

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**YAKIT OLARAK BİYODİZEL-DİZEL YAKITI KARIŞIMLARININ
KULLANILDIĞI TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUNA EKSERJİ
ANALİZİNİN UYGULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Abdülvahap ÇAKMAK

**TEMMUZ 2014
TRABZON**

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**YAKIT OLARAK BİYODİZEL-DİZEL YAKITI KARIŞIMLARININ
KULLANILDIĞI TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUNA EKSERJİ
ANALİZİNİN UYGULANMASI**

Abdülvahap ÇAKMAK

**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
"YÜKSEK LİSANS (MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ)"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 26.06. 2014
Tezin Savunma Tarihi : 17.07.2014**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Atilla BİLGİN

Trabzon 2014

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

Abdülvahap ÇAKMAK tarafından hazırlanan

**YAKIT OLARAK BİYODİZEL-DİZEL YAKITI KARIŞIMLARININ
KULLANILDIĞI TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUNA EKSERJİ
ANALİZİNİN UYGULANMASI**

**başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetimi Kurulunun 01/07/2014 gün ve 1560 sayılı
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak kabul edilmiştir.**

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Atilla BİLİGN

Üye : Doç. Dr. Hakan BAYRAKTAR

Üye : Yrd. Doç. Dr. İsmail ALTIN

Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ

Enstitü MÜDÜRÜ

ÖNSÖZ

Yakıt olarak genellikle fosil kaynaklara dayalı yakıtların kullanıldığı içten yanmalı motorların günümüzde geniş bir kullanım potansiyeline ulaşmış olması nedeniyle enerji gereksinimleri artmıştır. Bununla birlikte fosil yakıtların kullanılması sonucu meydana gelen çevresel sorunlar içten yanmalı motorlarda yenilenebilir ve çevreci yakıtların kullanımını gerekli kılmıştır. Yenilenebilir ve çevreci motor yakıtları konusunda yapılan çalışmaların bir sonucu olan biyodizel, dizel motorlarında dizel yakıtının yerine kullanılacak en iyi alternatif yakıttır. İçten yanmalı motorlarda kullanılacak alternatif enerji kaynaklarının diğer enerji sistemlerinde olduğu gibi maksimum verimle tüketilmeleri büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle enerji sistemlerinin verimliliğini artırmaya yönelik yapılan çalışmalarda, sahip olduğu avantajları nedeniyle ekserji analizi yaygın olarak kullanılmaktadır. Ekserji analizi ile içten yanmalı motorların performansını arttırmak ve yakıt tüketimlerini azaltmak için yapılan çalışmalar daha etkili bir şekilde yürütülebilmektedir. Bu tez çalışmasında, yakıt olarak biyodizel-dizel yakıtı karışımlarının kullanıldığı tek silindirli bir dizel motoruna ekserji analizi uygulanmıştır.

Tez çalışmam süresince bana bilgi ve tecrübeleriyle yol gösteren, yardım ve desteğini esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Atilla BİLGİN'e sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım. Lisansüstü eğitimim sırasında maddi ve manevi desteklerini gördüğüm Sayın Doç. Dr. Zehra ŞAHİN'e, çalışmama gösterdiği yakın ilgilerinden dolayı Arş. Gör. Mert GÜLÜM'e ve teknik konulardaki yardımlarından dolayı Tekniker Şenol DÜBÜŞ'e teşekkürü borç bilirim. Ayrıca hayatım boyunca bana her konuda destek olan ve her türlü fedakârlığı gösteren aileme sonsuz saygı ve şükranlarımı sunarım.

Abdülvahap ÇAKMAK

Trabzon 2014

TEZ BEYANAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Yakıt Olarak Biyodizel-Dizel Yakıtı Karışımlarının Kullanıldığı Tek Silindirli Bir Dizel Motoruna Ekserji Analizinin Uygulanması” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Atilla BİLGİN’in sorumluluğunda tamamladığımı, verileri kendim topladığımı, deneyleri ilgili laboratuvarında yaptığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma süresince bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 26/06/2014

Abdülvahap ÇAKMAK

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ BEYANAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VIII
SUMMARY	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	X
TABLolar DİZİNİ.....	XIII
SEMBOLLER DİZİNİ	XIV
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Temel Kavramlar	4
1.2.1. Ekserji	4
1.2.2. Ölü Hal.....	4
1.2.3. Sınırlı Ölü Hal.....	5
1.2.4. Ekserji Bileşenleri	6
1.2.4.1. Kinetik ve Potansiyel Ekserjiler.....	7
1.2.4.2. Fiziksel Ekserji.....	7
1.2.4.3. Kimyasal Ekserji	8
1.2.5. Ekserjinin Geçiş Mekanizmaları.....	10
1.2.5.1. Isıyla Ekserji Geçışı	10
1.2.5.2. İş ile Ekserji Geçışı	10
1.2.5.3. Kütle ile Ekserji Geçışı	11
1.2.6. Ekserji Dengesi	11
1.2.7. İkinci Yasa Verimi.....	12

1.3.	Literatür Araştırması	15
1.4.	Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı	37
2.	DENEYSEL ÇALIŞMA	39
2.1.	Biyodizel Üretimi.....	39
2.2.	Motor Deneyleri.....	42
2.3.	Dizel Motora Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması.....	49
2.3.1.	Enerji Analizi	50
2.3.1.1.	Yakıt Enerjisi	50
2.3.1.2.	Efektif Motor Gücü.....	51
2.3.1.3.	Eksoz Isısı	51
2.3.1.4.	Toplam Isı Kayıpları	52
2.3.1.5.	Birinci Yasa Verimi	52
2.3.2.	Ekserji Analizi	53
2.3.2.1.	Yakıt ekserjisi	53
2.3.2.2.	Efektif Güç Ekserjisi.....	55
2.3.2.3.	Eksoz Ekserjisi.....	55
2.3.2.4.	Toplam Isı Kayıpları Ekserjisi.....	57
2.3.2.5.	Motorda Gerçekleşen Ekserji Yıkımı	58
2.3.2.6.	İkinci Yasa Verimi	59
2.4.	Örnek Enerji ve Ekserji Analizi Hesapları.....	59
2.4.1.	Dizel Yakıtı Kullanımında Örnek Enerji Hesapları.....	59
2.4.2.	Dizel Yakıtı Kullanımında Örnek Ekserji Hesapları	60
2.5.	Belirsizlik Analizi	64
2.5.1.	Hava Debisinin Belirsizlik Analizi	65
2.5.2.	Yakıt Debisinin Belirsizlik Analizi.....	67
2.5.3.	Yakıt Enerjisinin Belirsizlik Analizi.....	68

2.5.4.	Efektif Motor Gücünün Belirsizlik Analizi	69
2.5.5.	Eksoz Isısının Belirsizlik Analizi.....	71
2.5.6.	Toplam Isı kayıplarının Belirsizlik Analizi	73
2.5.7.	Birinci Yasa Veriminin Belirsizlik Analizi.....	74
2.5.8.	Yakıt Ekserjisinin Belirsizlik Analizi	75
2.5.9.	Eksoz Ekserjisinin Belirsizlik Analizi	76
2.5.10.	Toplam Isı Kayıpları Ekserjisinin Belirsizlik Analizi	93
2.5.11.	Ekserji Yıkımının Belirsizlik Analizi	95
2.5.12.	İkinci Yasa Veriminin Belirsizlik Analizi	96
3.	BULGULAR VE TARTIŞMA	98
3.1.	Enerji Analizi Sonuçlarının İrdelenmesi.....	98
3.2.	Ekserji Analizi Sonuçlarının İrdelenmesi	110
3.3.	Karışımdaki Biyodizelin Hacimsel Oranına Göre Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçlarının İrdelenmesi	124
4.	SONUÇLAR	128
5.	ÖNERİLER.....	130
6.	KAYNAKLAR	131
7.	EKLER.....	136

ÖZGEÇMİŞ

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

YAKIT OLARAK BİYODİZEL-DİZEL YAKITI KARIŞIMLARININ KULLANILDIĞI
TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUNA EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI

Abdülvahap ÇAKMAK

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Atilla BİLGİN
2014, 135 Sayfa, 4 Ek Sayfa

Bu çalışmada, yakıt olarak biyodizel-dizel yakıtı karışımlarının kullanıldığı tek silindirli bir dizel motoruna deneysel çalışmandan elde edilmiş veriler kullanılarak ekserji analizi uygulanmıştır. Bu amaçla öncelikle mısır yağından transesterifikasyon yöntemiyle mısır yağı metil esteri üretilmiştir. Ardından dizel yakıtına hacimsel olarak %10, 20 ve 50 oranlarında biyodizel katılarak karışım yakıtları hazırlanmış ve söz konusu karışım yakıtları sırasıyla B10, B20 ve B50 şeklinde adlandırılmıştır. Dizel yakıtı, saf biyodizel ve hazırlanan karışım yakıtlarının bazı yakıt özellikleri belirlenmiştir. Her bir yakıt için tam yükte ve değişik devir sayılarında motor deneyleri yapılmıştır. Motor deneylerinden elde edilen veriler kullanılarak tüm yakıtlar için motorun çalıştığı her bir devir sayısında yakıt enerjisi, yakıt ekserjisi, efektif motor gücü, eksoz ısısı, eksoz ekserjisi, toplam ısı kayıpları, toplam ısı kayıpları ekserjisi, motorda gerçekleşen ekserji yıkımı, birinci ve ikinci yasa verimi hesaplanarak birbiri ile karşılaştırılmıştır.

Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre enerji ve ekserji analizi açısından biyodizel-dizel yakıtı karışımlarının dizel yakıtına göre daha iyi sonuçlar verdiği belirlenmiştir. En yüksek efektif verim ve ekserji verimi B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda 2000 d/dk'da elde edilmiştir. Tüm yakıtlar için minimum ekserji yıkımı da aynı devir sayısında gerçekleşmiştir.

Anahtar Kelimeler: Biyodizel, Biyodizel-dizel yakıtı karışımları, Enerji analizi, Ekserji analizi, Ekserji yıkımı, Birinci yasa verimi, İkinci yasa verimi

Master Thesis

SUMMARY

APPLICATION OF EXERGY ANALYSIS TO A SINGLE CYLINDER DIESEL
ENGINE FUELLED WITH BIODIESEL-DIESEL FUEL BLENDS

Abdülvahap ÇAKMAK

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Graduate Program
Supervisor: Prof. Dr. Atilla BİLGİN
2014, 135 Pages, 4 Appendix Pages

In this study, exergy analysis applied to a single cylinder diesel engine which is fuelled with biodiesel-diesel fuel blends by using experimental data. For this purpose, firstly, corn oil methyl ester was produced via the method of transesterification from corn oil. Then, biodiesel were mixed with diesel fuel by ratios of 10, 20 and 50% by volume and the fuel blends were designated as B10, B20 and B50, respectively. Some fuel properties of the diesel fuel, biodiesel and biodiesel-diesel fuel blends was determined. Each fuel was tested at full load and different engine speeds. Using the experimental data for all the fuels, at each engine speed, fuel energy, fuel exergy, brake power, exhaust heat, exhaust exergy, total heat loss, total heat loss exergy, exergy destroyed in the engine, first law efficiency and second law efficiency were computed and compared with each other.

According to the results of the study, it was determined that the use of biodiesel-diesel fuel blends gave better results than that of the diesel fuel in terms of energy and exergy analysis. Maximum effective efficiency and exergy efficiency was determined at 2000 rpm by using B10. Minimum exergy destruction also occurred at the same engine speed for all the test fuels.

Key Words: Biodiesel, Biodiesel-diesel fuel blends, Energy analysis, Exergy analysis
Exergy destruction, First law efficiency, Second law efficiency

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1. Biyodizel üretim aşamaları	40
Şekil 2.2. Yakıt yoğunluğunun belirlenmesinde kullanılan (a) dijital terazi ve (b) piknometre	41
Şekil 2.3. Dinamik viskozitenin belirlenmesinde kullanılan (a) viskozimetre ve (b) sabit sıcaklık su banyosu	41
Şekil 2.4. Deney yakıtlarının (numunelerin) görünüşü.....	42
Şekil 2.5. Deney sisteminin şematik görünümü.....	44
Şekil 2.6. Deney motoru ve dinamometrenin görünüşü	44
Şekil 2.7. Eksoz kalorimetresinin görünüşü	45
Şekil 2.8. Ekranların görünüşü.....	45
Şekil 2.9. Yakıt tankı ve yakıt ölçme büretinin görünüşü.....	46
Şekil 2.10. Motorun kontrol hacmi olarak seçilmesi	50
Şekil 3.1. Birim zamanda motora giren yakıt enerjisinin kullanılan yakıt türüne ve devir sayısına göre değişimi	104
Şekil 3.2. Efektif motor gücünün kullanılan yakıtlara ve devir sayısına göre değişimi.....	104
Şekil 3.3. Dizel yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi	105
Şekil 3.4. B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi.....	105
Şekil 3.5. B20 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi.....	106
Şekil 3.6. B50 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi.....	106
Şekil 3.7. Dizel yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin yakıt enerjisine göre yüzdelik değişimi.....	107
Şekil 3.8. B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin yakıt enerjisine göre yüzdelik değişimi	107
Şekil 3.9. B20 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin yakıt enerjisine göre yüzdelik değişimi	108
Şekil 3.10. B50 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin yakıt enerjisine göre yüzdelik değişimi	108
Şekil 3.11. 2000 d/dk'da kullanılan yakıtlara göre yakıt enerjisinin yüzdelik dağılımı	109

Şekil 3.12. Kullanılan yakıtlar için birinci yasa veriminin devir sayısına göre değişimi.....	110
Şekil 3.13. Birim zamanda motora giren yakıt ekserjisinin kullanılan yakıt türüne ve devir sayısına göre değişimi	116
Şekil 3.14. Dizel yakıt kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi	116
Şekil 3.15. B10 karışım yakıt kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi.....	117
Şekil 3.16. B20 karışım yakıt kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi.....	117
Şekil 3.17. B50 karışım yakıt kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi.....	118
Şekil 3.18. Dizel yakıt kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin yakıt ekserjisine göre yüzdelik değişimi.....	118
Şekil 3.19. B10 karışım yakıt kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin yakıt ekserjisine göre yüzdelik değişimi.....	119
Şekil 3.20. B20 karışım yakıt kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin yakıt ekserjisine göre yüzdelik değişimi.....	119
Şekil 3.21. B50 karışım yakıt kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin yakıt ekserjisine göre yüzdelik değişimi.....	120
Şekil 3.22. Dizel yakıt kullanılması durumunda eksoz ısı-eksoz ekserji ve toplam ısı kayıpları-toplam ısı kayıpları ekserjisinin devir sayısına göre değişimi	120
Şekil 3.23. B10 karışım yakıt kullanılması durumunda eksoz ısı-eksoz ekserji ve toplam ısı kayıpları-toplam ısı kayıpları ekserjisinin devir sayısına göre değişimi.....	121
Şekil 3.24. B20 karışım yakıt kullanılması durumunda eksoz ısı-eksoz ekserji ve toplam ısı kayıpları-toplam ısı kayıpları ekserjisinin devir sayısına göre değişimi.....	121
Şekil 3.25. B50 karışım yakıt kullanılması durumunda eksoz ısı-eksoz ekserji ve toplam ısı kayıpları-toplam ısı kayıpları ekserjisinin devir sayısına göre değişimi.....	122
Şekil 3.26. Motorda gerçekleşen ekserji yıkımının kullanılan yakıtlara ve devir sayısına göre değişimi	122
Şekil 3.27. 2000 d/dk’da yakıt ekserjisi dağılımının kullanılan yakıtlara göre değişimi .	123
Şekil 3.28. İkinci yasa veriminin kullanılan yakıtlara ve devir sayısına göre değişimi....	124
Şekil 3.29. Farklı devir sayılarında efektif motor gücünün karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimi	126
Şekil 3.30. Farklı devir sayılarında efektif verimin karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimi	126

- Şekil 3.31. Farklı devir sayılarında ekserji veriminin karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimi 127
- Şekil 3.32. Farklı devir sayılarında motorda gerçekleşen ekserji yıkımının karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimi 127

TABLolar DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Dizel yakıtı, biyodizel ve karışım yakıtlarının bazı yakıt özellikleri	42
Tablo 2.2. DeneY motorunun teknik özellikleri.....	43
Tablo 2.3. Bazı yanma ürünlerinin standart kimyasal ekserjileri	56
Tablo 2.4. Dizel yakıtı kullanarak 2000 d/dk'da yapılan motor deneylerinden ölçülen ve belirlenen büyüklükler	59
Ek Tablo 1. Test yakıtları ile yapılan motor deneylerinde belirlenen hava debisi ve belirsizliği.....	136
Ek Tablo 2. Test yakıtları ile yapılan motor deneylerinde belirlenen yakıt debisi ve belirsizliği.....	136
Ek Tablo 3. Dizel yakıtı için hesaplanan enerji bileşenleri ve belirsizlikleri	136
Ek Tablo 4. B10 karışım yakıtı için hesaplanan enerji bileşenleri ve belirsizlikleri	137
Ek Tablo 5. B20 karışım yakıtı için hesaplanan enerji bileşenleri ve belirsizlikleri	137
Ek Tablo 6. B50 karışım yakıtı için hesaplanan enerji bileşenleri ve belirsizlikleri	137
Ek Tablo 7. B100 yakıtı için hesaplanan enerji bileşenleri ve belirsizlikleri	138
Ek Tablo 8. Dizel yakıtı için hesaplanan ekserji bileşenleri ve belirsizlikleri.....	138
Ek Tablo 9. B10 karışım yakıtı için hesaplanan ekserji bileşenleri ve belirsizlikleri.....	138
Ek Tablo 10. B20 karışım yakıtı için hesaplanan ekserji bileşenleri ve belirsizlikleri.....	139
Ek Tablo 11. B50 karışım yakıtı için hesaplanan ekserji bileşenleri ve belirsizlikleri.....	139
Ek Tablo 12. B100 yakıtı için hesaplanan ekserji bileşenleri ve belirsizlikleri.....	139

SEMBOLLER DİZİNİ

A_0	: Kesit alanı [m^2]
B_0	: Saf dizel yakıtı
B_{10}	: %10 biyodizel + %90 dizel yakıtı karışımı
B_{20}	: %20 biyodizel + %80 dizel yakıtı karışımı
B_{50}	: %50 biyodizel + %50 dizel yakıtı karışımı
B_{100}	: Saf biyodizel
C_d	: Orifis katsayısı
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı [$kJ/kg/K$]
d	: Çap [m]
e	: Özgül enerji [kJ/kg]
ex	: Özgül ekserji [kJ/kg]
ex_{sistem}	: Sistemin özgül ekserjisi [kJ/kg]
ex_{Kin}	: Özgül kinetik ekserji [kJ/kg]
ex_{Pot}	: Özgül potansiyel ekserji [kJ/kg]
ex_{Fiz}	: Özgül fiziksel ekserji [kJ/kg]
ex_{Kim}	: Özgül kimyasal ekserji [kJ/kg]
E	: Enerji [kJ]
Ex	: Ekserji [KJ]
\dot{E}	: Birim zamandaki enerji [kW]
\dot{Ex}	: Birim zamandaki ekserji [kW]
Ex_{sistem}	: Sistemin toplam ekserjisi [kJ]
Ex_{Kin}	: Kinetik ekserji [kJ]
Ex_{Pot}	: Potansiyel ekserji [kJ]
Ex_{Fiz}	: Fiziksel ekserji [kJ]

$E_{X_{Kim}}$: Kimyasal ekserji [kJ]
$\dot{E}_{Yakıt}$: Birim zamanda motora giren yakıt enerjisi [kW]
$\dot{E}_{X_{Yakıt}}$: Birim zamanda motora giren yakıt ekserjisi [kW]
$\dot{E}_{X_{N_e}}$: Efektif motor gücü ekserjisi [kW]
$\dot{E}_{X_{eksoz}}$: Birim zamandaki eksoz ekserjisi [kW]
$\dot{E}_{X_{Q_{toplam}}}$: Birim zamandaki toplam ısı kayıpları ekserjisi [kW]
$\dot{E}_{X_{Yıkım}}$: Birim zamanda motorda gerçekleşen ekserji yıkımı [kW]
g	: Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
h	: Süre [saat]
\bar{h}	: Özgül entalpi [kJ/kmol]
h_0	: Referans çevre sıcaklığındaki özgül entalpi [kJ/kg]
H_u	: Yakıtın alt ısıl değeri [kJ/kg]
\dot{I}	: Birim zamandaki tersinmezlikler [kW]
LPG	: Sıvılaştırılmış petrol gazı
m	: Kütle [kg]
\dot{m}	: Kütleli debi [kg/s]
M_d	: Döndürme momenti [Nm]
n	: Devir sayısı [d/dk], Kilomol sayısı [kmol]
N_e	: Efektif motor gücü [kW]
O_{min}	: Stokiyometrik oksijen miktarı [kmol O_2 /kmol yakıt]
P_0	: Ortam basıncı [bar]
\bar{R}	: Üniversal gaz sabiti [kJ/kmol/K]
\bar{s}	: Özgül entropi [kJ/kmol/K]
s_0	: Referans çevre sıcaklığındaki özgül entropi [kJ/kg/K]
T_0	: Ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$ veya K]
T_{e1}	: Eksoz sıcaklığı [$^{\circ}C$]

T_{e2}	: Eksoz gazlarının kalorimetreye giriş sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
T_{e3}	: Eksoz gazlarının kalorimetreden çıkış sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
T_m	: Motor blok sıcaklığı [K]
T_{s1}	: Eksoz gazı kalorimetresi soğutma suyu giriş sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
T_{s2}	: Eksoz gazı kalorimetresi soğutma suyu çıkış sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
V	: Hız [m/s]
w	: Boyutlu belirsizlik
W	: İş [kJ]
Q	: Isı [kJ]
\dot{Q}_{eksoz}	: Birim zamandaki eksoz ısısı [kW]
\dot{Q}_{toplam}	: Birim zamandaki toplam ısı kayıpları [kW]
x_i	: i. maddenin karışım içindeki molar oranı
x_{nem}	: Nem düzeltme katsayısı
y_i	: i. maddenin karışım içindeki kütleli oranı
z	: Yükseklik [m]
ϕ	: Kimyasal ekserji katsayısı
μ	: Kilomol kütlesi [kg/kmol]
ω	: Açısal hız [1/s]
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
η_{tr}	: Tersinir ısı verim [%]
η_f	: Efektif verim (Birinci yasa verimi) [%]
η_{fI}	: Ekserji verimi (İkinci yasa verimi) [%]
δ_n	: Sistemin n. bileşeninin verim hatası
Δv	: Yakıt ölçme büretindeki yakıt hacmi [cm^3]
Δt	: Δv hacmindeki yakıtın tüketilme süresi [s]
α	: Hava fazlalık katsayısı

İndisler:

- c : bir kmol yakıt içindeki karbonun kmol sayısı
h : bir kmol yakıt içindeki hidrojenin kmol sayısı
o_y : bir kmol yakıt içindeki oksijenin kmol sayısı
g : gaz
i : herhangi bir gaz
0 : referans çevre
ç : çevre
e : efektif
m : motor

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Motorlar, yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştürürler. Motorlar, enerjiyi dönüştürme yöntemlerine göre içten yanmalı ve dıştan yanmalı motorlar olmak üzere iki gruba ayrılır. İçten yanmalı motorlarda yanma olayı doğrudan silindirin içinde oluşur ve yanma ürünleri aynı zamanda iş yapan gazlar olarak kullanılır. Bu gruptaki motorlarda ısı enerjisi, öteleme veya dönme hareketi yapan piston, türbin veya lüle ile mekanik enerjiye dönüşür. Dıştan yanmalı motorlarda ise yanma olayı motorun dışında oluşur ve iş gazlarına enerji iletimi ayrıca bir ısı değiştiricisi ile yapılır [1].

İçten yanmalı pistonlu motor bugünkü temel yapısıyla ilk defa 1875 yılında Nikolaus August Otto tarafından yapılmıştır. Bu motor, sabit hacimde yanma çevrimine göre çalışan dört zamanlı benzin motorudur. 1892 yılında bir Alman mühendis olan Rudolf Diesel, sabit basınçta yanma çevrimine göre çalışan dört zamanlı dizel motorunun patentini almıştır. Sonraki yıllarda, Felix Wankel 1954'te döner pistonlu motorlar üzerine araştırmalara başlamış ve neticesinde 1963 yılında dört zamanlı Wankel benzin motoru NSU firması tarafından üretilmiştir [1,2].

Benzin ve dizel motorunun icadından sonra motorlar, hızla yaygınlaşarak karayolu taşıtlarında, gemilerde, trenlerde, uçaklarda, tarım makinelerinde, iş makinelerinde ve elektrik jeneratörlerinde kullanılan en yaygın ısı makineleri olmuşlardır. Motorlar, bilimde ve teknolojiye paralel olarak sürekli olarak geliştirilmektedir. Motorlardaki gelişmeler ilk zamanlarda motor ağırlığı ile boyutlarını küçültmek ve motor gücünü arttırmak iken daha sonralarda yakıt fiyatlarında meydana gelen artışlar yakıt tüketiminin azaltılması (verimin artırılması) konusundaki gelişmelere yol açmıştır. Bununla birlikte motorlu taşıt kullanımının her geçen gün daha da artması özellikle araç trafiğinin yoğun olduğu yerleşim yerlerinde çevre kirliliği ile ilgili sorunların ortaya çıkmasına neden olmuştur. Bu nedenle tüm dünyada çıkarılan yasalarla motorlu taşıtlardan yayılan emisyonlar sınırlandırılmaktadır. Dolayısıyla motorların yüksek performans ve yakıt ekonomisinin yanında minimum seviyede kirlenici emisyonlar üretecek şekilde geliştirilmeleri kaçınılmaz olmuştur. Ayrıca aynı hedefler doğrultusunda motorlardaki

gelişmelere bağlı olarak motor yakıtlarında da gelişmeler meydana gelmiştir. Özellikle 1980'lerden sonra çevreyi daha az kirleten ve sınırlı petrol kaynaklarına dayalı olmayan, fosil yakıtlara alternatif sıvı yakıt arayışları başlamış ve bu konudaki araştırmalar önem kazanmıştır [3].

Günümüzde içten yanmalı motorlarda yakıt olarak geleneksel fosil yakıtlarının yanında etil alkol, biyodizel, biyogaz, hidrojen gibi yenilenebilir yakıtlar ve bunların petrol kökenli yakıtlarla karışımları kullanılabilir [4]. Bu alternatif yakıtlar arasında biyodizel, sahip olduğu özellikler açısından dizel motorlarında dizel yakıtının yerine kullanılacak en iyi seçenektir.

Bilim adamları 1970'teki petrol krizinden sonra araştırmalarını, yenilenebilir, yerel kaynaklardan üretilebilir ve fosil yakıtlardan daha temiz alternatif yakıtlar üzerine yoğunlaştırmışlardır. Araştırmalar bitkisel yağların kısa vadede dizel motorları için alternatif olabileceği sonucunu doğurmuştur [5]. Ancak bitkisel yağların viskozitelerinin yüksek olması ve buharlaşma özelliklerinin kötü olması bu yakıtların motorlarda normalden fazla karbon birikintisi, enjektörlerin tıkanması ve segmanların yapışması gibi bazı büyük problemlere neden olmuştur [6]. Bitkisel yağlardan transesterifikasyon yöntemiyle biyodizel üretilerek söz konusu olumsuz etkilerin hafifletilebileceği veya yok edilebileceği belirtilmiştir [7].

Biyodizel bitkisel, hayvansal veya atık yağlardan üretilebilen, aromatik, sülfür ve toksik madde içermeyen, biyolojik olarak bozunabilen ve oksijen içeriğine sahip yenilenebilir bir yakıttır. Ayrıca biyodizelin karbondioksit döngüsünde yer alması, kütlece %10-11 oranında oksijen içermesi ve buna bağlı olarak karbonmonoksit (CO), hidrokarbon (HC) ve partikül madde (PM) emisyonlarını azaltması, taşıma ve depolama açısından çevre için herhangi bir tehdit oluşturmaması biyodizele duyulan ilgiyi gittikçe arttırmıştır [8]. Ancak biyodizelin viskozite ve yoğunluk değerleri belirlenen standartlara uymasına rağmen dizel yakıtının viskozite ve yoğunluğundan fazladır. Bu durum biyodizelin yanma karakteristiğini dolayısıyla motor performansını ve emisyonlarını etkilemektedir. Biyodizelin alt ısıl değerinin dizel yakıtına göre yaklaşık olarak %12 oranında daha düşük olması motor gücünün azalmasına neden olmaktadır. Biyodizelin setan sayısı, dizel yakıtının setan sayısından yüksektir ve yağlayıcılık özelliği daha iyidir [8]. Bu olumlu ve olumsuz özellikleri ile biyodizel, halen bilim çevrelerinin araştırma ve geliştirme konusu iken motorlu taşıtlarda kullanımı yaygınlaşmaktadır. Ülkemizde piyasaya sürülen motorin türlerinde, yerli tarım ürünlerinden üretilmiş biyodizel içeriğinin 2014 yılından itibaren en

az %1, 2015 yılından itibaren en az %2 ve 2016 yılından itibaren de en az %3 olması zorunlu hale getirilmiştir [9]. Avrupa Birliği ülkelerinde ise 2010 yılında belirlenen %5,75'lik biyodizel oranının 2030 yılında %30'a çıkarılması hedeflenmiştir [10].

Mevcut durumda, alternatif enerji kaynağı arayışları devam ederken, var olan enerji kaynaklarının en verimli şekilde kullanılması amaçlanmıştır ve bu husus büyük önem kazanmıştır. Enerji tüketen sistemlerde, enerjinin maksimum verimle kullanılması için bu sistemlerin incelenerek enerji kayıplarının azaltılması ve gerekli analizler yapılarak sistemlerin gelişme potansiyellerinin araştırılması gerekir. Sistemleri geliştirmek için kullanılan analizler esas olarak Termodinamik bilimine dayanır ve bu analizler Termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre yapılır. Termodinamiğin birinci kanununa göre yapılan enerji analizleri enerjinin niceliği ile ilgilidir. Enerji analizi ile enerjinin sistem bileşenlerinde kullanılan ve kullanılmayan miktarları belirlenebilmektedir. Fakat bu analizle sistemdeki tersinmezlikler hesaplanamaz ve bu durum enerji analizinin yetersizliği olarak görülür. Termodinamiğin ikinci kanununa göre yapılan analiz ise ekserji analizidir ve enerjinin niteliği ile ilgilidir. Ekserji analizi ile sistemde meydana gelen tersinmezliklerin yerleri ve miktarları belirlenerek sistemin gerçek bilançosu hakkında daha doğru sonuçlara ulaşılabilmektedir [11]. Bu özellikleri sayesinde ekserji analizi, ısı sistemlerinin verimlerinin artırılmasında ve performanslarının değerlendirilmesinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Dizel motorları, %40'a varan verimleri ile günümüzde en yüksek verime sahip ısı makineleridir [3,12]. Bunun yanında yakıt tüketiminin diğer motorlardan daha az olması ve yakıt fiyatının diğer yakıtlara göre düşük olması dizel motorlarının yaygın bir şekilde kullanılmalarını sağlamıştır [12]. Bu durum dizel motorlarının enerji tüketimindeki payının artmasına yol açmıştır. Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve hava kirliliğinin azaltılması konusundaki çabalar dizel motorların verimlerini arttırmaya yönelik çalışmaların gerekliliğini bir kez daha ortaya koymaktadır. Günümüzde diğer içten yanmalı motorlarda olduğu gibi dizel motorların verimini ve performansını arttırmak için yapılan bilimsel çalışmalar, enerji ve ekserji analizi temelinde gerçekleştirilmektedir. Ayrıca alternatif motor yakıtları ve motor teknolojisi alanındaki gelişmelerin motor performansına etkileri de enerji ve ekserji analizi ile belirlenmektedir.

1.2. Temel Kavramlar

1.2.1. Ekserji

Ekserji (kullanılabilirlik veya kullanılabilir enerji); belirli bir halde ve miktardaki enerjinin yararlı iş potansiyeli olarak tanımlanır. Belirli bir haldeki sistemde var olan enerjinin iş potansiyeli, sistemden elde edilecek en fazla yararlı iştir. Sistemden en fazla işin elde edilebilmesi için hal değişimlerinin tersinir olması ve hal değişimi sonunda sistemin ölü durumda olması gerekir [13]. Başka bir ifade ile bir sistemin ekserjisi; sistem çevresi ile ısı, mekanik ve kimyasal dengeye gelirken sistemin üreteceği tersinir iştir [14]. Sistem ve çevresi arasında ısı denge, sistem ve çevrenin sıcaklıkları eşit olduğunda sağlanır ve bu durumda çevre ile sistem arasında herhangi bir ısı geçişi yoktur. Eğer sistemin son sıcaklığı içinde bulunduğu yakın çevrenin sıcaklığından farklı ise sistem ile çevre arasında bir ısı makinesi çalıştırılarak iş üretilebilir. Mekanik denge de benzer şekilde sistem ile çevre arasında herhangi bir basınç farkının olmaması durumunda sağlanır. Eğer son basınç, çevrenin basıncından büyük (ya da küçük) ise, sistem basıncının çevre basıncına genişlemesine izin verilerek yine iş üretilebilir. Kimyasal denge ise sistem maddelerinin iş üretmek için çevredeki maddelerle etkileşime girmediği durumda sağlanır. Bu denge durumlarının sağlanması halinde sistemin ölü durumda olduğu kabul edilir. Ayrıca ölü durumda sistem çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjiye de sahip değildir. Eğer sistemin son hızı sıfırdan farklı ise, bu kinetik enerji bir türbin yardımıyla dönen mil işine veya benzer işlere dönüştürülebilir. Ölü haldeki bir sistem, çevresinin basınç ve sıcaklığındadır, çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir ve çevresi ile kimyasal dengededir. Aynı zamanda sistem ile çevresi arasında dengelenmemiş manyetik, elektrik ve yüzeysel gerilme etkileri de yoktur. Bir sistemin ölü durumda olması, çevresi ile termodinamik dengede olduğu anlamına gelir ve sistemin ölü durumundaki kullanılabilirliği (ekserjisi) sıfırdır [13].

1.2.2. Ölü Hal

Yukarıda da ifade edildiği gibi ölü haldeki bir sistem çevresi ile termodinamik dengededir ve bu durumda sistem ile çevre etkileşiminden iş elde edilemez. Ölü haldeki bir

sistemin özellikleri, örneğin P_0 , T_0 , h_0 , s_0 ve u_0 özelliklerinde olduğu gibi sıfır alt indisi ile gösterilir [11,13].

1.2.3. Sınırlı Ölü Hal

Sistemin sınırlı ölü halde olması, sistemin çevresiyle ısı ve mekanik dengeye ulaştığı ancak kimyasal dengenin sağlanmadığı durumu belirtir. Sınırlı ölü haldeki sistemin sıcaklık ve basıncı, sırası ile çevrenin sıcaklık ve basıncı olan T_0 ve P_0 'a eşittir. Bu halde sistem kimyasal dengeye ulaşmadığı için hala iş yapma potansiyeline sahiptir. Sınırlı denge durumunda, sistemin çevre ile etkileşimini ve karışımını engelleyen fiziksel sınır ortadan kaldırıldığında, sistem maddelerinin çevre maddeleri ile kimyasal ve fiziksel etkileşimi sonucu iş üretilebilir. Sistem, sınırlı ölü durumdan ölü duruma gelirken sistem maddelerinin tersinir bir kimyasal reaksiyonla oksitlenmesinden ve oksitlenen sistem maddelerinin her biri bulunduğu kısmı basınçtan çevredeki kısmı basıncına genişlemesi sağlanarak iş üretilebilir. Ölü duruma ulaşan sistemin maddeleri çevre maddeleri ile aynıdır. Yani ölü durumdaki sistem maddeleri O_2 , N_2 , CO_2 ve H_2O 'dan oluşur. Sınırlı ölü durumdaki sistem maddeleri de çevre maddeleri ile aynı olabilir. Bu durumda sistem maddeleri ile çevre maddeleri arasında herhangi bir kimyasal reaksiyon oluşmaz ve sistemin üreteceği iş, yalnızca sistem maddelerinin her birinin, bulunduğu kısmı basınçtan çevredeki kısmı basıncına genişlemesiyle elde edilecek iştir. Ancak bu yolla elde edilecek iş, pratik olarak imkânsız olduğundan bazı çalışmalarda ihmal edilmektedir [15].

Ekserji, enerjinin nicelik kadar niteliğe de sahip olduğunu vurgulayan termodinamiğin ikinci yasasının bir sonucudur. Gerçek hal değişimlerinde birinci yasaya göre enerjinin niceliği korunur ancak ikinci yasa, enerjinin niteliğinin azalma eğiliminde olduğunu belirtir. Enerjinin niteliğindeki bu azalma entropi artışı ile birlikte olur. 1000 K sıcaklığındaki bir ortamda bulunan 50 kJ ısı enerjisi ile 400 K sıcaklığındaki bir ortamda bulunan aynı miktardaki ısı enerjisinin termodinamiğin birinci yasası bakımından bir farkı yokken, termodinamiğin ikinci yasasına göre yüksek sıcaklıktaki ısının niteliği daha fazladır [13]. Daha açık bir şekilde ifade etmek gerekirse ısı enerjisi, diğer enerji türleri gibi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

Burada ekserji enerjinin işe dönüştürülebilir kısmına karşılık gelirken enerji enerjinin kullanılmayan kısmını belirtir. Yüksek sıcaklıktaki 50 kJ ısı enerjisinin bulunduğu ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama geçişinde, termodinamiğin ikinci yasasına göre ekserjide azalma meydana gelir. Ekserjideki bu azalma enerjideki artışa eşittir. Böylece ekserji ve enerji toplamı yani enerji miktarı sabit kalır ve birinci yasaya aykırı bir durum oluşmaz. Bu nedenle, termodinamiğin ikinci yasasına dayanarak yüksek sıcaklıktaki enerjinin, aynı miktarda fakat düşük sıcaklıktaki enerjiye göre daha yüksek niteliğe sahip olduğu söylenebilir [13].

Ekserji, enerjinin aksine korunmayan bir özelliktir ve gerçek hal değişimleri sırasında oluşan tersinmezlikler ekserji yıkımına neden olur. Tersinir hal değişimlerinde tersinmezlikler yoktur, dolayısıyla entropi üretimi olmadığı için bu hal değişimlerinde ekserji yıkımı oluşmaz.

Bir sistemin ekserjisi hem sistemin hem de çevrenin özelliklerine bağlıdır. Ekserjinin azalması ilkesine göre, bir hal değişimi boyunca yalıtılmış bir sistemin ekserjisi her zaman azalır veya tersinir hal değişimlerinde sabit kalır. Başka bir deyişle, ekserji asla artmaz ve gerçek bir hal değişimi sırasında bir kısmı veya tamamı yok olur. Yok olan ekserji, kaybedilen iş potansiyelini temsil eder ve buna aynı zamanda tersinmezlik ya da kayıp iş de denir. Bir hal değişimiyle ilgili tersinmezlik ne kadar küçük olursa, üretilecek iş o kadar büyük veya tüketilecek iş o kadar küçük olur.

Ekserji iş üreten sistemlerden gerçekte elde edilecek iş miktarını temsil etmez. Bir sistemin ekserjisi, herhangi bir termodinamik yasasına aykırı bir durum oluşmadan sistemin üreteceği iş miktarının üst sınırıdır. Gerçek iş ile ekserji arasında, küçük ya da büyük her zaman bir fark olacaktır ve bu fark, mühendislerin sistemleri geliştirmek için sahip oldukları olanağı belirtir [13].

1.2.4. Ekserji Bileşenleri

Manyetik, nükleer, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin olmaması durumunda bir sistemin ekserjisi; kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserji bileşenlerinden oluşmaktadır:

$$Ex_{\text{sistem}} = Ex_{\text{Kin}} + Ex_{\text{Pot}} + Ex_{\text{Fiz}} + Ex_{\text{Kim}} \quad (1.1)$$

Birim kütle için;

$$ex_{\text{sistem}} = ex_{\text{Kin}} + ex_{\text{Pot}} + ex_{\text{Fiz}} + ex_{\text{Kim}} \quad (1.2)$$

şeklinde yazılır.

1.2.4.1. Kinetik ve Potansiyel Ekserjiler

Kinetik ve potansiyel enerji, mekanik enerjinin bir şeklidir ve çevrenin basınç ve sıcaklığına bağlı olmaksızın tamamen işe dönüştürülebilir. Bu nedenle kinetik ekserji kinetik enerjiye, potansiyel ekserji de potansiyel enerjiye eşittir ve aşağıdaki gibi ifade edilirler:

$$ex_{\text{Kin}} = k_e = \frac{v^2}{2} \quad (1.3)$$

$$ex_{\text{Pot}} = p_e = gz \quad (1.4)$$

1.2.4.2. Fiziksel Ekserji

Fiziksel ekserji, sistem çevresi ile ısı ve mekanik dengeye gelirken, yani sistemin bulunduğu T sıcaklığı ve P basıncından, T_0, P_0 sınırlı ölü durum koşullarına getirilmesi halinde sistemden elde edilecek maksimum iş miktarıdır. Akış halindeki bir maddenin özgül akış ekserjisi

$$ex_{\text{Fiz}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1.5)$$

formülü ile belirlenir. Fiziksel ekserji (akış ekserjisi) aynı zamanda termomekaniksel ekserji ifadesi olarak da kullanılır. Burada; h ve s sırası ile akışkanın T sıcaklığındaki özgül entalpisi ve özgül entropisi, h_0 ve s_0 akışkanın T_0 sıcaklığındaki özgül entalpisi ve özgül entropisidir.

1.2.4.3. Kimyasal Ekserji

Kimyasal ekserji T_0 , P_0 parametrelerine sahip olan madde T_0 , P_0 şartlarındaki çevrenin referans bileşenleriyle, ısı ve madde transferi içeren prosesler ile dengeye getirildiğinde ortaya çıkan en fazla iş miktarıdır [16]. Kimyasal ekserjinin bir diğer ifadesi de ölü durumdaki sistemi sınırlı ölü duruma getirmek için gereken minimum iş miktarıdır [17, 18].

Referans maddelerin kimyasal ekserjilerinin hesaplanmasında atmosferin referans bileşenleri yani N_2 , O_2 , CO_2 , $H_2O(g)$ ve diğer gazların atmosferdeki hacimsel oranları dikkate alınır. Kimyasal ekserjinin hesaplanmasında başlangıç noktası olan sınırlı ölü durumdaki bir mol gaz T_0 sıcaklığında ve P_0 basıncındadır. Gaz sabit sıcaklıkta P_0 basıncından ölü durumdaki P_i kısmı basıncına genişlemesine izin verilerek iş üretilebilir. Bu şekilde bir mol gaz için elde edilecek maksimum iş, gazın standart kimyasal ekserjisi olarak tanımlanır ve bir mol ideal gaz için standart kimyasal ekserji aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır [16].

$$\bar{e}x_{Kim,i}^0 = \bar{R}T_0 \ln \frac{P_0}{P_i} \quad (1.6)$$

Burada; \bar{R} universal gaz sabiti, P_0 çevre basıncı ve P_i i. gazın çevredeki kısmı basıncıdır. $P_i = P_0 x_i^f$ dir ve x_i^f i. gazın atmosferdeki mol oranıdır. Bu durumda denklem (1.6) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\bar{e}x_{Kim,i}^0 = -\bar{R}T_0 \ln x_i^f \quad (1.7)$$

Referans maddeler için standart kimyasal ekserjiler hesaplanmış ve bazı kaynaklarda [16] tablolar halinde sunulmaktadır. Gaz karışımlarının, örneğin yanma ürünlerinin kimyasal ekserjileri, her bir yanma ürününün ideal gaz olduğu kabulüyle benzer şekilde hesaplanabilir. Böyle bir durumda, T_0 ve P_0 koşullarındaki karışımda, mol oranı x_i olan i gazı sabit sıcaklıkta $P_0 x_i$ kısmı basıncından $P_0 x_i^f$ kısmı basıncına genişletilerek iş üretilebilir. i. gazın bir molünden elde edilen iş $\bar{e}x_{Kim,i}^0 = -\bar{R}T_0 \ln x_i^f$ veya $\bar{e}x_{Kim,i}^0 = -\bar{R}T_0 \ln(x_i^f/x_i)$ dir. Bütün bileşenlerin toplanmasıyla karışımın birim molü başına kimyasal ekserji [19]:

$$\bar{e}x_{\text{Kim}} = -\bar{R}T_0 \sum x_i \ln \frac{x_i^f}{x_i} \quad (1.8)$$

formülü ile belirlenir. Doğal logaritma terimi $(\ln x_i^f - \ln x_i)$ şeklinde yazılıp eşitlik (1.8) yeniden düzenlenirse bu ifade alternatif olarak aşağıdaki gibi yazılabilir [19]:

$$\bar{e}x_{\text{Kim}} = \sum x_i \bar{e}x_{\text{Kim},i}^0 + \bar{R}T_0 \sum x_i \ln x_i \quad (1.9)$$

Eşitlikteki x_i terimi gaz karışımı içindeki i . gazın molar oranını, $\bar{e}x_{\text{Kim},i}^0$ i . gazın standart kimyasal ekserjisini, \bar{R} universal gaz sabitini ve T_0 referans çevre sıcaklığını belirtir.

Yakıtların standart kimyasal ekserjileri, yakıtı oluşturan bileşenlere bağlı olarak belirlenir [11]. Örneğin T_0 ve P_0 koşullarında saf bir hidrokarbon yakıt olan C_cH_h çevre içinde mevcut olmayan bir madde olduğundan bu hidrokarbonun standart kimyasal ekserjisi, kimyasal potansiyelleri bilinen çevresel maddelerden bu hidrokarbonun oluşumunu sağlayan reaksiyon (yakıtın oksitlenerek karbondioksit ve suyun oluştuğu reaksiyon) için ekserji dengesi yazılarak hesaplanmaktadır [19,20]. Yakıtın özgül kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi de belirlenebilir [21,22].

$$ex_{\text{Kim,yakıt}}^0 = \varphi H_u \quad (1.10)$$

Burada; φ kimyasal ekserji katsayısı ve H_u yakıtın alt ısıl değeridir. φ kimyasal ekserji katsayısı katı, sıvı ve gaz yakıtlar için yakıt bileşenlerinin bir fonksiyonu olarak bazı bağıntılar ile hesaplanabilmektedir. $C_cH_hO_{o_y}S_s$ kapalı formülüne sahip bir sıvı yakıtın kimyasal ekserji katsayısı $\pm\%0,38$ hata oranıyla aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir [16]:

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{h'}{c'} + 0,0432 \frac{o'_y}{c'} + 0,2169 \frac{s'}{c'} \left(1 - 2,0628 \frac{h'}{c'}\right) \quad (1.11)$$

Bu bağıntıda c' , h' , o'_y ve s' sırası ile yakıt içindeki C, H, O ve S'in kütleli oranıdır.

1.2.5. Ekserjinin Geçiş Mekanizmaları

Ekserji, enerji ile aynı geçiş mekanizmalarına sahiptir. Ekserji bir sisteme veya bir sistemden ısı, iş ve kütle akışı ile geçebilir. Bir sisteme ısı, iş ve kütle geçişi olduğunda sistemin ekserjisi artar, sistemden dışarı doğru olan ısı, iş ve kütle geçişlerinde ise sistemin ekserjisi azalır. Adyabatik sistemlerde ısı geçişiyle olan ekserji transferi ve kapalı sistemlerde ise kütle geçişiyle olan ekserji transferi sıfırdır. Yalıtılmış sistemlerde ısı, iş ve kütle geçişi olmadığından toplam ekserji geçişi sıfırdır.

1.2.5.1. Isıyla Ekserji Geçişi

Isı, enerjinin düzenli olmayan bir formudur ve ikinci yasaya göre ısı enerjisinin tamamı işe dönüştürülemez. Isı enerjisinin işe dönüştürülebilen kısmı ısı enerjisinin ekserjisidir. T sıcaklığında Q miktarındaki ısı enerjisinin iş potansiyeli, T sıcaklığındaki kaynak ve T_0 sıcaklığındaki çevre arasında çalışan bir Carnot ısı makinesinden elde edilecek iştir. Q miktarındaki ısı geçişine eşlik edecek ekserji aşağıdaki bağıntı ile belirlenir:

$$Ex_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (1.12)$$

Burada parantez içindeki ifadeye boyutsuz ekserji sıcaklığı denilmektedir ve Carnot verimine eşittir. Isı transferi ile gerçekleşen ekserji geçişine aynı zamanda termal ekserji de denilmektedir [16].

1.2.5.2. İş ile Ekserji Geçişi

Ekserji yararlı iş potansiyelidir. Dolayısıyla yararlı iş aynı zamanda ekserjidir. İşle gerçekleşen ekserji geçişi aşağıda verildiği gibi tanımlanabilir:

$$Ex_W = \begin{cases} W - W_{\text{çevre}} & \text{sınır işi için} \\ W & \text{diğer iş şekilleri için} \end{cases} \quad (1.13)$$

Burada; $W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1)$ şeklindedir. Sınır işi içeren sistemlerde atmosfere karşı bir miktar iş yapılır. Bu nedenle sistemin yaptığı W işinden $W_{\text{çevre}}$ işi çıkarılarak sistemin yararlı işi bulunur [13].

1.2.5.3. Kütle ile Ekserji Geçişi

m miktarındaki kütle, enerji ve entropinin yanında ekserji de içerir ve kütlenin enerji, entropi ve ekserji içeriği kütle miktarıyla doğru orantılıdır. Bir sisteme kütle ile ekserji geçişi aşağıdaki bağıntıyla belirlenebilir:

$$Ex_m = mex \quad (1.14)$$

Yukarıdaki ifadede $ex = ex_{\text{Kin}} + ex_{\text{Pot}} + ex_{\text{Fiz}} + ex_{\text{Kim}}$ şeklindedir. m miktarındaki kütle sisteme girdiğinde veya sistemden ayrıldığında, m kütlesine mex kadar ekserji geçişi eşlik edecektir [13].

1.2.6. Ekserji Dengesi

Bir hal değişimi sırasında sistemin ekserji değişimi, sistemin sınırından ısı, iş ve kütle transferiyle olan net ekserji geçişi ile tersinmezlikler sonucu sistem sınırları içerisinde yok olan ekserji arasındaki fark olarak ifade edilebilir. O halde herhangi bir sistemin birim zamandaki ekserji değişimi için denge ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir [13]:

$$\dot{Ex}_g - \dot{Ex}_ç - \dot{Ex}_{\text{yok olan}} = \frac{dEx_{\text{sistem}}}{dt} \quad (1.15)$$

Ekserji gerçek hal değişimleri sırasında sistemdeki tersinmezlikler nedeniyle yok olur. Sistem sınırları içerisinde tersinmezliklerin neden olduğu ekserji yıkımı $\dot{Ex}_{\text{yok olan}}$ terimi ile belirtilir ve aşağıdaki ifade ile belirlenebilir:

$$\dot{Ex}_{\text{yok olan}} = T_0 \dot{S}_i \quad (1.16)$$

Burada; \dot{S}_u entropi üretimini göstermektedir. Tersinir hal değişimlerinde entropi üretimi olmadığı için ekserji yıkımı sıfırdır.

Kapalı bir sistemde, sistem sınırlarından herhangi bir kütle geçişi yoktur ve bu nedenle kütle ile herhangi bir ekserji transferi gerçekleşmez. Isı geçişinin yönü, sisteme doğru olacak şekilde ve iş geçişinin pozitif yönü sistemden dışarı doğru olacak şekilde alındığında, kapalı bir sistemin ekserji dengesi,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{sistem}}}{dt}\right) - T_0 \dot{S}_u = \frac{dEx_{\text{sistem}}}{dt} \quad (1.17)$$

ile ifade edilir [13].

Kontrol hacimleri kapalı sistemlerden farklı olarak kütle ile ekserji geçiş mekanizmasını içerirler. Bu nedenle kontrol hacimleri için ekserji dengesi (1.17) eşitliğine kütle ile ekserji geçişi terimleri eklenerek aşağıdaki gibi yazılabilir [13]:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{KH}}{dt}\right) + \sum_g \dot{m} ex_g - \sum_c \dot{m} ex_c - T_0 \dot{S}_u = \frac{dEx_{KH}}{dt} \quad (1.18)$$

Türbinler, kompresörler, lüleler, yayıcılar, ısı değiştiricileri, boru ve kanallar gibi kontrol hacimlerinin çoğu sürekli olarak çalışır ve böylece hacimlerinde, kütlelerinde, enerjilerinde, entropilerinde ve ekserji içeriklerinde zamanla hiçbir değişim görülmez. Bu nedenle bu tür sistemler için $\frac{dV_{KH}}{dt} = 0$ ve $\frac{dEx_{KH}}{dt} = 0$ yazılabilir. Bu durumda tek akımlı sürekli akışlı bir sistem için ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir [13]:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}(ex_g - ex_c) - \dot{E}_{x_{\text{yok olan}}} = 0 \quad (1.19)$$

1.2.7. İkinci Yasa Verimi

Birinci yasa veriminin, mühendislik sistemlerinin performans değerlendirmesinde yetersiz kalması hatta bazen yanlış değerlendirmelere neden olması ikinci yasa veriminin tanımlanmasına yol açmıştır. Birinci yasa veriminin yetersizliği bir örnekle açıklanabilir: 800 K sıcaklığındaki kaynak ile 300 K sıcaklığındaki kuyu arasında çalışan A ısı makinesi ve 1200 K sıcaklığındaki kaynak ile 300 K sıcaklığındaki kuyu arasında çalışan B ısı

makinesi ele alınsın. Bu ısı makinelerinin birinci yasa verimi (ısıl verim) eşit ve %40 olduğu kabul edilsin. Isı makinelerinin verimleri birinci yasa verimi açısından değerlendirildiğinde her iki ısı makinesinin ısıl verimi eşit olduğu için bu iki ısı makinesi aynı ölçüde başarılı oldukları sonucuna ulaşılır. Fakat bu ısı makineleri ikinci yasa verimine göre incelendiğinde farklı bir görünüm ortaya çıkmaktadır. Çünkü ikinci yasa verimi, aynı koşullarda ısı makinelerinin sahip olabileceği en yüksek verimi de dikkate alır. Isı makinelerinin en yüksek verimleri, makinelerin tersinir ısıl verimleridir. Isı makinelerinin tersinir ısıl verimleri aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\eta_{tr,A} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) = 1 - \frac{300}{800} = \%62,5 \quad (1.20)$$

$$\eta_{tr,B} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) = 1 - \frac{300}{1200} = \%75 \quad (1.21)$$

A ısı makinesinin tersinir ısıl verimi %62,5 ve B ısı makinesinin tersinir ısıl verimi %75 dir. Bu sonuca göre B makinesi %75 oranında iş yapma potansiyeline sahipken bu potansiyelin sadece %40'ını kullanmıştır. A makinesi ise %62,5 olan iş üretme olanağının %40'ını kullandığından, B makinesinden daha başarılı olduğu görülür. Isı makinelerinin ikinci yasa verimleri, makinelerin gerçek ısıl verimlerinin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısıl verime oranıdır [13]:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{ısıl}}{\eta_{tr}} \quad (1.22)$$

Bu tanıma göre A ısı makinesinin ikinci yasa verimi %64, B ısı makinesinin ikinci yasa verimi ise %53,3 olarak belirlenir. Bu değerler, A makinesi kullanılabilir iş potansiyelinin %64'ü kadarını yararlı işe dönüştürdüğü, buna karşılık aynı oranın B makinesi için %53,4 olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak, birinci yasa verimleri aynı olan A ve B ısı makinelerinin ikinci yasa verimleri farklı olduğu görülür ve bu nedenle birinci yasa verimi mühendislik sistemleri için tek başına bir başarı ölçütü olarak alınmaz [13].

Literatürde, ikinci yasa verimi ile ilgili değişik verim ifadeleri vardır. Hatta aynı sistem için farklı ikinci yasa verimlerine de rastlanabilir. Bu nedenle genel bir ikinci yasa

verimi tanımına gerek duyulmuştur. Kaynaklarda η_{II} , ψ veya ε simgeleriyle gösterilen ikinci yasa verimi, genel formda aşağıdaki gibi yazılabilir [20]:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} = 1 - \frac{\text{Yok olan ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad (1.23)$$

İkinci yasa veriminin diğer bir genel formu aşağıdaki gibidir [16]:

$$\psi = \frac{\sum \dot{E}x_c}{\sum \dot{E}x_g} \leq 1 \quad (1.24)$$

Sistemden çıkan ekserjinin sisteme giren ekserjiye oranına, ikinci yasa veriminin diğer bir ifadesi olan rasyonel verim veya ekserji verimi denir. Bu oran sistemdeki tersinmezliklerin miktarına bağlıdır ve gerçek proseslerde birden küçüktür. Sadece tamamen tersinir proseslerde bire eşittir. Ekserji çıkışının, ekserji girişine oranı bir prosesin termodinamik mükemmelliğinin derecesidir ve sistemin tersinir duruma ne kadar yaklaştığını gösterir.

Sisteme giren ekserji ile sistemden çıkan ekserji arasındaki fark tersinmezlikleri verir. Formül ile ifade etmek gerekirse:

$$\sum \dot{E}x_g - \sum \dot{E}x_c = \dot{I} \quad (1.25)$$

biçiminde yazılabilir. Eşitlikteki \dot{I} , sistemdeki toplam tersinmezlikleri belirtir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre:

$$\dot{I} \geq 0 \quad (1.26)$$

dır. Bu durumda (1.24) ifadesi ile aynı olan aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

$$\psi = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \dot{E}x_g} \quad (1.27)$$

Kontrol bölgesi n tane alt bölgeden oluşan çok bileşenli bir sistem ile ilgileniliyorsa sistemin rasyonel verimi (1.27) eşitliği ile ifade edilmesi daha avantajlıdır. (1.27)'ye göre aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

$$1 - \psi = \frac{\sum_1^n i_n}{\sum \dot{E}_{xg}} \quad (1.28)$$

Buradaki $1 - \psi$ farkı, tersinmezliklerden dolayı oluşan ekserji kaybının net ekserji girişine oranıdır ve buna verim hatası denilmektedir. n. bileşenin verim hatası, n. bileşendeki tersinmezliklerin sisteme giren toplam ekserjiye oranı olan δ_n ile temsil edilir.

$$\delta_n = \frac{i_n}{\sum \dot{E}_{xg}} \quad (1.29)$$

(1.28) eşitliği aynı zamanda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$1 = \psi + \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \dots + \delta_n \quad (1.30)$$

(1.29) ifadesi ile sistemin her bir bileşenindeki verim hatası hesaplanarak (1.30)'daki bağıntıda yerine konulduğunda her bir bileşenin, sistemin genel verimine etkisi daha net bir biçimde belirlenmiş olur [16].

1.3. Literatür Araştırması

Literatürde ekserji (exergy) terimi, kullanılabilirlik (availability) terimi ile de ifade edilmektedir. Kullanılabilirlik terimi, 1940'larda Amerika Birleşik Devletleri'nde, M.I.T. (Massachusetts Institute of Technology) Mühendislik Okulu tarafından bilinir durumdaydı. Günümüzde, 1950'lerde Avrupa'da ortaya çıkan ve kullanılabilirlik ifadesine denk olan ekserji terimi, daha yaygın bir şekilde kullanılmaktadır [13]. Literatürde ekserji kavramının ve öneminin anlaşılmasından sonra termodinamik sistemlerin enerji (birinci yasaya dayalı) ve ekserji (ikinci yasaya dayalı) analizleri üzerine çok sayıda çalışma yapılmıştır [11]. Ekserji analizinin içten yanmalı motorlara uygulanmasına yönelik çalışmalar 1950'li yıllarda başlar. Ancak bu yıllarda yapılan çalışma sayısı çok azdır. İkinci kanun analiziyle

(ekserji analizi) motorun termodinamik detaylarının daha iyi anlaşılabilceğinin fark edilmesi 1980'lerden sonra bu konuda yapılan çalışmalara hız kazandırmıştır [23]. Aşağıda içten yanmalı motorlara ekserji analizinin uygulanmasına yönelik yapılan başlıca çalışmalar kronolojik sırayla kısaca açıklanmıştır.

Alkidas [24] yaptığı çalışmada tek silindirli ve açık yanma odalı bir dizel motora birinci ve ikinci kanun analizi uygulamıştır. Bu amaçla 1200 d/dk ve 1800 d/dk devir sayılarında, sabit püskürtme avansında ve farklı yüklerde deneyler yapılmıştır. Çalışma sonucunda ısı transferi ile çevreye atılan enerjinin yakıt enerjisinin %10'u ile %30'u arasında değiştiği, birinci yasa veriminin %22-40 aralığında ve ikinci yasa veriminin de %22-48 aralığında değiştiği bildirilmiştir. Bütün test şartlarında eksoz ekserjisi, eksoz enerjisinin yarısından daha az olduğu ve bu nedenle eksoz gazları enerjisinin yarısından daha azı yararlı işe dönüştürülebileceği ifade edilmiştir. Yanma, ısı transferi, sürtünme ve karışım oluşumundan kaynaklanan tersinmezliklerin ekserji yıkımına yol açtığı belirtilmiştir. Stokiyometrik yanma durumunda yanmadan kaynaklanan ekserji yıkımının yakıt ekserjisinin %25 ile %43'ü arasında değer aldığı ve ısı transferinden kaynaklanan ekserji kaybının ise yakıt ekserjisinin %42-58'si olduğu bildirilmiştir.

Shapiro ve Van Gerpen [25] yaptıkları parametrik çalışmada iki bölgeli yanma modeli kullanarak hem buji ateşlemeli motora hem de dizel motora ikinci yasa analizini uygulamışlardır. Çalışmada sıkıştırma stroku ile yanma ve genişleme stroku boyunca ekivalans oranı, yakıt-hava karışımı, artık eksoz gazları katsayısı ve yanma süresinin kimyasal ekserji, termomekaniksel ekserji ve tersinmezlikler üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışma sonucuna göre, buji ateşlemeli motorda ekivalans oranı ve artık eksoz gazları katsayısındaki değişimin kimyasal ve termomekaniksel ekserjiyi büyük ölçüde etkilediği, yanma süresinin değiştirilmesi durumunda işle transfer edilen ekserjinin etkilendiği ancak tersinmezliklerin yanma süresindeki değişimden çok fazla etkilenmediği bildirilmiştir. Dizel motorunda difüzyonlu yanma safhasında ekivalans oranının değişimi, silindir içinde kimyasal ve termomekaniksel ekserjinin dağılımını büyük ölçüde etkilediği ve yanma süresindeki değişimin buji ateşlemeli modelde oluşturduğu etkiye benzer bir etkiye neden olduğu belirtilmiştir. Ayrıca yanma sonunda, genişleme stroku boyunca silindir içindeki hava ile yanmış gazların karışmaya devam etmesi daha fazla entropi üretimine neden olduğu vurgulanmıştır.

Van Gerpen ve Shapiro [26] yaptıkları çalışmada tek bölgeli yanma modeli kullanarak bir dizel motorunda gerçekleşen yanma işlemini ikinci yasa analizi açısından

incelemiştir. Ayrıca araştırmacılar ekserji analizini içeren çevirim modeli ile bazı parametrelerin tersinmezlikler ve sistemin ekserji dengesi üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, sistemdeki tersinmezliklerin doğru bir şekilde belirlenebilmesi için kimyasal ekserjinin dikkate alınması gerektiği vurgulanmıştır. Çalışmada kimyasal ekserjinin ekivalans oranına göre değişimi incelendiğinde; fakir karışım durumunda kimyasal ekserji toplam ekserjinin %15'i kadar olduğu ve ekivalans oranına fazla bağımlı olmadığı ancak zengin karışım durumunda kimyasal ekserji toplam ekserjinin %90'ından daha fazla olabileceği tespit edilmiştir. Yanma başlangıcının ve kontrolsüz yanma safhasında yanan yakıt miktarının tersinmezlikleri çok az etkilediği ve tersinmezliklerin büyük ölçüde kimyasal reaksiyondan kaynaklandığı belirtilmiştir. Modelde ısı transferi katsayılarını küçülterek ısı transferinin azalması sonucu genişleme işlemi boyunca silindir içindeki gazların termomekaniksel ekserjilerinin arttığı bildirilmiştir.

Gallo ve Milanez [27] emme, sıkıştırma, yanma ve genişleme ile eksoz stroklarını içeren bir termodinamik çevirim modeli kullanarak buji ateşlemeli motorda yakıt olarak etanol ve benzinin kullanılması durumunda meydana gelen tersinmezlikleri belirlemeye yönelik bir çalışma yapmışlardır. Ayrıca çalışmada ateşleme zamanı, yanma süresi ve ekivalans oranının motorun ekserji dengesine etkisi ile supap zamanlamasının çevirimin açık kısmında meydana gelen tersinmezliklere etkisi araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, aynı sıkıştırma oranında etanolün yanma boyunca daha az tersinmezliğe neden olduğu ve bunun sonucunda etanolün ekserji verimi benzine göre daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Supap zamanlamasının çevirimin açık kısmında oluşan tersinmezliklere etkisi incelendiğinde elde edilen sonuçların literatürdeki sonuçlarla uyumlu olduğu bildirilmiştir.

Velasquez ve Milanez [28] yaptıkları çalışmada, Krieger ve Borman tarafından önerilen tek bölgeyi yanma modelini temel alarak geliştirdikleri termodinamik model yardımıyla dizel motoru için emme stroku ve yanma boyunca tersinmezliklerin krank mili açısına göre değişimini belirlemişlerdir. Modelde süperşarj ve ekivalans oranının tersinmezlikler üzerindeki etkisini incelemek için emme basıncını 1,4 bar, emilen havanın sıcaklığını 320 K ve ekivalans oranını ise 0,6 olarak seçmişlerdir. Bu değişkenler standart durum referans alınarak birbiri ile karşılaştırılmıştır. Motorun normal çalışma durumunda emme basıncının 0,9708 bar, emilen havanın sıcaklığı 307 K ve ekivalans oranının da 0,7 olduğu belirtilmiştir. Ayrıca araştırmacılar çalışmalarında, daha detaylı bilgilere ulaşmak için emme stroku ve yanma boyunca anlık ikinci yasa verimini de belirlemişlerdir. Elde

edilen sonuçlara göre süperşarj etkisinin emme strokunun büyük bir kısmında tersinmezlikleri azalttığı ancak tersinmezlik üretim oranının (dI/dEx_t) standart duruma göre daha yüksek olduğu ve küçük ekivalans oranında yanma boyunca tersinmezlik üretim oranının düşük olduğu bildirilmiştir. Yanma süresince tersinmezlik üretim oranının emme stroku boyunca gerçekleşen tersinmezlik üretim oranına göre daha düşük olması, yanmanın anlık ikinci yasa veriminin emme strokunun anlık ikinci yasa veriminden daha yüksek olmasına yol açtığı belirtilmiştir.

Rakopoulos ve Giakoumis [29] tek silindirli, doğal emişli ve endirekt püskürtmeli bir dizel motoru için değişik yük ve hızlarda enerji ve ekserji analizine yönelik bir çalışma yapmışlardır. Bu amaçla geliştirdikleri modele motorun değişken çalışma şartlarını yansıtan çok sayıda yeni özellikler eklemişlerdir. Bu model yardımıyla motorun değişik çalışma şartlarında ekserji terimlerinin değişimi incelenmiştir. Araştırmadan elde edilen sonuçlara göre, yük arttıkça yanmadan kaynaklanan tersinmezliklerin azaldığı, ısı kayıplarının dolayısıyla ısı ile gerçekleşen ekserji kaybının arttığı ancak sabit bir yük durumunda motor hızının artması ile ısıyla gerçekleşen ekserji kaybının azaldığı bildirilmiştir. Motor hızı ve yükü arttıkça eksoz gazları ile atılan ekserjinin arttığı ifade edilmiştir. Eksoz manifoldunda gerçekleşen tersinmezliklerin motor hızı ve yükündeki değişime çok bağlı olduğunu ve emme manifoldunda ki tersinmezliklerin, yakıtın kimyasal ekserjisinin çok küçük bir yüzdeliğine karşılık geldiği belirtilmiştir.

Rakopoluos ve Giakoumis [30] yaptıkları çalışmada geliştirdikleri tek bölge termodinamik modeli kullanarak altı silindirli, turboşarjlı, ara soğutmalı, endirekt püskürtmeli bir gemi dizel motoruna ekserji analizi uygulamışlardır. Çalışmada motor yükü ve hızının efektif iş ekserjisi, termal ekserji, emme havası ekserjisi, eksoz gazları ekserjisi, mekanik sürtünme ekserjisi ve tersinmezlikler üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Ayrıca sıkıştırma oranının ekserji terimlerine etkisi incelenmiştir. Termodinamik modelin yapılan deneyler ile kalibre edildiği bildirilmiştir. Çalışma sonucunda, yanmadan kaynaklanan tersinmezliklerin motor yükü arttıkça azaldığı, 1250 d/dk'da en yüksek seviyeye ulaştığı, bu tersinmezliklerin yakıt ekserjisinin %21,90'ı kadar olduğu ve toplam tersinmezlikler içindeki payının ise %80,25 olduğu belirtilmiştir. Eksoz manifoldunda oluşan tersinmezliklerin toplam tersinmezlikler içindeki payı %10'a kadar çıktığı ve düşük izantropik veriminden dolayı kompresörün türbine göre daha fazla tersinmezliğe neden olduğu ifade edilmiştir. Yük arttıkça indike verimin, emme havası ve eksoz gazları ekserjisinin, kompresör, türbin ve eksoz manifoldundaki tersinmezliklerin arttığı

belirlenmiştir. Ayrıca motor hızının artması mekanik sürtünmeleri ve toplam tersinmezlikleri artırdığı ancak ısı kayıplarını azalttığı tespit edilmiştir. Sıkıştırma oranının, yanmadan kaynaklanan tersinmezlikler ile turboşarjda meydana gelen tersinmezlikleri önemli derecede etkilediği belirtilmiştir.

Rakopoulos ve Giakoumis [31] dört zamanlı, altı silindirli, turboşarjlı, ara soğutmalı ve endirekt enjeksiyonlu bir dizel gemi motoruna ekserji analizinin uygulanmasına yönelik bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada tek bölgeli bir termodinamik model kullanarak silindir, kompresör, türbin, ara soğutucu, emme ve eksoz manifoldunu ikinci yasa açısından incelemiştir. Araştırmacılar, tam yükte ve 1500 d/dk'da yaptıkları deneylerden sağladıkları bilgilerle modeli kalibre etmişlerdir. Modelden elde edilen sonuçlara göre, silindir içinde oluşan tersinmezliklerin yakıt ekserjisinin %22,30'u olduğu ve motordaki en fazla toplam tersinmezliklerin yakıt ekserjisinin %27,29'una karşılık geldiği ancak bu değer soğutma suyu ile gerçekleşen ekserji kaybı dikkate alındığında %44,9'a kadar arttığı bildirilmiştir. Oluşan toplam tersinmezliklerin %80,25'i yanma sırasında ve %10'u da eksoz manifoldunda meydana geldiği ayrıca kompresör ve türbindeki tersinmezliklerin toplamı yakıt ekserjisinin %10'nu kadar olduğu ifade edilmiştir. Ortalama ikinci yasa veriminin ise %41,31 olduğu belirtilmiştir.

Köktürk [18] dört silindirli bir benzin motoruna enerji ve ekserji analizi uygulayarak motorun optimum çalışma hızını belirlemeye yönelik bir çalışma yapmıştır. 990-3480 d/dk motor devir aralığında, 6 farklı motor devrinde yapılan deneylerden elde edilen veriler enerji ve ekserji analizinde kullanıldığı bildirilmiştir. Enerji analizi kısmında yakıt enerjisi, motor efektif gücü, eksoz ısı, soğutma suyu ısı ve radyasyon ısısının belirlendiği belirtilmiştir. Enerji analizine göre, motor efektif gücünün yakıt enerjisi içindeki en yüksek yüzdeleri oranı %30,94 olarak 2040 d/dk elde edildiği ve enerji analizine göre motorun ekonomik çalışma devri 2040 d/dk olarak belirlendiği bildirilmiş, ancak enerji analizinde tersinmezlikler dikkate alınmadığından bu değerlendirmenin sağlıklı olmayacağı vurgulanmıştır. Tersinmezliklerin dikkate alındığı ekserji analizine göre ise tersinmezliklerin yakıt enerjisi içindeki yüzdeleri payının en düşük olduğu 2580 d/dk motorun ekonomik devri olarak alınabileceği belirtilmiştir. Ayrıca hem enerji hem de ekserji analizinde eksoz kayıplarının, toplam kayıplar içindeki payının büyük olduğu ve diğer kayıpların da ihmal edilemeyecek düzeyde oldukları belirtilmiştir.

Caton [23] yaptığı analitik çalışmada adyabatik olarak sabit hacimde gerçekleştiği kabul edilen yanma işlemine (oktanın hava ile yanması) ekserji analizi uygulayarak yanma boyunca gerçekleşen ekserji yıkımını sıcaklığın, basıncın ve ekivalans oranının bir fonksiyonu olarak incelemiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, ürünlerin ekserjisi reaktanların ekserjisinden düşük olduğu ve buna yanma süresince oluşan tersinmezliklerin yol açtığı ifade edilmiştir. Reaktanların sıcaklığı arttıkça yanma sıcaklığı arttığından yanma boyunca gerçekleşen ekserji yıkımının azaldığı, örneğin sabit ekivalans oranında ($\phi = 1$) reaktanların sıcaklığı 500 K den 2500 K'e kadar artırıldığında ekserji yıkımının %20'den %7'ye kadar azaldığı, ancak bu durumda yanma sıcaklıklarının çok artması NOx emisyonlarını, ısı ve eksozla gerçekleşen ekserji transferini artıracaklarını ayrıca pratikte reaktanların sıcaklığı 2500 K gibi çok yüksek değerlere çıkarılamayacağı belirtilmiştir. Ekserji yıkımının basınç değişiminden fazla etkilenmediği ve ekivalans oranının stokiometrik orandan küçük olması halinde ekserji yıkımının arttığı bildirilmiştir.

Zhang ve Sobiesiak [32] yakıt olarak sıkıştırılmış doğal gaz ve benzinin kullanıldığı buji ateşlemeli motora birinci ve ikinci yasa analizini uygulamışlardır. Çalışmada sıkıştırma ile yanma ve genişleme stroklarını içeren bir motor çevirim modeli kullanılarak yakıtların tam gazda, 1,1 ekivalans oranında ve 4000 d/dk'daki ortalama indike basınçları ve yakıt ekserjisi dağılımı belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre aynı sıkıştırma oranında doğal gaz kullanımında ortalama indike basıncın benzine göre daha düşük olduğu bildirilmiştir. Doğal gaz kullanımında yakıt ekserjisinin daha büyük bir kısmının işe dönüştürebildiği ve oktan sayısının yüksek olmasından dolayı yüksek sıkıştırma oranı seçilmesi halinde doğal gazın benzine göre daha yüksek ortalama indike basınca sahip olacağı, bununla birlikte ikinci yasa veriminin daha fazla artacağı belirtilmiştir. Doğal gaz kullanımında yakıt ekserjisinin %38,2'si, benzin kullanımında ise yakıt ekserjisinin %33,4'ü işe dönüştürüldüğü ve her iki yakıtın yanması sırasında oluşan ekserji yıkımının aynı olduğu ancak benzin kullanımında ısı transferinden kaynaklanan ekserji yıkımının doğal gaza göre %13,8 oranında yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Rakopoulos ve Giakoumis [33] altı silindirli, turboşarjlı, ara soğutmalı ve ön yanma odalı bir dizel motoruna, motorun değişen çalışma şartlarında ekserji analizini uygulamaya yönelik bir çalışma yapmışlardır. Araştırmacılar, geliştirdikleri simülasyon kodu ile dizel motorunun değişen çalışma şartlarında çevirimin açık ve kapalı kısmını ayrıca türbin, kompresör, ara soğutucu ile emme ve eksoz manifoldu gibi sistemleri ikinci yasa açısından incelemiştir. Modelde motorun değişen çalışma koşulları; motor 1800 d/dk'da ve %10

yük durumunda çalışırken 0,2 saniyede %75 yüklü duruma getirilmesi şeklinde dikkate alınmış ve model deneysel yöntemlerden elde edilen verilerle doğruluğunun test edildiği bildirilmiştir. Çalışma sonucunda, motor yükünün artırılması ile silindir duvarlarından ısı geçişi ile transfer edilen ekserjinin önce arttığı, maksimum değere ulaştıktan sonra azalmaya başladığı, emme ve eksoz manifoldunda oluşan maksimum tersinmezliklerin sırasıyla toplam tersinmezliklerin %3'ü ve %15'i kadar olduğu belirtilmiştir. Değişen çalışma koşulları boyunca kompresör ve türbindeki basınç ve sıcaklıkların artması bu sistemlerde oluşan tersinmezliklerin artmasına neden olduğunu ve oluşan tersinmezliklerin toplam tersinmezliklerin %4,7'sini oluşturduğunu, sistemdeki en az tersinmezliklerin ise toplam tersinmezliklerin %0,47'sinine karşılık gelen ara soğutucudaki tersinmezliklerin olduğu vurgulanmıştır.

Uçkun [14] yaptığı çalışmada Çanakçı (2001) tarafından yapılan deneylerden elde edilen sonuçları kullanarak, John Deere 4276T marka, dört silindirli, dört zamanlı ve turboşarjlı bir dizel motoruna enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Deneysel çalışmada yakıt olarak dizel yakıtı, saf halde soya yağı metil esteri (SYME), saf halde atık yağ kaynaklı metil ester (AYBME), %20 soya yağı metil esteri ve %80 dizel yakıtı karışımı (%20 SYME) ile %20 atık yağ kaynaklı metil ester ve %80 dizel yakıtı (%20 AYBME) karışımlarının kullanıldığı ve deneylerin 1400 d/dk'da ve 225,664 Nm motor momentinde yapıldığı belirtilmiştir. Enerji analizinde yakıtların enerjileri, toplam ısı kayıpları ve efektif verimleri; ekserji analizinde ise yakıtların kimyasal ekserjileri, ısı geçişine eşlik eden ekserji transferi, eksoz ekserjisi, ekserji yıkımı, toplam entropi üretimi ve ekserji veriminin hesaplandığı bildirilmiştir. Çalışma sonucuna göre, eksoz ekserjisinin, ekserji kayıpları içindeki payının büyük olduğu ayrıca ısı transferine eşlik eden ekserji kaybı miktarının da önemli boyutta olduğu belirtilmiştir. Saf haldeki soya yağı metil esteri ile saf haldeki atık yağ kaynaklı metil esterinin yakıt ekserjileri diğer yakıtlara göre yüksek olmasına rağmen ekserji verimleri dizel yakıtından ve karışım yakıtlarından daha düşük olduğu bildirilmiştir.

Parlak vd. [34] yaptıkları çalışmada dört zamanlı, turboşarjlı, direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda termal bariyer kaplamanın motor performansı ve eksoz ekserjisi üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir. Motor deneyleri, standart dizel motoru ve düşük ısı kayıplı dizel motoru için değişik yük ve hız koşullarında yapılmış ve elde edilen sonuçlar birbiri ile karşılaştırılmıştır. Deney sonuçlarına göre düşük ısı kayıplı dizel motoru standart dizel motoru ile karşılaştırıldığında motor performansının daha iyi olduğu, özgül yakıt tüketiminin %6 oranında azaldığı, termal verimin %2 oranında arttığı, eksoz

ekserjisinin motorun değişen çalışma şartlarına göre %3-27 oranında daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Düşük ısı kayıplı dizel motorunun eksoz enerjisi yüksek olmasına rağmen bu enerjinin tamamı yararlı işe dönüştürülemeyeceği belirtilmiş ve ne kadarının yararlı işe dönüştürülebileceği eksoz verimi ile belirlenmiştir. Eksoz ekserjisinin eksoz enerjisine oranı şeklinde tanımladıkları eksoz verimi her iki motor içinde %47 den daha az olduğu tespit edilmiştir.

zcan ve Söylemez [35] buji ateşlemeli bir motorda emme kanalından su püskürtülmesinin motorun ekserji dengesi üzerindeki etkisini araştırmak amacıyla deneysel ölçümlere dayalı olarak analitik bir çalışma yapmışlardır. Yakıt olarak LPG kullandıkları dört silindirli motorda 2000 d/dk'da yaptıkları testler sırasında püskürtülen su miktarına göre (püskürtülen yakıt kütlesinin yarısı), silindir basıncının krank açısı ile değişimini, hava ve yakıt debilerini belirlemişlerdir. Elde edilen bu veriler ve geliştirdikleri bilgisayar programıyla performans parametreleri, toplam tersinmezlikler ile ısı ve işle transfer edilen ekserjiyi belirlemişlerdir. Geliştirdikleri simülasyon programında iki bölgeli yanma modeli kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre su püskürtülmesi durumunda silindir basıncı ve sıcaklığının düşmesi nedeniyle motor gücünün azalması işle transfer edilen ekserjiyi azalttığı ve toplam tersinmezliklerin önemli derecede etkilendiği vurgulanmıştır. Sadece LPG kullanımında (su pskrtlmyor) ve su püskürtülmesi durumunda yanmadan kaynaklanan tersinmezliklerin sırasıyla 332,73 J ve 378,9 J olduğunu, su püskürtülmesi durumunda tersinmezlikteki bu artış yanma sıcaklığının düşmesi, tutuşma gecikmesinin ve yanma süresinin uzamasından kaynaklandığı ifade edilmiştir. Ayrıca yanma sıcaklığının düşmesi, ısı ile transfer edilen ekserji miktarını da düşürdüğü bildirilmiştir.

Çanakçı ve Hosoz [22] yaptıkları çalışmada turboşarjlı ve dört silindirli bir dizel motorda dizel yakıtı, saf halde iki farklı biyodizel ve biyodizel-dizel yakıtı karışımlarından oluşan beş farklı yakıtı kullanarak motora enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Deneysel yöntemlerden elde edilen veriler ile her bir yakıt için özgül yakıt tüketimi, yakıt enerjisi, termal verim, yanma verimi, ısı ve egzoz kayıpları, yakıt ekserjisi, ekserji verimi, ısı transferi ve eksoz gazları ile gerçekleşen ekserji kayıpları ve motordaki ekserji yıkımı hesaplanarak birbiri ile karışılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre biyodizel kullanımında özgül yakıt tüketimi artmasına rağmen, biyodizel ve biyodizel-dizel yakıtı karışımlarının yakıt enerjisi, termal verim, yanma verimi, ısı ve eksoz kayıpları açısında dizel yakıtına çok yakın enerjik performansa, yakıt ekserjisi, ekserji verimi, ısı transferi ve egzoz gazları ile gerçekleşen ekserji kayıpları açısından da dizel yakıtına çok yakın

ekserjetik performansa sahip oldukları belirtilmiştir. Motorun veriminin azalmasına neden olan en önemli faktörün büyük bir kısmı yanma sırasında gerçekleşen tersinmezliklerin yol açtığı ekserji yıkımı olduğu ifade edilmiştir.

Erbaş [36] su soğutmalı, tek silindirli bir benzin motorunda üç farklı sıkıştırma oranında ve değişik devirlerde enerji ve ekserji metotlarıyla kayıp enerji ve ekserjileri belirleyerek motorun en uygun çalışma şartlarının belirlenmesine yönelik bir çalışma yapmıştır. Motor deneyleri 1300-2800 d/dk aralığında ve 8,2-7,2-6,2 sıkıştırma oranlarında yapıldığı bildirilmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, sıkıştırma oranının artırılması, birinci yasaya göre yapılan enerji analizi sonucunda, efektif gücü, sürtünme gücünü, soğutma suyuna ve çevreye olan ısı kaybını artırdığı, eksoz gazları ile gerçekleşen ısı kayıplarını ise azalttığı belirtilmiştir. Ekserji analizi ile ulaşılan sonuçlara göre sıkıştırma oranının artırılması soğutma suyuna transfer edilen enerjinin kullanılabilirliğini artırdığı ve soğutma suyu enerjisinin kullanılabilirliği yakıt ekserjisinin %7-10'u arasında değiştiği bildirilmiştir. Tersinmezliklerden dolayı motorda meydana gelen ekserji yıkımı yakıt ekserjisinin %65-70'i arasında değiştiği ve minimum ekserji kaybının 8,2 sıkıştırma oranında ve 1900 d/dk motor devrinde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Enerji analizine göre motorun en yüksek verimi %22,44 ile 1600 d/dk motor devrinde ve 8,2 sıkıştırma oranında elde edildiği buna karşılık ekserji analizine göre motorun en yüksek verimi aynı devir ve sıkıştırma oranında %24,15 olarak hesaplandığı belirtilmiştir.

Rakopoulos vd. [37] yaptıkları çalışmada direkt enjeksiyonlu sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda, hidrojen-doğal gaz karışım yakıtlarının ve motor işletme şartlarının yanma boyunca oluşan tersinmezliklere etkisini araştırmışlardır. Çalışmanın asıl amacı saf metanın hacimsel olarak %10-50 oranlarında hidrojen ile karıştırılması halinde yanma boyunca meydana gelen tersinmezliklerin değişimini belirlemek olduğu belirtilmiş ve bu amaçla tek boyutlu bir termodinamik çevirim modeli kullanarak çevirimin kapalı kısmına ekserji analizi uygulamışlardır. Çalışma sonucunda, motor yükünün ve yakıt içindeki hidrojen oranının artırılması halinde yanma boyunca oluşan tersinmezliklerin azaldığı ve ikinci yasa veriminin arttığı belirtilmiştir. Ayrıca motor hızının ve püskürtme zamanlamasının çevirimin kapalı kısmına uygulanan ekserji dengesi üzerindeki etkisinin az olduğu vurgulanmıştır.

Sayın vd. [38] yaptıkları çalışmada üç farklı araştırma oktan sayısına sahip yakıtların kullanıldığı dört silindirli, dört zamanlı, buji ateşlemeli motora enerji ve ekserji analizi

uygulamışlardır. Araştırma oktan sayıları 91 (motor tasarımında dikkate alınan oktan sayısı), 93 ve 95,3 olan test yakıtları için 1200-2400 d/dk aralığında ve 20 ile 40 Nm motor momentinde deneyler yapılmıştır. Deneysel veriler kullanılarak test yakıtları için gerçek yanma denklemi yazılmış, enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre yakıtın oktan sayısı arttıkça birinci ve ikinci yasa veriminin azaldığı, her üç yakıtın yakıt ekserjisi, yakıt enerjisinden %6,9-7,1 oranında yüksek olduğu ve bu nedenle aynı efektif motor gücünde yakıtların ikinci yasa verimi birinci yasa verimine göre %6,5-6,7 oranında daha düşük çıktığı belirtilmiştir. Ayrıca yakıtın oktan sayısı arttıkça ısı geçişi ile transfer edilen ekserji, egzoz gazları ile gerçekleşen ekserji kaybı ve ekserji yıkımının arttığı ifade edilmiştir.

Yılbaşı [39] yaptığı çalışmada yakıt olarak biyodizel ve dizel yakıtı kullandığı dört silindirli bir dizel motora enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Motor deneyleri tam yükte, 1200-2400 d/dk aralığında, 7 farklı devir sayısında gerçekleştirilmiş ve elde edilen veriler enerji ve ekserji hesaplamalarında kullanıldığı belirtilmiştir. Çalışma sonucuna göre, sadece enerji analizi dikkate alındığında motorun ekonomik hızı dizel yakıtı için 2000 d/dk, biyodizel yakıtı için 1400 d/dk olarak belirlendiği bildirilmiştir. Ekserji analizi dikkate alındığında ise her iki yakıt için motorun ekonomik hızının 2000 d/dk olarak belirlendiği vurgulanmıştır. Ayrıca dizel yakıtı kullanımında gerçekleşen ekserji kayıplarının biyodizel kullanımına göre daha fazla olduğu ve eksoz gazları ile gerçekleşen ekserji kaybının, ekserji kayıpları içindeki payının diğer kayıplara göre daha büyük olduğu belirtilmiştir.

Sezer vd. [40] yaptıkları çalışmada buji ateşlemeli bir motorda oksijen içeriğine sahip yakıtların kullanımını ekserji analizi yaparak incelemişlerdir. Bu amaçla sıkıştırma, yanma ve genişleme stoklarını içeren iki bölgeli sanki-boyutlu bir termodinamik çevirim modeline termodinamiğin ikinci yasasına ilişkin yaklaşımları uygulayarak metanol, etanol ve izo-oktan yakıtları için ekserji analizi yapmışlardır. Emme ve eksoz strokları basit bir yaklaşım metodu ile hesaplanmış ve model literatürden sağlanan deneysel verilerle karşılaştırılarak doğruluğu test edilmiştir. Ekserji analizinde ısı ve iş ile gerçekleşen ekserji transferi, tersinmezlikler, termomekanik ekserji, yakıtın kimyasal ekserjisi ve toplam ekserji gibi ekserji terimlerinin yanında yakıt ekserjisinin dağılımı, birinci ve ikinci yasa verimi de hesaplanmıştır. Araştırmacılar sanki-boyutlu motor çevirim modelinin parametrik çalışmalar için çok uygun olduğunu ve modelin ekserji analizi ile birleştirilmesi, motorun çalışması ile ilgili değerlendirmelerin yapılmasında çok faydalı

olduğunu ifade etmişlerdir. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, metanol ve etanol ekserji açısından değerlendirildiğinde daha az entropi üretimine yol açtıkları, ayrıca ısı ve eksoz yoluyla gerçekleşen ekserji kayıplarını da azalttıkları belirtilmiştir. Tersinmezlik değerleri izo-oktan ile karşılaştırıldığında, metanol ve etanol sırası ile %7,44 ve %4,29 oranında daha az tersinmezliğe neden olduğu, ısı kayıpları ile gerçekleşen ekserji kayıplarının izo-oktana göre metanol ve etanol için sırası ile %9,47 ve %6,45 oranında düşük olduğu ve eksoz yoluyla gerçekleşen ekserji kaybının da izo-oktana göre metanol ve etanol için %3,07 ve %0,37 oranında daha düşük olduğu belirtilmiştir. Ancak oksijen içeren bu yakıtların ısı değerleri izo-oktana göre düşük olduğundan elde edilen işin azaldığı ve izo-oktan ile kıyaslandığında, metanol ve etanol için işle transfer edilen ekserji %7,35 ve %3,24 oranında daha düşük olduğu ifade edilmiştir. Metanol ve etanolün izo-oktana göre birinci yasa verimi %0,43 ve %0,05 oranında, ikinci yasa verimini ise %2,83 ve %1,23 oranında düşük olduğu belirlenmiş ancak metanol ve etanolün izo-oktana göre yüksek oktan sayısına sahip olmalarından dolayı yüksek sıkıştırma oranları seçilerek verimin artırılacağı belirtilmiştir. Yakıtların özgül yakıt tüketimleri karşılaştırıldığında ise metanol ve etanolün özgül yakıt tüketimi izo-oktana göre sırası ile %132,2 ve %65,5 oranında arttığı bildirilmiştir. Ayrıca araştırmacılar oksijen içeren bu yakıtların özgül yakıt tüketimi çok yüksek olması nedeniyle, bu yakıtların benzine yakıt katkısı olarak kullanılması durumunda özgül yakıt tüketimi artmaksızın yanma iyileşerek tersinmezliklerin azalabileceğini belirtmişlerdir.

Sezer ve Bilgin [41] yaptıkları teorik çalışmada buji ateşlemeli bir motorun sıkıştırma, yanma ve genişleme strokları boyunca sıkıştırma oranı, ekivalans oranı ve ateşleme zamanlamasının ekserji dengesi ve ekserji yıkımına etkilerini, geliştirdikleri iki bölge termodinamik çevirim modelini kullanarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, parametrik ekserji analizinin bazı motor tasarım ve işletme şartları arasındaki etkileşimin daha iyi anlaşılmasını sağladığı, ekserji analizi ile çevirim boyunca gerçekleşen iş potansiyeli kaybının birinci yasaya göre gerçeğe daha uygun bir şekilde belirlenebildiği ve böylece motor performansını artırmak için daha sağlıklı bilgilere ulaşılabileceği belirtilmiştir. Sıkıştırma oranının artırılması birinci ve ikinci yasa verimlerini arttırdığı ve tersinmezlikleri azalttığı, ateşleme zamanlamasının değiştirilmesi verimi ve ısı transferi ile gerçekleşen ekserji kaybını etkilediği bildirilmiştir. Ekivalans oranının kimyasal ve termomekanik ekserjinin değişimini önemli derecede etkilediği ve en yüksek termomekanik ekserjinin stokiyometrik karışım ile elde edildiği ayrıca zengin karışım

kullanılması halinde işle transfer edilen ekserjide önemli bir artışın olmadığı ve karışımın fakirleşmesi halinde tersinmezliklerin azaldığı tespit edilmiştir.

Yasar [42] turboşarjlı bir dizel motoruna enerji ve ekserji analizinin uygulanmasına yönelik bir çalışma yapmıştır. Çalışmanın asıl amacı ısı yalıtımın motorun enerji ve ekserji dengesi üzerindeki etkilerini araştırmak olduğu belirtilmiş ve bu amaçla hem standart dizel motorun hem de düşük ısı kayıplı dizel motorun termodinamik analizi yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu, turboşarjlı bir dizel motoru kullanılmıştır. Motor deneyleri 1800 d/dk'da ve değişik yüklerde yapılarak her çalışma şartı için efektif güç, emme havası sıcaklığı, emme havası debisi, eksoz gazı sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı, soğutma suyu debisi ve yakıt debisinin ölçüldüğü ve aynı deneyler düşük ısı kayıplı dizel motoru ile de yapıldığı belirtilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, birinci yasa verimi standart dizel motoru ve düşük ısı kayıplı dizel motoru için sırasıyla %26-36,5 ve %27-39 aralığında, ikinci yasa verimi ise %30,70-44 ve %31,15-45,75 aralığında değiştiği belirlenmiştir. Isı transferi ile gerçekleşen ekserji kaybı standart dizel motorda daha fazla olduğu, ancak düşük ısı kayıplı dizel motorda eksozla gerçekleşen enerji ve ekserji kaybının daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca yanma sıcaklığı hava fazlalık katsayısına daha fazla bağlı olduğundan termal yalıtımlı dizel motorda, yanma boyunca oluşan tersinmezliklerde önemli bir azalma olmazken ısı transferi ile oluşan tersinmezliklerin önemli derecede azaldığı belirtilmiştir.

Kart [17] yaptığı çalışmada, tek silindirli, su soğutmalı bir buji ateşlemeli motorda benzin ve LPG yakıtlarını kullanarak motora enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Her bir yakıt için tam yükte ve 9 farklı motor hızında yapılan deneylerden sağlanan veriler enerji ve ekserji analizinde kullanıldığı belirtilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, aynı devirlerde benzin yakıtı için hesaplanan yakıt enerjisi, efektif güç, soğutma suyu enerjisi ve eksoz enerjisi değerleri LPG yakıtına oranla daha fazla olduğu bildirilmiştir. Enerji analizine göre motor efektif gücünün en fazla olduğu devir benzin için yakıt enerjisinin %23,34'ü olarak 1400 d/dk'da ve LPG için de efektif güç yakıt enerjisinin %21,28'i olarak 1400 d/dk'da gerçekleştiği belirtilmiştir. Enerji analizine göre değerlendirme yapıldığında motorun en ekonomik çalışma devri her iki yakıt için 1400 d/dk olduğu vurgulanmıştır. Yakıtlar ekserji analizi açısından incelendiğinde, LPG yakıtının ekserji kayıpları benzin yakıtının ekserji kayıplarından daha fazla olduğu belirlenmiş ve kayıp ekserjiler içindeki en büyük payın eksoz gazları ekserjisinin olduğu ifade edilmiştir. Benzin yakıtının minimum ekserji yıkımı, yakıt ekserjisinin %44,86'sı olarak 2200 d/dk'da ve LPG için minimum ekserji

yıkımı ise yakıt ekserjisinin %50,79 olarak 2400 d/dk'da gerçekleştiği tespit edilmiş ve bu nedenle ekserji analizine göre değerlendirme yapıldığında motorun ekonomik olarak çalıştığı devir benzin yakıtı için 2200 d/dk ve LPG yakıtı için ise 2400 d/dk olduğu belirtilmiştir.

Çalışkan [43] yaptığı çalışmada Tat vd. (2007) tarafından yapılan deneylerden elde edilen sonuçları kullanarak dört zamanlı, dört silindri ve turboşarjlı bir dizel motora enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Motor deneyleri, yakıt olarak Dizel No.2, soya yağı katkılı metil ester (SME) ve genetiği değiştirilmiş yüksek oleikli soya yağı metil esteri (HOME) yakıtları kullanılarak tam yükte ve 1400 d/dk'da yapıldığı belirtilmiştir. Enerji analizinde, yakıtların enerji akımları, ısı kayıpları, efektif güç ve efektif verimin belirlendiği, ekserji analizinde ise yakıtların kimyasal ekserji akımları, eksoz ekserjisi, soğutma suyu ekserjisi, ekserji yıkımı ve ekserji veriminin hesaplandığı bildirilmiştir. Çalışma sonucuna göre, motorun efektif verimi %39,93-41,31 aralığında, ekserji veriminin ise %37,46-38,48 aralığında belirlendiği ve biyodizel yakıtlarının ısı ve ekserji verimleri dizel yakıtının ısı ve ekserji veriminden daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Çalışmanın genel bir sonucu olarak SME ve HOME yakıtlarının ekserjetik açıdan dizel motora uygun yakıtlar olduğu ifade edilmiştir.

Hongqing ve Huijie [44] yaptıkları çalışmada iki bölge yanma modeli kullanarak buji ateşlemeli bir motorda yanma işlemine ikinci yasa analizini uygulamışlardır. Çalışmalarında benzinin yüzden fazla hidrokarbondan oluştuğu, bu nedenle bütün yakıt bileşenlerini modelde dikkate almanın uygulanabilir olmadığı belirtilmiş ve modellerinde benzin yakıtının molar oranda sırası ile %40 izo-oktan, %10 normal heptan, %10 toluen ve %40 metil saykloheksandan oluştuğu kabul edilmiştir. Yanma işlemi boyunca modelden elde edilen silindir içi sıcaklık ve basınç değerlerinin, deneysel yöntemle belirlenen değerler ile yeterli derecede uyumlu olduğu belirtilmiştir. Ulaşılan sonuçlara göre, yanma işlemi ile birlikte yanmamış gazlar bölgesinin ekserjisi azalırken yanmış gazlar bölgesinin ekserjisi kademeli olarak arttığı, yanma işleminin sonuna doğru ekserjinin bir kısmı iş ve ısı ile birlikte transfer edildiğinden yanmış gazlar bölgesinin ekserjisinde azalma meydana geldiği ifade edilmiştir. Yanma işlemi boyunca gerçekleşen ekserji yıkımının büyük bir kısmı kimyasal reaksiyonlardaki tersinmezliklerden kaynaklandığı, yanmadan kaynaklanan ekserji yıkımının %18,9 oranında, yanma süresince ısı transferi ile kaybolan ekserji oranının da %12,0 olduğu ve yanma işlemi sonunda arta kalan ekserjinin ise toplam

ekserjinin %47,1 kadar olduğu belirtilmiştir. Ayrıca yanma süresinin kısaltılması, ateşleme avansının geciktirilmesi ve sıkıştırma oranının artırılması ekserji yıkımını azaltacağı ifade edilmiştir.

Nieminen ve Dincer [45] yaptıkları analitik çalışmada yakıt olarak benzin ve hidrojen kullanılan buji ateşlemeli bir motora enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Elde edilen sonuçlara göre hidrojen ve benzin kullanımında ikinci yasa veriminin sırası ile %41,37 ve %35,74 olduğu, hidrojen kullanımında yanma sıcaklıkları artığı için ısı ile transfer edilen ekserjinin artığı ve bu yolla transfer edilen ekserji miktarı motora emilen taze dolgu ekserjisinin %27,3'ü olduğu, benzin kullanımında ise bu değer %19,3 olduğu belirtilmiştir. Ayrıca hidrojen kullanımında çevrim boyunca silindir içi basınçlarının düşük olması ve ısı transferinin artması, termomekanik ekserjinin azalmasına neden olduğu ifade edilmiştir. Yanma boyunca oluşan tersinmezlikler hidrojen kullanımında azaldığı ve taze dolgu ekserjisinin %11,72'si kadar olduğu, benzin kullanımında ise bu tersinmezlikler taze dolgu ekserjisinin %29,09'una karşılık geldiği belirtilmiştir.

Ismail ve Mehta [46] yaptıkları analitik çalışmada hidrojen, hidrokarbon, alkol ve metil esterlerden oluşan on beş farklı yakıtın yanma sırasında oluşan tersinmezliklere ve yanmanın ikinci yasa verimine etkisini araştırmışlardır. Çalışmada yanmanın ikinci yasa verimi, ürünlerin termomekanik ekserjisinin reaktanların kimyasal ekserjisine oranı şeklinde tanımlanmış ve yakıtların yanma odasında gaz fazında bulunduğu ve karışımın homojen olduğu varsayılmıştır. Ayrıca çalışmada bazı yakıtlar için sabit basınç ve sabit hacimde yanma, reaktanların basınç ve sıcaklığı, ekivalans oranı, yanma odasında meydana gelen ısı kayıpları ve EGR'nin ekserji yıkımı ve ekserji verimine etkisi incelenmiştir. Çalışma sonucunda, sabit basınçta yanmanın sabit hacimde yanmaya göre daha fazla ekserji yıkımına neden olduğu, yakıtlar arasında en az ekserji yıkımına hidrojenin yol açtığı ve hidrojenin en yüksek ekserji verimine sahip olduğu, basit moleküllü hidrokarbon yakıtlarının ekserji yıkımını azaltığı, oksijen içerikli yakıtların ekserji yıkımı karşılaştırıldığında ise yakıttaki oksijen içeriği artıkça ekserji yıkımının artığı belirtilmiştir. Reaktanların sıcaklığı artıkça ekserji yıkımının azaldığı ancak yanma sıcaklıklarının yükselmesi sonucu parçalanma reaksiyonların artması kimyasal ekserji kaybını arttırdığı belirlenmiştir. Reaktanların basıncının artırılması ekserji yıkımını çok az etkilediği ancak parçalanma reaksiyonlarını azaltığı için ekserji verimini iyileştirdiği bildirilmiştir. Ekserji yıkımının fakir karışım bölgesinde fazla olduğu ancak kimyasal ekserji kaybının zengin karışıma göre daha az olduğu ifade edilmiştir. Yanma odasından

çevreye olan ısı kayıpları ekserji yıkımını arttırırken ekserji verimini azalttığı tespit edilmiş ve soğuk EGR'nin ekserji yıkımını arttırdığı ancak kimyasal ekserji kaybını azalttığı bildirilmiştir.

Sekmen ve Yılbaşı [21] yaptıkları çalışmada dört silindirli, su soğutmalı direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunda dizel ve soya yağı metil esteri yakıtlarını kullanarak her iki yakıt için motora enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Motor rejim sıcaklığına ulaştıktan sonra 100 Nm yükte ve 2000 d/dk'da yapılan ölçümlere göre her iki yakıt için performans parametreleri, enerji ve ekserji verimleri hesaplanarak birbiri ile karşılaştırılmıştır. Biyodizel kullanımında dizel yakıtına kıyasla özgül yakıt tüketimi, ısı kayıpları ve termal verimin sırasıyla %13,86, %4,9 ve %1,3 oranında arttığı belirtilmiştir. Dizel ve biyodizel yakıtının ekserji değerleri enerji değerlerinden sırasıyla %7,3 ve %6,1 oranında daha fazla olduğu ve aynı efektif motor gücü çıkışında ekserji verimlerinin termal verime göre sırasıyla %6,8 ve %6,2 oranında daha düşük olduğu belirtilmiştir. Verimdeki düşünün en önemli nedeni, ekserji yıkımına neden olan ve büyük bir kısmı yanma sırasında gerçekleşen tersinmezliklerin olduğu ifade edilmiştir.

Tat [4] yaptığı çalışmada farklı setan sayısına sahip biyodizel yakıtlarının dizel motorunda birinci ve ikinci yasa verimine etkisini araştırmıştır. Çalışmasında yakıt olarak saf halde soya yağı metil esteri, setan sayısını artırmak için kütlece %0,75 ve %1,5 etilheksil içeren soya yağı metil esterleri ve setan sayısı bu yakıtlardan daha yüksek olan atık yağ kaynaklı metil esteri kullanmıştır. Deneilerin dört zamanlı, dört silindirli, turboşarjlı ve direkt püskürtmeli bir dizel motorda tam yükte ve 1400 d/dk yapıldığı belirtilmiştir. Test yakıtlarının ortalama olarak birinci ve ikinci yasa verimleri sırası ile %40,11 ve %37,36 olduğu, yakıtın setan sayısının artması durumunda termal ve ekserji veriminde hafif bir düşüşün meydana geldiği, yakıtların ekserji yıkımı ve entropi üretimi ortalama olarak 62,43 kW ve 0,209 kW/K olduğu belirtilmiştir. Düşük setan sayısına sahip yakıtın kullanımında verimin artmasına yol açan etkinin, tutuşma gecikmesinin artması sonucu kontrolsüz yanma safhasında ki ani basınç ve sıcaklık artışlarının olduğu açıklanmıştır.

Zheng ve Caton [47] yaptıkları çalışmada dizel motorlarda azot oksit ve partikül madde emisyonlarının eş zamanlı olarak azaltılmasında etkili olan yüksek EGR oranı ve geç püskürtmenin, birinci ve ikinci yasa parametrelerine etkisini incelemiştir. Araştırmacılar, emme, sıkıştırma, yanma ve genişleme ile eksoz stroklarını içeren motor çevirim modeline termodinamiğin ikinci yasası ile ilgili yaklaşımları uygulayarak ekserji

analizi gerçekleştirmişlerdir. Model, dört silindirli ve sıkıştırma oranı 16,6:1 olan bir dizel motorunda yapılmış deneylerden elde edilen verilerle kalibre edilerek doğrulanmıştır. Çalışmalarında enerji ve ekserji terimlerinin dört farklı EGR oranı (%0, %15, %30, %45) ve iki farklı püskürtme avansında (ÜÖN'dan 6,5°KMA önce ve ÜÖN'dan 1,5°KMA sonra) değişimleri incelenmiştir. Ulaşılan sonuçlara göre %0 EGR oranında her iki püskürtme durumu için iş ve eksoz ile transfer edilen ekserjinin yaklaşık olarak aynı olduğu, yanma boyunca gerçekleşen ekserji yıkımının ise %30 gibi yüksek bir seviyeye çıktığı ancak yüksek EGR oranlarında, emme sıcaklığı ve ekivalans oranının artması yanma boyunca gerçekleşen ekserji yıkımını azalttığı ifade edilmiştir. Standart püskürtme avansında (ÜÖN'dan 6,5°KMA önce) EGR oranı artıkça yanma veriminin sabit kaldığı ancak, geç püskürtme yapılması durumunda eksik yanma nedeni ile yanma veriminin azaldığı bildirilmiştir. Püskürtmenin geciktirilmesi, yanma safhasının genişleme strokuna doğru kayarak yanma sıcaklığının düşmesine yol açtığı ve bu durumun ısı geçişi ile kaybolan ekserjiyi azalttığı ancak eksoz ekserjisini artırdığı belirtilmiştir.

Caton [48] yaptığı çalışmada bir çevirim modeli kullanarak değişik motor çalışma şartları ve motor tasarım parametreleri ile değişik yakıtların yanma boyunca gerçekleşen ekserji yıkımı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Modelde dikkate alınan motor 5,7 L silindir hacmine ve V-8 konfigürasyonuna sahip olan buji ateşlemeli bir motordur. Modelde motorun 325 kPa fren efektif basıncında ve 1400 d/dk'daki çalışma durumu referans olarak seçilmiştir. Yanma boyunca yok olan ekserji miktarı motor yükü ve hızı, ekivalans oranı, yanma başlangıcı, yanma süresi, EGR oranı, emme kanalındaki oksijen konsantrasyonu, sıkıştırma oranı, genişleme oranı, turboşarj ve yakıt olarak kullanılan izo-oktan, metan, propan, heksan, metanol, etanol, karbonmonoksit ve hidrojene göre belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, referans alınan motor çalışma durumunda yanma sırasında yıkılan ekserji miktarı yakıt ekserjisinin %20,8' i kadar olduğu, yanma süresi, motor hızı ve yükünün değişimine göre gerçekleşen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisinin %20-22'si, değişik sıkıştırma oranlarında (6-20) ise bu oranın %21,5-20,8'i aralığında değiştiği belirtilmiştir. Genişleme oranı ve turboşarj kullanımının yanma süresince gerçekleşen tersinmezlikleri çok az etkilediği, yanma süresinin değişimine göre ekserji yıkımı yakıt ekserjisinin %20,5-21,4'üne karşılık geldiği, ekserji yıkımına etki eden en önemli parametrelerin EGR oranı ve ekivalans oranının olduğu, oksijen konsantrasyonu %40 olduğunda yıkılan ekserji miktarının %17'ye kadar düştüğü, %40 soğuk EGR oranında yanma sıcaklıklarının düşmesi nedeniyle ekserji yıkımının %24,5'e çıktığı belirtilmiştir.

Yakıtların ekserji yıkımı üzerindeki etkileri incelendiğinde sahip oldukları basit molekül yapılarından dolayı hidrojen ve karbonmonoksitin en az ekserji yıkımına neden olduğu, metanol ve etanol basit molekül yapıları ve oksijen içerdiklerinden dolayı metan, etan, propan ve izo-oktana göre daha az ekserji yıkımına neden olduğu açıklanmıştır. Ayrıca araştırmacı, elde edilen sonuçlar irdelendiğinde yanmadan kaynaklanan ekserji yıkımının, incelenen parametrelerin değişimine çok bağlı olmadığını ve bu nedenle bu parametrelerin değiştirilmesi ile yıkılan ekserji miktarının azaltılmasının kolay olmayacağını, buna ek olarak yanmadan kaynaklanan ekserji yıkımının azaltılması, ısı verimi her zaman artırmayacağı hatta ekserji yıkımını minimuma indiren çoğu parametrelerin ısı kayıplarını artırmasından dolayı termal verimin azalmasına neden olduğunu ifade etmiştir. Bu açıdan bakıldığında yanma boyunca gerçekleşen ekserji yıkımını en aza indirmenin uygun bir amaç olmadığı, ekserji yıkımını azaltmaktan çok ısı verimi arttırmanın daha iyi bir yaklaşım olabileceği belirtilmiştir.

Costa vd. [49] yaptıkları teorik ve deneysel çalışmada çift yakıtlı motora (dizel ve doğalgaz) enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Motor deneylerinde, çift yakıtlı durumda kullanılan yakıtın ortalama olarak %83,78'i doğal gaz olacak şekilde 10-150 kW efektif motor gücü çıkışında ilgili sıcaklık ve debi ölçümleri yapılmış ve toplanan verileri geliştirdikleri matematik modelde kullanarak enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, 10-150 kW efektif motor gücü çıkışında saf dizel yakıtı ve çift yakıt kullanılması halinde birinci yasa veriminin sırası ile %15,7-37,9 ve %10,02-55,13, ikinci yasa veriminin ise sırası ile %14,6-35,4 ve %9,57-52,38 aralığında değiştiği belirtilmiştir. Aynı test şartlarında dizel ve çift yakıt modunda motora giren toplam ekserjinin sırası ile 85-425 kW ve 131-287,3 kW olduğu ayrıca ekserji kayıplarının büyük bir kısmının yanmadan ve eksoz gazlarından kaynaklandığı ifade edilmiştir. Saf dizel yakıtı eksoz gazlarının sıcaklığını arttırdığından ekserji kayıplarının çift yakıtlı moda göre daha fazla olduğu ve ısı kayıpları ile oluşan ekserji kaybının motora giren toplam ekserjinin %2,5'inden daha az olduğu bildirilmiştir.

Ghahfarokhi vd. [50] yaptıkları çalışmada homojen şarjlı sıkıştırma ateşlemeli motorda emme havası sıcaklığı ve motor hızının, termodinamiğin birinci ve ikinci yasa terimlerine etkisini incelemiştir. Bu amaçla, çalışmalarında deneysel sonuçlarla test ettikleri tek bölgele termo-kinetik model kullanmışlardır. Çalışma sonucunda, emme havası sıcaklığının arttırılması silindir içi basıncını, indike iş ekserjisini ve entropi üretimini azalttığı, ısı transferi ile gerçekleşen ekserji kaybını ve toplam ekserjiyi arttırdığı

bildirilmiştir. Ayrıca motorun devir sayısının artırılması durumunda ısı transferi için gerekli olan süre kısaldığından ısı transferi ile gerçekleşen ekserji kaybının azaldığı belirtilmiştir.

Güngör [11] dizel güçlü ve kojenerasyonlu bir termik santralinin ekserji analizini yaparak santral bileşenlerindeki ekserji kayıplarını ve bileşenlerin ekserji verimlerini hesaplayıp hangi bileşenlerde veya proseslerde ekserji kayıplarının ne miktarda olduğunu belirlemeye yönelik bir çalışma yapmıştır. Santralde 6 numaralı fuel oil kullanan ve nominal gücü 11MW olan 11 adet dizel motoru ve 1 adet 10 MW'lık buhar türbininden 130 MW'lık güç üretildiği bildirilmiştir. Santralin ekserji analizi iki farklı çevre sıcaklığı (0°C ve 30°C) seçilerek gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda her iki çevre sıcaklığı için motordaki ekserji kayıpları, santral bileşenleri için hesaplanan tüm ekserji kayıplarının %69-70'i civarında olduğu ve bunun diğer üniteler için hesaplanan değerlere oranla oldukça yüksek olduğu belirtilmiştir. Buna neden olarak motor silindirlerindeki yanma, sıkıştırma ve mekanik sürtünmelerden kaynaklanan tersinmezlikler gösterilmiştir. Her iki çevre sıcaklığında içten yanmalı motorların ikinci yasa verimlerinin %41 olduğu ve santrale giren birim yakıt ekserjisinin %43-44'ünün güç üretiminde kullanıldığı, %44-46'sının motorlarda ve onlara bağlı ekipmanlarda tüketildiği, bu tüketimin en yüksek oranda, toplam yakıt ekserjisinin %35'i civarında motorlarda gerçekleştiği, yakıt ekserjisinin %3'nün buhar çevirimindeki ekipmanlara, %5'nin eksoz arındırma bölümlerinde, kalan %2-4'ünün ise çalışmada ihmal edilen diğer ekipmanlarda harcandığı bildirilmiştir. Santralin 0°C ve 30°C çevre sıcaklıklarındaki genel verimi sırası ile %43,4 ve %44,14 olduğu belirtilmiştir.

Sezer ve Bilgin [51] buji ateşlemeli bir motorda ekivalans oranı, artık gazlar oranı ve dolgu sıcaklığının motorun ekserji dengesi üzerindeki etkisini inceleyen parametrik bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerini içeren bir termodinamik çevirim modeli kullanmışlardır. Ayrıca bu termodinamik modele ekserji analizi için ikinci yasanın temel ilkeleri adapte edilmiş ve modelin güvenilirliğini test etmek amacıyla program çıktılarını literatürden alınmış deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Araştırmada, ekserjetik parametrelerin üç farklı ekivalans oranı ($\phi=0,9$, $\phi=1,0$ ve $\phi=1,1$), üç farklı artık gaz oranı ($x_r=0,0$, $x_r=0,1$ ve $x_r=0,2$) ve üç farklı dolgu sıcaklığına ($T=320\text{ K}$, $T=350\text{ K}$ ve $T=380\text{ K}$) bağlı olarak değişimleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre ekivalans oranının artması tersinmezlikleri, ısı ve eksoz gazlarıyla gerçekleşen ekserji kaybını arttırdığı ve ekivalans oranının stokiyometrik orandan daha

fazla artırılması, işle transfer edilen ekserji miktarının artmasında önemli bir etkisi olmadığı belirtilmiştir. Isı ve işle transfer edilen ekserji stokiyometrik karışım durumunda maksimum olurken, stokiyometrik orandan uzaklaştıkça ısı ve işle transfer edilen ekserjinin azaldığı belirtilmiştir. Çevirim sonunda işle transfer edilen ekserjinin $\phi=0,9$ ve $\phi=1,1$ seçilmesi halinde, $\phi=1,0$ durumuna göre sırası ile %8,9 ve %0,2 oranında daha düşük olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca en yüksek birinci ve ikinci yasa verimi, karışımın hafif fakir olduğu ekivalans oranında ($\phi=0,9$) elde edildiği bildirilmiştir. Artık gaz oralarının ekserji üzerindeki etkisi incelendiğinde, artık gaz oranı arttıkça birinci ve ikinci yasa veriminin arttığı, maksimum yanma sıcaklığı, toplam tersinmezlikler, termomekaniksel ekserji, toplam ekserji, ısı, iş ve eksoz gazları ile transfer edilen ekserjinin azaldığı belirlenmiştir. Çevirim sonunda $x_r=0,0$ durumu referans alındığında $x_r=0,1$ ve $x_r=0,2$ durumun için ısı ile transfer edilen ekserji sırası ile %10,5 ve %21,3, işle transfer edilen ekserji de sırası ile %9,1 ve %18,5 oranında daha düşük olduğu belirtilmiştir. Dolgu sıcaklığının artması sonucu ısı ile transfer edilen ekserji ve maksimum yanma sıcaklığı artarken işle transfer edilen ekserji, toplam tersinmezlikler, termomekaniksel ekserji ve toplam ekserji azalmıştır. İşle transfer edilen ekserji miktarının azalmasının nedeni dolgu sıcaklığının artması nedeniyle volumetrik verimin düşmesi ve ısı kayıplarındaki artışın olduğu belirtilmiştir. Toplam tersinmezliklerdeki azalmanın nedeni ise yanma sıcaklığındaki artışın olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca dolgu sıcaklığında medyana gelen 30 K'lık sıcaklık artışı ısı geçişi ile transfer edilen ekserjinin %2 oranında artmasına iş ve eksoz gazları ile transfer edilen ekserjinin ve toplam tersinmezliklerin sırası ile %9, %8 ve %10 oranında azalmasına neden olduğu belirtilmiştir.

Li vd. [52] yaptıkları çalışmada soğuk EGR nin, direkt enjeksiyonlu buji ateşlemeli bir motorun yakıt tüketimi üzerindeki etkisini incelemek için birinci ve ikinci yasayı temel alan ve emme, sıkıştırma, genişleme ve eksoz stroklarını içeren bir boyutlu çevirim modeli kullanmışlardır. Bu modelin geçerliliğini motor deneyleri ile test etmişlerdir. Motor deneyleri tam yükte (210 Nm 1000 d/dk), orta yükte (200 Nm 3000 d/dk) ve düşük yükte (100 Nm 3000 d/dk) değişik EGR oranlarında yapılmıştır. Bütün çalışma koşullarında EGR oranının artmasıyla indike iş, toplam ekserji ve silindir içindeki gazların özgül ısılarının arttığı, yanma sonu sıcaklıklarının azaldığı, dolayısıyla ısı ve eksoz gazları ile transfer edilen enerji ve ekserjinin azaldığı ve bunun sonucunda termal verimin faklı yüklerde, %12-17 EGR oranlarında, %1,1-4,1 oranında arttığı bildirilmiştir. Ayrıca düşük yüklerde EGR oranı arttıkça dolgu değişimi işi azaldığından mekanik verimin arttığı ifade

edilmiştir. Ancak EGR oranının artması durumunda yanmadan kaynaklanan tersinmezliklerin önce arttığı daha sonra hafif bir şekilde azaldığı ve yanmadan kaynaklanan tersinmezliklerin toplam ekserjinin %21-22'sine karşılık geldiği belirtilmiştir.

Özkan vd. [53] yaptıkları çalışmada dört zamanlı, dört silindirli, direkt püskürtmeli bir dizel motorda püskürtme avansının motorun enerji ve ekserji dengesi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Standart püskürtme avansı ÜÖN dan 10°KMA önce, birinci pilot püskürtme avansı ÜÖN dan 20°KMA önce ve ikinci pilot püskürtme avansı ÜÖN dan 25°KMA önce olacak şekilde yaptıkları deneylerde çevirim başına püskürtülen toplam yakıt miktarı, motor hızı, motor yükü, yakıt hattı basıncı ve emme manifoldu basıncının sabit tutulduğu bildirilmiştir. Deney sonuçları kullanılarak ısı yayılım oranı, yanma sıcaklığı, ısı kayıpları, termal ve ekserji veriminin hesaplandığı çalışmadan elde edilen sonuçlara göre pilot püskürtmenin ısı ve ekserji verimine önemli bir etkisinin olmadığı, buna rağmen NOx emisyonlarını %7,4 oranında azalttığı bildirilmiştir. Ayrıca pilot püskürtmenin yanma sıcaklığını düşürmesi nedeniyle ısı ile transfer edilen enerji ve ekserji oranının azaldığı ancak eksoz gazları ile atılan enerji ve ekserji oranının arttığı bildirilmiştir.

Fu vd. [54] yaptıkları çalışmada dört zamanlı, dört silindirli, su soğutmalı ve doğal emişli bir benzin motoruna enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Değişik yük ve hızlarda yapılan motor testlerinden elde edilen veriler kullanılarak efektif güç, termal verim, soğutma suyu ve eksoz gazları ile gerçekleşen ısı kayıpları ve bu kayıpların ekserjileri hesaplanmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, benzin motorunda yakıt enerjisinin dağılımı motorun işletme şartlarına bağlı olarak değiştiği, çoğu çalışma şartlarında efektif işin, yükün artması durumunda arttığı, eksoz gazlarının enerjisi motor hızına bağlı olduğu ve motor hızının artması ile eksoz gazları enerjisinin arttığı, soğutma suyu enerjisinin ise hızdan çok yüke bağlı olarak değiştiği ve soğutma suyu enerjisinin en büyük değerini düşük yük ve düşük hızlarda aldığı, bu nedenle enerji analizi açısından bakıldığında motorun yüksek yüklerde ve uygun hızlarda çalışması, termal verimi artıracığı belirtilmiştir. Düşük yük ve hızlarda soğutma suyu ile gerçekleşen ısı kayıpları fazla iken yüksek yük ve hızlarda eksoz gazları ile gerçekleşen kayıpların daha fazla olduğu hatta yüksek yük ve hızlarda eksoz gazları ile gerçekleşen enerji kaybının efektif güçten daha fazla olduğu, çoğu çalışma şartlarında eksoz gazları ve soğutma suyu ile atılan enerjilerin toplamı yakıt enerjisinin %50'sini aştığı, bu durum benzin motorunun maksimum ısı verimini sınırlayan bir faktör olduğu ve eğer bu kayıp enerjiler geri

kazanılabilirse termal verimin önemli derecede artacağı ifade edilmiştir. Kayıp enerjiler, enerji analizi açısından incelendiğinde motorun çoğu çalışma şartlarında soğutma suyu enerjisi eksoz enerjisinden fazla olduğu ancak ekserji analizi açısından değerlendirildiğinde ise eksoz gazlarının sıcaklığı soğutma suyu sıcaklığından çok daha yüksek olması nedeniyle eksoz ekserjisi, soğutma suyu ekserjisinden daha fazla olduğu belirtilmiş ve eksoz enerjisinin %25'i, soğutma suyu enerjisinin ise sadece %9'u yararlı işe dönüştürülebileceği ifade edilmiştir.

Gharehghani vd. [55] yaptıkları deneysel çalışmada buji ateşlemeli motorda gerçekleşen enerji kayıplarını ve motor performansını incelemiştir. Deneylerde dört silindirli, turboşarjlı, su soğutmalı buji ateşlemeli motor, yakıt olarak da doğal gaz ve benzin kullanmışlardır. Motorda enerji ve ekserji dağılımını, motorun farklı çalışma koşullarında ve farklı soğutma suyu sıcaklığında yaptıkları testlerle belirlemiştir. Ayrıca turboşarj kullanımının efektif ve ekserji verimi üzerindeki etkisini de incelemiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre soğutma suyu sıcaklığı 90 °C'den 110 °C'ye çıkarıldığında termal verimin ve eksoz gazları enerjisinin sırası ile %0,3 ve %3 oranında arttığı, soğutma suyuna geçen ısı miktarının ise ortalama olarak %2,5 oranında azaldığı belirtilmiştir. Motor tam yüklü durumda çalışması halinde, termal verim ve eksoz gazları enerjisi, yarım yük durumuna göre ortalama olarak sırası ile %3,03 ve %6 oranında daha fazla olduğu, soğutma suyuna geçen ısı miktarının ise ortalama olarak %3,2 oranında daha az olduğu ifade edilmiştir. 2500 d/dk'da turboşarjlı motorun maksimum efektif verimi doğal emişli motora göre %4 oranında daha yüksek olduğu, ayrıca aynı devirde doğal gaz kullanımı ile termal verimin benzin kullanımına göre %4,5 oranında arttığı bildirilmiştir. Turboşarjlı motorun ekserji verimi, efektif veriminden ortalama olarak %3,2 oranında az olduğu ancak ekserji veriminin doğal emişli motora göre %3,6 oranında daha yüksek olduğu ifade edilmiştir.

Saxena vd. [56] yaptıkları çalışmada homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli bir motorda emme basıncı, ekivalans oranı, motor hızı ve yanma başlangıcının (KMA olarak) yanma süresince oluşan tersinmezliklere, eksik yanmadan dolayı oluşan kimyasal ekserji kaybına, eksoz gazları ve ısı transferiyle gerçekleşen ekserji kayıplarına etkisini geliştirdikleri çok bölgeli termodinamik modelle incelemiştir. Modelde etanol için geliştirilmiş olan kimyasal kinetik mekanizması kullanılmış ve ekserji kayıpları sadece çevirimin kapalı kısmında incelenmiştir. Model, yakıt olarak etanol kullanılarak yapılan deneylerle doğrulanmıştır. Çalışma sonucunda, yanmadan kaynaklanan ekserji kaybının

toplam ekserji kaybının %16,4-21,5'i kadar olduğu ve bu ekserji kaybının emme basıncı, ekivalans oranı, motor hızı ile yanma başlangıcındaki değişimlere çok bağlı olmadığı belirtilmiştir. Eksoz gazları ile oluşan ekserji kayıplarının, toplam ekserji kaybının %12-18'ine karşılık geldiği ve motorun devir sayısı ile ekivalans oranının artması durumunda bu yolla oluşan ekserji kayıplarının arttığı belirlenmiştir. Isı geçişine eşlik eden ekserji kaybının, toplam ekserji kaybının %3,9-17,1'i olduğu, ekivalans oranındaki değişimden çok etkilenmediği, motor hızının artması ve yanma başlangıcının geciktirilmesi ile bu yolla oluşan ekserji kayıplarında düşüş meydana geldiği ifade edilmiştir. Eksik yanma nedeniyle oluşan kimyasal ekserji kaybının, toplam ekserji kaybının %4,7-37,8'i kadar olduğu ve yanma başlangıcının belli bir krank mili açısından sonra geciktirilmesi kimyasal ekserji kayıplarını önemli derecede artırdığı belirtilmiştir.

Gümüş ve Atmaca [57] yaptıkları çalışmada çift yakıtlı sisteme dönüştürülen altı silindirli, direkt püskürtmeli sıkıştırma ile ateşlemeli bir motora enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Yakıt olarak doğal gaz-dizel yakıtı karışımları ve saf halde dizel yakıtı kullanılmıştır. Deneylerden sağlanan veriler yardımı ile yakıt bileşimi, motor yükü ve hızının enerji ve ekserji dengesi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yakıt enerjisi ve ekserjisi motor yükü ve hızının artması durumunda arttığı, karışım yakıtlarının yakıt enerjisi dizel yakıtının yakıt enerjisinden yüksek, yakıt ekserjilerinin ise birbirine çok yakın olduğu belirtilmiştir. Ayrıca motor yükü ve devir sayısının artmasıyla ısı ve egzoz gazları ile transfer edilen enerji ve ekserjinin arttığı ve karışım yakıtlarının bu yolla gerçekleşen ekserji kaybının daha fazla olduğu ifade edilmiştir. Efektif verim ve ekserji verimi motorun devir sayısının artması ile azaldığı ve en yüksek verim değerleri %75 motor yükünde elde edildiği tespit edilmiştir. Tersinmezlikler karşılaştırıldığında ise düşük devirlerde karışım yakıtlarının tersinmezlikleri dizel yakıtına göre daha yüksek olduğu bildirilmiştir.

Jafamadar [58] yaptığı çalışmada endirekt enjeksiyonlu bir dizel motorunun ön yanma odası ile ana yanma odasına enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Çalışmada, birinci yasa terimleri kapalı motor çevirimi boyunca üç boyutlu CFD kodu kullanılarak hesaplanmıştır. Yanan yakıtın ekserjisi, yanma odası çeperlerinden çevreye geçen ekserji, yanma tersinmezlikleri ve eksoz gazları ekserjisi gibi ikinci yasa terimlerinin ise geliştirilen termodinamik modelle hesaplandığı bildirilmiştir. Simülasyonda, tek silindirli ve endirekt enjeksiyonlu dizel motorunun 730 d/dk'da, yarım ve tam yüklü durumu incelenmiş ve simülasyonla belirlenen silindir basıncının krank açısına göre değişimi deneysel yolla belirlenen değişimle iyi derecede uyumlu olduğu belirtilmiştir. Elde edilen

sonuçlara göre yanma sırasında ana yanma odasında oluşan ekserji yıkımı, yarım ve tam yük durumunda sırası ile yanan yakıt ekserjisinin %29,76'u ve %24,93'ü olduğu, yarım ve tam yük durumunda yanma sırasında oluşan toplam tersinmezliklerin %77,4'ü ve %55,7'si ana yanma odasında meydana geldiği vurgulanmıştır. Yarım ve tam yük durumunda ısı geçişi ile transfer edilen toplam ekserji kaybının sırası ile %65,7 ve %55'i ana yanma odasında gerçekleştiği belirtilmiştir. Eksoz gazları ile gerçekleşen ekserji kaybının ise yarım ve tam yük durumunda sırası ile yanan yakıt ekserjisinin %16,1'i ve %25,6'sı olduğu ifade edilmiştir.

1.4. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı

Biyodizel sahip olduğu yakıt özellikleri ve motor performansı bakımından petrol kökenli dizel yakıtının yerine kullanılacak en iyi alternatif yakıttır. Bu bakımdan günümüzde biyodizel ile ilgili çalışmalar devam ederken bir yandan da biyodizelin dizel motorlarda kullanımı yaygınlaşmaktadır. Dolayısıyla yakıt olarak biyodizel ve/veya biyodizel-dizel yakıtı karışımlarının kullanıldığı dizel motorlarının performans değerlendirmesi sadece enerji analizi ile değil aynı zamanda ekserji analizi ile de belirlenmelidir. Böylece motor performansını artırmaya yönelik daha etkili çalışmalar yapılabilir.

Yukarıdaki literatür özetinde görüldüğü gibi dizel motorlarda alternatif yakıt olarak biyodizel-dizel yakıtı karışımlarının kullanılması durumunda, deneysel çalışmaya dayalı ekserjisi analizi konusunda yapılmış çalışma sayısı çok azdır. Bu nedenle tez çalışmasında literatürdeki bu eksikliğin giderilmesine katkı sağlamak amacıyla dizel yakıtı-biyodizel karışımlarının dizel motorunda kullanılmasının birinci ve ikinci yasa (enerji ve ekserji) analizleri yapılması amaçlanmıştır. Ayrıca enerji ve ekserji analizlerinden elde edilecek verilere göre motorun çalışabileceği en uygun devir sayısı ve kullanılacak en uygun biyodizel karışım oranının belirlenmesi hedeflenmiştir.

Çalışma iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın birinci aşamasında kaynak [59]'da belirtilen optimum biyodizel üretim parametrelerine göre rafineri mısır yağından yeterli miktarda biyodizel üretimi yapılmıştır. Üretilen biyodizelin ve hazırlanan biyodizel-dizel yakıtı karışımları ile saf dizel yakıtının bazı önemli fiziksel özellikleri belirlenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında ise KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarı'nda bulunan Hatz marka tek silindri dizel motoruna sahip,

Tecquipment firması tarafından üretilmiş deney düzeneğinde yapılan deneylerle enerji ve ekserji analizleri için gerekli ölçümler alınmıştır. Elde edilen deneysel veriler kullanılarak enerji ve ekserji analizi hesapları yapılmıştır. Çalışmada motor tam gaz konumunda ve değişik devir sayılarında (1000, 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/dk) saf dizel yakıtı (B0), %10 biyodizel-%90 dizel yakıtı karışımı (B10), %20 biyodizel-%80 dizel yakıtı karışımı (B20), %50 biyodizel-%50 dizel yakıtı karışımı ve saf biyodizel (B100) kullanılarak çalıştırılmıştır. Çalışmanın ayrıntıları deneysel çalışma başlığı altında verilmektedir.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

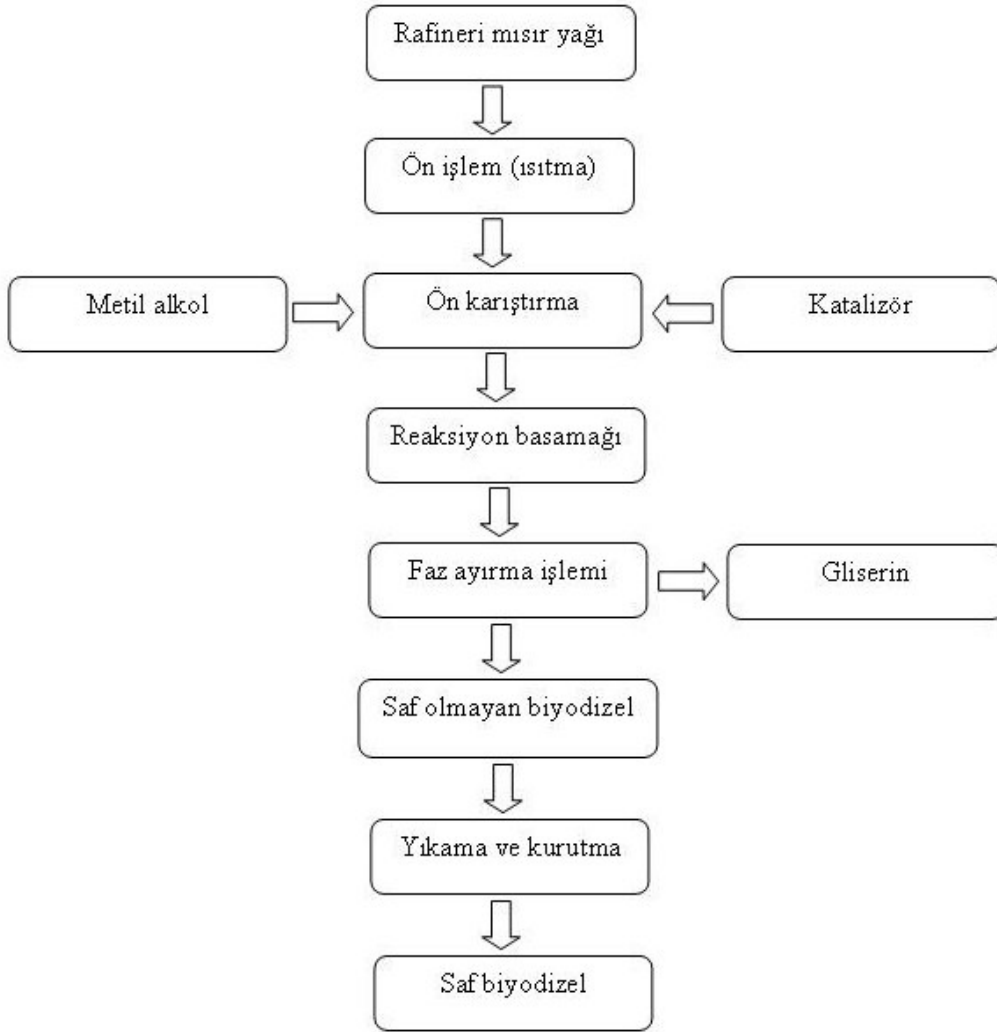
Deneysel çalışmalar, Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarı'nda gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar iki aşamada tamamlanmıştır. Çalışmanın birinci aşamasında, motor deneylerinde kullanılacak olan biyodizel-dizel yakıtı karışımlarını hazırlamak için rafine mısır yağından biyodizel üretimi yapılmıştır. Ardından üretilen biyodizel ve dizel yakıtı kullanılarak hacimsel oranda %10, 20 ve 50 biyodizel içeren karışım yakıtları hazırlanmıştır. Dizel yakıtı, biyodizel ve karışım yakıtlarının yoğunluk, dinamik viskozite ve kinematik viskoziteleri belirlenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında ise hazırlanan biyodizel-dizel yakıt karışımları, saf biyodizel ve dizel yakıtı ile motor testleri yapılarak enerji ve ekserji analizi için gerekli ölçümler alınmıştır.

2.1. Biyodizel Üretimi

Rafine mısır yağından biyodizel üretimi, Gülüm [59] tarafından yapılan çalışmada belirlenen ve minimum viskozite değerini veren üretim parametreleri dikkate alınarak transesterifikasyon yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Transesterifikasyon reaksiyonu için katalizör olarak potasyum hidroksit (KOH) ve alkol olarak %99,90 saflıkta metil alkol (CH_3OH) kullanılmıştır. Biyodizel üretiminde dikkate alınan ve en düşük viskozite değerini veren reaksiyon koşulları aşağıdaki gibidir [59]:

- Katalizör miktarı: Yağın kütlece %1,1'i
- Alkol/yağ molar oranı: 9/1
- Reaksiyon süresi: 60 dk
- Reaksiyon sıcaklığı: 60 °C

Bu reaksiyon koşulları altında, Şekil 2.1'de belirtilmiş olan üretim aşamaları izlenerek motor deneyleri için yeterli miktarda biyodizel üretilmiştir. Üretilen biyodizel ile dizel yakıtı kullanılarak üç farklı karışım yakıtı hazırlanmıştır. Karışım yakıtlarından birincisi hacimsel oranda %10 biyodizel ve %90 dizel yakıtından oluşan B10 karışım yakıtı, ikincisi hacimsel oranda %20 biyodizel ve %80 dizel yakıtından oluşan B20 karışım yakıtı, üçüncüsü ise hacimsel oranda %50 biyodizel ve %50 dizel yakıtından oluşan B50 karışım yakıtıdır.



Şekil 2.1 Biyodizel üretim aşamaları

Yakıtların yoğunlukları ISO 4787 standartlarına uygun olarak, 0,01g hassasiyete sahip Avery Berkel CB062-10ABAAGA marka hassas terazi ve ISOLAB marka kalibreli ve termometreli piknometre kullanılarak ölçülmüştür. Yakıtların 40°C'deki dinamik viskoziteleri DIN 53015 standardına uygun olarak, HAAKE Düşen Top Viskozimetresi (Falling Ball Viscometer) ve HAAKE F3 80681 marka sabit sıcaklık su banyosu kullanılarak belirlenmiştir. Yakıtların kinematik viskoziteleri ise aynı sıcaklıkta belirlenmiş dinamik viskozitenin yoğunluğa bölünmesiyle hesaplanmıştır. Yakıt özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan araç ve cihazların fotoğrafları Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'te görülmektedir. Dizel yakıtı, biyodizel ve karışım yakıtlarının (numunelerin) fotoğrafları Şekil 2.4'te ve bu yakıtların belirlenen bazı yakıt özellikleri ise Tabloda 2.1'de verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 2.2. Yakıt yoğunluğunun belirlenmesinde kullanılan (a) dijital terazi ve (b) piknometre

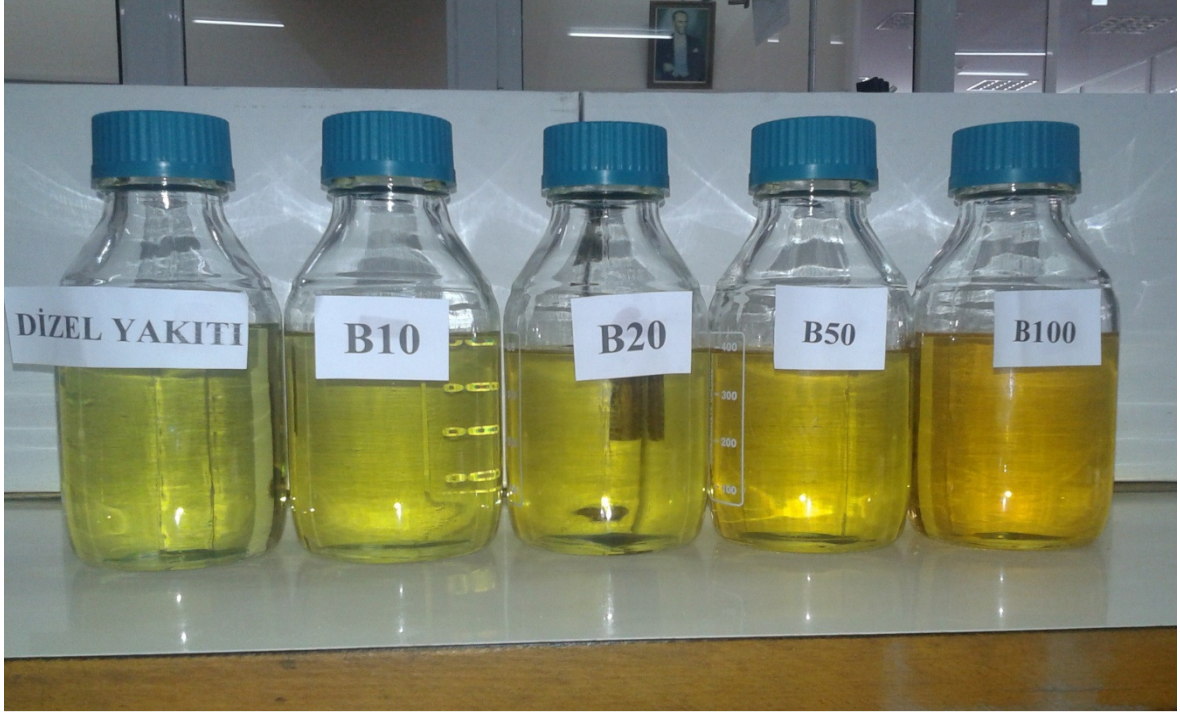


(a)



(b)

Şekil 2.3. Dinamik viskozitenin belirlenmesinde kullanılan (a) viskozimetre ve (b) sabit sıcaklık su banyosu



Şekil 2.4. Deney yakıtlarının (numunelerin) görünüşü

Tablo 2.1. Dizel yakıtı, biyodizel ve karışım yakıtlarının bazı yakıt özellikleri

Özellikler/Yakıtlar	Dizel Yakıtı	Biyodizel	B10	B20	B50
Yoğunluk, kg/m ³ (20 °C'de)	826,379	880,060	831,767	836,357	852,322
Kinematik viskozite, cSt (40 °C'de)	2,8475	3,8679	2,9326	2,9781	3,2342
Dinamik viskozite, cP (40 °C'de)	2,3392	3,3839	2,4248	2,4760	2,7403
Molekül Kütle, kg/kmol	194,213	291,536	203,987	213,629	242,939
Üst ısıl değer, kJ/kg [59]	45950	39947	45222	44386	-
Alt ısıl değer, kJ/kg*	42797	37386	42024	41322	39549

* Mendeleyev formülünden hesaplanmıştır.

2.2. Motor Deneyleri

Bu çalışmada enerji ve ekserji analizi için gerekli veriler motor deneylerinden elde edilmiştir. Bu amaçla her bir yakıt için motorun her çalışma koşulunda efektif motor gücü, devir sayısı, yakıt tüketimi, hava tüketimi, ortam basıncı ve sıcaklığı, yağ termometre sıcaklığı, eksoz gazları sıcaklığı, motor blok sıcaklığı, eksoz gazlarının ve kolorimetre

suyunun kalorimetreye giriş-çıkış sıcaklıkları ve kalorimetre soğutma suyu debisi ölçülmüştür.

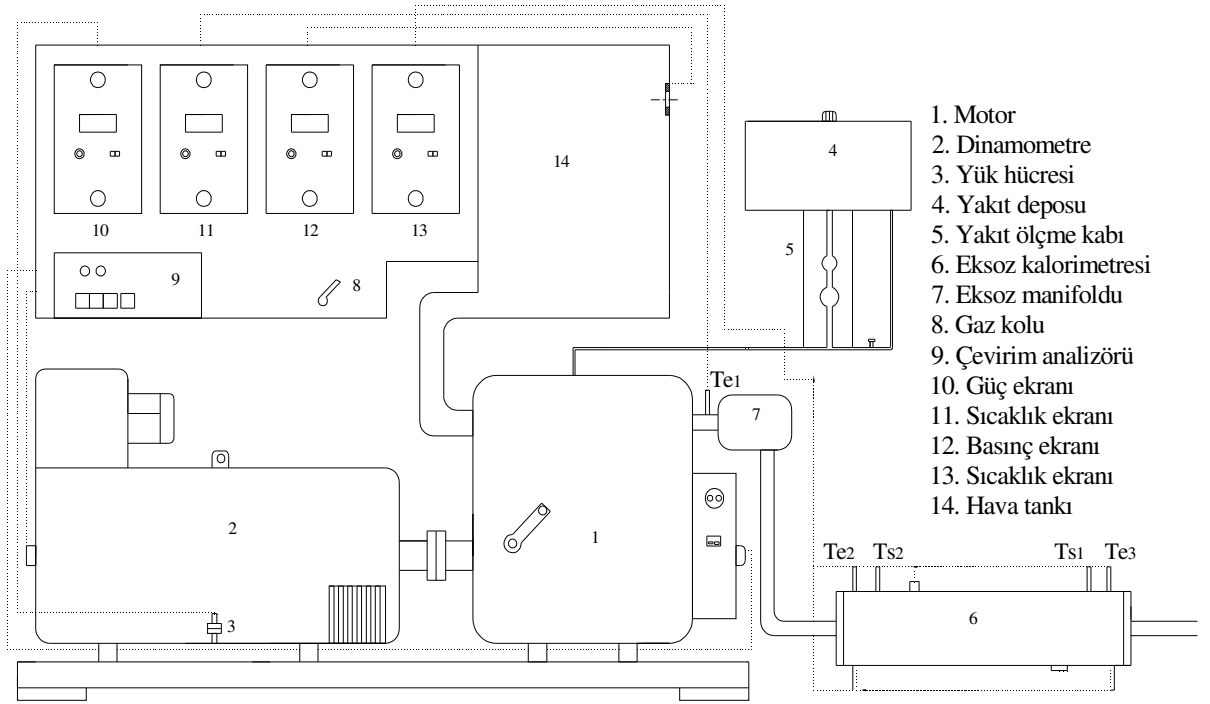
Motor deneylerine başlamadan önce motor yağlama yağı değiştirilmiştir. Motor deneyleri tam gazda ve 1000, 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/dk hızlarında gerçekleştirilmiş ve devir sayısının değişimi yüklemeye ile ayarlanmıştır. Gerekli büyüklükler motor kararlı çalışma durumuna ulaştıktan sonra 0,5 saniye aralıklarla 10 saniye boyunca 21 ölçüm alınarak belirlenmiştir. Enerji ve ekserji analizi hesaplarında ölçülen büyüklüklerin ortalaması dikkate alınmıştır. Saf biyodizel kullanılarak yapılan motor deneyleri sırasında motorda meydana gelen bir teknik arıza nedeniyle 1000 ve 1500 d/dk'daki ölçümler yapılamamıştır. Bu nedenle saf biyodizel kullanımında enerji ve ekserji analizi sadece ölçüm alınan diğer devir sayıları için yapılmıştır.

Motor deneyleri TD 300 rejeneratif motor test düzeneğinde yapılmıştır. Söz konusu test düzeneği dört zamanlı ve tek silindirli bir dizel motoru, motorun yüklenmesinde kullanılan elektrikli dinamometre, eksoz gazı kalorimetresi, motor çevirim analizörü, hava tankı, yakıt tankı, yakıt ölçüm büreti, termokupllar (ısı çifti) ve verilerin okunduğu ekranlardan oluşmaktadır. Deney düzeneğinin şematik görünüşünü Şekil 2.5'te ve deney düzeneğinde yer alan sistemlerin fotoğrafları Şekil 2.6-2.9'da verilmiştir.

Deneylerde kullanılan motor HATZ marka ve TD302 model dört zamanlı, hava soğutmalı ve tek silindirli bir dizel motordur. Deney motorunun teknik özellikleri Tablo 2.2'de verilmiştir.

Tablo 2.2. Deney motorunun teknik özellikleri

Özellik/Marka	Hatz
Mutlak maksimum güç	7,3 kW (9,9 hp); 3600 d/dk'da
Sürekli nominal güç	6,5 kW (8,8 hp); 3600 d/dk'da
Minimum-maksimum devir	750d/dk-3600d/dk
Motor hacmi	462 cc (0,462 L)
Sıkıştırma oranı	20,5:1
Silindir çapı/Strok uzunluğu	88 mm/76mm
Krank yarıçapı/Biyel kolu uzunluğu	38 mm/124mm
Yağ kapasitesi	1,5 L



Şekil 2.5. Deney sisteminin şematik görünümü



Şekil 2.6. Deney motoru ve dinamometrenin görünüşü



Şekil 2.7. Eksoz kalorimetresinin görünüşü



Şekil 2.8. Ekranların görünüşü



Şekil 2.9. Yakıt tankı ve yakıt ölçme büretinin görünüşü

Elektrikli dinamometre motora ilk hareketin verilmesinde ve motorun yüklenmesinde kullanılmaktadır. Motor çalıştıktan sonra dinamometre bir jeneratör görevi görmekte ve elektrik hattını beslemektedir.

Hız ve moment modülü, dinamometrenin yan tarafında bulunan bir yük hücresi (load-cell) ve dinamometre şaftının üzerinde bulunan bir enkoderden (encoder) gelen sinyalleri değerlendirerek motor hızı ile motor momentini ölçer ve motorun gücünü hesaplar. Ölçülen ve hesaplanan büyüklükler güç ekranından okunabilmektedir. Ayrıca hız ve moment modülünde bulunan moment sıfırlama butonu ile motor çalıştırılmadan önce moment değeri sıfırlanabilmektedir.

Motorun efektif gücü aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır:

$$N_{e,1} = M_d \omega \text{ [W]} \quad (2.1)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ [1/s]} \quad (2.2)$$

Burada M_d [Nm] ölçülen motor momenti ve ω motorun açısal hızıdır.

Deneilerin yapıldığı ortamın basıncı, sıcaklığı ve havanın nemi motor gücünü etkileyebilir. Bu nedenle farklı ortam koşullarında yapılan motor deneylerinden belirlenen efektif motor gücü, sonuçların birbiri ile daha sağlıklı bir şekilde karşılaştırılmasını sağlamak amacıyla standart koşullara dönüştürülmeli ve nem açısından düzeltilmesi yapılmalıdır [60].

Bu çalışmada, standart atmosfer koşulları: 293,15 K ve 0,1013 MPa olarak alınmıştır. Deneyin yapıldığı andaki atmosfer koşulları: P_0 [MPa] ve T_0 [K] ise dizel motorlar için standart koşullara dönüştürülmüş güç aşağıdaki bağıntıdan bulunabilir [60]:

$$N_{e,2} = N_{e,1} \frac{0,1013}{P_0} \frac{T_0}{293,15} \quad (2.3)$$

Ayrıca deney yapılırken kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ölçülmüş ise ölçülen bu değerlere göre kaynak [60]'da verilen eğri kullanılarak x_{nem} nem düzeltme katsayısı belirlenmiştir. Bu durumda standart koşullara dönüştürülmüş ve nem düzeltilmesi yapılmış efektif motor gücü aşağıdaki gibi olur:

$$N_e = N_{e,2} x_{nem} \quad (2.4)$$

Basınç ve sıcaklık modülü, hava tankının üzerinde bulunan orifisin iki ucu arasındaki basınç farkını algılayan basınç sensörü, ortam basıncını algılayan basınç sensörü, ortam sıcaklığını ölçen termokupldan ve eksoz gazlarının sıcaklığını ölçen termokupldan gelen sinyalleri değerlendirerek orifisin iki ucu arasındaki basınç düşüşünün, ortam basıncı ve sıcaklığının ve eksoz gazları sıcaklığının basınç ve sıcaklık ekranından okunmasını sağlar. Yine bu modülde bulunan basınç sıfırlama butonu ile motor çalıştırılmadan önce orifisin iki ucu arasındaki basınç farkı sıfırlanabilmektedir. Ayrıca ölçülen bu büyüklükler değerlendirilerek çok yönlü veri toplama sisteminin (versatile data acquisition system) sahip olduğu yazılım ile motorun hava tüketimi hesaplanmaktadır. Havanın kütleli debisi aşağıda gibi belirlenebilir [61]:

Hava debisi ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$) = Havanın yoğunluğu ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) \times Havanın hacimsel debisi ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

$$\dot{m}_{hava} = \rho V A_0 \quad (2.5)$$

Burada; ρ [kg/m³] havanın yoğunluğu, V [m/s] orifisten geçen havanın hızı ve A_0 orifiste hava geçişinin sağlandığı kesitin alanıdır. Orifisten geçen havanın hızını veren aşağıdaki (2.6) bağıntısı Bernoulli kanunu uygulanarak bulunur. Orifisin iki ucu arasındaki basınç farkı ΔP ve havanın yoğunluğu ρ bilindiğinde havanın hızı aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır [60]:

$$V = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2.6)$$

Orifis katsayısı (C_d) ve ortam koşullarına göre havanın yoğunluğundaki değişim dikkate alınarak (2.5) eşitliği düzenlenirse hava debisinin hesaplanmasında kullanılan aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\dot{m}_{\text{hava}} = C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2P_0 \Delta P}{RT_0}} \quad (2.7)$$

Yukarıdaki eşitlikte d [m] orifis çapını, T_0 [K] ortam sıcaklığını, P_0 [Pa] ortam basıncını ve R (= 287 J/kg/K) havanın özgül gaz sabitini belirtmektedir.

Eksoz gazı kalorimetresinde kalorimetre soğutma suyu debisi, eksoz gazı kalorimetresi üzerinde konumlanmış akış ölçer yardımıyla, eksoz gazlarının ve kalorimetre soğutma suyunun eksoz kalorimetresine giriş-çıkış sıcaklıkları K tipi termokupllar ile ölçülmüştür. Ölçülen soğutma suyu debisi ve sıcaklıklar sıcaklık ekranından okunabilmektedir.

Motorun yakıt tüketimi yakıt ölçüm büreti ve kronometre yardımıyla belirlenmiştir. Belli bir çalışma şartında motorun Δv [cm³] hacmindeki yakıtı Δt [s] zamanında tükettiğinde motorun kütleli yakıt tüketimi aşağıdaki bağıntıyla belirlenir [60]:

$$\dot{m}_{\text{yakıt}} = \frac{\Delta v \cdot 10^{-6} \cdot 3600}{\Delta t} \cdot \rho_{\text{yakıt}} \quad [\text{kg yakıt/h}] \quad (2.8)$$

Burada; $\rho_{\text{yakıt}}$ [kg/m³] yakıtın yoğunluğudur.

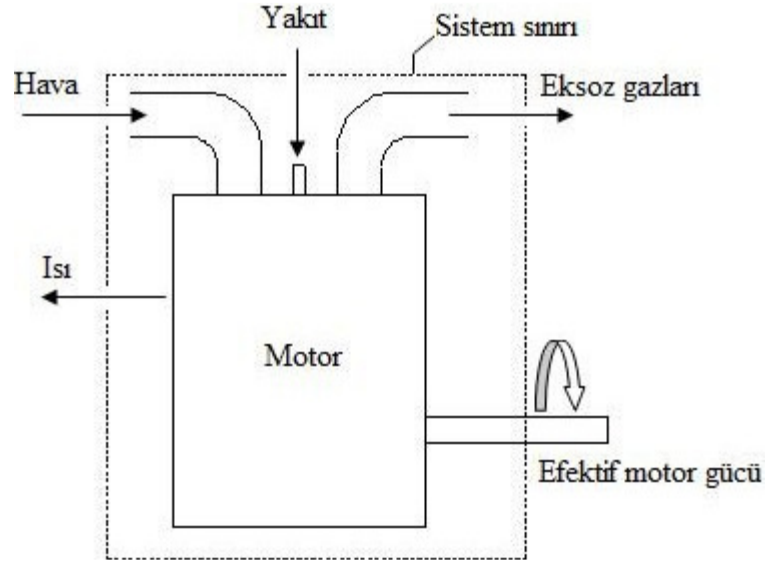
2.3. Dizel Motoruna Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması

Motorun termodinamik ayrıntılarının daha iyi anlaşılabilmesi için motora enerji analizi ile birlikte ekserji analizinin de uygulanması gerekir. Literatürde yapılan çalışmalarda, hesaplamalarda kolaylık sağlanması açısından sonuçları önemli derecede etkilemeyecek bazı kabuller yapılmaktadır. Bu çalışmada yapılan kabuller aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır:

- a. Motor her deneyde tamamen kararlı durumda çalışmaktadır.
- b. Motor kontrol hacmi olarak seçilmiştir.
- c. Motora emilen hava ve eksoz gazları ideal gaz karışımıdır.
- d. Sürtünme kayıpları toplam ısı kayıpları içinde dikkate alınmıştır.
- e. Motora giren-çıkan akımların (silindirlere emilen hava ile püskürtülen yakıt ve eksoz gazları) kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilmiştir.
- f. Motorda tam yanma gerçekleşmiştir.
- g. Motora emilen hava ve püskürtülen yakıt, ölü durum şartlarına çok yakın şartlarda motora girdiklerinden emilen havanın termomekanik ve kimyasal ekserjisi ile yakıtın termomekanik ekserjisi dikkate alınmamıştır.

Toplam sürtünme gücünün yaklaşık %50'si piston pernosu, segman ve silindir duvarı arasındaki sürtünmelere, %25'i supaplarda, %10'u krank kolu muyluları ve ana yatak muylularındaki sürtünmelere ve %15'i de motor yardımcı donanımlarına harcanır [62]. Motorun hareketli parçaları arasındaki sürtünmeyi yenmek için harcanan güç, ısıya dönüşür ve bu ısı yağlama yağı ve soğutma suyu ile dışarı atılır. Bu nedenle "d" maddesinde belirtildiği gibi sürtünmeye harcanan enerji ısı kayıpları içinde dikkate alınmıştır.

Dizel motorlarında tam yanma ürünleri dışındaki diğer yanma ürünlerinin (HC, CO, NO_x ve is) toplam yanma ürünleri içindeki hacimsel payı yaklaşık olarak %0,2 düzeyinde olduğundan [63] motorda tam yanmanın gerçekleştiği varsayılmıştır. Bu nedenle eksoz gazlarının ekserjisi hesaplanırken sadece tam yanma ürünlerinin termomekaniksel ve kimyasal ekserjileri dikkate alınmıştır.



Şekil 2.10. Motorun kontrol hacmi olarak seçilmesi

Aşağıdaki kısımlarda deneysel çalışmadan elde edilen veriler kullanılarak her bir yakıt için motora enerji ve ekserji analizinin uygulamasında kullanılan bağıntılar verilmiştir.

2.3.1. Enerji Analizi

Enerji hesapları kısmında birim zamanda motora giren yakıt enerjisinin efektif motor gücüne ve diğer kayıp enerji bileşenlerine dağılımı belirlenir ve motorun efektif verimi hesaplanır.

2.3.1.1. Yakıt Enerjisi

Yakıtın yanması sonucu birim zamanda açığa çıkan enerji miktarı aşağıdaki ifade ile hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{\text{yakıt}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} H_u \quad (2.9)$$

Burada $\dot{m}_{\text{yakıt}}$ [kg/s] yakıtın kütleli debisini, H_u [kJ/kg] yakıtın alt ısı değeri göstermektedir.

2.3.1.2. Efektif Motor Gücü

Motorun efektif gücü deney sisteminde belirlenen bir büyüklüktür. Ancak belirlenen efektif güç standart koşullara dönüştürülmüş ve nem düzeltmesi yapılmış haliyle enerji ve ekserji analizi hesaplarında kullanılmıştır.

2.3.1.3. Eksoz Isısı

Birim zamanda eksoz gazlarıyla dışarı atılan ısı (eksoz ısısı), eksoz manifoldu çıkışından çevreye kadar olan ısı kayıpları dikkate alınarak aşağıdaki bağıntı ile belirlenir.

$$\dot{Q}_{\text{eksoz}} = \underbrace{\dot{m}_g c_{p,g} (T_{e1} - T_{e2})}_{(a)} + \underbrace{\dot{m}_g c_{p,g} (T_{e2} - T_{e3})}_{(b)} + \underbrace{\dot{m}_g c_{p,g} (T_{e3} - T_0)}_{(c)} \quad (2.10)$$

Bağıntıda (a) ile belirtilen kısım eksoz manifoldu ile eksoz kalorimetre girişi arasında gerçekleşen ısı kaybını, (b) ile gösterilen kısım eksoz gazı kalorimetresinde, eksoz gazlarından kalorimetre suyuna geçen ısıyı ve (c) ile belirtilen kısım da eksoz kalorimetresi çıkışından çevreye olan ısı kaybını göstermektedir. Bu çalışmada deneylerin yapıldığı deney düzeneğinde eksoz manifoldu ile kalorimetre girişi arasındaki eksoz borusu yalıtılmış olduğundan eksoz manifoldu ile eksoz kalorimetre girişi arasındaki ısı kayıpları ihmal edilmiştir. Bu durumda (2.10) bağıntısı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q}_{\text{eksoz}} = \dot{m}_g c_{p,g} (T_{e2} - T_0) \quad (2.11)$$

Eksoz gazı kalorimetresinin dış yüzeyi yalıtılmış olduğundan kalorimetrenin dış yüzeyinden çevreye olan ısı kayıpları ihmal edilerek eksoz gazları ile kalorimetre soğutma suyu arasında ısı dengesi yazıldığında aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\dot{m}_g c_{p,g} (T_{e2} - T_{e3}) = \dot{m}_{\text{su}} c_{p,\text{su}} (T_{s2} - T_{s1}) \quad (2.12)$$

Buradan da aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

$$\dot{m}_g c_{p,g} = \dot{m}_{su} c_{p,su} \frac{(T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} \quad (2.13)$$

(2.13) eşitliği (2.11) ifadesinde yerine yazılırsa eksoz gazlarının ısısını veren aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$\dot{Q}_{eksoz} = \dot{m}_{su} c_{p,su} \frac{(T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} (T_{e2} - T_0) \quad (2.14)$$

Burada; \dot{m}_{su} [kg/s] eksoz kalorimetresi soğutma suyu debisini, $c_{p,su}$ [kJ/kg/K] eksoz kalorimetresi soğutma suyu özgül ısısını, T_{s2} [°C] eksoz gazı kalorimetresi soğutma suyu çıkış sıcaklığını, T_{s1} [°C] eksoz gazı kalorimetresi soğutma suyu giriş sıcaklığını, T_{e2} [°C] eksoz gazlarının kalorimetre giriş sıcaklığını, T_{e3} [°C] eksoz gazlarının kalorimetreden çıkış sıcaklığını ve T_0 [°C] ortam sıcaklığını belirtmektedir.

2.3.1.4. Toplam Isı Kayıpları

Eksoz gazları dışında motorda meydana gelen toplam ısı kayıpları motor için enerji dengesinin yazılmasıyla bulunur.

$$\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{çıkan} \quad (2.15)$$

Motora giren enerji sadece yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisidir. Motordan çıkan enerjiler ise efektif motor gücü, eksoz ısısı ve toplam ısı kayıplarıdır. Bu durumda birim zamandaki toplam ısı kayıpları aşağıdaki eşitlik ile belirlenebilir:

$$\dot{Q}_{toplaml} = \dot{E}_{yakıt} - N_e - \dot{Q}_{eksoz} \quad (2.16)$$

2.3.1.5. Birinci Yasa Verimi (Efektif Verim)

Birinci yasa verimi, efektif motor gücünün, birim zamanda motora giren yakıt enerjisine oranıdır. Motora giren yakıt enerjisinin ne kadarının net işe dönüştürüldüğünü belirtir [22].

$$\eta_t = \frac{N_e}{\dot{E}_{\text{yakıt}}} \quad (2.17)$$

2.3.2. Ekserji Analizi

Enerji analizi ile motorda meydana gelen kayıp enerjilerin miktarları ve motorun çalışma koşullarına bağlı olarak değişimleri belirlenebilirken kayıp ısıların niteliği belirlenemez. Kayıp ısıların niteliğinin belirlenmesi ancak ekserji analizi ile mümkündür. Bununla birlikte ekserji analizi ile motor veriminin azalmasına neden olan ekserji yıkımının miktarı da belirlenebilmektedir. Ayrıca ekserji analizi ile kayıp ısıların iş potansiyelleri belirlenerek hangi kayıp ısıların azaltılması veya geri kazanılmasının daha yararlı olabileceği tespit edilebilir. Böylece ekserji analizinde elde edilecek sonuçlar motor veriminin nasıl arttırılacağı konusunda daha sağlıklı yorum ve irdelemelerin yapılmasını sağlar.

2.3.2.1. Yakıt Ekserjisi

Ekserji hesaplarında belirlenecek olan yakıt ekserjisi, yakıtın kimyasal ekserjisidir. Karışım yakıtlarının yakıt ekserjilerini hesaplayabilmek için kapalı formüllerinin belirlenmesi gerekir. Çalışmada karışım yakıtlarının hazırlanmasında kullanılan dizel yakıtı ve biyodizelin kapalı formülleri sırası ile $C_{14,09}H_{24,78}$ [64] ve $C_{18,66}H_{35,13}O_2$ [59] olarak alınmıştır. Bu durumda hacimsel oranda %10 biyodizel ve %90 dizel yakıtından oluşan karışım yakıtı (B10), hacimsel oranda %20 biyodizel ve %80 dizel yakıtından oluşan karışım yakıtı (B20) ve hacimsel oranda %50 biyodizel ve %50 dizel yakıtından oluşan karışım yakıtının (B50) kapalı formülü aşağıdaki gibi belirlenebilir:

B10 için:

Atom dengesinden:

$$c = 0,1 \times 18,66 + 0,9 \times 14,09 = 14,55$$

$$h = 0,1 \times 35,13 + 0,9 \times 24,78 = 25,82$$

$$o_y = 0,1 \times 2 + 0,9 \times 0 = 0,2$$

olur. Böylece B10 karışım yakıtının kapalı formülü: $C_{14,55}H_{25,82}O_{0,2}$ olarak bulunur.

B20 için:

Atom dengesinden:

$$c = 0,2 \times 18,66 + 0,8 \times 14,09 = 15$$

$$h = 0,2 \times 35,13 + 0,8 \times 24,78 = 26,85$$

$$o_y = 0,2 \times 2 + 0,8 \times 0 = 0,4$$

Buradan, B20 karışım yakıtının kapalı formülü $C_{15}H_{26,85}O_{0,4}$ olarak belirlenir.

B50 için:

Atom dengesinden:

$$c = 0,5 \times 18,66 + 0,5 \times 14,09 = 16,38$$

$$h = 0,5 \times 35,13 + 0,5 \times 24,78 = 29,96$$

$$o_y = 0,5 \times 2 + 0,5 \times 0 = 1$$

Böylece B50 karışım yakıtının kapalı formülü: $C_{16,38}H_{29,96}O_1$ olarak bulunur.

Yakıtın kimyasal ekserjisinin hesaplanması için öncelikle yakıtın kimyasal ekserji katsayılarının belirlenmesinde kullanılacak olan yakıt bileşenlerinin kütle oranları hesaplanır. Bulunan değerler kimyasal ekserji katsayısı bağıntısında yerine yazılarak yakıtın kimyasal ekserji katsayısı ve daha sonra yakıtın özgül kimyasal ekserjisi hesaplanır. Yakıtın belirlenen özgül kimyasal ekserjisi yakıtın kütleli debisiyle çarpılarak motora giren yakıt ekserjisi belirlenir. Yakıt içindeki elementlerin kütle oranlarını aşağıdaki bağıntılar yardımıyla belirlenir [65]:

$$c' = \frac{c}{\mu_{\text{yakıt}}} \cdot 12,011 \quad (2.18)$$

$$h' = \frac{h}{\mu_{\text{yakıt}}} \cdot 1,008 \quad (2.19)$$

$$o'_y = \frac{o_y}{\mu_{\text{yakıt}}} \cdot 15,999 \quad (2.20)$$

Dizel yakıtı için: $c' + h' = 1$ ve karışım yakıtları için: $c' + h' + o'_y = 1$ dir. Yukarıdaki eşitliklerde; $\mu_{\text{yakıt}}$ [kg/kmol] yakıtın kilomol kütlesini, c' [kg C/kg yakıt] karbonun yakıt içindeki kütle oranını, h' [kg H/kg yakıt] hidrojenin yakıt içindeki kütle oranını ve o'_y [kg O/kg yakıt] oksijenin yakıt içindeki kütle oranını ifade etmektedir. Belirlenen değerler (2.21)'de yerine yazılarak yakıtın kimyasal ekserji katsayısı [16] ve (2.22) eşitliği ile yakıtın özgül ekserjisi belirlenir. Daha sonra (2.23) eşitlik kullanılarak yakıt ekserjisi hesaplanır.

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{h'}{c'} + 0,0432 \frac{o_y'}{c'} + 0,2169 \frac{s'}{c'} \left(1 - 2,0628 \frac{h'}{c'}\right) \quad (2.21)$$

$$ex_{\text{Kim,yakıt}}^0 = \varphi H_u \quad (2.22)$$

$$\dot{E}_{\text{Yakıt}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} ex_{\text{Kim,yakıt}}^0 \quad (2.23)$$

2.3.2.2. Efektif Güç Ekserjisi

Temel Kavramlar bölümünde belirtildiği gibi işin kendisi ekserjiye eşittir. Bu nedenle efektif güç aynı zamanda efektif güç ekserjisi olarak alınır. Enerji ve ekserji hesaplarında, standart koşullara dönüştürülmüş ve nem düzeltilmesi yapılmış efektif motor gücü kullanılır.

$$\dot{E}_{X_{N_e}} = N_e \quad (2.24)$$

2.3.2.3. Eksoz Ekserjisi

Eksoz gazlarıyla birim zamanda dışarıya atılan ekserji (eksoz ekserjisi) her bir yanma ürününün termomekaniksel ve kimyasal ekserjisinin toplamıdır.

$$\dot{E}_{\text{eksoz}} = \sum_{i=1}^4 \frac{\dot{m}_i}{\mu_i} (\bar{e}_{x_{\text{TM},i}} + \bar{e}_{x_{\text{Kim},i}}) \quad (2.25)$$

Eksoz gazlarının özgül termomekaniksel ve özgül kimyasal ekserjileri, sırasıyla aşağıdaki bağıntılardan hesaplanır.

$$\bar{e}_{x_{\text{TM},i}} = [\bar{h}_i(T) - \bar{h}_i(T_0)] - T_0[\bar{s}_i(T) - \bar{s}_i(T_0)] \quad (2.26)$$

$$\bar{e}_{x_{\text{Kim},i}} = (x_i \bar{e}_{x_{\text{Kim},i}}^0 + \bar{R}T_0 x_i \ln x_i) \quad (2.27)$$

Yukarıdaki eşitliklerde: \dot{m}_i [kg/s] i. yanma ürününün kütleli debisi, $\bar{h}_i(T)$ [kJ/kmol] i. yanma ürününün T [K] eksoz sıcaklığındaki özgül entalpi, $\bar{h}_i(T_0)$ [kJ/kmol] i. yanma

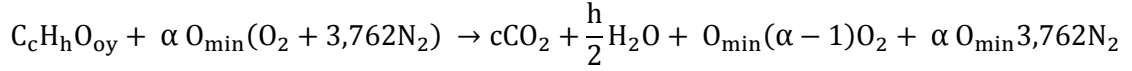
ürününün T_0 [K] çevre sıcaklığındaki özgül entalpisi, $\bar{s}_i(T)$ [kJ/kmol/K] i. yanma ürününün T [K] eksoz sıcaklığındaki özgül entropisi, $\bar{s}_i(T_0)$ [kJ/kmol/K] i. yanma ürününün T_0 [K] çevre sıcaklığındaki özgül entropisi, $\bar{e}_{x_{\text{Kim},i}}^0$ [kJ/kmol] i. yanma ürününün standart kimyasal ekserjisi, μ_i [kg/kmol] i. yanma ürününün kilomol kütlesi, \bar{R} (=8,314 kJ/kmol/K) üniversal gaz sabiti ve x_i eksoz gazları içindeki i. yanma ürününün molar oranıdır.

Bazı yanma ürünlerinin standart kimyasal ekserjileri aşağıdaki tabloda verilmiştir [16].

Tablo 2.3. Bazı yanma ürünlerinin standart kimyasal ekserjileri [16]

Standart Kimyasal Ekserji [kJ/kmol]			
H ₂ O (g)	CO ₂	O ₂	N ₂
8663	20140	3970	690

Yanma ürünlerinin kütleli debisi ve molar oranlarının belirlenebilmesi için yanma denkleminin yazılması gerekir. Tam yanma varsayımı altında:



$$O_{\min} = c + \frac{h}{4} - \frac{o_y}{2} \left[\frac{\text{kmol } O_2}{\text{kmol yakıt}} \right] \quad (2.28)$$

Burada;

$$\alpha = \frac{(H/Y)_{\text{gerçek}}}{(H/Y)_{\text{teorik}}} \quad (2.29)$$

şeklinde tanımlanan hava fazlalık katsayısıdır. i. yanma ürünün eksoz gazları içindeki kütleli oranı y_i olmak üzere, i. yanma ürününü kütleli debisi \dot{m}_i [kg/s]:

$$\dot{m}_i = y_i \dot{m}_{\text{eksoz}} \quad (2.30)$$

şeklinde hesaplanır. i. yanma ürünün eksoz gazları içindeki kütleli oranı yanma denkleminin yazılmasının ardından aşağıdaki bağıntılar yardımıyla belirlenir. Bunun için

öncelikle yanma denklemine göre her bir yanma ürününün ve ardından toplam yanma ürünlerinin kütlesi belirlenir.

$$y_i = m_i / m_{\text{toplam}} \quad (2.31)$$

$$m_i = n_i \mu_i \quad (2.32)$$

$$m_{\text{toplam}} = \sum m_i ; (i = 1, 2, 3, 4) \quad (2.33)$$

Bulunan değerler (2.31) eşitliğinde yerine yazılarak her bir ürünün kütleli oranı bulunur. Eksoz gazlarının debisi, hava ve yakıt debilerinin toplamıdır. Ancak eksoz gazlarının %2 kayıpla dışarı atıldığı kabul edilebilir [14,36]. Bu durumda eksoz gazları debisi \dot{m}_{eksoz} [kg/s] aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{m}_{\text{eksoz}} = (\dot{m}_{\text{hava}} + \dot{m}_{\text{yakıt}})0,98 \quad (2.34)$$

Hesaplanan eksoz gazları debisi ile i. yanma ürününün kütleli oranı eşitlik (2.30)'da yerine yazılarak i. yanma ürününün kütleli debisi belirlenir. Aynı yöntemle diğer yanma ürünlerinin kütleli debisi hesaplanır.

Yanma ürünlerinin molar oranları ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir:

$$x_i = \frac{n_i}{\sum n_i} ; (i = 1, 2, 3, 4) \quad (2.35)$$

Burada; n_i i. yanma ürününün mol sayısıdır.

2.3.2.4. Toplam Isı Kayıpları Ekserjisi

Motor bloğundan birim zamanda toplam ısı kayıplarıyla çevreye transfer edilen ekserjinin (toplam ısı kayıpları ekserjisi) hesaplanmasında aşağıdaki bağıntı kullanılmıştır [16].

$$\dot{E}X_{Q_{\text{toplaml}}} = \left(1 - \frac{T_o}{T_m}\right) \dot{Q}_{\text{toplaml}} \quad (2.36)$$

Burada; \dot{Q}_{toplaml} enerji hesapları kısmında denklem (2.16) ile hesaplanan toplam ısı kayıpları, T_o [K] ortam sıcaklığı ve T_m [K] deneysel çalışma sırasında ölçülen motor bloğu dış yüzey sıcaklığıdır.

2.3.2.5. Motorda Gerçekleşen Ekserji Yıkımı

Birim zamanda motorda gerçekleşen ekserji yıkımı (yok olan ekserji) motor için ekserji dengesinin yazılması ile bulunur. Temel kavramlar kısmında belirtildiği gibi sistemdeki tersinmezlikler ekserji yıkımına neden olur. Yok olan ekserji kaybedilen iş potansiyelini temsil eder. Motor için ekserji dengesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Motora giren} \\ \text{ekserji} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Motordan çıkan} \\ \text{ekserji} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Motorda yok olan} \\ \text{ekserji} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Motorun ekseji} \\ \text{değişimi} \end{array} \right]$$

Kararlı çalışma durumunda motorun ekserji değişimi sıfırdır. Bu durumda ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{E}X_{\text{yakıt}} - \dot{E}X_{N_e} - \dot{E}X_{\text{eksoz}} - \dot{E}X_{Q_{\text{toplaml}}} - \dot{E}X_{\text{yıkım}} = 0 \quad (2.37)$$

Bu eşitlikten $\dot{E}X_{\text{yıkım}}$ çekilerek ekserji yıkımı belirlenir.

$$\dot{E}X_{\text{yıkım}} = \dot{E}X_{\text{yakıt}} - \dot{E}X_{N_e} - \dot{E}X_{\text{eksoz}} - \dot{E}X_{Q_{\text{toplaml}}} \quad (2.38)$$

Motorlarda ekserji yıkımı yanma, sonlu sıcaklıkta ısı transferi, sürtünme ve karışım oluşumu sırasında meydana gelen tersinmezliklerden kaynaklanır. Yanma sırasında oluşan tersinmezlikler ekserji yıkımının önemli bir bölümünü oluşturmaktadır ve bu tersinmezlikler yanma sırasındaki kimyasal reaksiyonlar, yanma ürünleri ve reaktanların karışması ve soğuk reaktanlarla sıcak ürünler arasında gerçekleşen ısı transferinden kaynaklanmaktadır [23]. Yanma sırasından meydana gelen ekserji yıkımı motora emilen hava ısıtılarak, hava fazlalık katsayısı azaltılarak, bazı motor elemanları düşük ısı iletim katsayısına sahip malzemelerle kaplanarak (ısı bariyer) [21,22] ve hızlı yanma teknolojileri (özel yanma odası tasarımı vb.) kullanarak azaltılabilir [52]. Fakat hızlı yanma teknolojileri kullanımı dışındaki önlemler,

alev sıcaklığını yükselterek ısı ve/veya eksoz yoluyla gerçekleşen ekserji kaybının ve NO_x emisyonlarının artmasına neden olmaktadır [38].

2.3.2.6. İkinci Yasa Verimi (Ekserji Verimi)

Motorlar için ikinci yasa verimi, motora giren ekserjinin ne kadarının işe dönüştürüldüğünün bir ölçüsüdür. Buna göre motorun ikinci yasa verimi aşağıdaki bağıntıyla belirlenebilir [49]:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Motordan çıkan ekserji (efektif güç olarak)}}{\text{Motora giren ekserji}} = \frac{N_e}{\dot{E}_{\text{yakıt}}} \quad (2.39)$$

2.4. Örnek Enerji ve Ekserji Analizi Hesapları

Bu kısımda, dizel yakıtıyla tam yükte ve 2000 d/dk'da yapılan motor deneylerinden elde edilen veriler kullanarak enerji ve ekserji analizi için örnek bir hesaplama yapılmıştır. Söz konusu deney koşullarında yapılan motor deneylerinden ölçülen ve belirlenen büyüklükler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 2.4. Dizel yakıtı kullanarak 2000 d/dk'da yapılan motor deneylerinden ölçülen ve belirlenen büyüklükler

Sıcaklıklar	T ₀ [°C]	T _{e1} [°C]	T _{e2} [°C]	T _{e3} [°C]	T _{s1} [°C]	T _{s2} [°C]	T _m [°C]	T _{yaş} [°C]
	18,6	441	296,7	80,3	17,9	41	109,5	12
Efektif güç ve debiler	N _{e,1} [kW]	\dot{m}_{hava} [kg/s]	$\dot{m}_{\text{yakıt}}$ [kg/s]	\dot{m}_{su} [kg/s]				
	4,9643	$5,3800 \cdot 10^{-3}$	$2,9713 \cdot 10^{-4}$	0,0372				

2.4.1. Dizel Yakıtı Kullanımında Örnek Enerji Hesapları

Yakıt enerjisi:

$$\dot{E}_{\text{yakıt}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} H_u$$

$$\dot{E}_{\text{yakıt}} = 2,9713 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 42797 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{E}_{\text{yakıt}} = 12,7163 \text{ kW}$$

Efektif güç: Deneysel çalışmadan belirlenen efektif güç standart atmosfer koşullarına dönüştürülmeli ve nem düzeltmesi yapılmalıdır.

$$N_{e,2} = N_{e,1} \frac{0,1013}{P_0} \frac{T}{293,15}$$

$$N_{e,2} = 4,9643 \text{ kW} \cdot \frac{0,1013 \text{ MPa}}{0,1005 \text{ MPa}} \cdot \frac{291,75 \text{ K}}{293,15 \text{ K}}$$

$$N_{e,2} = 4,9799 \text{ kW}$$

Ölçülen kuru ve yaş termometre sıcaklıklarına göre x_{nem} katsayısı ilgili eğriden [60] 1,0055 olarak belirlenir. Bu durumda nem açısından düzeltilmiş efektif motor gücü;

$$N_e = N_{e,2} x_{\text{nem}}$$

$$N_e = 4,9799 \text{ kW} \cdot 1,005$$

$$N_e = 5,0073 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Eksoz ısısı aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\dot{Q}_{\text{eksoz}} = \dot{m}_{\text{su}} c_{p,\text{su}} \frac{(T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} (T_{e2} - T_0)$$

$$\dot{Q}_{\text{eksoz}} = 0,0372 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \cdot \frac{23,1\text{K}}{216,4\text{K}} \cdot 278,1\text{K}$$

$$\dot{Q}_{\text{eksoz}} = 4,6120 \text{ kW}$$

Toplam ısı kayıpları enerjinin korunumundan belirlenir:

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = \dot{E}_{\text{yakıt}} - N_e - \dot{Q}_{\text{eksoz}}$$

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = 12,7163 \text{ kW} - 5,0073 \text{ kW} - 4,6120 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = 3,0970 \text{ kW}$$

Birinci yasa verimi (efektif verim):

$$\eta_f = \frac{N_e}{\dot{E}_{\text{yakıt}}}$$

$$\eta_f = \frac{5,0073 \text{ kW}}{12,7163 \text{ kW}} = 0,3937 = \%39,38$$

olarak belirlenir.

2.4.2. Dizel Yakıtı Kullanımında Örnek Ekserji Hesapları

Yakıt ekserjisi:

$$\dot{E}x_{\text{yakıt}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} ex_{\text{Kim,yakıt}}^0 = \dot{m}_{\text{yakıt}} \phi H_u$$

Dizel yakıtının kapalı formülünden yakıtın elemansel bileşimi belirlenir. Dizel yakıtın kapalı formülü $C_{14,09}H_{24,78}$ [64] olarak alınmıştır. Bu durumda yakıtın elemansel bileşim aşağıdaki gibi belirlenir:

$$c' = \frac{c}{\mu_{\text{yakıt}}} \cdot 12,011 = \frac{14,09 \text{ kmol C/kmol yakıt}}{194,2132 \text{ kg yakıt/kmol yakıt}} \cdot 12,011 \frac{\text{kg C}}{\text{kmol C}} = 0,8714 \frac{\text{kg C}}{\text{kg yakıt}}$$

$$h' = \frac{h}{\mu_{\text{yakıt}}} \cdot 1,008 = \frac{24,78 \text{ kmol H/kmol yakıt}}{194,2132 \text{ kg yakıt/kmol yakıt}} \cdot 1,008 \frac{\text{kg H}}{\text{kmol H}} = 0,1286 \frac{\text{kg H}}{\text{kg yakıt}}$$

Bulunan değerler yakıtın kimyasal ekserji katsayısını veren bağıntıda yerine yazılarak dizel yakıtının kimyasal ekserji katsayısı ardından da yakıt ekserjisi hesaplanır:

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \cdot \frac{0,1286}{0,8717} = 1,0656$$

$$\dot{E}_{X_{\text{yakıt}}} = 1,0656 \cdot 2,9713 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 42797 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{E}_{X_{\text{yakıt}}} = 13,5505 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Efektif güç ekserjisi:

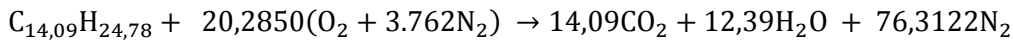
$$\dot{E}_{X_{N_e}} = N_e = 5,0073 \text{ kW}$$

olarak alınır.

Eksoz ekserjisinin hesaplanabilmesi için yanma denkleminin yazılması gerekir. Öncelikle teorik tam yanma denklemi yazılarak teorik hava-yakıt oranı belirlenir. Ardından hava fazlalık katsayısı belirlenir ve tam yanma denklemi yazılır. Yanma denkleminde göre her bir ürünün kütle ve molar oranları belirlenir.

Teorik tam yanma denklemi:

$$O_{\text{min}} = c + h/4 = 20,2850 \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kmol yakıt}}$$



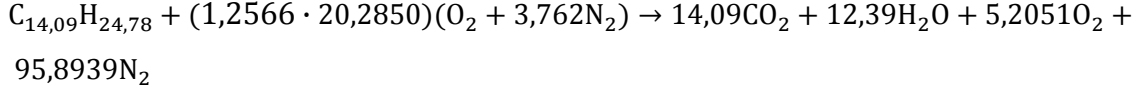
$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}} = \frac{m_{\text{hava}}}{m_{\text{yakıt}}} = \frac{20,2850 \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kmol yakıt}} \cdot 4,762 \frac{\text{kmol hava}}{\text{kmol } O_2} \cdot 28,97 \frac{\text{kg hava}}{\text{kmol hava}}}{194,2132 \frac{\text{kg yakıt}}{\text{kmol yakıt}}}$$

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}} = 14,4090 \text{ kg hava/kg yakıt}$$

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{gerçek}} = \frac{\dot{m}_{\text{hava}}}{\dot{m}_{\text{yakıt}}} = \frac{5,3800 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg hava}}{\text{s}}}{2,9713 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg yakıt}}{\text{s}}} = 18,1066 \text{ kg hava/kg yakıt}$$

$$\alpha = \frac{\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{gerçek}}}{\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}}} = \frac{18,1066 \text{ kg hava/kg yakıt}}{14,4090 \text{ kg hava/kg yakıt}} = 1,2566$$

Tam yanma denklemi:



Yanma ürünlerinin toplam kütlesi:

$$m_{\text{toplamlam}} = \sum m_i = \sum n_i \mu_i$$

$$m_{\text{toplamlam}} = 14,09 \cdot 44,011 + 12,39 \cdot 18,016 + 5,2051 \cdot 32 + 95,8939 \cdot 28,013$$

$$m_{\text{toplamlam}} = 3696,1695 \text{ kg}$$

Yanma ürünlerinin kütle oranları:

$$y_i = \frac{m_i}{m_{\text{toplamlam}}}$$

$$y_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{\text{toplamlam}}} = \frac{14,09 \cdot 44,011 \text{ kg}}{3696,1695 \text{ kg}} = 0,1678$$

$$y_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{m_{\text{toplamlam}}} = \frac{12,39 \cdot 18,016 \text{ kg}}{3696,1695 \text{ kg}} = 0,0604$$

$$y_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_{\text{toplamlam}}} = \frac{5,0368 \cdot 32 \text{ kg}}{3696,1695 \text{ kg}} = 0,0451$$

$$y_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_{\text{toplamlam}}} = \frac{95,2605 \cdot 28,013 \text{ kg}}{3696,1695 \text{ kg}} = 0,7268$$

$$\sum y_i \cong 1$$

Yanma ürünlerinin molar oranları:

$$x_i = \frac{n_i}{n_{\text{toplamlam}}}$$

$$n_{\text{toplamlam}} = 127,5804 \text{ kmol}$$

$$x_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{\text{toplamlam}}} = \frac{14,09}{127,5804} = 0,1104$$

$$x_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{\text{toplamlam}}} = \frac{12,39}{127,5804} = 0,0971$$

$$x_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{\text{toplamlam}}} = \frac{5,0368}{127,5804} = 0,0408$$

$$x_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{\text{toplamlam}}} = \frac{95,2605}{127,5804} = 0,7516$$

$$\sum x_i \cong 1$$

Yanma ürünlerinin kütle debileri:

$$\dot{m}_i = y_i \dot{m}_{\text{eksoz}}$$

$$\dot{m}_{\text{eksoz}} = (\dot{m}_{\text{hava}} + \dot{m}_{\text{yakıt}}) \cdot 0,98 = \left(5,3800 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 2,9713 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \cdot 0,98$$

$$\dot{m}_{\text{eksoz}} = 0,0056 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{CO_2} = y_{CO_2} \dot{m}_{\text{eksoz}} = 0,1678 \cdot 0,0056 \text{ kg/s} = 9,3968 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = y_{H_2O} \dot{m}_{\text{eksoz}} = 0,0604 \cdot 0,0056 \text{ kg/s} = 3,3824 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{O_2} = y_{O_2} \dot{m}_{eksoz} = 0,0451 \cdot 0,0056 \text{ kg/s} = 2,5256 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{N_2} = y_{N_2} \dot{m}_{eksoz} = 0,7268 \cdot 0,0056 \text{ kg/s} = 0,0041 \text{ kg/s}$$

Ürünlerin termomekaniksel ekserjileri:

$$\bar{e}x_{TM,i} = [\bar{h}_i(T) - \bar{h}_i(T_0)] - T_0[\bar{s}_i(T) - \bar{s}_i(T_0)]$$

bağıntısından hesaplanır. Ürünlerin T [K] eksoz gazı sıcaklığı ve T₀ [K] çevre sıcaklığındaki entalpi ve entropi değerleri ilgili tablolardan [13] (Tablo A-18, A-19, A-20 ve A-23) alınarak yukarıdaki bağıntıda yerine yazılır.

$$\bar{e}x_{TM,CO_2} = 18665 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 291,75 \text{ K} \cdot 38,6176 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} = 7398,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$\bar{e}x_{TM,H_2O} = 14894 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 291,75 \text{ K} \cdot 31,7454 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} = 5632,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$\bar{e}x_{TM,O_2} = 13126 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 291,75 \text{ K} \cdot 27,4968 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} = 5103,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$\bar{e}x_{TM,N_2} = 12526 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 291,75 \text{ K} \cdot 26,3734 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} = 4831,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Ürünlerin kimyasal ekserjileri:

$$\bar{e}x_{Kim,i} = (x_i \bar{e}x_{Kim,i}^0 + \bar{R}T_0 x_i \ln x_i)$$

bağıntısından hesaplanır. Ürünlerin standart kimyasal ekserjileri Tablo 2.3'te verilmiştir.

$$\bar{e}x_{Kim,CO_2} = \left[0,1104 \cdot 20140 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + 8,314 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \cdot 291,75 \text{ K} \cdot 0,1104 \cdot \ln(0,1104) \right]$$

$$\bar{e}x_{Kim,CO_2} = 1634 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$\bar{e}x_{Kim,H_2O} = \left[0,0971 \cdot 8663 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + 8,314 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \cdot 291,75 \text{ K} \cdot 0,0971 \cdot \ln(0,0971) \right]$$

$$\bar{e}x_{Kim,H_2O} = 292,0184 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$\bar{e}x_{Kim,O_2} = \left[0,0408 \cdot 3970 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + 8,314 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \cdot 291,75 \text{ K} \cdot 0,0408 \cdot \ln(0,0408) \right]$$

$$\bar{e}x_{Kim,O_2} = -154,6213 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$\bar{e}x_{Kim,N_2} = \left[0,7516 \cdot 690 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + 8,314 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \cdot 291,75 \text{ K} \cdot 0,7516 \cdot \ln(0,7516) \right]$$

$$\bar{e}x_{Kim,N_2} = -1,8783 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Son olarak ürünlerin belirlenen termomekanik ve kimyasal ekserjileri aşağıdaki bağıntıda yerine yazılarak eksoz ekserjisi hesaplanır.

$$\dot{E}x_{eksoz} = \sum_{i=1}^4 \frac{\dot{m}_i}{\mu_i} (\bar{e}x_{TM,i} + \bar{e}x_{Kim,i})$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{eksoz} &= \left[\frac{9,3968 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}}{44,011 \text{ kg/kmol}} \cdot \left(7398,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + 1634 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{3,3824 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}}{18,016 \text{ kg/kmol}} \cdot \left(5632,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + 292,0184 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \right] \end{aligned}$$

$$+ \frac{2,5256 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}}{32 \text{ kg/kmol}} \cdot \left(5103,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 154,6213 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \\ + \frac{0,0041 \text{ kg/s}}{28,013 \text{ kg/kmol}} \cdot \left(4831,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 1,8783 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \Bigg]$$

$$\dot{E}x_{\text{eksoz}} = 1,0380 \text{ kW}$$

Toplam ısı kayıpları ekserjisi:

$$\dot{E}x_{Q_{\text{toplaml}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right) \dot{Q}_{\text{toplaml}}$$

$$\dot{E}x_{Q_{\text{toplaml}}} = \left(1 - \frac{291,75 \text{ K}}{382,65 \text{ K}} \right) \cdot 3,0970 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{Q_{\text{toplaml}}} = 0,7357 \text{ kW}$$

Ekserji yıkımı: Motorda gerçekleşen ekserji yıkımı motor için ekserji dengesi yazılarak bulunur.

$$\dot{E}x_{\text{yıkım}} = \dot{E}x_{\text{yakıt}} - \dot{E}x_{N_e} - \dot{E}x_{\text{eksoz}} - \dot{E}x_{Q_{\text{toplaml}}}$$

$$\dot{E}x_{\text{yıkım}} = 13,5505 \text{ kW} - 5,0073 \text{ kW} - 1,0380 \text{ kW} - 0,7357 \text{ kW}$$

$$\dot{E}x_{\text{yıkım}} = 6,7695 \text{ kW}$$

İkinci yasa verimi (ekserji verimi):

$$\eta_{\text{II}} = \frac{N_e}{\dot{E}x_{\text{yakıt}}}$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{5,0073 \text{ kW}}{13,5505 \text{ kW}} = 0,3695 = \%36,95$$

olarak hesaplanır.

Aynı yöntem ile diğer devir sayılarında ve diğer test yakıtları kullanımında, enerji ve ekserji hesapları, yazılan bir Matlab programı yardımıyla yapılmıştır. Hesaplanan değerler Ek Tablo 1-12'de verilmiştir.

2.5. Belirsizlik Analizi

DeneySEL çalışmalarında, ölçülen bir fiziksel büyüklük ölçüm cihazının hassasiyetine bağlı olarak bir miktar belirsizlik (hata) içerir [66]. Ölçülen büyüklüğün yapılan diğer hesaplarda kullanılmasıyla bu belirsizlik yayılarak devam eder. Sonuçta, belirlenmek istenen hedef büyüklük kendisinden önceki belirsizliklere bağlı olarak bir miktar belirsizliğe sahip olur. Ancak, hedef büyüklükteki değişimin belirsizlik sınırları arasında kalması halinde, söz konusu değişim bir anlam ifade etmez. Bu nedenle elde edilen sonuçların anlamlılığını ve güvenilirliğini göstermek amacıyla belirsizlik analizinin uygulanması gerekir [59].

Bu çalışmada ölçülen ve hesaplanan büyüklüklerin belirsizlik analizi Kline ve McClintock [67] tarafından önerilen yöntem ile belirlenmiştir. Bu yöntemle göre, sistemde ölçülen veya hesaplanan büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (2.40)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait belirsizlik $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün belirsizliği w_R ise [67]

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.41)$$

şeklinde hesaplanabilmektedir. Bu bağıntıda, $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ değerleri boyutlu belirsizliklerdir. Bu çalışmada, ilgili belirsizlikler (2.41) bağıntısı ile hesaplanmıştır. Aşağıda dizel yakıtıyla tam yükte ve 2000 d/dk'da yapılan motor deneylerinden belirlenen bazı büyüklükler ile bu devirde hesaplanan enerji ve ekserji analizi bileşenleri için örnek bir belirsizlik analizi yapılmıştır.

2.5.1. Hava Debisinin Belirsizlik Analizi

Motora emilen havanın debisi

$$\dot{m}_{\text{hava}} = C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2P_0 \Delta P}{RT_0}}$$

şeklindeki (2.7) bağıntısı ile hesaplanmıştır. Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{m}_{\text{hava}} = \dot{m}_{\text{hava}}(P_0, \Delta P, T_0)$$

$$R = \dot{m}_{\text{hava}}$$

$$x_1 = P_0$$

$$x_2 = \Delta P$$

$$x_3 = T_0$$

$$w_1 = w_{P_0}$$

$$w_2 = w_{\Delta P}$$

$$w_3 = w_{T_0}$$

(2.41) ifadesine göre:

$$w_{\dot{m}_{\text{hava}}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{\text{hava}}}{\partial P_0} w_{P_0} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{\text{hava}}}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{\text{hava}}}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.42)$$

elde edilir.

$$\frac{\partial \dot{m}_{\text{hava}}}{\partial P_0} = \frac{1}{2} C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P}{RT_0}} P_0^{-1/2}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{\text{hava}}}{\partial \Delta P} = \frac{1}{2} C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2P_0}{RT_0}} \Delta P^{-1/2}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{\text{hava}}}{\partial T_0} = -\frac{1}{2} C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2P_0 \Delta P}{R}} T_0^{-3/2}$$

olarak belirlenir ve bu kısmı türev ifadeleri (2.42)'de yerine yazılırsa:

$$w_{\dot{m}_{\text{hava}}} = \left[\left(\frac{1}{2} C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P}{RT_0}} P_0^{-1/2} w_{P_0} \right)^2 + \left(\frac{1}{2} C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2P_0}{RT_0}} \Delta P^{-1/2} w_{\Delta P} \right)^2 + \left(-\frac{1}{2} C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2P_0 \Delta P}{R}} T_0^{-3/2} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.43)$$

elde edilir. İşlem kolaylığı için (2.43) ifadesinin her bir terimi \dot{m}_{hava} 'ya bölünürse:

$$\frac{w_{\dot{m}_{\text{hava}}}}{\dot{m}_{\text{hava}}} = \left[\left(\frac{w_{P_0}}{2P_0} \right)^2 + \left(\frac{w_{\Delta P}}{2\Delta P} \right)^2 + \left(-\frac{w_{T_0}}{2T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.44)$$

şeklinde hava debisi için oransal belirsizliği veren ifade elde edilmiş olur. Burada, basınç sensörlerinin belirsizliği $w_{P_0} = 1$ mbar, $w_{\Delta P} = 1$ Pa ve termokapılın belirsizliği $w_{T_0} = 0,1$ °C dir. Dizel yakıtı ile 2000 d/dk'da yapılan deneylerde; $P_0 = 1005$ mbar, $\Delta P = 280$ Pa ve $T_0 = 18,6$ °C'dir. Bu değerler (2.44) bağıntısında yerine yazılırsa oransal belirsizlik yüzde cinsinden %0,3265 olarak bulunur. Havanın kütleli debisi; $\dot{m}_{\text{hava}} = 5,38 \cdot 10^{-3}$ kg/s olduğuna göre hava debisinin boyutlu belirsizliği:

$$w_{\dot{m}_{\text{hava}}} = 5,38 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{0,3265}{100} = 1,7566 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

olarak hesaplanır.

2.5.2. Yakıt Debisinin Belirsizlik Analizi

Yakıt debisi,

$$\dot{m}_{\text{yakıt}} = \frac{\Delta v \cdot 10^{-6} \cdot 3600}{\Delta t} \cdot \rho_{\text{yakıt}} \quad [\text{kg yakıt/h}]$$

şeklindeki (2.8) bağıntısı ile hesaplanmıştır. Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{m}_{\text{yakıt}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} (\rho_{\text{yakıt}}, \Delta t)$$

$$R = \dot{m}_{\text{yakıt}}$$

$$x_1 = \rho_{\text{yakıt}}$$

$$x_2 = \Delta t$$

$$w_1 = w_{\rho_{\text{yakıt}}}$$

$$w_2 = w_{\Delta t}$$

(2.41) ifadesine göre:

$$w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{\text{yakıt}}}{\partial \rho_{\text{yakıt}}} w_{\rho_{\text{yakıt}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{\text{yakıt}}}{\partial \Delta t} w_{\Delta t} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.45)$$

olarak yazılır.

$$\frac{\partial \dot{m}_{\text{yakıt}}}{\partial \rho_{\text{yakıt}}} = \frac{\Delta v \cdot 10^{-6} \cdot 3600}{\Delta t}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{\text{yakıt}}}{\partial \Delta t} = - \frac{\Delta v \cdot 10^{-6} \cdot 3600}{\Delta t^2} \rho_{\text{yakıt}}$$

olarak belirlenir ve bu kısmı türev ifadeleri (2.45)'te yerine yazılırsa:

$$w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} = \left[\left(\frac{\Delta v \cdot 10^{-6} \cdot 3600}{\Delta t} w_{\rho_{\text{yakıt}}} \right)^2 + \left(- \frac{\Delta v \cdot 10^{-6} \cdot 3600}{\Delta t^2} \rho_{\text{yakıt}} w_{\Delta t} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.46)$$

elde edilir. İşlem kolaylığı için (2.46) ifadesinin tüm terimleri $\dot{m}_{\text{yakıt}}$ 'a bölünürse:

$$\frac{w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}}}{\dot{m}_{\text{yakıt}}} = \left[\left(\frac{w_{\rho_{\text{yakıt}}}}{\rho_{\text{yakıt}}} \right)^2 + \left(- \frac{w_{\Delta t}}{\Delta t} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.47)$$

şeklinde yakıt debisi için oransal belirsizliği veren ifade elde edilmiş olur. Burada, yakıt yoğunluğunun belirsizliği $w_{\rho_{\text{yakıt}}} = 0,2822 \text{ kg/m}^3$ ve kullanılan kronometrenin yani,

sürenin belirsizliği ise $w_{\Delta t} = 0,01$ s'dir. Dizel yakıtının yoğunluğu; $\rho_{\text{yakıt}} = 826,379$ kg/m³ ve $\Delta t = 22,25$ s'dir. Bu değerler (2.47) bağıntısında yerine yazılarak oransal belirsizlik yüzde cinsinden %0,0564 olarak belirlenir. 2000 d/dk'da dizel yakıtının kütleli debisi; $\dot{m}_{\text{yakıt}} = 2,9713 \cdot 10^{-4}$ kg/s'dir. Bu durumda yakıt debisinin boyutlu belirsizliği:

$$w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} = 2,9713 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{0,0564}{100} = 1,6758 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

olarak hesaplanır.

2.5.3. Yakıt Enerjisinin Belirsizlik Analizi

Yakıt enerjisi aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmıştır:

$$\dot{E}_{\text{yakıt}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} H_u$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{E}_{\text{yakıt}} = \dot{E}_{\text{yakıt}}(\dot{m}_{\text{yakıt}})$$

$$R = \dot{E}_{\text{yakıt}}$$

$$x_1 = \dot{m}_{\text{yakıt}}$$

$$w_1 = w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}}$$

(2.41) ifadesine göre:

$$w_{\dot{E}_{\text{yakıt}}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{E}_{\text{yakıt}}}{\partial \dot{m}_{\text{yakıt}}} w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.48)$$

olarak yazılır.

$$\frac{\partial \dot{E}_{\text{yakıt}}}{\partial \dot{m}_{\text{yakıt}}} = H_u$$

Kısmi türev ifadesi (2.48)'de yerine yazılırsa

$$w_{\dot{E}_{\text{yakıt}}} = \left[\left(H_u w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.49)$$

elde edilir. $H_u = 42797 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ ve $w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} = 1,6758 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ olarak hesaplanmıştır. Bu değerler (2.49)'da yerine yazılırsa yakıt enerjisinin belirsizliği:

$$w_{\dot{E}_{\text{yakıt}}} = 0,0072 \text{ kW}$$

olarak bulunur. 2000 d/dk'da motora giren yakıt enerjisi 12,7163 kW olarak hesaplanmıştır. Bu durumda yakıt enerjisinin oransal belirsizliği yüzde cinsinden aşağıdaki gibi belirlenebilir:

$$\frac{w_{\dot{E}_{\text{yakıt}}}}{\dot{E}_{\text{yakıt}}} = \frac{0,0072 \text{ kW}}{12,7163 \text{ kW}} = \%0,0564$$

2.5.4. Efektif Motor Gücünün Belirsizlik Analizi

Efektif motor gücü,

$$N_{e,1} = M_d \omega \text{ [W]}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ [1/s]}$$

şeklindeki (2.1) ve (2.2) bağıntılarından hesaplanmıştır. Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$N_{e,1} = N_{e,1}(M_d, n)$$

$$R = N_{e,1}$$

$$x_1 = M_d$$

$$x_2 = n$$

$$w_1 = w_{M_d}$$

$$w_2 = w_n$$

(2.41) ifadesine göre:

$$w_{N_{e,1}} = \left[\left(\frac{\partial N_{e,1}}{\partial M_d} w_{M_d} \right)^2 + \left(\frac{\partial N_{e,1}}{\partial n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.50)$$

olarak yazılır.

$$\frac{\partial N_{e,1}}{\partial M_d} = \frac{\pi n}{30}$$

$$\frac{\partial N_{e,1}}{\partial n} = \frac{M_d \pi}{30}$$

olarak belirlenir ve bu kısmı türev ifadeleri (2.50)'de yerine yazılırsa:

$$w_{N_{e,1}} = \left[\left(\frac{\pi n}{30} w_{M_d} \right)^2 + \left(\frac{M_d \pi}{1800} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.51)$$

şeklinde efektif motor gücünün belirsizliğini veren ifade elde edilmiş olur. Burada, döndürme momentinin belirsizliği $w_{M_d} = 0,1 \text{ Nm}$ ve devir sayısının belirsizliği ise $w_n = 1 \text{ d/dk}$ 'dır. Dizel yakıtı ile 2000 d/dk'da yapılan deneylerde ölçülen moment 23,9 Nm'dir. Bu değerler (2.51) bağıntısında yerine yazıldığında efektif motor gücünün belirsizliği:

$$w_{N_{e,1}} = 20,9334 \text{ W} = 0,0209 \text{ kW}$$

olarak bulunur. Standart koşullara dönüştürülmüş ve nem açısından düzeltilmiş güç,

$$N_e = N_{e,1} \frac{0,1013}{P_0} \frac{T_0}{293,15} X_{nem}$$

şeklinde (2.3) ve (2.4) bağıntıları ile belirlenmiştir. Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$N_e = N_e(N_{e,1}, P_0, T_0)$$

$$R = N_e$$

$$x_1 = N_{e,1}$$

$$x_2 = P_0$$

$$x_3 = T_0$$

$$w_1 = N_{e,1}$$

$$w_2 = P_0$$

$$w_3 = T_0$$

(2.41) ifadesine göre:

$$w_{N_e} = \left[\left(\frac{\partial N_e}{\partial N_{e,1}} w_{N_{e,1}} \right)^2 + \left(\frac{\partial N_e}{\partial P_0} w_{P_0} \right)^2 + \left(\frac{\partial N_e}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.52)$$

olarak yazılır.

$$\frac{\partial N_e}{\partial N_{e,1}} = \frac{0,1013}{P_0} \frac{T_0}{293,15} X_{nem}$$

$$\frac{\partial N_e}{\partial P_0} = -N_{e,1} \frac{0,1013}{P_0^2} \frac{T_0}{293,15} X_{nem}$$

$$\frac{\partial N_e}{\partial T_0} = N_{e,1} \frac{0,1013}{P_0} \frac{X_{nem}}{293,15}$$

olarak belirlenir ve (2.52)'de kısmı türev ifadelerinin yerine eşitlikleri yazılırsa:

$$w_{N_e} = \left[\left(\frac{0,1013}{P_0} \frac{T_0}{293,15} x_{nem} w_{N_{e,1}} \right)^2 + \left(-N_{e,1} \frac{0,1013}{P_0^2} \frac{T_0}{293,15} x_{nem} w_{P_0} \right)^2 + \left(N_{e,1} \frac{0,1013}{P_0} \frac{x_{nem}}{293,15} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.53)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadenin her terimi N_e 'ye bölünürse:

$$\frac{w_{N_e}}{N_e} = \left[\left(\frac{w_{N_{e,1}}}{N_{e,1}} \right)^2 + \left(-\frac{w_{P_0}}{P_0} \right)^2 + \left(\frac{w_{T_0}}{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.54)$$

şeklinde standart koşullara dönüştürülmüş ve nem açısından düzeltilmiş gücün oransal belirsizliğini veren ifade elde edilmiş olur. Burada, efektif motor gücünün belirsizliği $w_{N_{e,1}} = 0,0209$ kW, $w_{P_0} = 1$ mbar ve $w_{T_0} = 0,1$ °C'dir. Dizel yakıtı ile 2000 d/dk'da yapılan deneylerde; $N_{e,1} = 4,9640$ kW, $P_0 = 1005$ mbar ve $T_0 = 18,6$ °C'dir. Bu değerler (2.54) bağıntısında yerine yazılırsa oransal belirsizlik yüzde cinsinden %0,6901 olarak bulunur. 2000 d/dk'da standart koşullara dönüştürülmüş ve nem açısından düzeltilmiş güç; $N_e = 5,0073$ kW'tır. Bu durumda bu gücün belirsizliği:

$$w_{N_e} = 5,0073 \cdot \frac{0,6901}{100} = 0,0346 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Efektif motor gücü ekserjisi efektif motor gücüne eşit olduğundan, belirsizlikleri de eşittir.

2.5.5. Eksoz Isısının Belirsizlik Analizi

Eksoz ısısı aşağıdaki ifade ile hesaplanmıştır:

$$\dot{Q}_{eksoz} = \dot{m}_{su} c_{p,su} \frac{(T_{s2} - T_{s1}) \cdot (T_{e2} - T_0)}{(T_{e2} - T_{e3})}$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{Q}_{eksoz} = \dot{Q}_{eksoz}(\dot{m}_{su}, T_{s2}, T_{s1}, T_{e2}, T_{e3}, T_0)$$

$$R = \dot{Q}_{eksoz}$$

$$x_1 = \dot{m}_{su}$$

$$x_2 = T_{s2}$$

$$x_3 = T_{s1}$$

$$\begin{aligned}
x_4 &= T_{e2} \\
x_5 &= T_{e3} \\
x_6 &= T_0 \\
w_1 &= w_{\dot{m}_{su}} \\
w_2 &= w_{T_{s2}} \\
w_3 &= T_{s1} \\
w_4 &= w_{T_{e2}} \\
w_5 &= w_{T_{e3}} \\
w_6 &= w_{T_0}
\end{aligned}$$

(2.41) ifadesine göre:

$$\begin{aligned}
w_{\dot{Q}_{eksoz}} &= \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial \dot{m}_{su}} w_{\dot{m}_{su}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial T_{s2}} w_{T_{s2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial T_{s1}} w_{T_{s1}} \right)^2 \right. \\
&\quad \left. + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial T_{e2}} w_{T_{e2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial T_{e3}} w_{T_{e3}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.55)
\end{aligned}$$

olarak yazılır.

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial \dot{m}_{su}} &= c_{p,su} \frac{(T_{s2} - T_{s1}) \cdot (T_{e2} - T_0)}{(T_{e2} - T_{e3})} \\
\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial T_{s2}} &= \dot{m}_{su} c_{p,su} \frac{(T_{e2} - T_0)}{(T_{e2} - T_{e3})} \\
\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial T_{s1}} &= -\dot{m}_{su} c_{p,su} \frac{(T_{e2} - T_0)}{(T_{e2} - T_{e3})} \\
\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial T_{e2}} &= \dot{m}_{su} c_{p,su} \frac{(T_{s2} - T_{s1}) \cdot (T_0 - T_{e3})}{(T_{e2} - T_{e3})^2} \\
\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial T_{e3}} &= \dot{m}_{su} c_{p,su} \frac{(T_{s2} - T_{s1}) \cdot (T_{e2} - T_0)}{(T_{e2} - T_{e3})^2} \\
\frac{\partial \dot{Q}_{eksoz}}{\partial T_0} &= -\dot{m}_{su} c_{p,su} \frac{(T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})}
\end{aligned}$$

olarak belirlenir. (2.55)'te, kısmi türev ifadelerinin yerine eşitlikleri yazılır ve (2.55) eşitliğinin her bir terimi \dot{Q}_{eks} 'a bölünürse:

$$\begin{aligned}
\frac{w_{\dot{Q}_{eksoz}}}{\dot{Q}_{eksoz}} &= \left[\left(\frac{w_{\dot{m}_{su}}}{\dot{m}_{su}} \right)^2 + \left(\frac{w_{T_{s2}}}{(T_{s2} - T_{s1})} \right)^2 + \left(\frac{-w_{T_{s1}}}{(T_{s2} - T_{s1})} \right)^2 + \left(\frac{(T_0 - T_{e3}) \cdot w_{T_{e2}}}{(T_{e2} - T_{e3}) \cdot (T_{e2} - T_0)} \right)^2 \right. \\
&\quad \left. + \left(\frac{w_{T_{e3}}}{(T_{e2} - T_{e3})} \right)^2 + \left(\frac{-w_{T_0}}{(T_{e2} - T_0)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.56)
\end{aligned}$$

şeklinde eksoz ısısı için oransal belirsizliği veren ifade elde edilmiş olur. Burada, bütün sıcaklıkların belirsizliği $0,1^{\circ}\text{C}$ ve kolorimetre soğutma suyu debisinin belirsizliği ise $0,01\text{kg/dk}$ 'dır. Dizel yakıtı ile 2000 d/dk 'da yapılan deneylerde $\dot{m}_{\text{su}} = 2,23\text{ kg/dk}$, $T_{s2} = 41,0^{\circ}\text{C}$, $T_{s1} = 17,9^{\circ}\text{C}$, $T_{e2} = 296,7^{\circ}\text{C}$, $T_{e3} = 80,3^{\circ}\text{C}$ ve $T_0 = 18,6^{\circ}\text{C}$ olarak ölçülmüştür. Bu değerler (2.56) eşitliğinde yerine yazılırsa eksoz gazları ısısının oransal belirsizliği yüzde cinsinden $\%0,7612$ olarak belirlenir. 2000 d/dk 'da eksoz gazları ısısı; $\dot{Q}_{\text{eksoz}} = 4,6120\text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır. Bu durumda eksoz ısısının boyutlu belirsizliği:

$$w_{\dot{Q}_{\text{eksoz}}} = 4,6120 \cdot \frac{0,7612}{100} = 0,0351\text{ kW}$$

olarak belirlenir.

2.5.6. Toplam Isı kayıplarının Belirsizlik Analizi

Toplam ısı kayıpları aşağıdaki ifade ile hesaplanmıştır:

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = \dot{E}_{\text{yakıt}} - N_e - \dot{Q}_{\text{eksoz}}$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = \dot{Q}_{\text{toplam}}(\dot{E}_{\text{yakıt}}, N_e, \dot{Q}_{\text{eksoz}})$$

$$R = \dot{Q}_{\text{toplam}}$$

$$x_1 = \dot{E}_{\text{yakıt}}$$

$$x_2 = N_e$$

$$x_3 = \dot{Q}_{\text{eksoz}}$$

$$w_1 = w_{\dot{E}_{\text{yakıt}}}$$

$$w_2 = w_{N_e}$$

$$w_3 = w_{\dot{Q}_{\text{eksoz}}}$$

(2.41) ifadesine göre:

$$w_{\dot{Q}_{\text{toplam}}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{toplam}}}{\partial \dot{E}_{\text{yakıt}}} w_{\dot{E}_{\text{yakıt}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{toplam}}}{\partial N_e} w_{N_e} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{toplam}}}{\partial \dot{Q}_{\text{eksoz}}} w_{\dot{Q}_{\text{eksoz}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.57)$$

olarak yazılır.

$$\frac{\partial \dot{Q}_{\text{toplam}}}{\partial \dot{E}_{\text{yakıt}}} = 1$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{\text{toplam}}}{\partial N_e} = -1$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{\text{toplam}}}{\partial \dot{Q}_{\text{eksoz}}} = -1$$

olarak belirlenir. Bu kısmı türev ifadelerinin eşitlikleri (2.57)'de yerine yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$w_{\dot{Q}_{\text{toplam}}} = \left[\left(w_{\dot{E}_{\text{yakıt}}} \right)^2 + \left(-w_{N_e} \right)^2 + \left(-w_{\dot{Q}_{\text{eksoz}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.58)$$

$w_{\dot{E}_{\text{yakıt}}} = 0,0072 \text{ kW}$, $w_{N_e} = 0,0346 \text{ kW}$ ve $w_{\dot{Q}_{\text{eksoz}}} = 0,0351 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştı. Bu değerler (2.58)'de yerine yazılırsa toplam ısı kayıplarının boyutlu belirsizliği; $w_{\dot{Q}_{\text{toplam}}} = 0,0498 \text{ kW}$ olarak elde edilir. 2000 d/dk'da toplam ısı kayıpları 3,0970 kW olduğuna göre oransal belirsizlik yüzden aşağıdaki gibi belirlenebilir:

$$\frac{w_{\dot{Q}_{\text{toplam}}}}{\dot{Q}_{\text{toplam}}} = \frac{0,0498 \text{ kW}}{3,0970 \text{ kW}} = \%1,6079$$

Burada toplam ısı kayıplarının oransal belirsizlinin yüksek çıkmasının nedeni yakıt enerjisinin, efektif motor gücünün ve eksoz ısısının belirsizliği toplam ısı kayıpları belirsizliğini etkilemiş olmasıdır.

2.5.7. Birinci Yasa Veriminin (Efektif Verim) Belirsizlik Analizi

Birinci yasa verimi aşağıdaki bağıntı ile belirlenmiştir:

$$\eta_q = \frac{N_e}{\dot{E}_{\text{yakıt}}}$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\eta_q = \eta_q(N_e, \dot{E}_{\text{yakıt}})$$

$$R = \eta_q$$

$$x_1 = N_e$$

$$x_2 = \dot{E}_{\text{yakıt}}$$

$$w_1 = w_{N_e}$$

$$w_2 = w_{\dot{E}_{\text{yakıt}}}$$

(2.41) ifadesine göre:

$$w_{\eta_I} = \left[\left(\frac{\partial \eta_I}{\partial N_e} w_{N_e} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_I}{\partial \dot{E}_{yakıt}} w_{\dot{E}_{yakıt}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.59)$$

yazılır.

$$\frac{\partial \eta_I}{\partial N_e} = \frac{1}{\dot{E}_{yakıt}}$$

$$\frac{\partial \eta_I}{\partial \dot{E}_{yakıt}} = -\frac{N_e}{\dot{E}_{yakıt}^2}$$

kısmı türev ifadelerinin eşitlikleri (2.59)'da yerine yazılarak aşağıdaki (2.60) ifadesi elde edilir:

$$w_{\eta_I} = \left[\left(\frac{1}{\dot{E}_{yakıt}} w_{N_e} \right)^2 + \left(-\frac{N_e}{\dot{E}_{yakıt}^2} w_{\dot{E}_{yakıt}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.60)$$

(2.60) ifadesinin her terimi η_I 'e bölünürse:

$$\frac{w_{\eta_I}}{\eta_I} = \left[\left(\frac{w_{N_e}}{N_e} \right)^2 + \left(-\frac{w_{\dot{E}_{yakıt}}}{\dot{E}_{yakıt}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.61)$$

olarak yazılır. $w_{N_e} = 0,0346$ kW, $w_{\dot{E}_{yakıt}} = 0,0072$ kW, $N_e = 5,0073$ kW ve $\dot{E}_{yakıt} = 12,7163$ kW olarak hesaplanmıştı. Bu değerler (2.61)'de yerine yazılırsa birinci yasa verimi için oransal belirsizlik yüzde cinsinden %0,6929 olarak bulunur.

2.5.8. Yakıt Ekserjisinin Belirsizlik Analizi

Yakıt ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanmıştır:

$$\dot{E}x_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} ex_{Kim,yakıt}^0 = \dot{m}_{yakıt} \varphi H_u = \varphi \dot{E}_{yakıt}$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{E}x_{yakıt} = \dot{E}x_{yakıt}(\dot{E}_{yakıt})$$

$$R = \dot{E}x_{yakıt}$$

$$x_1 = \dot{E}_{yakıt}$$

$$w_1 = w_{\dot{E}_{yakıt}}$$

(2.41) ifadesine göre:

$$w_{\dot{E}x_{yakıt}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{E}x_{yakıt}}{\partial \dot{E}y_{yakıt}} w_{\dot{E}y_{yakıt}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.62)$$

yazılır.

$$\frac{\partial \dot{E}x_{yakıt}}{\partial \dot{E}y_{yakıt}} = \varphi$$

(2.62)'de kısmi türev ifadesinin yerine eşitliği yazılırsa:

$$w_{\dot{E}x_{yakıt}} = \left[\left(\varphi w_{\dot{E}y_{yakıt}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.63)$$

elde edilir. $w_{\dot{E}y_{yakıt}} = 0,0072 \text{ kW}$ ve $\varphi = 1,0656$ olarak hesaplanmıştır. Bu değerler (2.63)'te yerine yazıldığında yakıt ekserjisinin belirsizliği; $w_{\dot{E}x_{yakıt}} = 0,0077 \text{ kW}$ olarak belirlenir. 2000 d/dk'da yakıt ekserjisi 13,5505 kW olarak hesaplanmıştır. Bu durumda yakıt ekserjisinin oransal belirsizliği yüzde cinsinden aşağıdaki gibi belirlenir:

$$\frac{w_{\dot{E}x_{yakıt}}}{\dot{E}x_{yakıt}} = \frac{0,0077 \text{ kW}}{13,5505 \text{ kW}} = \%0,0566$$

2.5.9. Eksoz Ekserjisinin Belirsizlik Analizi

Eksoz ekserjisi,

$$\dot{E}x_{eksoz} = \sum_{i=1}^4 \frac{\dot{m}_i}{\mu_i} (\bar{e}x_{TM,i} + \bar{e}x_{Kim,i})$$

şeklindeki (2.25) bağıntısı ile hesaplanır. Bu bağıntı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{E}x_{eksoz} = \dot{E}x_{CO_2} + \dot{E}x_{H_2O} + \dot{E}x_{O_2} + \dot{E}x_{N_2} \quad (2.64)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{E}x_{eksoz} = \dot{E}x_{eksoz}(\dot{E}x_{CO_2}, \dot{E}x_{H_2O}, \dot{E}x_{O_2}, \dot{E}x_{N_2})$$

$$R = \dot{E}x_{eksoz}$$

$$x_1 = \dot{E}x_{CO_2}$$

$$x_2 = \dot{E}x_{H_2O}$$

$$x_3 = \dot{E}x_{O_2}$$

$$x_4 = \dot{E}x_{N_2}$$

$$w_1 = w_{\dot{E}x_{CO_2}}$$

$$w_2 = w_{\dot{E}x_{H_2O}}$$

$$w_3 = w_{\dot{E}x_{O_2}}$$

$$w_4 = w_{\dot{E}x_{N_2}}$$

(2.41) ifadesine göre:

$$w_{\dot{E}x_{eksoz}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{E}x_{eksoz}}{\partial \dot{E}x_{CO_2}} w_{\dot{E}x_{CO_2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{eksoz}}{\partial \dot{E}x_{H_2O}} w_{\dot{E}x_{H_2O}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{eksoz}}{\partial \dot{E}x_{O_2}} w_{\dot{E}x_{O_2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{eksoz}}{\partial \dot{E}x_{N_2}} w_{\dot{E}x_{N_2}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.65)$$

yazılır.

$$\frac{\partial \dot{E}x_{eksoz}}{\partial \dot{E}x_{CO_2}} = 1$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{eksoz}}{\partial \dot{E}x_{H_2O}} = 1$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{eksoz}}{\partial \dot{E}x_{O_2}} = 1$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{eksoz}}{\partial \dot{E}x_{N_2}} = 1$$

elde edilir. Bu durumda (2.65) ifadesi aşağıdaki gibi yazılır:

$$w_{\dot{E}x_{eksoz}} = \left[\left(w_{\dot{E}x_{CO_2}} \right)^2 + \left(w_{\dot{E}x_{H_2O}} \right)^2 + \left(w_{\dot{E}x_{O_2}} \right)^2 + \left(w_{\dot{E}x_{N_2}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.66)$$

(2.66) eşitliğine göre eksoz ekserjisinin belirsizliğini hesaplayabilmek için öncelikle her bir ürünün toplam ekserjisinin belirsizliği hesaplanmalıdır.

Kısmı türev ifadelerinin karmaşık bir hal almasını önlemek amacıyla yanma ürünlerinin belirsizliği hesaplanırken hava fazlalık katsayısının belirsizliği dikkate alınmamıştır.

- $w_{\dot{E}x_{CO_2}}$ 'nin Belirlenmesi:

CO_2 'nin toplam ekserjisi aşağıdaki ifade ile hesaplanır:

$$\dot{E}x_{CO_2} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} (\bar{e}x_{TM,CO_2} + \bar{e}x_{Kim,CO_2}) \quad (2.67)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{E}x_{CO_2} = \dot{E}x_{CO_2}(\dot{m}_{CO_2}, \bar{e}x_{TM,CO_2}, \bar{e}x_{Kim,CO_2})$$

$$R = \dot{E}x_{CO_2}$$

$$x_1 = \dot{m}_{CO_2}$$

$$x_2 = \bar{e}x_{TM,CO_2}$$

$$x_3 = \bar{e}x_{Kim,CO_2}$$

$$w_1 = w_{\dot{m}_{CO_2}}$$

$$w_2 = w_{\bar{e}x_{TM,CO_2}}$$

$$w_3 = w_{\bar{e}x_{Kim,CO_2}}$$

yukarıdaki terimler (2.41)'de yerine yazılırsa aşağıdaki (2.68) bağıntısı elde edilir:

$$w_{\dot{E}x_{CO_2}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{E}x_{CO_2} \cdot w_{\dot{m}_{CO_2}}}{\partial \dot{m}_{CO_2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{CO_2} \cdot w_{\bar{e}x_{TM,CO_2}}}{\partial \bar{e}x_{TM,CO_2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{CO_2} \cdot w_{\bar{e}x_{Kim,CO_2}}}{\partial \bar{e}x_{Kim,CO_2}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.68)$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{CO_2}}{\partial \dot{m}_{CO_2}} = \frac{(\bar{e}x_{TM,CO_2} + \bar{e}x_{Kim,CO_2})}{\mu_{CO_2}}$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{CO_2}}{\partial \bar{e}x_{TM,CO_2}} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\mu_{CO_2}}$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{CO_2}}{\partial \bar{e}x_{Kim,CO_2}} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\mu_{CO_2}}$$

kısmı türev ifadelerinin eşitlikleri (2.68)'de yerine yazılarak karbondioksitin toplam ekserjisinin belirsizliğini veren (2.69) ifadesi elde edilmiş olur.

$$W_{\dot{E}x_{CO_2}} = \left[\left(\frac{(\bar{e}^{x_{TM,CO_2}} + \bar{e}^{x_{Kim,CO_2}})}{\mu_{CO_2}} W_{\dot{m}_{CO_2}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} W_{\bar{e}^{x_{TM,CO_2}}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} W_{\bar{e}^{x_{Kim,CO_2}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.69)$$

CO₂'nin toplam ekserjisinin belirsizliğini hesaplayabilmek için öncelikle CO₂'nin kütleli debisinin belirsizliği, termomekaniksel ve kimyasal ekserjisinin belirsizliği hesaplanmalıdır. Hesaplanan bu değerler (2.69)'da yerine yazılarak CO₂'nin toplam ekserjisinin belirsizliği bulunur.

CO₂'nin kütleli debisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\dot{m}_{CO_2} = y_{CO_2} \dot{m}_{eksoz} = \frac{m_{CO_2}}{m_{toplam}} (\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt}) 0,98 \quad (2.70)$$

Yukarıdaki eşitlik daha açık formda yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{44,011c \cdot (\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt}) \cdot 0,98}{44,011c + 9,008h + 320_{\min}(\alpha - 1) + 105,3849\alpha O_{\min}} \quad (2.71)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{CO_2}(\dot{m}_{hava}, \dot{m}_{yakıt})$$

$$R = \dot{m}_{CO_2}$$

$$x_1 = \dot{m}_{hava}$$

$$x_2 = \dot{m}_{yakıt}$$

$$W_1 = W_{\dot{m}_{hava}}$$

$$W_2 = W_{\dot{m}_{yakıt}}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade elde edilir:

$$W_{\dot{m}_{CO_2}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{CO_2}}{\partial \dot{m}_{hava}} W_{\dot{m}_{hava}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{CO_2}}{\partial \dot{m}_{yakıt}} W_{\dot{m}_{yakıt}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.72)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{CO_2}}{\partial \dot{m}_{hava}} = \frac{43,1308c}{44,011c + 9,008h + 320_{\min}(\alpha - 1) + 105,3849\alpha O_{\min}}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{CO_2}}{\partial \dot{m}_{yakıt}} = \frac{43,1308c}{44,011c+9,008h+320_{\min}(\alpha-1)+105,3849\alpha O_{\min}}$$

$m_{\text{toplam}} = 3696,1695$ kg olarak belirlenmişti ve $c = 14,09$ 'dur. Bu durumda yukarıda ki kısmı türev ifadeleri bir birine eşittir ve sayısal değeri $0,1644$ 'tür. $w_{\dot{m}_{\text{hava}}} = 1,7566 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ ve $w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} = 1,6758 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ olarak bulunmuştu. Bu sayısal değerler (2.72)'de yerine yazıldığında CO_2 'nin kütleli debisinin belirsizliği:

$$w_{\dot{m}_{CO_2}} = 2,9194 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

olarak belirlenir.

CO_2 'nin termomekaniksel ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\bar{e}_{x_{TM,CO_2}} = [\bar{h}_{CO_2}(T) - \bar{h}_{CO_2}(T_0)] - T_0[\bar{s}_{CO_2}(T) - \bar{s}_{CO_2}(T_0)] \quad (2.73)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\bar{e}_{x_{TM,CO_2}} = \bar{e}_{x_{TM,CO_2}}(T_0)$$

$$R = \bar{e}_{x_{TM,CO_2}}$$

$$x_1 = T_0$$

$$w_1 = w_{T_0}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade elde edilir:

$$w_{\bar{e}_{x_{TM,CO_2}}} = \left[\left(\frac{\partial \bar{e}_{x_{TM,CO_2}}}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.74)$$

$$\frac{\partial \bar{e}_{x_{TM,CO_2}}}{\partial T_0} = -[\bar{s}_{CO_2}(T) - \bar{s}_{CO_2}(T_0)]$$

kısmı türev ifadesi (2.74)'te yerine yazılarak (2.75) ifadesi elde edilir.

$$w_{\bar{e}_{x_{TM,CO_2}}} = \left\{ \left[-(\bar{s}_{CO_2}(T) - \bar{s}_{CO_2}(T_0)) w_{T_0} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (2.75)$$

Örnek enerji ve ekserji hesabı kısmında karbondioksitin entropi değişimi $38,6176 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}}$

olarak belirlenmişti. $w_{T_0} = 27,415$ K olduğuna göre (2.75) ifadesinden:

$$w_{\bar{e}_{x_{TM,CO_2}}} = 1058,7015 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

bulunur.

Karbondioksitin kimyasal ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2} = (x_{\text{CO}_2} \bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2}^0 + \bar{R}T_0 x_{\text{CO}_2} \ln x_{\text{CO}_2}) \quad (2.76)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2} = \bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2}(T_0)$$

$$R = \bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2}$$

$$x_1 = T_0$$

$$w_1 = w_{T_0}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade yazılır:

$$w_{\bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2}} = \left[\left(\frac{\partial \bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2}}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.77)$$

$$\frac{\partial \bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2}}{\partial T_0} = \bar{R} x_{\text{CO}_2} \ln x_{\text{CO}_2}$$

kısmı türev ifadesinin eşiti (2.77)'de yerine yazılarak aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$w_{\bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2}} = \left[(\bar{R} x_{\text{CO}_2} \ln x_{\text{CO}_2} w_{T_0})^2 \right]^{1/2} \quad (2.78)$$

Örnek enerji ve ekserji analizi hesapları kısmında karbondioksitin molar oranı 0,1104 olarak belirlenmişti. $w_{T_0} = 27,415$ K olduğuna göre (2.78) ifadesinden:

$$w_{\bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2}} = 55,003 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

bulunur. Hesaplanan $w_{\dot{m}_{\text{CO}_2}}$, $w_{\bar{e}x_{\text{TM,CO}_2}}$ ve $w_{\bar{e}x_{\text{Kim,CO}_2}}$ değerleri ile diğer ilgili değerler (2.69)'da yerine yazıldığında karbondioksitin toplam ekserjisinin boyutlu belirsizliği:

$$w_{\dot{E}x_{\text{CO}_2}} = 0,0225 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

- **$w_{\dot{E}x_{\text{H}_2\text{O}}}$ 'nin Belirlenmesi**

H_2O 'nun toplam ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\dot{E}x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}}{\mu_{\text{H}_2\text{O}}} (\bar{e}x_{\text{TM,H}_2\text{O}} + \bar{e}x_{\text{Kim,H}_2\text{O}}) \quad (2.79)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{E}x_{H_2O} = \dot{E}x_{H_2O}(\dot{m}_{H_2O}, \bar{e}x_{TM,H_2O}, \bar{e}x_{Kim,H_2O})$$

$$R = \dot{E}x_{H_2O}$$

$$x_1 = \dot{m}_{H_2O}$$

$$x_2 = \bar{e}x_{TM,H_2O}$$

$$x_3 = \bar{e}x_{Kim,H_2O}$$

$$w_1 = w_{\dot{m}_{H_2O}}$$

$$w_2 = w_{\bar{e}x_{TM,H_2O}}$$

$$w_3 = w_{\bar{e}x_{Kim,H_2O}}$$

yukarıdaki terimler (2.41)'de yerine yazılırsa aşağıdaki (2.80) bağıntısı elde edilir:

$$w_{\dot{E}x_{H_2O}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{E}x_{H_2O}}{\partial \dot{m}_{H_2O}} w_{\dot{m}_{H_2O}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{H_2O}}{\partial \bar{e}x_{TM,H_2O}} w_{\bar{e}x_{TM,H_2O}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{H_2O}}{\partial \bar{e}x_{Kim,H_2O}} w_{\bar{e}x_{Kim,H_2O}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.80)$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{H_2O}}{\partial \dot{m}_{H_2O}} = \frac{(\bar{e}x_{TM,H_2O} + \bar{e}x_{Kim,H_2O})}{\mu_{H_2O}}$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{H_2O}}{\partial \bar{e}x_{TM,H_2O}} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\mu_{H_2O}}$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{H_2O}}{\partial \bar{e}x_{Kim,H_2O}} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\mu_{H_2O}}$$

kısmı türev ifadelerinin eşitlikleri (2.80)'de yerine yazılarak H_2O 'nun toplam ekserjisinin belirsizliğini veren (2.81) ifadesi elde edilmiş olur.

$$w_{\dot{E}x_{H_2O}} = \left[\left(\frac{(\bar{e}x_{TM,H_2O} + \bar{e}x_{Kim,H_2O})}{\mu_{H_2O}} w_{\dot{m}_{H_2O}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} w_{\bar{e}x_{TM,H_2O}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} w_{\bar{e}x_{Kim,H_2O}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.81)$$

H_2O 'nun toplam ekserjisinin belirsizliğini hesaplayabilmek için öncelikle H_2O 'nun kütleel debisinin belirsizliği, termomekaniksel ve kimyasal ekserjisinin belirsizliği hesaplanmalıdır.

Hesaplanan bu değerler (2.81)'de yerine yazılarak H₂O'nun toplam ekserjisinin belirsizliği bulunur.

H₂O'nun kütleli debisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\dot{m}_{H_2O} = y_{H_2O} \dot{m}_{eksoz} = \frac{m_{H_2O}}{m_{toplam}} (\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt}) 0,98 \quad (2.82)$$

Yukarıdaki eşitlik daha açık formda yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{9,008h (\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt}) 0,98}{44,011c + 9,008h + 320_{\min}(\alpha - 1) + 105,3849\alpha O_{\min}} \quad (2.83)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O}(\dot{m}_{hava}, \dot{m}_{yakıt})$$

$$R = \dot{m}_{H_2O}$$

$$x_1 = \dot{m}_{hava}$$

$$x_2 = \dot{m}_{yakıt}$$

$$w_1 = w_{\dot{m}_{hava}}$$

$$w_2 = w_{\dot{m}_{yakıt}}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade elde edilir:

$$w_{\dot{m}_{H_2O}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{H_2O}}{\partial \dot{m}_{hava}} w_{\dot{m}_{hava}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{H_2O}}{\partial \dot{m}_{yakıt}} w_{\dot{m}_{yakıt}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.84)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{H_2O}}{\partial \dot{m}_{hava}} = \frac{8,8278h}{44,011c + 9,008h + 320_{\min}(\alpha - 1) + 105,3849\alpha O_{\min}}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{H_2O}}{\partial \dot{m}_{yakıt}} = \frac{8,8278h}{44,011c + 9,008h + 320_{\min}(\alpha - 1) + 105,3849\alpha O_{\min}}$$

$m_{toplam} = 3696,1695$ kg olarak belirlenmişti ve $c = 24,78$ 'dir. Bu durumda yukarıdaki kısmı

türev ifadeleri bir birine eşittir ve sayısal değeri $0,0592$ 'dir. $w_{\dot{m}_{hava}} = 1,7566 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{s}$ ve

$w_{\dot{m}_{yakıt}} = 1,6758 \cdot 10^{-7} \frac{kg}{s}$ olarak bulunmuştu. Bu sayısal değerler (2.84)'te yerine

yazıldığında H₂O'nun kütleli debisinin boyutlu belirsizliği:

$$w_{\dot{m}_{H_2O}} = 1,0502 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{s}$$

olarak belirlenir.

H₂O'nun termomekaniksel ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\bar{e}x_{TM,H_2O} = [\bar{h}_{H_2O}(T) - \bar{h}_{H_2O}(T_0)] - T_0[\bar{s}_{H_2O}(T) - \bar{s}_{H_2O}(T_0)] \quad (2.85)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler;

$$\bar{e}x_{TM,H_2O} = \bar{e}x_{TM,H_2O}(T_0)$$

$$R = \bar{e}x_{TM,H_2O}$$

$$x_1 = T_0$$

$$w_1 = w_{T_0}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade elde edilir:

$$w_{\bar{e}x_{TM,H_2O}} = \left[\left(\frac{\partial \bar{e}x_{TM,H_2O}}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.86)$$

$$\frac{\partial \bar{e}x_{TM,H_2O}}{\partial T_0} = -[\bar{s}_{H_2O}(T) - \bar{s}_{H_2O}(T_0)]$$

kısmı türev ifadesinin eşi (2.86)'da yerine yazılarak (2.87) ifadesi elde edilir.

$$w_{\bar{e}x_{TM,H_2O}} = \left\{ \left[-(\bar{s}_{H_2O}(T) - \bar{s}_{H_2O}(T_0)) w_{T_0} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (2.87)$$

Örnek enerji ve ekserji hesabı kısmında H₂O'nun entropi değişimi $31,7454 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$ olarak belirlenmişti. $w_{T_0} = 27,415 \text{ K}$ olduğuna göre (2.87) ifadesinden:

$$w_{\bar{e}x_{TM,H_2O}} = 870,3001 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

bulunur.

H₂O'nun kimyasal ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\bar{e}x_{Kim,H_2O} = (x_{H_2O} \bar{e}x_{Kim,H_2O}^0 + \bar{R}T_0 x_{H_2O} \ln x_{H_2O}) \quad (2.88)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler;

$$\bar{e}x_{Kim,H_2O} = \bar{e}x_{Kim,H_2O}(T_0)$$

$$R = \bar{e}x_{Kim,H_2O}$$

$$x_1 = T_0$$

$$w_1 = w_{T_0}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade yazılır:

$$w_{\bar{e}x_{\text{Kim},\text{H}_2\text{O}}} = \left[\left(\frac{\partial \bar{e}x_{\text{Kim},\text{H}_2\text{O}}}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.89)$$

$$\frac{\partial \bar{e}x_{\text{Kim},\text{H}_2\text{O}}}{\partial T_0} = \bar{R} x_{\text{H}_2\text{O}} \ln x_{\text{H}_2\text{O}}$$

kısmı türev ifadesinin eşiti (2.89)'da yerine yazılarak aşağıdaki ifade elde edilir:

$$w_{\bar{e}x_{\text{Kim},\text{H}_2\text{O}}} = \left[\left(\bar{R} x_{\text{H}_2\text{O}} \ln x_{\text{H}_2\text{O}} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.90)$$

Örnek enerji ve ekserji analizi kısmında H_2O 'nun molar oranı 0,0971 olarak belirlenmişti.

$w_{T_0} = 27,415 \text{ K}$ olduğuna göre (2.90) ifadesinden:

$$w_{\bar{e}x_{\text{Kim},\text{H}_2\text{O}}} = 51,6118 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

bulunur. Hesaplanan $w_{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}}$, $w_{\bar{e}x_{\text{TM},\text{H}_2\text{O}}}$ ve $w_{\bar{e}x_{\text{Kim},\text{H}_2\text{O}}}$ değerleri ile diğer ilgili değerler (2.81)'de yerine yazıldığında H_2O 'nun toplam ekserjisinin boyutlu belirsizliği:

$$w_{\dot{E}x_{\text{H}_2\text{O}}} = 0,0163 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

- **$w_{\dot{E}x_{\text{O}_2}}$ 'nin Belirlenmesi**

O_2 'nin toplam ekserjisi aşağıdaki ifade ile hesaplanır:

$$\dot{E}x_{\text{O}_2} = \frac{\dot{m}_{\text{O}_2}}{\mu_{\text{O}_2}} (\bar{e}x_{\text{TM},\text{O}_2} + \bar{e}x_{\text{Kim},\text{O}_2}) \quad (2.91)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{E}x_{\text{O}_2} = \dot{E}x_{\text{O}_2} (\dot{m}_{\text{O}_2}, \bar{e}x_{\text{TM},\text{O}_2}, \bar{e}x_{\text{Kim},\text{O}_2})$$

$$R = \dot{E}x_{\text{O}_2}$$

$$x_1 = \dot{m}_{\text{O}_2}$$

$$x_2 = \bar{e}x_{\text{TM},\text{O}_2}$$

$$x_3 = \bar{e}x_{\text{Kim},O_2}$$

$$w_1 = w_{\dot{m}_{O_2}}$$

$$w_2 = w_{\bar{e}x_{\text{TM},O_2}}$$

$$w_3 = w_{\bar{e}x_{\text{Kim},O_2}}$$

yukarıdaki terimler (2.41)'e göre yazılırsa aşağıdaki (2.92) bağıntısı elde edilir:

$$w_{\dot{E}x_{O_2}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{E}x_{O_2}}{\partial \dot{m}_{O_2}} w_{\dot{m}_{O_2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{O_2}}{\partial \bar{e}x_{\text{TM},O_2}} w_{\bar{e}x_{\text{TM},O_2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{O_2}}{\partial \bar{e}x_{\text{Kim},O_2}} w_{\bar{e}x_{\text{Kim},O_2}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.92)$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{O_2}}{\partial \dot{m}_{O_2}} = \frac{(\bar{e}x_{\text{TM},O_2} + \bar{e}x_{\text{Kim},O_2})}{\mu_{O_2}}$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{O_2}}{\partial \bar{e}x_{\text{TM},O_2}} = \frac{\dot{m}_{O_2}}{\mu_{O_2}}$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{O_2}}{\partial \bar{e}x_{\text{Kim},O_2}} = \frac{\dot{m}_{O_2}}{\mu_{O_2}}$$

kısmı türev ifadelerinin eşitlikleri (2.92)'de yerine yazılarak oksijenin toplam ekserjisinin belirsizliğini veren (2.93) ifadesi elde edilmiş olur.

$$w_{\dot{E}x_{O_2}} = \left[\left(\frac{(\bar{e}x_{\text{TM},O_2} + \bar{e}x_{\text{Kim},O_2})}{\mu_{O_2}} w_{\dot{m}_{O_2}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{O_2}}{\mu_{O_2}} w_{\bar{e}x_{\text{TM},O_2}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{O_2}}{\mu_{O_2}} w_{\bar{e}x_{\text{Kim},O_2}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.93)$$

O_2 'nin toplam ekserjisinin belirsizliğini hesaplayabilmek için öncelikle O_2 'nin kütleel debisinin belirsizliği, termomekaniksel ve kimyasal ekserjisinin belirsizliği hesaplanmalıdır. Hesaplanan bu değerler (2.93)'te yerine yazılarak oksijenin toplam ekserjisinin belirsizliği bulunur.

Oksijenin kütleel debisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\dot{m}_{O_2} = y_{O_2} \dot{m}_{\text{eksoz}} = \frac{m_{O_2}}{m_{\text{toplam}}} (\dot{m}_{\text{hava}} + \dot{m}_{\text{yakıt}}) 0,98 \quad (2.94)$$

Yukarıdaki eşitlik daha açık formda yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\dot{m}_{O_2} = \frac{32O_{\min}(\alpha-1)(\dot{m}_{\text{hava}} + \dot{m}_{\text{yakıt}})0,98}{44,011c+9,008h+32O_{\min}(\alpha-1)+105,3849\alpha O_{\min}} \quad (2.95)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{m}_{O_2} = \dot{m}_{O_2}(\dot{m}_{\text{hava}}, \dot{m}_{\text{yakıt}})$$

$$R = \dot{m}_{O_2}$$

$$x_1 = \dot{m}_{\text{hava}}$$

$$x_2 = \dot{m}_{\text{yakıt}}$$

$$w_1 = w_{\dot{m}_{\text{hava}}}$$

$$w_2 = w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade elde edilir:

$$w_{\dot{m}_{O_2}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{O_2}}{\partial \dot{m}_{\text{hava}}} w_{\dot{m}_{\text{hava}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{O_2}}{\partial \dot{m}_{\text{yakıt}}} w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.96)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{O_2}}{\partial \dot{m}_{\text{hava}}} = \frac{31,360_{\min}(\alpha-1)}{44,011c+9,008h+32O_{\min}(\alpha-1)+105,3849\alpha O_{\min}}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{O_2}}{\partial \dot{m}_{\text{yakıt}}} = \frac{31,360_{\min}(\alpha-1)}{44,011c+9,008h+32O_{\min}(\alpha-1)+105,3849\alpha O_{\min}}$$

$m_{\text{toplam}} = 3696,1695$ kg, $O_{\min} = 20,2850$ ve $\alpha = 1,2566$ olarak hesaplanmıştır. Bu durumda yukarıdaki kısmi türev ifadeleri bir birine eşittir ve sayısal değeri 0,0442'dir. $w_{\dot{m}_{\text{hava}}} = 1,7566 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ ve $w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} = 1,6758 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ olarak bulunmuştur. Bu sayısal değerler (2.96)'da yerine yazıldığında O_2 'nin kütleli debisinin boyutlu belirsizliği:

$$w_{\dot{m}_{O_2}} = 7,8436 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

olarak belirlenir.

Oksijenin termomekaniksel ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\bar{e}_{x_{TM,O_2}} = [\bar{h}_{O_2}(T) - \bar{h}_{O_2}(T_0)] - T_0[\bar{s}_{O_2}(T) - \bar{s}_{O_2}(T_0)] \quad (2.97)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler;

$$\bar{e}_{x_{TM,O_2}} = \bar{e}_{x_{TM,O_2}}(T_0)$$

$$R = \bar{e}_{x_{TM,O_2}}$$

$$x_1 = T_0$$

$$w_1 = w_{T_0}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade elde edilir:

$$w_{\bar{e}x_{TM,O_2}} = \left[\left(\frac{\partial \bar{e}x_{TM,O_2}}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.98)$$

$$\frac{\partial \bar{e}x_{TM,O_2}}{\partial T_0} = -[\bar{s}_{O_2}(T) - \bar{s}_{O_2}(T_0)]$$

kısmı türev ifadesinin eşiti (2.98)'de yerine yazılarak (2.99) ifadesi elde edilir.

$$w_{\bar{e}x_{TM,O_2}} = \left\{ \left[-(\bar{s}_{O_2}(T) - \bar{s}_{O_2}(T_0)) w_{T_0} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (2.99)$$

Örnek enerji ve ekserji hesabı kısmında oksijenin entropi değişimi $27,4968 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol. K}}$ olarak belirlenmişti. $w_{T_0} = 27,415 \text{ K}$ olduğuna göre (2.99) ifadesinden:

$$w_{\bar{e}x_{TM,O_2}} = 753,8248 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

bulunur.

Oksijenin kimyasal ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\bar{e}x_{\text{Kim},O_2} = (x_{O_2} \bar{e}x_{\text{Kim},O_2}^0 + \bar{R}T_0 x_{O_2} \ln x_{O_2}) \quad (2.100)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler;

$$\bar{e}x_{\text{Kim},O_2} = \bar{e}x_{\text{Kim},O_2}(T_0)$$

$$R = \bar{e}x_{\text{Kim},O_2}$$

$$x_1 = T_0$$

$$w_1 = w_{T_0}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade yazılır:

$$w_{\bar{e}x_{\text{Kim},O_2}} = \left[\left(\frac{\partial \bar{e}x_{\text{Kim},O_2}}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.101)$$

$$\frac{\partial \bar{e}x_{\text{Kim},O_2}}{\partial T_0} = \bar{R} x_{O_2} \ln(x_{O_2})$$

kısmı türev ifadesinin eşiti (2.101)'de yerine yazılarak aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$w_{\bar{e}_{x_{\text{Kim},O_2}}} = \left[\left(\bar{R} x_{O_2} \ln(x_{O_2}) w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.102)$$

Örnek enerji ve ekserji analizi kısmında oksijenin molar oranı 0,0408 olarak belirlenmişti.

$w_{T_0} = 27,415$ K olduğuna göre (2.102) ifadesinden:

$$w_{\bar{e}_{x_{\text{Kim},O_2}}} = 29,7497 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

bulunur. Hesaplanan $w_{\dot{m}_{O_2}}$, $w_{\bar{e}_{x_{\text{TM},O_2}}}$ ve $w_{\bar{e}_{x_{\text{Kim},O_2}}}$ değerleri ile diğer ilgili değerler (2.93)'te yerine yazıldığında oksijenin toplam ekserjisinin boyutlu belirsizliği:

$$w_{\dot{E}_{x_{O_2}}} = 0,0059 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

- **$w_{\dot{E}_{x_{N_2}}}$ 'nin Belirlenmesi**

N_2 'nin toplam ekserjisi aşağıdaki ifade ile hesaplanır:

$$\dot{E}_{x_{N_2}} = \frac{\dot{m}_{N_2}}{\mu_{N_2}} (\bar{e}_{x_{\text{TM},N_2}} + \bar{e}_{x_{\text{Kim},N_2}}) \quad (2.103)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{E}_{x_{N_2}} = \dot{E}_{x_{N_2}} (\dot{m}_{N_2}, \bar{e}_{x_{\text{TM},N_2}}, \bar{e}_{x_{\text{Kim},N_2}})$$

$$R = \dot{E}_{x_{N_2}}$$

$$x_1 = \dot{m}_{N_2}$$

$$x_2 = \bar{e}_{x_{\text{TM},N_2}}$$

$$x_3 = \bar{e}_{x_{\text{Kim},N_2}}$$

$$w_1 = w_{\dot{m}_{N_2}}$$

$$w_2 = w_{\bar{e}_{x_{\text{TM},N_2}}}$$

$$w_3 = w_{\bar{e}_{x_{\text{Kim},N_2}}}$$

yukarıdaki terimler (2.41)'e göre yazılırsa aşağıdaki (2.104) bağıntısı elde edilir:

$$w_{\dot{E}_{x_{N_2}}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{E}_{x_{N_2}}}{\partial \dot{m}_{N_2}} w_{\dot{m}_{N_2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}_{x_{N_2}}}{\partial \bar{e}_{x_{\text{TM},N_2}}} w_{\bar{e}_{x_{\text{TM},N_2}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}_{x_{N_2}}}{\partial \bar{e}_{x_{\text{Kim},N_2}}} w_{\bar{e}_{x_{\text{Kim},N_2}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.104)$$

$$\frac{\partial \dot{E}_{X_{N_2}}}{\partial \dot{m}_{N_2}} = \frac{(\bar{e}_{X_{TM,N_2}} + \bar{e}_{X_{Kim,N_2}})}{\mu_{N_2}}$$

$$\frac{\partial \dot{E}_{X_{N_2}}}{\partial \bar{e}_{X_{TM,N_2}}} = \frac{\dot{m}_{N_2}}{\mu_{N_2}}$$

$$\frac{\partial \dot{E}_{X_{N_2}}}{\partial \bar{e}_{X_{Kim,N_2}}} = \frac{\dot{m}_{N_2}}{\mu_{N_2}}$$

kısmı türev ifadelerinin eşitlikleri (2.104)'te yerine yazılarak oksijenin toplam ekserjisinin belirsizliğini veren (2.105) ifadesi elde edilir.

$$W_{\dot{E}_{X_{N_2}}} = \left[\left(\frac{(\bar{e}_{X_{TM,N_2}} + \bar{e}_{X_{Kim,N_2}})}{\mu_{N_2}} W_{\dot{m}_{N_2}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{N_2}}{\mu_{N_2}} W_{\bar{e}_{X_{TM,N_2}}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{N_2}}{\mu_{N_2}} W_{\bar{e}_{X_{Kim,N_2}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.105)$$

N_2 'nin toplam ekserjisinin belirsizliğini hesaplayabilmek için öncelikle N_2 'nin kütleel debisinin belirsizliği, termomekaniksel ve kimyasal ekserjisinin belirsizliği hesaplanmalıdır. Hesaplanan bu değerler (2.105)'te yerine yazılarak N_2 'nin toplam ekserjisinin belirsizliği bulunur.

N_2 'nin kütleel debisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\dot{m}_{N_2} = y_{N_2} \dot{m}_{eksoz} = \frac{m_{N_2}}{m_{toplam}} (\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt}) 0,98 \quad (2.106)$$

Yukarıdaki eşitlik daha açık formda yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\dot{m}_{N_2} = \frac{28,013 \cdot 3,762 \alpha_{O_{min}} (\dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt}) 0,98}{44,011c + 9,008h + 32O_{min}(\alpha - 1) + 105,3849\alpha O_{min}} \quad (2.107)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{m}_{N_2} = \dot{m}_{N_2}(\dot{m}_{hava}, \dot{m}_{yakıt})$$

$$R = \dot{m}_{N_2}$$

$$x_1 = \dot{m}_{hava}$$

$$x_2 = \dot{m}_{yakıt}$$

$$W_1 = W_{\dot{m}_{hava}}$$

$$w_2 = w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade elde edilir:

$$w_{\dot{m}_{N_2}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{N_2}}{\partial \dot{m}_{\text{hava}}} w_{\dot{m}_{\text{hava}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{N_2}}{\partial \dot{m}_{\text{yakıt}}} w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.108)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{N_2}}{\partial \dot{m}_{\text{hava}}} = \frac{103,2772 \alpha O_{\min}}{44,011c+9,008h+32O_{\min}(\alpha-1)+105,3849\alpha O_{\min}}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{N_2}}{\partial \dot{m}_{\text{yakıt}}} = \frac{103,2772 \alpha O_{\min}}{44,011c+9,008h+32O_{\min}(\alpha-1)+105,3849\alpha O_{\min}}$$

$m_{\text{toplam}} = 3696,1695 \text{ kg}$, $O_{\min} = 20,2850$ ve $\alpha = 1,2566$ olarak hesaplanmıştı. Bu durumda yukarıdaki kısmı türev ifadeleri bir birine eşittir ve sayısal değeri 0,7121'dir. $w_{\dot{m}_{\text{hava}}} = 1,7566 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ ve $w_{\dot{m}_{\text{yakıt}}} = 1,6758 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ olarak hesaplanmıştı. Bu sayısal değerler (2.108)'de yerine yazıldığında N_2 'nin kütleli debisinin boyutlu belirsizliği:

$$w_{\dot{m}_{N_2}} = 1,2644 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

olarak belirlenir.

N_2 'nin termomekaniksel ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\bar{e}_{x_{TM,N_2}} = [\bar{h}_{N_2}(T) - \bar{h}_{N_2}(T_0)] - T_0 [\bar{s}_{N_2}(T) - \bar{s}_{N_2}(T_0)] \quad (2.109)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler;

$$\bar{e}_{x_{TM,N_2}} = \bar{e}_{x_{TM,N_2}}(T_0)$$

$$R = \bar{e}_{x_{TM,N_2}}$$

$$x_1 = T_0$$

$$w_1 = w_{T_0}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade yazılır:

$$w_{\bar{e}_{x_{TM,N_2}}} = \left[\left(\frac{\partial \bar{e}_{x_{TM,N_2}}}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.110)$$

$$\frac{\partial \bar{e}_{x_{TM,N_2}}}{\partial T_0} = -[\bar{s}_{N_2}(T) - \bar{s}_{N_2}(T_0)]$$

kısmı türev ifadesinin eşiği (2.110)'da yerine yazılarak (2.111) ifadesi elde edilir.

$$w_{\bar{e}_{x_{TM,N_2}}} = \left\{ \left[- \left(\bar{s}_{N_2}(T) - \bar{s}_{N_2}(T_0) \right) w_{T_0} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (2.111)$$

Örnek enerji ve ekserji hesabı kısmında N_2 'nin entropi değişimi $26,3734 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol. K}}$ olarak belirlenmişti. $w_{T_0} = 27,415 \text{ K}$ olduğuna göre (2.111) ifadesinden:

$$w_{\bar{e}_{x_{TM,N_2}}} = 723,0268 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

bulunur.

N_2 'nin kimyasal ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$\bar{e}_{x_{Kim,N_2}} = \left(x_{N_2} \bar{e}_{x_{Kim,N_2}}^0 + \bar{R} T_0 x_{N_2} \ln x_{N_2} \right) \quad (2.112)$$

Belirsizlik analizi için ilgili terimler;

$$\bar{e}_{x_{Kim,N_2}} = \bar{e}_{x_{Kim,N_2}}(T_0)$$

$$R = \bar{e}_{x_{Kim,N_2}}$$

$$x_1 = T_0$$

$$w_1 = w_{T_0}$$

(2.41) bağıntısına göre aşağıdaki ifade yazılır:

$$w_{\bar{e}_{x_{Kim,N_2}}} = \left[\left(\frac{\partial \bar{e}_{x_{Kim,N_2}}}{\partial T_0} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.113)$$

$$\frac{\partial \bar{e}_{x_{Kim,N_2}}}{\partial T_0} = \bar{R} x_{N_2} \ln(x_{N_2})$$

kısmı türev ifadesinin eşiti (2.113)'te yerine yazılarak aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$w_{\bar{e}_{x_{Kim,N_2}}} = \left[\left(\bar{R} x_{N_2} \ln x_{N_2} w_{T_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.114)$$

Örnek enerji ve ekserji analizi kısmında N_2 'nin molar oranı 0,7516 olarak belirlenmişti.

$w_{T_0} = 27,415 \text{ K}$ olduğuna göre (2.114) ifadesinden:

$$w_{\bar{e}_{x_{Kim,N_2}}} = 48,9180 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

bulunur. Hesaplanan $w_{\dot{m}_{N_2}}$, $w_{\dot{E}x_{TM,N_2}}$ ve $w_{\dot{E}x_{Kim,N_2}}$ değerleri ile diğer ilgili değerler (2.105)'te yerine yazıldığında N_2 'nin toplam ekserjisinin boyutlu belirsizliği:

$w_{\dot{E}x_{N_2}} = 0,1035 \text{ kW}$ olarak bulunur.

Son olarak hesaplanan $w_{\dot{E}x_{CO_2}}$, $w_{\dot{E}x_{H_2O}}$, $w_{\dot{E}x_{O_2}}$ ve $w_{\dot{E}x_{N_2}}$ değerleri (2.66) ifadesinde yerine yazılarak eksoz ekserjisinin boyutlu belirsizliği aşağıdaki gibi belirlenir:

$$w_{\dot{E}x_{eksoz}} = [(0,0225 \text{ kW})^2 + (0,0163 \text{ kW})^2 + (0,0059 \text{ kW})^2 + (0,1035 \text{ kW})^2]^{1/2}$$

$$w_{\dot{E}x_{eksoz}} = 0,1074 \text{ kW}$$

olarak bulunur. 2000 d/dk eksoz ekserjisi; $\dot{E}x_{eksoz} = 1,0380 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır. Bu durumda eksoz ekserjisinin oransal belirsizliği yüzde cinsinden aşağıda görüldüğü gibi belirlenebilir:

$$\frac{w_{\dot{E}x_{eksoz}}}{\dot{E}x_{eksoz}} = \frac{0,1074 \text{ kW}}{1,0380 \text{ kW}} = \%10,3468$$

Sonuçtan görüldüğü gibi eksoz ekserjisinin oransal belirsizliği, %10,3468 olarak yüksek bir değer almıştır. Bunun nedeni, her bir yanma ürününün ekserjisinin belirsizliği hesaplanırken hava ve yakıt debilerinin belirsizliği işlemlerde tekrar etmesidir. Ayrıca 2000 d/dk'da eksoz ekserjisi yakıt ekserjisinin %7,6602'si kadardır. Bu noktadan bakıldığında oransal belirsizliğin yüzde cinsinden değeri kabul edilebilir bir değerdir.

2.5.10. Toplam Isı Kayıpları Ekserjisinin Belirsizlik Analizi

Toplam ısı kayıpları ekserjisi,

$$\dot{E}x_{Q_{toplam}} = \left(1 - \frac{T_o}{T_m}\right) \dot{Q}_{toplam}$$

şeklindeki (2.36) bağıntısı ile hesaplanır.

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{E}x_{Q_{toplam}} = \dot{E}x_{Q_{toplam}}(T_o, T_m, \dot{Q}_{toplam})$$

$$R = \dot{E}x_{Q_{toplam}}$$

$$x_1 = T_o$$

$$x_2 = T_m$$

$$x_3 = \dot{Q}_{toplam}$$

$$w_1 = w_{T_o}$$

$$w_2 = w_{T_m}$$

$$w_3 = w_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}$$

(2.41) ifadesine göre:

$$w_{\dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}}{\partial T_o} w_{T_o} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}}{\partial T_m} w_{T_m} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}}{\partial \dot{Q}_{\text{toplama}}} w_{\dot{Q}_{\text{toplama}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.115)$$

olarak yazılır.

$$\frac{\partial \dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}}{\partial T_o} = - \frac{\dot{Q}_{\text{toplama}}}{T_m}$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}}{\partial T_m} = \frac{\dot{Q}_{\text{toplama}} T_o}{T_m^2}$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}}{\partial \dot{Q}_{\text{toplama}}} = 1 - \frac{T_o}{T_m}$$

olarak belirlenir. Bu kısmı türev ifadelerinin eşitlikleri (2.115)'te yerine yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$w_{\dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}} = \left[\left(- \frac{\dot{Q}_{\text{toplama}}}{T_m} w_{T_o} \right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}_{\text{toplama}} T_o}{T_m^2} w_{T_m} \right)^2 + \left(\left(1 - \frac{T_o}{T_m} \right) w_{\dot{Q}_{\text{toplama}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.116)$$

2000 d/dk için $\dot{Q}_{\text{toplama}} = 3,0970 \text{ kW}$ ve $w_{\dot{Q}_{\text{toplama}}} = 0,0498 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır.

$T_o = 18,6^\circ\text{C}$ ve $T_m = 109,5^\circ\text{C}$ olarak ölçülmüştür. $w_{T_o} = w_{T_m} = 0,1^\circ\text{C}$ olduğuna göre (2.116) bağıntısından:

$$w_{\dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}} = 0,0414 \text{ kW}$$

olarak belirlenir. $\dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}} = 0,7357 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır. Bu durumda toplam ısı kayıpları ekserjisinin yüzde cinsinden oransal belirsizliği ise,

$$\frac{w_{\dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}}}{\dot{E}x_{\dot{Q}_{\text{toplama}}}} = \frac{0,0414 \text{ kW}}{0,7357 \text{ kW}} = \%5,6273$$

olarak belirlenir.

2.5.11. Ekserji Yıkımının Belirsizlik Analizi

Motorda gerçekleşen ekserji yıkımı,

$$\dot{E}x_{yıkım} = \dot{E}x_{yakıt} - \dot{E}x_{N_e} - \dot{E}x_{eksoz} - \dot{E}x_{Q_{toplam}}$$

şeklindeki (2.38) bağıntısından hesaplanır. Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\dot{E}x_{yıkım} = \dot{E}x_{yıkım} \left(\dot{E}x_{yakıt}, \dot{E}x_{N_e}, \dot{E}x_{eksoz}, \dot{E}x_{Q_{toplam}} \right)$$

$$R = \dot{E}x_{yıkım}$$

$$x_1 = \dot{E}x_{yakıt}$$

$$x_2 = \dot{E}x_{N_e}$$

$$x_3 = \dot{E}x_{eksoz}$$

$$x_4 = \dot{E}x_{Q_{toplam}}$$

$$w_1 = w_{\dot{E}x_{yakıt}}$$

$$w_2 = w_{\dot{E}x_{N_e}}$$

$$w_3 = w_{\dot{E}x_{eksoz}}$$

$$w_4 = w_{\dot{E}x_{Q_{toplam}}}$$

(2.41) ifadesine göre aşağıdaki (2.117) ifadesi yazılır.

$$w_{\dot{E}x_{yıkım}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{E}x_{yıkım}}{\partial \dot{E}x_{yakıt}} w_{\dot{E}x_{yakıt}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{yıkım}}{\partial \dot{E}x_{N_e}} w_{\dot{E}x_{N_e}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{yıkım}}{\partial \dot{E}x_{eksoz}} w_{\dot{E}x_{eksoz}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{yıkım}}{\partial \dot{E}x_{Q_{toplam}}} w_{\dot{E}x_{Q_{toplam}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.117)$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{yıkım}}{\partial \dot{E}x_{yakıt}} = 1$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{yıkım}}{\partial \dot{E}x_{N_e}} = -1$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{yıkım}}{\partial \dot{E}x_{eksoz}} = -1$$

$$\frac{\partial \dot{E}x_{yıkım}}{\partial \dot{E}x_{Q_{toplam}}} = -1$$

(2.117) bağıntısı kısmı türev ifadelerine göre düzenlenirse (2.118) bağıntısı elde edilir.

$$w_{\dot{E}x_{yıkım}} = \left[\left(w_{\dot{E}x_{yakıt}} \right)^2 + \left(-w_{\dot{E}x_{N_e}} \right)^2 + \left(-w_{\dot{E}x_{eksoz}} \right)^2 + \left(-w_{\dot{E}x_{Q_{toplam}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.118)$$

$w_{\dot{E}x_{yakıt}} = 0,0077 \text{ kW}$, $w_{\dot{E}x_{N_e}} = 0,0346 \text{ kW}$, $w_{\dot{E}x_{eksoz}} = 0,1074 \text{ kW}$ ve $w_{\dot{E}x_{Q_{toplam}}} = 0,0414 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştı. (2.118) ifadesine göre ekserji yıkımının boyutlu belirsizliği:

$$w_{\dot{E}x_{yıkım}} = 0,1204 \text{ kW}$$

olarak belirlenir. 2000 d/dk'da motorda gerçekleşen ekserji yıkımı; $\dot{E}x_{yıkım} = 6,7695 \text{ kW}$ olduğuna göre ekserji yıkımının yüzde cinsinden oransal belirsizliği:

$$\frac{w_{\dot{E}x_{yıkım}}}{\dot{E}x_{yıkım}} = \frac{0,1204 \text{ kW}}{6,7695 \text{ kW}} = \%1.7786$$

olarak hesaplanır.

2.5.12. İkinci Yasa Veriminin (Ekserji Verimi) Belirsizlik Analizi

Motorun ikinci yasa verimi,

$$\eta_{II} = \frac{N_e}{\dot{E}x_{yakıt}}$$

şeklindeki (2.39) bağıntısından hesaplanır.

Belirsizlik analizi için ilgili terimler:

$$\eta_{II} = \eta_{II}(N_e, \dot{E}x_{yakıt})$$

$$R = \eta_{II}$$

$$x_1 = N_e$$

$$x_2 = \dot{E}x_{yakıt}$$

$$w_1 = w_{N_e}$$

$$w_2 = w_{\dot{E}x_{yakıt}}$$

(2.41) ifadesine göre aşağıdaki (2.119) ifadesi yazılır.

$$w_{\eta_{II}} = \left[\left(\frac{\partial \eta_{II}}{\partial N_e} w_{N_e} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{II}}{\partial \dot{E}x_{yakıt}} w_{\dot{E}x_{yakıt}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.119)$$

$$\frac{\partial \eta_{II}}{\partial N_e} = \frac{1}{\dot{E}x_{yakıt}}$$

$$\frac{\partial \eta_{II}}{\partial \dot{E}x_{yakıt}} = -\frac{N_e}{\dot{E}x_{yakıt}^2}$$

(2.119)'da kısmi türev ifadelerinin eşitlikleri yerine yazılır ve eşitliğin her iki tarafı η_{II} 'ye bölünürse ekserji veriminin oransal belirsizliğini veren (2.120) ifadesi elde edilir.

$$\frac{w_{\eta_{II}}}{\eta_{II}} = \left[\left(\frac{w_{N_e}}{N_e} \right)^2 + \left(-\frac{w_{\dot{E}x_{yakıt}}}{\dot{E}x_{yakıt}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.120)$$

$w_{N_e} = 0,0346kW$ ve $w_{\dot{E}x_{yakıt}} = 0,0076kW$ olarak hesaplanmıştır. $N_e = 5,0073kW$ ve $\dot{E}x_{yakıt} = 13,5505 kW$ olduğuna göre (2.120)'den ikinci yasa verimi için oransal belirsizlik yüzde cinsinden %0,6932 olarak bulunur.

Aynı yöntem ile diğer devir sayılarında ve diğer test yakıtlarının kullanılması durumunda, enerji ve ekserji bileşenlerinin belirsizliği, yazılan bir Matlab programı yardımıyla hesaplanmıştır. Hesaplanan belirsizlikler Ek Tablo 1-12'de verilmiştir.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, tam gaz ve değişik devir sayılarında gerçekleştirilen motor deneylerinden sağlanan veriler kullanılarak yapılan enerji ve ekserji analizinden elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmaktadır. Burada, enerji ve ekserji analizinden elde edilen sonuçlar ayrı başlıklar halinde irdelenmektedir. Ayrıca bazı enerji ve ekserji bileşenlerinin karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimleri de ayrı bir başlık altında tartışılmaktadır.

3.1. Enerji Analizi Sonuçlarının İrdelenmesi

Şekil 3.1’de birim zamanda motora giren yakıt enerjisinin kullanılan yakıt türüne ve devir sayısına göre değişimi verilmiştir. Şekil incelendiğinde motora giren yakıt enerjisindeki artışa bağlı olarak devir sayısı artmakta ve tüm devirlerde yakıtların yakıt enerjileri bir birine yakın değerler aldığı görülmektedir. Yakıt enerjisi yakıtın ısı değeri ile doğru orantılıdır. Dizel yakıtının ısı değeri karışım yakıtlarına göre yüksek olduğundan dizel yakıtı kullanılması durumunda motora giren yakıt enerjisi bütün devirlerde daha yüksek olmuştur. Ancak karışım yakıtlarının ısı değeri düşük olmasına rağmen yüksek yoğunlukları nedeni ile motora kütle bazda daha fazla yakıtın girmesi sonucu yakıt enerjisi artmış ve dizel yakıtına kıyasla, yakın yakıt enerjisi değerleri elde edilmiştir. Örneğin, 2000 d/dk’da dizel yakıtı, B10, B20 ve B50 karışım yakıtının kullanılması ile birim zamanda motora giren yakıt enerjisi sırasıyla 13,5505 kW, 13,0358 kW, 13,1129 kW ve 12,9639 kW olmaktadır. B10, B20 ve B50 karışım yakıtı kullanımı ile dizel yakıtına göre birim zamanda motora giren yakıt enerjisi ortalama olarak sırasıyla %3,95, %3,34 ve %4,53 oranında azalmıştır.

Şekil 3.2’de efektif motor gücünün kullanılan yakıtlara ve devir sayısına göre değişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi tüm yakıtlar için efektif motor gücü devir sayısına bağlı olarak artmaktadır. Aynı devir sayısında efektif motor gücü, kullanılan yakıtlara göre çok az değişmektedir. Yakıt pompası, motorun yük ve hız durumuna göre gerekli olan yakıt miktarını hacimsel bazda ayarlayarak silindire göndermektedir. Dolayısı ile yanma odasına giren yakıt enerjisini yakıtın hacimsel bazdaki ısı değeri ile ilişkilendirmek daha doğrudur. Biyodizelin kütle bazda alt ısı değeri (J/g) dizel

yakıtının kütle bazdaki alt ısı değerinden %14,47 oranında daha az iken, biyodizelin hacimsel bazdaki ısı değeri (J/ml) dizel yakıtının hacimsel bazdaki ısı değerinden sadece %7,49 oranında azdır. Bu nedenle karışım yakıtları kullanımında motor gücündeki düşüş azalmaktadır. Bununla birlikte karışım yakıtlarının viskozitelerinin yüksek olması, pompa kaçaklarının azalmasına ve yanma odasına hacimsel olarak az miktarda da olsa daha fazla yakıtının girmesine yol açması güçteki düşüşü bir miktar azaltmış olabilir [68]. Burada sayısal değerlere bakıldığında 2000 d/dk'da efektif güç değerleri dizel yakıtı için 5,0073 kW, B10 için 4,9297 kW, B20 için 4,9460 kW ve B50 için 4,8960 kW olmaktadır. Söz konusu devir sayısında ortalama olarak B10, B20 ve B50 karışım yakıtı kullanımı ile dizel yakıtına göre efektif güçte sırasıyla %1,57, %1,24 ve %2,27 oranında azalma görülmektedir. 2500 ve 3000 d/dk'da B10 yakıtı kullanılması durumunda efektif motor gücü dizel yakıtına göre sırasıyla %2,0 ve %1,3 oranında artmıştır. Biyodizelin oksijen içeriği hava fazlalık katsayısının düşük olduğu yüksek devirlerde yanma üzerinde olumlu bir etki oluşturarak ve özellikle zengin karışım bölgelerinde daha iyi yanmanın gerçekleşmesi sonucu motor gücü artmış olabilir.

Şekil 3.3'te, dizel yakıtı kullanılması durumunda birim zamanda motora giren yakıt enerjisinin motorda dönüştüğü enerji bileşenlerinin devir sayısında göre değişimleri görülmektedir. Devir sayısı arttıkça beklendiği gibi tüm enerji bileşenlerinin değeri de artmaktadır. Artan devir sayısına bağlı olarak yanma sıcaklığı ve hava hareketlerinin artması silindir cidarlarından olan ısı transferini artırmaktadır. Bununla birlikte tüm devirlerde toplam ısı kayıpları, efektif motor gücü ve eksoz ısısından daha düşük olmaktadır. Eksoz ısı değeri orta devirlere kadar efektif güç değerleri ile yakın değerlerde seyrederken, yaklaşık olarak 2300 d/dk'dan sonra efektif güç değerlerini aşmaktadır. 3000 d/dk'da eksoz ısı efektif güçten %22,94 oranında daha fazla olmaktadır. Motorun devir sayısı arttıkça yanma için gereken süre kısalmakta ve yanmanın genişleme strokunun sonlarına doğru kaymasına neden olmaktadır. Bu durum ise eksoz gazları sıcaklığını dolayısıyla eksoz ısını artırmaktadır. Nitekim 3000 d/dk'daki eksoz gazları sıcaklığı 2000 d/dk'daki eksoz gazları sıcaklığından %13,52 oranında daha fazladır. Burada sayısal değerlere bakıldığında, efektif güç, eksoz ısı ve toplam ısı kayıpları 1000 d/dk'da sırasıyla 2,0786 kW, 1,9467 kW ve 1,8118 kW iken bu değerler 3000 d/dk'da sırasıyla 6,7818 kW, 8,3373 kW ve 4,0368 kW olmaktadır. Devir sayısı 1000 d/dk'dan 3000 d/dk'ya çıkartıldığında efektif güç, eksoz ısı ve toplam ısı kayıplarının sayısal değerleri sırasıyla %226,27, %328,28 ve %122,81 oranında artmıştır. Buradan görüldüğü

gibi eksoz ısısının artış oranı diğer enerji bileşenlerinin artış oranından oldukça fazladır. Devir sayısı artıkça silindir içindeki hava hareketleri ve türbülans nedeniyle yakıt damlacıklarının buharlaşma hızı artmasına rağmen, dizel motorlarda hava-yakıt karışımının sıkıştırma strokunun sonlarına doğru oluşturulmaya başlanması, özellikle yüksek devirlerde yanmanın zamanında tamamlanmasını engelleyerek art yanma periyodunun uzamasına yol açmaktadır. Sonuçta, eksoz sıcaklığı ve buna bağlı olarak eksoz ısısı artmaktadır. Diğer yakıtların kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimleri Şekil 3.4, 3.5 ve 3.6'da verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi karışım yakıtlarının kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin devir sayısı ile değişimi dizel yakıtı ile elde edilen değişimlerle benzer niteliktedir.

Şekil 3.7'de dizel yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin yakıt enerjisine göre yüzdelik dağılımı verilmiştir. Şekil incelendiğinde efektif motor gücü 2000 d/dk'ya kadar artarak bu devir sayısında maksimum olurken bu devir sayısından sonra özellikle mekanik kayıpların artması nedeniyle azalmaktadır. Eksoz ısısı devir sayısına bağlı olarak artan eksoz gazları sıcaklığı nedeniyle artmaktadır. Toplam ısı kayıplarının yakıt enerjisine göre yüzdelik payı ise artan devir sayısı ile azalmaktadır. Devir sayısı artıkça silindir içerisindeki sıcak gazların silindir duvarı ile olan temas süresi kısaldığından ısı kayıplarındaki artış, yakıt enerjisindeki artışa göre daha düşük seviyelerde kalmakta ve oransal olarak azalmaktadır. Eksoz gazları ve ısı kayıpları ile meydana gelen toplam enerji kaybı 1000-3000 devir aralığında yakıt enerjisinin %60,62'si ile %64,60'ı aralığında değişmektedir. Yakıt enerjisinin ancak %35,40-39,38'i efektif güce dönüşmektedir. İçten yanmalı motorlarda yakıt enerjisinin tamamını işe dönüştürmek imkânsızdır. Termodinamiğin ikinci yasasındaki ifadeye göre, motor yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisinin sadece bir kısmı işe dönüştürebilir. İşe dönüştürülemeyen ısı enerjisinin ise düşük sıcaklıktaki ortama aktarılması gerekir. Bu nedenle, eksoz ve ısı kayıplarıyla meydana gelen enerji kayıplarını sıfıra indirmek gibi bir hedefin olmaması ile birlikte bu kayıp enerjilerin azaltılması veya bazı sistemlerle geri kazanılmasıyla motorun verimi artırılabilir. Diğer yakıtların kullanılması durumunda da benzer sonuçların elde edildiği Şekil 3.8, 3.9 ve 3.10'da görülmektedir.

Şekil 3.11'de 2000 d/dk'da tüm yakıtların yakıt enerjisinin %100 kabul edilmesi halinde efektif güç, eksoz ısısı ve toplam ısı kayıplarının dağılımı verilmiştir. Kullanılan yakıtlara göre birim zamanda yanma odasına giren yakıt enerjisinin %39,38-40,41'i efektif motor gücüne dönüştürülmekte, %32,81-39,76'sı eksoz gazları ile dışarı atılmakta ve

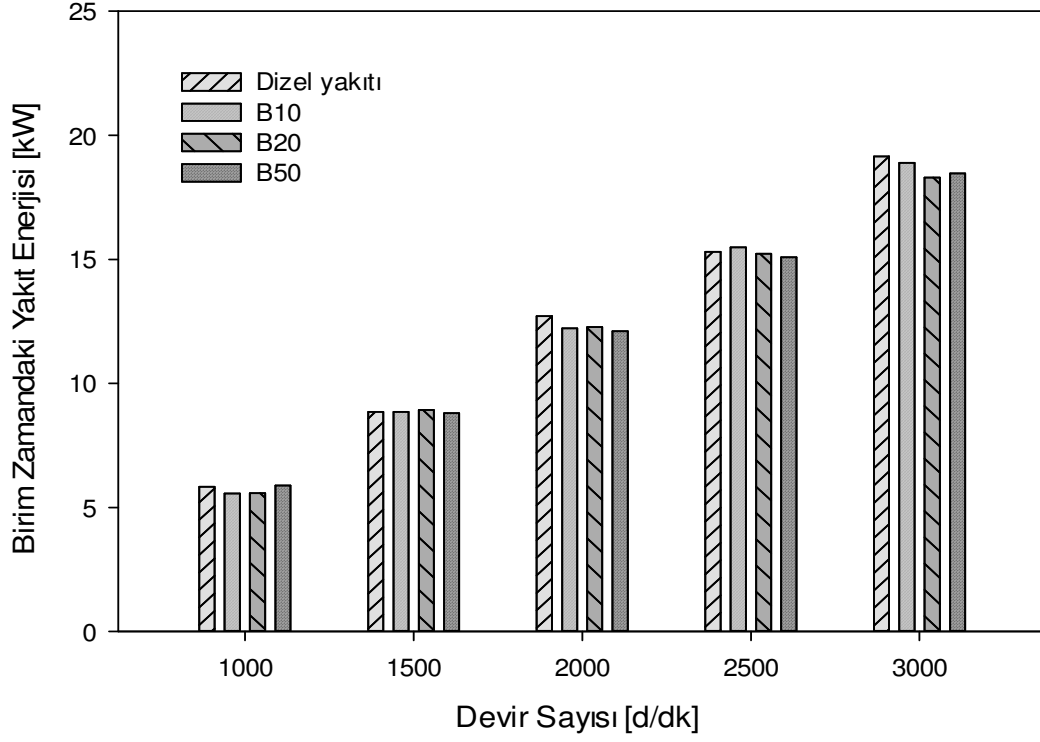
%19,97-26,86'sı ise ısı kayıplarına (mekanik sürtünmelere harcanan güç ısı kayıpları içinde değerlendirildi) harcanmaktadır. Burada biyodizel ve biyodizel-dizel yakıtı karışımlarının efektif motor gücü yüzdeleri dizel yakıtının değerinden fazladır. Bunun nedeni daha önce açıklanan ifadelerle dayandırılabilir. Eksoz ısısının kullanılan yakıtlara göre değişimi incelendiğinde B10 ve B100 yakıtları dışındaki yakıtların eksoz ısısının yüzdeleri dizel yakıtına göre yüksektir. 2000 d/dk'da B20 ve B50 karışım yakıtlarının eksoz sıcaklığı dizel yakıtına göre sırasıyla %0,23 ve %2,32 oranında düşük olmasına rağmen bu yakıtların kullanılması durumunda eksoz ısısının yüzdeleri dizel yakıtına göre yüksek çıkmıştır. Motor deneylerinin farklı ortam sıcaklıklarında yapılması ve yakıtların yakıt enerjisindeki farklılıkların böyle bir durumun oluşmasına yol açtığı düşünülmektedir. Bu nedenle farklı yakıtların kullanımında belirlenen eksoz ısılarını sağlıklı bir şekilde karşılaştırabilmek için eksoz ısısı, aynı ortam koşullarında ve tüm yakıtların yakıt enerjileri eşit olacak şekilde yapılan deneylerle belirlenmelidir. Ayrıca eksoz sıcaklığı karışımdaki biyodizel oranına göre doğrusal bir değişim sergilememiştir. Tüm devirlerin ortalaması alındığında dizel yakıtı, B10, B20 ve B50 karışım yakıtlarının eksoz sıcaklığı sırası ile 419,2°C, 425,2°C, 434,4°C ve 428,2 °C olarak belirlenmiştir. Burada eksoz ısısı ile kaybedilen enerjinin çok önemli bir boyutta olduğu gözde çarpılmaktadır. Toplam ısı kayıplarının yakıt türüne göre yüzdeleri incelendiğinde eksoz ısısı yüksek olan yakıtların daha düşük ısı kayıplarına neden olduğu görülmektedir. Çünkü toplam ısı kayıpları, motora enerji dengesi uygulayarak belirlenmiştir.

Şekil 3.12'de birinci yasa veriminin (efektif verim) kullanılan yakıtlara ve devir sayısına göre değişimi verilmiştir. Tüm yakıtlar için efektif verim %35-41 aralığında değişmektedir. Karışım yakıtlarının kullanılmasıyla tüm devirlerde motorun efektif verimi dizel yakıtı kullanılması durumunda elde edilen efektif verimden genel olarak yüksek çıkmıştır. Efektif verimdeki bu farklılık düşük devirlerde daha belirgin olarak görülürken yüksek devirlerde efektif verim değerleri birbirine yakın çıkmıştır. Bu durum, kullanılan yakıtların yakıt özellikleri ile silindir içi sıcaklığının devir sayısına göre değişimi dikkate alınarak açıklanabilir. Düşük devir sayılarında silindir içi sıcaklığı, yüksek devirlere göre düşüktür. Silindir içi sıcaklığının düşük olması halinde püskürtülen yakıtın kolayca buharlaşarak iyi bir hava-yakıt karışımının elde edilmesi zorlaşır ve yerel bölgelerde zengin karışımlar oluşur. Ancak, biyodizelin buharlaşma özelliğinin dizel yakıtına göre kötü olmasına rağmen karışım yakıtlarının oksijen içeriği sayesinde bu olumsuz etki kısmen azalarak yanmada bir iyileşme kaydedilmiş olabilir. Karışımdaki biyodizel miktarı

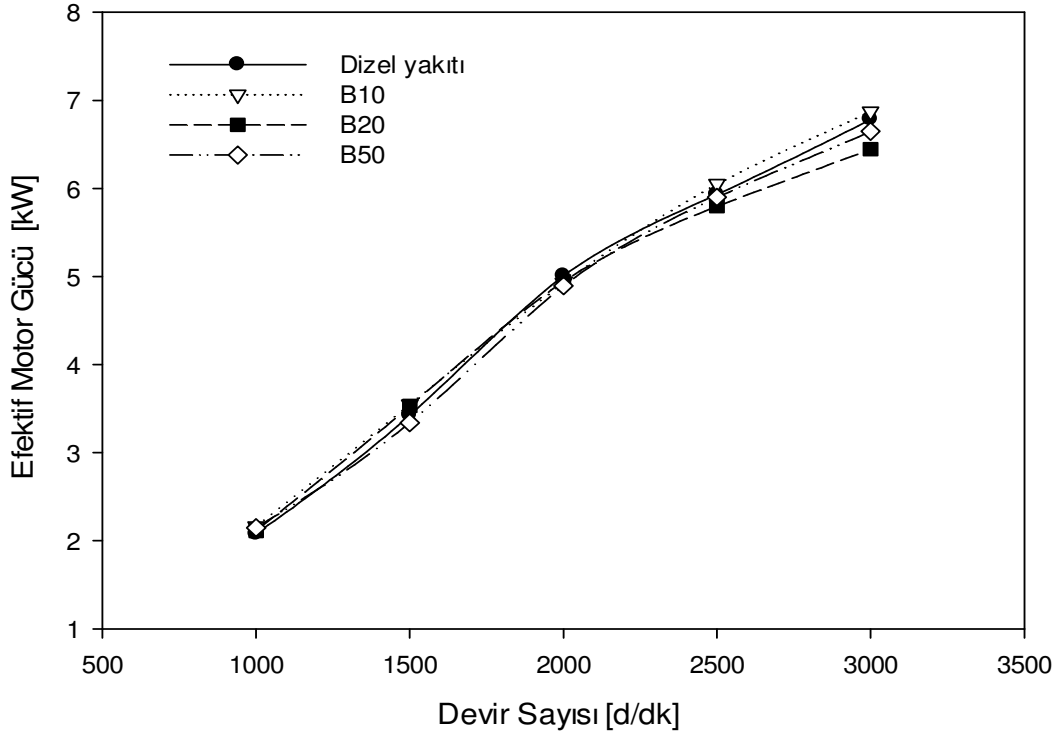
artıkça yanmadaki iyileşmeye bağlı olarak efektif verimdeki artışın devam etmesi beklenirken tam tersi bir durum oluşarak efektif verim azalmıştır. Karışımdaki biyodizel oranının artması durumunda artan viskozite nedeniyle yakıtın atomizasyonu kötüleşir ve yine düşük devir sayılarında yakıt damlacıklarının buharlaşması zorlaşır. Bu olumsuz etki yakıtın oksijen içeriği ile elde edilen olumlu etkiden daha baskın olması karışımdaki biyodizel oranı arttıkça verimin azalmasına neden olduğu düşünülmektedir. Yüksek devir sayılarında ise silindir içi sıcaklığı yakıtın kolayca buharlaşmasını sağlayacak kadar yüksektir. Bu nedenle yakıtın buharlaşma özelliği ve viskozitesinin homojen hava-yakıt karışım oluşumu üzerindeki etkisi azalır. Dolayısı ile yüksek devirlerdeki sorun hava fazlalık katsayısının azalması nedeniyle buharlaşan yakıtın yanması için gerekli oksijenin bulunmasıdır. Yine karışım yakıtlarının oksijen içeriği sayesinde daha iyi bir yanma gerçekleşmesi sonucunda efektif verim artmıştır. Ancak efektif verimdeki bu artış düşük devirlere göre daha azdır.

En yüksek efektif verim B50 karışım yakıtı kullanılması durumunda 2000 d/dk, %40,41 olarak belirlenmiştir. Ancak genel eğilim göz önüne alındığında B50 karışım yakıtı kullanılması durumunda efektif verim diğer karışım yakıtlarının kullanılması durumunda elde edilen efektif verimden düşüktür. Şekilden görüldüğü gibi efektif verim açısından en uygun yakıt B10 karışım yakıtıdır. B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda en yüksek efektif verim 2000 d/dk'da %40,34 olarak belirlenmiştir. Özellikle düşük devir sayılarında B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda elde edilen efektif verim dizel yakıtı, B20 ve B50 karışım yakıtlarının kullanılması durumunda elde edilen efektif verimden oldukça yüksektir. Örneğin, 1000 d/dk'da B10 karışım yakıtı için motorun efektif verimi dizel yakıtı, B20 ve B50 karışım yakıtı kullanılmasıyla elde edilen efektif verimden sırası ile %9,2, %2,6 ve %6,5 oranında daha yüksektir. Karışım yakıtlarının kullanılması durumunda efektif verimdeki artış biyodizelin kütlece %10,98 oranında oksijen içeriğine sahip olması ve yağlayıcılık özelliğinin iyi olmasına bağlanabilir. Yakıtın oksijen içeriği özellikle difüzyonlu yanma safhasında yanmayı iyileştirerek yakıt enerjisinin daha büyük bir kısmının efektif güce dönüştürülmesini sağlar. Biyodizelin yağlayıcılık özelliğinin dizel yakıtına göre daha iyi olması ise mekanik sürtünmelerin azalmasına ve sonuçta efektif verimin artmasına yol açar. Buna göre karışımdaki biyodizel miktarı artıkça efektif verimin artması beklenir. Fakat karışımdaki biyodizel miktarı artıkça yakıtın viskozitesi de artmaktadır. Viskozitenin yüksek olması püskürtülen yakıtın atomizasyonunu kötüleştirir. Bu durumda iyi bir hava-yakıt karışımı

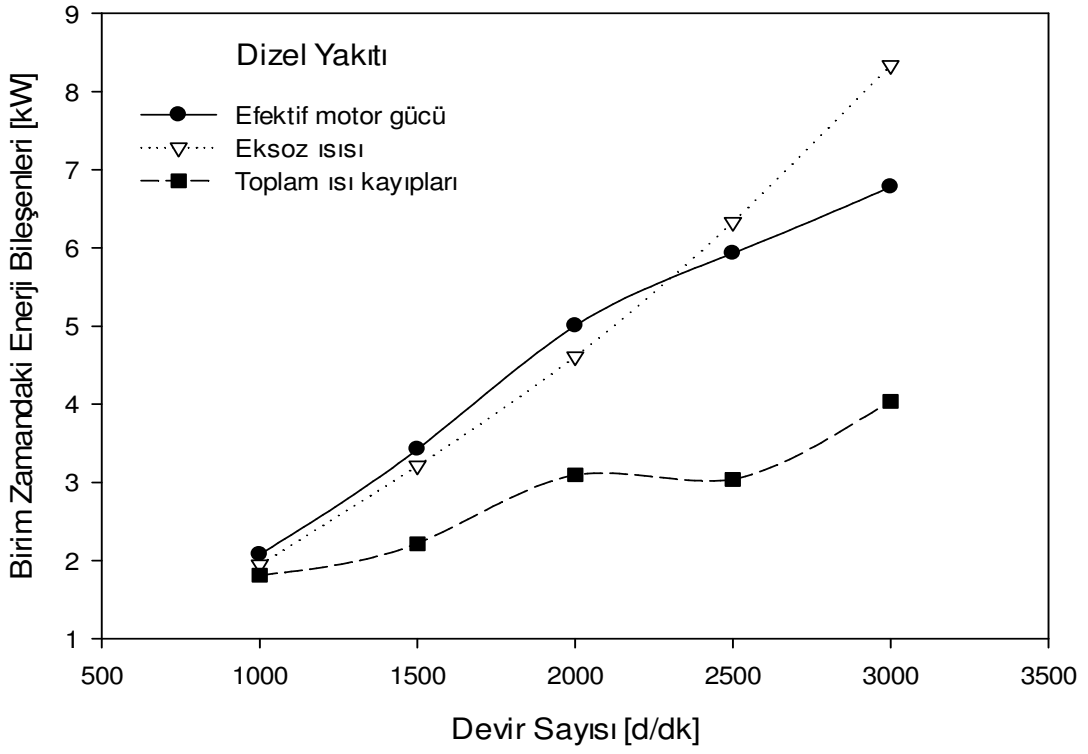
elde edilemez ve yanma verimi azalır buna bağlı olarak da motorun efektif verimi azalır. Nitekim biyodizelin kinematik viskozitesi dizel yakıtının kinematik viskozitesinden %35,84 oranında yüksektir.



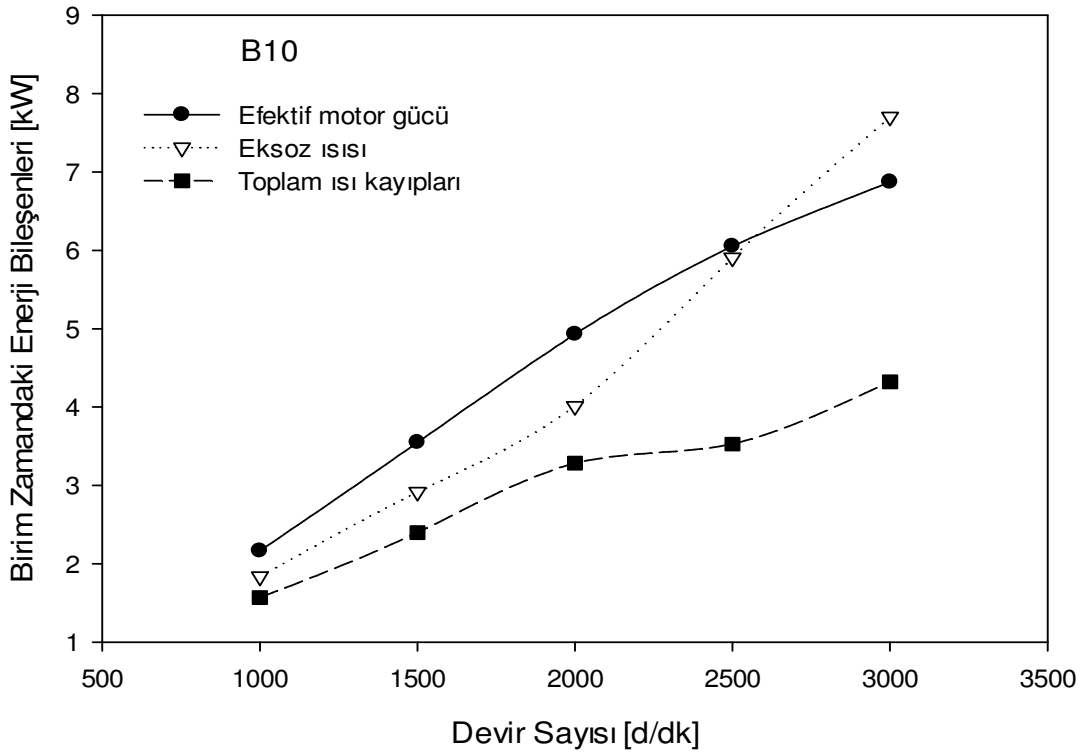
Şekil 3.1. Birim zamanda motora giren yakıt enerjisinin kullanılan yakıt türüne ve devir sayısına göre değişimi



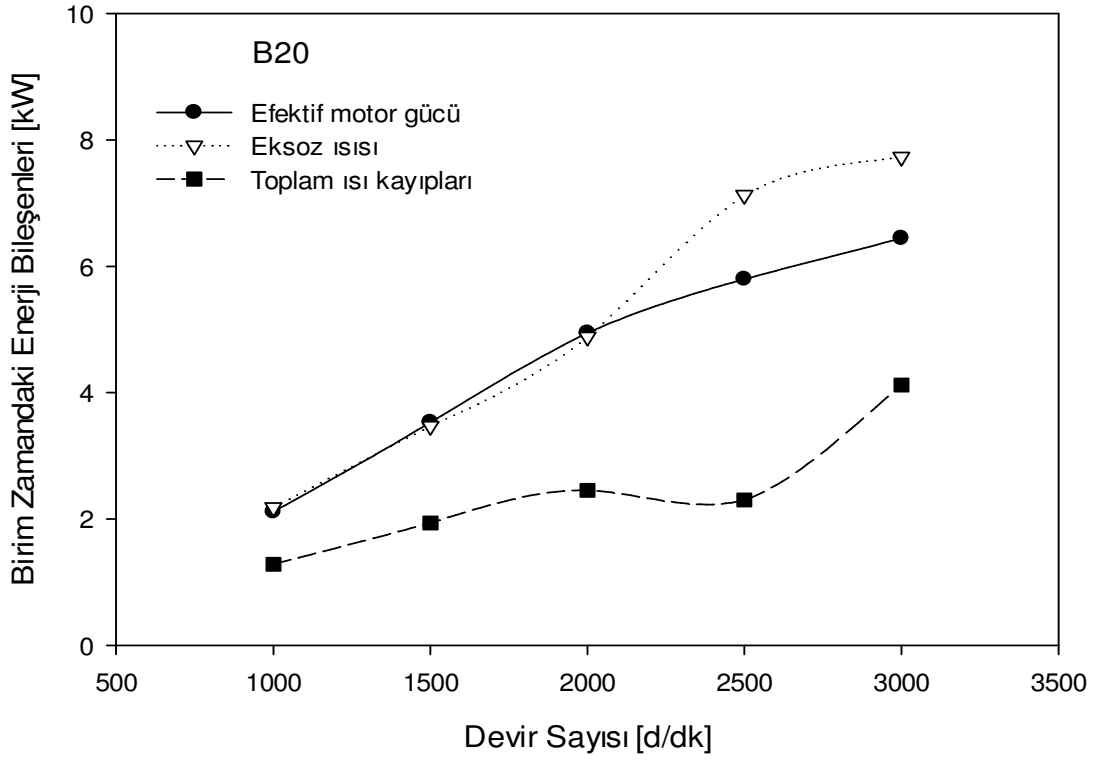
Şekil 3.2. Efektif motor gücünün kullanılan yakıtlara ve devir sayısına göre değişimi



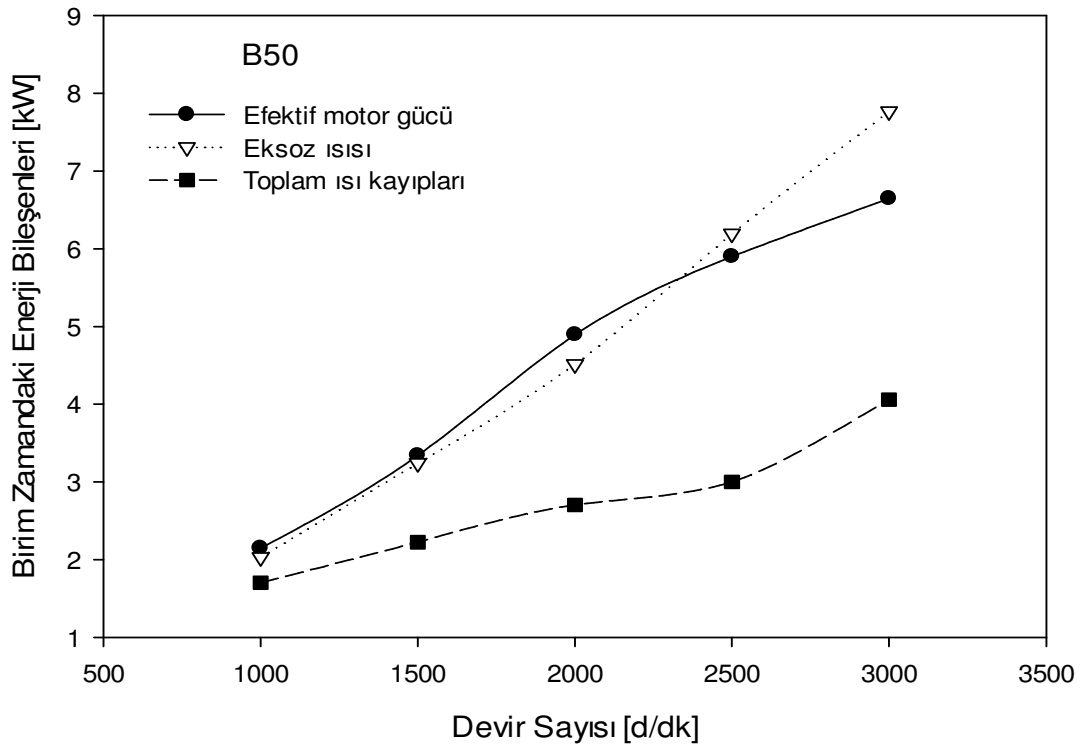
Şekil 3.3. Dizel yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi



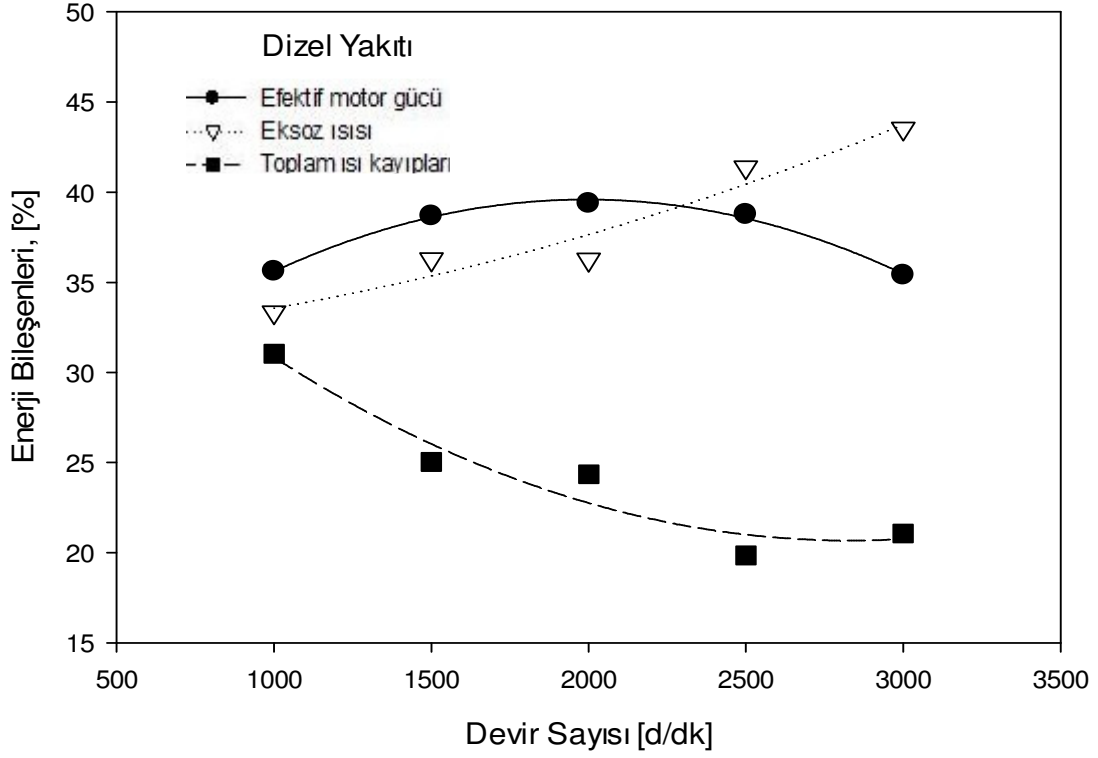
Şekli 3.4. B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi



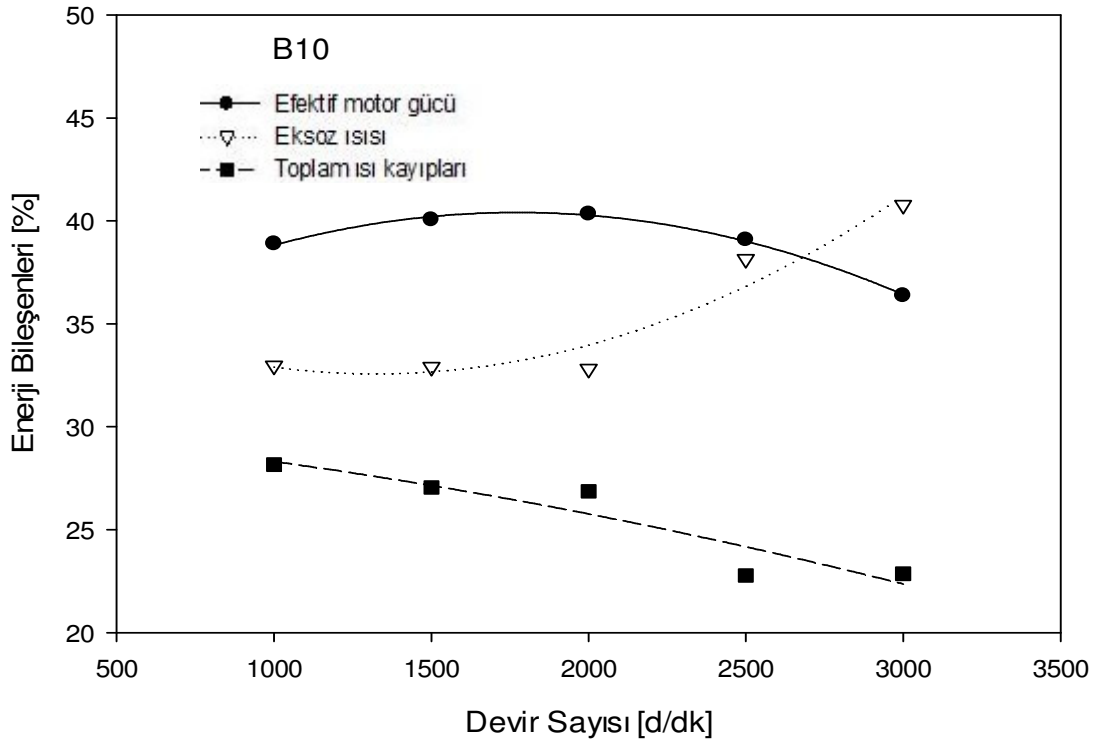
Şekli 3.5. B20 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi



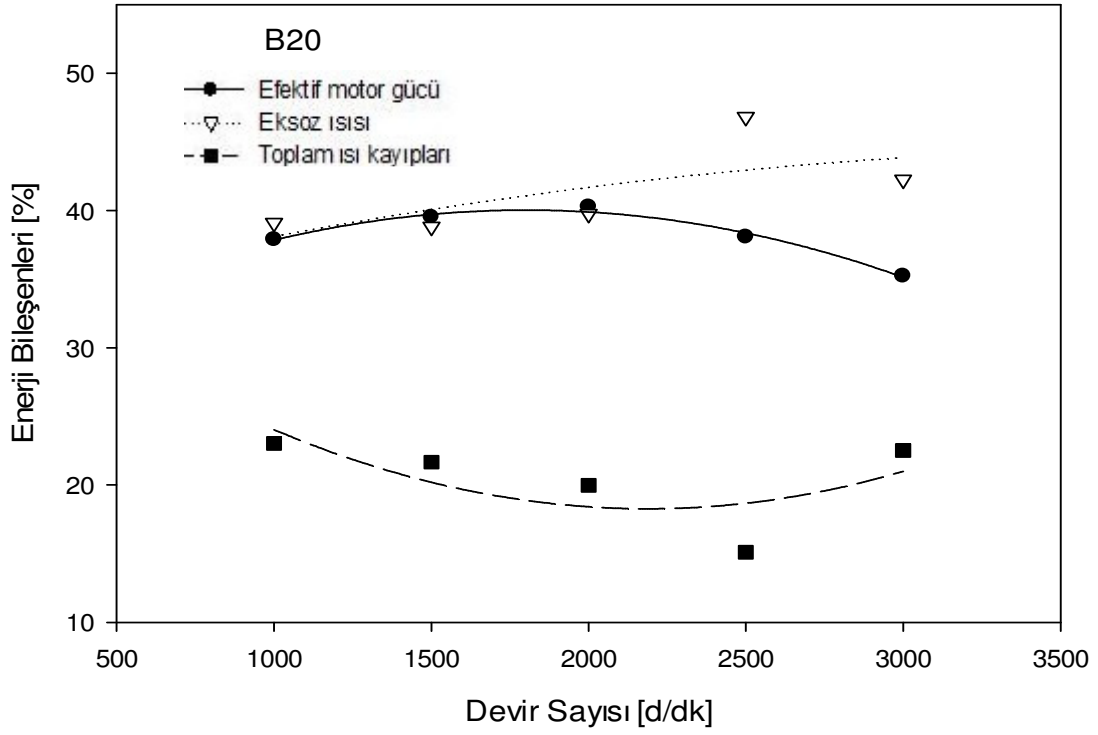
Şekli 3.6. B50 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi



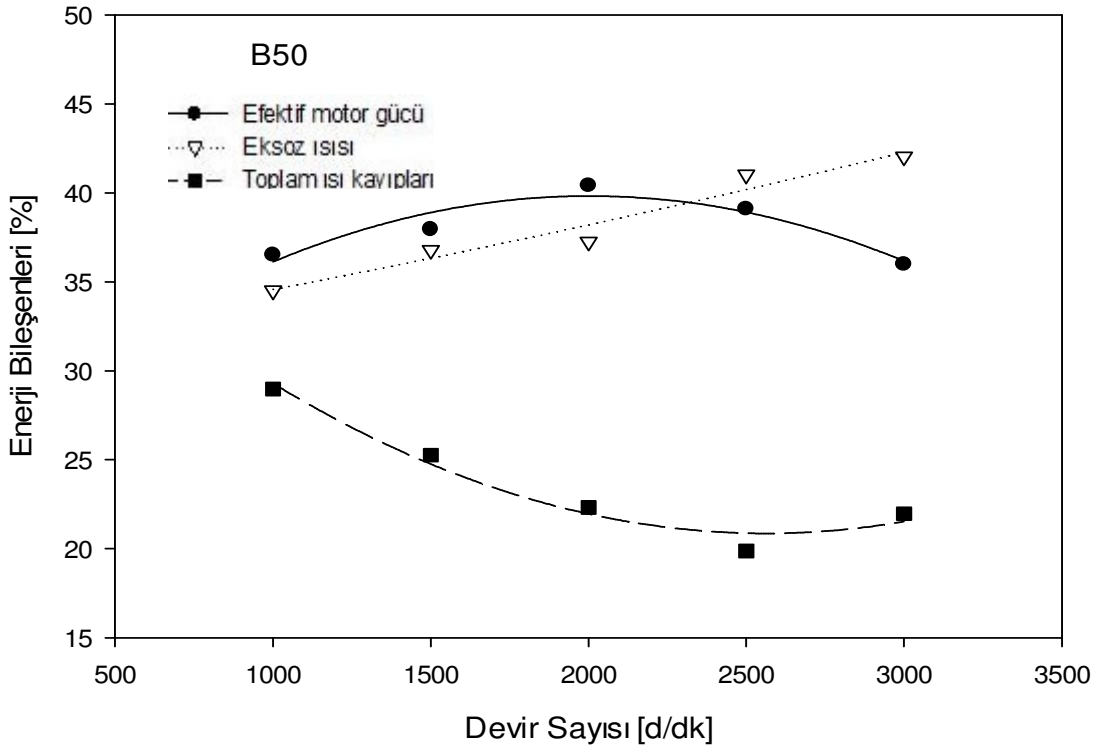
Şekil 3.7. Dizel yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin yakıt enerjisine göre yüzdelerdeki değişimi



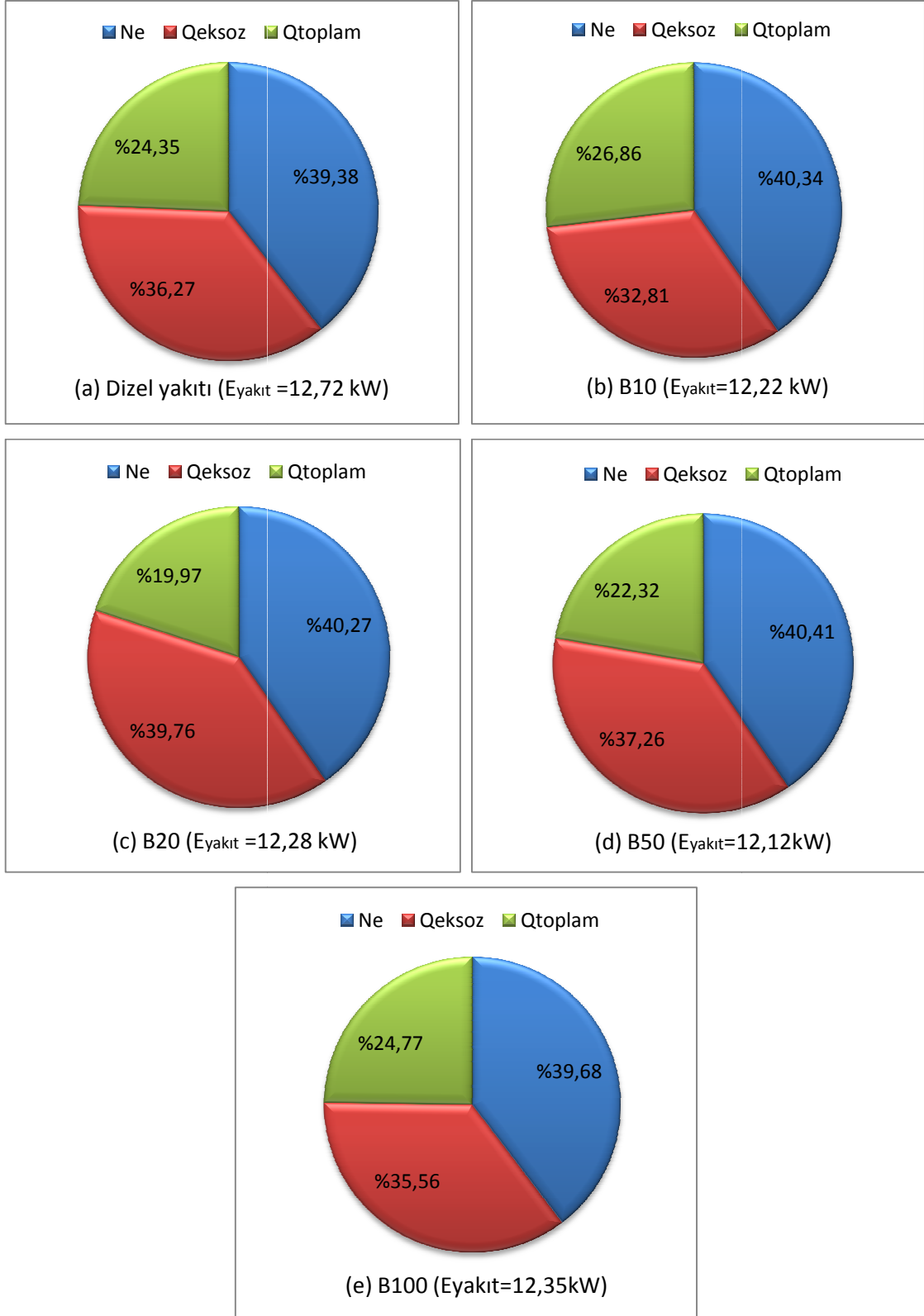
Şekil 3.8. B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin yakıt enerjisine göre yüzdelerdeki değişimi



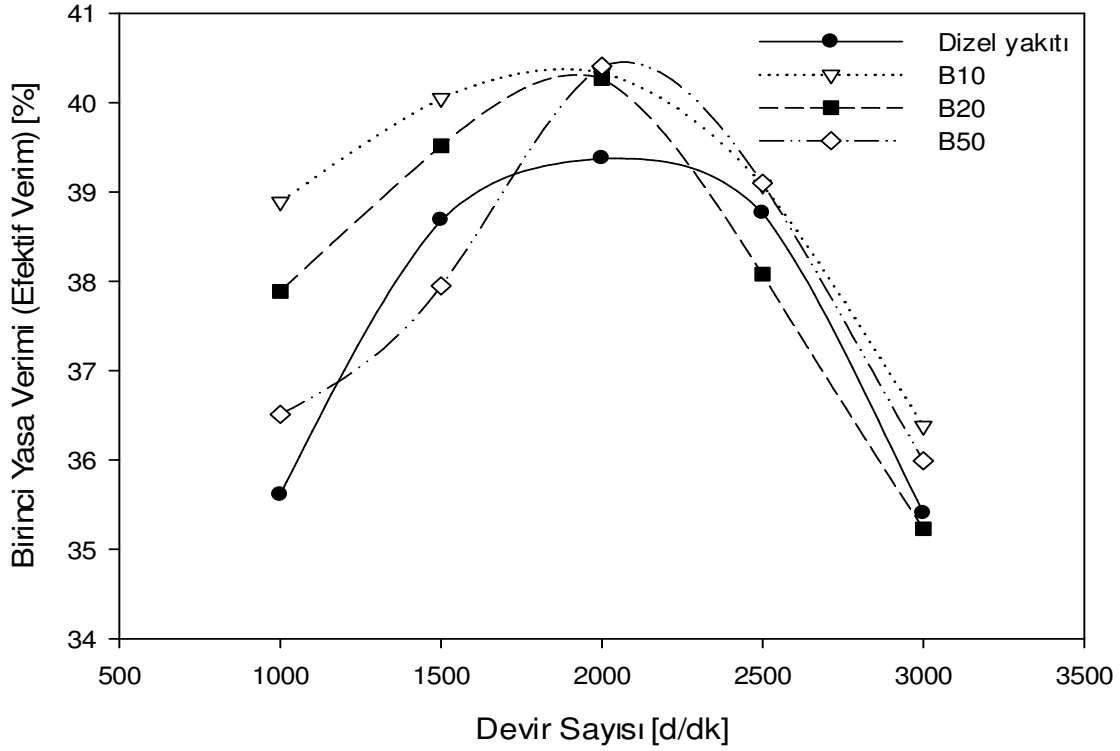
Şekil 3.9. B20 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin yakıt enerjisine göre yüzdelik değişimi



Şekil 3.10. B50 karışım yakıtı kullanılması durumunda enerji bileşenlerinin yakıt enerjisine göre yüzdelik değişimi



Şekil 3.11. 2000 d/dk' da kullanılan yakıtlara göre yakıt enerjisinin yüzdelik dağılımı



Şekil 3.12. Kullanılan yakıtlar için birinci yasa veriminin (efektif verim) devir sayısına göre değişimi

3.2. Ekserji Analizi Sonuçlarının İrdelenmesi

Şekil 3.13'te yakıt ekserjilerinin kullanılan yakıt türüne ve devir sayısına göre değişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi yakıt ekserjisindeki değişim yakıt enerjisindeki değişimle aynı karakteristiktir. Tüm yakıtların yakıt ekserjileri yakıt enerjilerinden daha yüksektir. Bütün devirlerde dizel yakıtı, B10, B20 ve B50 karışım yakıtlarının ekserji değerleri enerji değerlerinden sırası ile %6,56, %6,66, %6,76 ve %7,01 oranında yüksektir. Buradan görüldüğü gibi karışımdaki biyodizel miktarı arttıkça yakıt ekserjisi ile yakıt enerjisi arasındaki fark artmaktadır. Bunun nedeni karışımdaki biyodizel oranı arttıkça h'/c' ve o_y'/c' oranındaki artışa bağlı olarak kimyasal ekserji katsayısının artmasıdır. Dizel yakıtı, B10, B20 ve B50 karışım yakıtlarının özgül kimyasal ekserji değerleri ise sırasıyla 45604,48 kJ/kg, 44819,60 kJ/kg, 44115,37 kJ/kg ve 42321,39 kJ/kg'dır.

Şekil 3.14'te dizel yakıtı kullanılması durumunda birim zamanda motora giren yakıt ekserjisinin motorda dönüştüğü ekserji bileşenlerinin devir sayısında göre değişimleri verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi tüm ekserji bileşenlerinin değeri devir sayısına bağlı

olarak artmaktadır. Örneğin, 1000 d/dk'da, efektif güç motor gücü ekserjisi, birim zamandaki eksoz ekserjisi, birim zamandaki toplam ısı kayıpları ekserjisi ve birim zamandaki ekserji yıkımı sırasıyla 2,0786 kW, 0,2993 kW, 0,4698 kW ve 3,3723 kW iken, 3000 d/dk'da bu değerler sırasıyla 6,7818 kW, 2,0233 kW, 0,9139 kW ve 10,6935 kW olmaktadır. Düşük devir sayılarında toplam ısı kayıpları ekserjisi ve eksoz ekserjisinin değerleri düşük olduğu görülmektedir. Düşük devir sayılarında eksoz sıcaklığının düşük, motor blok sıcaklığının yüksek olması toplam ısı kayıpları ekserjisini artırarak eksoz ekserjisinden biraz daha yüksek değerler almasına yol açmıştır. Ancak devir sayısı artıkça toplam ısı kayıpları artmasına rağmen motor blok sıcaklığının azalması nedeniyle toplam ısı kayıpları ekserjisinde eksoz ekserjisine kıyasla önemli bir artış görülmemektedir. 3000 d/dk'da eksoz ekserjisi ve toplam ısı kayıpları ekserjisi 1000 d/dk'daki değerlerine göre sırasıyla %576,01 ve %94,53 oranında artmıştır. Motorda gerçekleşen ekserji yıkımı tüm devirlerde efektif motor gücünden oldukça fazladır ve yüksek devirlerde aradaki fark daha da artmaktadır. 1000 d/dk'da ekserji yıkımı efektif güçten 1,2937 kW fazla iken 3000 d/dk'da bu değer 3,9117 kW olmaktadır. Tüm devirlerin ortalaması alındığında motorda gerçekleşen ekserji yıkımı efektif güçten %45,73 oranında fazladır. Benzer değişimler diğer test yakıtlarının kullanılması durumunda da elde edilmiştir. Bu değişimler Şekil 3.15, 3.16 ve 3.17'de verilmiştir.

Şekil 3.18'de dizel yakıt kullanımında birim zamanda motora giren yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde ekserji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi verilmiştir. Şekil incelendiğinde eksoz ekserjisi ve toplam ısı kayıpları ekserjisi bütün devirlerde yakıt ekserjisinin %10'undan azdır. Efektif güç ekserjisi yakıt ekserjisinin %33'ü ile %37'si arasında değer alırken, ekserji yıkımı tüm devirlerde yakıt ekserjisinin yaklaşık olarak %50'sinden fazladır. Motordaki mevcut tersinmezliklerin yol açtığı ekserji yıkımı, yakıt ekserjisinin yarısından daha fazla bir iş potansiyelinin kaybedilmesine neden olmuştur. Gerçekte, motordaki tersinmezliklerin tamamını yok etmek imkânsızdır. Ancak bazı önlemlerin alınmasıyla ekserji yıkımı azaltılarak motor performansı artırılabilir. Fakat ekserji yıkımını azaltmak için alınan önlemler diğer ekserji kayıplarını (ısı ve eksoz gazlarıyla transfer edilen ekserji) arttırabileceğinden efektif güçte azaltılan ekserji yıkımı kadar artış elde edilemez. Bu nedenle ekserji yıkımını azaltacak önlemleri almakla birlikte kayıp ekserjilerin de geri kazanılmasıyla motorun verimi daha da artırılabilir [54,55]. Yine, Şekil 3.18'e bakıldığında ekserji yıkımı ile efektif güç ekserjisindeki değişimler neredeyse simetrik olduğu görülür. Efektif motor gücü ekserjisi 2000 d/dk'ya kadar artarak

bu devirde maksimum olurken, ekserji yıkımı 2000 d/dk'ya kadar azalarak bu devir sayısında minimum olmuştur. 2000 d/dk'dan sonra bu ekserji bileşenlerinde tam tersi bir değişim görülmektedir. Dolayısıyla buradan, efektif gücün şekillenmesinde ısı ve eksoz gazları ile gerçekleşen ekserji kaybından daha çok ekserji yıkımının etkili olduğu sonucu çıkarılabilir. Diğer test yakıtlarının kullanılması durumunda da benzer değişimler elde edilmiştir. Bu değişimler Şekil 3.19, 3.20 ve 3.21'de verilmiştir.

Şekil 3.22'de dizel yakıtı kullanılması durumunda birim zamandaki eksoz ısı, birim zamandaki eksoz ekserjisi, birim zamandaki toplam ısı kayıpları ve birim zamandaki toplam ısı kayıpları ekserjisinin devir sayısına göre değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi eksoz ısı ve toplam ısı kayıpları ve bunların ekserjileri devir sayısı artıca artmaktadır. Burada sayısal değerlere bakıldığında eksoz ısı, eksoz ekserjisi, toplam ısı kayıpları ve toplam ısı kayıpları ekserjisi 1000 d/dk'da sırasıyla 1,9467 kW, 0,2993 kW, 1,8118 kW ve 0,4698 kW iken bu değerler 3000 d/dk'da sırasıyla 8,3373 kW, 2,0233 kW, 4,0368 kW ve 0,9139 kW olmaktadır. Devir sayısı 1000 d/dk'dan 3000 d/dk'ya çıkartıldığında eksoz ısı, eksoz ekserjisi, toplam ısı kayıpları ve toplam ısı kayıpları ekserjisi sırasıyla %328,28, %576,01, %122,81 ve %94,53 oranında artmıştır. Burada dikkat çeken en önemli unsur kayıp enerjiler ile bu enerjilerin ekserjileri, devir sayısına bağlı olarak artmış olsa bile aralarında çok büyük bir farkın olmasıdır. 1000 d/dk'da eksoz enerjisi eksoz ekserjisinden %550,42 oranında ve aynı devir sayısında toplam ısı kayıpları, toplam ısı kayıpları ekserjisinden %285,65 oranında fazladır. Ancak devir sayısının artmasıyla birlikte eksoz ekserjisindeki artış eksoz ısıdaki artıştan fazla olduğu için aradaki fark azalmakta ve 3000 d/dk'da eksoz ısı, eksoz enerjisinden %312,10 oranında daha fazla olmaktadır. Toplam ısı kayıplarında ise ters bir değişim görülmektedir. Devir sayısı artıca toplam ısı kayıplarındaki artış toplam ısı kayıpları ekserjisindeki artıştan daha fazla olması sebebiyle aradaki fark artmakta ve 3000 d/dk'da toplam ısı kayıpları, toplam ısı kayıpları ekserjisinden %341,71 oranında fazla olmaktadır. Buradan çıkarılacak bir diğer sonuç da kayıp ısıların kullanılabilirliğidir. Yukarıda 1000 d/dk için verilmiş değerlere bakıldığında 1,9467 kW olan eksoz ısının sadece 0,2993 kW'ı işe dönüştürülebilir. Yani eksoz ısının %84,63'ü hiçbir şekilde iş üretme potansiyeline sahip değildir. 3000 d/dk'da bu oran %75,73 olmaktadır. Benzer şekilde bu kıyaslama toplam ısı kayıpları için yapılırsa 1000 d/dk'da 1,8118 kW olan toplam ısı kayıplarının sadece 0,4698 kW'ı iş yapabileme potansiyeline sahip olduğu görülür. Yani toplam ısı kayıplarının %74,07'si bir tersinir ısı makinesi ile bile işe dönüştürülemez. Bu oran 3000 d/dk'da

%77,36 olmaktadır. B10, B20 ve B50 karışım yakıtları için elde edilen benzer değişimler sırasıyla Şekil 3.23, 3.24 ve 3.25'te verilmiştir.

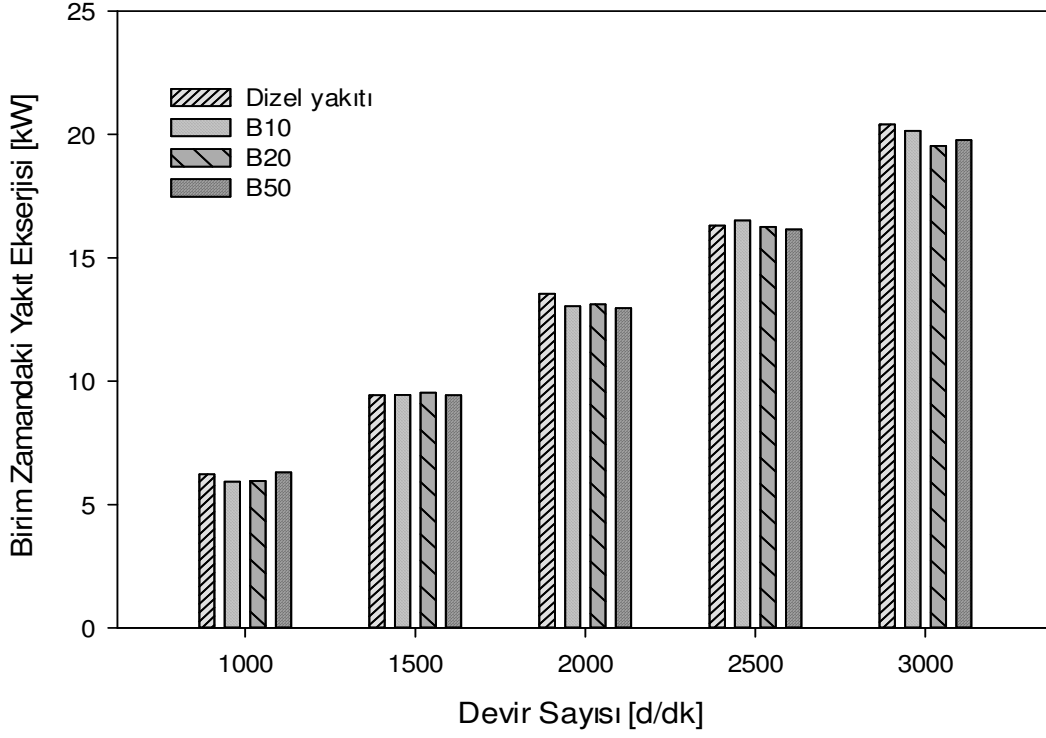
Şekil 3.26'da motorda gerçekleşen toplam ekserji yıkımının yakıt ekserjisine göre yüzdelik değerinin kullanılan yakıtlara ve devir sayısına göre değişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi tüm yakıtlar için ekserji yıkımı devir sayısı arttıkça azalmakta, 2000 d/dk'da minimum olduktan sonra tekrar artışa geçmektedir. 1000 d/dk'da motorda gerçekleşen ekserji yıkımı diğer devir sayılarında gerçekleşen ekserji yıkımından daha fazladır. İçten yanmalı motorlarda, tam yükte yanma sırasında gerçekleşen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisinin %20-30'unu ve silindir içinde meydana gelen toplam ekserji yıkımının ise yaklaşık olarak %90'ını oluşturur [46]. Yanma sırasında meydana gelen ekserji yıkımı yanma odası sıcaklığı yükseldikçe azalmaktadır [48]. Bu bakımdan 1000 d/dk'da yanma odası sıcaklığının diğer devirlere göre düşük olması ve hava fazlalık katsayısının da yüksek olması ekserji yıkımının bu devirde maksimum olmasına neden olmuş olabilir. 2000 d/dk'dan sonra hava fazlalık katsayısında meydana gelen belirgin azalmaya (muhtemelen optimum değeri aşması) bağlı olarak yanmadan kaynaklanan tersinmezlikler ile birlikte motordaki diğer tersinmezliklerin artması toplam ekserji yıkımının tekrar artmasına neden olduğu söylenebilir. Tüm devir sayılarında motorda gerçekleşen ekserji yıkımı yakıt ekserjisinin %49 ile %55'i arasında değişmektedir. Ortalama olarak motorda gerçekleşen toplam ekserji yıkımı dizel yakıtı, B10, B20 ve B50 karışım yakıtlarının kullanılmasında sırasıyla yakıt ekserjisinin %51,56, %50,39, %52,17 ve %51,91'i kadardır. Tüm devir sayılarında minimum ekserji yıkımı B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda gerçekleşmiştir. B10 karışım yakıtının kullanılması durumunda minimum ekserji yıkımının elde edilmesinin nedeni biyodizelin sahip olduğu yüksek viskozite ve oksijen içeriğinin birlikte oluşturduğu karma bir etkinin sonucu olduğu düşünülmektedir. Oksijen içeriğine sahip yakıtın yanma sırasında daha az ekserji yıkımına neden olduğu bilinmektedir [40]. Bu nedenle, B10 karışım yakıtı kullanımında minimum ekserji yıkımının gerçekleşmesinin nedeni yakıttaki oksijenin ekserji yıkımını azaltıcı etkisinin, yüksek viskozitenin ekserji yıkımını arttırıcı etkisinden daha baskın olmasına bağlanabilir. Karışımdaki biyodizel oranı arttıkça, yüksek viskozitenin olumsuz etkisi, oksijenin olumlu etkisine göre daha baskın duruma gelmekte ve ekserji yıkımı tekrar artmaktadır.

Şekil 3.27'de verilen grafiklerde 2000 d/dk'da tüm yakıtların yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde efektif güç ekserjisi, eksoz ekserjisi, toplam ısı kayıpları ekserjisi ve

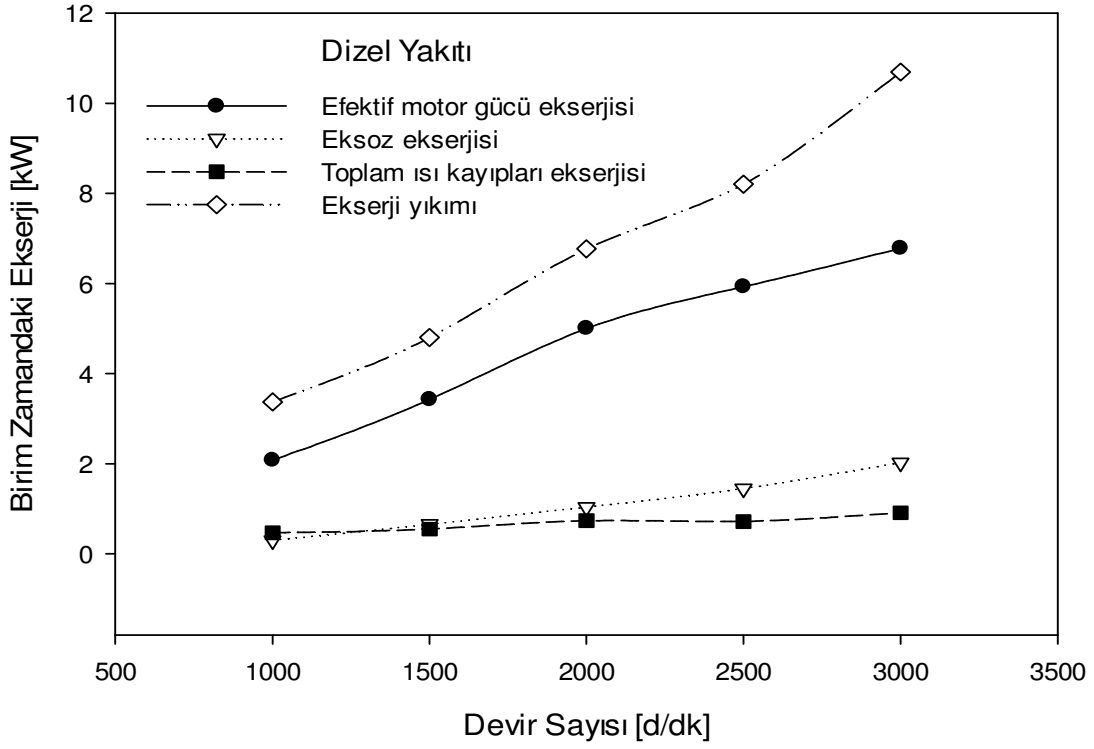
ekserji yıkımının dağılımı verilmiştir. 2000 d/dk'da kullanılan yakıtlara göre efektif motor gücü ekserjisi, yakıt ekserjisinin %36,95-37,82'si, eksoz ekserjisi yakıt ekserjisinin %7,28-7,66'sı, toplam ısı kayıpları ekserjisi yakıt ekserjisinin %4,18-5,80'i ve ekserji yıkımı yakıt ekserjisinin %49,11-50,48'i kadardır. Aynı devirde B10 karışım yakıtı kullanımıyla motorda gerçekleşen ekserji yıkımı dizel yakıtı, B20, B50 ve B100 kullanılması durumunda gerçekleşen ekserji yıkımından sırası ile %1,73, %2,71, %2,48 ve %2,46 oranında daha azdır. Eksoz gazları ekserjisi büyük oranda eksoz sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Eksoz gazları sıcaklığı artıçça yanma ürünlerinin entalpi değerlerinin yükselmesine ve sonuçta eksoz ekserjisinin artmasına yol açmaktadır. Grafikler incelendiğinde en yüksek eksoz ekserji yüzdesi dizel yakıtı kullanılması durumunda elde edilmiştir. 2000 d/dk'da eksoz sıcaklığı ile eksoz ekserjisi arasında tutarlı bir değişim belirlenmiştir. Dizel yakıtı, B20, B50, B10 ve B100 yakıtları kullanılması durumunda eksoz sıcaklığı sırası ile 441°C, 440°C, 431°C, 427°C ve 419°C olarak ve eksoz ekserjisi ise aynı sıralamada yakıt ekserjisinin %7,66, %7,63, %7,36, %7,28 ve %7,07 olarak belirlenmiştir. 2000 d/dk'da kullanılan yakıtlar için toplam ısı kayıpları ekserjisi, toplam ısı kayıplarındaki değişimle aynıdır. Yani, toplam ısı kayıplarının yakıt enerjisine göre yüzdelik oranı, en yüksek değerden en düşük değere doğru sırasıyla B10, B100, Dizel yakıtı, B50 ve B20 karışım yakıtları kullanımında gerçekleşmiştir. Aynı devir sayısında ısı kayıpları ekserjisi, toplam ısı kayıplarıyla doğru orantılı olduğundan toplam ısı kayıpları ekserjisi için de aynı sıralama elde edilmiştir.

Şekil 3.28'de ikinci yasa veriminin (ekserji verimi) kullanılan yakıt türüne ve devir sayısına göre değişimi verilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi tüm yakıtlar için maksimum ekserji verimi 2000 d/dk'da elde edilmiştir. Bu devirde dizel yakıtı, B10, B20 ve B50 karışım yakıtları için ekserji verimi sırası ile %36,95, %37,82, %37,72 ve %37,77 olarak belirlenmiştir. B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda 2000 d/dk'da motorda gerçekleşen ekserji yıkımının minimum olması aynı devir sayısında ekserji verimini maksimum yapmıştır. Burada birinci yasa veriminde (efektif verim) olduğu gibi karışım yakıtlarının kullanılması halinde ekserji verimi, dizel yakıtı kullanılması durumunda elde edilen ekserji veriminden fazladır. Bunun nedeni efektif verimin şekillenmesini etkileyen faktörlerin ekserji verimini de aynı şekilde etkilemesidir. Ayrıca karışım yakıtlarının oksijen içeriği yanma sırasına gerçekleşen ekserji yıkımını azaltarak ekserji veriminin artmasında etkili olduğu söylenebilir. Birinci yasa ve kullanılan ikinci yasa tanımı gereği aynı devir sayısında ekserji verimi efektif verimden daha düşük çıkmıştır. Aynı devir

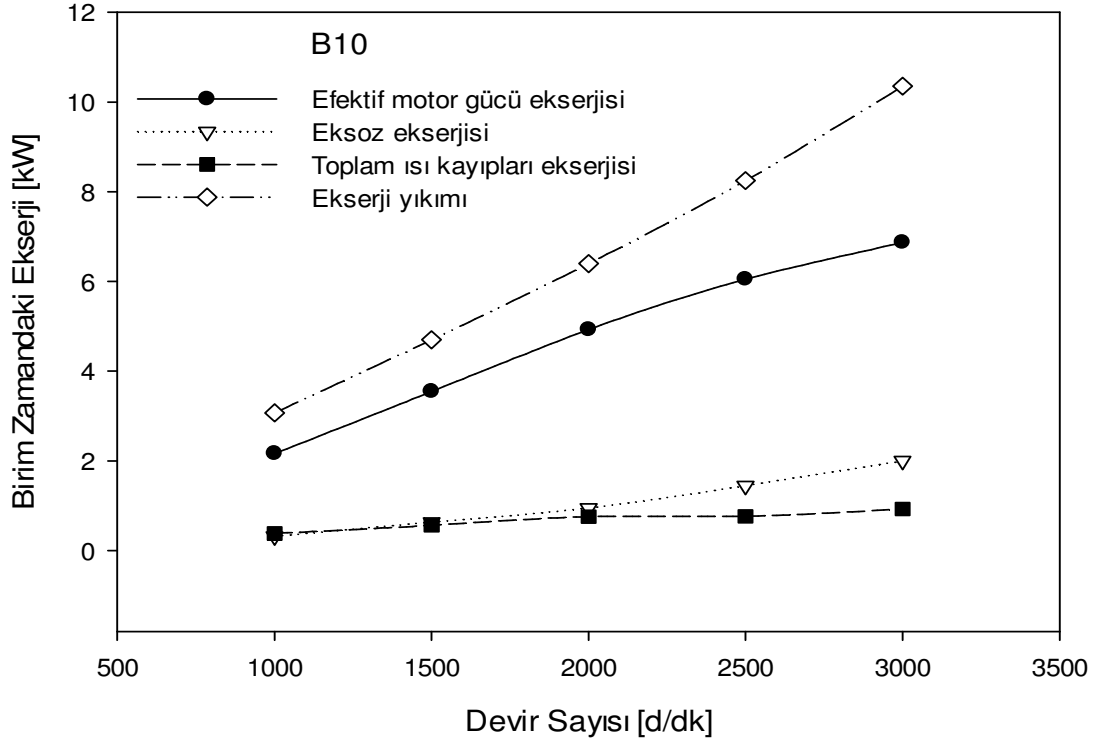
sayısında (eşit efektif motor gücünde) motora giren yakıt ekserjisinin yakıt enerjisinden fazla olması ekserji veriminin efektif verimden düşük çıkmasına neden olmuştur. Dolayısıyla efektif verim ile ekserji verimi benzer karakterde iken aralarında sadece sayısal değer bakımından farklılık vardır. Örneğin, 2000 d/dk dizel yakıtı, B10, B20 ve B50 karışım yakıtı kullanılması durumunda motorun ekserji verimi efektif veriminden sırasıyla %6,56, %6,66, %6,76 ve %6,99 oranında daha düşüktür. Burada dikkat çekilmesi gereken bir başka durum ise efektif verim ile ekserji veriminin aynı devir sayısında maksimum olmasıdır. Çünkü birinci yasa veriminin maksimum olduğu devir sayısında maksimum ekserji verimi elde edilmeyebilir. Bu nedenle, yapılan bu çalışmada tüm yakıtlar için hem efektif verimin hem de ekserji veriminin 2000 d/dk'da maksimum olması deneyde kullanılan motora özel bir durum olarak değerlendirilebilir.



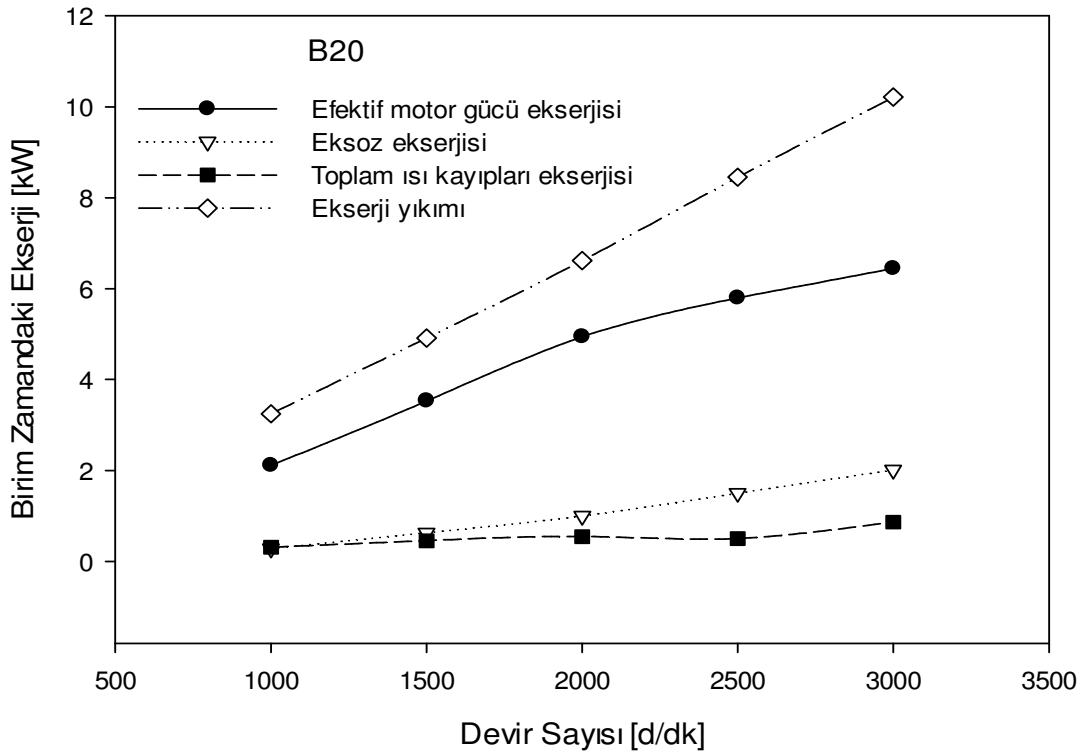
Şekil 3.13. Birim zamanda motora giren yakıt ekserjisinin kullanılan yakıt türüne ve devir sayısına göre değişimi



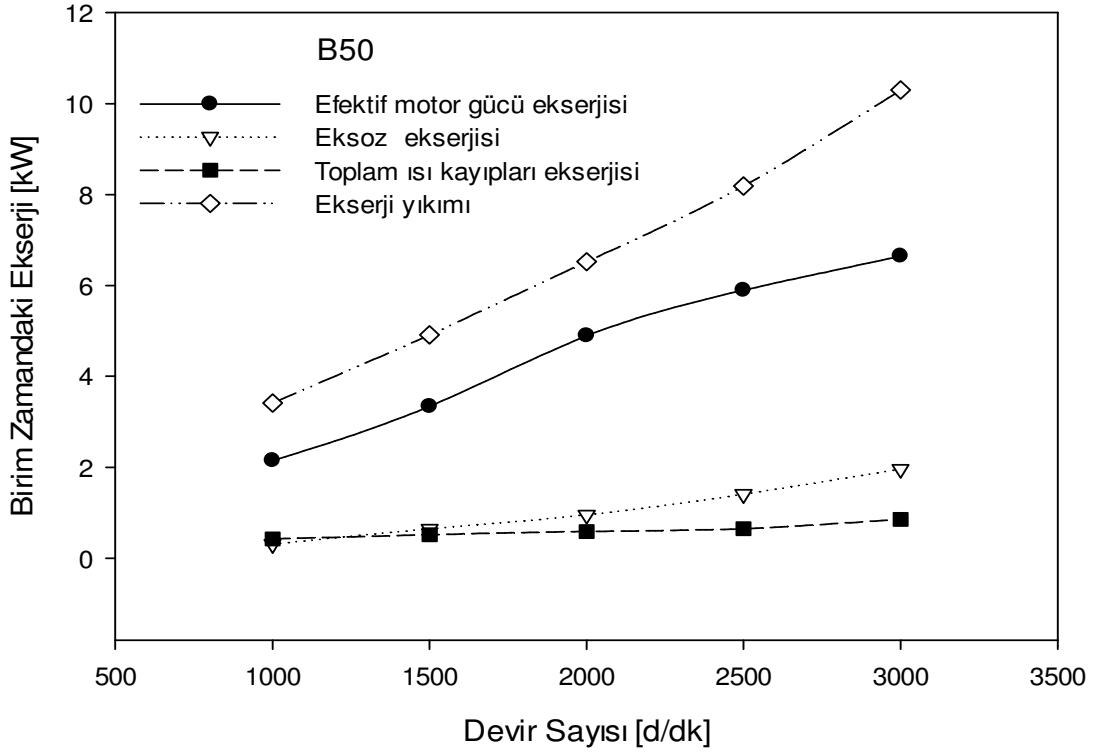
Şekil 3.14. Dizel yakıtı kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi



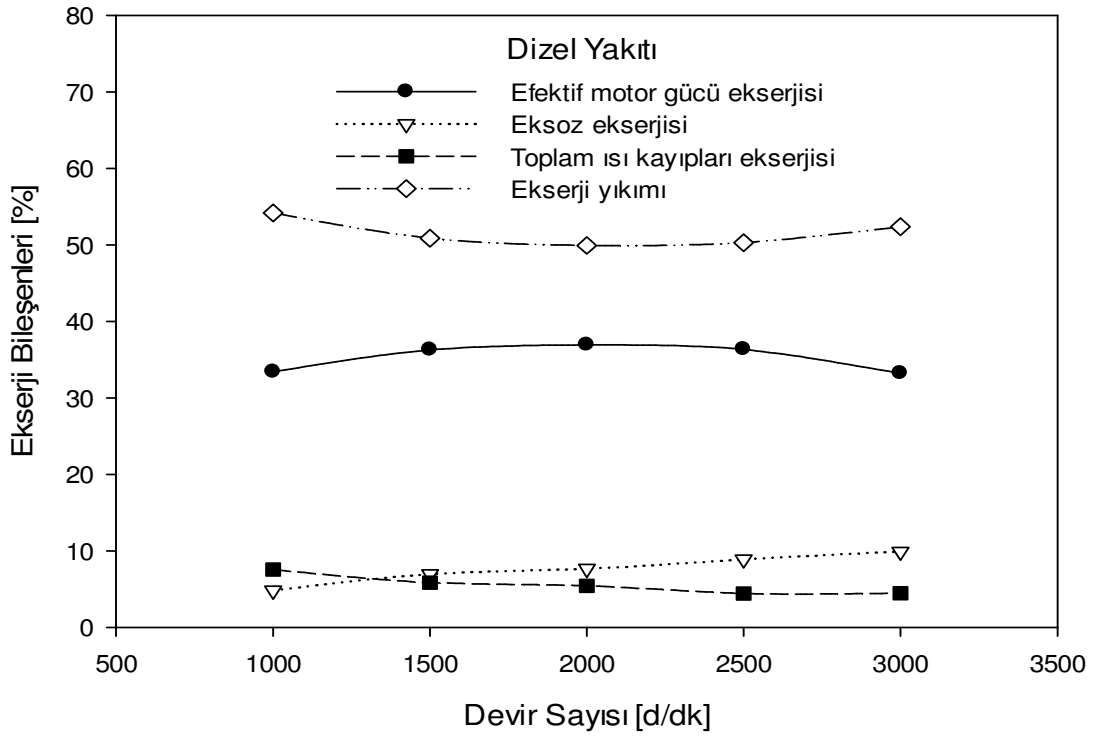
Şekil 3.15. B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi



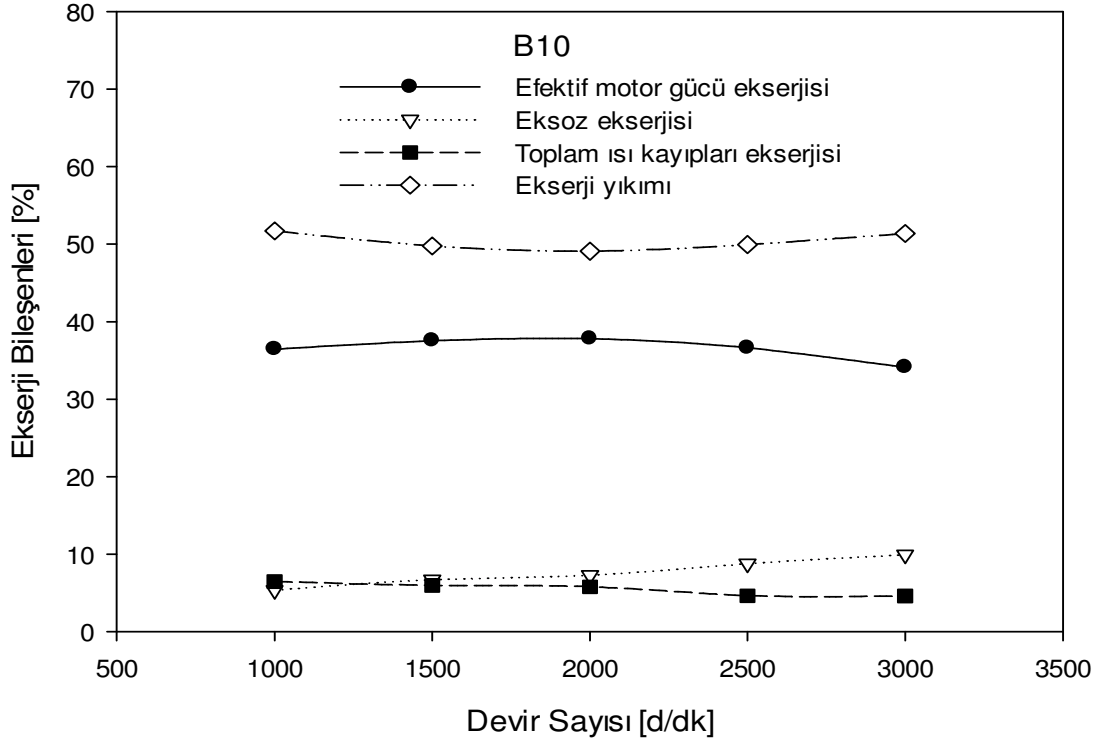
Şekil 3.16. B20 karışım yakıtı kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi



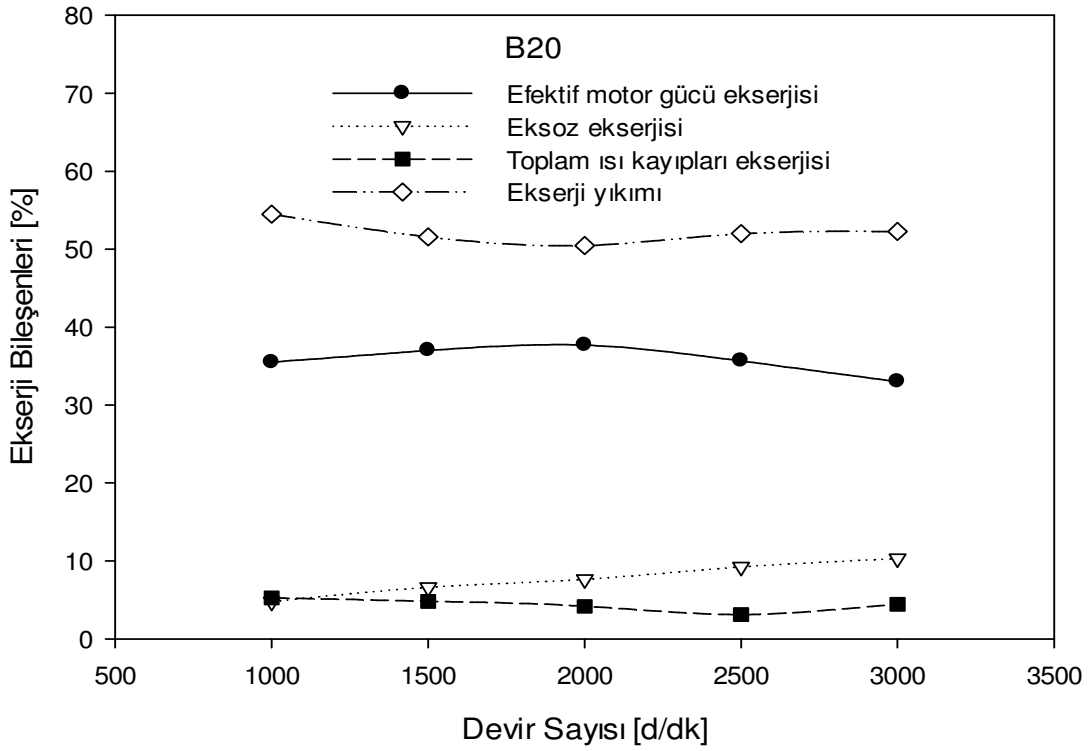
Şekil 3.17. B50 karışım yakıtı kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin devir sayısına göre değişimi



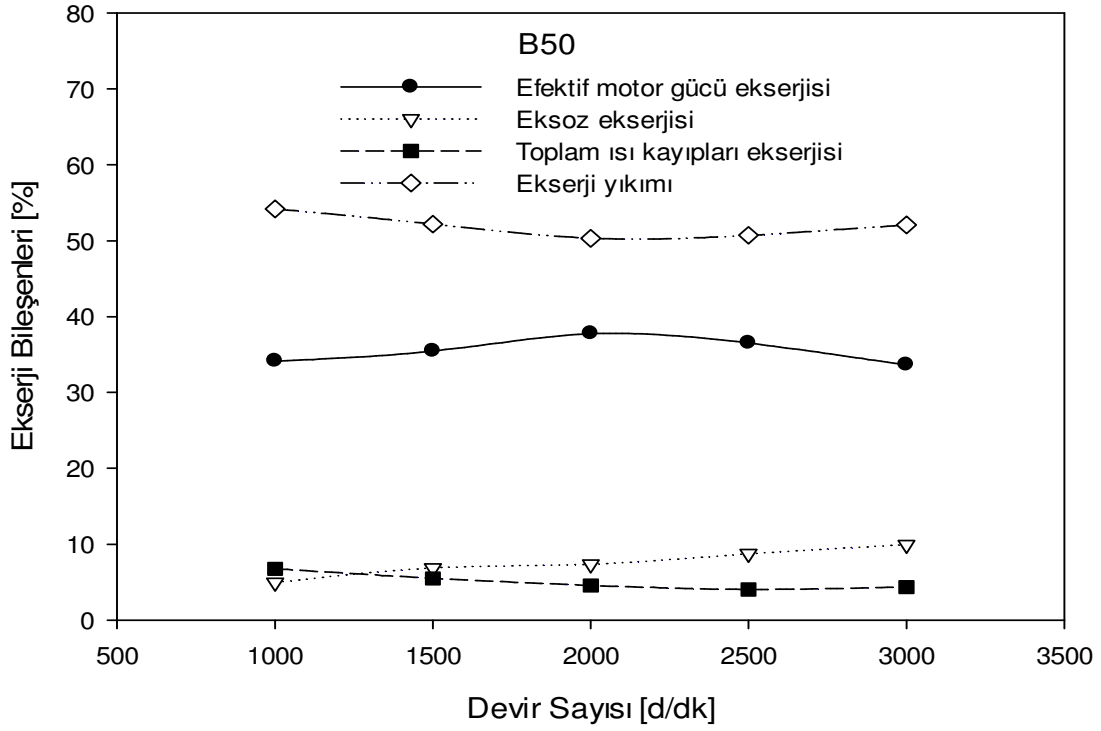
Şekil.3.18. Dizel yakıtı kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin yakıt ekserjisine göre yüzdelik değişimi



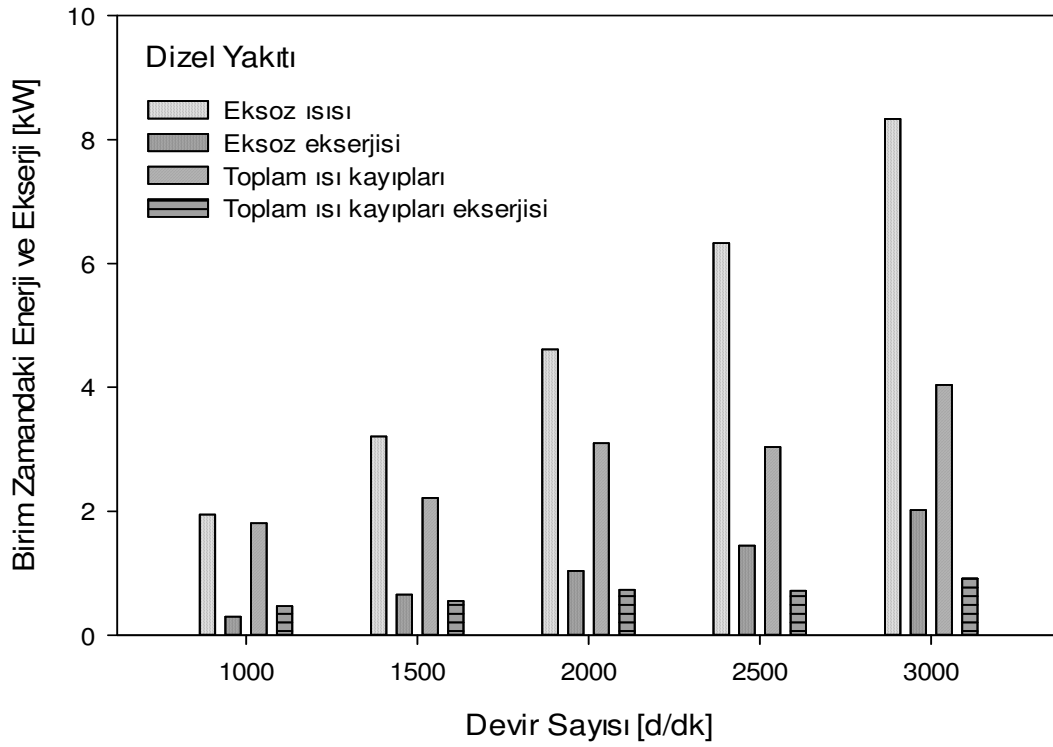
Şekil 3.19. B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin yakıt ekserjisine göre yüzdelerdeki değişimi



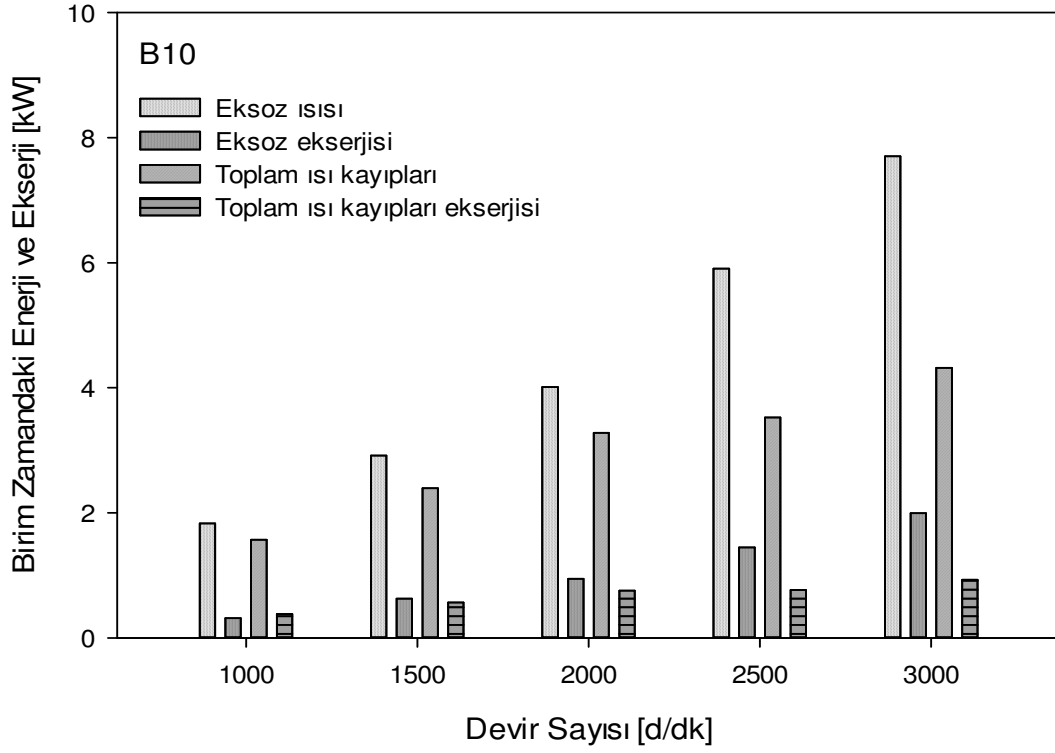
Şekil 3.20. B20 karışım yakıtı kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin yakıt ekserjisine göre yüzdelerdeki değişimi



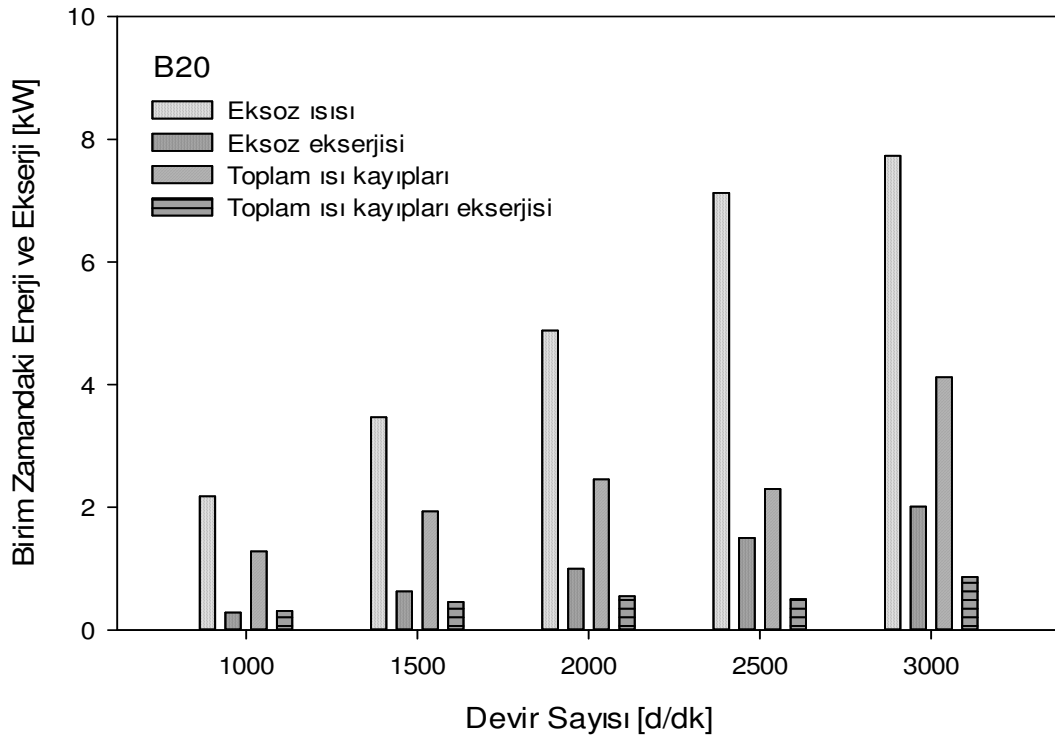
Şekil 3.21. B50 karışım yakıtı kullanılması durumunda ekserji bileşenlerinin yakıt ekserjisine göre yüzdelerik değişimi



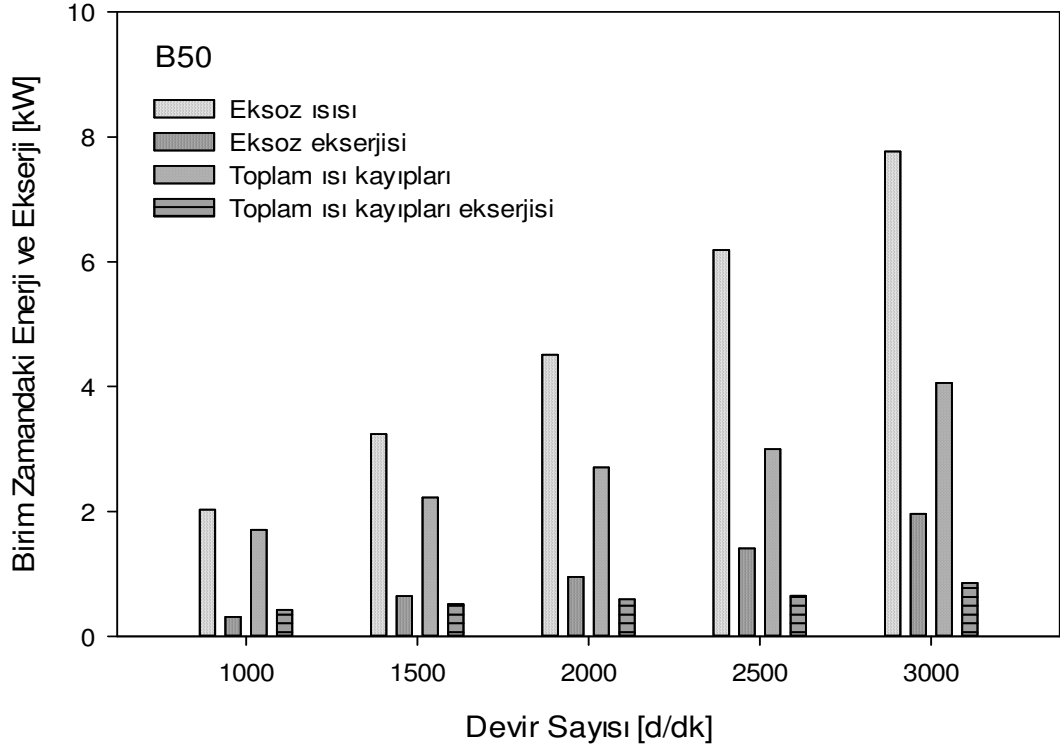
Şekil 3.22. Dizel yakıtı kullanılması durumunda eksoz ısı-eksoz ekserji ve toplam ısı kayıpları-toplam ısı kayıpları ekserjisinin devir sayısına göre değişimi



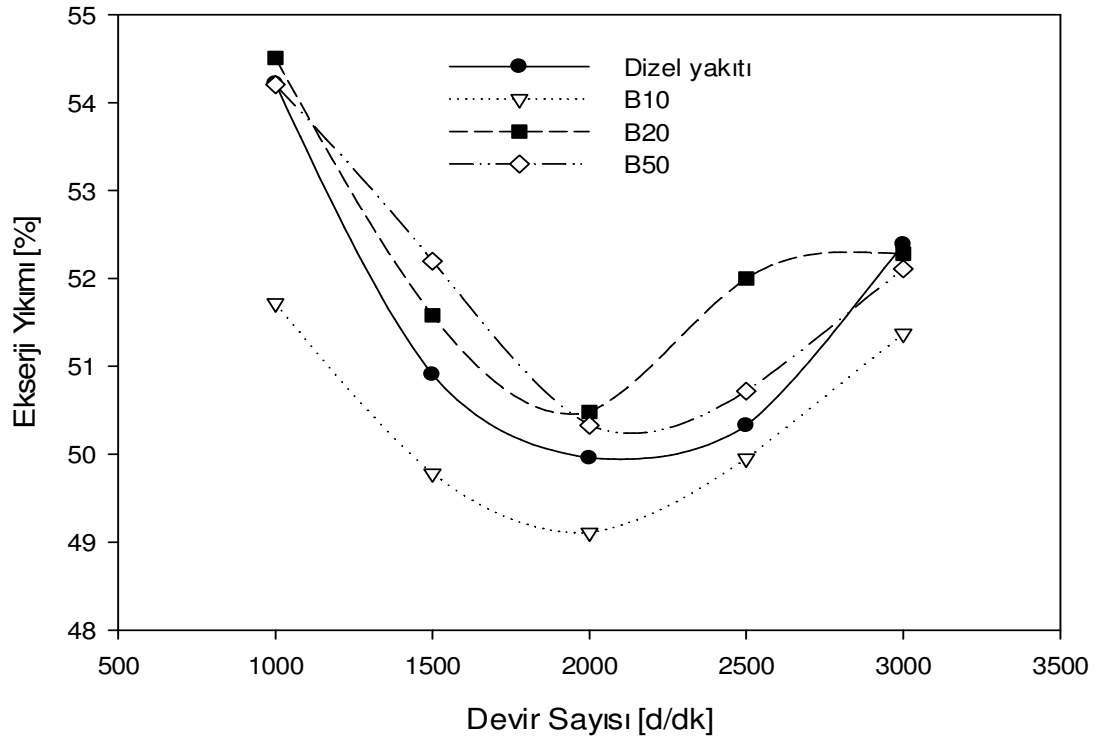
Şekil 3.23. B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda eksoz ısı-eksoz ekserji ve toplam ısı kayıpları-toplam ısı kayıpları ekserjisinin devir sayısına göre değişimi



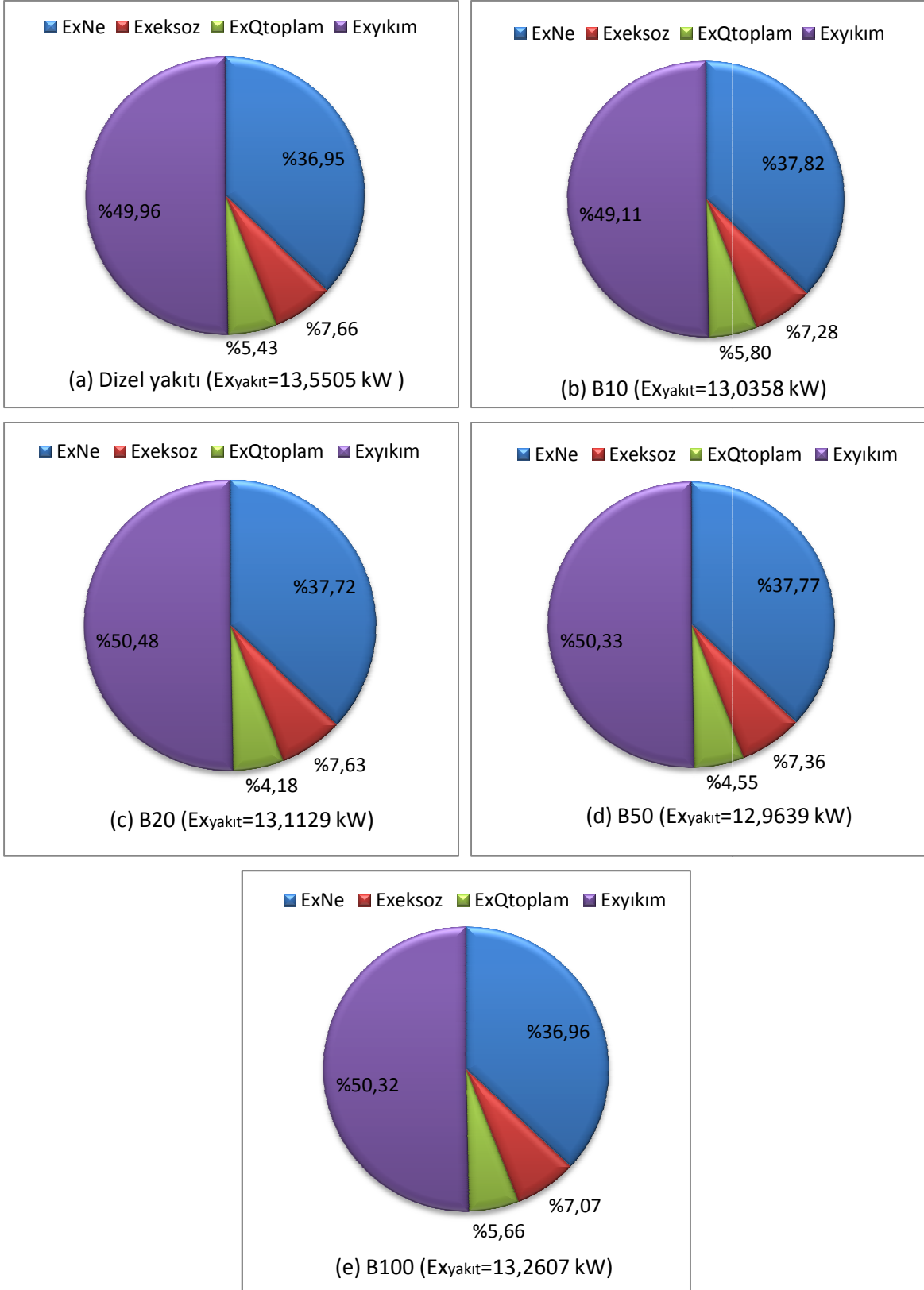
Şekil 3.24. B20 karışım yakıtı kullanılması durumunda eksoz ısı-eksoz ekserji ve toplam ısı kayıpları-toplam ısı kayıpları ekserjisinin devir sayısına göre değişimi



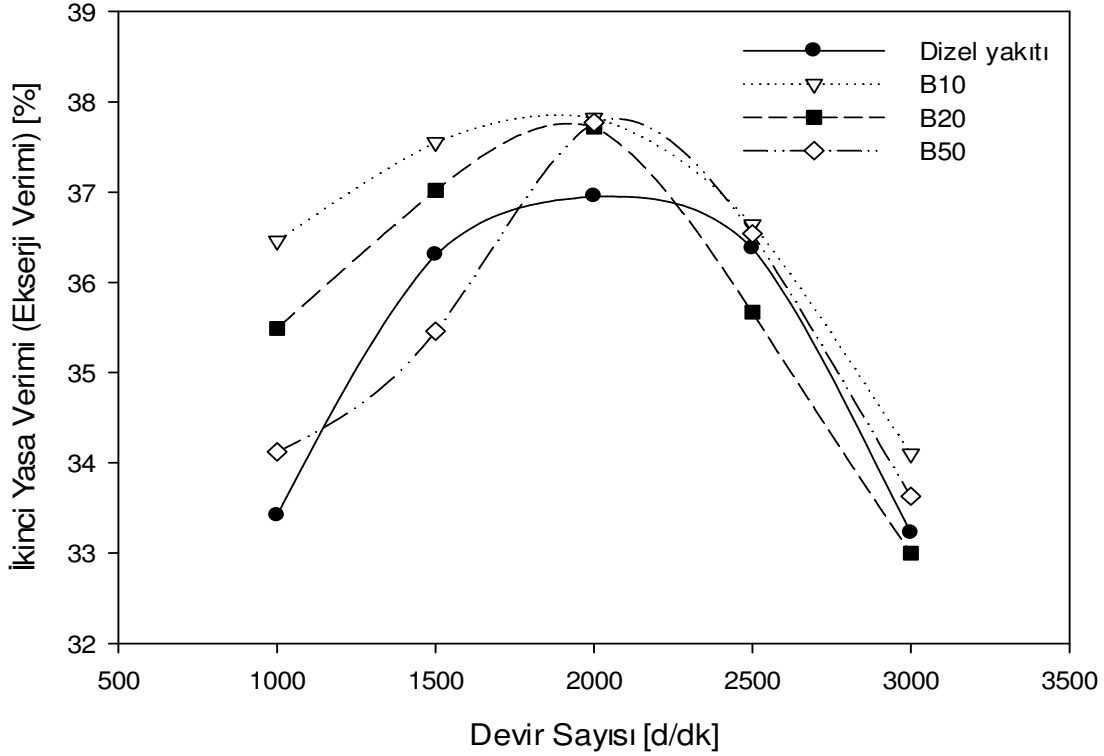
Şekil 3.25. B50 karışım yakıtı kullanılması durumunda eksoz ısısı-eksoz ekserji ve toplam ısı kayıpları-toplam ısı kayıpları ekserjisinin devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.26. Motorda gerçekleşen ekserji yıkımının kullanılan yakıtlara ve devir sayısına göre değişimi



Şekil 3.27. 2000 d/dk'da yakıt ekserjisi dağılımının kullanılan yakıtlara göre değişimi



Şekil 3.28. İkinci yasa veriminin (ekserji verimi) kullanılan yakıtlara ve devir sayısına göre değişimi

3.3. Karışımdaki Biyodizelin Hacimsel Oranına Göre Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçlarının İrdelenmesi

Önceki bölümlerde enerji ve ekserji bileşenlerinin karışımdaki biyodizel hacimsel oranına göre değişimleri büyük ölçüde irdelenmişti. Bu nedenle bu kısımda düşük, orta ve yüksek devirler sırası ile 1000, 2000 ve 3000 d/dk seçilerek enerji ve ekserji bileşenlerinin, karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimlerini gösteren bazı farklı grafikler verilerek yorumlanmıştır.

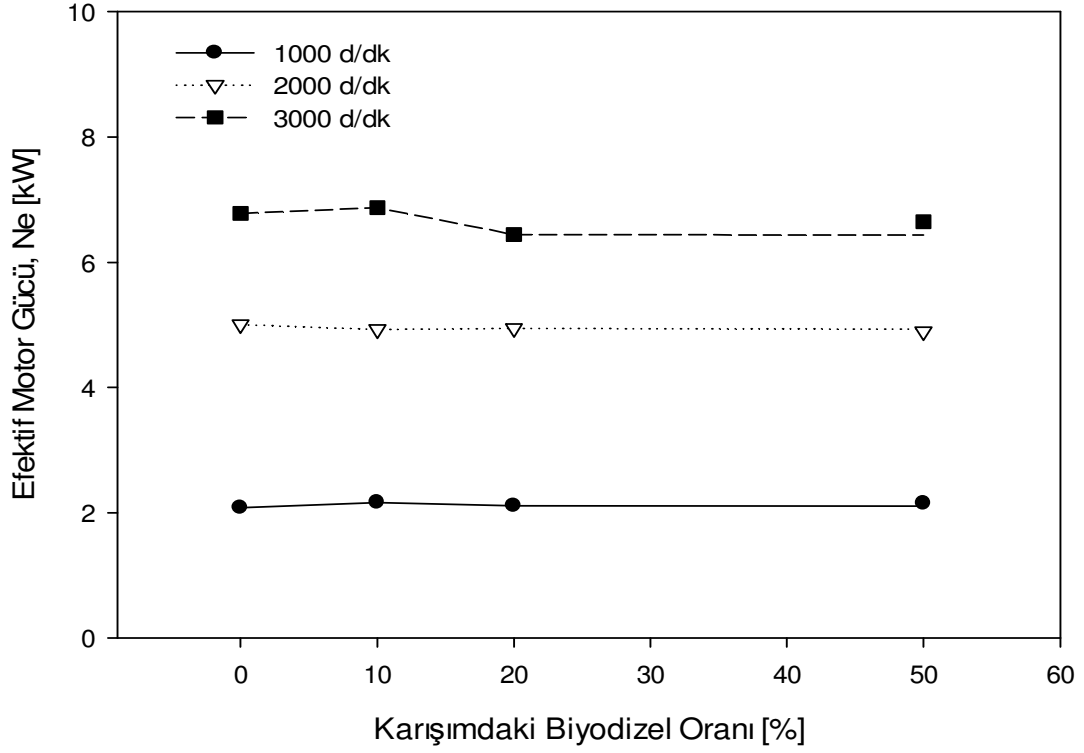
Efektif motor gücünün karışımdaki biyodizel oranına göre değişiminin verildiği Şekil 3.29 incelendiğinde efektif motor gücünde genel olarak karışımdaki biyodizel oranına göre büyük bir değişim görülmezken karışımdaki hacimsel biyodizel oranı %10 olduğunda efektif güçte küçük bir artışın meydana geldiği görülmektedir. Bunun nedeni daha önce açıklandığı gibi yakıtların hacimsel ısıl değerlerinin birbirine yakın olması ve biyodizelin oksijen içeriğinden kaynaklanmaktadır. Karışımdaki bütün biyodizel oranlarında efektif motor gücünün devir sayısına göre değişimi incelendiğinde düşük devirden orta devire geçişte efektif güçteki artış, orta devirden yüksek devire geçişteki artıştan daha fazla

olduğu görülmektedir. Örneğin, karışımdaki biyodizel oranı %0 olduğu durum göz önüne alındığında devir sayısı 1000 d/dk'dan 2000 d/dk'ya çıkartıldığında efektif güçteki artış oranı %140,89 iken, devir sayısı 2000 d/dk'dan 3000 d/dk'ya çıkartıldığında efektif güçteki artış oranı %35,44 olmaktadır. Efektif motor gücü devir sayısının bir fonksiyonudur ve devir sayısı artıkça efektif motor gücü de artmaktadır. Ancak yüksek devir sayılarında mekanik sürtünmelerin ve hareketli motor elemanlarının kütleli eylemsizlik momentinin artması efektif güçteki artışı sınırlandırmaktadır.

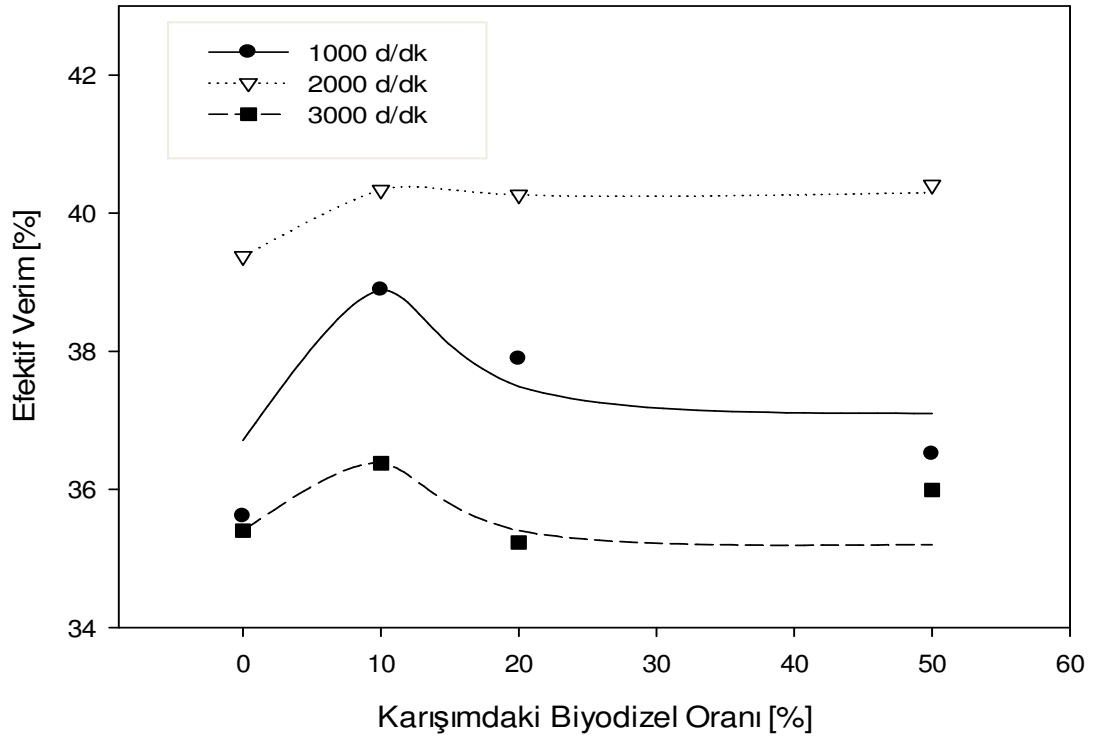
Şekil 3.30 incelendiğinde karışımdaki biyodizel oranının %10 olması halinde efektif verim bakımından daha iyi sonuçların elde edildiği görülmektedir. 2000 d/dk'da karışımdaki biyodizel oranına göre efektif verimin değişimi çok dar aralıkta gerçekleşmektedir. Düşük ve yüksek devirlerde ise efektif verim geniş bir aralıkta değer almaktadır. Bunun nedeni mekanik kayıplar, hacimsel verim, ısı ve eksoz kayıpları gibi efektif verimi artıran veya azaltan faktörlerin değişimi orta devirlerde bir denge durumunu oluşturmasından kaynaklanıyor olabilir. Karışımdaki biyodizel oranının efektif verimin geniş aralıktaki değişime etkisi yakıtların viskozitelerindeki değişime bağlanabilir ancak daha doğru tespitlerin yapılabilmesi için daha fazla veriye ihtiyaç duyulmaktadır.

Karıışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre ekserji verimindeki değişim Şekil 3.30'daki değişimle aynıdır. Dolayısı ile aynı değerlendirmeler Şekil 3.31 için de yapılabilir.

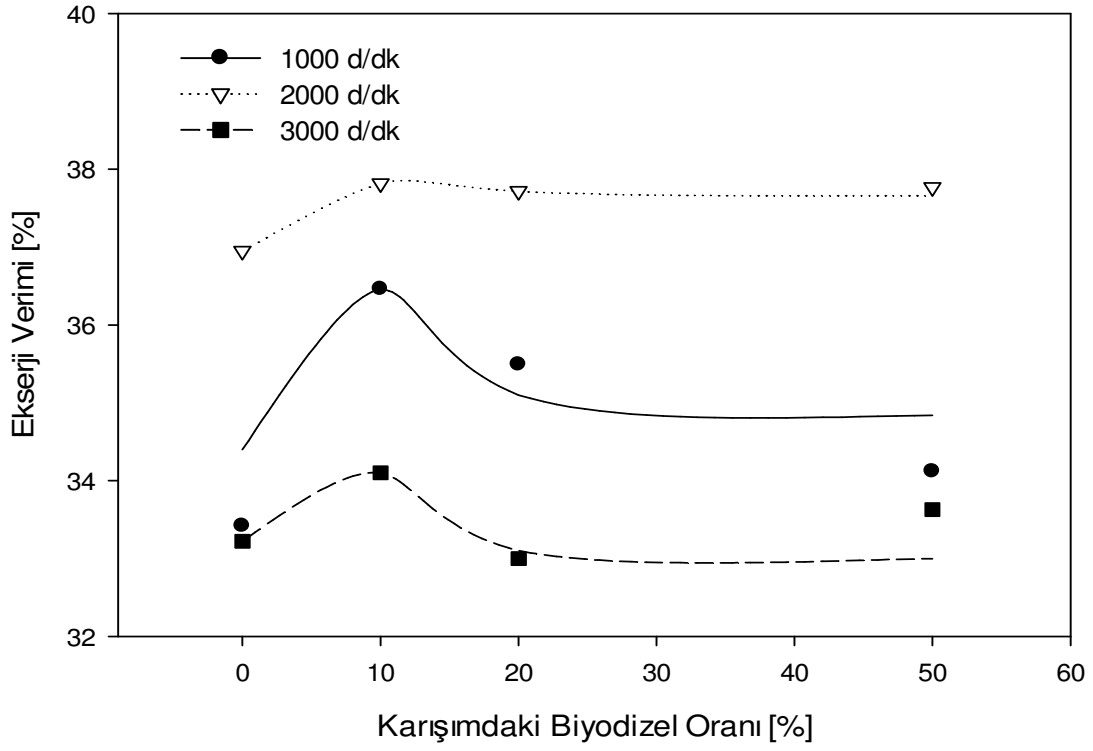
Şekil 3.32'de yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde farklı devir sayıları için motorda meydana gelen toplam ekserji yıkımının karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi verilen üç devir sayısı için ekserji yıkımının karışımdaki biyodizel oranına göre değişimi benzer karakterdedir. Artan biyodizel oranı ile ekserji yıkımı belirgin bir şekilde azalmakta, bütün devir sayıları için %10 biyodizel karışım oranında ekserji yıkımı bir minimum yaptıktan sonra tekrar artışa geçmektedir ve %20 biyodizel karışım oranından sonra yaklaşık olarak sabit kalma eğilimi göstermektedir. %10 biyodizel karışım oranında en düşük ekserji yıkımının elde edilmesinin nedeni daha önce açıklanmıştı. Motorda gerçekleşen ekserji yıkımı, motorun ekserji veriminin azalmasında etkili olan en önemli faktördür. Bundan dolayı karışımdaki tüm biyodizel oranları için 2000 d/dk ekserji yıkımının minimum olması bu devirde maksimum ekserji veriminin elde edilmesini sağlamıştır. Karışımdaki biyodizel oranı %0 olması halinde 2000 d/dk'daki ekserji yıkımı, 1000 d/dk ve 3000 d/dk'daki ekserji yıkımına göre sırasıyla %8,53 ve %4,86 oranında daha azdır.



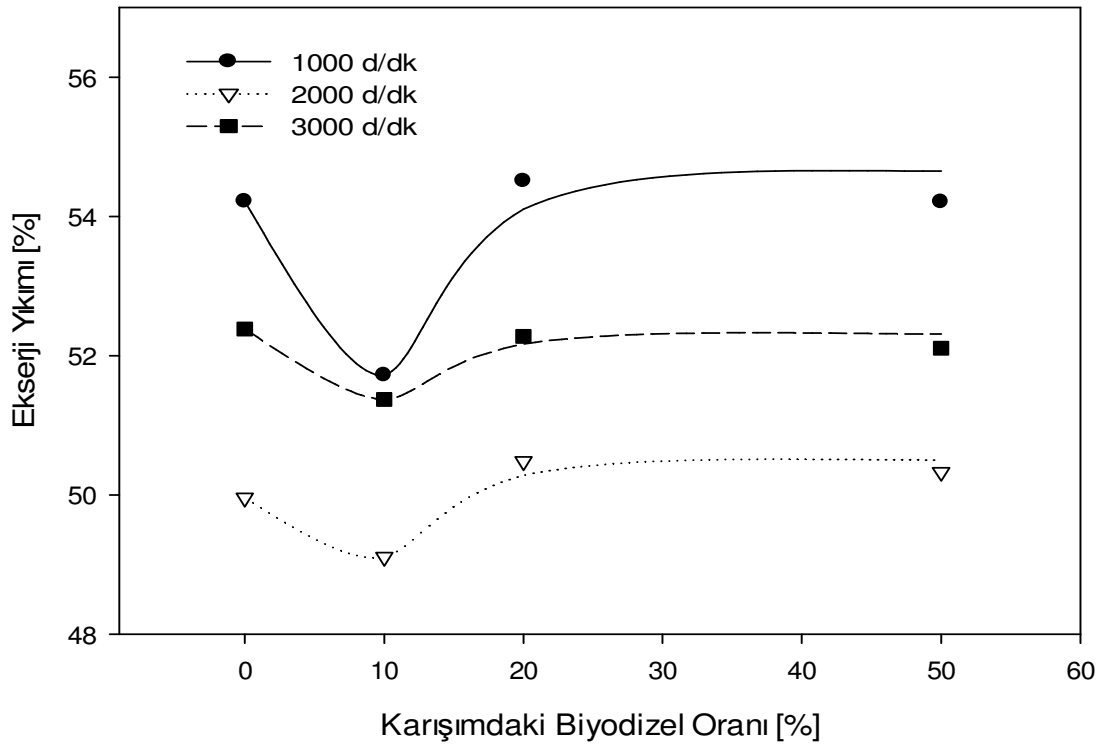
Şekil 3.29. Farklı devir sayılarında efektif motor gücünün karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimi



Şekil 3.30. Farklı devir sayılarında efektif verimin karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimi



Şekil 3.31. Farklı devir sayılarında ekserji veriminin karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimi



Şekil 3.32. Farklı devir sayılarında motorda gerçekleşen ekserji yıkımının karışımdaki biyodizelin hacimsel oranına göre değişimi

4. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında yakıt olarak dizel yakıtı, saf biyodizel ve farklı hacimsel oranlarda biyodizel içeren biyodizel-dizel yakıtı karışımlarının kullanıldığı tek silindirli bir dizel motoruna tam yük ve değişik devir sayıları için enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Çalışmadan elde edilen başlıca sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Biyodizelin hacimsel bazdaki ısı değeri dizel yakıtının hacimsel bazdaki ısı değerine yakın olduğu için bütün devir sayılarında karışım yakıtları kullanılması durumunda genel olarak dizel yakıtına yakın efektif güç, yakıt enerjisi ve yakıt ekserjisi değerleri elde edilmiştir.
2. Kullanılan tüm yakıtlar için enerji ve ekserji bileşenlerinin devir sayısına göre değişiminin benzer karakterde olduğu görülmüştür. Devir sayısı arttıkça enerji ve ekserji bileşenlerinin sayısal değeri artmakta ve en yüksek artış oranı eksoz ısı ve eksoz ekserjisi için elde edilmiştir.
3. Birim zamanda eksoz gazları ile kaybedilen enerji yaklaşık olarak 2300 d/dk'dan sonra efektif motor gücü değerini aşmaktadır. Kullanılan yakıtta göre 3000 d/dk'da eksoz ısı efektif motor gücü değerinden %12,07-22,94 oranında fazladır. Bu oranın en yüksek değeri dizel yakıtı ve en düşük değeri de B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda belirlenmiştir.
4. Tüm yakıtlar için eksoz gazları ve ısı kayıpları ile meydana gelen toplam enerji kaybı 1000-3000 devir aralığında yakıt enerjisinin %59,59-64,77'si kadar olmaktadır. Birim zamanda motora giren yakıt enerjisinin sadece %35,23-40,41'i efektif motor gücüne dönüştürülmektedir.
5. Tüm yakıtlar için maksimum efektif verim 2000 d/dk'da elde edilmiştir. Karışım yakıtları kullanılması durumunda motorun efektif verimi tüm devirlerde dizel yakıtı kullanılmasına göre genel olarak yüksek çıkmıştır. Efektif verimdeki bu farklılık düşük devirlerde daha belirgin olarak görülmüştür. Efektif verim açısından en iyi yakıt B10 karışım yakıtıdır. B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda en yüksek efektif verim %40,34 olarak belirlenmiştir.
6. Eksoz ekserjisi ve toplam ısı kayıpları ekserjisinin bütün devirlerde yakıt ekserjisinin %10'undan daha az olduğu belirlenmiştir. Motor veriminin artırılmasında eksozla ve ısı transferi ile kaybedilen ekserjinin geri kazanılması

büyük önem taşımaktadır. Toplam ısı kayıpları ısı bariyer kaplama ile azaltılabilmektedir. Eksoz ekserjisi ise turboşarj ve termoelektrik jeneratör gibi bazı sistemlerle değerlendirilebilmektedir.

7. 1000-3000 d/dk aralığında tüm yakıtlar için belirlenen ekserji yıkımı değerleri efektif güç değerlerinden daha fazladır. Motordaki tersinmezlikler nedeniyle yakıt ekserjisinin yaklaşık olarak %50'sinden fazlası yok olmaktadır. Tüm devir sayılarında minimum ekserji yıkımı B10 karışım yakıtı kullanılması durumunda gerçekleşmiştir. Ortalama olarak motorda gerçekleşen toplam ekserji yıkımı dizel yakıtı, B10, B20 ve B50 karışım yakıtlarının kullanılması durumunda sırasıyla yakıt ekserjisinin %51,56, %50,39, %52,17 ve %51,91'i olduğu belirlenmiştir. Ayrıca tüm yakıtlar için minimum ekserji yıkımı 2000 d/dk'da gerçekleşmiştir.
8. Tüm yakıtlar için 1000-3000 d/dk aralığında ekserji yıkımı ile efektif güç ekserjisinin yakıt ekserjisine göre yüzdelik değişimlerinin neredeyse simetrik olduğu görülmüştür. Dolayısıyla efektif gücün şekillenmesinde ısı ve eksoz gazları ile gerçekleşen ekserji kaybından daha çok ekserji yıkımının etkili olduğu belirlenmiştir.
9. Devir sayısı artıkça eksoz ısısının kullanılabilirliği artarken toplam ısı kayıplarının kullanılabilirliği azalmıştır.
10. Tüm yakıtlar için maksimum ekserji verimi 2000 d/dk'da elde edilmiştir. Bu devir sayısında dizel yakıtı, B10, B20 ve B50 karışım yakıtları için ekserji verimi sırası ile %36,95, %37,82, %37,72 ve %37,77 olarak belirlenmiştir. Test yakıtları, ekserji verimi açısından karşılaştırıldığında ise tüm devir sayılarında maksimum ekserji verimi B10 karışım yakıtı kullanımında elde edilmiştir.
11. Efektif verim ve kullanılan ekserji verimi tanımı gereği tüm yakıtlar için belirlenen efektif verim ve ekserji veriminin benzer karakterde ve bütün devir sayılarında ekserji veriminin efektif verimden düşük olduğu belirlenmiştir.
12. Birinci yasa açısından motorun tam yükte çalışabileceği en uygun devir sayısı maksimum efektif verimin elde edildiği 2000 d/dk'dır.
13. İkinci yasa açısından motorun tam yükte çalışabileceği en uygun devir sayısı da ekserji yıkımının minimum ve ekserji veriminin maksimum olduğu 2000 d/dk'dır.
14. Hem enerji analizi hem de ekserji analizi açısından motorda kullanılacak en uygun yakıtın B10 karışım yakıtı olduğu tespit edilmiştir.

5. ÖNERİLER

Çalışmadan elde edilen sonuçlar göz önüne alındığında aşağıdaki öneriler yapılabilir:

1. Farklı yakıtlar ve/veya yakıt katkılarının kullanılması durumunda da motorlara enerji ve ekserji analizi uygulanabilir.
2. Karışımdaki biyodizelin hacimsel oranı %0-20 aralığında daha küçük oranlarda değiştirilerek çok daha iyi sonuçlar elde edilebilir. Ayrıca motor deneyleri sırasında devir sayısının küçük adımlarla değiştirilmesiyle de daha ayrıntılı inceleme yapılabilir.
3. Değişik motor teknolojilerinin de motor performansına etkisi ekserji analizi ile daha doğru bir şekilde tespit edilebilir.
4. Gerçek bir taşıt motorunun çalışma koşullarını yansıtan değişik yük ve devir sayılarında motor deneyleri yapılarak, elde edilen verilerin enerji ve ekserji analizi hesaplarında kullanılması ile daha fazla sonuca ulaşılabilir.
5. İçten yanmalı motorlar maksimum ekserji verimi-minimum eksoz gazı emisyonu stratejisine göre optimize edilebilir. Böylece içten yanmalı motorlar için belirlenen maksimum verim ve minimum kirletici emisyon hedefine daha kolay ulaşılabilir.
6. Deneysel çalışmaya dayalı enerji ve ekserji analizi ile derinlemesine bir inceleme için yapılacak çalışmalar, teorik çalışmalarla desteklenebilir.
7. İçten yanmalı motorların kullanılan yakıtlara göre ekserji-ekonomik (eksergoekonomik) optimizasyonları yapılabilir.
8. Turboşarjlı motorlarda eksoz gazlarının turboşarj çıkışındaki iş potansiyelleri de belirlenebilir.

6. KAYNAKLAR

1. Safgönül, B., Arslan, H., E., Egeneman, M. ve Soruşbay, C., İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2008.
2. Karabektaş, M., Dizel Motorlarında Alternatif Yakıt Olarak Biyodizel Kullanımının Motor Performansına Etkilerinin İncelenmesi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 2002.
3. Durgun, O., Motorlar I Ders Notları, Makine Mühendisliği Bölümü, KTÜ, Trabzon, Basılmamış.
4. Tat M., E., Cetane Number Effect on the Energetic and Exergetic Efficiency of a Diesel Engine Fuelled with Biodiesel, Fuel Processing Technology, 92 (2011) 1311-1321.
5. Engelman, H., W., Guenter, D., A. and Silvis, T., W., Vegetable oil as a Diesel Fuel, ASME Paper, 78-DGP-19, 1978.
6. Yahya, A. and Marley, S., J., Performance and Exhaust Emissions of a Compression Ignition Engine Operating on Ester Fuels at Increased Injection Pressure and Advanced Timing, Biomass and Bioenergy, 6, 4, (1994) 297-319.
7. Zhang, Q., Feldman, M. and Peterson, C., Diesel Engine Durability When Fueled with Methly Ester of Winter Rapeseed Oil, ASAE Paper, (1988) 88-1562.
8. Canakci, M., Combustion Characteristics of a Turbocharged DI Compression Ignition Engine Fueled With Petroleum Diesel Fuels and Biodiesel, Biosource Technology, 98 (2007) 1167-1175.
9. <http://www.eie.gov.tr/yenilenebilir/biyodizel.aspx>. 18 Mayıs 2014.
10. Tıraş, M., Türkiye’de Kanola Tarımı, Doğu Coğrafya Dergisi, 21 (2009) 159-172.
11. Güngör, A., Bir Kombine Çevirim Santralinin Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, İstanbul, 2013.
12. MEGEP, Motorlu Araçlar Teknolojisi, Dizel Yakıt Sistemleri, Ankara 2006.
13. Çengel, Y., A. ve Boles, M., A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Editör Pınarbaşı, A., Yedinci Baskı, Palme Yayıncılık, Ankara, 2013.
14. Uçkun, E., Biyodizel Yakıtı Kullanan Bir Dizel Motorunda Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, K.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2004.

15. Rakopoulos, C., D. ve Giakoumis, E., G., Development of Cumulative and Availability Rate Balance in a Multi-Cylinder Turbocharged Indirect Injection Diesel Engine, Energy Conversion and Management, 38 (1997) 347-369.
16. Kotaş, T. J., The Exergy Method of Termal Plant Analysis, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1995.
17. Kart, A., LPG ile Çalışan Bir Benzin Motorunda Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, S.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 2009.
18. Köktürk, L., Ekserji Analizi Kullanılarak İçten Yanmalı Bir Motorun Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Z.K.Ü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak, 1999.
19. Bilgen, S., Bazı Yakıtların Kimyasal Ekserji Değerlerinin Hesaplanması, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2000.
20. Kopac, M. ve Kokturk, L., Determination of Optimum Speed of an Internal Combustion Engine by Exergy Analysis, Int. J. Exergy, 2, 1 (2005) 40-52.
21. Sekmen, P. ve Yılbaşı, Z., Application of Energy and Exergy Analyses to a CI engine Using Biodiesel Fuel, Mathematical and Computational Applications, 16 (2011) 797-808.
22. Canakcı, M. ve Hosoz, M., Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels, Energy Sources, 1, 379 (2006) 379-394.
23. Caton, J., A., On the Destruction of Availability(exergy) Due to Combustion Processes-With Specific Application to Internal-Combustion Engines, Energy, 25 (2000) 1097-1117.
24. Alkidas, A.,C., The Application of Availability and Energy Balance to a Diesel Engine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 110 (1988) 463-469.
25. Shapiro, H., N. ve Van Gerpen, J., H., Two Zone Combustion Models for Second Law Analysis of Internal Combustion Engines, Society of Automotive Engineers, SAE Paper 890823, (1989) 1408-1422.
26. Van Gerpen, J., H., Second Law Analysis of Diesel Engine Combustion, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 112 (1990) 129-137.
27. Gallo W., L., R. ve Milanez L., F., Exergetic Analysis of Ethanol and Gasoline Fueled Engines, Journal of Fuels and Lubricants, 101 (1992) 907-915.
28. Velasquez, J., A. ve Milanez L., F., Analysis of the Irreversibilities in Diesel Engines, International Congress & Exposition Detroit, Michigan, February 28-March 3, (1994) 113-121.

29. Rakopoulos, C., D. ve Giakoumis E., G., Simulation and Exergy Analysis of Transient Diesel Engine Operation, Energy, 22, 9 (1997) 875-885.
30. Rakopoluos, C., D. ve Giakoumis, E., G., Speed and Load Effects on the Availability Balances and Irreversibilities Production In A Multi-Cylinder Turbocharged Diesel Engine, Applied Thermal Engineering, 17, 3, (1997) 299-313.
31. Rakopoulos, C., D. ve Giakoumis, E., G., Development of Cumulative and Availability Rate Balance In a Multi-Cylinder Turbocharged Indirect Injection Diesel Engine, Energy Conversion and Management, 38 (1997) 347-369.
32. Zhang, S. ve Sobiesiak, A., The Frist and Second Law Analyses of a Port-Injected, Spark Ignition Engine Fuelled With Compressed Natural Gas, Journal of KONES Internal Combustion Engines, No.1-2 ISSN 1231-4005 (2002) 298-302.
33. Rakopoulos,C., D. ve Giakoumis, E., G., Availability Analysis of a Turbocharged Diesel Engine Operating Under Transient Load Conditions, Energy, 29 (2004) 1085-1104.
34. Parlak, A., Yasar, H. ve Eldoğan, O., The Effect of Thermal Barrier Coating on a Turbo-charged Diesel Engine Performance and Exergy Potential of The Exhaust Gas, Energy Conversion and Management, 46 (2005) 489-499.
35. Özcan, H. ve Söylemez, S., Effect of Water Addition on The Exergy Balances of an LPG Fuelled Spark Ignition Engine, Int. J. Exergy, Vol. 2, No. 2 (2005) 194-206.
36. Erbaş, Y., Su Soğutmalı Bir Benzin Motorunda Sıkıştırma Oranı Değişiminin Birinci ve İkinci Kanuna Göre Analizi, Yüksek Lisans Tezi, S.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 2006.
37. Rakopoulos, C., D., Scott M., A., Kyritsis D., C. ve Giakoumis, E., G., Availability Analysis of Hydrogen/Natural Gas Blends Combustion in Internal Combustion Engines, Energy, (2007) 1-8.
38. Sayin, C., Hosoz, M., Canakci M. ve Kilicaslan I., Energy and Exergy Analyses of a Gasoline Engine, Int. J. Energy Res., 31 (2007) 259-273.
39. Yılbaşı, Z., Bir Dizel Motorun Performansının Ekserji Analizi ile Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Z.K.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak, 2007.
40. Sezer, İ., Altin, İ. ve Bilgin, A., Exergetic Analysis of Using Oxygenated Fuels in Spark-Ignition (SI) Engines, Energy and Fuels, 23, 4 (2008) 1801-1807.
41. Sezer, İ. ve Bilgin, A., Exergy Analysis of SI Engines, Int. J. Exergy, 5, 2 (2008) 204-217.
42. Yasar, H., First and Second Law Analysis of Low Heat Rejection Diesel Engine, Journal of Energy Institue, 81, 1 (2008) 48-53.

43. Çalışkan, H., İçten Yanmalı Motorlarda Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, E.O.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 2009.
44. Hongqing, F. ve Huijie, L., Second-Law Analyses to a Spark Ignition Engine Under Surrogate Fuels for Gasoline, Energy, 35 (2010) 3551-3556.
45. Nieminen, J. ve Dincer, I., Comparative Exergy Analyses of Gasoline and Hydrogen Fuelled ICES, International Journal of Hydrogen Energy, 35 (2010) 5124-5132.
46. Ismail, S. ve Mehta P. S., Evaluation of the Effect of Fuel and Combustion-Related Processes on Exergetic Efficiency, Fuel, 90 (2011) 1818-1825.
47. Zheng, J. ve Caton, J., A., Second Law Analysis of a Low Temperature Combustion Diesel Engine: Effect of Ignition Timing and Exhaust Gas Recirculation, Energy, 38 (2012) 78-84.
48. Caton, J., A., Exergy Destruction During the Combustion Process as Functions of Operating and Design Parameters for a Spark-Ignition Engine, Internal Journal of Energy Research, 36 (2012) 368-384.
49. Costa, Y., J., R., Lima, A., G., B., Filho, C., R., B. ve Lima, L., A., Energetic and Exergetic Analyses of a Dual-Fuel Engine, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16 (2012) 4651-4660.
50. Ghahfarokhi, R., F., Khalilarya, S. ve Ebrahimi, R., Energy and Exergy Analyses of Homogeneous Charge Compression Ignition Engine, Thermal Science, 17 (2013) 107-117.
51. Sezer, I. ve Bilgin, A., Effects of Charge Properties on Exergy Balance in Sprak Ignition Engines, Fuel, 112 (2013) 523-530.
52. Li, T., Wu, D. ve Xu, M., Thermodynamic Analysis of EGR Effect on the First and Second Law Efficiencies of a Boosted Spark-Ignited Direct-Injection Gasoline Engine, Energy Conversion and Management, 70 (2013) 130-138
53. Özkan, M., Özkan, D., B., Özener, O. ve Yılmaz, H., Experimental Study on Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Performed with Multiple Injection Strategies: Effect of Pre-Injection Timing, Applied Thermal Engineering, 53 (2013) 31-30.
54. Fu, J., Liu, J., Feng, R., Yang, Y., Wang, L. ve Wang, Y., Energy and Exergy Analysis on Gasoline Engine Based on Mapping Characterictics Experiment, Applied Energy, 102 (2013) 622-630.
55. Gharehghani, A., Koochak, M., Mirsalim, M. ve Yusaf, T., Experimental Investigation of Thermal Balance of a Turbocharged SI Engine Operating on Natural Gas, Applied Thermal Engineering, 60 (2013) 200-207.

56. Saxena, S., Beyado, I., D., Shah N. ve Phadke, A., Understanding Loss Mechanisms and Identifying Areas of Improvement for HCCI Engines Using Detailed Exergy Analysis, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 135, 091505 (2013) 1-10.
57. Gümüş, M. ve Atmaca, M., Energy and Exergy Analyses Applied to a CI Engine Fuelled with Diesel and Natural Gas, Energy Sources, 35,11, (2013) 1017-1027.
58. Jafamadar, S., Three-Dimensional Modeling and Exergy Analysis in Combustion Chambers of an Indirekt Injection Diesel Engine, Fuel, 107 (2013) 439-447.
59. Güllüm, M., Çeőitli Üretim Parametrelerinin Mısır ve Fındık Yağından Üretilen Biyodizellerin Önemli Yakıt Özelliklerine Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2014.
60. Durgun, O., Motorlarda Deneysel Yöntemler, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliğı Bölümü, Ders Notları, 1995.
61. TecQuipment Ltd, TD 300 Regenerative Engine Test Set User Guide, 2010.
62. Pulkrabek, W., W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, Prentice Hall, New Jersey, 1997.
63. Merker, P., G., Schwarz, C. and Teichmann, R., Combustion Engine Development, Springer Heildeberk Dordrecht London, New York, 2012.
64. Canakcı, M., Combustion Characterictics of a Turbocharged DI Compression Ingition Engine Fueled With Petroleum Diesel Fuels and Biodiesel, Bioresource Technology, 98 (2007) 1167-1175.
65. Durgun, O., Yakıtlar ve Yanma Ders Notları, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon-(Basılmamış).
66. Sezer, İ., Dietil Eter-Motorin Karışımlarının Motor Performansına Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der., 27, 1 (2012) 117-124.
67. Kline, S., J. ve McClintock, F.,A., Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, Mechanical Engineering, 3., Jan. 1953.
68. Sosyal, C., Dizel Motorlarında Biyodizel-Dizel Yakıtı Karışımlarının Kullanılmasının Motor Performansına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2008.

7. EKLER

Ek Tablo 1. Test yakıtları ile yapılan motor deneylerinde belirlenen hava debisi ve belirsizliği

Devir Sayısı [d/dk]	Dizel Yakıtı		B10		B20		B50		B100	
	Hesaplanan Değer [kg/s]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kg/s]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kg/s]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kg/s]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kg/s]	Belirsizlik [%]
1000	$2,8500 \cdot 10^{-3}$	0,6988	$2,8600 \cdot 10^{-3}$	0,6666	$2,8000 \cdot 10^{-3}$	0,6789	$2,8300 \cdot 10^{-3}$	0,6695	-	-
1500	$4,5800 \cdot 10^{-3}$	0,3770	$4,3800 \cdot 10^{-3}$	0,3493	$4,3300 \cdot 10^{-3}$	0,3707	$4,5500 \cdot 10^{-3}$	0,3381	-	-
2000	$5,3800 \cdot 10^{-3}$	0,3265	$5,2900 \cdot 10^{-3}$	0,2945	$5,2500 \cdot 10^{-3}$	0,3093	$5,2600 \cdot 10^{-3}$	0,2877	$5,3600 \cdot 10^{-3}$	0,2906
2500	$6,9600 \cdot 10^{-3}$	0,2849	$6,7100 \cdot 10^{-3}$	0,2579	$6,6000 \cdot 10^{-3}$	0,2759	$6,6200 \cdot 10^{-3}$	0,2503	$6,6800 \cdot 10^{-3}$	0,2601
3000	$7,7700 \cdot 10^{-3}$	0,2814	$7,6200 \cdot 10^{-3}$	0,2525	$7,3200 \cdot 10^{-3}$	0,2636	$7,4500 \cdot 10^{-3}$	0,2434	$7,5200 \cdot 10^{-3}$	0,2498

Ek Tablo 2. Test yakıtları ile yapılan motor deneylerinde belirlenen yakıt debisi ve belirsizliği

Devir Sayısı [d/dk]	Dizel Yakıtı		B10		B20		B50		B100	
	Hesaplanan Değer [kg/s]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kg/s]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kg/s]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kg/s]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kg/s]	Belirsizlik [%]
1000	$1,3696 \cdot 10^{-4}$	0,0399	$1,3239 \cdot 10^{-4}$	0,0393	$1,3495 \cdot 10^{-4}$	0,0393	$1,4875 \cdot 10^{-4}$	0,03997	-	-
1500	$2,0685 \cdot 10^{-4}$	0,0463	$2,1071 \cdot 10^{-4}$	0,0464	$2,1611 \cdot 10^{-4}$	0,0467	$2,2261 \cdot 10^{-4}$	0,0465	-	-
2000	$2,9713 \cdot 10^{-4}$	0,0564	$2,9083 \cdot 10^{-4}$	0,0553	$2,9724 \cdot 10^{-4}$	0,0558	$3,0632 \cdot 10^{-4}$	0,0558	$3,3038 \cdot 10^{-4}$	0,0568
2500	$3,5755 \cdot 10^{-4}$	0,0640	$3,6845 \cdot 10^{-4}$	0,0649	$3,6844 \cdot 10^{-4}$	0,0646	$3,8157 \cdot 10^{-4}$	0,0650	$3,9709 \cdot 10^{-4}$	0,0649
3000	$4,4760 \cdot 10^{-4}$	0,0758	$4,4960 \cdot 10^{-4}$	0,0756	$4,4281 \cdot 10^{-4}$	0,0743	$4,6703 \cdot 10^{-4}$	0,0761	$4,8488 \cdot 10^{-4}$	0,0760

Ek Tablo 3. Dizel yakıtı için hesaplanan enerji bileşenleri ve belirsizlikleri

Devir Sayısı [d/dk]	Birim Zamandaki Yakıt Enerjisi, $\dot{E}_{\text{yakıt}}$		Etketif Motor Gücü, N_e		Birim Zamandaki Eksoz Isısı, \dot{Q}_{eksoz}		Birim Zamandaki Toplam Isı Kayıpları, \dot{Q}_{toplam}		Etketif Verim, η	
	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]
1000	5,8371	0,0399	2,0786	0,8031	1,9467	1,3543	1,8118	1,7271	35,61	0,8040
1500	8,8526	0,0463	3,4246	0,7292	3,2119	0,9278	2,2160	1,7643	38,69	0,7307
2000	12,7163	0,0564	5,0073	0,6906	4,6120	0,7612	3,0970	1,6079	39,38	0,6929
2500	15,3021	0,0640	5,9318	0,6929	6,3327	0,6690	3,0376	1,9699	38,77	0,6959
3000	19,1559	0,0758	6,7818	0,7112	8,3373	0,5977	4,0368	1,7553	35,40	0,7153

Ek Tablo 4. B10 karışım yakıtı için hesaplanan enerji bileşenleri ve belirsizlikleri

Devir Sayısı [d/dk]	Birim Zamandaki Yakıt Enerjisi, $\dot{E}_{yakıt}$		Etkif Motor Gücü, N_e		Birim Zamandaki Eksoz Isısı, \dot{Q}_{eksoz}		Birim Zamandaki Toplam Isı Kayıpları, \dot{Q}_{toplam}		Etkif Verim, η_t	
	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]
1000	5,5636	0,0393	2,1636	0,6794	1,8335	1,3564	1,5665	1,8533	38,89	0,6805
1500	8,8549	0,0464	3,5465	0,6345	2,9135	0,9486	2,3949	1,4820	40,05	0,6362
2000	12,2218	0,0553	4,9297	0,6365	4,0097	0,8043	3,2824	1,3862	40,34	0,6389
2500	15,4837	0,0649	6,0515	0,6433	5,9056	0,6887	3,5266	1,6218	39,08	0,6466
3000	18,8940	0,0756	6,8728	0,6667	7,7240	0,6223	4,3188	1,5706	36,38	0,6710

Ek Tablo 5. B20 karışım yakıtı için hesaplanan enerji bileşenleri ve belirsizlikleri

Devir Sayısı [d/dk]	Birim Zamandaki Yakıt Enerjisi, $\dot{E}_{yakıt}$		Etkif Motor Gücü, N_e		Birim Zamandaki Eksoz Isısı, \dot{Q}_{eksoz}		Birim Zamandaki Toplam Isı Kayıpları, \dot{Q}_{toplam}		Etkif Verim, η_t	
	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]
1000	5,5764	0,0393	2,1130	0,7287	2,1796	1,4507	1,2838	2,7448	37,89	0,7297
1500	8,9301	0,0467	3,5290	0,6690	3,4666	0,9699	1,9345	2,1325	39,52	0,6685
2000	12,2826	0,0558	4,9460	0,6592	4,8831	0,7787	2,4534	2,0606	40,27	0,6616
2500	15,2247	0,0646	5,7980	0,6764	7,1283	0,6669	2,2984	2,7152	38,08	0,6795
3000	18,2978	0,0743	6,4460	0,6997	7,7323	0,6098	4,1195	1,2993	35,23	0,7006

Ek Tablo 6. B50 karışım yakıtı için hesaplanan enerji bileşenleri ve belirsizlikleri

Devir Sayısı [d/dk]	Birim Zamandaki Yakıt Enerjisi, $\dot{E}_{yakıt}$		Etkif Motor Gücü, N_e		Birim Zamandaki Eksoz Isısı, \dot{Q}_{eksoz}		Birim Zamandaki Toplam Isı Kayıpları, \dot{Q}_{toplam}		Etkif Verim, η_t	
	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]
1000	5,8829	0,0397	2,1480	0,6899	2,0305	1,4210	1,7044	1,9080	36,51	0,6910
1500	8,8040	0,0465	3,3410	0,6511	3,2391	0,9237	2,2239	1,6908	37,95	0,6528
2000	12,1146	0,0558	4,8960	0,6204	4,5143	0,7726	2,7043	1,7284	40,41	0,6229
2500	15,0907	0,0650	5,9000	0,6358	6,1917	0,6892	2,9991	1,9225	39,10	0,6391
3000	18,4706	0,0761	6,6470	0,6042	7,7657	0,6055	4,0578	1,5627	35,99	0,6090

Ek Tablo 7. B100 yakıtı için hesaplanan enerji bileşenleri ve belirsizlikleri

Devir Sayısı [d/dk]	Birim Zamandaki Yakıt Enerjisi, $\dot{E}_{yakıt}$		Etketif Motor Gücü, N_e		Birim Zamandaki Eksoz Isısı, \dot{Q}_{eksoz}		Birim Zamandaki Toplam Isı Kayıpları, \dot{Q}_{toplam}		Etketif Verim, η_t	
	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]
1000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2000	12,3516	0,0568	4,9010	0,6374	4,3917	0,7773	3,0589	1,5300	39,68	0,6399
2500	14,8456	0,0649	5,8100	0,6550	6,1091	0,6905	2,9265	1,9690	39,14	0,6582
3000	18,1277	0,0760	6,5950	0,6738	7,5750	0,6374	3,9577	1,6942	36,38	0,6781

Ek Tablo 8. Dizel yakıtı için hesaplanan ekserji bileşenleri ve belirsizlikleri

Devir Sayısı [d/dk]	Birim Zamandaki Yakıt Ekserjisi, $\dot{E}_{yakıt}$		Etketif Güç Ekserjisi, \dot{E}_{N_e}		Birim Zamandaki Eksoz Ekserjisi, \dot{E}_{eksoz}		Birim Zamandaki Toplam Isı Kayıpları Ekserjisi, $\dot{E}_{Q_{toplam}}$		Ekserji Yıkımı, $\dot{E}_{yıkım}$		Ekserji Verimi, η_{II}	
	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]
1000	6,2200	0,0399	2,0786	0,8031	0,2993	14,1998	0,4698	5,7619	3,3723	1,5741	33,42	0,8040
1500	9,4333	0,0463	3,4246	0,7292	0,6549	12,2309	0,5516	6,0122	4,8021	1,8810	36,30	0,7307
2000	13,5505	0,0564	5,0073	0,6906	1,0380	10,3468	0,7357	5,6324	6,7695	1,7792	36,95	0,6929
2500	16,3059	0,0640	5,9318	0,6929	1,4483	9,9703	0,7199	6,8721	8,2059	1,9306	36,38	0,6959
3000	20,4126	0,0758	6,7818	0,7112	2,0233	8,7672	0,9139	6,3580	10,6935	1,8080	33,22	0,7153

Ek Tablo 9. B10 karışım yakıtı için hesaplanan ekserji bileşenleri ve belirsizlikleri

Devir Sayısı [d/dk]	Birim Zamandaki Yakıt Ekserjisi, $\dot{E}_{yakıt}$		Etketif Güç Ekserjisi, \dot{E}_{N_e}		Birim Zamandaki Eksoz Ekserjisi, \dot{E}_{eksoz}		Birim Zamandaki Toplam Isı Kayıpları Ekserjisi, $\dot{E}_{Q_{toplam}}$		Ekserji Yıkımı, $\dot{E}_{yıkım}$		Ekserji Verimi, η_{II}	
	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]
1000	5,9341	0,0393	2,1636	0,6794	0,3172	14,0921	0,3843	6,1495	3,0690	1,7174	36,46	0,6805
1500	9,4446	0,0464	3,5465	0,6345	0,6316	12,4763	0,5649	5,0637	4,7017	1,8452	37,55	0,6362
2000	13,0358	0,0553	4,9297	0,6365	0,9483	11,0303	0,7563	4,8297	6,4015	1,8024	37,82	0,6389
2500	16,5150	0,0649	6,0515	0,6433	1,4473	9,7906	0,7668	5,8984	8,2494	1,8684	36,64	0,6466
3000	20,1523	0,0756	6,8728	0,6667	1,9978	8,7897	0,9290	5,7741	10,3527	1,8339	34,10	0,6710

Ek Tablo 10. B20 karışım yakıtı için hesaplanan ekserji bileşenleri ve belirsizlikleri

Devir Sayısı [d/dk]	Birim Zamandaki Yakıt Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{yakıt}}$		Efektif Güç Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{Ne}}$		Birim Zamandaki Eksoz Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{eksoz}}$		Birim Zamandaki Toplam Isı Kayıpları Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{Q_{toplam}}}$		Ekserji Yıkımı, $\dot{E}_{x_{yıkım}}$		Ekserji Verimi, η_{q1}	
	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]
1000	5,9534	0,0393	2,1130	0,7287	0,2836	14,9154	0,3119	9,3853	3,2450	1,6563	35,49	0,7297
1500	9,5338	0,0467	3,5290	0,6690	0,6291	12,7166	0,4581	7,3428	4,9177	1,8307	37,02	0,6685
2000	13,1129	0,0558	4,9460	0,6592	0,9998	10,4421	0,5476	7,4337	6,6195	1,7665	37,72	0,6616
2500	16,2539	0,0646	5,7980	0,6764	1,4995	9,6299	0,5041	9,9260	8,4523	1,8708	35,67	0,6795
3000	19,5347	0,0743	6,4460	0,6997	2,0099	7,9357	0,8656	6,1007	10,2132	1,7087	33,00	0,7006

Ek Tablo 11. B50 karışım yakıtı için hesaplanan ekserji bileşenleri ve belirsizlikleri

Devir Sayısı [d/dk]	Birim Zamandaki Yakıt Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{yakıt}}$		Efektif Güç Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{Ne}}$		Birim Zamandaki Eksoz Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{eksoz}}$		Birim Zamandaki Toplam Isı Kayıpları Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{Q_{toplam}}}$		Ekserji Yıkımı, $\dot{E}_{x_{yıkım}}$		Ekserji Verimi, η_{q1}	
	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]
1000	6,2953	0,0397	2,1480	0,6899	0,3104	14,2397	0,4246	6,2973	3,4123	1,5766	34,12	0,6910
1500	9,4212	0,0465	3,3410	0,6511	0,6457	12,5136	0,5168	5,8275	4,9177	1,8139	35,46	0,6528
2000	12,9639	0,0558	4,8960	0,6204	0,9535	11,0435	0,5899	6,1978	6,5246	1,7742	37,77	0,6229
2500	16,1486	0,0650	5,9000	0,6358	1,4082	10,0199	0,6503	6,9387	8,1901	1,8702	36,54	0,6391
3000	19,7654	0,0761	6,6470	0,6042	1,9606	8,8340	0,8578	4,7669	10,300	1,7977	33,63	0,6090

Ek Tablo 12. B100 yakıtı için hesaplanan ekserji bileşenleri ve belirsizlikleri

Devir Sayısı [d/dk]	Birim Zamandaki Yakıt Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{yakıt}}$		Efektif Güç Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{Ne}}$		Birim Zamandaki Eksoz Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{eksoz}}$		Birim Zamandaki Toplam Isı Kayıpları Ekserjisi, $\dot{E}_{x_{Q_{toplam}}}$		Ekserji Yıkımı, $\dot{E}_{x_{yıkım}}$		Ekserji Verimi, η_{q1}	
	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [kW]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]	Hesaplanan Değer [%]	Belirsizlik [%]
1000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2000	13,2607	0,0568	4,9010	0,6374	0,9376	11,0282	0,7500	5,0837	6,6721	1,7105	36,96	0,6399
2500	15,9382	0,0649	5,8100	0,6550	1,3017	10,4248	0,6241	7,2568	8,2085	1,8078	36,45	0,6582
3000	19,4619	0,0760	6,5950	0,6738	1,8548	9,1978	0,8315	6,3173	10,1807	1,7076	33,89	0,6781

ÖZGEÇMİŞ

Abdülvahap ÇAKMAK, 01.11.1989 tarihinde Trabzon'un Çaykara ilçesinde dünyaya geldi. İlköğretimi, Taşkıran Mustafa Özer İlköğretim Okulu'nda okudu. 2006 yılında Çaykara Çok Programlı Lisesi Fen Bilimleri Bölümü'nden mezun oldu. Aynı yıl Dicle Üniversitesi Batman Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Öğretmenliği Anabilim Dalı'nda lisans eğitimine başladı. 2010 yılında, fakülte birincisi olarak mezun oldu. Aynı yılın güz döneminde Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. Lisans eğitimi süresince başarılarından dolayı Dicle Üniversitesi Rektörlük Bursu ve Tunalar Otomotiv Başarı Bursu'nu almıştır. Halen yüksek lisans eğitimine devam etmekte olup, İngilizce bilmektedir.