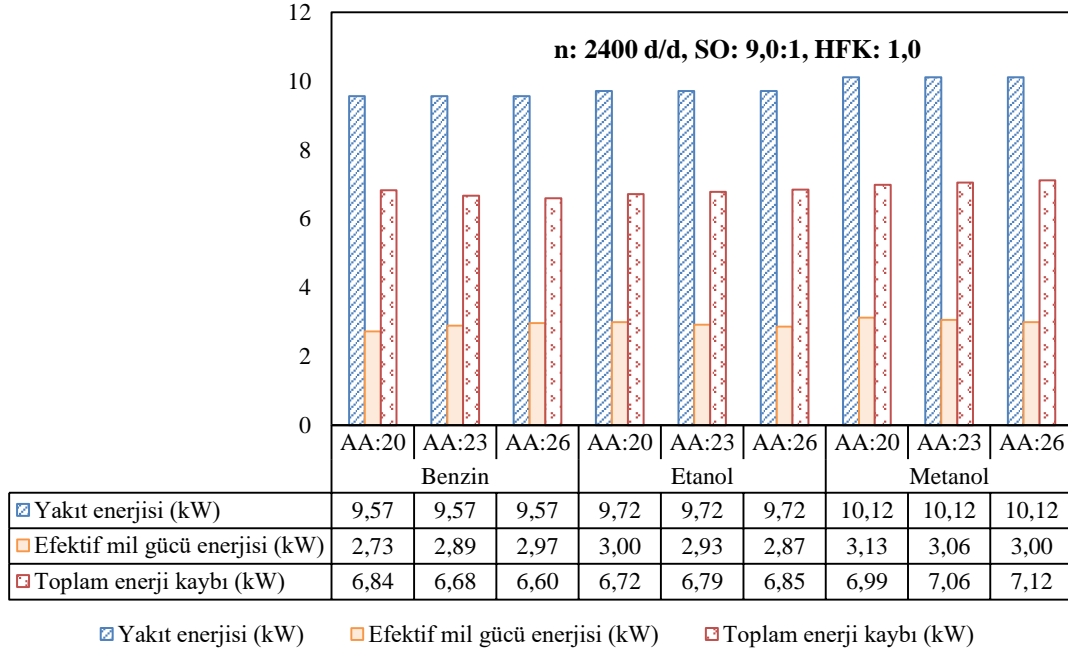


**Şekil 5. 2.** Farklı yakıtların 8,5:1 SO'da AA'ya bağlı enerji analiz sonuçları

Sonuçlara göre 8,5:1 SO'da toplam kayıp enerjileri açısından AA en fazla benzin yakıtlı çalışmada etkili olduğu tespit edilmiştir. 8,5:1 SO değeri motorun orijinal SO değeri olup etanol ve metanolün yakıt özelliklerinin olumlu etkisinin yansıtacak bir değer olmaması bu sonuca etken olduğu düşünülmektedir. 9,0:1 SO değerinde benzin, etanol ve metanol yakıtlarının farklı AA'da elde edilen enerji analiz sonuçları Şekil 5.3'de verilmiştir.

Artan SO değeri ile birlikte bütün yakıt ve deney şartlarından elde edilen efektif mil gücü enerjisi yükselmiş ve toplam kayıp enerjiler azalmıştır. Efektif mil gücü en yüksek 3,13 kW değerle 20° AA'da metanol yakıtlı çalışmada elde edilmiştir. Toplam kayıp enerji ise en düşük değere (6,6 kW) 26° AA'da benzin yakıtlı çalışmada ulaşmıştır. Bu değer toplam enerji kayıpları açısından ulaşılan en düşük sonuçtur. Benzer olarak etanol ve metanol yakıtlı çalışmada en düşük değerler 20° AA ve 9,0:1 SO'da elde edilmiştir.





**Şekil 5. 3.** Farklı yakıtların 9,0:1 SO'da AA'ya bağlı enerji analiz sonuçları

Farklı AA ve SO değerlerinde benzin, etanol ve metanol yakıtlı çalışmalardan elde edilen efektif verim değerleri Tablo 5.1'de gösterilmiştir.

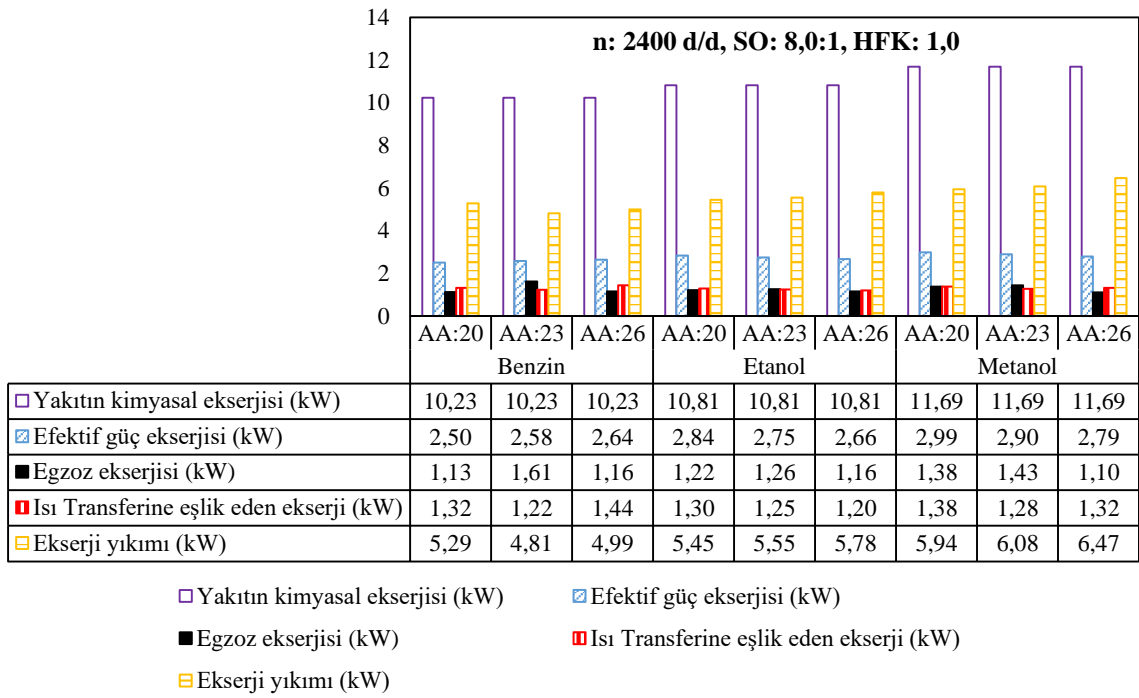
**Tablo 5. 1.** Farklı SO ve AA'dan elde edilen efektif verim sonuçları (1. Yasa verimi)

		8,0			8,5			9,0			
		AA	20	23	26	20	23	26	20	23	26
Efektif verim (%)	<b>Benzin</b>		26,16	26,96	27,55	28,06	29,15	30,68	28,57	30,24	31,05
	<b>Etanol</b>		29,21	28,28	27,42	30,50	29,50	28,85	30,86	30,14	29,50
	<b>Metanol</b>		29,57	28,67	27,57	30,67	29,98	28,95	30,95	30,26	29,64

Efektif verim Termodinamiğin birinci yasa verimi olarak ifade edilmektedir. Görüldüğü üzere motorda en yüksek efektif verim toplam enerji kaybının en az olduğu çalışmada ulaşılmıştır. Benzinin 26° AA ve 9,5:1 SO'da kullanımı sırasında %31,05 oranında efektif verim elde edilmiştir. Motorun orijinal çalışma parametreleri olan 8,5:1 SO ve 23° AA'ya göre kıyaslandığında efektif verimdeki artışın %6,52'ye ulaştığı tespit edilmiştir. Etanol ve metanol yakıtlı çalışmada orijinal çalışma parametrelerinde benzin kullanımına kıyasla efektif verim sırasıyla %5,87 ve %6,17 oranında yükselmiştir.

## 5.2. Ekserji analizi

Bu bölümde benzin, etanol ve metanol yakıtlarının farkı SO ve AA'lardaki ekserji analizi sonuçları irdelenmiştir. Deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlarda her bir yakıt için kimyasal ekserji, efektif güç ekserjisi, egzoz ekserjisi, ısı transferine eşlik eden ekserji ve ekserji yıkımı aynı şekil içerisinde sunulmuştur. Ayrıca, termodinamiğin ikinci kanun verimi olarak ta bilinen ekserji verim sonuçları irdelenmiştir. Şekil 5. 4'de 8,0:1 SO'daki ekserji analiz sonuçları AA'ya bağlı olarak verilmiştir.

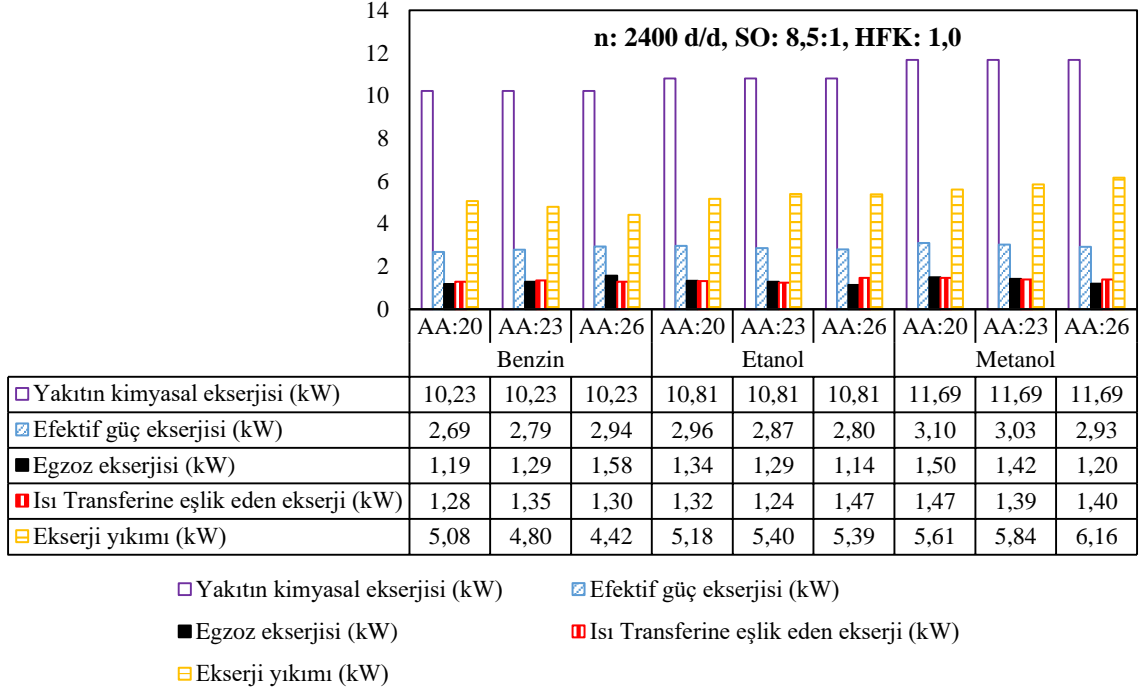


**Şekil 5. 4.** Farklı yakıtların 8,0:1 SO'da AA'ya bağlı ekserji analizi sonuçları

Yakıtın kimyasal ekserjisi ısı değerini ve yakıt miktarının bir fonksiyonu olduğu için yakıt enerjisine benzer sonuçlar gözlemlenmiştir. Stokiyometrik şartlarda (HFK=1,0) etanol ve metanol yakıtlarının kimyasal ekserjileri yüksek çıkmıştır. Bu bağlamda grafik incelendiğinde 8,0:1 SO'da efektif güç ekserjisinin alkol yakıt kullanımı ile bütün AA'larda artış gösterdiği tespit edilmiştir. Etanol ve metanol yakıtlı çalışmada en yüksek efektif güç ekserjisine 20° AA değerinde ulaşılmıştır. Benzin yakıtlı çalışmada ise 26° AA değerinde görülmüştür. Egzoz emisyonları ile atılan ısı enerjisini belirleyen egzoz ekserjisi, egzoz gaz sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artmaktadır (Çengel , 2018) .Egzoz gaz sıcaklıkları benzin yakıtlı çalışmada 26° AA'da, etanol ve metanol de 20°AA'da en yüksek değere ulaşmıştır. Benzer bir durum gösteren egzoz ekserjisi en fazla 1,43 kW'a yükselmiştir. Bu değer metanolün 20°AA'da kullanımı ile gerçekleşmiştir. Deney motoru

hava soğutmalı olduğu için ısı transferine eşlik eden ekserji motor bloğu yüzey sıcaklığına bağlı olarak hesaplanmıştır. Şekil 5.4 incelendiğinde ısı transferine eşlik eden ekserjinin en yüksek 1,44 kW olduğu ve bunu 26°AA'da benzin yakıtlı çalışmada sağladığı tespit edilmiştir. Benzinin ısı değerinin etanol ve metanolden yüksek olması ve artan ateşleme avansının yanma sonu basınç ve sıcaklığı yükseltmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Ekserji yıkımı; yanma süreci içinde gerçekleşen kimyasal tepkimeye art maddelerin karışması, moleküller arası gerçekleşen ısı geçişleri, gazların genleşme ve hareketi sırasındaki sürtünme, yanma odası geometrisinin neden olduğu hava/yakıt karışımının akış hareketleri, yanma odasındaki art egzoz gazları vb. birçok tersinmez süreçleri ifade eder (Çengel K. , 2018) (Zheng & Caton, 2012). 8,0:1 SO'daki ekserji yıkımı incelendiğinde bütün AA'larda en yüksek değerlerin metanol yakıtlı çalışmada olduğu görülmektedir. Metanolün yakıt ekserjisinin diğer yakıtlara göre daha fazla olması ekserji yıkımındaki artışın ana nedeni olduğu düşünülmektedir. Ayrıca, SO'nun düşük olması ve HFK'nın sabit olması gibi durumlar da ekserji yıkımının artırmıştır. Ekserji yıkımında en düşük değer ise benzin yakıtlı çalışmada 23° AA'da elde edilmiştir.

Farklı yakıt türlerinde 8,5:1 SO değerinde elde edilen ekserji analizinin AA'ya bağlı olarak değişimi Şekil 5.5'de gösterilmiştir. SO'nun artmasıyla birlikte genel olarak bütün yakıt türleri ve AA'larda efektif güç ekserjisinin artışa geçtiği gözlemlenmiştir. Artan SO değeri ile birlikte yanma için elverişli ortam oluştuğu için güç artışı gerçekleşmiştir. Egzoz ve ısı transferine eşlik eden ekserjiler artan SO ile birlikte genel olarak yükselmiştir. AA ise bu ekserjilere benzin yakıtlı çalışmada yüksek değerlerde etkili olurken etanol ve metanol yakıtlı çalışmalarda düşük AA değerlerinde etkili olduğu tespit edilmiştir. Ekserji yıkımı açısından sonuçlar değerlendirildiğinde SO'nun 8,0:1'den 8,5:1'e alınması daha düşük ekserji yıkımı gerçekleşmesine neden olmuştur. Ekserji yıkımındaki azalmanın benzin, etanol ve metanol yakıtlı çalışmalarda ortalama olarak sırasıyla %5,22, %4,8 ve %4,68 olduğu tespit edilmiştir. Motorun orijinal özellikleri olan 8,5:1 SO ve 23° AA'da benzin yakıtlı çalışmada elde edilen sonuçlara kıyasla 20°AA'da etanol ve metanol kullanımı ekserji yıkımını sırasıyla %7,91 ve %16,93 oranında artırmıştır. Ayrıca, metanol kullanımı etanole göre %3,9 oranında daha fazla ekserji yıkımına neden olmuştur.

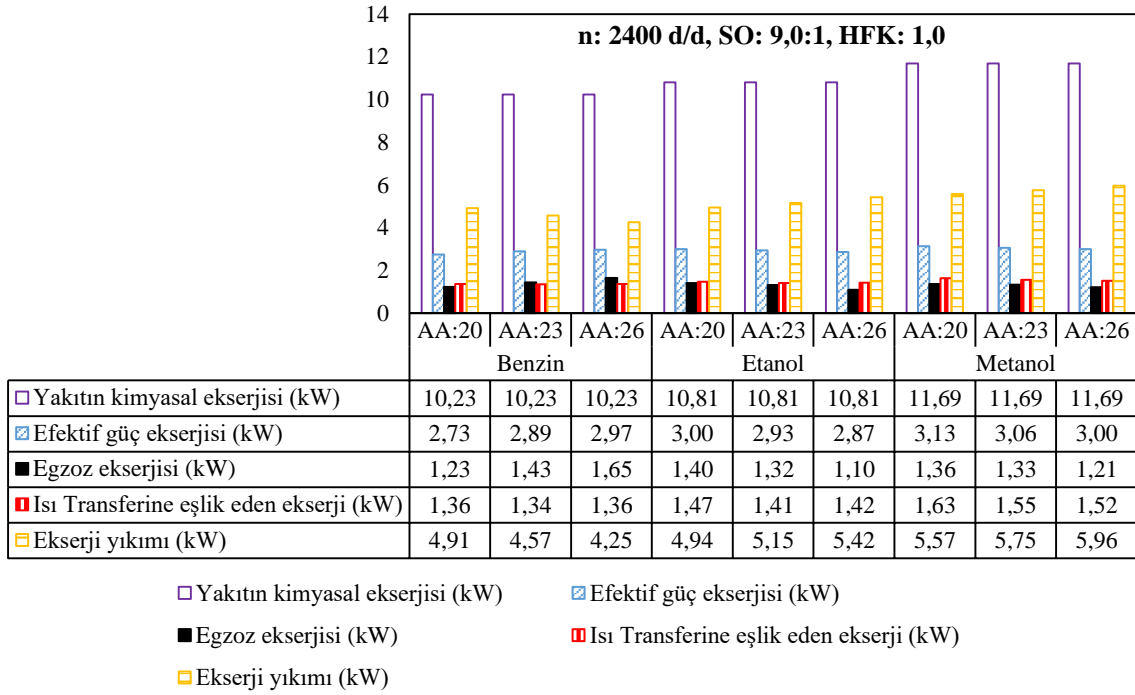


**Şekil 5. 5.** Farklı yakıtların 8,5:1 SO'da AA'ya bağlı ekserji analizi sonuçları

Etanol ve metanol gibi alkol yakıtlarda görülen ekserji yıkımındaki bu artışın yanma kimyası sırasında oluşan düzensizlikler ve stokiyometrik karışımındaki yakıt miktarından kaynaklandığı düşünülmektedir. Alkol yakıtların önemli egzoz emisyon problemlerinden biri aldehit adı verilen karbonil bileşiklerdir. Referans alınan deneysel çalışmada bu emisyon ölçülemediğinden ekserji işlemine alınmamıştır. Alkollerin ekserji yıkımında görülen bu yükselişin büyük bir kısmının bundan kaynaklandığı düşünülmektedir.

SO değerinin 9,0:1'e alınmasıyla AA'ya bağlı olarak gerçekleştirilen deneylerden elde edilen ekserji analizi Şekil 5.6'da gösterilmektedir. SO'nun yükselmesi yanma odasında basınç ve sıcaklığın artırmaktadır. Bu değer aşırı fazla olması buji ile ateşlemeli motorlarda vuruntu meylini artırır. Alkol yakıtlar sahip oldukları yüksek oktan sayısından dolayı vuruntuya karşı dirençleri benzine kıyasla yüksektir. Bu durum elde edilen efektif güç ekserjisinde kendini göstermiştir. Etanol ve metanol kullanımı maksimum değerler kıyaslandığında benzine göre sırasıyla efektif güç artışı %0,94 ve %5,4 olarak gerçekleşmiştir. Ekserji türlerindeki maksimum değerler benzinde 26° AA'da oluşurken, etanol ve metanol yakıtlı çalışmalarda 20° AA'da gerçekleşmiştir. Benzer kıyaslama egzoz ekserjisine göre yapıldığında etanol ve metanol kullanımı benzine göre sırasıyla %15,28 ve %17,69 oranında azalttığı tespit edilmiştir. Alkol kullanımı ile düşen egzoz gaz sıcaklığının bu azalmada etken olduğu düşünülmektedir. Isı transferine eşlik eden

ekserji ise etanol ve metanol ile benzine göre sırasıyla %7,76 ve %19,71 oranında artmıştır.



**Şekil 5. 6.** Farklı yakıtların 9,0:1 SO'da AA'ya bağlı ekserji analizi sonuçları

Ekserji yıkımı açısından Şekil 5.6 incelendiğinde en fazla yıkımın 5,96 kW ile metanolün 26° AA'da kullanımıyla gerçekleştiği görülmektedir. En az yıkım ise 4,25 kW olarak 26° AA'da benzin yakıtlı çalışmada gerçekleşmiştir. Alkol yakıtlar ise ekserji yıkımında en az değerlerine 20° AA'da ulaştığı belirlenmiştir. Bu esnadaki değerleri benzinin en az değerine göre kıyaslandığında ekserji yıkımı etanol ile %7,76 ve metanol ile %19,71 oranlarında arttığı tespit edilmiştir. Değişik AA şartlarında farklı SO değerlerinde kullanılan test yakıtlarının ekserji verimleri Tablo 5.2'de gösterilmektedir.

**Tablo 5. 2.** Farklı SO ve AA'dan elde edilen ekserji verimi sonuçları (2. Yasa verimi)

SO		8,0			8,5			9,0		
AA		20	23	26	20	23	26	20	23	26
Ekserji verimi (%)	<b>Benzin</b>	24,47	25,22	25,77	26,24	27,27	28,70	26,72	28,29	29,04
	<b>Etanol</b>	26,26	25,43	24,65	27,43	26,52	25,94	27,75	27,10	26,52
	<b>Metanol</b>	25,59	24,82	23,86	26,55	25,95	25,06	26,79	26,19	25,65

Termodinamiğin ikinci yasa verimi olarak ta bilinen ekserji verimi; sistemlerin gerçekte ısı veriminin, aynı koşullar altında olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranı olarak ifade edilmektedir (Çengel & Boles, 2013). Sonuçlar genel olarak irdelendiğinde ekserji verimlerinin efektif verim değerlerine göre azaldığı gözlemlenmiştir. Motor en yüksek ekserji verimine %29,04 oranla benzinin 9,0:1 SO'da 26° AA'da kullanımıyla sağladığı tespit edilmiştir. Sonuçlar kendi içinde incelendiğinde, benzin yakıtında artan SO ve AA değeri ekserji verimini yükseltmiştir. Etanol ve metanol yakıtlarında ise ekserji verimi artan SO ve azalan AA ile artışa geçmiştir. Metanol yakıtlı çalışmada elde edilen ekserji verimi efektif verime göre azalmanın diğer yakıt türlerinden daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Bu esnadaki ekserji yıkımında fazla olduğu gözlemlenmiştir.



## 6. SONUÇ ve ÖNERİLER

Yapılan çalışma sonucunda enerji ve ekserji analizi bakımından benzin yakıtının 9,0:1 SO ve 26° AA'da kullanımının daha iyi olduğu gözlemlenmiştir. Etanol ve metanol yakıtları ise en iyi sonuçlara 9,0:1 SO ve 20° AA'da ulaştığı gözlemlenmiştir. Sonuçlar motorun orijinal çalışma parametresi olan 8,5:1 SO ve 23° AA'ya göre kıyaslandığında;

- Benzinin 9,0:1 SO ve 26° AA'da kullanımıyla; efektif mil gücü enerjisi ve ısı verim %6,5 oranında artarken, toplam enerji kaybı %2,67 oranında azalmıştır. Egzoz ekserjisi ve ısı transferine eşlik eden ekserji sırasıyla %28,40 ve %0,55 oranında yükselirken, ekserji yıkımının %11,54 oranında düştüğü tespit edilmiştir.
- Etanolün 9,0:1 SO ve 20° AA'da kullanımına göre; stokiyometrik yakıt karışımının yakıt enerjisi %1,54 artmış, efektif mil gücü enerjisi ve ısı verim ise %7,5 ve %5,86 oranlarında yükselmiş ve toplam enerji kaybı ise %0,91 azalmıştır. Ayrıca, yakıtın kimyasal ekserjisi %5,63, egzoz ekserjisi %8,78, ısı transferine eşlik eden ekserji %8,35, ekserji verimi %1,77 ve ekserji yıkımı %2,9 oranında arttığı bulunmuştur.
- Metanol yakıtının 9,0:1 SO ve 20° AA'da kullanımına göre; yakıt enerjisi %5,73, efektif mil gücü enerjisi %12,25, ısı verim %6,17 ve enerji kaybının %3,04 oranlarında yükseldiği tespit edilmiştir. Yakıtın kimyasal ekserjisi %14,26, egzoz ekserjisi %5,7, ısı transferine eşlik eden ekserji %20,36 ve ekserji yıkımının %16 oranında arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, ekserjik verim %1,75 oranında azaldığı görülmüştür.

Yukarıdaki sonuçlara göre, enerji ve ekserjik yönden etanol ve metanol kullanımında SO ve AA'nın önemli bir etken olduğu gözlemlenmiştir. Bu yakıtların deney motoru gibi hava soğutmalı tek silindirli bir motorda kullanılmasında daha yüksek efektif verim elde edilmek isteniyorsa SO artırılmalı AA ise azaltılmalıdır. Ancak ekserjik yönden değerlendirildiğinde oluşan kayıpların giderilmesi için farklı yöntemler geliştirilmelidir. Özellikle HFK değeri optimize edilmeli veya alkol yakıtlara uyumlu motor tasarımı yapılmalıdır.

## KAYNAKLAR

- (2019). *Fuel properties*. . [www.merckmillipore.com/chemicals/all-products](http://www.merckmillipore.com/chemicals/all-products) , [erişim tarihi: 03.07.19].
- Abdalla, G. (2002). Computer Simulation Of A Four-Stroke Spark Ignition Engine, *Energy Conversion&Management*, 43, 1043-1061.
- Abuşoğlu, A., & Kanoğlu, M. (2008). Exergetic And Thermoeconomic Analyses Of Diesel Engine Powered Cogeneration. *Applied Thermal Engineering*, 48.
- Acaroğlu, M., Oğuz, H., & Ünalı, M. (2004). Türkiye İçin Alternatif Bir Yakıt :Biyometanol ,Yakıt Olarak Kullanımı ve Emisyon Değerleri. *Biyoenjerji Sempozyumu*, (s. 202-203). İzmir.
- Adams, W., Adamis, P., & Hinrich, H. (1987). Analysis Of The Combustion Process Of A Spark Ignition Engine With A Variable Compression Ratio, *Sae*, Paper No: 870610.
- Akandere, M. (2012). Çift yakıtlı (Dizel+Hidrojen)yakıtlı bir dizel motorunda enerji ve ekserji analizi.Yüksek Lisans Tezi,Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,İstanbul,100s.
- Altınır, U. (2006). Niğde: Doğrudan Metanollü Yakıt Pili İçin Çift Kutuplu Plaka Geliştirilmesi ve Performans İncelenmesi.Yüksek Lisans Tezi,Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,Niğde,99 s.
- Anonim. (2019, 05). Otomobil Teknolojisi Blogspot. adresinden alındı
- Balki, M. K. (2013). Metanol ve etanolün buji ateşlemeli bir motora uygulanmasında performans ve emisyon parametrelerinin incelenmesi.Doktora Tezi,Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,İstanbul,181 s.
- Balki, M. K. (2013). İstanbul: Metanol ve Etanolün Buji Ateşlemeli Bir Motora Uygulanmasında Performans ve Emisyon Parametrelerinin İncelenmesi Marmara Üniversitesi,Fen Bilimleri Enstitüsü ,Makine Eğitimi Anabilim Dalı,Makine Eğitimi programı.
- Balki, M., Sayın, C., & Çanakçı, M. (2014). The effect of different alcohol fuels on the performance, emission and combustion characteristics of a gasoline engine. *Fuel*, 115: 901-906.
- Bayrak, M. (2011). Farklı Yakıtlar Kullanılan Buji Ateşlemeli Bir Motorda Ateşleme Avansının ve Sıkıştırma Oranının Motor Performansına ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi.Yüksek Lisans Tezi,Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,Kayseri,99 s.
- Bhatti, S., Verma, S., & Tyagi, S. (2019). Energy and exergy based performance evaluation of variable compression ratio spark ignition engine based on experimental work. *Thermal Science and Engineering Progress*, 9, 332-339.
- Birsen, E. B. (2008). Hidrojenin içten yanmalı motorlarda kullanılması.Yüksek Lisans Tezi, Kayseri: Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,Kayseri,84 s.
- Blair, P. (1999). Design and Simulation Four Stroke Engines,SAE INC.,Warrendale,PA. USA.
- Blakey, S., & Saunders, R. (1991). Design And Experimental Study Of An Otto-Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing, *Sae*, Paper No: 910451.



- Boggs, D., & Hilbert, H. (1995). The Otto-Atkinson Cycle Engine Fuel Economy And Emissions Results And Hardware Design.
- Borat, O., Balcı, M., & Sürmen, A. (2000). *İçten Yanmalı Motorlar* (Cilt 1). İstanbul,Ankara,Bursa: Uludağ Üniversitesi Vakfı Yayınları.
- Caton, J. (2010). Implications of fuel selection for an SI engine: Results from the first and second laws of thermodynamics. *Fuel* 89.11: 3157-3166.
- Caton, J. (2010). "A Thermodynamic Evaluation of the Use of Alcohol Fuels in a Spark-Ignition Engine." *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 2.2 : 1-19.
- Ceviz, M. A. (2000). Alternatif yakıt olarak hidrojen-benzin karışımlarının benzin motorlarında kullanımı.Yüksek Lisans Tezi,Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,Erzurum,82 s.
- Chalsma, J. K. (1993). Filling Up On Alternative Fuels,*Machine Design*,Vol.65,NUM.1PP.64-69.
- Cussons Tecnology. (1996). The Ricardo/Cussons Standard Hydra Engine And Test Bed Instruction Manual, G. Cussons Ltd., Manchester, 12 (16).
- Çanakcı, M., & Hoşöz, M. (2006). Energy And Exergy Analyses Of A Diesel Engine Fuelled With Various Biodiesels. *Energy Sources*, 379-394.
- Çelik, M. (1999). Buji ateşlemeli bir motor sıkıştırma oranının değişken hale dönüştürülmesi ve performansa etkisinin araştırılması.Doktora Tezi,Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,Ankara.
- Çengel, K. (2018). Farklı oranlarda biyoetanol - benzin karışımlarının benzinli bir motorda kullanımının performans ve ekserji analizi, Yüksek Lisans Tezi, Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Çengel, Y., & Boles, M. (2013). Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla, çeviri editörü: Pınarbaşı, Ali. Palme yayıncılık, Ankara, 2013.
- Drangel, H., Olofsson, E., & Reinmann, R. (2002). The Variable Compression (Svc) And The Combustion Control (Scc)–Two Ways To Improve Fuel Economy And Still Comply With World-Wide Emission Requirements, *Sae*, Paper No: 200201-0996, 1691-1706.
- Durgun, O. (1988). Motorlarda Petrol Yerine Kullanılabilecek Yakıtlar. *Mühendis Ve Makina*, 336,24-26.
- Erduranlı, P. (1997). Enerji santraline ekserji analizinin uygulanması.Yüksek Lisans Tezi,Zonguldak Kara Elmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,Zonguldak,100 s.
- Ergeneman, M., Kutlar, A., Mutlu, M., & Arslan, H. (1998). *Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler* . İstanbul, Türkiye: Birsen Yayınevi.
- Gül, E. (2006). Hidrojenin içten yanmalı motorlarda yakıt olarak kullanılması ve performansa etkileri.Yüksek Lisans Tezi,Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,İstanbul,110 s.
- Güler, Y. (2006). İçten yanmalı motorlarda Lpg'nin yakıt olarak kullanımı.Yüksek Lisans Tezi,İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü,İstanbul,56 s.

- Gümüş, M. (1998). İçten yanmalı motorlarda doğal gazın alternatif yakıt olarak kullanılması. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 94 s.
- Harne, V., & Marathe, S. (1987). Marathe, S.R., Variable Compression Ratio Two Stroke Engine, Sae, Paper No: 891750, 1-10.
- Heisler, H. (1995). Advanced Engine Technology, Edward Arnold Press, London, UK.
- Kahraman, N., & Akansu, S. O. (2003). Kayseri: Motorlu Taşıtlarda Alternatif Ve Yenilenebilir Yakıt Kullanımının İrdelenmesi, Makine Mühendisleri Odası, Yeni Ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu Ve Sergisi.
- Karaosmanoğlu, F. (1990). Alkollü Benzinlerin Alternatif Motor Yakıtı Olarak Değerlendirilmesi. İSTANBUL: İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Kart, A. (2009). LPG ile çalışan bir benzin motorunda ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 102 s.
- Kiani, M., Rostami, S., Eslami, M., Yusaf, T., & Sendilvelan, S. (tarih yok). The Effect of inlet temperetare and spark timing on thermo -mechanical, chemical and the total exergy of an SI engine using bioethanol -gasoline blends. Energy conversion and management ,165,344-353.
- Klein, M., Eriksson, L., & Aslund, J. (2006). Compression Ratio Estimation Based On Cylinder Pressure Data, Control Engineering Practice, 14(3), 197-211.
- Moran, M. (1982). Availability Analysis: A Guide To Efficient Energy Use. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, Nj, USA.
- Moran, M., & Shapiro, H. (2000). Fundamentals Of Engineering Thermodynamics .Third Edition, Newyork, USA.
- Mustafi, N., Miraglia, Y., Raine, R., Bansal, P., & Elder, S. (2006). Spark-Ignition Engine Performance With 'Powergas Fuel (Mixture Of Co/H<sub>2</sub>): A Comparison With Gasoline And Natural Gas, Fuel, 85(12-13), 1605-1612.
- Özcan, H., & Çakmak, A. (tarih yok). "Comparative Exergy Analysis of Fuel Additives Containing Oxygen and HC based in a Spark-Ignition (SI) engine." International Journal of Automotive Engineering and Technologies 7.3: 124-133.
- Pamir, N. (2006). ASAM, Enerji Güvenliği, 5-7, 912, 14, Ankara.
- Rakopoulos, C., & Kyritsis, D. (2006). Hydrogen Enrichment Effects On The Second Law Analysis Of Natural And Landfill Gas İn Engine Cylinders. Hydrogen Energy, 31, 1384-1393.
- Reed, D. (1989). Methanol Fuel, Automotive Engineering.
- Sandeep Kumar, K., & Karimi, M. (2013). "The effects of compression ratios and fuels on the energetic, exergetic and ecological efficiency of an air standard Otto cycle." International Journal of Energy Science 3.5 : 320-332.
- Sayın, C., Hosoz, M., Çanakcı, M., & Kılıçaslan, İ. (2007). Exergy And Energy Analyses Of A Gasoline Engine. International Journal Of Energy Research, 31, 259-273.

- Sekmen. (2003). Buji Ateşlemeli Bir Motorda Sıkıştırma Oranının Değiştirilebilir Hale Getirilmesi ve Performansa Etkisinin Araştırılması. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 184 s.
- Sekmen, Y., Sekmen, P., & Salman, M. (2007). Buji Ateşlemeli Bir Motorda Sıkıştırma Oranının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi. *Gazi Üniversitesi Mühendis ve Makina Dergisi*, 22(4), 745-751.
- Sezer, İ. (2008). Buji ateşlemeli motor çevrimine ekserji analizinin uygulanması. Doktora Tezi. Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 159 s.
- Soruşbay, A., & Aslan, E. (tarih yok). Hidrojen Yakıtlı İçten Yanmalı Motorlarda Yanma Performansı, Cilt:29, Sayı:339. *Mühendis Ve Makine Dergisi*,.
- Şener, Ö. (2016). Buji ateşlemeli motorlarda alternatif yakıt kullanımı. Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 83 s.
- Şöhret, Y., Gürbüz, H., & Akçay, İ. (2019). "Energy and exergy analyses of a hydrogen fueled SI engine: Effect of ignition timing and compression ratio." *Energy* 175 : 410-422.
- Şöhret, Y., Habib, G., & Akçay, İ. (2019). "Energy and exergy analyses of a hydrogen fueled SI engine :Effect of ignition timing and compression ratio." *Energy* 175 :410-422.
- TAPDK. (2007, 12 15). *Tütün Ve Alkol Piyasası Düzenleme Kurulu*. <http://www.tapdk.gov.tr/Alkol/Dokuman>. adresinden alındı
- Ültanır, M. (1997). Temiz Enerji Olarak Hidrojen Yakıtı ve Teknolojisi. *Türkiye 7. Enerji Kongresi, Teknik Oturum Tebliğleri Cilt :3*. Ankara.
- Valenti, M. (1991). Alternative Fuels :Paving the Way to Energy Independence, *Mechanical Engineering*, PP.42-46,.
- Vancoille, J. (tarih yok). Verhelst, S. (2010) Modeling the combustion of light alcohols in SI engines: a preliminary study. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest, Hungary, 1-12.
- Vancoille, J. (2010). ) Modeling the combustion of light alcohols in SI engines: a preliminary study. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest, Hungary, 1-12.
- Yağcıoğlu, E. (1984). Biyokütle Enerjisi. *EİE BÜLTENİ*.
- Yamin, J., & Dado, M. (2004). Performance Simulation Of A Four-Stroke Engine With Variable Stroke-Length And Compression Ratio”, *Applied Energy*, 77(4), 447-463,.
- Yamin, J., & Özcan, H. (2011). . "Second-law analysis of an LPG-powered 4-stroke SI engine under variable stroke length and compression ratio." *International Journal of Exergy* 8.2: 113-127.
- Yamin, J., Gupta, H., Bansal, B., & Srivastava, O. (2000). Effect Of Combustion Duration On The Performance And Emission Characteristics Of A Spark Ignition Engine Using Hydrogen As A Fuel”, *International Journal Of Hydrogen Energy*, 25(6), 581-589.
- Yolaçan, F. (1998). *Otomobil Motorlarında Yakıt Sistemleri*. Ankara: Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi.
- Yücesu, H., Topgül, T., & Çınar, C. (2004). Etanol Benzin Karışımlarının Buji İle Ateşlemeli Bir Motorda Farklı Sıkıştırma Oranlarında Motor Performansına Etkisinin Deneysel Olarak Belirlenmesi. *Uluslararası Yanma Sempozyumu*, (s. 345-355). Ankara.

Zheng, J., & Caton, J. (2012). 2012, Second law analysis of a low temperature combustion diesel engine: effect of injection timing and exhaust gas recirculation. *Energy*, 38(1), 78-84.



## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

---

<b>Ad Soyad</b>	İlknur FIRAT
<b>Doğum Tarihi</b>	18.11.1969
<b>Doğum Yeri</b>	Samsun
<b>E-posta Adresi</b>	yurtfirat@hotmail.com
<b>Eğitim Bilgileri</b>	

---

Lisans Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü,1995

