

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**TURBOŞARJLI BİR GEMİ DİZEL MOTORUNA FARKLI PERVANE KANAT
AÇILARINA BAĞLI OLARAK ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN
UYGULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gemi İnşaatı Mühendisi Serdar KARACA

**HAZİRAN 2015
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**TURBOŞARJLI BİR GEMİ DİZEL MOTORUNA FARKLI PERVANE KANAT
AÇILARINA BAĞLI OLARAK ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI**

Serdar KARACA

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
"YÜKSEK LİSANS (GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ)"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 26 / 05 / 2015

Tezin Savunma Tarihi : 16 / 06 / 2015

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Betül AYHAN SARAÇ

Trabzon 2015

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Serdar KARACA Tarafından Hazırlanan

**TURBOŞARJLI BİR GEMİ DİZEL MOTORUNA FARKLI PERVANE KANAT
AÇILARINA BAĞLI OLARAK ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI**

başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 30 / 12 / 2014 gün ve 1583 sayılı
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Atilla BİLGİN

Üye : Yrd. Doç. Dr. Betül SARAÇ

Üye : Yrd. Doç. Dr. İsmail ALTIN

Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ

Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Bu çalışma, içten yanmalı motorların performansını belirleme yöntemleri olan ve termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına dayandırılan enerji ve ekserji analizlerinin mevcut bir gemi üzerindeki dizel motor sistemine uygulanması için yapılmıştır. İncelenen gemi dizel motorunun makine performans ölçüm değerleri kullanılarak yapılan çalışmada, motora ait sistemlerin enerji ve ekserji değerleri hesaplanarak motor verimliliği ölçülmüştür.

Öncelikle yüksek lisans tez danışmanlığımı üstlenerek beni bu konuda çalışmaya yönlendiren, çalışmalarım sırasında bilgi ve tecrübesi ile desteğini esirgemeyen tez danışmanı değerli hocam, Sayın Yrd. Doç. Dr. Betül AYHAN SARAÇ'a ve tüm hocalarıma teşekkür ederim. Analizini yapmış olduğum gemide verilere ulaşmamda bana yardımcı olan M/V ASSTAR TRABZON gemisi personeli ile yöneticilerine ve destek veren tüm arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunmak isterim.

Son olarak, hiçbir zaman maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen eşim ve aileme de sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Serdar KARACA
Trabzon 2015

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Bir Gemi Dizel Motoruna Farklı Pervane Kanat Açılımlarına Bağlı Olarak Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Yrd. Doç. Dr. Betül AYHAN SARAÇ sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı/yaptırdığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 26/05/2015

Serdar KARACA

İÇİNDEKİLER

| | <u>Sayfa No</u> |
|--|-----------------|
| ÖNSÖZ..... | III |
| TEZ ETİK BEYANNAMESİ..... | IV |
| İÇİNDEKİLER..... | V |
| ÖZET | IX |
| SUMMARY | X |
| ŞEKİLLER DİZİNİ | XI |
| TABLolar DİZİNİ..... | XIII |
| SEMBOLLER DİZİNİ | XIV |
| 1. GENEL BİLGİLER | 1 |
| 1.1 Giriş..... | 1 |
| 1.2. Dizel Motorların Gemilere Uygulanması | 3 |
| 1.3. Motorlara Turboşarj Uygulanması..... | 6 |
| 1.4. Dizel Motoru Termodinamik Çevrimi | 6 |
| 1.5. Enerji ve Ekserji Analizi | 9 |
| 1.5.1. Enerji ve Ekserji Kavramları..... | 9 |
| 1.5.2. Enerji Analizi | 10 |
| 1.5.2.1. Kinetik Enerji..... | 11 |
| 1.5.2.2. Potansiyel Enerji | 11 |
| 1.5.2.3. İç Enerji..... | 12 |
| 1.5.2.4. Enerjinin Korunumu | 12 |
| 1.5.2.5. Dizel Motorlarda Enerji Analizi | 12 |
| 1.5.3. Ekserji Analizi | 14 |
| 1.5.3.1. Ekserji Türleri | 16 |
| 1.5.3.1.1. Kinetik Ekserji..... | 16 |

| | |
|---|----|
| 1.5.3.1.2. Potansiyel Ekserji | 16 |
| 1.5.3.1.3. Fiziksel Ekserji | 17 |
| 1.5.3.1.4. Kimyasal Ekserji | 17 |
| 1.5.3.2. Ekserji Geçişi..... | 18 |
| 1.5.3.2.1. Isı Geçişinin Oluşturduğu Ekserji Geçişi | 18 |
| 1.5.3.2.2. İş Geçişinin Oluşturduğu Ekserji Geçişi | 18 |
| 1.5.3.2.3. Kütle Geçişinin Oluşturduğu Ekserji Geçişi | 18 |
| 1.5.3.3. Ekserji Dengesi..... | 19 |
| 1.5.3.4. Ekserji Verimi | 20 |
| 1.5.3.5. Dizel Motorların Ekserji Analizi..... | 21 |
| 1.6. Literatür Araştırması | 22 |
| 1.7. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı | 31 |
| 2. YAPILAN ÇALIŞMALAR | 32 |
| 2.1. Analizler Sırasında Yapılan Kabuller | 35 |
| 2.2. Enerji Analizinin Uygulanması..... | 35 |
| 2.2.1. Dizel Motora Enerji Analizinin Uygulanması | 35 |
| 2.2.1.1. Yakıtın Kimyasal Enerjisi..... | 36 |
| 2.2.1.2. Hava Enerjisi..... | 37 |
| 2.2.1.3. Motor Efektif Gücü..... | 38 |
| 2.2.1.4. Soğutma Suyu Isı Enerjisi..... | 39 |
| 2.2.1.5. Yağlama Yağı Isı Enerjisi | 39 |
| 2.2.1.6. Egzoz Gazları Enerjisi | 40 |
| 2.2.1.7. Mekanik Kayıplar Gücü..... | 44 |
| 2.2.1.8. Diğer Enerji Kayıpları..... | 45 |
| 2.2.1.9. Motor Termik Verimi | 45 |
| 2.2.2. Turboşarja Enerji Analizinin Uygulanması | 45 |
| 2.2.2.1. Hava Kompresörün İşİ | 46 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 2.2.2.2. | Hava Kompresörünün İzentropik Verimi | 46 |
| 2.2.2.3. | Egzoz Türbini İşi..... | 47 |
| 2.2.2.4. | Egzoz Türbini İzentropik Verimi | 48 |
| 2.2.3. | Sistemin Toplam Termik Verimi | 48 |
| 2.3. | Ekserji Analizinin Uygulanması | 49 |
| 2.3.1. | Dizel Motora Ekserji Analizinin Uygulanması..... | 50 |
| 2.3.1.1. | Yakıtın Kimyasal Ekserjisi | 50 |
| 2.3.1.2. | Hava Ekserjisi | 51 |
| 2.3.1.3. | Motor Efektif Güç Ekserjisi..... | 52 |
| 2.3.1.4. | Soğutma Suyu Ekserjisi | 52 |
| 2.3.1.5. | Yağlama Yağı Ekserjisi | 52 |
| 2.3.1.6. | Egzoz Gazlarının Ekserjisi..... | 53 |
| 2.3.1.7. | Mekanik Kayıplar Ekserjisi | 55 |
| 2.3.1.8. | Dizel Motorda Ekserji Yok Oluşu | 55 |
| 2.3.1.9. | Dizel Motor İkinci Kanun Verimi..... | 55 |
| 2.3.2. | Turboşarja Ekserji Analizinin Uygulanması..... | 55 |
| 2.3.2.1. | Hava Kompresöründe Yok Olan Ekserji | 56 |
| 2.3.2.2. | Hava Kompresörü İkinci Kanun Verimi | 56 |
| 2.3.2.3. | Egzoz Türbininde Yok Olan Ekserji..... | 57 |
| 2.3.2.4. | Egzoz Türbini İkinci Kanun Verimi | 58 |
| 2.3.3. | Hava Soğutucuya Ekserji Analizinin Uygulanması..... | 58 |
| 2.3.3.1. | Hava Soğutucuda Yok Olan Ekserji | 59 |
| 2.3.3.2. | Hava Soğutucu İkinci Kanun Verimi..... | 59 |
| 2.3.4. | Sistemin Toplam İkinci Kanun Verimi..... | 60 |
| 2.4. | Belirsizlik Analizi | 61 |
| 3. | BULGULAR VE TARTIŞMA | 63 |
| 3.1. | Enerji Analizi Bulguları | 63 |

| | | |
|--------|--|----|
| 3.1.1. | Dizel Motor Enerji Analizi Bulguları | 63 |
| 3.1.2. | Turboşarj Enerji Analizi Bulguları | 71 |
| 3.2. | Ekserji Analizi Bulguları | 73 |
| 3.2.1. | Dizel Motor Ekserji Analizi Bulguları..... | 74 |
| 3.2.2. | Turboşarj ve Hava Soğutucu Ekserji Analizi Bulguları | 82 |
| 4. | SONUÇLAR | 86 |
| 5. | ÖNERİLER..... | 88 |
| 6. | KAYNAKLAR | 89 |
| 7. | EKLER..... | 93 |

ÖZGEÇMİŞ

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

TURBOŞARJLI BİR GEMİ DİZEL MOTORUNA FARKLI PERVANE KANAT AÇILARINA BAĞLI OLARAK ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI

Serdar KARACA

Karadeniz Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Betül AYHAN SARAÇ

2015, 92 Sayfa, 4 Ek Sayfa

Termodinamiğin birinci kanunu bir sistemin enerjisinin miktarının değişmeyeceğini ancak başka enerjilere dönüşebileceğinin vurgularken, ikinci kanun enerjiden ne kadar yararlı iş üretilebileceği hakkında bilgi vermektedir. Sunulan çalışmada bir gemiye ait dizel motorun enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Motor devir sayısı 550 dev/dak'da sabit tutulup, gemi pervane kanatlarının hatve açısı değiştirilerek altı farklı motor yükü elde edilmiştir. Bu motor yüklerinde motora ait su, yağ, hava, egzoz gazı gibi akışkanların basınç, sıcaklık ve debileri ölçülerek, bu değerlerle motora ait soğutma suyu, yağlama yağı, egzoz gazı gibi sistemlerde hangi oranlarda enerji harcandığı tespit edilmiştir. Motorda oluşan tersinmezlikler nedeniyle yok olan ekserji miktarı hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, egzoz gazlarına geçen yakıt ve hava enerjisi miktarı yaklaşık %(19-28)'dir. Egzoz gazları hariç yakıt ve hava enerjisinin yaklaşık %(38-58)'i soğutma suyu, yağlama yağı ve diğer kayıplarla atılan toplam ısı enerjisi için kullanılmaktadır. En yüksek motor verimi ise %70 motor yükünde sağlanmıştır. Motor yüklerine bağlı olarak değişmekle birlikte en fazla ekserji akımının %(20-27) değerleri ile egzoz gazlarına ait olduğu görülmüştür. Egzoz gazları hariç soğutma suyu, yağlama yağı ve diğer kayıplar için kullanılan toplam ekserji miktarları ise %(9-15) arasındadır. Ekserji veriminin en yüksek değeri %40 ile %70 motor yükünde hesaplanan sistemde, en fazla ekserji yok oluşu yaklaşık %39'luk değerle %30 motor yükünde tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Enerji analizi, Ekserji analizi, Tersinmezlik, Gemi dizel motoru

Master Thesis

SUMMARY

APPLICATION OF ENERGY AND EXERGY ANALYSIS DUE TO DIFFERENT
ANGLES OF PROPELLER BLADES TO A TURBOCHARGED DIESEL ENGINE
VESSEL

Serdar KARACA

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Naval Architecture and Marine Engineering
Supervisor: Assist. Prof. Dr. Betül AYHAN SARAÇ
2015, 92 Pages, 4 Pages Appendix

The first law of thermodynamics emphasizes that the amount of energy of a system cannot be destroyed but can be turned into different energy while the second law gives an information of how much of energy can be converted to useful work. In the present study, availability of energy and exergy variations are analyzed for a diesel engine belongs to a vessel. Six different engine loads are obtained by changing vessel's propellers' blade' pitch angle keeping stable engine speed at 550 rpm. By measuring pressure, temperature and flow rate of fluids such as water, oil, air, exhaust gases that belongs to the engine in this engine loads; it is determined that energy was consumed in which proportions on the systems such as cooling water, lubrications oil, exhaust gases that belongs to the engine with this amounts. Because of irreversibilities which forms in the engine, the amount of exergy destruction was calculated. According to the obtained results, fuel and air energy amount which passed to exhaust gases is about (19-28)%. Excluding exhaust gases about (38-58)% of fuel and air energy is used for cooling water, lubrication oil and other losses energy expelled for total heating losses. Maximum engine efficiency is supplied on 70% of engine load. It is seen that the highest exergy flow rate belongs to exhaust gases with (20-27)%, while changing based on engine loads. Excluding exhaust gases, total exergy amounts used for cooling water, lubrication oil and other losses are about (9-15)%. In the system, the highest exergy efficiency value which is calculated in engine loads with the amount of 40% and 70%, the highest exergy destruction is seen nearly 39% in the engine load 30%.

Key Words: Energy analysis, Exergy analysis, Irreversibility, Vessel diesel engine

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

| | |
|--|----|
| Şekil 1. Dizel motorunun gemi makine dairesindeki yerleşimi..... | 4 |
| Şekil 2. Bir gemi dizel-jeneratör sevk sistemi yerleşimi | 5 |
| Şekil 3. İdeal dizel çevriminin p-v ve T-s diyagramları | 7 |
| Şekil 4. İdeal karma çevriminin p-v diyagramı | 8 |
| Şekil 5. Dizel motor enerji dengesi | 13 |
| Şekil 6. Genel bir sistem için ekserji geçişinin mekanizması..... | 19 |
| Şekil 7. Dizel motora ait sistemler..... | 33 |
| Şekil 8. Dizel motora giren ve çıkan enerji bileşenleri..... | 36 |
| Şekil 9. Turboşarja giren ve çıkan enerji bileşenleri | 45 |
| Şekil 10. Hava soğutucuya giren ve çıkan ekserji bileşenleri | 58 |
| Şekil 11. Motor yüküne bağlı olarak yakıt ve havanın enerji oranları | 64 |
| Şekil 12. Motor yüküne bağlı olarak motora giren enerjinin efektif güce dönüşme oranı. | 65 |
| Şekil 13. Motor yüküne göre motora giren enerjinin soğutma suyuna harcanma oranı..... | 65 |
| Şekil 14. Motor yüküne göre motora giren enerjinin yağlama yağına harcanma oranı | 66 |
| Şekil 15. Motor yüküne göre motora giren enerjinin egzoz gazına harcanma oranı..... | 67 |
| Şekil 16. Motor yüküne göre motora giren enerjinin mekanik kayıplara harcanma oranı.. | 68 |
| Şekil 17. Motor yüküne bağlı termik verim değişimi grafiği | 69 |
| Şekil 18. Motor yüküne bağlı özgül yakıt tüketimi değişim grafiği..... | 70 |
| Şekil 19. Motor yüküne bağlı hava fazlalık katsayısı değişim grafiği | 71 |
| Şekil 20. Motor yüküne bağlı hava kompresörü izantropik verim değişimi grafiği | 72 |
| Şekil 21. Motor yüküne bağlı egzoz türbini izantropik verim değişimi grafiği | 72 |
| Şekil 22. Motor yüküne bağlı sistem ve dizel motor verimleri değişim grafikleri..... | 73 |
| Şekil 23. Motor yüküne bağlı olarak yakıt ve havanın ekserji oranları..... | 75 |
| Şekil 24. Motor yüküne göre motora giren ekserjinin efektif güce dönüşme oranı | 76 |

| | |
|--|----|
| Şekil 25. Motor yüküne göre motora giren ekserjinin soğutma suyu ekserjisine dönüşme oranı | 76 |
| Şekil 26. Motor yüküne göre motora giren ekserjinin yağlama yağı ekserjisine dönüşme oranı | 77 |
| Şekil 27. Motor yüküne göre motora giren ekserjinin egzoz gazları ekserjisine dönüşme oranı | 78 |
| Şekil 28. Motor yüküne bağlı olarak motora giren ekserjinin mekanik kayıplar ekserjisine dönüşme oranı | 79 |
| Şekil 29. Motor yüküne bağlı olarak motorda yok olan ekserji oranları..... | 80 |
| Şekil 30. Motor yüküne bağlı ekserji verimi değişimi grafiği..... | 81 |
| Şekil 31. Motor yük oranına göre motor termik ve ekserji verimleri değişim grafiği | 82 |
| Şekil 32. Motor yüküne bağlı hava kompresörü izantropik ve ekserji verim grafiği..... | 83 |
| Şekil 33. Motor yüküne bağlı egzoz türbini izantropik ve ekserji verim grafiği..... | 83 |
| Şekil 34. Motor yüküne bağlı hava soğutucu ekserji verim grafiği | 84 |
| Şekil 35. Motor yüküne bağlı sistem ve dizel motor ekserji verim grafiği | 85 |

TABLolar DİZİNİ

Sayfa No

| | |
|---|----|
| Tablo 1. Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması..... | 10 |
| Tablo 2. Gemide kullanılan dizel motora ait teknik özellikler | 32 |
| Tablo 3. Dizel motor sisteminin değişik yük oranlarında performans değerleri | 34 |
| Tablo 4. Dizel No. 2 yakıtının özellikleri..... | 37 |
| Tablo 5. Motor döndürme momenti değerleri. | 38 |
| Tablo 6. Yağlama yağının özellikleri | 39 |
| Tablo 7. Motor yüküne göre bir saatlik yakıt, hava gereksinimleri, hava fazlalık katsayısı ve özgül yakıt tüketim değerleri | 41 |
| Tablo 8. Bir kg yakıt yakıldığında oluşan ürünlerin mol sayıları ve kütleleri..... | 42 |
| Tablo 9. Birim zamanda oluşan egzoz gazı ürünlerinin kütleli debileri | 43 |
| Tablo 10. Enerji akım ve termik verim değerleri | 49 |
| Tablo 11. Motor giriş havasının özgül akış ekserji değerleri | 51 |
| Tablo 12. Çevre tanımı | 52 |
| Tablo 13. Yanma ürünlerinin kimyasal ve termomekanik ekserji değerleri..... | 54 |
| Tablo 14. Ekserji akım ve ekserji verim değerleri | 60 |
| Tablo 15. Ölçme cihazlarının boyutlu belirsizlikleri..... | 62 |
| Tablo 16. Dizel motora giren ve çıkan enerji akımı oranları..... | 63 |
| Tablo 17. Motora giren, çıkan ve yok olan ekserji akımı oranları | 74 |
| Ek Tablo 1. Havanın farklı hal noktalarında entalpi ve entropi değerleri | 93 |
| Ek Tablo 2. Egzoz gazı ürünlerinin farklı hal noktalarında entalpi değerleri | 94 |
| Ek Tablo 3. Türbinin izantropik hal değişimi sonucundaki sıcaklık ve entalpi değerleri ... | 94 |
| Ek Tablo 4. Egzoz gazı ürünlerinin farklı hal noktalarında entropi değerleri..... | 95 |
| Ek Tablo 5. Deniz suyunun farklı hal noktalarında entalpi ve entropi değerleri..... | 96 |
| Ek Tablo 6. Motor yükü oranlarına göre enerji ve ekserji bileşenlerinin belirsizlikleri | 96 |

SEMBOLLER DİZİNİ

| | |
|-----------|--|
| . | : Zamana göre değişim |
| COP | : Etkinlik katsayısı |
| c_p | : Sabit basınçta özgül ısı [J/kgK] |
| CPP | : Hatve kontrollü pervane |
| c_v | : Sabit hacimde özgül ısı [J/kgK] |
| d | : Yoğunluk [kg/m ³] |
| DWT | : Ölü tonaj |
| e | : Özgül enerji [J/kg] |
| E | : Toplam enerji [J] |
| g | : Yer çekimi ivmesi [m/s ²] |
| GİSBİR | : Türkiye Gemi İnşa Sanayicileri Birliği |
| H | : Strok uzunluğu [m] |
| h | : Özgül entalpi [J/kg] |
| HFO | : Ağır deniz yakıtı |
| HOME | : Hint kayın ağacı tohumu yağlı metil ester yakıtı |
| H_u | : Yakıt alt ısı değeri [J/kg] |
| k | : Özgül ısılar oranı |
| ke | : Özgül kinetik enerji [J/kg] |
| KE | : Toplam kinetik enerji [J] |
| LPG | : Sıvılaştırılmış petrol gazı |
| m | : Kütle [kg] |
| MGO | : Deniz dizel yakıtı |
| M_d | : Döndürme momenti [Nm] |
| n | : Devir sayısı [dev/dak] |
| N_e | : Dizel motor efektif gücü [W] |
| N_m | : Mekanik kayıplar gücü [W] |
| p | : Basınç [bar] |
| pe | : Özgül potansiyel enerji [J/kg] |
| PE | : Toplam potansiyel enerji [J] |
| $P_{m,m}$ | : Mekanik kayıplar ortalama basıncı [bar] |

| | |
|-----------------|--|
| p_0 | : Çevre basıncı veya ölü durum basıncı [bar] |
| q | : Özgül ısı enerjisi [J/kg] |
| Q | : Toplam ısı enerjisi [J] |
| R_u | : Evrensel gaz sabiti [J/molK] |
| RO-RO | : Roll on roll off |
| R | : Havanın gaz sabiti [J/kgK] |
| S | : Entropi [J/K] |
| s | : Özgül entropi [J/molK] |
| SYME | : Soya yağı katkılı metil ester yakıtı |
| T | : Sıcaklık [K] |
| t | : Çevrim için gereken zaman [s] |
| T_0 | : Çevre sıcaklığı veya ölü durum sıcaklığı [K] |
| u | : Özgül iç enerji [J/kg] |
| U | : Toplam iç enerji [J] |
| Ü.Ö.N. | : Üst ölü nokta |
| V | : Hız [m/s] |
| V_h | : Strok hacmi [m ³] |
| $V_{p,m}$ | : Piston ortalama hızı [m/s] |
| w | : Özgül iş [J/kg] |
| W | : Toplam iş [J] |
| W_m | : Mekanik kayıplar işi [J] |
| X | : Toplam ekserji [J] |
| x_{ke} | : Özgül kinetik ekserji [J/kg] |
| x_{pe} | : Özgül potansiyel ekserji [J/kg] |
| y_i^e | : Gaz bileşeninin çevredeki mol oranı |
| z | : Referans noktadan olan yükseklik [m] |
| \dot{W}_{net} | : Dizel motorun gücü [W] |
| \dot{m} | : Kütleli debi [kg/s] |
| \dot{Q} | : Birim zamanda ısı enerjisi geçişi [W] |
| \dot{W} | : Güç [W] |
| \dot{X} | : Birim zamanda ekserji geçişi [J/kg] |
| ΔE | : Toplam enerji değişimi [J] |

| | |
|---------------|------------------------------------|
| ΔH | : Entalpi değişimi [J/kg] |
| ΔX | : Toplam ekserji değişimi [J] |
| α | : Hava fazlalık katsayısı |
| ε | : Sıkıştırma oranı |
| η_{II} | : Ekserji verimi [%] |
| η_{th} | : Termik verim [%] |
| v | : Özgöl hacim [m ³ /kg] |
| ρ | : Ön genişleme oranı |
| ϕ | : Ekivalans oranı |
| φ | : Yakıt kimyasal ekserji faktörü |
| ψ | : Özgöl akış ekserjisi [J/kg] |
| λ | : Basınç artma oranı |
| ω | : Açısal hız [rad/s] |

Alt İndisler:

| | |
|-------|--|
| $\ç$ | : Çıkan |
| $\çv$ | : Çevre |
| eg | : Egzoz |
| g | : Giren |
| ha | : hava |
| is | : İzantropik durum değişimi |
| k | : Hava kompresörü |
| kim | : Kimyasal |
| m | : Mekanik kayıplar |
| min | : Minimum |
| su | : Soğutma suyu |
| t | : Egzoz gazı türbini |
| tm | : Termomekaniksel |
| tr | : Tersinir |
| y | : Yararlı |
| ya | : Yakıt |
| $yğ$ | : Yağlama yağı |
| 0 | : Çevre şartları veya ölü durum şartları |

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Dünya ticaretinde taşıma şekillerinden en büyük paya sahip olan deniz yoludur. Dünyada ithal ve ihraç yüklerinin %75'i denizyoluyla taşınmakta olup, denizyoluyla gerçekleştirilen uluslararası ticaret hacmi her geçen gün artmaktadır. Denizyolu taşımacılığının tercih edilmesinin nedenleri arasında; özellikle sanayi ham maddesi oluşturan çok büyük miktarlardaki yüklerin bir defada bir yerden diğer bir yere taşınması imkânını sağlaması, güvenilir olması, sınır aşımı olmaması, mal zayıyatının en az olması, çevreyi en az kirletmesi gibi sebepler vardır. Bunun yanında önemli bir sebep de yolcu-km ve ton-km başına tükettiği enerjinin en az olmasıdır. Bu da denizyolu taşımacılığının havayoluna göre 14, karayoluna göre 7, demiryoluna göre 3,5 kat daha ucuz olmasını sağlamaktadır [1].

Denizyolu taşımacılığında kullanılan gemiler çeşitli sevk sistemleri ile hareket ettirilmektedir. Bunlar arasında buhar türbinleri, gaz türbinleri, benzin motorları ve dizel motorları gibi termik kuvvetle çalışan makineler bulunmaktadır. Bunlardan dizel motorlarının kullanım oranı ise diğer sevk şekillerine göre oldukça fazladır. 2012 yılında, 2381 tanesi 2000 DWT üzeri ticari gemi olmak üzere, dünyada inşa edilen toplam 2745 yeni geminin 2380 adedi dizel motorlu yapılmıştır [2].

Gemi ana sevk makinesi olarak dizel motorların tercih edilmesinin nedenleri arasında, dizel motorlarının özgül yakıt tüketimlerinin düşük ve verimlerinin yüksekliği sayesinde ekonomik olması vardır. Dizel motorların verimleri yaklaşık %(40-45) arasında iken buhar türbininin toplam verimi yaklaşık %28 ve gaz türbinlerinin verimleri yaklaşık %35'dir [3]. Bu da gemilerin ekonomik olmasını ve dolayısıyla denizyolu taşımacılığının diğer taşımacılık şekillerine göre daha ekonomik olmasını sağlamaktadır.

Bununla birlikte günlerce sefer yapan bir gemi, işletilmesi sırasında tonlarca yakıt tüketmektedir. Ortaya çıkan giderlere bakıldığında, yakıt giderlerinin diğer giderlere oranla daha fazla olduğu görülmektedir. Örneğin; yapılan bir çalışmada 32764 \$ olarak tespit edilen toplam gemi işletim maliyetinin, 11564 \$'ı yakıt giderlerini oluşturmaktadır. Bu da yaklaşık %35 oranını vermektedir [4]. Diğer yapılan bir çalışmada ise 2324524 \$ olan yıllık gemi işletme maliyetinin yaklaşık %42'sini, yani 964800 \$'ını HFO yakıt giderleri

oluşturmaktadır [5]. Dolayısıyla enerji verimliliğini artırmak, harcanan yakıt enerjisinin kayıplarını minimize etmek, geminin işletme maliyetini düşürecek ve kâr oranını büyük ölçüde artıracaktır.

Gemi dizel motorları içten yanmalı motorlardır. İçten yanmalı motorlar ise termodinamik esaslara göre çalışan termik kuvvetli makinelerdir. Motor içerisinde yakıtın yanması ile elde edilen ısı enerjisini hareket enerjisine çeviren makinelerdir. Günümüze kadar içten yanmalı dizel motorların performanslarının geliştirilmesi için termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa dayalı yaklaşımlar kullanılmıştır.

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesini belirtir. Bu kanununa göre evrendeki toplam enerji miktarı sabittir. Enerjinin niceliği üzerinde duran termodinamiğin birinci kanunu, var olan enerjinin yok edilemeyeceğini, yoktan da enerjinin var edilemeyeceğini vurgular. Değişik formlarda bulunan enerji, bir çeşidinden diğerine tamamen dönüşebilir ancak miktarı sabit kalır [7]. Bu tanım doğru olmakla beraber, zaman içerisinde yetersiz kalmış ve enerjinin sayısal değerinin yanında niteliğinin de (kalite) üzerinde durulması gerektiği kanısına varılmıştır.

Termodinamiğin ikinci kanunu ise enerjinin niceliğinin yanında, niteliğinin de yani kullanılabilirliğinin de dikkate alınması gerektiğini vurgular ve hal değişimleri sırasında enerjinin kalitesinin azalacağını ifade eder. Bir enerji türünün tamamının diğer bir enerji türüne dönüşemeyeceğini belirtir. Bu dönüşememe enerjinin bir kısmının iş yapabilme yeteneğinin yok olduğunu gösterir. Burada; bir sistemin toplam enerjisinin iş üreten kısmı kullanılabilirlik veya ekserji ve iş üretemeyen kısmı ise tersinmezlik veya ekserji kaybı olarak ifade edilir [7].

Termodinamiğin birinci kanununa dayanan yaklaşımlar motor performansının belirlenmesinde oldukça kullanışlıdır. Ancak motorların çalışması sırasında gerçekleşen tersinmezliklere bağlı kayıplar sonucu akış enerjisinin tamamı iş enerjisine dönüştürülemez. Bu enerji kayıplarının, yer ve durum gibi ayrıntılar göz önüne alınarak belirlenmesinde termodinamiğin birinci kanunu tek başına yetersiz kalmaktadır. Çevre şartlarının da etkileri düşünüldüğünde bu eksikliği gidermek için, termodinamiğin birinci kanununa dayalı yaklaşımların, termodinamiğin ikinci kanunu ile desteklenmesi, yani sistemler üzerinde ekserji analizi yapılması, enerji odaklı çalışan sistemlerin tasarımında ve mevcut sistemlerin verimlerinin artırılmasında etkili olmakla beraber, birinci kanunun da daha iyi anlaşılmasını sağlar [8].

1.2. Dizel Motorların Gemilere Uygulanması

Dizel motorlar bir tür içten yanmalı makine olup, yakıtın kimyasal enerjisini silindirler içerisinde doğrudan mekanik enerjiye çevirirler. Sıkıştırılmış hava içine yakıt püskürterek yanma prensibine göre çalışan dizel motoru Rudolph Diesel tarafından icat edilmiş olup 1892 yılında patenti alınmıştır. İcadından itibaren yapılan çalışmalar ile günümüze kadar geliştirilen dizel motorlar teorik olarak sabit basınçta yanma çevrimine göre çalışmaktadır [8, 9]. Önce kara taşıtlarında, sonra gemilerde, daha sonra ise lokomotiflerde kullanılmaya başlayan bu makinelerin günümüzde gemilerde kullanımı oldukça yaygındır. Son yıllarda büyük tonajlı tankerler, dökme yük gemileri, sıvılaştırılmış petrol gazı ve doğal gaz taşıyan tankerlerle konteynır gemilerinin bir bölümü ve gaz türbinli gemiler istisna edilirse, tüm ticaret gemileri ana ve yardımcı makine olarak dizel motorları ile donatılmaktadır [10].

Bir geminin ana makinesinin seçimi oldukça önemlidir. Pervane ve sevk sisteminin genel verimi makine gücü ile elde edilir. Bu gücü çeşitli tahrik üniteleri ile sağlamak mümkündür. Bu aşamada makine seçim kriterleri devreye girer. Ağırlık, hacim, maliyet, işletme masrafları, geminin elektrik ve ısı ihtiyacı, güvenilirlik, bakım gereksinimleri, manevra yeteneği, montaj ve onarım süresi, titreşim ve gürültü gibi kriterler göz önüne alınarak ana makine tipi seçilir. Her gemi tipi için ana makine seçim kriterleri farklı olmasına rağmen işletme masrafları açısından bakıldığında gemiler için dizel motorların uygun olduğu görülmektedir [10, 11].

Günümüzde gemilerde kullanılan dizel motorlarını çeşitli özelliklerine göre sınıflandırmak mümkündür. Bunlar arasında önemli olanları aşağıda verilmiştir [10, 11].

- Çalışma çevrimlerine göre sınıflandırma;
 - İki zamanlı gemi dizel motorları
 - Dört zamanlı gemi dizel motorları
- Devir sayısına göre sınıflandırma;
 - Düşük devirli gemi dizel motorları (Devir sayısı 300 dev/dak'ya kadar)
 - Orta devirli gemi dizel motorları (Devir sayısı 450-900 dev/dak arasında)
 - Yüksek devirli gemi dizel motorları (Devir sayısı 900 dev/dak üzeri)

Düşük devir sayılı gemi dizel motorları çoğunlukla iki zamanlı olup gemi pervanesine doğrudan bağlanabilirler. Yüksek güçlerin elde edildiği bu motorlar genellikle büyük ticari gemiler olan konteynır gemileri, tanker gemileri, dökme yük gemileri ve gaz

taşıyıcıları için seçilirler. Yakıt olarak ağır deniz yakıtı olan HFO kullanılan bu motorların özgül yakıt tüketimleri, yüksek devirli motorlardan daha düşük olup 170 g/kWh mertebesindedir. Sıra tipi (doğrusal tip) imal edilirler.

Orta ve yüksek devir sayılı gemi dizel motorları genellikle dört zamanlı olup gemi pervanesine bir devir düşürücü yardımıyla bağlanırlar. Doğrusal tip veya V tip olarak üretilen bu motorlardan, orta devir sayılı dizel motorların en yüksek güçteki özgül yakıt tüketimi yaklaşık 170 g/kWh iken, yüksek devir sayılı dizel motorların özgül yakıt tüketimi ise 200 g/kWh mertebesindedir [11]. Şekil 1’de orta devir sayılı, dört zamanlı ve V tipi bir gemi dizel motoru olan tez konusu için seçilmiş geminin motoru görülmektedir.

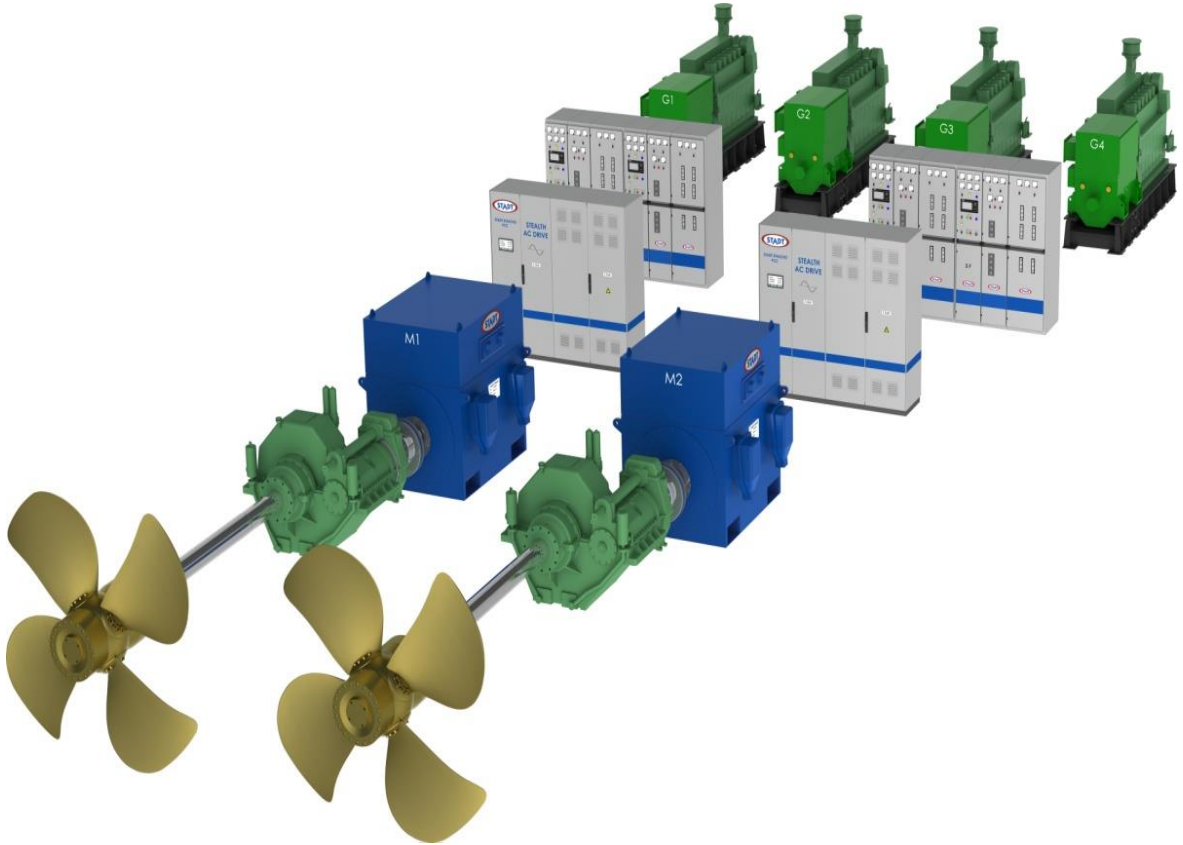


Şekil 1. Dizel motorunun gemi makine dairesindeki yerleşimi

Dizel motorları gemi sevk sistemlerinde farklı bağlanma şekilleri ile yerini almaktadır. Dizel motorlar pervanelere doğrudan bağlama yöntemi, devir düşürücü ile bağlama yöntemi ve dizel-jeneratör yöntemi ile bağlanmaktadır. Dizel motorların pervanelere doğrudan bağlanmasında şaft ve yataklar yardımıyla bağlantı yapılmaktadır. Genellikle düşük devir sayılı dizel motorlarının pervaneye bağlanmasında doğrudan bağlama yöntemi kullanılmaktadır [10, 11].

Devir düşürücü ile bağlama yönteminde pervane devir sayısı ile motor devir sayısı farklıdır. Genellikle motor devir sayısının pervane devir sayısından daha yüksek olduğu bu yöntemde, bir dişli kutusu ile dizel motorun devir sayısı düşürülerek pervaneye iletilir. Dişli kutusu aynı zamanda motor devir yönü değişmeden pervane dönüş yönünü değiştirebilecek şekilde de tasarlanabilir. Dolayısıyla sevk zinciri dizel motor, dişli kutusu, şaft, yataklar ve pervaneden oluşur. Bu sistemde birden fazla dizel motor birbirlerine dişli kutusu ile bağlanabilmektedir [10, 11].

Dizel-jeneratör yöntemi ile bağlanmada dizel motorlar jeneratörleri tahrik ederek elektrik üretir. Pervane ile ana makine arasında doğrudan bir mekanik bağlantı yoktur. Pervane bir elektrik motoru yardımıyla çevrilir. Bu sayede uzun şaftların olmaması hem ticaret gemilerinde şaft tünellerinin olmamasını, hem de şaft yatak sürtünmelerinin daha az olmasını sağlamaktadır. Şaft tünellerinin olmaması ticaret gemilerinde yük ve yolcu hacmini artıracaktır. Ayrıca doğrudan mekanik bağlantı olmadığından makine dairesi gemi kış tarafı yerine başka bir yerde de olabilir [10, 11]. Şekil 2’de gemi dizel-jeneratör sevk sistemi görülmektedir.



Şekil 2. Bir gemi dizel-jeneratör sevk sistemi yerleşimi

1.3. Motorlara Turboşarj Uygulanması

Günümüzde hemen hemen gemi dizel motorlarının tümünde kullanılan turboşarjın patenti 1906 yılında İsviçre’de Buchi tarafından alınmıştır. Turboşarj 1950’li yıllardan itibaren yaygın olarak gemi dizel motorlarında, 1960’lı yılların sonlarından itibaren dizel motorlu kara taşıtlarında ve 1970’li yılların sonlarından itibaren ise benzin motorlu kara taşıtlarında kullanılmaktadır [12].

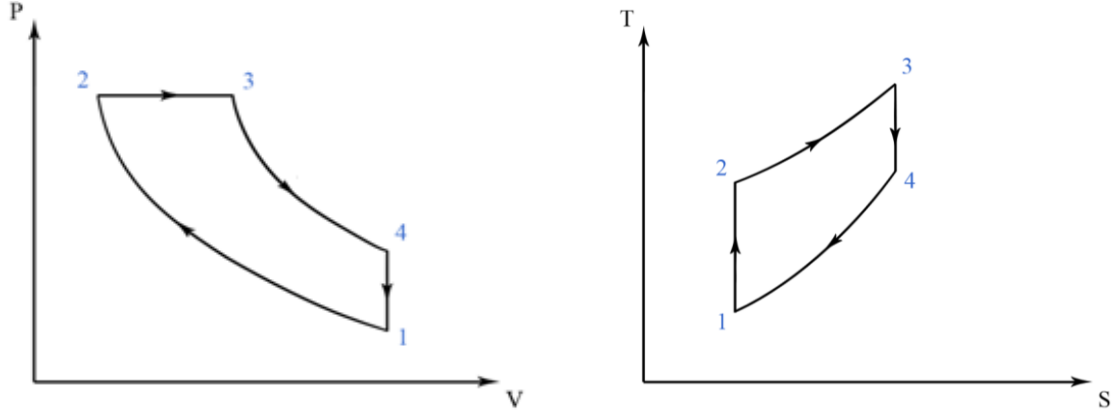
Turboşarjlar motor egzoz gazlarının ısı enerjisini kullanarak motora emilen hava miktarının artırılması için kullanılırlar. Hava miktarının artırılması yanma verimini dolayısıyla da motor verimini artıracaktır. Kompresör ve türbin olmak üzere iki kısımdan oluşan turboşarj ünitesinde kompresör ve türbin birbirlerine bir şaft ile bağlıdır. Kompresör kısmı emme manifolduna türbin kısmı ise egzoz manifolduna bağlıdır. Türbin kısmı motor silindirlerinden gelen sıcak egzoz gazları ile çevrilmektedir. Bu hareketin sonucunda türbin şaftında oluşan güç ile kompresör kısmı hareket etmektedir. Kompresörün dönmesiyle birlikte motora daha fazla hava alınabilmektedir.

Gemi dizel motorlarında kullanılan turboşarjların kompresör sıkıştırma oranı 3,5:1 oranına kadar çıkmaktadır [12]. Kompresörde sıkışan havanın basıncının artmasıyla beraber sıcaklığı da artar. Havanın sıcaklığının artması hacminin genişlemesine neden olur. Motor silindirlerine daha fazla hava alınabilmesi için havanın kütle sinin de ğiştirilmeden hacminin düşürülmesi gerekir. Bu işlemi gerçekleştirmek amacıyla kompresör çıkışı ile motor emme manifoldu arasına ara soğutucu yerleştirilir. Bu sayede kompresör çıkışında sıcaklığının artması ile genişleyen havanın hacmi, ara soğutucudan geçirilerek düşürülür.

1.4. Dizel Motoru Termodinamik Çevrimi

Dizel çevrimi pistonlu yavaş dizel motorlarının ideal çevrimidir. İlk olarak 1890’larda Rudolph Diesel tarafından önerilmiştir. Bu motorlarda hava yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının üzerindeki bir değere kadar sıkıştırılır ve yanma işlemi basınçlı bir şekilde püskürtülen yakıtın sıcak havayla teması sonucu kendiliğinden başlar. Yakıt püskürtme sıkıştırma işlemi sonlarına doğru, piston Ü.Ö.N.’ya yaklaşırken başlar ve güç strokunun ilk kısmı süresince devam eder. Bu nedenle dizel motorlarında yanma işlemi uzun bir zaman alır. Sürenin uzunluğu nedeniyle yanma işlemi, ideal dizel çevriminde sabit

basıncıta ısı girişi şeklinde düşünülür [6]. Şekil 3'te ideal dizel çevriminin basınç-özgül hacim (p-v) ve sıcaklık-özgül entropi (T-s) diyagramları verilmiştir.



Şekil 3. İdeal dizel çevriminin p-v ve T-s diyagramları

İdeal dizel çevrimi dört hal değişiminden oluşmaktadır. Bunlar;

- 1-2 hal değişimi: İzentropik sıkıştırma.
- 2-3 hal değişimi: Sabit basınçta ısı girişi.
- 3-4 hal değişimi: İzentropik genişleme.
- 4-1 hal değişimi: Sabit hacimde ısı çıkışı.

Dizel çevrimi kapalı bir sistemi oluşturan bir piston silindir düzeneği içinde gerçekleşir. Sabit basınçta iş akışına verilen ve sabit hacimde iş akışından atılan ısı miktarları aşağıdaki gibi hesaplanabilir [6].

$$q_g - w_{\dot{\varphi}} = u_3 - u_2 \quad (1)$$

$$q_g = p_2 \cdot (v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (2)$$

$$q_{\dot{\varphi}} = u_4 - u_1 = c_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (3)$$

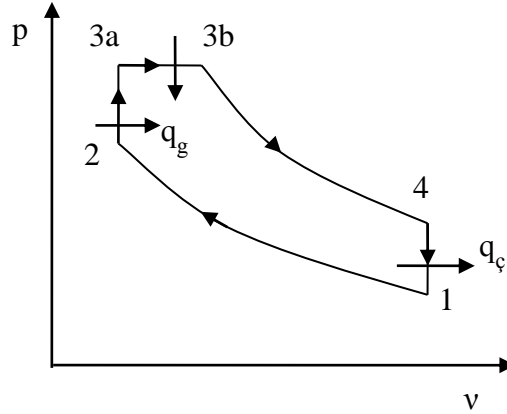
Buna göre soğuk hava standardı kabulleri altında ideal dizel çevriminin termik verimi aşağıdaki gibi yazılabilir [6].

$$\eta_{th,dizel} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_{\dot{\varphi}}}{q_g} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \cdot (T_4/T_1 - 1)}{k \cdot T_2 \cdot (T_3/T_2 - 1)} \quad (4)$$

Yanma işlemi sonundaki ve öncesindeki silindir hacimlerinin oranı ön genişleme oranı olarak tanımlanır. 1-2 ve 3-4 durum değişimleri için bu tanımlama ve izantropik ideal gaz bağıntıları kullanılırsa dizel motor için termik verim ifadesi aşağıdaki şeklini alır [6].

$$\eta_{th,dizel} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \left[\frac{\rho^k - 1}{k \cdot (\rho - 1)} \right] \quad (5)$$

İçten yanmalı motorlarda yanma işleminin sabit hacimde veya sabit basınçta ısı girişi şeklinde ele alınması çok gerçekçi olmayan, aşırı basitleştirici bir yaklaşımdır. Daha doğru fakat biraz daha karmaşık diğer bir yaklaşım ise, hem buji ateşlemeli hem de dizel motorlarındaki yanma işleminin biri sabit hacimde diğeri de sabit basınçta ısı girişi olmak üzere iki ısı geçişi işleminin birleşimi şeklinde modellenmesidir. Bu kavrama dayalı çevrim karma çevrim veya ikili çevrim olarak adlandırılır. Şekil 4'te karma çevriminin basınç-özgül hacim (p-v) diyagramı verilmiştir.



Şekil 4. İdeal karma çevriminin p-v diyagramı

İdeal karma çevrimi aşağıdaki hal değişiminden oluşmaktadır [3].

- 1-2 hal değişimi: İzantropik sıkıştırma.
- 2-3a hal değişimi: Sabit hacimde ısı girişi.
- 3a-3b hal değişimi: Sabit basınçta ısı girişi.
- 3b-4 hal değişimi: İzantropik genişleme.
- 4-1 hal değişimi: Sabit hacimde ısı çıkışı.

Karma çevrime giren ve çıkan ısı miktarları ile karma çevrimin termik veriminin hesaplanması için aşağıdaki bağıntılar kullanılmaktadır [3].

$$q_g = c_v \cdot (T_{3a} - T_2) + c_p \cdot (T_{3b} - T_{3a}) \quad (6)$$

$$q_ç = c_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (7)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \left[\frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)} \right] \quad (8)$$

1.5. Enerji ve Ekserji Analizi

1.5.1. Enerji ve Ekserji Kavramları

Termodinamiğin temelleri birinci ve ikinci kanunlara dayanmaktadır. Birinci kanun enerjinin niceliği ve bir biçiminden diğerine dönüşümü ile ilgilidir. İkinci kanun ise enerjinin niteliği ve bu niteliğin hal değişimleri sırasında nasıl azalacağı ile ilgilidir. Enerji bir süreçte daima korunabilirken, ekserji ise daima tersinir süreçlerde korunabilmekte, tersinmez ya da gerçek süreçlerde ise tersinmezlikler nedeniyle tüketilmektedir [7]. Aşağıda Tablo 1'de enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması verilmiştir.

Tablo 1. Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması [7].

| Enerji | Ekserji |
|---|--|
| Sadece madde ya da enerji akış parametrelerine bağlıdır. Çevresel parametrelere bağlı değildir. | Madde ya da enerji akış parametrelerin her ikisine ve çevresel parametrelere bağlıdır. |
| Çevre ile denge halinde iken sıfırdan farklı değerler alır. | Çevre ile tamamen denge halinde iken sıfır değerini alır. |
| Tüm süreçlerde korunur, termodinamiğin birinci kanununa dayanır. | Tersinir süreçlerde korunur ve gerçek süreçlerde korunmaz, termodinamiğin ikinci kanununa dayanır. |
| Ne yok edilebilir ne de üretilebilir. | Tersinir süreçlerde ne yok edilebilir ne de üretilebilir, tersinmez süreçlerde her zaman yok edilir. |
| Kinetik enerji, potansiyel enerji, iş, ısı gibi formlarda görünür ve ölçülür. | Kinetik ekserji, potansiyel ekserji, iş, ısı gibi formlarda görünür ve iş veya iş yapma yeteneği temellerinde ölçülür. |
| Miktarın (niceliğin) bir ölçüsüdür. | Miktarın (niceliğin) ve niteliğin (kalitenin) bir ölçüsüdür. |

1.5.2. Enerji Analizi

Enerji terimi 1807'de Thomas Young tarafından bulunmuş ve termodinamikte kullanımı 1852'de Lord Kelvin tarafından önerilmiştir. Enerjinin çeşitli tanımları yapılmıştır. Enerji bir maddenin veya maddeler sisteminin iş yapabilme yeteneği veya bir başka deyişle, değişikliklere yol açan etken olarak tanımlanabilir. Bir başka anlatımı ise sistemle çevresinin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevresi tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır. Enerjinin başka bir tanımı da, hareket ya da hareket üretme yeteneği şeklinde yapılabilir [7].

Enerji kapalı bir sistemin sınırlarından birbirinden farklı iki biçimde, ısı veya iş olarak geçebilir. Sistemle çevre arasında sıcaklık farkından dolayı bir enerji etkileşimi oluyorsa buna ısı geçişi, sistemle çevre arasında sıcaklık farkının neden olmadığı enerji etkileşimi ise iş geçişi olarak tanımlanmaktadır [6].

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin termodinamik bir kavram olduğunu belirtir. Enerjinin korunumunu ve dönüşümünü ifade etmektedir. Birinci kanuna göre

enerji yok edilemez ve yoktan da var edilemez, ancak başka bir enerji formuna dönüşebilir. Enerji; kinetik, potansiyel, kimyasal, elektrik, ısı, manyetik, mekanik ve nükleer enerji gibi değişik biçimler alır. Tüm bunların toplamı sistemin toplam enerjisini oluşturur. Sistemin birim kütlesi esas alınarak özgül enerji aşağıdaki gibi ifade edilir [6].

$$e = \frac{E}{m} \quad (9)$$

Bir sistem üzerinde manyetik, elektrik ve yüzey gerilmeleriyle ilişkili enerjilerin etkisiz olmaları durumunda, sistemin toplam enerjisi kinetik, potansiyel ve iç enerjilerinin toplamıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilir [6].

$$E = U + KE + PE \quad (10)$$

$$e = u + ke + pe \quad (11)$$

1.5.2.1. Kinetik Enerji

Bir sistemin bir referans noktasına göre hareketinden dolayı sahip olduğu enerjiye kinetik enerji denir. Sistemin her noktası aynı hızla hareket ediyorsa kinetik enerji aşağıdaki gibi ifade edilir [6].

$$KE = m \frac{v^2}{2} \quad (12)$$

$$ke = \frac{v^2}{2} \quad (13)$$

1.5.2.2. Potansiyel Enerji

Bir sistemin yer çekimi alanındaki yüksekliğine bağlı olarak sahip olduğu enerjiye potansiyel enerji denir ve sistemin potansiyel enerjisi aşağıdaki gibi ifade edilir [6].

$$PE = m \cdot g \cdot z \quad (14)$$

$$pe = g \cdot z \quad (15)$$

1.5.2.3. İç Enerji

İç enerji moleküler yapıya ve moleküllerin hareketlilik düzeyine bağlı olup, moleküllerin kinetik ve potansiyel enerjilerinin toplamı olarak düşünülebilir. İç enerji sistemlerin mikroskopik enerjileri olan duyulur enerji, gizli enerji, kimyasal enerji, nükleer enerji gibi enerjilerinin tümünün toplamıdır [6].

1.5.2.4. Enerjinin Korunumu

Enerjinin korunumu ilkesi bir hal değişimi sırasında kapalı bir sistemin toplam enerjisindeki net değişimin (artma ya da azalma), sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerjinin farkına eşit olduğunu ifade eder ve aşağıdaki gibi gösterilebilir [6].

$$\left[\begin{array}{c} \text{Sisteme giren} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Sistemden çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Sistemin toplam} \\ \text{enerjisindeki değişim} \end{array} \right]$$

$$E_g - E_ç = \Delta E_{\text{sistem}} \quad (16)$$

Bir sisteme giren enerjilerin toplamı ve sistemden çıkan enerjilerin toplamının bulunması için enerjinin sisteme ve sistemden nasıl aktarıldığının bilinmesi gereklidir. Enerji bir sisteme veya sistemden üç farklı şekilde aktarılabilir. Isı, iş ve kütle akışı. Enerji etkileşimleri sistem sınırında, sınırdan geçerken meydana gelir ve bir hal değişimi sırasında sistem tarafından kazanılan ve kaybedilen enerjiye karşılık gelir. O halde; enerji geçişinin ısı, iş ve kütle biçimlerinde olduğu ve net geçiş miktarının giren ve çıkan enerji geçiş miktarlarının farkına eşit olduğu düşünülürse, enerjinin korunumu ifadesi aşağıdaki şeklini alır [6].

$$E_g - E_ç = (Q_g - Q_ç) + (W_g - W_ç) + (E_{\text{kütle,g}} - E_{\text{kütle,ç}}) = \Delta E_{\text{sistem}} \quad (17)$$

1.5.2.5. Dizel Motorlarda Enerji Analizi

Termodinamik kanunlarına göre çalışan sistemlerde enerji çözümlemesi yapılırken sistemin kapalı ya da açık olması hususu göz önüne alınır ve bazı kabuller yapılarak enerji analizi yapılabilir. İçten yanmalı dizel motorlarda termodinamik çözümleme yapılırken,

motorun tamamı sürekli akışlı açık sistem olarak kabul edilir. Sürekli akışlı açık sistemde akışkanların kontrol hacminden sürekli bir akışı vardır. Genel olarak bir sürekli akış sistemi için kütle korunumu aşağıdaki gibi yazılır [6].

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\checkmark \quad (18)$$

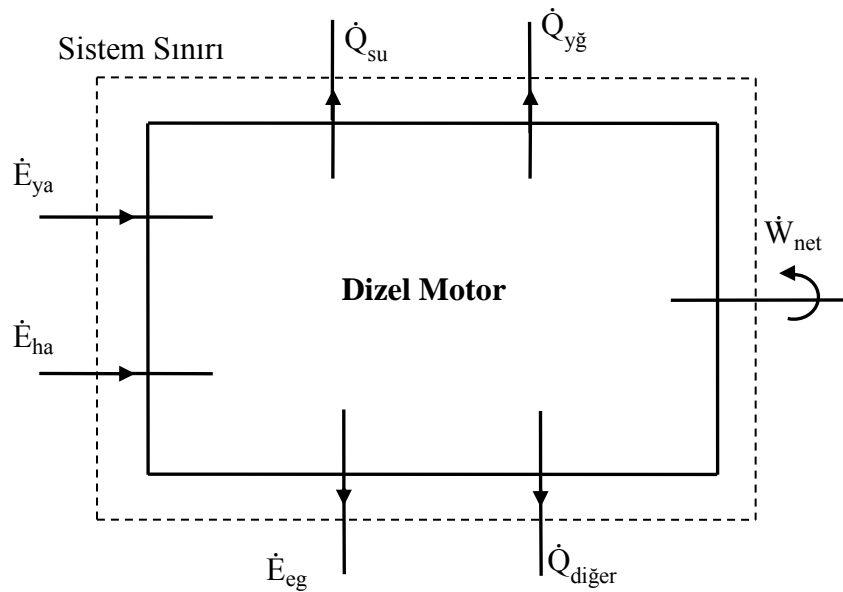
Sürekli akışlı açık sistem olan dizel motorların enerji analizinde, kütle korunumu ifadesi ve kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimlerin sıfır olması kabulü dikkate alınır, birim zaman için enerjinin korunumu ifadesi aşağıdaki şekilde yazılabilir [6, 13].

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\checkmark \cdot h_\checkmark - \sum \dot{m}_g \cdot h_g \quad (19)$$

Denklem 19'da verilen $\sum \dot{m}_\checkmark \cdot h_\checkmark - \sum \dot{m}_g \cdot h_g$ ifadesi dizel motora kütle ile giren ve çıkan enerji akımını göstermektedir. Bir dizel motora giren enerji akımı yakıtın enerjisi ile havanın enerjisinin toplamına eşittir. Motordan çıkan enerji akımı ise egzoz gazları enerjisine eşittir [9, 14, 15].

$$\sum \dot{m}_g \cdot h_g = \dot{E}_{ya} + \dot{E}_{ha} = \dot{E}_g \quad (20)$$

$$\sum \dot{m}_\checkmark \cdot h_\checkmark = \dot{E}_{eg} = \dot{E}_\checkmark \quad (21)$$



Şekil 5. Dizel motor enerji dengesi

Şekil 5’te dizel motorunun çevresi ile olan enerji geçişi gösterilmiştir. Şekil 5, Denklem 19, 20 ve 21 kullanılarak dizel motor için enerjinin korunumu ifadesi aşağıdaki gibi yazılır [9, 14, 15].

$$(\dot{Q}_{su} + \dot{Q}_{yğ} + \dot{Q}_{diğer} + \dot{Q}_{eg}) - (-\dot{W}_{net} - \dot{W}_m) = \dot{E}_{ya} + \dot{E}_{ha} \quad (22)$$

Dizel motorlar için termodinamiğin birinci kanun analizi olan enerji analiz sonuçlarına göre motor termik verimi hesaplanabilir. Isı makinesi olarak tanımlanan dizel motorlar için sürekli akışlarda birim zaman da düşünüldüğünde termik verim ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir [15].

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_g} \quad (23)$$

1.5.3. Ekserji Analizi

Ekserji 19. yüzyılın sonlarına doğru termodinamiğin ikinci kanunu ile ilişkili türetilmiş bir kavram olarak ortaya çıkmıştır. Ekserjinin ilk tanımı Baehr tarafından yapılmıştır. Baehr tanımına göre ekserji; enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmıdır. Ekserjinin bu tanımı nitel olup nicel (sayısal) hesaplamalarda kullanılamaz. Daha ayrıntılı ve nicel hesaplamalar için kullanılabilecek bir tanım ise Bosnjakovic tarafından yapılmıştır. "Ekserji tersinir bir süreç sonunda çevre ile sistemin denge haline gelmesi durumunda elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır." şeklindeki Bosnjakovic’in tanımına uygun olarak, ekserjinin hesaplanabilmesi için, çevrenin, basınç, sıcaklık ve kimyasal kompozisyonu gibi birçok değer belirtilmesi ve tersinir bir süreç için hal değişiminin bilinmesi gerekir. Sürecin giriş noktası ile çıkış noktaları için geçerli olan koşulların bilinmesi gereklidir.

Belirli bir haldeki sistemin yararlı iş potansiyelini temsil eden ekserji, sistemlerin belirli bir başlangıç halinden, çevresinin haline, yani ölü hale geçtiği bir tersinir hal değişimi geçirdiğinde, o sistemden en fazla elde edilebilecek iş miktarını verir. Kullanılabilirlik veya kullanılabilir enerji diye adlandırılan ekserji sistemden elde edilen yararlı işi vermektedir.

Enerji geleneksel olarak bir sistemin ya da cismin iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanmıştır. Oysa bu tanım kısmen doğrudur. Sistemlerde enerjinin başka bir enerji formuna dönüşerek iş yapan kullanılabilir kısmının yanında, bu yetenekten yoksun olan ve başka enerji formlarına dönüştürülemeyecek kısmı da söz konusudur. Bu enerjiye kullanılamaz enerji ya da anerji denir. Dolayısıyla enerjinin formül tanımı;

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

şeklinde yapılmalıdır. Termodinamiğin birinci kanununa göre tüm termodinamik süreçlerde ekserji ve anerjinin toplam değeri olan enerji sabit kalırken, termodinamiğin ikinci kanununa göre ekserji değeri tersinir süreçlerde sabitken, tersinmez süreçlerde tüketilir ve bir kısmı ya da tamamı anerjiye dönüşür [6].

Termodinamiğin ikinci kanunu yardımıyla sistemler üzerine ekserji analizi uygulaması yapılırken; ekserji kavramının yanı sıra, tersinir iş ve tersinmezlik tanımlamalarının da yapılması gerekir. Tersinir iş belirli iki hal arasında bir hal değişimi geçiren sistemden elde edilebilen maksimum yararlı iştir. Tersinmezlik bir hal değişimi sırasında kaybedilen iş potansiyelidir ve tersinmezlikler sistemin termodinamik, mekanik veya kimyasal bir süreçten geçerken gerçekleşen entropi üretimine neden olmaktadır. Bir hal değişimi esnasında tersinmezlikler ne kadar az olursa yapılan iş o kadar çok olur [6].

Termodinamiğin ikinci kanununa göre belirli iki hal arasında gerçekleşen hal değişimindeki en fazla iş eldesi tersinir halde gerçekleşir. Ekserji analizinde sistemin ilk hali bellidir ve bu nedenle değişken değildir. Bu nedenle iş potansiyeli belirlenirken tersinmezlikler göz önüne alınmaz. Son olarak en çok iş elde edebilmek için hal değişimi sonunda sistemin ölü halde olması gerekir. Bir sistemin ölü halde olması çevresi ile termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeki bir sistem, çevresinin basınç ve sıcaklığındadır (çevresi ile ısı ve mekanik olarak dengededir), çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir (hızı ve bir referans noktasına göre yüksekliği sıfırdır) ve çevresi ile tepkimeye girmez (kimyasal olarak korunmuştur). Aynı zamanda sistem ve çevresi arasında dengelenmemiş manyetik, elektrik ve yüzeysel gerilme etkileri yoktur. Ölü haldeki bir sistemin özellikleri p_0 , T_0 , h_0 gibi 0 indisleri ile gösterilir. Bir sistemin ölü haldeki kullanılabilirliği sıfırdır [6].

Bir sistem üzerinde ekserji analizi yapmanın önemi aşağıda sıralanmıştır [7].

- Enerji kaynaklarının kullanımının çevreye etkilerini en iyi şekilde belirleyen bir araçtır.

- Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
- Daha fazla verimli kaynak kullanılma amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.
- Daha verimli enerji sistemleri tasarlamayı mümkün kılar.
- Sürdürülebilir gelişmeye ulaşmada ve enerji politikalarını belirleme de önemli bir etkidir.
- Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlanmanın nasıl mümkün olup olamayacağını gösteren etkin bir tekniktir.

1.5.3.1. Ekserji Türleri

Bir sistemin toplam ekserjisi içerisinde ihmal edilebilecek ekserjiler vardır. Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilmesi ile ilgili ekserjiler ihmal edildiğinde, bir sistemdeki toplam ekserji; kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserji bileşenlerinden oluşmaktadır [6].

1.5.3.1.1. Kinetik Ekserji

Kinetik enerji mekanik enerjinin bir şeklidir ve bu nedenle tamamen işe çevrilebilir. Bundan dolayı bir sistemin kinetik enerjisinin iş potansiyeli veya ekserjisi çevrenin sıcaklığı ve basıncı ne olursa olsun kinetik enerjinin kendisine eşittir. Böylece kütleden bağımsız olarak aşağıda verilen eşitlik yazılabilir [6].

$$x_{ke} = ke = \frac{v^2}{2} \quad (24)$$

1.5.3.1.2. Potansiyel Ekserji

Potansiyel enerji de mekanik enerjinin bir şeklidir ve bu nedenle tamamen işe çevrilebilir. Bundan dolayı bir sistemin potansiyel enerjisinin iş potansiyeli veya ekserjisi

çevrenin sıcaklığı ve basıncı ne olursa olsun potansiyel enerjinin kendisine eşittir. Böylece kütleden bağımsız olarak aşağıda verilen eşitlik yazılabilir [6].

$$x_{pe} = p_e = g \cdot z \quad (25)$$

1.5.3.1.3. Fiziksel Ekserji

Fiziksel ekserji sıcaklık ve basıncı bilinen bir sistemin bu durumundan, sıcaklık ve basıncı çevre şartları (p_0 , T_0) ile dengeye getirildiğinde sistemden elde edilecek maksimum iş olarak tanımlanır. Termomekaniksel ekserji olarak da bilinen fiziksel ekserji için bir kütle akımının özgül termomekaniksel ekserjisi aşağıdaki gibi yazılır [13, 16].

$$\psi_{tm} = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (26)$$

1.5.3.1.4. Kimyasal Ekserji

Çevreyle ısı ve mekanik dengeye ulaşmış ancak kimyasal dengeye ulaşmamış olan sistem sınırlı ölü durumdadır ve böyle bir sistemden çevreyle kimyasal dengeye ulaşmaya kadar ek iş elde edilebilir. Sistemden çevreyle kimyasal dengeye ulaşmaya kadar elde edilecek en fazla iş ise kimyasal ekserji olarak tanımlanmaktadır [8].

Kimyasal ekserji ifadesi maddenin kimyasal özelliklerine göre farklılık göstermekte olup, gaz karışımlarının standart kimyasal akış ekserji hesabı aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanır [13].

$$\psi_{kim} = -R_u \cdot T_0 \cdot \ln \frac{y_i^c p_0}{p_0} = R_u \cdot T_0 \cdot \ln \frac{1}{y_i^c} \quad (27)$$

Yakıtlar için kimyasal akış ekserjisi ise aşağıdaki bağıntı ile bulunur [13].

$$\psi_{kim} = H_u \cdot \phi \quad (28)$$

Genel olarak bir sistemin toplam ekserjisi termomekaniksel ve kimyasal ekserjilerinin toplamına eşittir [8].

1.5.3.2. Ekserji Geçişi

Enerji gibi ekserji de bir sisteme veya sistemden ısı, iş ve kütle akış şeklinde olmak üzere üç şekilde geçebilir. Adyabatik sistemlerde ısı geçişi olmaması nedeniyle ısı geçişi ile olan ekserji transferi değeri ve kapalı sistemlerde de kütle geçişi olmaması nedeniyle kütle geçişi ile olan ekserji transferi değeri sıfıra eşittir [6].

1.5.3.2.1. Isı Geçişinin Oluşturduğu Ekserji Geçişi

Isı enerjinin düzenli olmayan bir şeklidir ve bu yüzden ısının yalnızca bir kısmı işe dönüşebilir. Dönüştürülen bu kısım ikinci kanuna göre artık enerjinin düzenli bir şeklidir. Termodinamiğin ikinci kanuna göre T_0 sıcaklığındaki çevrede bulunan T sıcaklığına sahip bir ısı enerjisi kaynağının iş potansiyeli yani o kaynaktan elde edilebilecek en yüksek iş miktarı Carnot makinasından elde edilebilecek iştir. Carnot verimi $\eta_C=1-(T/T_0)$ ile verilir. Bu verim ifadesi T sıcaklığındaki bir ısı kaynağının enerjisinin işe dönüştürülebilecek kısmını göstermektedir. Buradan hareketle bir sistem sınırından ısı ile ekserji geçişi aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir [6].

$$X_{ısı} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot Q \quad (29)$$

1.5.3.2.2. İş Geçişinin Oluşturduğu Ekserji Geçişi

Ekserji yararlı iş potansiyelidir ve iş ile gerçekleşen ekserji geçişi aşağıda verildiği gibi tanımlanabilir [6].

$$X_{iş} = \begin{cases} W - W_{çevre} & (\text{Sınır işi için}) \\ W & (\text{İşin diğer şekilleri için}) \end{cases} \quad (30)$$

1.5.3.2.3. Kütle Geçişinin Oluşturduğu Ekserji Geçişi

Kütle enerji ve entropi yanında ekserji de içerir ve bir sistemin ekserji, enerji ve entropi içeriği kütle ile orantılıdır. Aynı zamanda sistemin içine veya dışına taşınabilen

ekserji, entropi ve enerji miktarları kütle akış miktarları ile orantılıdır. Kütle akışı sistemin içine veya dışına olan ekserji, entropi ve enerji taşınımının bir mekanizmasıdır. Kütle ekserjisi aşağıda verildiği gibi yazılabilir [6].

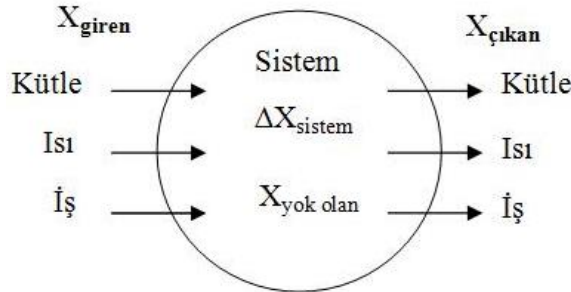
$$X_{\text{kütle}} = m \cdot \psi \quad (31)$$

1.5.3.3. Ekserji Dengesi

Bir sistemin bir hal değişimi sırasındaki ekserji değişimi, sisteme giren ekserjiler ile çıkan ekserjiler ve ekserji yok oluşu arasındaki fark kadardır. Ekserji dengesi en genel haliyle aşağıdaki gibi ifade edilir [6].

$$\left[\begin{array}{c} \text{Toplam ekserji} \\ \text{girişi} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Toplam ekserji} \\ \text{çıkışı} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Toplam ekserji} \\ \text{yok oluşu} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Sistemin toplam} \\ \text{ekserjisindeki değişim} \end{array} \right]$$

$$X_{\text{giren}} - X_{\text{çıkan}} - X_{\text{yok olan}} = \Delta X_{\text{sistem}} \quad (32)$$



Şekil 6. Genel bir sistem için ekserji geçişinin mekanizması [6].

Kapalı bir sistem herhangi bir kütle akışı içermediği için kütle nedeniyle ekserji geçişi de içermez. Bu nedenle kapalı bir sistem için genel ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılır [6].

$$X_{\text{ısı}} - W_{\text{iş}} - X_{\text{yok olan}} = \Delta X_{\text{sistem}} \quad (33)$$

Açık sistemler yani kontrol hacimleri için ekserji dengesi bağıntısı, sistem sınırında kütle geçişinin de olması nedeniyle kapalı sistemlerden farklı olacaktır. Buna bağlı olarak bir açık sistemin ekserji dengesi en genel ifade ile aşağıdaki gibi yazılabilir [6].

$$X_{\text{ısı}} - X_{\text{iş}} + X_{\text{kütle giren}} - X_{\text{kütle çıkan}} - X_{\text{yok olan}} = (X_2 - X_1)_{\text{sistem}} \quad (34)$$

Sürtünme, karışım, kimyasal tepkimler, sonlu bir sıcaklık farkı aracılığı ile ısı geçişi, serbest genişleme, sanki dengeli olmayan sıkıştırma veya genişleme gibi tersinmezlikler daima entropi üretir ve entropi üreten herhangi bir durum ekserji yok eder. Tersinmezlik veya kayıp iş olarak da adlandırılan ekserji yok oluşu, entropi üretimi ile orantılı olup aşağıdaki gibi ifade edilir [6].

$$X_{\text{yok olan}} = T_0 \cdot S_{\text{üretim}} \geq 0 \quad (35)$$

Ekserjinin yok olup azalması bir sistemin ekserjisinin artmayacağı anlamına gelmez. Bir sistemin ekserji değişimi, hal değişimi sırasında pozitif veya negatif olabilir ancak ekserji yok oluşu negatif olamaz. Ekserjinin azalması ilkesi aşağıdaki gibi de ifade edilebilir [6].

$$X_{\text{yok olan}} \begin{cases} > 0 & \text{Tersinmez hal değişimi} \\ = 0 & \text{Tersinir hal değişimi} \\ < 0 & \text{Olanaksız hal değişimi} \end{cases}$$

1.5.3.4. Ekserji Verimi

İş üreten ve birinci kanun verimi diye tanımladığımız ısı verimleri aynı olan makinelerin, iş yapabilme olanaklarının farklı olabileceği üzerinde duran ikinci kanun verimi, gerçek ısı veriminin aynı koşullarda olabilecek en yüksek verim olan tersinir ısı verime oranıdır. İkinci kanun verimi yüksek olan sistemin iş yapabilme yeteneği daha iyidir. Isı makineleri için aşağıdaki gibi ifade edilir [6].

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{\text{ısı}}}{\eta_{\text{ısı, tr}}} \quad (36)$$

İkinci kanun verimi makineden elde edilen yararlı iş çıktısının, elde edilebilecek tersinir iş çıktısına oranı olarak da tanımlanır. Türbinler ve motorlar gibi iş üreten makineler için ikinci kanun verim aşağıdaki gibi ifade edilir [6].

$$\eta_{II} = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (37)$$

İkinci kanun verimi, kompresörler ve soğutma makineleri gibi iş gerektiren makineler için, gerekli en az iş (tersinir) girişinin yapılan yararlı iş girişine oranıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilir [6].

$$\eta_{II} = \frac{W_{tr}}{W_y} \quad (38)$$

Soğutma makinesi ve ısı pompası için ikinci yasa verimi, etkinlik katsayıları ile aşağıdaki gibi ifade edilir [6].

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{tr}} \quad (39)$$

Hiçbir zaman %100'den büyük olmayan ikinci yasa verimi en genel ifade ile aşağıdaki gibi tanımlanır [6].

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji yok oluşu}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad (40)$$

1.5.3.5. Dizel Motorların Ekserji Analizi

Uygulamada dizel motorlar sürekli akışın olduğu makine olarak düşünülür. Bu nedenle sistemin hacminin zamanla değişmediği kabul edilir. Kinetik ve potansiyel ekserjilerin ihmal edildiği sürekli akışın olduğu bir kontrol hacmi için birim zamanda ekserji denkliği aşağıdaki gibi ifade edilir [13].

$$\dot{X}_{ısı} - \dot{X}_{iş} + \dot{X}_{kütle giren} - \dot{X}_{kütle çıkan} - \dot{X}_{yok olan} = 0 \quad (41)$$

$$\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q} - \dot{W} + \Sigma_g \dot{m} \cdot \psi - \Sigma_c \dot{m} \cdot \psi - \dot{X}_{yok olan} = 0 \quad (42)$$

Yukarıdaki ifadeler aşağıdaki gibi açıklanmıştır.

- $\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q}$; Dizel motorun sınırlarından birim zamanda ısı ile geçen toplam ekserji değeri. Bir dizel motor sisteminde ısı geçişi ile kaybedilen ekserjiler soğutma suyu, yağlama yağı ve çevreye olan ısı nedeniyle olmaktadır.

- \dot{W} ; Dizel motor sınırından birim zamanda iş ile geçen toplam ekserji değeri. Motorun ürettiği güce eşittir.
- $\sum_g \dot{m} \cdot \psi - \sum_c \dot{m} \cdot \psi$; Dizel motor sınırından birim zamanda kütle ile geçen toplam ekserji değeri. Bunlar dizel motora alınan hava, yakıt ve atılan egzoz ekserjileridir.
- $\dot{X}_{yok\ olan}$; Dizel motor sınırları içinde birim zamanda tersinmezlikler nedeniyle yok olan ekserji değeri

1.6. Literatür Araştırması

İçten yanmalı motorlara birinci ve ikinci kanun analizinin uygulanması ile ilgili yapılan bilimsel çalışmalarda son yıllarda artış vardır. Gemi dizel motorları ile ilgili yapılan çalışmalar ise oldukça sınırlıdır. Aşağıda hem içten yanmalı motorlarla ilgili hem de gemi dizel motorları ile ilgili enerji ve ekserji analizi uygulamalarına yönelik yapılan bazı bildiri, makale ve tez çalışmaları tarih sıralamasına göre değerlendirilmiştir.

Primus ve Flynn [17] yaptıkları bir çalışmada, 10 litre silindir hacmine sahip, altı silindirli, dört zamanlı, turboşarjlı bir dizel motoruna ikinci kanun analizini uygulamışlardır. Yakıtın kullanılabilirliğinin değişik motor yükü, motor devir sayısı, emme manifold sıcaklığı, sıkıştırma oranı gibi parametrelerle değişimini inceleyip, ekserji kaybına neden olan yanma kayıplarına, sürtünme kayıplarına, egzoz kayıplarına, akış kayıplarına, ısı transferi ile olan kayıplara harcanan oranlarını hesaplamışlardır. Bunların dışında faydalı güce harcanan kullanılabilirlik oranları da tespit edilmiştir. Çalışma sonucunda; en yüksek motor devir sayısı olan 2100 dev/dak'da %100 motor yükünde, yakıt ekserjisinin %15,6'sının ısı transferi ekserjisine, %21,8'inin yanma kayıpları ekserjisine, %12,2'sinin egzoz gazları ekserjisine, %6,1'inin akış kayıplarına harcanan ekserjiye, %4,5'inin mekanik sürtünme ekserjisine ve %39,8'inin efektif motor güç ekserjisine dönüştüğünü tespit etmişlerdir.

Van Gerpen ve Shapiro [18] dizel motorlar için termomekaniksel ve kimyasal kullanılabilirlikler göz önüne alınarak termodinamik çevrim modeli üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada yakıt ekserjisi göz önüne alınarak sistemde oluşan yanma zamanlaması, kütleli yanma oranı ve ısı transferinin, ekserji ve tersinmezlikler üzerindeki etkisi ikinci kanun analizi yapılarak araştırılmıştır. Ekserji analizi yapılırken çevrenin ölü

durum şartları 298,15 K ve 101,35 kPa olarak kabul edilmiştir. Çalışma sonucunda; yanma başlangıcında yakıtın etkisi ile termomekaniksel enerjinin hızlı arttığı tespiti yapılmıştır. Termomekaniksel ekserjinin yanma sonuna doğru iş oluşumu ve ısı transferi nedeniyle azaldığı belirtilmiştir. Kimyasal ekserjinin ise ekivalans oranına önemli ölçüde bağlı olduğu belirlenmiştir. Ekivalans oranı $\phi < 1,0$ olan fakir karışımlar için kimyasal ekserjinin toplam ekserji içinde %15'lik bir paya sahip olduğu, ekivalans oranı $\phi < 2,0$ zengin karışımlar için ise bu oranın %90 seviyesinde olduğu sonucuna varılmıştır.

Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] birbirinin devamı olan iki çalışmada dört zamanlı, ön yanma odalı, turboşajlı, indirekt püskürtmeli, altı silindirli deniz tipi bir dizel motor için ekserji analizini uygulayarak deneysel verilere dayalı termodinamik çevrim modeli geliştirmişlerdir. Bu çalışmada motora ait hava sistemi, egzoz sistemi, turboşarjın kompresör ve türbin kısımlarını ele alarak ikinci kanun analizi yapmışlardır. Motorun tam yük ve en yüksek devir sayısı olan 1500 dev/dak motor devir sayısında, egzoz gazının, ısı transferinin, sürtünmenin, elde edilen işin ve tersinmezliklerin oluşturduğu enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Yine bu şartlarda sıkıştırmada, yanmada, turboşarjda, egzoz manifoldunda meydana gelen tersinmezlik oranları bulunmuştur. Motorun çeşitli yük durumlarına, krank açısı ve motor devir sayılarına göre bulgular elde edilmiştir. Çalışmaların sonucunda; yanma işleminden kaynaklanan tersinmezliklerin diğer tersinmezlikler içinde en yüksek paya sahip olduğu belirlenmiştir. Yakıt ekserji değerinin %21,9'unun yanma olayının neden olduğu tersinmezlikler nedeni ile yok olduğu tespit edilmiştir. Isı transferi nedeniyle yakıt kullanılabilirliğinin %17,6'sının yok olduğu ve turboşarj, manifoldlar ve valflerdeki kısılmalar, sürtünmeler ve karışımların oluşturduğu tersinmezliklerin toplam tersinmezlikler içinde %19,8'lik paya sahip olduğu belirlenmiştir. Egzoz gazları ile yok olan ekserji değerinin, yakıt ekserjisinin yaklaşık %21,4'ünü oluşturduğu hesaplanan çalışmalarda, ikinci kanun verimi %40,31 olarak tespit edilmiştir.

Rakopoulos ve Giakoumis [21] yaptıkları bir çalışmada indirekt püskürtmeli, tek silindirli, dört zamanlı ve doğal emişli bir dizel motora anlık yüklemeler anında ikinci kanun analizi uygulamışlardır. Deney sırasında devir sayısı 1500 dev/dak, %15 yük koşulundan 0,2 saniye sürede 1500 dev/dak, %100 yük koşulunda motor tepkimeleri incelenmiştir. Isı transferi ile oluşan enerji kaybı ve ekserji miktarı ile egzoz gazları ile atılan enerji miktarı ile egzoz ekserji değerleri hesaplanmıştır. Yükteki ani artışın ısı transferinin artmasına neden olurken tersinmezliklerin ise azalmasına neden olduğunu tespit etmişlerdir.

Alasfour [22] buji ateşlemeli, tek silindirli bir motorda birinci ve ikinci kanun analizini kullanarak deneysel bir çalışma yapmıştır. Çalışmada motorun ekivalans oranı $\phi=0,8-1,2$ aralığında, benzin ve hacimsel olarak %30 bütanol-benzin karışımı yakıt olarak kullanılarak karşılaştırmalar yapılmış ve en iyi motor çalışma koşulları araştırılmıştır. Yakıt olarak bütanol-benzin karışımı kullanıldığında ve $\phi=0,9$ ekivalans oranında; yakıt enerjisinin %28,5'i yararlı işe dönüşürken, %28,94'ü egzoz gazlarına harcanan ısı, %24,34'ü soğutma suyuna harcanan ısı, % 6,9'u sürtünmelere ve %11,31'i ise diğer nedenler için harcanan enerjiler olarak hesaplanmıştır. Ekserji analizine göre ise, yakıt ekserjisinin %27,8'i yararlı işe dönüşürken, egzoz gazları ekserji oranı %12,48, soğutma suyu ekserji oranı %3,84, sürtünmeler için harcanan ekserji oranı %6,48 ve ekserji yıkımı ise %49,4 olarak hesaplanmıştır. Bütanol-benzin karışımı yakıtının ikinci kanun veriminin benzin yakıtı veriminden %7 oranında daha düşük olduğu vurgulanmıştır.

Caton [23] adyabatik ve sabit hacimli bir sistemde yanma süreci için teorik yöntemle ikinci kanun analizi yapmıştır. Çevrenin sıcaklık ve basınç değerlerini sırasıyla 298,15 K ve 101,325 kPa kabul etmiştir. Oktan ve hava karışımının kullanıldığı çalışmada basınç, sıcaklık ve ekivalans oranı değişimlerinin yanma kaynaklı ekserji yıkımları üzerindeki etkileri bulunmuştur. Yüksek yanma sıcaklıklarında yanma işlemleri nedeniyle yakıtın kullanılabilir enerjisinin azaldığı tespit edilmiştir. Basınç değişimlerinin yanma süreci sırasında ekserji üzerinde önemli bir değişiklik yapmadığını vurgulamıştır. Ekserji kaybının hava fazlalık katsayısındaki azalma ile arttığını, bunun nedeninin yanma işlemi ve yanma sonu oluşan ürünlerinin fazla havayla karışmasından kaynaklanan tersinmezlikler olduğunu saptamıştır.

Rakopoulos ve Kyritsis [24] yüksek devir sayılı, doğal emişli, dört zamanlı direkt püskürtmeli ve hava soğutmalı bir dizel motoruna deneysel ve teorik olarak ikinci kanun analizi yapmışlardır. Yakıt olarak metan, metanol ve dizel yakıtları kullanılıp karşılaştırmalar yapılmıştır. Her bir yakıtı ait motor krank açısına bağlı olarak yakıt, ısı transferi, iş, tersinmezlikler nedenleriyle oluşan kullanılabilirlikler hesaplanmıştır. Ekivalans oranı $\phi=0,6$ değerinde yakıt ekserjisi olarak en yüksek değer, metanol yakıtınıninki olarak bulunmuştur. Yine bu ekivalans oranında, metanol yakıtı kullanıldığında egzoz gazlarına harcanan ekserji değerinin, diğer iki yakıtı göre fazla olduğu tespit edilmiştir. Ekserji verimlerinin üç yakıtı için de yaklaşık olarak aynı bulunduğu çalışmada, dizel yakıtının kullanılmasıyla oluşan tersinmezliklerin daha fazla olduğu bulunmuştur.

Nakonieczny [25] yaptıkları çalışmada dört silindirli, dört zamanlı ve turboşarjlı bir dizel motorun hava emiş sistemi ve egzoz sistemlerine teorik olarak ekserji analizi uygulamıştır. Bu sistemlerde bulunan kompresör, türbin, hava soğutucu, hava ve egzoz manifoldları, boruları, valfleri ve türbin girişinden oluşan sistemin ekserji analizini tek boyutlu gaz dinamiğine dayanan programla yapmıştır. Bu mahallerde meydana gelen entropi değişimleri incelenip, turboşarjda en fazla entropi üretiminin türbin girişinde olduğu tespit edilmiştir. Bunu türbin ve kompresörün izlediğini vurgulamıştır.

Çonkar [26] yaptığı tez çalışmasında, seçilen bir gemi dizel motoru için Fortran 77 dilinde düzenlenmiş olan simülasyon programı ile teorik hesaplamalar yaparak, ikinci kanun analizini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada motorun sıkıştırma oranı, motor devir sayısı, hava manifoldu basıncı, hava manifoldu sıcaklığı, silindir çapı, strok uzunluğu ve egzoz manifoldu basıncı parametrelerinin değişimi ile ortalama efektif basınç, özgül yakıt tüketimi, entropi üretimi, kayıp güç, yararlı güç ve birinci ve ikinci kanun verimleri değişimleri incelenmiştir. Sıkıştırma oranı ve hava manifoldu basıncının artması ile entropi üretiminin azaldığını, birinci ve ikinci kanun verimlerinin artırdığını, motor devir sayısı, silindir çapı, hava manifoldu sıcaklığı, strok uzunluğu ve egzoz manifoldu basıncının artması ile de entropi üretimini artırdığını, birinci ve ikinci kanun verimlerinin azaldığını belirlemiştir.

Rakopoulos vd. [27] yapmış oldukları çalışmada, dört zamanlı, turboşarjlı, indirekt püskürtmeli, altı silindirli deniz tipi bir dizel motor için ekserji analizini uygulayarak deneysel verilere dayalı termodinamik çevrim modeli geliştirmişlerdir. Yapılan çalışmada silindirler içindeki yanmanın en büyük tersinmezlik kaynağı olduğu vurgulanmıştır. Makine hava giriş sistemi ile egzoz sistemi elemanları olan egzoz manifoldu, emme manifoldu, hava soğutucu, kompresör ve türbinde meydana gelen tersinmezliklerin de hesaplandığı çalışmada, yüksek makine yükleri için egzoz manifoldu tersinmezliklerinin %15'e kadar yükseldiği vurgulanmıştır. Hava emiş elemanları olan kompresör, hava soğutucu ve emme manifoldunda tersinmezliklerin %2 ve daha az olduğu hesaplanmıştır.

Uçkun [28] yapmış olduğu tez çalışmasında, çeşitli biyodizel yakıtlarının bir dizel motorunda kullanılabilirliğini incelemiş ve bu dizel motorun ekserji açısından performansını belirlemiştir. Ekserji analizinde Dizel No. 2 yakıtı ile dört çeşit biyodizel yakıtı için yapılan çalışmalar referans alınmıştır. Farklı yakıtlar ile çalışan dizel motorunun ısı verimi, ısı kayıpları, yakıt ekserjisi, ekserji kayıpları, ekserji verimi gibi performans değerleri hesaplanmıştır. Motor devir sayısı 1400 dev/dak'da yapılan deney sonucunda;

tüm yakıtların termik verimlerini yaklaşık %36 ve ekserji verimlerini ise yaklaşık %34 olarak hesaplamıştır.

Parlak vd. [29] ekserji analiz yöntemi kullanarak birisi standart ve birisi de yanma odası iç yüzeyi izole edilmiş, turboşarjlı, dört zamanlı, altı silindirli dizel motor kullanarak deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deney sonucunda; çeşitli motor devir sayılarında her iki motor için özgül yakıt tüketimi, faydalı iş, motor döndürme momenti gibi değerler ve ayrıca egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) enerji oranları hesaplanmıştır. Yanma odası yüzeyleri izole edilmiş dizel motorun standart dizel motora göre özgül yakıt tüketiminde %6 azalma, termik verimde ise %2 artma olduğu saptanmıştır. Egzoz gazı resirkülasyonu cihazları ile kazanılabilen egzoz gazları enerjisinin en önemli kullanılabilir enerji kaynaklardan birisi olduğunu vurgulamışlardır. Bir karşılaştırma yaptıklarında; yanma odası yüzeyi izole edilmiş olan motorun egzoz gazlarının kullanılabilir enerjisinin, standart dizel motorlara göre %(3-27) oranında arttırdığı belirtmişlerdir. Bununla birlikte bütün egzoz gazları enerjisinin geri kazanılmasının imkânsız olduğunu ve en fazla %50'sinin faydalı işe dönüştürülebileceğini saptamışlardır.

Kanoğlu vd. [30] 120 MW güç üreten bir elektrik santrali için enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirdikleri bir çalışma yapmışlardır. Fuel-oil ile çalışan, dört zamanlı, 18 silindirli, V tipi ve her biri iki turboşarja sahip yedi adet dizel motoruna bağlı jeneratör setlerinin kullanıldığı santralde, santralin performansı, dizel motorların performansına bağlı olarak değerlendirilmiştir. Santralinin enerji verimi %47 ve ekserji verimi ise %44 olarak hesaplanmıştır. Dizel motordaki tersinmezliklerin büyük ölçüde motor içindeki yanmadan kaynaklandığını ve bu oranın toplam ekserji içinde %32'lik, toplam tersinmezlikler içinde ise %57'lik bir paya sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Kopac ve Kokturk [31] yapmış oldukları çalışmada buji ateşlemeli bir motorun deneysel olarak, farklı motor devir sayılarında enerji ve ekserji kayıplarını hesaplamışlardır. Enerji ve ekserji verimliliklerini karşılaştırılıp en yüksek enerji veriminin 2040 dev/dak motor devir sayısında %25 olduğunu ve en yüksek ekserji veriminin ise 2580 dev/dak motor devir sayısında %30,52 olduğunu tespit etmişlerdir. Ekserji yıkımının tüm motor devir sayılarında %(56,24-63,8) oranlarında olduğu hesaplanmış olup, motor devir sayısı ile azaldığı vurgulanmıştır. Egzoz gazları ekserjisinin motor devir sayısının artması ile arttığı ve en yüksek egzoz ekserjisinin yaklaşık %19 oranında gerçekleştiği tespit edilmiştir. Isı transferi ile kaybedilen ekserjinin ise artan motor devir sayıları ile azaldığı ve tüm motor devir sayılarında %(4-8) arasında değerler aldığı hesaplanmıştır.

Canakcı ve Hosoz [32] dört silindirli, dört zamanlı, turboşarjlı bir dizel motoruna deneysel verilere dayanarak enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. %100 motor yük durumu ve 1400 dev/dak motor devir sayısında gerçekleştirilen deneyler sırasında, iki farklı biyodizel yakıtı, normal dizel yakıtı ve bunların karışımlarını kullanarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda biyodizel yakıtlarının normal dizel yakıtı ile hemen hemen aynı enerji performansına sahip olduğu tespiti yapılmıştır. Biyodizel yakıtlarının ve yakıt karışımlarının yakıt tüketimini biraz arttırmasına rağmen normal dizel yakıtı ile benzer ekserji performansı sergilediği vurgulanmıştır. Tüm yakıtların ekserji girişlerinin, ekserji yok oluşlarının, ekserji kayıplarının ve ekserji verimlerinin hemen hemen aynı olduğunu tespit etmişlerdir. Çalışma sonucunda; dizel yakıtı için ısı kayıplarını yaklaşık %40, egzoz kayıplarını yaklaşık %23 ve efektif güç değerini ise yaklaşık %37 olarak hesaplamışlardır. Dizel yakıtı için ekserji analizi sonuçları ise, ısı transferi ekserjisi yaklaşık %6, egzoz ekserjisi yaklaşık %14, ekserji yıkımı yaklaşık %46 ve efektif güç ekserjisi ise yaklaşık %34 olarak tespit edilmiştir. Sistemin verimsizliğine neden olan en fazla ekserji yıkımının yanmadan kaynaklandığı, ekserji kayıplarının ise egzoz gazları ve ısı transferi ile gerçekleştiği vurgulanmıştır.

Erbaş [33] yapmış olduğu tez çalışmasında, tek silindirli, su soğutmalı ve sıkıştırma oranı değiştirilebilen buji ateşlemeli bir motor kullanarak, farklı sıkıştırma oranlarında termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre analiz yapmıştır. Motordaki egzoz gazlarıyla, soğutma suyuyla, ısı transferi ve sürtünmelerle oluşan kayıp enerjileri, kayıp enerjilerin kullanılabilirliğini ve motor milinden alınan faydalı gücün tespitini yaparak en uygun motor çalışma şartlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Çalışmada sonucunda; sıkıştırma oranının artırılması ile efektif gücün, çevreye ısı transferinin, soğutma suyuna ısı transferinin ve sürtünme gücünün arttığı, buna karşılık egzoz gazları enerjisinin azaldığı tespit edilmiştir. Enerji ve ekserji verimlerinin hesaplanması sonucunda ise, kayıpların en az olduğu çalışma şartlarının 8,2 sıkıştırma oranı ve 1600 dev/dak olduğu tespit edilmiştir. Soğutma ve ısı transferi gibi enerjilerin kullanılabilirliğinin çok düşük olduğu, egzoz kullanılabilirliğinin ise çok yüksek olduğu sonuçlarına varılmıştır.

Sayın vd. [34] yapmış oldukları çalışmada 91 oktan, 93 oktan ve 95,3 oktan yakıtları ile silindir hacmi 1,6 litre olan, dört silindirli, dört zamanlı, buji ateşlemeli bir motora enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Her bir yakıtla motor döndürme momenti 20 Nm ve 40 Nm, motor devir sayısı 1200 dev/dak ve 2400 dev/dak değerleri ile deney yapmışlardır. Bütün performans değerlerinin artan motor devir sayısı ile arttığı vurgulanan

çalışmada, 91 oktan yakıtın en yüksek enerji ve ekserji performansına sahip olduğu belirlenmiştir. Ayrıca yanmanın sistem verimine olumsuz yönde katkı yapan en önemli parametre olduğu tespit edilmiştir.

Abusoglu ve Kanoglu [35] dizel motor kullanılan bir kojenerasyon sisteminin termodinamik analizini yapmıştır. Yıllık 217 GW güç üreten elektrik santralinde dört zamanlı, 18 silindirli, V tipi ve her biri iki turboşarja sahip üç adet dizel motor kullanılmıştır. Dizel motorlarda yakıt olarak fuel-oil kullanılan santralin termik verimi %44,2 ve ekserji verimi ise %40,7 olarak hesaplanmıştır. Santralde bulunan her bir bileşenlere ait ekserji değerlerinin hesaplandığı çalışmada dizel motor için yıkılan ekserji oranı %45,4 olarak bulunmuştur. Bu yıkımın oluşmasını sağlayan tersinmezliklerin büyük oranda motor içindeki yanma süreçleri, sürtünme ve ısı kaybı nedenleriyle olduğu belirtilmiştir. Dizel motorlara ait turboşarjın kompresör ve türbin kısımlarının ekserji verimleri ise sırasıyla %82,56 ve %88,1 olarak hesaplanmıştır.

Sezer [8] yapmış olduğu tez çalışmasında, iki farklı termodinamik çevrim modeli kullanılarak buji ateşlemeli motor çevrimine ekserji analizini teorik yöntemle uygulamıştır. Ekserji analizini gerçekleştirmek için her iki çevrim modeline termodinamiğin ikinci kanunu ile ilgili yaklaşımlar uygulanmıştır. Ekserji analizinde ısıyla transfer edilen ekserji, işle transfer edilen ekserji, tersinmezlikler, termomekanik ekserji, yakıtın kimyasal ekserjisi ve toplam ekserji gibi ekserji bileşenleri hesaplanmıştır. Çalışmada buji konumu, sıkıştırma oranı gibi tasarım özelliklerin, yakıt hava ekivalans oranı, ateşleme avansı, devir sayısı, artık gazlar oranı gibi işletme özelliklerinin yanı sıra benzin, doğalgaz, sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), metanol ve etanol gibi farklı yakıtların ekserji bileşenleri ve tersinmezlikler üzerindeki etkilerini incelenmiştir. Ayrıca yakıt ekserjisinin, ekserji bileşenleri arasında dağılımı hesaplanmış ve incelenen parametrelerin en uygun değerlerini belirlemek amacıyla birinci ve ikinci kanun verimleri hesaplanmıştır. Çalışmanın sonucunda incelenen tasarım ve işletme parametrelerinin ve alternatif yakıtların kullanılmasının ekserji terimlerinin değişimini önemli ölçüde etkilediği vurgulanmıştır.

Çalışkan [36] yapmış olduğu tez çalışmasında, dört zamanlı bir dizel motora deneysel olarak enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Motor 1400 dev/dak devir sayısında ve tam yükleme durumunda iken yapılan deneylerde farklı yakıtlar (Dizel No. 2, soya yağı katkılı metil ester-SYME, Hint kayın ağacı tohumu yağlı metil ester yakıtı-HOME) kullanılmıştır. Motor içindeki enerji ve ekserji verimlerini, kayıplarını, enerji ve ekserji güçlerini, tersinmezliği, yanma sürecindeki ekserji yıkımını belirleme ve yakıtlar arasında

kıyaslama yapma amacıyla yapılan çalışma sonucunda; yakıtların termik verimleri Dizel No. 2 yakıtı için yaklaşık %40, SYME yakıtı için yaklaşık %40,8 ve HOME yakıtı için yaklaşık %40,7 değerleri bulunmuştur. Yakıtların ekserji verimleri ise Dizel No. 2 yakıtı için yaklaşık %37,6, SYME yakıtı için yaklaşık %38 ve HOME yakıtı için yaklaşık %37,8 değerleri hesaplanmıştır.

Sekmen ve Yılbaşı [37] yapmış oldukları çalışmada dört silindirli, doğrudan püskürtmeli bir dizel motora, dizel ve biyodizel yakıtları kullanarak termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizini uygulamışlardır. 100 Nm döndürme momenti ve 2000 dev/dak motor devir sayısı kullanılarak yapılan deneylerde sırasıyla biyodizel ve dizel yakıtları için enerji ve ekserji değerleri karşılaştırılmıştır. Dizel yakıtı ile biyodizel yakıtlarının enerji ve ekserji hesaplamalarının benzer sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Dizel yakıtının enerji değeri 70,892 kW, biyodizel yakıtının enerji değeri 67,886 kW olarak hesaplanmıştır. Ekserji değerleri için ise; dizel yakıtı için 76,054 kW ve biyodizel yakıtı için 72,337 kW değerleri hesaplanmıştır. Bu ekserji değerlerinden dizel yakıtı için; %6,5'i ısı transferi nedeniyle yok olan ekserji oranı, %15,9'u egzoz nedeniyle yok olan ekserji oranı, %50,08'i ekserji yıkımı oranı ve %27,53 faydalı iş için kullanılan ekserji oranı olarak hesaplanmıştır. Biyodizel yakıt için ise bu değerler; %7,3'ü ısı transferi nedeniyle yok olan ekserji oranı, %16,7'si egzoz nedeniyle yok olan ekserji oranı, %47'si ekserji yıkımı oranı ve %28,95'i faydalı iş için kullanılan ekserji oranı olarak hesaplanmıştır.

Güngör [16] yapmış olduğu tez çalışmasında, 13 adet dizel motor bulunan kombine çevrim santraline ekserji analizi uygulamıştır. Ekserji analizi için 13 dizel motoru ve bir buhar türbini bulunan santralde 0 °C ve 30 °C hava sıcaklıklarında bileşenlere ait sıcaklık, basınç ve debi değerleri kullanılmıştır. Bu değerler yardımıyla santralde meydana gelen akımların ekserji değerleri hesaplanmıştır. Sonuçlara göre; en yüksek ekserji yıkımının bileşenler için hesaplanan tüm kayıpların %70'i ile dizel motorlarda oluştuğunu tespit etmiştir. 30 °C hava sıcaklığında, 0 °C hava sıcaklığındaki duruma göre ekserji kayıplarının arttığını, bununla birlikte motorlarda ve buhar türbininde üretilen net işin de arttığını tespit etmiştir. Santrale giren birim yakıt ekserjisinin %(43-44)'ünün güç üretiminde kullanıldığını, %(44-46)'sının motor bloğu ve ona bağlı ekipmanlarda tüketildiğini, bu tüketimin en yüksek oran olmak üzere toplam yakıt ekserjisinin yaklaşık %35'i ile motorlarda gerçekleştiğini hesaplamıştır.

Tosun [38] yapmış olduğu tez çalışmasında, dört zamanlı, dört silindirli, doğal emişli, doğrudan püskürtmeli bir dizel motorunda, farklı yakıtlar (dizel, kanola, peanut)

kullanarak deneysel olarak enerji ve ekserji analizleri uygulama çalışması yapmıştır. Tüm testleri 2600 dev/dak motor devir sayısında gerçekleştirmiştir. Tüm yakıtlar için kimyasal ekserji değerleri, iş ekserji değerleri, soğutma suyu, yağlama yağı ve egzoz gazları nedeniyle kaybolan ekserji değerleri hesaplanarak karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Enerji ve ekserji performanslarına yakıt etkisini görebilmek birinci ve ikinci kanun verimleri hesaplanıp bütün sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda dizel yakıtının biyodizellerden daha iyi enerji ve ekserji performansına sahip olduğunu tespit etmiştir.

Özel vd. [12] Dizel No. 2 yakıt ile çalıştırılan tek silindirli, doğrudan püskürtmeli bir dizel motorunun performans değerlendirmesini yapmışlardır. Beş farklı motor yükü (%20, %40, %60, %80, %100) ve 10 farklı motor devir sayısı için enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirmişlerdir. Motor devir sayısı ve motor yükü değişimine bağlı olarak enerji kayıplarını, yakıt ekserjisini, ekserji kayıplarını ve ekserji yok oluşunu hesaplamışlardır. Çalışmada enerji analizine bağlı olarak en yüksek verim 2100 dev/dak'da, %80 motor yükünde %30 olarak hesaplanmıştır. En yüksek güç üretimi 3900 dev/dak'da tam yükte 7,65 kW olarak belirlenmiştir. Ekserji analizinde ise ekserji yok oluşu oranına göre motor performansı değerlendirilerek, en düşük ekserji yok oluşunun 3000 dev/dak motor devir sayısında ve %60 yükte, %46 olarak tespit etmişlerdir.

Baldi vd. [39] örnek bir kimyasal tanker gemisini ele alarak bu gemide tüm sistemlere enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Çalışmada geminin bir yıllık enerji üretimi ve bu enerjinin hangi gemi sistemlerinde tüketildiği hesaplanmıştır. Enerji analizi sonuçlarına göre; gemide üretilen enerjinin yaklaşık %88'inin ana makine, %8'inin yardımcı jeneratörler ve %4'ünün yardımcı ısı üniteleri tarafından sağlandığını bulmuşlardır. Üretilen bu enerjinin yaklaşık %70'i geminin sevki, %14'ü yardımcı makinelerin çalıştırılması ve %16'sı ise gemi ısıtma sistemleri için harcandığını tespit etmişlerdir. Ekserji analizi sonuçlarına göre ise, en yüksek ekserji harcanması %18 olarak egzoz gazlarıyla gerçekleştiği hesaplanmıştır. Bunu %15 değeri ile soğutma sistemi takip etmektedir. En yüksek ekserji yıkımının ise kazanda olduğu vurgulanmıştır. Ekserji verimine bakıldığında ise, ana makine %42, yardımcı jeneratörler %36, kazanlar %30 ekserji verimine sahip olarak tespit edilmiştir.

1.7. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı

Dünya ticaretinde en yüksek paya sahip olan deniz ticaretinin ekonomik olması gemilerin verimlilikleri ile doğru orantılıdır. Gemilerde dizel motorlarının kullanılmasının bir nedeni de deniz ticaretini daha ekonomik kılmaktır. Deniz ticaretinin ekonomik olması gemilerde harcanan yakıt miktarları ile büyük oranda ilişkilidir. Bu motorların performanslarının daha da iyileştirilmesi, harcanan yakıt miktarlarını azaltarak verimlerinin artmasını sağlayacaktır. Harcanan yakıt miktarının azaltılması enerji kayıplarını azaltacak ve gemi işletme maliyetlerini büyük oranda düşürecektir. Bu nedenle bir gemi dizel motorunun en uygun şartlarda işletilmesi gereklidir.

Sunulan tez çalışmasının amacı gemi dizel motoruna termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu uygulayarak, faydalı iş için kullanılan ve kullanılmayan enerji miktarlarını tespit etmek ve kaybolan enerjinin motorun hangi bölümünde kaybolduğunu bulup bu kayıpları geri kazanma yolları ile ilgili tespitler yapmaktır. Çevre şartlarının motor çalışma performansına etkisi incelenip en uygun çalışma şartlarının belirlenmesi amaçlanmaktadır. Elde edilen tüm veriler sonucunda işletme ekonomisine katkıda bulunmak istenmektedir. Araştırma ile aynı zamanda, bundan sonra yapılacak çalışmalara yol göstererek literatüre katkı sağlanması beklenmektedir.

Sunulan bu tez çalışmasında M/V ASSTAR TRABZON isimli RO-RO kargo gemisinde, gemi ana sevk makinesi olarak kullanılan V tipinde, 12 silindirli, turboşarjlı gemi dizel motoruna birinci kanun (enerji) ve ikinci kanun (ekserji) analizleri uygulanmıştır. Motor devir sayısı 550 dev/dak'da sabit tutularak gemi pervane kanat açılarının değiştirilmesi yöntemi ile farklı motor yükleri elde edilmiştir. Sırasıyla 8°, 11°, 13,5°, 15,5°, 18° ve 21° pervane kanat açılarında %30, %40, %50, %60, %70 ve %80 motor yükleri oluşturulmuştur. Bu yüklerde ölçülen motor performans değerleri ile dizel motor sistemine birinci ve ikinci kanun analizleri uygulanmıştır. Yakıt ve havadan elde edilen enerjinin; egzoz, soğutma, yağlama sistemleriyle ve mekanik sürtünmelerle ne kadarının kaybolduğu ve kaybolan enerjilerin iş üretme kabiliyetleri (kullanılabilirlik) belirlenip, motor verimi tespit edilmiştir. Motor üzerinde bulunan turboşarj ve hava soğutucu ünitelerinin enerji ve ekserji analizi yapılmış olup sistemin toplam verimi hesaplanmıştır. Çevre şartlarının motor performansına etkisi incelenmiştir.

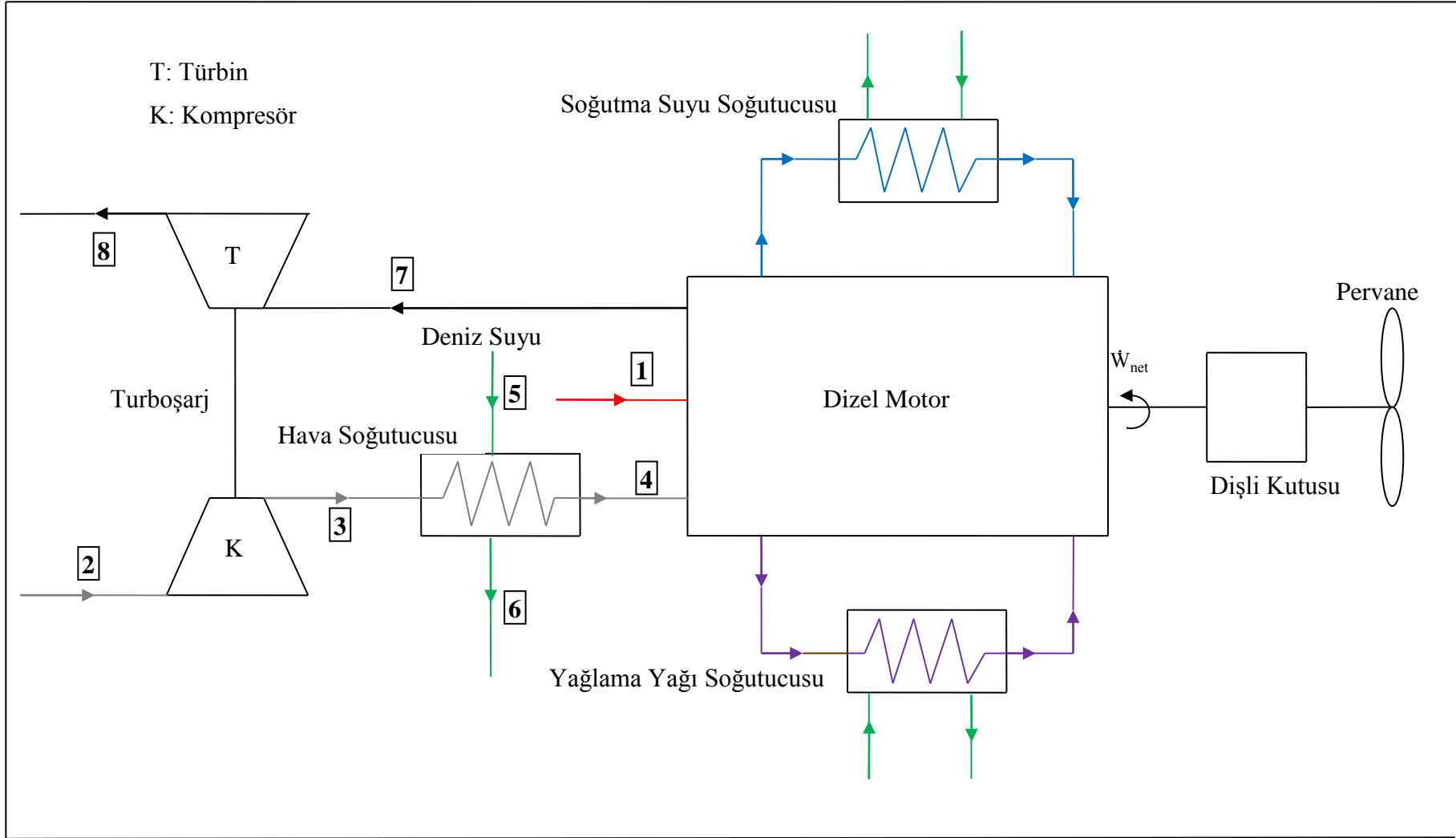
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Sunulan tez çalışması kapsamında örnek alınan M/V ASSTAR TRABZON gemisi dizel motora sahip olan bir RO-RO kargo gemisidir. Geminin sevki tek dizel motor ile sağlanmakta olup, gemi pervanesi değişken hatveli (CPP-Controllable Pitch Propeller) pervanedir. Turboşarja sahip olan dizel motorun üzerindeki gavarnör donanımı sayesinde motor devir sayısı 550 dev/dak'da sabit tutulmuştur. Geminin hızının artırılması gemi pervane kanat açılarının değiştirilmesi ile yapılmaktadır. Gemi pervanesinin kanat açılarının değiştirilmesi, pervane kanatlarının suya giriş açılarını değiştirmekte ve pervaneye daha fazla su kuvvetinin etki etmesine neden olmaktadır. Pervaneye daha fazla su kuvvetinin etki etmesi, bir şaftla pervaneye bağlı olan dizel motorun daha fazla yüklenmesini sağlamaktadır. Bu sayede dizel motorda farklı motor yükleri elde edilmiştir.

Yapılan analizlerde dizel motorda elde edilen farklı motor yüklerinde ölçülen motor performans değerleri kullanılmıştır. Alınan bu değerler yardımıyla termodinamiğin birinci kanun analizi yapılarak, motor yardımcı sistemleri olan soğutma sistemi, yağlama sistemi, egzoz sistemi ile motor gövdesinden çevresine geçen ısı, pompalama işlemleri, mekanik kayıplar gibi nedenlerle oluşacak diğer enerji kayıplarının değerleri hesaplanmıştır. Dizel motor, turboşarj ve hava soğutucunun verim değerleri bulunmuştur. Daha sonra termodinamiğin ikinci kanunu ile ekserji analizi yapılarak motor sistemlerine ait akışkanların ekserji değerleri, motor içerisinde yok olan ekserji değerleri ve motor ekserji verimi hesaplanmıştır. Ayrıca turboşarj ve hava soğutucu ünitelerinin ekserji bilançoları oluşturulmuş olup verim değerleri hesaplanmıştır. Tüm sistemin enerji ve ekserji verim değerleri bulunmuştur. M/V ASSTAR TRABZON gemisinde bulunan dizel motora ait teknik özellikler aşağıdaki gibidir.

Tablo 2. Gemide kullanılan dizel motora ait teknik özellikler [40].

| MAK 12M 453 AK | | | |
|-----------------------|----------------|----------------------|--|
| Tipi | : Dört zamanlı | Nominal devir sayısı | : 550 dev/dak |
| Konfigürasyon | : V tipi | Nominal güç | : 2935 kW [3990 PS] |
| Silindir sayısı | : 12 adet | Supap sayısı | : 24 emme + 24 egzoz |
| Silindir çapı | : 320 mm | Volan dönüş yönü | : Saat akrebi yönü |
| Strok (kurs) uzunluğu | : 420 mm | Püskürtme sırası | : A1-B6-A4-B3-A2-B5 A6-B1-A3-B4-A5-B2 |



Şekil 7. Dizel motora ait sistemler

Gemide bulunan dizel motora ait değişik motor yüklerindeki performans değerleri aşağıda Tablo 3'te gösterilmiştir. Değerler M/V ASSTAR TRABZON gemisi dizel motoru ve motora ait sistemler üzerinde bulunan termometre ve basınçölçer cihazlarından okunmuştur. Ölçümlerin alındığı tüm pervane açısı değerlerinde gemi ağırlığı (deplasman) aynıdır.

Tablo 3. Dizel motor sisteminin değişik yük oranlarında performans değerleri

| Hal Nok. | Değer Adı | Sembol | Birim | Pervane Kanat Açıları Motor Yük Değerleri [%] | | | | | |
|----------|-------------------------------|----------------|-------|--|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | | | 8 | 11 | 13,5 | 15,5 | 18 | 21 |
| | | | | 30% | 40% | 50% | 60% | 70% | 80% |
| 1 | Yakıtın kütleli debisi | \dot{m}_1 | kg/s | 0,072 | 0,085 | 0,090 | 0,097 | 0,109 | 0,131 |
| 2 | Havanın kütleli debisi | \dot{m}_2 | kg/s | 2,17 | 2,40 | 2,58 | 2,88 | 3,43 | 3,99 |
| | Havanın sıcaklığı | T_2 | °C | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 |
| | Havanın basıncı | p_2 | bar | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| 3 | Havanın kütleli debisi | \dot{m}_3 | kg/s | 2,17 | 2,40 | 2,58 | 2,88 | 3,43 | 3,99 |
| | Havanın sıcaklığı | T_3 | °C | 51 | 58 | 70 | 84 | 96 | 112 |
| | Havanın basıncı | p_3 | bar | 1,22 | 1,35 | 1,51 | 1,67 | 1,82 | 1,98 |
| 4 | Havanın kütleli debisi | \dot{m}_4 | kg/s | 2,17 | 2,40 | 2,58 | 2,88 | 3,43 | 3,99 |
| | Havanın sıcaklığı | T_4 | °C | 23 | 24 | 26 | 35 | 40 | 46 |
| | Havanın basıncı | p_4 | bar | 1,16 | 1,28 | 1,32 | 1,55 | 1,62 | 1,72 |
| 5 | Deniz suyu kütleli debisi | \dot{m}_5 | kg/s | 12,80 | 12,80 | 12,80 | 12,80 | 12,80 | 12,80 |
| | Deniz suyunun giriş sıcaklığı | T_5 | °C | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 |
| | Deniz suyunun giriş basıncı | p_5 | bar | 1,60 | 1,60 | 1,60 | 1,60 | 1,60 | 1,60 |
| 6 | Deniz suyu kütleli debisi | \dot{m}_6 | kg/s | 12,80 | 12,80 | 12,80 | 12,80 | 12,80 | 12,80 |
| | Deniz suyunun çıkış sıcaklığı | T_6 | °C | 26 | 26 | 27 | 27 | 28 | 29 |
| | Deniz suyunun çıkış basıncı | p_6 | bar | 1,42 | 1,44 | 1,52 | 1,53 | 1,55 | 1,55 |
| 7 | Egzoz gazları sıcaklığı | T_7 | °C | 316 | 350 | 384 | 408 | 432 | 455 |
| | Egzoz gazları basıncı | p_7 | bar | 2,41 | 2,65 | 2,82 | 2,87 | 3,01 | 3,24 |
| 8 | Egzoz gazları sıcaklığı | T_8 | °C | 261 | 282 | 303 | 314 | 325 | 335 |
| | Egzoz gazları basıncı | p_8 | bar | 1,12 | 1,17 | 1,21 | 1,24 | 1,28 | 1,30 |
| - | Soğutma suyu kütleli debisi | \dot{m}_{su} | kg/s | 34,12 | 34,12 | 34,12 | 34,12 | 34,12 | 34,12 |
| | Soğutma suyu giriş sıcaklığı | $T_{su, g}$ | °C | 56 | 56 | 58 | 59 | 59 | 59 |
| | Soğutma suyu çıkış sıcaklığı | $T_{su, ç}$ | °C | 67 | 68 | 69 | 69 | 70 | 72 |
| | Yağlama yağı kütleli debisi | $\dot{m}_{yğ}$ | kg/s | 15,25 | 15,25 | 15,25 | 15,25 | 15,25 | 15,25 |
| | Yağlama yağı giriş sıcaklığı | $T_{yğ, g}$ | °C | 37 | 37 | 42 | 46 | 49 | 52 |
| | Yağlama yağı çıkış sıcaklığı | $T_{yğ, ç}$ | °C | 40 | 41 | 46 | 50 | 54 | 58 |

2.1. Analizler Sırasında Yapılan Kabuller

Birinci ve ikinci kanun analizleri yapılırken hesapların kolaylaştırılması için bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller aşağıdaki gibidir.

- Dizel makine boyunca madde akışının daimi olduğu ve akışkanların debilerinde zamana değişim olmadığı kabul edilmiştir.
- Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Akışkanların aktığı boru, vana, pompa vb. donanımlardaki enerji ve ekserji kayıpları ihmal edilmiştir.
- Motorda tam yanma olduğu kabul edilmiştir.
- Çevre koşulu olarak ISO standartları olan $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $p_0 = 101,325 \text{ kPa}$ olarak alınmıştır.
- Ölçümlerin alındığı motor yükü değerlerinde, geminin bulunduğu hava ve deniz satlarında değişim olmadığı kabulü yapılmıştır.
- Motorun emme havası kuru hava olarak kabul edilmiştir.

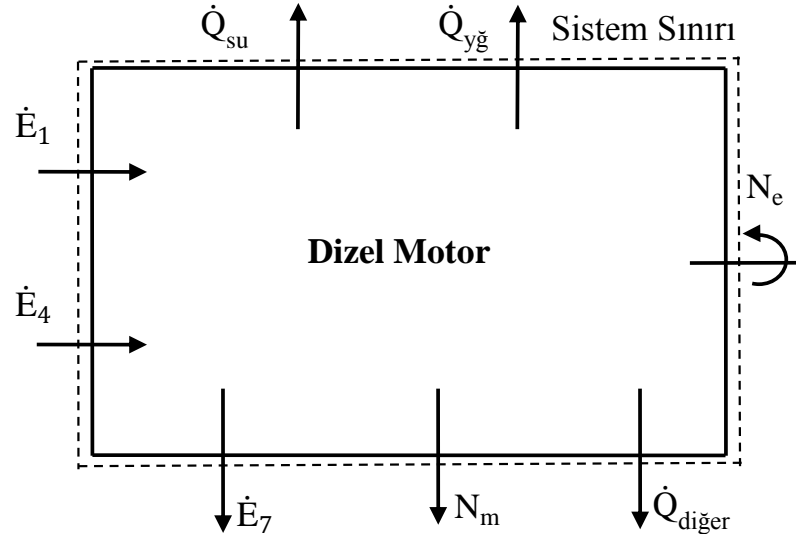
2.2. Enerji Analizinin Uygulanması

Bu bölümde dizel motor ve turboşarj ayrı ayrı ele alınarak enerji analizi uygulaması yapılmıştır.

2.2.1. Dizel Motora Enerji Analizinin Uygulanması

Gemi dizel motoru sürekli akışın olduğu açık sistem olarak kabul edilir. Termodinamiğin birinci kanunu yardımıyla dizel motorda enerji analizi yapılması için Denklem 22 kullanılmıştır. Bu ifade Şekil 8'de göz önüne alındığında dizel motor sistemi için yazılırsa Denklem 43 elde edilir. Burada 1 nolu hal noktası motor yakıt girişini, 4 nolu hal noktası motor hava girişini ve 7 nolu hal noktası motor egzoz çıkışını göstermektedir.

$$\dot{Q}_{su} + \dot{Q}_{yğ} + \dot{Q}_{diğer} + \dot{E}_7 + N_m + N_e = \dot{E}_1 + \dot{E}_4 \quad (43)$$



Şekil 8. Dizel motora giren ve çıkan enerji bileşenleri

Birinci kanun analizi yapabilmek için bu ifade de bulunan terimlerin her biri, farklı motor yükü oranlarına göre hesaplanmış olup motor sistemi bileşenlerinin enerji miktarları belirlenmiştir.

2.2.1.1. Yakıtın Kimyasal Enerjisi

Yakıttan elde edilen kimyasal enerji değerlerini hesaplamak için Denklem 44 kullanılmıştır [13, 14, 15].

$$\dot{E}_1 = \dot{m}_1 \cdot H_u \quad (44)$$

Gemi tarafından yakıt olarak MGO (Marine Gas Oil) yakıtı kullanılmaktadır. %1,5-%2,0 oranlarında sülfür içeren bu yakıtın oluşumunda çok yüksek oranda Dizel No. 2 yakıtı bulunmaktadır [41]. Bu nedenle gemi tarafından kullanılan yakıt, Dizel No. 2 yakıtı kabul edilerek hesaplamalar yapılacaktır. Dizel No. 2 yakıtının bazı değerleri Tablo 4'te verilmiştir [36].

Tablo 4. Dizel No. 2 yakıtının özellikleri [36].

| Dizel No. 2 | |
|---|---|
| Formülü | : C _{14,01} H _{25,00} |
| Alt ısı değeri [kJ/kg] - H _u | : 42414 |
| Karbon kütlesi [%] | : 86,66 |
| Hidrojen kütlesi [%] | : 12,98 |
| Oksijen kütlesi [%] | : - |
| Yoğunluk [kg/m ³] | : 855,9 |
| Setan sayısı | : 42,2 |
| Kinematik viskozite [40 °C] | : 2,8911 [mm ² /s] |

Tablo 3'te bulunan yakıtın kütleli debi değerleri, Tablo 4'te bulunan yakıtın alt ısı değeri ve Denklem 44 yardımıyla gemi motor yükü oranlarına göre yakıttan birim zamanda elde edilen kimyasal enerji değerleri hesaplanmış olup Tablo 10'da gösterilmiştir.

2.2.1.2. Hava Enerjisi

Motor giriş havasından elde edilen enerji değerlerini hesaplamak için Denklem 45 kullanılmıştır [6, 30, 35].

$$\dot{E}_4 = \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (45)$$

Denklem 45'de yazılan havanın entalpi değerleri motorun giriş sıcaklıklarına bağlı olarak termodinamik tablolarından okunmuştur [6] ve Ek Tablo 1'de gösterilmiştir. Bu entalpi değerleri, Tablo 3'te bulunan motor dolgu havasının kütleli debi değerleri ve Denklem 45 yardımıyla gemi motor yükü oranlarına göre hesaplanan motor dolgu havasından birim zamanda elde edilen enerji değerleri Tablo 10'da gösterilmiştir.

2.2.1.3. Motor Efektif Gücü

Motor krank milinden birim zamanda elde edilen iş motor efektif gücüne eşittir. Motor efektif güç değerlerinin belirlenmesi için motor döndürme momenti değerlerinden yararlanılmıştır. Motor testi sonuçlarına göre 550 dev/dak sabit motor devir sayısında, değişik motor yüklerine göre elde edilen motor döndürme momenti değerleri motor kullanma kılavuzundan okunmuş olup Tablo 5'te gösterilmiştir.

Tablo 5. Motor döndürme momenti değerleri [40].

| Motor Yük Oranları [%] | M_d [Nm] |
|------------------------|------------|
| 30 | 14890 |
| 40 | 19930 |
| 50 | 25010 |
| 60 | 30130 |
| 70 | 35310 |
| 80 | 40510 |

Motor döndürme momentleri kullanılarak motor efektif güç değerlerinin hesaplanması için Denklem 46 ve 47 kullanılmıştır.

$$N_e = M_d \cdot \omega \quad (46)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (47)$$

Tablo 5'te bulunan motor döndürme momenti değerleri, Denklem 46 ve 47 kullanılarak motor yüklerine göre hesaplanan motor efektif güç değerleri Tablo 10'da gösterilmiştir.

2.2.1.4. Soğutma Suyu Isı Enerjisi

Soğutma suyuna harcanan ısı enerjisi değerlerini hesaplamak Denklem 48 kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{su} \cdot c_{p, su} \cdot (T_{su, \phi} - T_{su, g}) \quad (48)$$

Suyun sabit basınçta özgül ısısı $c_{p, su} = 4,18$ kJ/kgK alınmıştır. Tablo 3'te bulunan soğutma suyunun kütleli debi, giriş-çıkış sıcaklık değerleri ve Denklem 48 yardımıyla birim zamanda motor yükü oranlarına göre soğutma suyuna harcanan ısı enerjisi değerleri hesaplanmış olup Tablo 10'da gösterilmiştir.

2.2.1.5. Yağlama Yağı Isı Enerjisi

Yağlama yağına harcanan ısı enerjisi değerlerini hesaplamak için Denklem 49 kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_{yğ} = \dot{m}_{yğ} \cdot c_{p, yğ} \cdot (T_{yğ, \phi} - T_{yğ, g}) \quad (49)$$

Yağlama yağının özgül ısısını hesaplamak için ise Denklem 50 kullanılmıştır. Bu bağıntıda d [g/cm³] 15 °C'de yağın yoğunluğunu ifade etmektedir [16].

$$c_{p, yğ} = 4,19 \cdot \left[\frac{0,402 + 0,00081 \cdot T}{\sqrt{d}} \right] \quad (50)$$

Kullanılan motor yağı Shell Gadinia 40 dizel motor yağıdır. Bu yağın özellikleri aşağıdaki gibidir [42].

Tablo 6. Yağlama yağının özellikleri [42].

| Özellik | Shell Gadinia 40 |
|--------------------------------|---|
| Viskozite [mm ² /s] | : $T_{40\text{ °C}} = 139$ ve $T_{10\text{ °C}} = 14,4$ |
| Baz Sayısı [mgKOG/g] | : 12 |
| Yoğunluk [kg/m ³] | : $T_{15\text{ °C}} = 900$ |
| Parlama Noktası [°C] | : >>225 |
| Akma Noktası [°C] | : -18 |

Tablo 3'te gösterildiği gibi yağlama yağı motor giriş ve çıkış sıcaklık değerleri 37 °C ve 58 °C arasında değişmektedir. Bu nedenle Denklem 50'de sıcaklık ifadesi T yerine ortalama sıcaklık olarak 47,5 °C yazılacaktır. Değerlerin Denklem 50'de yerine yazılması ile $c_{p, yğ}$ değeri aşağıdaki gibi hesaplanmış olur.

$$c_{p, yğ} = 4,19 \cdot \left[\frac{0,402 + 0,00081 \cdot 47,5}{\sqrt{0,9}} \right] = 1,945 \text{ kJ/kgK}$$

Tüm motor yükü oranlarında yağlama yağının sabit basınçta özgül ısı $c_{p, yğ} = 1,945 \text{ kJ/kgK}$ alınmıştır. Tablo 3'te bulunan yağlama yağının kütleli debi, giriş-çıkış sıcaklık değerleri ve Denklem 49 yardımıyla gemi motor yükü oranlarına göre birim zamanda yağlama yağına harcanan ısı enerji değerleri hesaplanmış olup Tablo 10'da gösterilmiştir.

2.2.1.6. Egzoz Gazları Enerjisi

Birim zamanda egzoz gazlarına harcanan enerji miktarını hesaplamak için Denklem 51 kullanılmıştır [33].

$$\dot{E}_7 = \sum_i \dot{m}_i \cdot \Delta h_i \quad (51)$$

Yakıtın kuru hava ile yanması sonucunda oluşan egzoz gazlarının bileşimini bulmak için teorik hesaplama yoluna gidilmiştir. Gemi dizel motorlarının hava fazlalık katsayıları $\alpha > 1$ olduğundan motorda tam yanma olduğu kabulü yapılmıştır [3]. Yakıtın kütlece karbon ve hidrojen oranları ise Tablo 4'te verilmiştir. Bir kilogram yakıtın kuru hava ile tam yanması için gereken minimum oksijen ve minimum hava miktarının kütle ve mol hesaplamaları aşağıdaki gibidir [3]. Burada; O_{\min} minimum oksijen miktarını, H_{\min} minimum hava miktarını, c' kütlece karbon oranını ve h' kütlece hidrojen oranını göstermektedir.

$$O_{\min} = \left[\frac{c'}{12} + \frac{h'}{4} \right] = \left[\frac{0,867}{12} + \frac{0,130}{4} \right] = 0,105 \frac{\text{kmolO}_2}{\text{kgYakıt}} \quad (52)$$

Minimum oksijen mol miktarının, oksijen molekül ağırlığı ile çarpımı ile minimum oksijen kütlesi hesaplanır.

$$O_{\min}=0,105.32=3,36 \frac{\text{kgO}_2}{\text{kgYakıt}} \quad (53)$$

Bir kg yakıtın tam yanması için gereken minimum havanın kütle ve mol miktarları ise sırasıyla aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$H_{\min}=\frac{O_{\min}}{0,232}=\frac{3,36}{0,232}=14,483 \frac{\text{kgHava}}{\text{kgYakıt}} \quad (54)$$

$$H_{\min}=\frac{O_{\min}}{0,21}=\frac{0,105}{0,21}=0,5 \frac{\text{kmolHava}}{\text{kgYakıt}} \quad (55)$$

H_{saat} [kg] motorun bir saatlik hava gereksinimini ve B_{saat} [kg] motorun bir saatlik yakıt gereksinimini göstermek üzere motorun hava fazlalık katsayısı α Denklem 56 ve motorun özgül yakıt tüketimi b_e Denklem 57 yardımıyla hesaplanır [3]. Hesaplanan değerler Tablo 7'de gösterilmiştir.

$$\alpha=\frac{H_{\text{saat}}}{B_{\text{saat}} \cdot H_{\min}} \quad (56)$$

$$b_e=\frac{B_{\text{saat}}}{\dot{W}_{\text{net}}} \quad (57)$$

Tablo 7. Motor yüküne göre bir saatlik yakıt, hava gereksinimleri, hava fazlalık katsayısı ve özgül yakıt tüketim değerleri

| Motor Yük Oranları [%] | H_{saat} [kg] | B_{saat} [kg] | α | $b_e \left[\frac{\text{gYakıt}}{\text{kWsaat}} \right]$ |
|------------------------|------------------------|------------------------|----------|--|
| 30 | 7803,68 | 258,40 | 2,09 | 301,30 |
| 40 | 8643,56 | 307,60 | 1,94 | 267,97 |
| 50 | 9288,00 | 322,50 | 1,99 | 223,88 |
| 60 | 10383,68 | 350,80 | 2,04 | 202,15 |
| 70 | 12355,90 | 393,50 | 2,17 | 193,49 |
| 80 | 14373,12 | 472,80 | 2,10 | 202,64 |

Yakıtın yakılması ile elde edilen ürünler; CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 'dir. Bir kilogram yakıtın yakılmasıyla elde edilen ürünlerin mol sayıları ve kütleleri aşağıdaki ifadelerle hesaplanmıştır [3]. Hesaplanan değerler Tablo 8'de motor yükü oranlarına göre gösterilmiştir.

$$n_{\text{CO}_2} = \frac{1}{12} c' \left[\frac{\text{kmolCO}_2}{\text{kgYakit}} \right] \quad (58)$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1}{2} h' \left[\frac{\text{kmolH}_2\text{O}}{\text{kgYakit}} \right] \quad (59)$$

$$n_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot H_{\min} \left[\frac{\text{kmolN}_2}{\text{kgYakit}} \right] \quad (60)$$

$$n_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot H_{\min} \left[\frac{\text{kmolO}_2}{\text{kgYakit}} \right] \quad (61)$$

$$m_{\text{CO}_2} = \frac{44}{12} c' \left[\frac{\text{kgCO}_2}{\text{kgYakit}} \right] \quad (62)$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 9 \cdot h' \left[\frac{\text{kgH}_2\text{O}}{\text{kgYakit}} \right] \quad (63)$$

$$m_{\text{N}_2} = 0,768 \cdot \alpha \cdot H_{\min} \left[\frac{\text{kgN}_2}{\text{kgYakit}} \right] \quad (64)$$

$$m_{\text{O}_2} = 0,232 \cdot (\alpha - 1) \cdot H_{\min} \left[\frac{\text{kgO}_2}{\text{kgYakit}} \right] \quad (65)$$

Tablo 8. Bir kg yakıt yakıldığında oluşan ürünlerin mol sayıları ve kütleleri

| Motor Yük Oranları [%] | | | | | | |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Yanma Ürünleri $\left[\frac{\text{kmol}}{\text{kgYakit}} \right]$ | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| n_{CO_2} | 0,072 | 0,072 | 0,072 | 0,072 | 0,072 | 0,072 |
| $n_{\text{H}_2\text{O}}$ | 0,065 | 0,065 | 0,065 | 0,065 | 0,065 | 0,065 |
| n_{N_2} | 0,824 | 0,766 | 0,785 | 0,807 | 0,856 | 0,829 |
| n_{O_2} | 0,114 | 0,099 | 0,104 | 0,110 | 0,123 | 0,115 |
| Yanma Ürünleri $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kgYakit}} \right]$ | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| m_{CO_2} | 3,179 | 3,179 | 3,179 | 3,179 | 3,179 | 3,179 |
| $m_{\text{H}_2\text{O}}$ | 1,170 | 1,170 | 1,170 | 1,170 | 1,170 | 1,170 |
| m_{N_2} | 23,194 | 21,581 | 22,118 | 22,733 | 24,115 | 23,347 |
| m_{O_2} | 3,646 | 3,159 | 3,322 | 3,507 | 3,925 | 3,693 |

Birim zamanda oluşan egzoz gazı ürünleri miktarı ise, bir kg yakıt yakıldığında elde edilen egzoz ürünleri kütle değerleri (Tablo 8) ile birim zamanda harcanan yakıt miktarının değerleri (Tablo 3) çarpılarak hesaplanmıştır. Birim zamanda oluşan egzoz gazı miktarı ise egzoz gazları bileşenleri toplanarak bulunmuş olup Tablo 9’da gösterilmiştir.

Tablo 9. Birim zamanda oluşan egzoz gazı ürünlerinin kütleli debileri

| Yanma Ürünleri Kütleli Debileri [kg/s] | Motor Yük Oranları [%] | | | | | |
|---|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| \dot{m}_{CO_2} | 0,228 | 0,272 | 0,285 | 0,310 | 0,347 | 0,418 |
| $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ | 0,084 | 0,100 | 0,105 | 0,114 | 0,128 | 0,154 |
| \dot{m}_{N_2} | 1,665 | 1,844 | 1,981 | 2,215 | 2,636 | 3,066 |
| \dot{m}_{O_2} | 0,262 | 0,270 | 0,298 | 0,342 | 0,429 | 0,485 |
| $\dot{m}_{\text{eg}}=\dot{m}_7=\dot{m}_8$ | 2,239 | 2,485 | 2,669 | 2,981 | 3,541 | 4,123 |

$\Delta \bar{h}_7 = \bar{h}_7 - \bar{h}_0$ [kJ/kmol.K] olmak üzere yanma sonu oluşan ürünlerin özgül entalpi değişimi değerlerini hesaplamak için, her yanma ürününün çevre sıcaklığına bağlı olarak \bar{h}_0 [kJ/kmol.K] değerleri ve egzoz gazı sıcaklıklarına (T_7) bağlı olarak \bar{h}_7 [kJ/kmol.K] değerleri termodinamik tablolarından okunmuştur [6] ve Ek Tablo 2’de gösterilmiştir. Okunan entalpi değerleri yardımıyla egzoz gazları entalpi değişim değerleri ($\Delta \bar{h}_7$) hesaplanmıştır. Bulunan değerlerin yanma sonu ürünlerinin mol kütlelerine bölümü ile her bir yanma sonu ürününün özgül entalpi değişimi değerleri Δh_7 [kJ/kg] bulunur. Yanma sonu ürünlerinin mol kütleleri; $M_{\text{CO}_2}=44$ kg/kmol, $M_{\text{H}_2\text{O}}=18$ kg/kmol, $M_{\text{N}_2}=28$ kg/kmol ve $M_{\text{O}_2}=32$ kg/kmol’dür.

Denklem 51 tüm yanma ürünleri için ayrı ayrı yazılırsa Denklem 66 elde edilir.

$$\dot{E}_7 = [\dot{m} \cdot (h_7 - h_0)]_{\text{CO}_2} + [\dot{m} \cdot (h_7 - h_0)]_{\text{H}_2\text{O}} + [\dot{m} \cdot (h_7 - h_0)]_{\text{N}_2} + [\dot{m} \cdot (h_7 - h_0)]_{\text{O}_2} \quad (66)$$

Tablo 9’da bulunan yanma sonu oluşan egzoz gazı ürünlerinin kütleli debi değerleri, egzoz gazı ürünlerinin özgül entalpi değişim değerleri ve Denklem 66 kullanılarak, birim zamanda egzoz gazlarına harcanan enerjinin motor yükü oranlarına göre değişimi hesaplanmış olup Tablo 10’da gösterilmiştir.

2.2.1.7. Mekanik Kayıplar Gücü

Motor silindirleri içindeki gazların yapmış oldukları işin tamamı motor krank milinden yararlı iş olarak elde edilemez. Bu işin bir bölümü motor içindeki emme ve egzoz sistemindeki pompalama kayıplarına ve motor yardımcı donanımlarındaki kayıplara harcanır. Dolayısıyla indike güç ile efektif güç arasındaki farka eşit bir gücün mekanik kayıplara harcandığı söylenebilir. Mekanik kayıplara harcanan mekanik gücün belirlenmesi için Denklem 67, 68, 69, 70 ve 71 kullanılmıştır [14, 43, 44].

$$N_m = \frac{W_m}{t} \quad (67)$$

$$W_m = P_{m,m} \cdot V_h \quad (68)$$

$$t = \frac{k \cdot 60}{n} \quad (69)$$

$$P_{m,m} = 0,089 + 0,0118 \cdot V_{p,m} \quad (70)$$

$$V_{p,m} = \frac{H \cdot n}{30} \quad (71)$$

Yukarıdaki denklemlerde k bir çevrim için gereken devir sayısı değeridir. Dört zamanlı motorlar için bu değer 2 alınıp işlemler yapılarak hesaplanan mekanik kayıplar gücü Tablo 10’da gösterilmiştir. Motor devir sayısı sabit olduğundan mekanik kayıplar gücü bütün motor yükü değerleri için eşit olarak hesaplanmıştır.

2.2.1.8. Diğer Enerji Kayıpları

Motorda başta motor gövdesinden çevresine geçen ısı olmak üzere oluşan hesaplanamayan bazı enerji kayıpları mevcuttur. Bu bölümden önce bütün motor yük oranlarına göre hesaplanan enerji değerleri Denklem 43’de yerine konularak, motorda oluşan diğer enerji kayıpları hesaplanmış olup Tablo 10’da gösterilmiştir.

2.2.1.9. Motor Termik Verimi

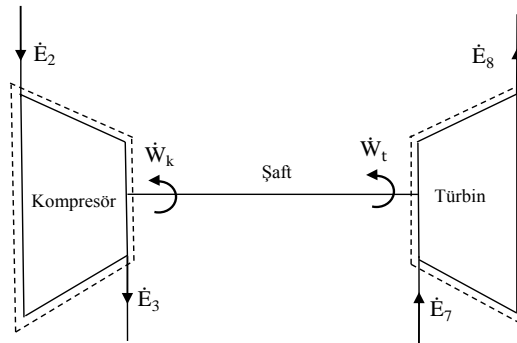
Motor termik verimi termodinamiğin birinci yasa verimi ya da enerji verimi olarak adlandırılır. Bu değerlerin hesaplanmasında Denklem 23’den yararlanılmıştır. Denklem 23 dizel motor sistemi için yazılırsa aşağıdaki halini alır.

$$\eta_{th, dizel} = \frac{N_e}{\dot{E}_1 + \dot{E}_4} \quad (72)$$

Denklem 72 yardımıyla motor yükü oranlarına göre hesaplanan motor termik verim değerleri Tablo 10’da gösterilmiştir.

2.2.2. Turboşarj Enerji Analizinin Uygulanması

Motorda kullanılan turboşarj ünitesi, hava kompresörü ve egzoz türbini kısımlarından oluşmakta olup bu kısımlar birbirlerine bir şaft ile bağlıdır. Bu kısımlara enerji giriş ve çıkışları Şekil 9’da gösterilmiştir.



Şekil 9. Turboşarj giren ve çıkan enerji bileşenleri

2 nolu hal noktası hava kompresörü girişini, 3 nolu hal noktası ise hava kompresörü çıkışını göstermekte olup hava kompresörün girişi çevre şartları ile aynıdır. Turboşarjın hem hava kompresörü hem de egzoz türbini kısmı sürekli akışın olduğu açık sistem olarak ele alınmıştır. Giriş ve çıkış kısımlarında kütleli debiler eşit kabul edilmiştir.

2.2.2.1. Hava Kompresörün İşi

Sürekli akışın olduğu açık sistem olan hava kompresörü adyabatik olarak kabul edilmiştir. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edildiğinde hava kompresörü için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılır [6, 35].

$$\dot{W}_k = \dot{E}_3 - \dot{E}_2 \quad (73)$$

Hava kompresörüne giren ve çıkan havanın kütleli debileri eşit olduğu için ($\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ha}$) Denklem 73 aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{W}_k = \dot{m}_{ha} \cdot (h_3 - h_2) \quad (74)$$

Denklem 74’de yazılan havanın entalpi değerleri hava kompresörünün giriş ve çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak termodinamik tablolarından okunmuştur [6] ve Ek Tablo 1’de gösterilmiştir. Bu entalpi değerleri, Tablo 3’te bulunan hava kompresörünün kütleli hava debi değerleri ve Denklem 74 kullanılarak hesaplanan hava kompresörünün birim zamandaki gerçek iş değerleri motor yük oranlarına göre Tablo 10’da gösterilmiştir.

2.2.2.2. Hava Kompresörünün İzentropik Verimi

Adyabatik kabul edilen hava kompresörünün izentropik verimi, izentropik kompresör işinin gerçek kompresör işine oranı olarak verilir ve Denklem 75 yardımıyla hesaplanır [6, 35].

$$\eta_{k, is} = \frac{w_{is}}{w_k} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (75)$$

Denklem 75’de bulunan h_2 ve h_3 entalpi değerleri hava kompresörü giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre termodinamik tablolardan okunmuştur [6] ve Ek Tablo 1’de gösterilmiştir. Hava kompresörü çıkışı olan 3 nolu hal noktasının izantropik durum değişimi sonucunda oluşan entalpi değerlerini (h_{3s}) hesaplamak için havanın bağıl basınç değerlerinden yararlanılmıştır. Öncelikle hava kompresörü giriş sıcaklıklarına göre termodinamik tablolardan [6] bağıl basınç değerleri (P_{r2}) okunmuştur. Daha sonra Tablo 3’teki hava kompresörü giriş ve çıkış basınç değerleri ve Denklem 76 yardımıyla hava kompresörünün çıkış tarafı bağıl basınç değerleri (P_{r3}) hesaplanmıştır. Hesaplanan bağıl basınç değerleri yardımıyla hava kompresörünün izantropik durum değişimi sonucundaki sıcaklık (T_{3s}) ve entalpi (h_{3s}) değerleri termodinamik tablolarından [6] okunmuştur. Okunan bu değerler Ek Tablo 1’de gösterilmiştir.

$$P_{r3} = \frac{P_3}{P_2} P_{r2} \quad (76)$$

Denklem 75 kullanılarak hesaplanan hava kompresörünün izantropik verim değerleri motor yük oranlarına göre Tablo 10’da gösterilmiştir.

2.2.2.3. Egzoz Türbini İşi

Egzoz türbini işinin hesaplanması için de hava kompresörü işi için yapılan yaklaşım kullanılmıştır. Sürekli akışın olduğu adyabatik egzoz türbininin yapmış olduğu iş Denklem 77 yardımıyla hesaplanır [6, 35].

$$\dot{W}_t = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 = \dot{m}_{eg} \cdot (h_7 - h_8) \quad (77)$$

Egzoz türbinine giren ve çıkan egzoz gazlarının kütleli debileri eşittir. Denklem 77 her bir egzoz gazı bileşeni için ayrı ayrı yazılırsa aşağıdaki halini alır.

$$\dot{W}_t = [\dot{m} \cdot (h_7 - h_8)]_{CO_2} + [\dot{m} \cdot (h_7 - h_8)]_{H_2O} + [\dot{m} \cdot (h_7 - h_8)]_{N_2} + [\dot{m} \cdot (h_7 - h_8)]_{O_2} \quad (78)$$

Egzoz gazı ürünlerinin entalpi değerleri türbinin giriş ve çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak termodinamik tablolarından okunmuştur [6] ve Ek Tablo 2’de gösterilmiştir. Bu

entalpi değerleri, Tablo 9’da bulunan egzoz gazı ürünlerinin kütleli debi değerleri ve Denklem 78 kullanılarak hesaplanan egzoz türbininin birim zamandaki gerçek iş değerleri motor yükü oranlarına göre Tablo 10’da gösterilmiştir.

2.2.2.4. Egzoz Türbini İzantropik Verimi

Adyabatik bir türbinin izantropik verimi, gerçek türbin işinin izantropik türbin işine oranı olarak verilir ve Denklem 79 yardımıyla hesaplanır [6, 35].

$$\eta_{t, is} = \frac{w_t}{w_{is}} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}} \quad (79)$$

Denklem 79’da bulunan \bar{h}_7 ve \bar{h}_8 entalpi değerleri egzoz türbini giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre her bir egzoz gazı bileşeni için termodinamik tablolardan okunmuştur [6] ve Ek Tablo 2’de gösterilmiştir. Egzoz türbini çıkışı olan 8 nolu hal noktasının izantropik durum değişimi sonucunda oluşan entalpi değerlerini (\bar{h}_{8s}) hesaplamak için öncelikle Denklem 80 ile 8s nolu hal noktasının izantropik durum değişimi sonucundaki sıcaklık olan T_{8s} değerleri hesaplanmıştır [6]. $k=1,35$ alınarak [3] yapılan bu işlemde sonra hesaplanan bu sıcaklıklara göre her bir egzoz gazı bileşeni için \bar{h}_{8s} değerleri termodinamik tablolardan okunmuştur [6]. T_{8s} ve \bar{h}_{8s} değerleri Ek Tablo 3’te gösterilmiştir. Denklem 79 kullanılarak hesaplanan egzoz türbininin izantropik verim değerleri motor yük oranlarına göre Tablo 10’da gösterilmiştir.

$$\frac{T_7}{T_{8s}} = \left(\frac{P_7}{P_8} \right)^{(k-1)/k} \quad (80)$$

2.2.3. Sistemin Toplam Termik Verimi

Dizel motor sistemine turboşarj ünitesi de eklendiğinde termik verim değerini hesaplamak için Denklem 81 kullanılmıştır ve bulunan değerler motor yükü oranlarına göre Tablo 10’da gösterilmiştir.

$$\eta_{th, sistem} = \frac{\dot{W}_{turbo, net} + \dot{N}_e}{\dot{E}_1 + \dot{E}_2} \quad (81)$$

Tablo 10. Enerji akım ve termik verim değerleri

| Birim Zamandaki Enerji [kW] | Motor Yük Oranları [%] | | | | | |
|--|------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| Yakıt Enerjisi (\dot{E}_1) | 3044,38 | 3624,04 | 3799,59 | 4133,01 | 4636,09 | 5570,37 |
| Hava Enerjisi (\dot{E}_4) | 642,34 | 713,88 | 772,29 | 889,49 | 1075,68 | 1275,36 |
| Efektif Gücü (N_e) | 857,60 | 1147,89 | 1440,48 | 1735,37 | 2033,71 | 2333,21 |
| Soğutma Suyu Enerjisi (\dot{Q}_{su}) | 1568,84 | 1711,46 | 1568,84 | 1426,22 | 1568,84 | 1854,08 |
| Yağlama Yağı Enerjisi ($\dot{Q}_{yğ}$) | 89,00 | 118,67 | 118,67 | 118,67 | 148,34 | 178,01 |
| Egzoz Gazı Enerjisi (\dot{E}_7) | 693,33 | 865,15 | 1029,26 | 1228,84 | 1552,31 | 1917,03 |
| Mekanik Kayıplar Gücü (N_m) | 334,15 | 334,15 | 334,15 | 334,15 | 334,15 | 334,15 |
| Diğer Enerji Kayıpları ($\dot{Q}_{diğer}$) | 143,80 | 160,61 | 80,48 | 179,26 | 74,42 | 229,26 |
| Motor Termik Verimi [%] | 23 | 26 | 32 | 35 | 36 | 34 |
| Kompresör İşi (\dot{W}_k) | 56,63 | 79,64 | 116,78 | 171,26 | 245,34 | 349,93 |
| Kompresör İzentropik Verimi [%] | 67 | 81 | 83 | 79 | 78 | 74 |
| Türbin İşi (\dot{W}_t) | 134,44 | 186,29 | 239,62 | 311,63 | 422,18 | 555,19 |
| Türbin İzentropik Verimi [%] | 52 | 57 | 63 | 71 | 77 | 79 |
| Sistem Termik Verimi [%] | 25 | 29 | 34 | 38 | 39 | 38 |

2.3. Ekserji Analizinin Uygulanması

Bu bölümde dizel motor, turboşarj ve hava soğutucu ayrı ayrı ele alınarak ekserji analizi uygulaması yapılmıştır. Termodinamiğin ikinci kanunu yardımıyla ekserji yıkım değerleri hesaplanarak ekserji verimleri bulunmuştur.

2.3.1. Dizel Motora Ekserji Analizinin Uygulanması

Açık sistemlerin ekserji denkliği olan Denklem 42, dizel motor için yazıldığında Denklem 82 elde edilir. Ekserji analizi yapabilmek için, bu ifade de bulunan terimlerin her biri için farklı motor yüklerine göre hesaplamalar yapılarak, her bir motor bileşeninin ekserji değerleri tespit edilecektir.

$$\dot{X}_1 + \dot{X}_4 = \dot{X}_e + \dot{X}_m + \dot{X}_{su} + \dot{X}_{yğ} + \dot{X}_7 + \dot{X}_{yok\ olan} \quad (82)$$

2.3.1.1. Yakıtın Kimyasal Ekserjisi

Yakıtın kimyasal ekserji değerini hesaplamak için Denklem 31 kullanılmıştır. Bu ifade birim zaman için yazılırsa Denklem 83 elde edilir.

$$\dot{X}_1 = \dot{m}_1 \cdot \psi_1 \quad (83)$$

Sıvı yakıtların akış ekserjisinin hesaplanmasında kullanılan Denklem 84 ve 85 yardımıyla, motorda kullanılan yakıtın özgül akış ekserji değeri hesaplanmıştır [13, 45].

$$\psi_1 = H_u \cdot \varphi \quad (84)$$

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{y_{H_2}}{y_C} + 0,0432 \frac{y_{O_2}}{y_C} + 0,2169 \frac{y_S}{y_C} \left(1 - 2,0628 \frac{y_{H_2}}{y_C} \right) \quad (85)$$

Yukarıdaki denklemler ve Tablo 4'te bulunan yakıt özellikleri yardımıyla aşağıdaki hesaplamalar yapılmıştır.

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{12,98}{86,66} + 0,0432 \frac{0}{86,66} + 0,2169 \frac{0}{86,66} \left(1 - 2,0628 \frac{0}{86,66} \right)$$

$$\varphi = 1,07$$

$$\psi_1 = H_u \cdot \varphi$$

$$\psi_1 = 42414 \cdot (1,07)$$

$$\psi_1 = 45382,98 \text{ kJ/kg}$$

Denklem 83 yardımıyla gemi motor yükü oranlarına göre hesaplanan yakıttan birim zamanda elde edilen kimyasal ekserji değerleri hesaplanmış olup Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.1.2. Hava Ekserjisi

Hava ekserji değerlerini hesaplamak için Denklem 31, motor giriş havası için yazılırsa Denklem 86 elde edilir.

$$\dot{X}_4 = \dot{m}_4 \cdot \psi_4 \quad (86)$$

Havanın özgül akış ekserjisini hesaplamak için Denklem 26 kullanılmıştır. Buradaki havanın özgül akış ekserjisi termomekaniksel (fiziksel) ekserji içermektedir. Denklem 26 havanın motor giriş koşulları olan 4 nolu hal noktası için yazılırsa Denklem 87 elde edilir.

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0 \cdot (s_4 - s_0) \quad (87)$$

h_4 değerleri havanın motora giriş sıcaklıkları ve h_0 değerleri çevre sıcaklığına göre termodinamik tablolarından okunmuştur [6] ve Ek Tablo 1'de gösterilmiştir. $s_4 - s_0$ ifadesi ise entropi değişimi olup Denklem 88 ile hesaplanır [6].

$$s_4 - s_0 = s_4^o - s_0^o - R \cdot \ln \frac{p_4}{p_0} \quad (88)$$

s_4^o ve s_0^o değerleri termodinamik tablolarından okunmuştur [6] ve Ek Tablo 1'de gösterilmiştir. Denklem 87 ve 88 yardımıyla havanın özgül akış ekserjileri hesaplanmış olup Tablo 11'de gösterilmiştir.

Tablo 11. Motor giriş havasının özgül akış ekserji değerleri

| Motor Yük Oranları [%] | | | | | | |
|------------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| ψ_4 [kJ/kg] | 12,77 | 21,19 | 23,82 | 37,73 | 41,72 | 47,18 |

Denklem 86, Tablo 3'te bulunan havanın kütleli debi değerleri ve Tablo 11'de bulunan havanın özgül akış ekserji değerleri yardımıyla motor yüklerine göre havanın ekserjisi hesaplanmış olup Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.1.3. Motor Efektif Güç Ekserjisi

Ekserji tanım olarak iş yapabilme potansiyelidir. Bu nedenle motor tarafından birim zamanda yapılan iş olan motor efektif gücü, birim zamandaki ekserjiye eşit olacaktır. Dolayısıyla motor yükü oranlarına göre motor krank milinden birim zamanda elde edilen işin ekserji değerleri Tablo 10'da bulunan motor efektif güç değerleri ile aynı değerler olarak alınmış olup Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.1.4. Soğutma Suyu Ekserjisi

Soğutma suyuna harcanan ısı nedeniyle oluşan ekserji değeri için, ısı ile gerçekleşen ekserji denklemi olan Denklem 29 kullanılmıştır. Bu ifade birim zaman için yazıldığı takdirde Denklem 89 elde edilir [47].

$$\dot{X}_{su} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{su,g}}\right) \cdot \dot{Q}_{su} \quad (89)$$

Tablo 10'da bulunan birim zamanda soğutma suyuna harcanan ısı enerjisi değerleri Tablo 3'te bulunan soğutma suyu giriş sıcaklık değerleri ve Denklem 89 yardımıyla gemi motor yükü oranlarına göre hesaplanan soğutma suyuna birim zamanda harcanan ekserji değerleri Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.1.5. Yağlama Yağı Ekserjisi

Soğutma suyu ekserji değerlerine benzer yaklaşımla yağlama yağına harcanan ısı nedeniyle oluşan ekserji değeri için de, ısı ile gerçekleşen ekserji denklemi olan Denklem 29 kullanılmıştır. Bu ifade birim zaman için yazıldığı takdirde Denklem 90 elde edilir [47].

$$\dot{X}_{yğ} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yğ,g}}\right) \cdot \dot{Q}_{yğ} \quad (90)$$

Denklem 92 yardımıyla gemi motor yükü oranlarına göre hesaplanan yağlama yağına birim zamanda harcanan ekserji değerleri Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.1.6. Egzoz Gazlarının Ekserjisi

Egzoz gazları içerisinde termomekaniksel ve kimyasal ekserji değerleri vardır. Bu nedenle kütle akımı ile ekserji geçişi denklemi olan Denklem 31, motor egzoz gazları çıkışı olan 7 nolu hal noktası için yazılırsa Denklem 91 elde edilir [13, 47].

$$\dot{X}_7 = \sum \dot{m}_i (\psi_{tm} + \psi_{kim})_i \quad (91)$$

Termomekaniksel ekserji değerleri Denklem 92 ve 93 yardımlarıyla hesaplanmıştır [13, 47]. Denklem 93'te bulunan p_7 ve p_0 basınç ifadeleri yerine egzoz gazları bileşenlerinin kısmi basınçları konularak hesaplamalar yapılmıştır. Bu ifadelerde bulunan $\bar{h}_7, \bar{h}_0, \bar{s}_7^0$ ve \bar{s}_0^0 değerleri her bir egzoz gazı bileşeni için termodinamik tablolarından okunmuş olup Ek Tablo 2 ve 4'te gösterilmiştir.

$$\psi_{tm} = (\bar{h}_7 - \bar{h}_0) - T_0 \cdot (\bar{s}_7 - \bar{s}_0) \quad (92)$$

$$\bar{s}_7 - \bar{s}_0 = \bar{s}_7^0 - \bar{s}_0^0 - R_u \cdot \ln \frac{p_7}{p_0} \quad (93)$$

Kimyasal ekserji değerleri ise Denklem 94 yardımlarıyla hesaplanır [13]. Egzoz gazı bileşenlerinin çevre havada bulunan mol oranları Tablo 12'de gösterilmiştir.

$$\psi_{kim} = -R_u \cdot T_0 \cdot \ln \frac{y_i^{eg} p_0}{p_0} = R_u \cdot T_0 \cdot \ln \frac{1}{y_i^{eg}} \quad (94)$$

Tablo 12. Çevre tanımı [13].

| Madde | Mol Oranı [%] |
|------------------|---------------|
| N ₂ | 75,6700 |
| O ₂ | 20,3500 |
| CO ₂ | 0,0345 |
| H ₂ O | 3,0300 |
| CO | 0,0007 |
| SO ₂ | 0,0002 |
| Diğer | 0,9145 |

Yukarıdaki ifadelerle hesaplanan her bir egzoz gazı bileşenine ait kimyasal ve termomekaniksel ekserji akım değerleri yanma ürünlerinin mol kütleleri değerlerine bölünerek özgül akış ekserji değerleri bulunmuştur. Bulunan tüm değerler Tablo 13'te aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

Tablo 13. Yanma ürünlerinin kimyasal ve termomekaniksel ekserji değerleri

| Motor Yük Oranları [%] | | | | | | |
|---|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Akış Ekserjisi $\psi_{tm} + \psi_{kim}$ [kJ/kmol] | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| Karbondioksit | 38613 | 39859 | 40824 | 41496 | 42085 | 43024 |
| Su | 15385 | 16439 | 17196 | 17661 | 18135 | 18908 |
| Azot | 5192 | 5959 | 6661 | 7106 | 7635 | 8234 |
| Oksijen | 8689 | 9314 | 10116 | 10658 | 11352 | 11913 |
| Özgül Akış Ekserjisi $\psi_{tm} + \psi_{kim}$ [kJ/kg] | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| Karbondioksit | 877,58 | 905,89 | 927,83 | 943,08 | 956,48 | 977,81 |
| Su | 854,74 | 913,30 | 955,34 | 981,16 | 1007,48 | 1050,46 |
| Azot | 185,43 | 212,84 | 237,88 | 253,79 | 272,67 | 294,07 |
| Oksijen | 271,54 | 291,05 | 316,13 | 333,05 | 354,74 | 372,27 |

Denklem 91 tüm egzoz gazları bileşenleri için ayrı ayrı yazılırsa Denklem 95 elde edilir.

$$\dot{X}_7 = [\dot{m} \cdot (\psi_{tm} + \psi_{kim})]_{CO_2} + [\dot{m} \cdot (\psi_{tm} + \psi_{kim})]_{H_2O} + [\dot{m} \cdot (\psi_{tm} + \psi_{kim})]_{N_2} + [\dot{m} \cdot (\psi_{tm} + \psi_{kim})]_{O_2} \quad (95)$$

Tablo 9'da bulunan egzoz gazı bileşenlerinin kütleli debileri, Tablo 13'te bulunan egzoz gazı bileşenlerinin özgül kimyasal ve termomekaniksel akış ekserji değerleri ve Denklem 95 kullanılarak, motor yüklerine göre egzoz gazı akımına harcanan ekserji değerleri hesaplanmış ve Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.1.7. Mekanik Kayıplar Ekserjisi

Motorda meydana gelen mekanik kayıpların neden olduğu ekserji değerleri mekanik kayıplar güç değerlerine eşittir. Bu nedenle mekanik kayıplar ekserji değerleri, mekanik kayıplar güç değerlerine eşit alınmış olup Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.1.8. Dizel Motorda Ekserji Yok Oluşu

Motorda gerçekleşen ekserji yok oluşunun hesaplanması için Denklem 82 kullanılmıştır. Motor yüklerine göre bu ifadedeki değerler yerine yazılarak motor içerisinde yok olan ekserji değerleri bulunmuş olup Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.1.9. Dizel Motor İkinci Kanun Verimi

İkinci kanun verimi olan ekserji verimini hesaplamak için Denklem 40'dan yararlanılmıştır. Bu denklem motor sistemi için yazılır ve birim zaman için düzenlenirse Denklem 96 elde edilir.

$$\eta_{II, \text{dizel}} = \frac{\dot{X}_e}{\dot{X}_1 + \dot{X}_4} \quad (96)$$

Denklem 96 yardımıyla motor yüklerine göre hesaplanmış olan ekserji verim değerleri Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.2. Turboşarj Ekserji Analizinin Uygulanması

Bu bölümde turboşarj ünitesinin kompresör ve türbin kısımlarına ayrı ayrı ekserji analizi uygulanacaktır. Çevre şartları ile aynı olmakla beraber 2 nolu hal noktası hava kompresörü girişini, 3 nolu hal noktası hava kompresörü çıkışını, 7 nolu hal noktası egzoz türbin girişini ve 8 nolu hal noktası ise egzoz türbin çıkışını göstermektedir.

2.3.2.1. Hava Kompresöründe Yok Olan Ekserji

Açık sistemlere uygulanan ekserji dengesi denklemi olan Denklem 34 birim zamanda düşünülerek hava kompresörü için yazılırsa Denklem 97 elde edilir.

$$\dot{X}_{k, \text{yok olan}} = (\dot{X}_2 + \dot{W}_k) - \dot{X}_3 \quad (97)$$

Kompresörün girişi olan 2 nolu hal noktası çevre koşulları ile aynı olduğu için ekserji değeri sıfırdır ($\dot{X}_2 = 0$). Kompresör çıkışı olan 3 nolu hal noktasının ekserji değerleri ise Denklem 98, 99 ve 100 ile hesaplanmıştır.

$$\dot{X}_3 = \dot{m}_3 \cdot \psi_3 \quad (98)$$

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0 \cdot (s_3 - s_0) \quad (99)$$

$$s_3 - s_0 = s_3^0 - s_0^0 - R \cdot \ln \frac{p_3}{p_0} \quad (100)$$

Entalpi ve entropi değerleri termodinamik tablolarından okunmuştur [6] ve Ek Tablo 1'de gösterilmiştir. Yukarıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanan kompresör çıkışı ekserji değerleri, Tablo 10'da bulunan kompresör iş değerleri ve Denklem 97 kullanılarak hava kompresöründe birim zamanda yok olan ekserji değerleri hesaplanmış olup motor yük oranlarına göre Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.2.2. Hava Kompresörü İkinci Kanun Verimi

Denklem 40 hava kompresörü için yazılırsa Denklem 101 elde edilir. Denklem 101 kullanılarak hesaplanan hava kompresörünün ekserji verim değerleri motor yük oranlarına göre Tablo 14'te gösterilmiştir.

$$\eta_{II, k} = \frac{\dot{X}_3}{\dot{X}_2 + \dot{W}_k} \quad (101)$$

2.3.2.3. Egzoz Türbininde Yok Olan Ekserji

Hava kompresörüne benzer yaklaşımla açık sistemlere uygulanan ekserji dengesi denklemi olan Denklem 34 birim zamanda düşünülerek egzoz türbini için yazılırsa Denklem 102 elde edilir.

$$\dot{X}_{t, \text{ yok olan}} = \dot{X}_7 - (\dot{W}_t + \dot{X}_8) \quad (102)$$

Egzoz türbini giriş ekserjisini ifade eden \dot{X}_7 ekserji değerleri dizel motor egzoz gazları ekserji değerlerini göstermektedir. Egzoz türbini çıkışı olan 8 nolu hal noktasının ekserji değerleri ise dizel motor egzoz gazları ekserji değerlerinin hesaplanması yöntemine benzer olarak Denklem 103, 104, 105 ve 106 ile hesaplanmıştır.

$$\dot{X}_8 = \sum \dot{m}_i \cdot (\psi_{tm} + \psi_{kim})_i \quad (103)$$

Denklem 104'de bulunan p_8 ve p_0 basınç ifadeleri yerine egzoz gazları bileşenlerinin kısmi basınçları konularak hesaplamalar yapılmıştır. Bu ifadelerde bulunan \bar{h}_8 , \bar{h}_0 , \bar{s}_8^0 ve \bar{s}_0^0 değerleri termodinamik tablolarından okunmuş olup Ek Tablo 2 ve 4'te gösterilmiştir.

$$\psi_{tm} = (\bar{h}_8 - \bar{h}_0) - T_0 \cdot (\bar{s}_8 - \bar{s}_0) \quad (104)$$

$$\bar{s}_8 - \bar{s}_0 = \bar{s}_8^0 - \bar{s}_0^0 - R_u \cdot \ln \frac{p_8}{p_0} \quad (105)$$

$$\psi_{kim} = -R_u \cdot T_0 \cdot \ln \frac{y_i^{eg} p_0}{p_0} = R_u \cdot T_0 \cdot \ln \frac{1}{y_i^{eg}} \quad (106)$$

Denklem 103 tüm egzoz gazları bileşenleri için ayrı ayrı yazılırsa Denklem 107 elde edilir.

$$\dot{X}_8 = [\dot{m}(\psi_{tm} + \psi_{kim})]_{CO_2} + [\dot{m}(\psi_{tm} + \psi_{kim})]_{H_2O} + [\dot{m}(\psi_{tm} + \psi_{kim})]_{N_2} + [\dot{m}(\psi_{tm} + \psi_{kim})]_{O_2} \quad (107)$$

Yukarıdaki bağıntılarla hesaplanan egzoz gazı özgül kimyasal ve termomekaniksel akış ekserji değerleri, Tablo 9'da bulunan egzoz gazı bileşenlerinin kütleli debileri ve Denklem 107 kullanılarak, egzoz türbini çıkışında egzoz gazı akımına harcanan ekserji

değerleri hesaplamıştır. Daha sonra bulunan değerler Denklem 102’de yerine konularak egzoz türbininde yok olan ekserji değerleri bulunmuş olup motor yüklerine göre Tablo 14’te gösterilmiştir.

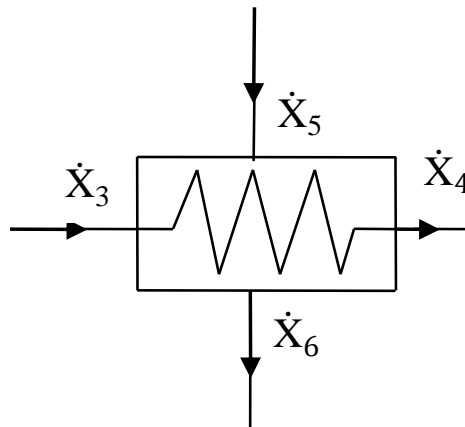
2.3.2.4. Egzoz Türbini İkinci Kanun Verimi

Denklem 40 egzoz türbini için yazılırsa Denklem 108 elde edilir. Denklem 108 kullanılarak hesaplanan egzoz türbininin ekserji verim değerleri motor yük oranlarına göre Tablo 14’te gösterilmiştir.

$$\eta_{II, t} = \frac{\dot{W}_t + \dot{X}_8}{\dot{X}_7} \quad (108)$$

2.3.3. Hava Soğutucuya Ekserji Analizinin Uygulanması

Hava kompresöründen çıkan havaya motor silindirlerine alınmadan önce hava soğutucuda soğutma işlemi yapılmaktadır. Havanın soğutulma işlemi deniz suyu vasıtasıyla olmaktadır. Hava soğutucu şematik resmi Şekil 10’da gösterilmiştir. Burada \dot{X}_3 hava girişinin, \dot{X}_4 hava çıkışının, \dot{X}_5 deniz suyu girişini ve \dot{X}_6 deniz suyu çıkışının ekserji değerlerini göstermektedir.



Şekil 10. Hava soğutucuya giren ve çıkan ekserji bileşenleri

2.3.3.1. Hava Soğutucuda Yok Olan Ekserji

Açık sistemlere uygulanan ekserji dengesi denklemi olan Denklem 34 birim zamanda düşünülerek hava soğutucu için yazılırsa Denklem 109 elde edilir.

$$\dot{X}_{hs, \text{ yok olan}} = (\dot{X}_3 + \dot{X}_5) - (\dot{X}_4 + \dot{X}_6) \quad (109)$$

\dot{X}_3 hava kompresörün çıkış ekserji değerleri ve \dot{X}_4 dizel motor hava giriş ekserji değerleri daha önce hesaplanmıştır. Deniz suyu giriş sıcaklıkları Tablo 3'te gösterildiği üzere tüm motor yükleri için $T_5 = 25$ °C'dir. Bu sıcaklık değerleri çevre sıcaklığı ile aynı olduğundan \dot{X}_5 deniz suyu giriş ekserji değerleri sıfıra eşittir. \dot{X}_6 deniz suyu çıkış ekserji değerlerinin hesaplanması için ise Denklem 110 ve 111 kullanılmıştır. Deniz suyunun çıkış sıcaklıklarına göre doyma basınç değerleri, deniz suyunun çıkış basınç değerlerinden (Tablo 3) küçük olduğu için doymuş su olarak kabul edilmiş olup, entalpi ve entropi değerleri termodinamik tablolardan okunmuştur ve Ek Tablo 5'te gösterilmiştir.

$$\dot{X}_6 = \dot{m}_6 \cdot \psi_6 \quad (110)$$

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0 \cdot (s_6 - s_0) \quad (111)$$

Denklem 109 kullanılarak hava soğutucuda birim zamanda yok olan ekserji değerleri hesaplanmış olup motor yük oranlarına göre Tablo 14'te gösterilmiştir.

2.3.3.2. Hava Soğutucu İkinci Kanun Verimi

Hava soğutucunun ikinci kanun verimini hesaplamak için Denklem 112 kullanılmıştır [30, 35]. Sürekli akış olduğu için $\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ ve $\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ olarak alınmıştır. Denklem 112 kullanılarak hesaplanan hava soğutucunun ekserji verim değerleri motor yük oranlarına göre Tablo 14'te gösterilmiştir.

$$\eta_{II, hs} = \frac{\dot{m}_5 \cdot [h_6 - h_5 - T_0 \cdot (s_6 - s_5)]}{\dot{m}_3 \cdot [h_3 - h_4 - T_0 \cdot (s_3 - s_4)]} \quad (112)$$

2.3.4. Sistemin Toplam İkinci Kanun Verimi

Dizel motor, turboşarj ve hava soğutucudan oluşan tüm sistemin ikinci kanun verim değerini hesaplamak için Denklem 113 kullanılmıştır. Denklem 113 yardımıyla motor yükü oranlarına göre hesaplanan tüm sisteminin toplam ekserji verim değerleri Tablo 14'te gösterilmiştir.

$$\eta_{\text{sistem, II}} = \frac{\dot{W}_{\text{turbo, net}} + \dot{N}_e}{\dot{X}_1 + \dot{X}_2} \quad (113)$$

Tablo 14. Ekserji akım ve ekserji verim değerleri

| Birim Zamandaki Ekserji [kW] | Motor Yük Oranları [%] | | | | | |
|--|------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| Yakıt Ekserjisi (\dot{X}_1) | 3257,49 | 3877,72 | 4065,56 | 4422,32 | 4960,61 | 5960,30 |
| Hava Ekserjisi (\dot{X}_4) | 27,68 | 50,88 | 61,46 | 108,84 | 143,19 | 188,36 |
| Efektif Güç Ekserjisi (\dot{X}_4) | 857,60 | 1147,89 | 1440,48 | 1735,37 | 2033,71 | 2333,21 |
| Soğutma Suyu Ekserjisi (\dot{X}_{su}) | 147,76 | 161,19 | 156,34 | 145,99 | 160,59 | 189,79 |
| Yağlama Yağı Ekserjisi ($\dot{X}_{yğ}$) | 3,44 | 4,59 | 6,40 | 7,81 | 11,05 | 14,78 |
| Egzoz Gazı Ekserjisi (\dot{X}_7) | 651,79 | 808,40 | 929,77 | 1080,02 | 1332,14 | 1651,89 |
| Mekanik Kayıplar Ekserjisi (X_m) | 334,15 | 334,15 | 334,15 | 334,15 | 334,15 | 334,15 |
| Motorda Yok Olan Ekserji ($\dot{X}_{\text{yok olan}}$) | 1290,43 | 1472,39 | 1259,88 | 1227,82 | 1232,16 | 1624,83 |
| Motor Ekserji Verimi [%] | 26 | 29 | 35 | 38 | 40 | 38 |
| Kompresörde Yok Olan Ekserji ($\dot{X}_{k, \text{yok olan}}$) | 17,30 | 13,71 | 17,55 | 29,39 | 43,91 | 73,23 |
| Kompresör Ekserji Verimi [%] | 69 | 83 | 85 | 83 | 82 | 79 |
| Türbinde Yok Olan Ekserji ($\dot{X}_{t, \text{yok olan}}$) | 75,76 | 79,98 | 77,71 | 68,21 | 66,24 | 74,78 |
| Türbin Ekserji Verimi [%] | 88 | 90 | 92 | 94 | 95 | 95 |
| Hava Soğutucuda Yok Olan Ekserji ($\dot{X}_{hs, \text{yok olan}}$) | 11 | 15 | 37 | 32 | 57 | 87 |
| Hava Soğutucu Ekserji Verimi [%] | 17,7 | 9,9 | 10,1 | 5,6 | 5,1 | 4,0 |
| Sistem Ekserji Verimi [%] | 29 | 32 | 38 | 42 | 45 | 43 |

2.4. Belirsizlik Analizi

Yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlar, ölçülen fiziksel büyüklüklerle hesaplanır. Bu fiziksel büyüklüklerin ölçümü sırasında ise ölçü aletinden veya ölçme işleminden kaynaklanan bazı belirsizlikler (hata) ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle elde edilen sonuçların güvenilirliğini göstermek için belirsizlik analizinin uygulanması gerekmektedir [48, 49].

Sunulan çalışmada belirsizlik analizi yapmak için Kline ve McClintock tarafından geliştirilmiş olan belirsizlik analizi kullanılmıştır. Bu yönteme göre sistemde ölçülen veya hesaplanan büyüklük R ve bu büyüklüğe etki dene n adet bağımsız değişkenler $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olmak üzere, R için aşağıdaki gibi eşitlik yazılabilir [48, 49].

$$R=R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (114)$$

$w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ her bir bağımsız değişkene ait boyutlu belirsizlikler ve R büyüklüğünün belirsizliği de w_R olmak üzere, w_R ifadesi aşağıdaki gibi yazılır [48, 49].

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (115)$$

Belirsizlik analiz için yapılan ölçümler 3'er defa tekrarlanmış olup ölçülen değerlerin ortalaması alınmıştır. Bu bölümde yakıtın kimyasal enerjisinin belirsizlik analiz hesap yöntemi gösterilmiş olup, örnek olarak motor yükü %30 iken belirsizlik hesapları yapılmıştır. Diğer enerji ve ekserji bileşenlerinin motor yüklerine göre belirsizlik değişimlerinin sonuçları, Bölüm 7 Ekler kısmında Ek Tablo 6'da gösterilmiştir.

Birim zamanda yakıttan elde edilen kimyasal enerji değerleri Denklem 44 ile aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_1 = \dot{m}_1 \cdot H_u$$

Belirsizlik analizi için aşağıdaki terimler Denklem 115'e yazılırsa;

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_1(\dot{m}_1)$$

$$R = \dot{E}_1$$

$$x_1 = \dot{m}_1$$

$$w_1 = w_{\dot{m}_1}$$

$$w_{\dot{E}_1} = \left[\left(\frac{\partial \dot{E}_1}{\partial \dot{m}_1} w_{\dot{m}_1} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (116)$$

$$\frac{\partial \dot{E}_1}{\partial \dot{m}_1} = H_u$$

Kısmi türev ifadeleri Denklem 116'da yerine yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$w_{\dot{E}_1} = \left[(H_u \cdot w_{\dot{m}_1})^2 \right]^{1/2} \quad (117)$$

$H_u = 42414$ kJ/kg ve yakıt debisi belirsizliği $w_{\dot{m}_1} = 0,001$ kg/s'dir. Bu değerler Denklem 117'de yerine yazılırsa %30 motor yükü için yakıttan elde edilen kimyasal enerjinin belirsizliği:

$$w_{\dot{E}_1} = \left[(42414 \cdot 0,001)^2 \right]^{1/2} = 42,414 \text{ kW}$$

olarak bulunur. %30 motor yükünde birim zamanda yakıttan elde edilen kimyasal enerji değeri $\dot{E}_1 = 3044,38$ kW olarak hesaplanmıştı. Bu durumda yakıtın kimyasal enerjisinin belirsizliği yüzde olarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$\frac{w_{\dot{E}_1}}{\dot{E}_1} = \frac{42,414}{3044,38} = 0,01393 \text{ [%1,393]}$$

Belirsizlik analizleri sırasında kullanılan ölçme yapılan cihazların boyutlu belirsizlikleri Tablo 15'te sunulmuştur.

Tablo 15. Ölçme cihazlarının boyutlu belirsizlikleri

| Ölçüm Yapılan Büyüklük | Boyutlu Belirsizlik |
|--|---------------------|
| Yakıt debisi ($w_{\dot{m}_1}$) | : 0,001 kg/s |
| Hava debisi ($w_{\dot{m}_4}$) | : 0,1 kg/s |
| Hava giriş sıcaklığı (w_{T_4}) | : 0,1 °C |
| Hava giriş basıncı belirsizliği (w_{p_4}) | : 0,1 bar |
| Soğutma suyu debisi ($w_{\dot{m}_{su}}$) | : 0,01 kg/s |
| Soğutma suyu giriş sıcaklığı ($w_{T_{su, g}}$) | : 0,1 °C |
| Soğutma suyu çıkış sıcaklığı ($w_{T_{su, ç}}$) | : 0,1 °C |
| Yağlama yağı debisi ($w_{\dot{m}_{yğ}}$) | : 0,01 kg/s |
| Yağlama yağı giriş sıcaklığı ($w_{T_{yğ, g}}$) | : 0,1 °C |
| Yağlama yağı çıkış sıcaklığı ($w_{T_{yğ, ç}}$) | : 0,1 °C |
| Çevre sıcaklığı (w_{T_0}) | : 0,1 °C |
| Çevre basıncı (w_{p_0}) | : 0,1 bar |

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde Bölüm 2’de hesaplanan enerji ve ekserji değerleri ile ilgili tablo ve grafikler çizilerek irdemeler yapılmıştır. Elde edilen analiz sonuçlarının literatür ile karşılaştırmaları yapılarak yorumlar geliştirilmiştir.

3.1. Enerji Analizi Bulguları

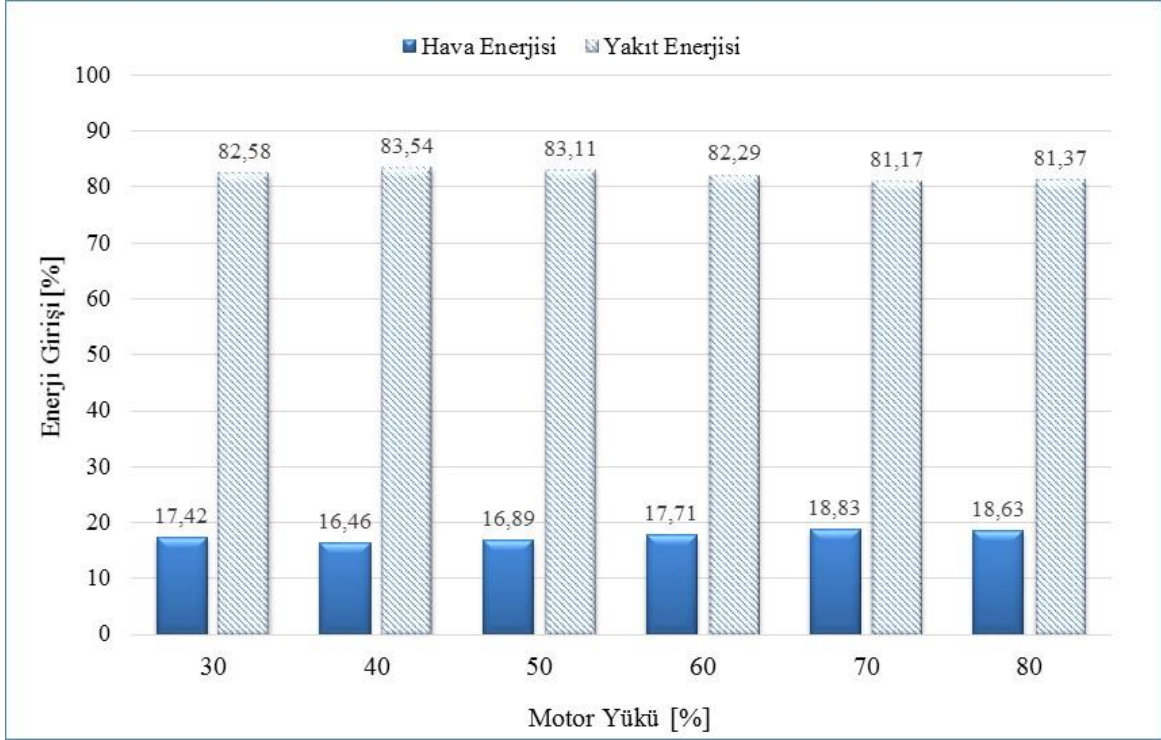
Termodinamiğin birinci kanununa göre enerji analizi yapılan gemi dizel motor ve turboşarj sistemlerinde hesaplanan enerji değerleri bu bölümde tablo ve grafikler halinde gösterilerek irdemeler yapılmıştır.

3.1.1. Dizel Motor Enerji Analizi Bulguları

Tablo 16’da motor yüklerine göre motora giren ve çıkan enerjilerin yüzdeleri verilmiştir. Bu tablo her bir enerji bileşeninin toplam giren veya çıkan enerji içerisinde yüzde oranları elde edilerek oluşturulmuştur. Örneğin; %30 motor yükünde motora giren enerjinin %82,58’ini yakıt oluştururken, hava ise %17,42’sini oluşturmaktadır.

Tablo 16. Dizel motora giren ve çıkan enerji akımı oranları

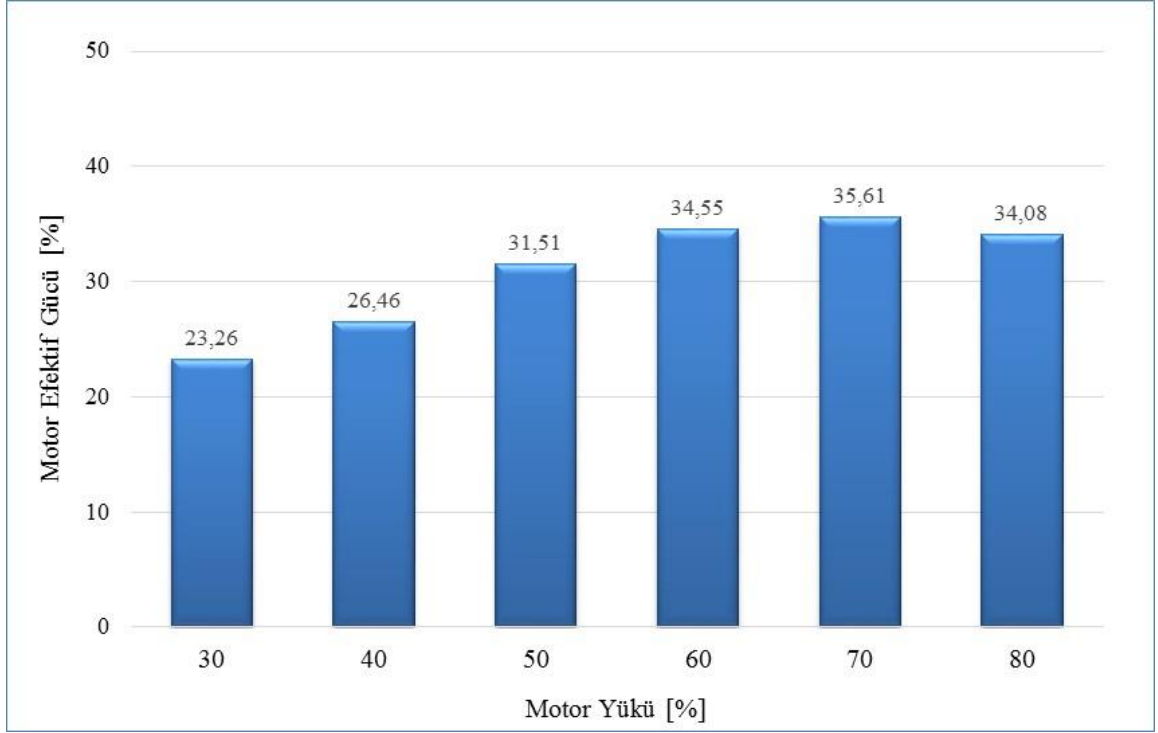
| Motor Yük Oranları [%] | | | | | | |
|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Enerji [%] | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| \dot{E}_{ya} | 82,58 | 83,54 | 83,11 | 82,29 | 81,17 | 81,37 |
| \dot{E}_{ha} | 17,42 | 16,46 | 16,89 | 17,71 | 18,83 | 18,63 |
| N_e | 23,26 | 26,46 | 31,51 | 34,55 | 35,61 | 34,08 |
| \dot{Q}_{su} | 42,55 | 39,45 | 34,31 | 28,40 | 27,47 | 27,08 |
| $\dot{Q}_{yğ}$ | 2,41 | 2,74 | 2,60 | 2,36 | 2,60 | 2,60 |
| \dot{E}_{eg} | 18,81 | 19,94 | 22,51 | 24,47 | 27,18 | 28,00 |
| N_m | 9,06 | 7,70 | 7,31 | 6,65 | 5,85 | 4,88 |
| $\dot{Q}_{diğer}$ | 3,90 | 3,70 | 1,76 | 3,57 | 1,30 | 3,35 |



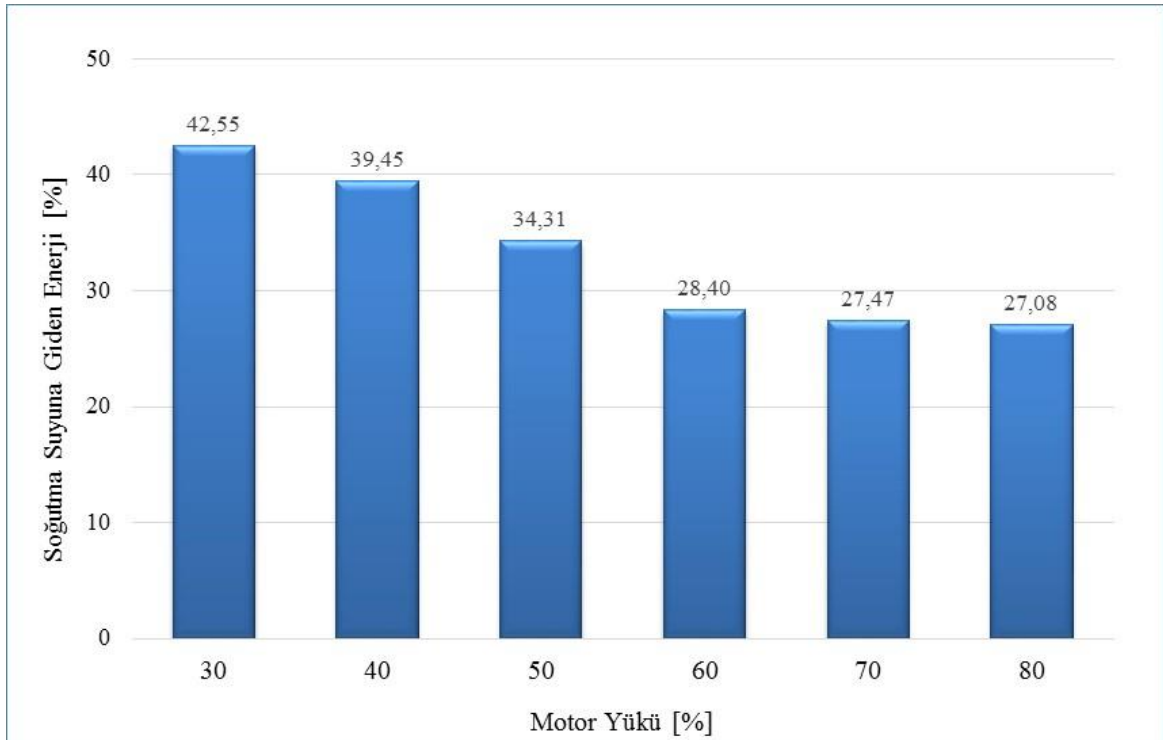
Şekil 11. Motor yüküne bağı olarak yakıt ve havanın enerji oranları

Tablo 16 yardımıyla çizilen motor yüklerine göre motora giren enerjilerin dağılım grafiğı Şekil 11’de gösterilmiştir. Motora giren enerji kaynağını oluşturan yakıt ve hava akımları enerji oranları motor yüklerine göre küçük değışmeler göstermektedir. Giren enerjinin $\%(81,17-83,54)$ ’ünü yakıtın kimyasal enerjisi oluşturmaktadır. Hava akımının sağladığı enerji miktarı ise artan motor yükleriyle birlikte artmakta olup $\%(16,46-18,83)$ seviyelerindedir.

Şekil 12’de motor yüklerine göre motora giren enerji akımının hangi oranlarda motor efektif gücüne dönüştüğünü gösteren grafik verilmiştir. Motora giren enerji akımının motor efektif gücüne dönüşme oranı en düşük olarak %30 motor yükünde %23,26 olarak gerçekleşmiştir. Bu oran %70 motor yükünde en yüksek seviyeye çıkmış olup %35,61 değerine ulaşmıştır. Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] bir gemi dizel motoru ile yapmış oldukları çalışmada %100 motor yüklemesinde ve en yüksek devir sayısında yakıtın enerjisinin %37,53’ünün motor efektif gücüne dönüştüğü bulmuşlardır. Canakcı ve Hosoz [32] ise Dizel No. 2 yakıtını kullanarak %100 motor yüklemesinde yapmış oldukları çalışmada bu oranı %36,7 olarak hesaplamışlardır.

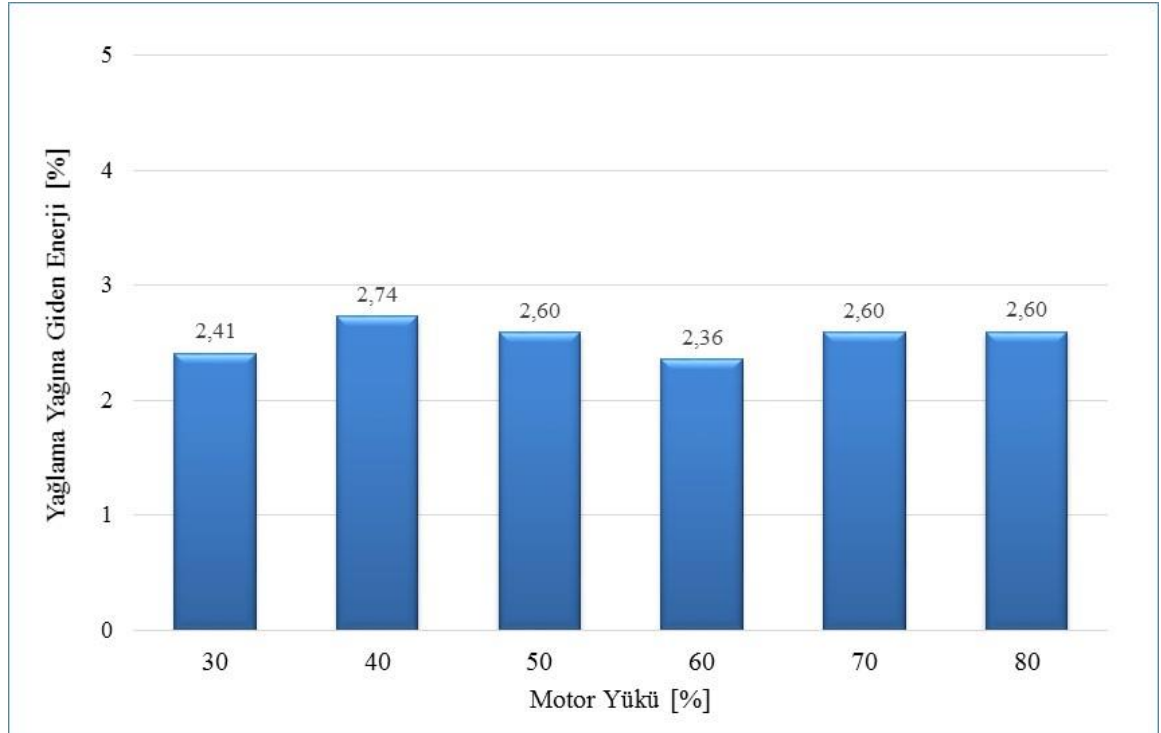


Şekil 12. Motor yüküne bağı olarak motora giren enerjinin efektif güce dönüşme oranı



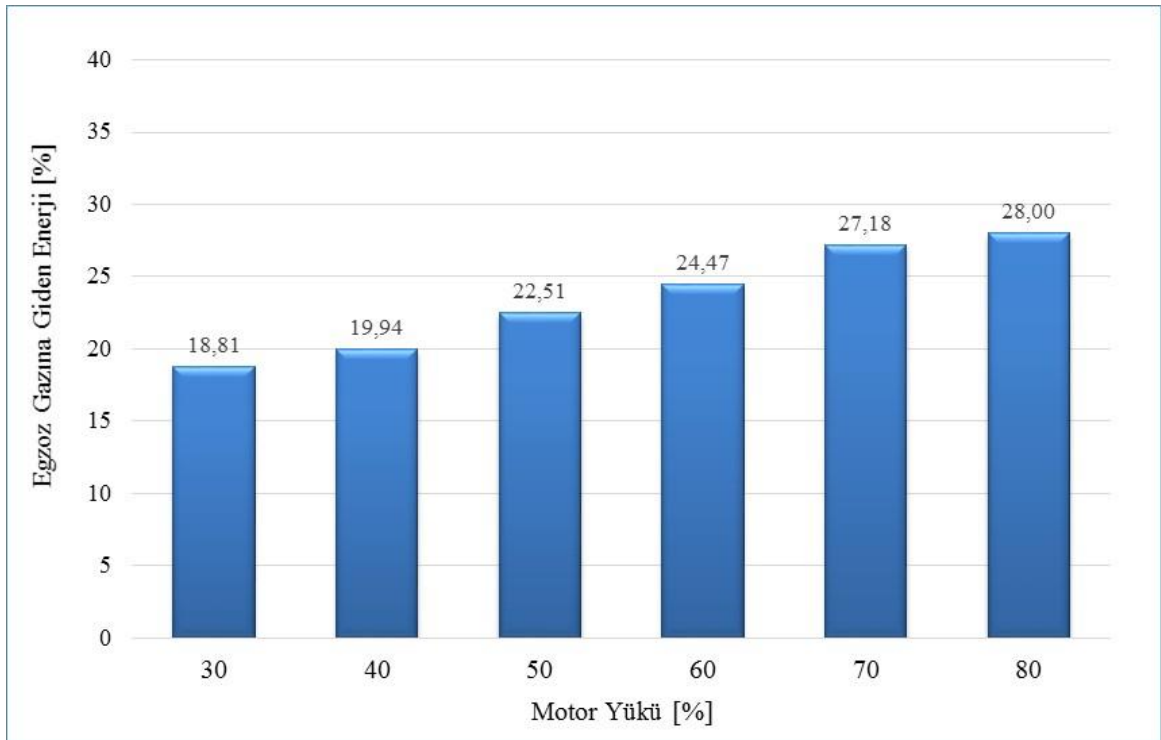
Şekil 13. Motor yüküne göre motora giren enerjinin soğutma suyuna harcanma oranı

Şekil 13'te motor yüklerine bağlı olarak motora giren enerji akımının hangi oranlarda soğutma suyuna harcadığını gösteren grafik verilmiştir. %30 motor yükünde motora giren enerji akımının %42,55'i soğutma suyuna ısı enerjisi olarak harcanmıştır. Artan motor yükleriyle birlikte bu oran azalmakta olup %80 motor yükünde %27,08 olarak gerçekleşmiştir. Motor yüküne bağlı olarak soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklık değerleri arasındaki sıcaklık farkı fazla değişmemekte ve 10 °C ile 13 °C arasında değerler almaktadır. Giriş ve çıkış sıcaklık farklarının fazla değiştirilmemesinin nedeni ise motorun gövdesi ve kaverinde oluşabilecek çatlama olayının önüne geçmektir. Motor soğutma suyu için kullanılan pompa sabit debili bir pompa olup motor yükü ile değişmemektedir. Bu da düşük motor yüklerinde çok fazla bir enerjinin soğutma suyuna harcanmasına neden olmaktadır. Bütün bu faktörler nedeniyle motor soğutma suyuna harcanan ısı enerjisi miktarı motor yükü ile fazla değişmemektedir. Artan motor yükü ile motora giren enerji miktarı ise artmaktadır. Bu nedenle artan motor yükleriyle birlikte soğutma suyuna harcanan enerji oranı da düşmektedir. Özel vd. [13] Dizel No. 2 yakıt ile çalıştırılan tek silindirli bir dizel motor için yapmış oldukları bir çalışmada yakıt enerjisinin %(13-15) arasında değerinin soğutma suyuna ısı enerjisi olarak harcadığını tespit etmişler ve bu oranın artan motor yükleri ile azaldığının vurgulamışlardır.



Şekil 14. Motor yüküne göre motora giren enerjinin yağlama yağına harcanma oranı

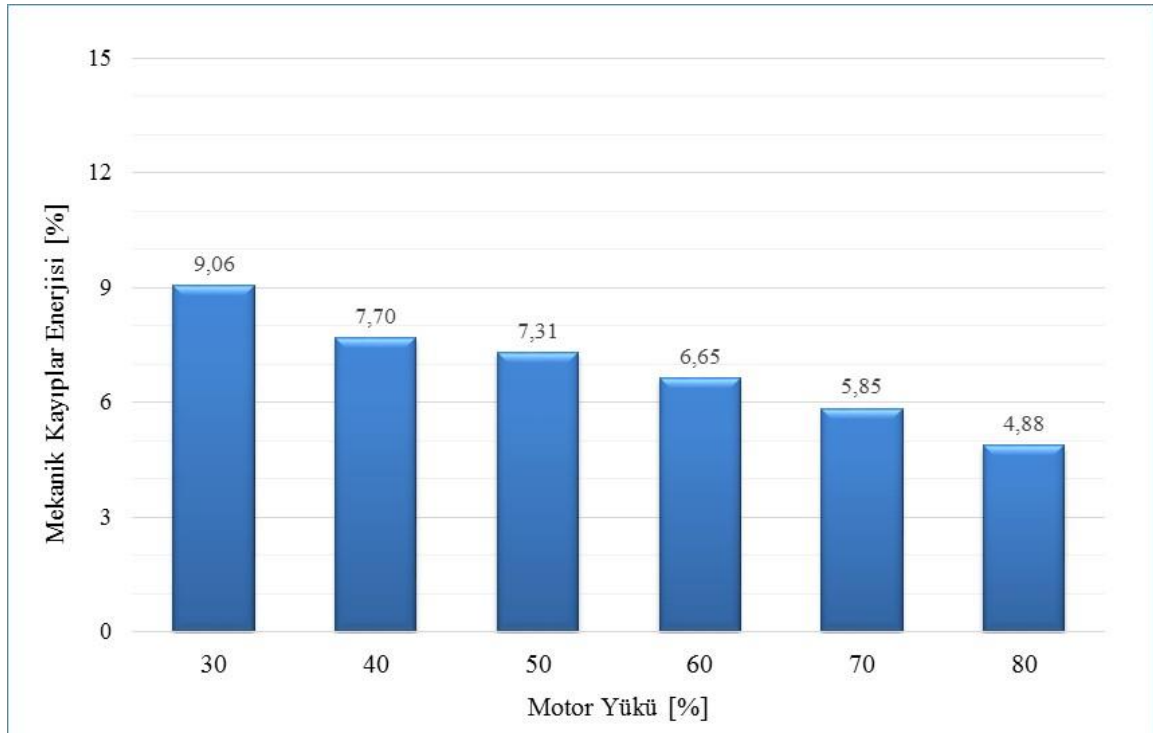
Şekil 14'te motor yüklerine bağlı olarak motora giren enerji akımının hangi oranlarda yağlama yağına ısı enerjisi olarak harcandığını gösteren grafik verilmiştir. Yağlama yağına harcanan enerji miktarı motor yükü arttıkça artmakla birlikte yaklaşık % 2 seviyelerinde kalmaktadır. Artan motor yükleriyle birlikte motor içindeki yanmaya bağlı olarak motor sıcaklığının artmasıyla motor yağlama yağı çıkış sıcaklıkları da artmaktadır. Buna bağlı olarak yağlama yağı giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın da artması, yağlama yağına harcanan ısı enerjisi miktarını artırmaktadır.



Şekil 15. Motor yüküne göre motora giren enerjinin egzoz gazına harcanma oranı

Şekil 15'te motor yüklerine bağlı olarak motora giren enerji akımının hangi oranlarda egzoz gazına harcandığını gösteren grafik verilmiştir. Egzoz gazlarına harcanan enerji miktarı motor yükü arttıkça artmakta ve %(18,81-28,00) değerleri arasında değişmektedir. Artan motor yükleriyle birlikte motor içindeki yanmaya bağlı olarak motor egzoz gazı sıcaklıklarının artması egzoz gazına harcanan enerji miktarının artmasına neden olmaktadır. Özel vd. [13] yapmış oldukları çalışmada %80 motor yükünde bu oranı yaklaşık %26 olarak bulmuşlardır. Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] bir gemi dizel motoru ile yapmış oldukları çalışmada %100 motor yüklemesinde ve en yüksek devir sayısında yakıtın enerjisinin %28,81'inin egzoz enerjisine harcandığını bulmuşlardır.

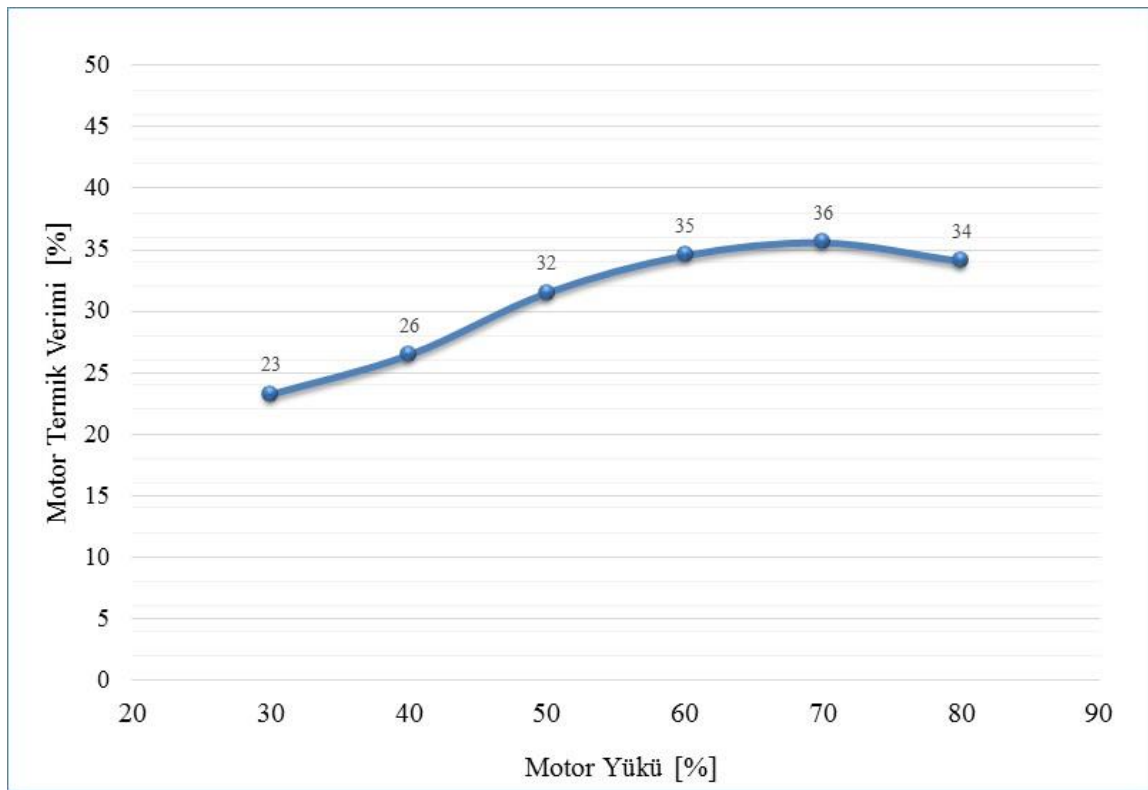
Soğutma suyu, yağlama yağı ve diğer kayıp enerjilerinin toplamına ısı ile kaybedilen enerji oranı denilirse, bu oran motor yükleri ile azalmakla birlikte toplam motora giren yakıt ve hava enerjisinin yaklaşık %(37-58) oranları arasında değerleri almaktadır. Egzoz gazları ile atılan ısı enerjisi değerleri yaklaşık %(18-28), motor efektif güç değerleri ise %(23-35) arasındaki değerleri oluşturmaktadır. Canakcı ve Hosoz [32] yapmış oldukları çalışmada, bir dizel motor için Dizel No. 2 yakıtını kullanarak, %100 motor yüklemesinde kaybolan ısı enerjisi için yaklaşık %40, egzoz gazları ısı enerjisi için yaklaşık %23 ve motor efektif güç değeri için ise yaklaşık %37 değerlerini bulmuşlardır. Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] bir gemi dizel motoru ile yapmış oldukları çalışmada %100 motor yüklemesinde kaybolan ısı enerjisi için yaklaşık %28, egzoz gazları ısı enerjisi için yaklaşık %29 ve motor efektif güç değeri için ise yaklaşık %38 değerlerini bulmuşlardır. Yapılan bu çalışmaların şartlarının değişik olduğu düşünülürse bu çalışmada hesaplanan sistemlerde oluşan kayıp enerji yüzdeleri yakın değerlerde çıkmaktadır.



Şekil 16. Motor yüküne göre motora giren enerjinin mekanik kayıplara harcama oranı

Şekil 16’da motor yüklerine bağlı olarak motora giren enerji akımının hangi oranlarda motor içerisinde oluşacak olan mekanik kayıplara harcandığını gösteren grafik verilmiştir. Mekanik kayıplara harcanan enerji miktarı motor yükü arttıkça azalmakla

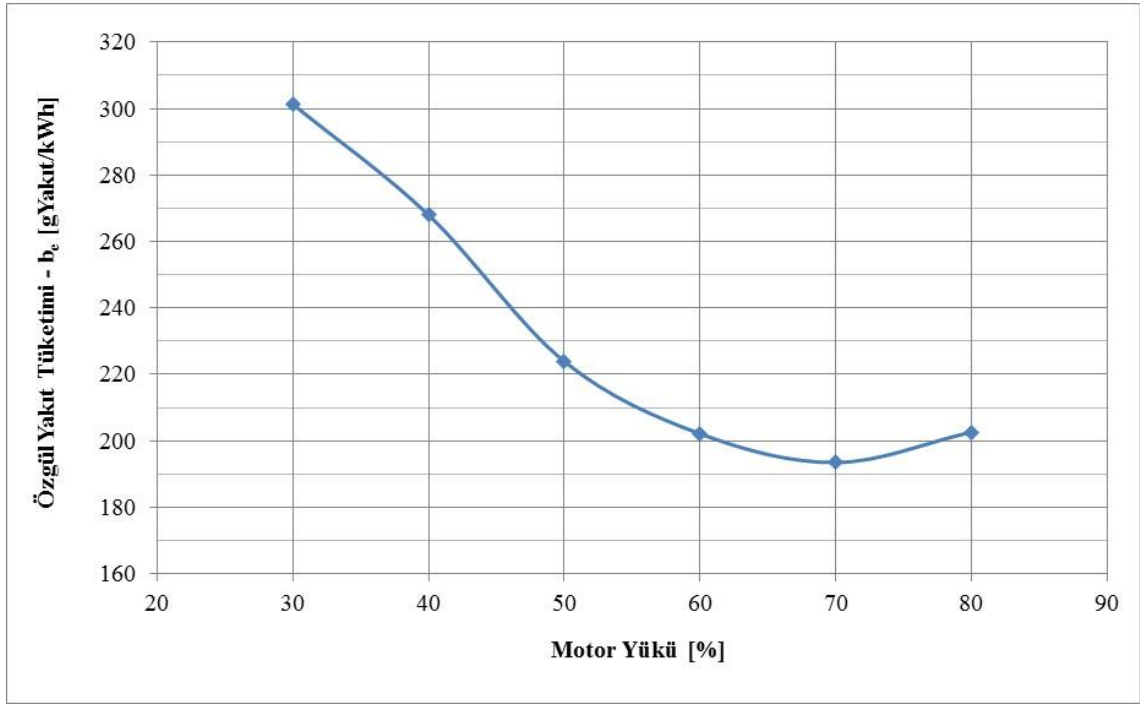
birlikte $\%(4,88-9,06)$ değerleri arasında değişmektedir. Mekanik kayıplar Denklem 67, 68, 69, 70 ve 71 yardımıyla hesaplanmıştır. Bu denklemler incelendiğinde mekanik kayıpların pistonların hızına bağlı olarak değiştii görülecektir. Sunulan tez çalışmasında bütün yüklerde motor devir sayısının sabit olması nedeniyle mekanik kayıplar için harcanan enerji miktarının da aynı olduğu bulunmuştur. Dolayısıyla artan motor yükleriyle birlikte motora giren enerji miktarının artması, mekanik kayıplar için harcanan enerji oranını da azaltacaktır. Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] yapmış oldukları çalışmada silindir içinde oluşan mekanik sürtünmeden kaynaklı enerji kayıpları oranını $\%5,36$ olarak bulmuşlardır.



Şekil 17. Motor yüküne bağlı termik verim değişimi grafiği

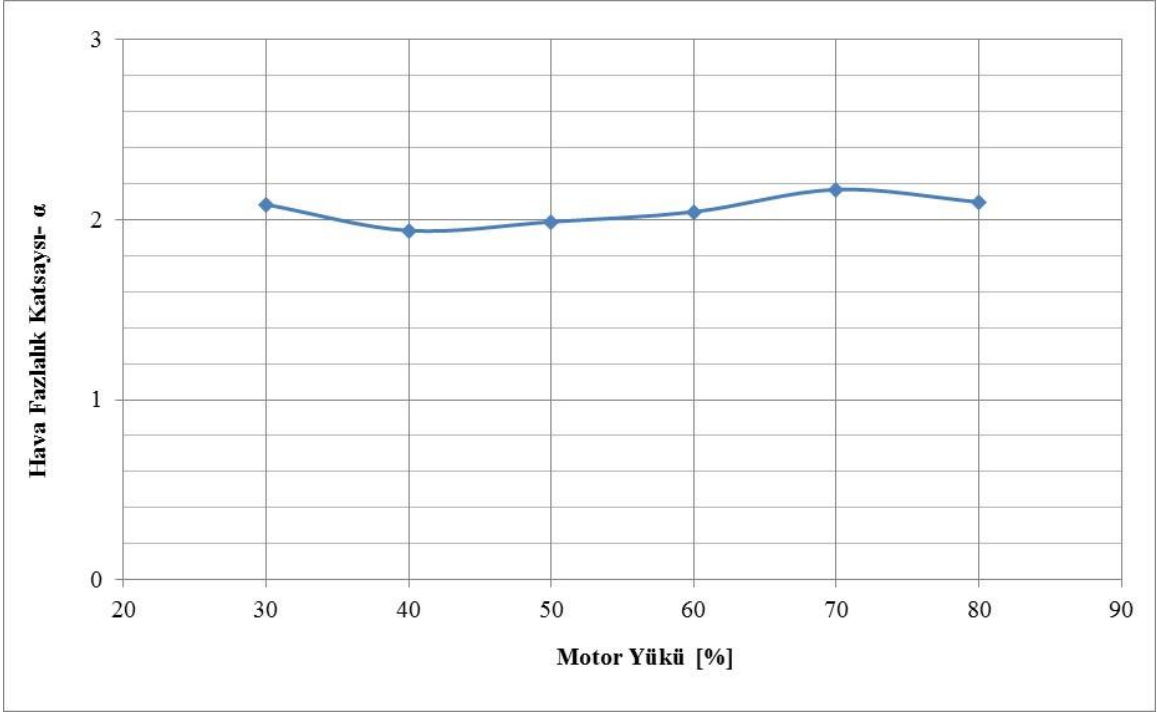
Şekil 17’de verilen birinci kanun verimi grafiğine göre en yüksek termik verime motor yükü $\%70$ iken ulaşılmıştır. Bu değer yaklaşık $\%36$ ’dır. En düşük verim ise $\%30$ motor yükünde yaklaşık $\%23$ olarak gerçekleşmiştir. Genel olarak motor yükü artırıldığında motor verimi artmaktadır. Motor yükü $\%70$ ’den sonra motor termik veriminde azalma gözlemlenmiştir. Bunun nedenleri arasında artan motor yükü ile yakıt tüketiminin artması ve elde edilen enerjinin daha fazla oranda egzoz gazları ve yağlama yağına harcanması olarak gösterilebilir. Canakcı ve Hosoz [32] yapmış oldukları çalışmada

bir dizel motor için, Dizel No. 2 yakıtını kullanarak, %100 motor yüklemesinde motor ısı verim değerini yaklaşık %37 olarak bulmuşlardır. Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] bir gemi dizel motoru ile yapmış oldukları çalışmada %100 motor yüklemesinde motor verim değeri için ise yaklaşık %38 değerlerini bulmuşlardır.



Şekil 18. Motor yüküne bağlı özgül yakıt tüketimi değişim grafiği

Tablo 7' den yararlanılarak Şekil 18'de dizel motorun motor yüküne bağlı olarak özgül yakıt tüketim değişimi grafiği çizilmiştir. Genel olarak bakıldığında motor yükü arttıkça özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Motor termik verim değerleri ile zıt şekilde değişim gösteren özgül yakıt tüketimi değerleri en düşük olarak %70 motor yükünde yaklaşık 195 gYakıt/kWsaat olarak gerçekleşmiştir. Motor test değerlerine bakıldığında %75 motor yükünde özgül yakıt tüketimi yaklaşık 215 gYakıt/kWsaat ve %100 motor yükünde yaklaşık 211 gYakıt/kWsaat olarak ölçülmüştür [40].



Şekil 19. Motor yüküne bağlı hava fazlalık katsayısı değişim grafiğı

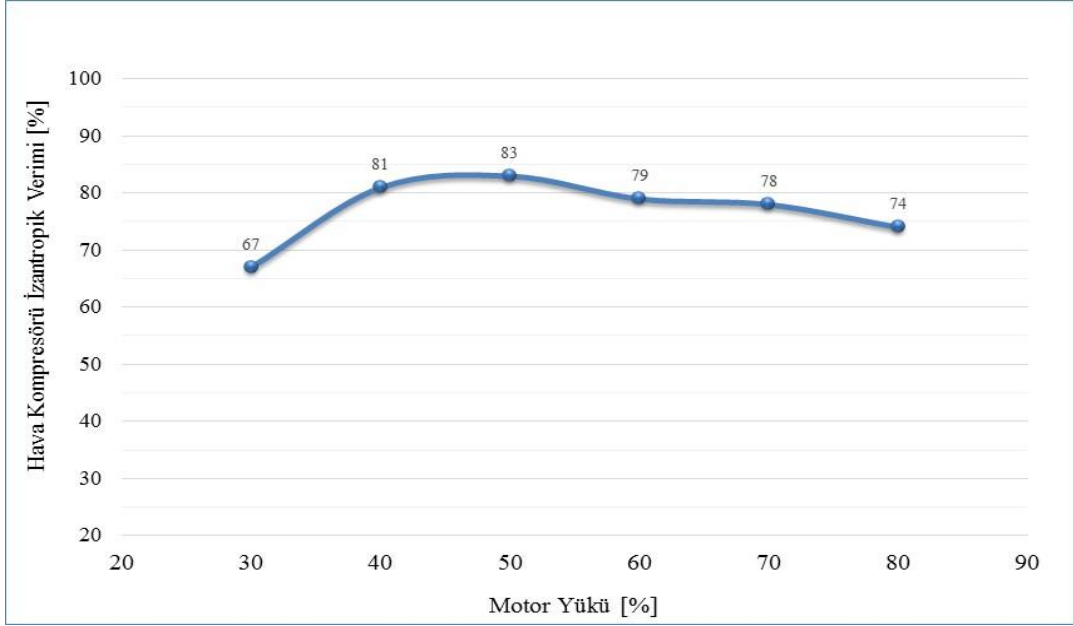
Tablo 7’de gösterilmiş olan değerler yardımıyla dizel motorun motor yüküne bağlı olarak hava fazlalık katsayısı değişimi grafiğı Şekil 19’da çizilmiştir. Bütün motor yüklerinde hava fazlalık katsayısı değerlerinin yaklaşık 2,0 dolaylarında olduğu tespit edilmiştir.

3.1.2. Turboşarj Enerji Analizi Bulguları

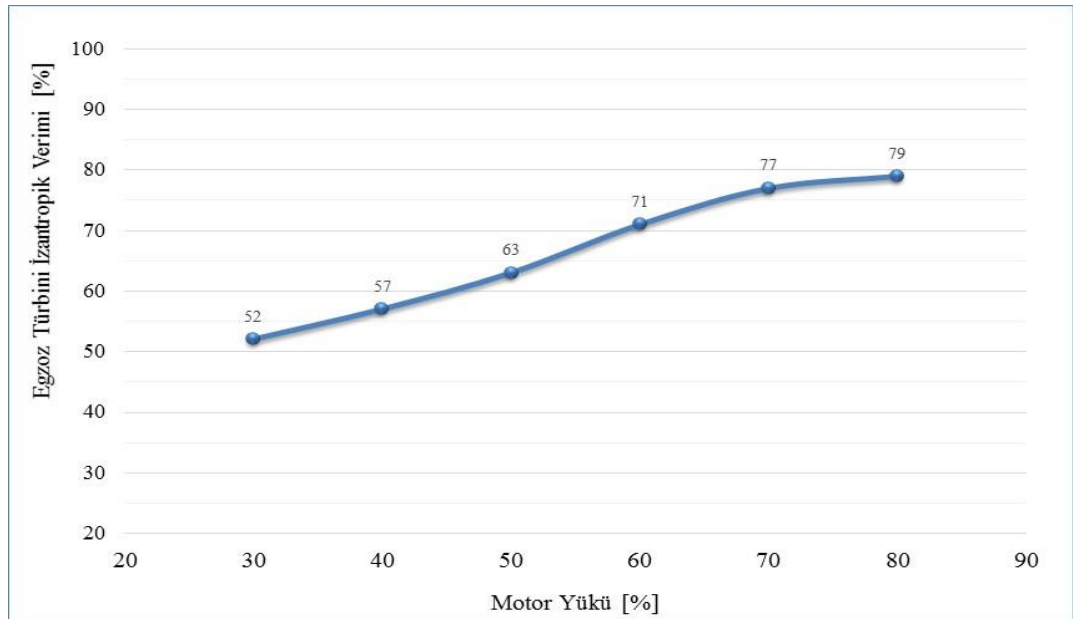
Bu bölümde turboşarjı oluşturan hava kompresörü ve egzoz türbini ile ilgili grafikler oluşturulmuştur. Grafiklerin çizilmesi için Tablo 10’da bulunan verim değerleri kullanılmıştır. Hem hava kompresörü hem de egzoz türbini izantropik verim değerlerinin motor yükü ile değişimleri incelenmiştir. Ayrıca dizel motor ve turboşarj bir sistem gibi kabul edilerek ikisi için verim değerleri oluşturulmuş ve bu sayede turboşarjın dizel motor verimine etkisi gösterilmiştir.

Şekil 20’de hava kompresörünün izantropik verim değerlerinin motor yüküne göre değişimini gösteren grafik verilmiştir. Hava kompresörünün izantropik verim değerleri %(67-83) arasında değişimler göstermektedir. Şekil 21’de ise egzoz türbini izantropik verim değerlerinin motor yükü ile değişim oranları gösterilmiştir. Egzoz türbininin

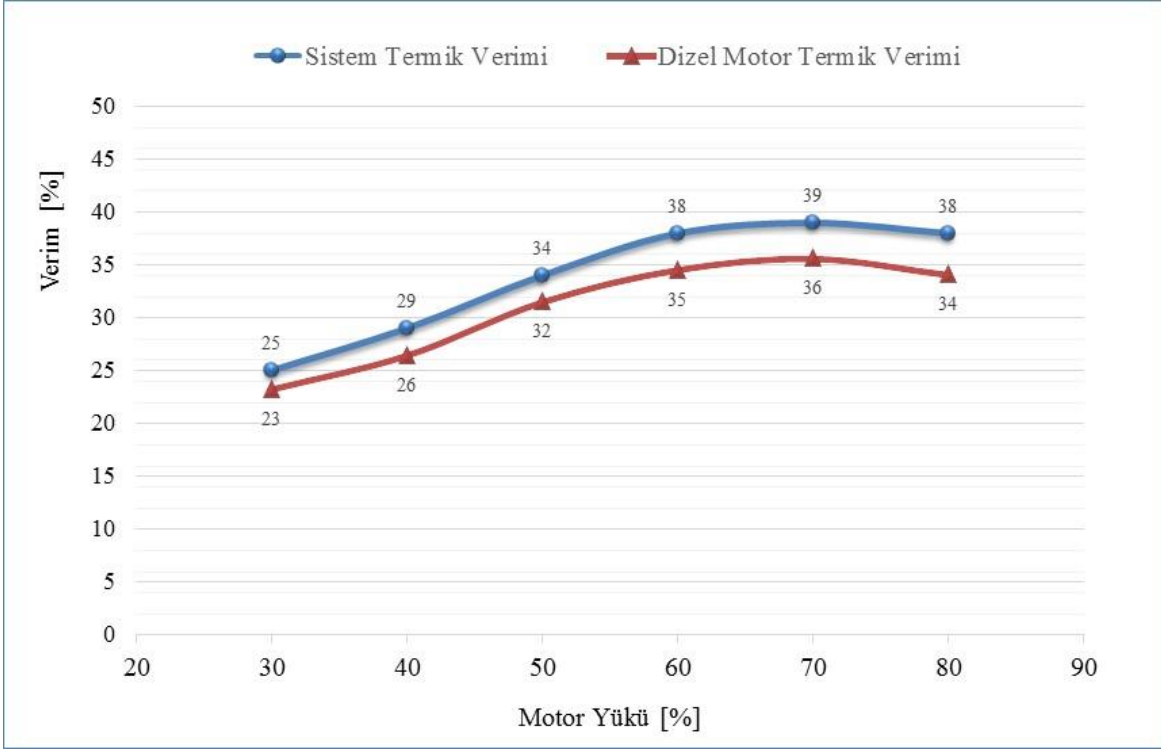
izantropik verim değerleri artan motor yükleriyle artmakla birlikte %(52-79) arasında değişmektedir. Kanoğlu vd. [30] dizel motor kullanılan bir elektrik santrali için gerçekleştirdikleri bir çalışmada %100 motor yükünde dizel motor turboşarj kompresörü izantropik verim değerini %50, egzoz türbini izantropik verim değerini ise %81 olarak hesaplamışlardır.



şekil 20. Motor yüküne bağlı hava kompresörü izantropik verim değişimi grafiği



şekil 21. Motor yüküne bağlı egzoz türbini izantropik verim değişimi grafiği



Şekil 22. Motor yüküne bağı sistem ve dizel motor verimleri değışim grafikleri

Turboşarj ünitesinin dizel motor verimi üzerindeki etkisini göstermek amacıyla, motor yüküne bağı olarak dizel motor termik verim değerleri ile sistem termik verim değerlerin çizildiği grafik Şekil 22’de verilmiştir. Dizel motor ve turboşarjdan oluşan sistemin termik verim değerleri dizel motor termik verim değerleri ile paralel değişimler göstermiştir. Genel olarak motor yükünün artması ile artan sistem termik verimi %(25-39) arasında değişimler gösterdiği tespit edilmiştir. Tüm motor yükleri incelendiğinde turboşarj ünitesinin yaklaşık olarak %(3-4) oranında dizel motor termik verim değerlerini artırdığı bulunmuştur.

3.2. Ekserji Analizi Bulguları

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ekserji analizi yapılan gemi dizel motoru, hava soğutucu ve turboşarjda hesaplanan ekserji değerleri bu bölümde tablo ve grafikler halinde gösterilerek irdelemeler yapılmıştır.

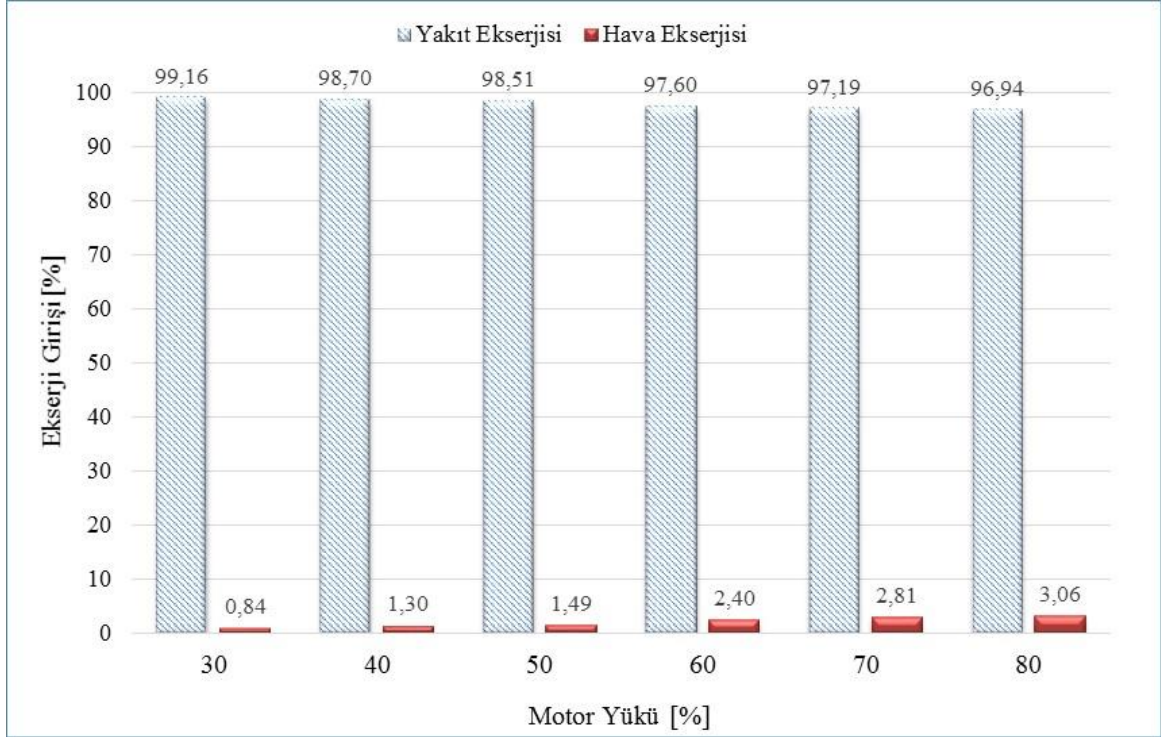
3.2.1. Dizel Motor Ekserji Analizi Bulguları

Bütün motor yüklerinde yakıtın ve motor içine alınan havanın ekserjisinin motor sistemlerine harcanma miktarı ile ilgili tablo ve grafikler oluşturulmuştur.

Tablo 17. Motora giren, çıkan ve yok olan ekserji akımı oranları

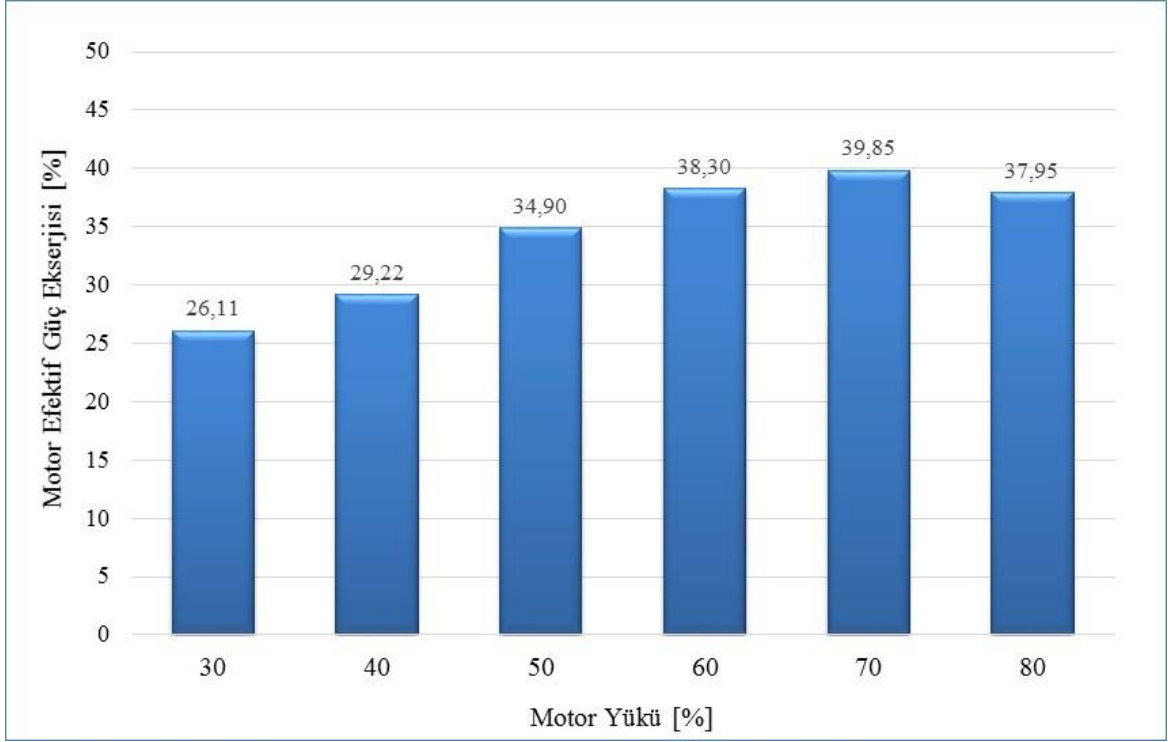
| Motor Yük Oranları [%] | | | | | | |
|-------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Ekserji [%] | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| \dot{X}_{ya} | 99,16 | 98,70 | 98,51 | 97,60 | 97,19 | 96,94 |
| \dot{X}_{ha} | 0,84 | 1,30 | 1,49 | 2,40 | 2,81 | 3,06 |
| \dot{X}_e | 26,11 | 29,22 | 34,90 | 38,30 | 39,85 | 37,95 |
| \dot{X}_{su} | 4,50 | 4,10 | 3,79 | 3,22 | 3,15 | 3,09 |
| $\dot{X}_{yğ}$ | 0,10 | 0,12 | 0,16 | 0,17 | 0,22 | 0,24 |
| \dot{X}_{eg} | 19,84 | 20,58 | 22,53 | 23,84 | 26,10 | 26,87 |
| \dot{X}_m | 10,17 | 8,51 | 8,10 | 7,37 | 6,55 | 5,43 |
| $\dot{X}_{yok\ olan}$ | 39,28 | 37,48 | 30,53 | 27,10 | 24,14 | 26,43 |

Tablo 17 yardımıyla çizilen motor yüklerine göre motora giren ekserji akımı dağılım grafiği Şekil 23'te gösterilmiştir. Motora giren enerji kaynağını oluşturan yakıt ve hava akımları ekserji oranları motor yüklerine göre küçük değişmeler göstermektedir. Giren ekserjinin %(96,94-99,16)'sını yakıtın oluşturmaktadır. Hava akımının sağladığı ekserji miktarı ise artan motor yükleriyle birlikte artmakta olup %(0,84-3,06) arasında değişmektedir. Şekil 18'de görüldüğü üzere motor yükünün artması yakıt tüketimini artıracığından, yakıttan elde edilen ekserji miktarını da artırmaktadır. Motora ekserji kazandıran bir diğer akışkan olan havanın ekserjisi de yakıt ekserjisi ile benzerlik göstererek motor yükü ile artmaktadır. Ancak ekserji miktarları olarak bakıldığında aralarında çok büyük fark vardır.

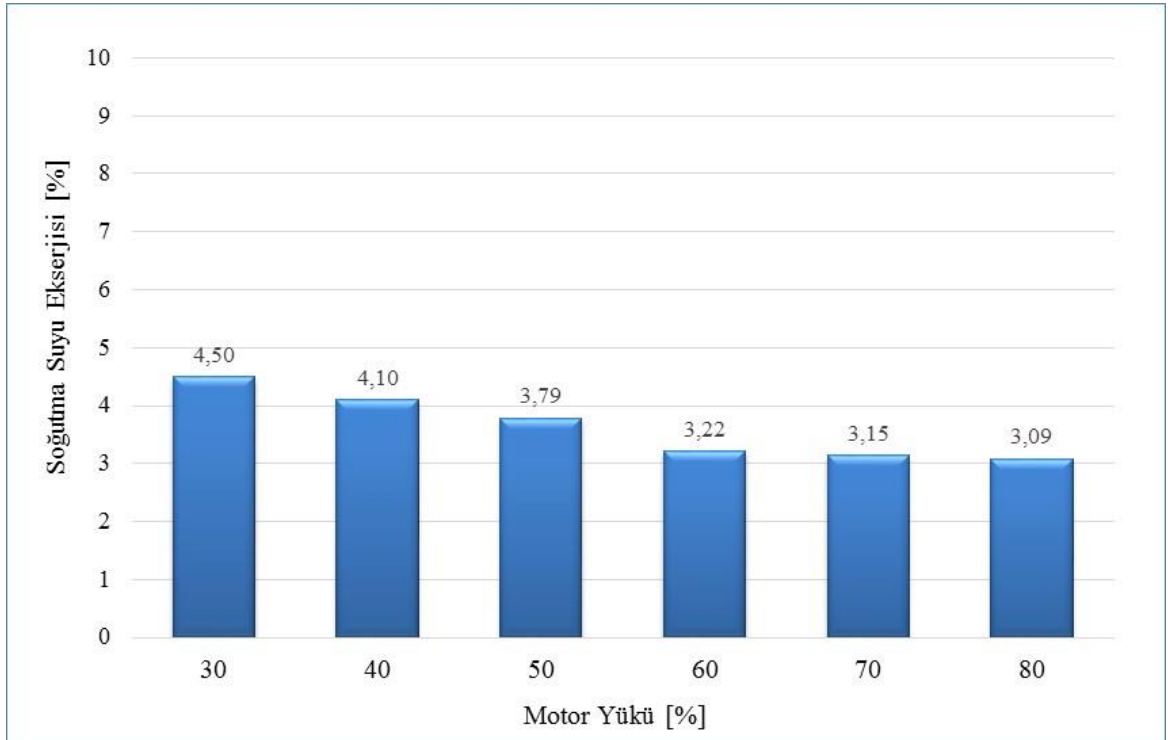


Şekil 23. Motor yüküne bağlı olarak yakıt ve havanın ekserji oranları

Şekil 24'te motor yüklerine bağlı olarak motora giren ekserji akımının hangi oranlarda motor efektif gücüne dönüştüğünü gösteren grafik verilmiştir. Motor efektif gücünün ekserjisi, enerji miktarı ile aynıdır ve motor yük oranı arttığında artmaktadır. Motora giren enerji akımının, efektif güce dönüşme oranı ile paralel olarak oluşan efektif güç ekserji oranı en yüksek olarak %70 motor yükünde %39,85 olarak gerçekleşmiştir. Bu değer en düşük olarak %30 motor yükünde %26,11 olarak hesaplanmıştır. Primus ve Flynn [17] yaptıkları çalışmada %78 motor yükünde yakıt ekserjisinin %38,7'sinin motor efektif gücüne dönüştüğünü hesaplamışlardır. Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] yapmış oldukları çalışmada %100 motor yüklemesinde ve en yüksek motor devir sayısında yakıtın ekserjisinin %35,27'sinin motor efektif gücüne dönüştüğü bulmuşlardır. Canakcı ve Hosoz [32] ise Dizel No. 2 yakıtını kullanarak %100 motor yüklemesinde yapmış oldukları çalışmada bu oranı %34,4 olarak hesaplamışlardır.

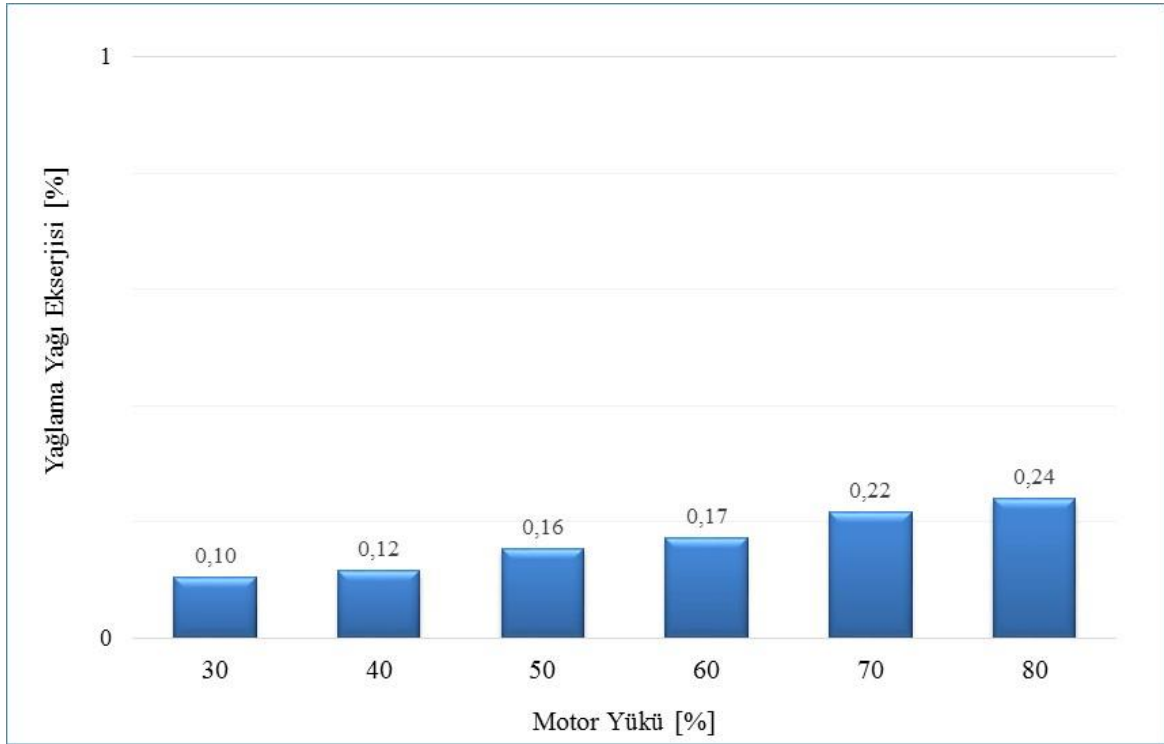


Şekil 24. Motor yüküne göre motora giren ekserjinin efektif güce dönüşme oranı



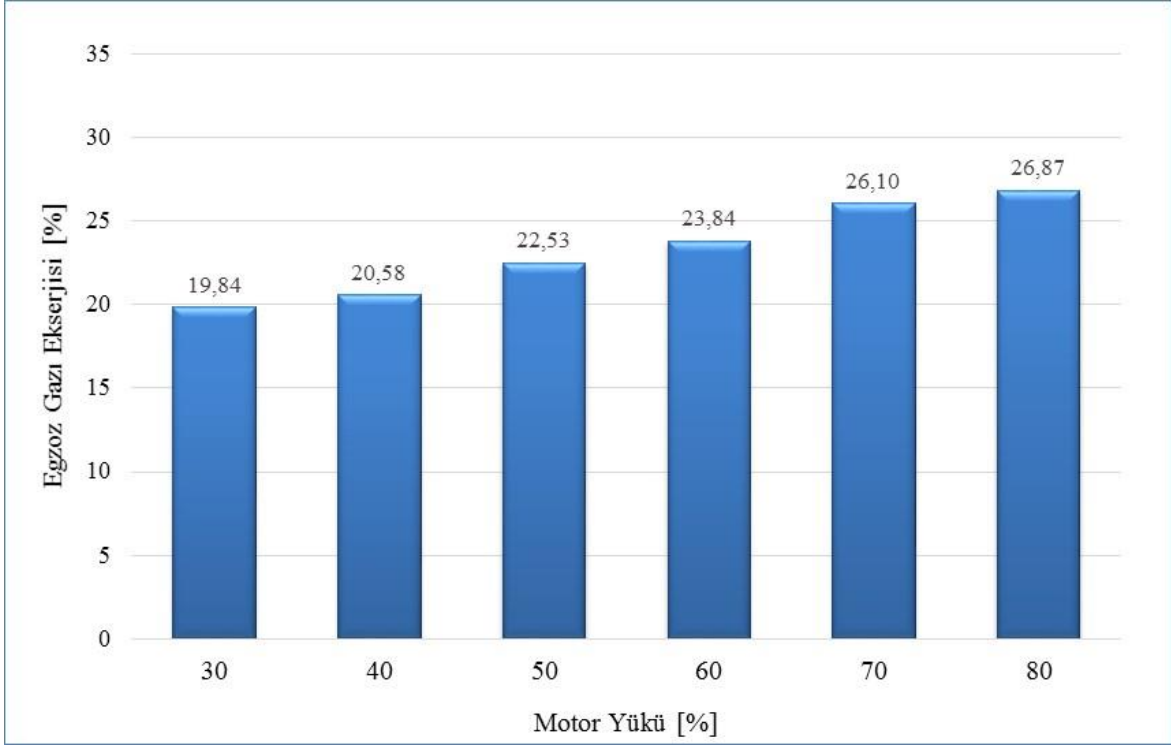
Şekil 25. Motor yüküne göre motora giren ekserjinin soğutma suyu ekserjisine dönüşme oranı

Şekil 25'te motor yüklerine bağlı olarak motora giren ekserji akımının hangi oranlarda soğutma suyu için kullanılan ekserjiye dönüştüğünü gösteren grafik verilmiştir. Motor yükünün artmasıyla azalan eğilim gösteren bu değerler $\%(3,09-4,50)$ arasında değişimler göstermektedir. Özel vd. [13] yapmış oldukları çalışmada soğutma suyu ekserjisinin, yakıt ekserjisinin motor yüklerine göre $\%(1-2)$ arasında olduğunu hesaplamışlar ve artan motor yükleriyle birlikte azaldığını vurgulamışlardır.



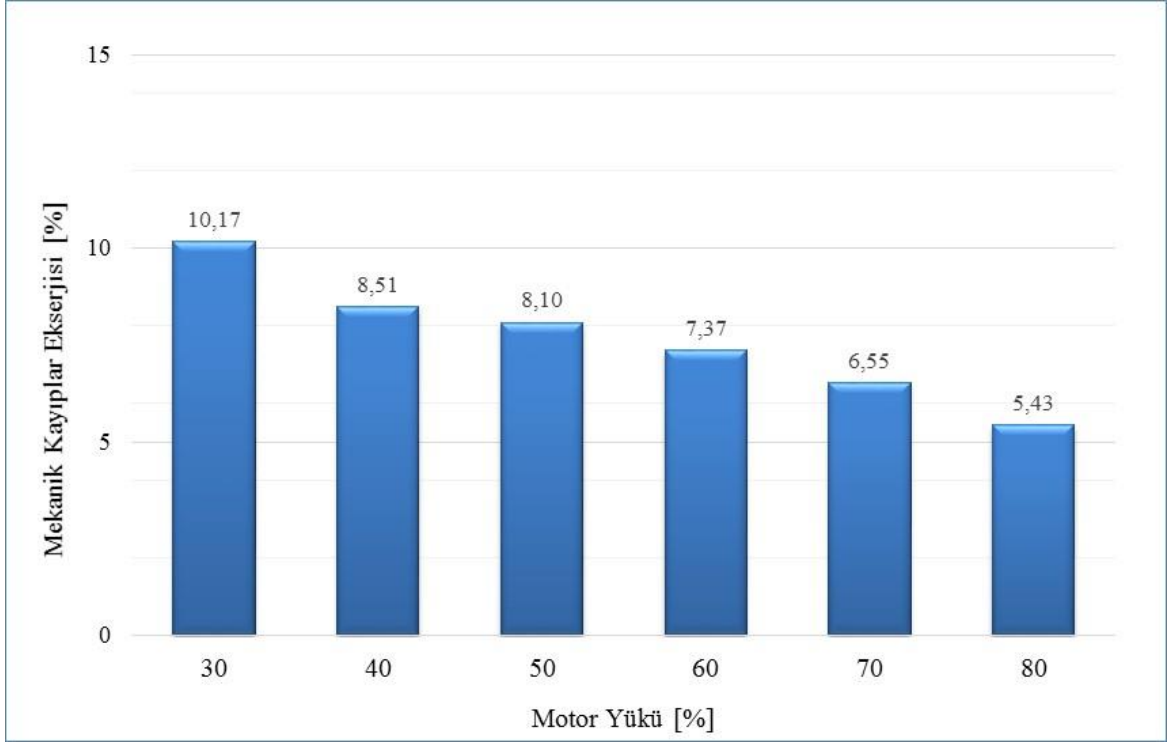
Şekil 26. Motor yüküne göre motora giren ekserjinin yağlama yağı ekserjisine dönüşme oranı

Şekil 26'da motor yüklerine bağlı olarak motora giren ekserji akımının hangi oranlarda yağlama yağı için kullanılan ekserjiye dönüştüğünü gösteren grafik verilmiştir. Motor yükünün artmasıyla artan eğilim gösteren bu değerler $\%1$ 'in altına değişimler göstermektedir.



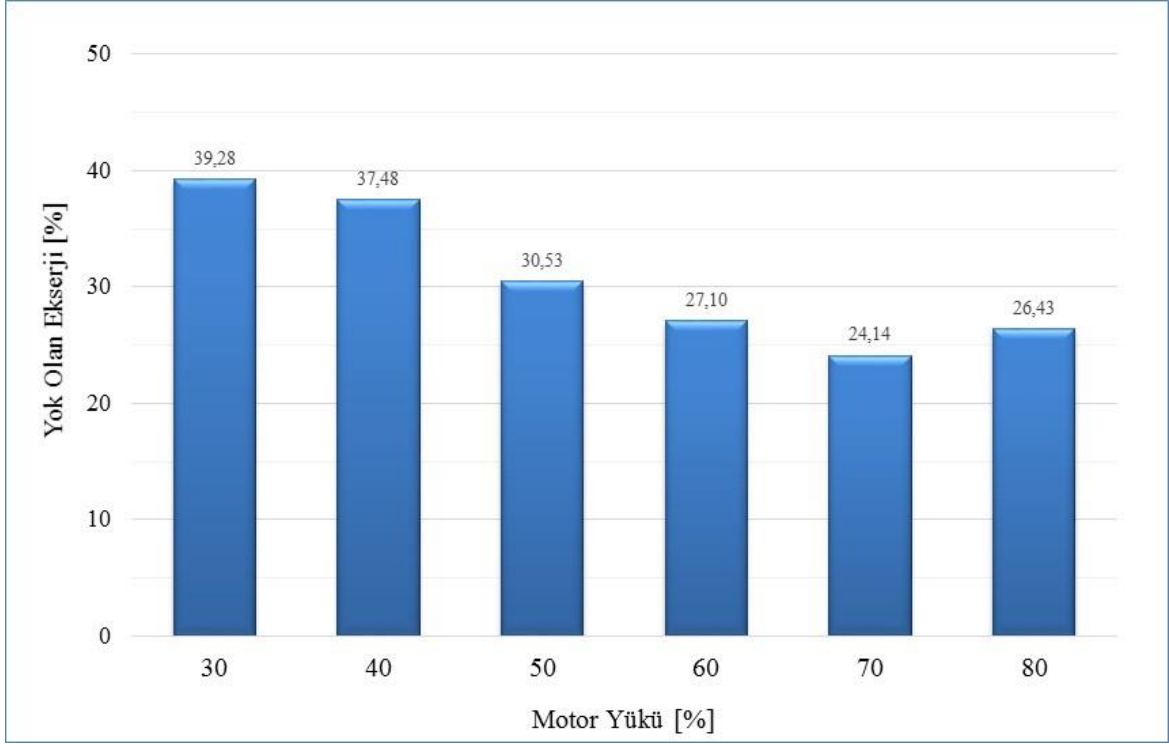
Şekil 27. Motor yüküne göre motora giren ekserjinin egzoz gazları ekserjisine dönüşme oranı

Şekil 27’de motor yüklerine bağı olarak motora giren ekserji akımının hangi oranlarda egzoz gazları için kullanılan ekserjiye dönüştüğünü gösteren grafik verilmiştir. Motorda meydana gelen enerji kayıpların ekserji miktarlarına bakıldığında, en fazla ekserji kaybı tüm motor yüklerinde egzoz gazları ile olmaktadır. Egzoz gazları ısı ekserjileri tüm motor yüklerinde diğer iki yolla (soğutma suyu ve yağlama yağı) oluşan ekserjilerin toplamından fazladır. Bunun nedeni egzoz gazları sıcaklıklarının çevre sıcaklığına göre çok yüksek olmasıdır. Motor yüklerinin artmasıyla egzoz gazlarının oluşturduğu ekserjiler artmakla birlikte, motora giren ekserji akımının %(19,84-26,87) değerleri arasında değerler almaktadır. Özel vd. [13] yapmış oldukları çalışmada egzoz gazları ekserjisinin, yakıt ekserjisinin motor yüklerine göre %(18-19) arasında değerleri oluşturduğunu hesaplamışlardır. Primus ve Flynn [17] yaptıkları çalışmada bu oranı motor yüklerine göre yaklaşık %(8-12) arasında bulmuşlardır. Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] yapmış oldukları çalışmada %100 motor yüklemesinde ve en yüksek devir sayısında yakıtın ekserjisinin %13,45’sinin egzoz gazları için harcadığını tespit etmişlerdir. Canakcı ve Hosoz [32] yapmış oldukları çalışmada Dizel No. 2 yakıtı kullanarak bu oranı %13,6 bulmuşlardır.



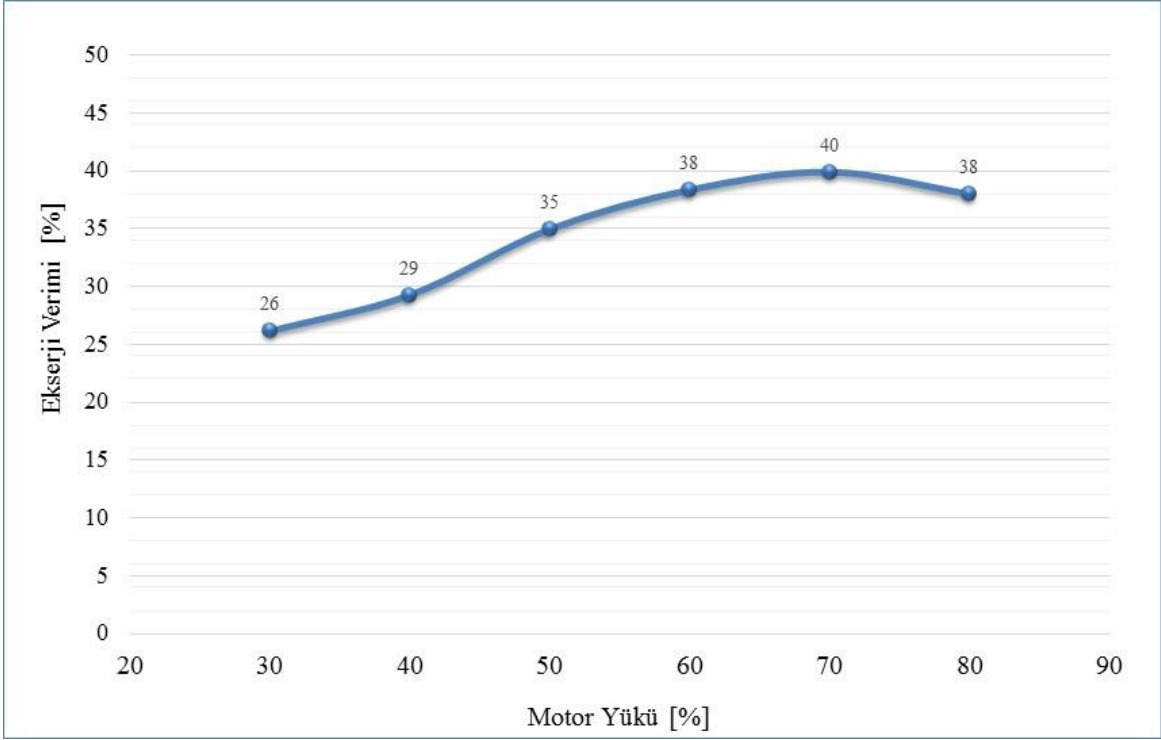
Şekil 28. Motor yüküne bağı olarak motora giren ekserjinin mekanik kayıplar ekserjisine dönüşme oranı

Şekil 28’de motor yüklerine bağı olarak motora giren ekserji akımının hangi oranlarda mekanik kayıplar için kullanılan ekserjiye dönüştüğünü gösteren grafik verilmiştir. Mekanik kayıplara harcanan ekserji miktarı motor yükü arttıkça azalmakla birlikte $\%(5,43-10,17)$ değerleri arasında değişmektedir. Bütün yüklerde motor devir sayısının sabit olması nedeniyle mekanik kayıplar için harcanan enerji miktarının da aynı olduğu bulunmuştur. Dolayısıyla artan motor yükleriyle birlikte motora giren ekserji miktarının artması, mekanik kayıplar için harcanan ekserji oranını azaltacaktır. Primus ve Flynn [17] yaptıkları çalışmada tüm motor yükleri için, yakıt ekserjisinin $\%(4,5-37,5)$ değerleri arasındaki değerlerin mekanik sürtünmeler için harcanan ekserji miktarını oluşturduğunu ve artan motor yükleriyle birlikte bu değerlerin azaldığını tespit etmişlerdir. Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] yapmış oldukları çalışmada $\%100$ motor yükü için silindir içinde oluşan mekanik sürtünmeden kaynaklı ekserji kayıp oranını $\%5,04$ olarak bulmuşlardır.



Şekil 29. Motor yüküne bağlı olarak motorda yok olan ekserji oranları

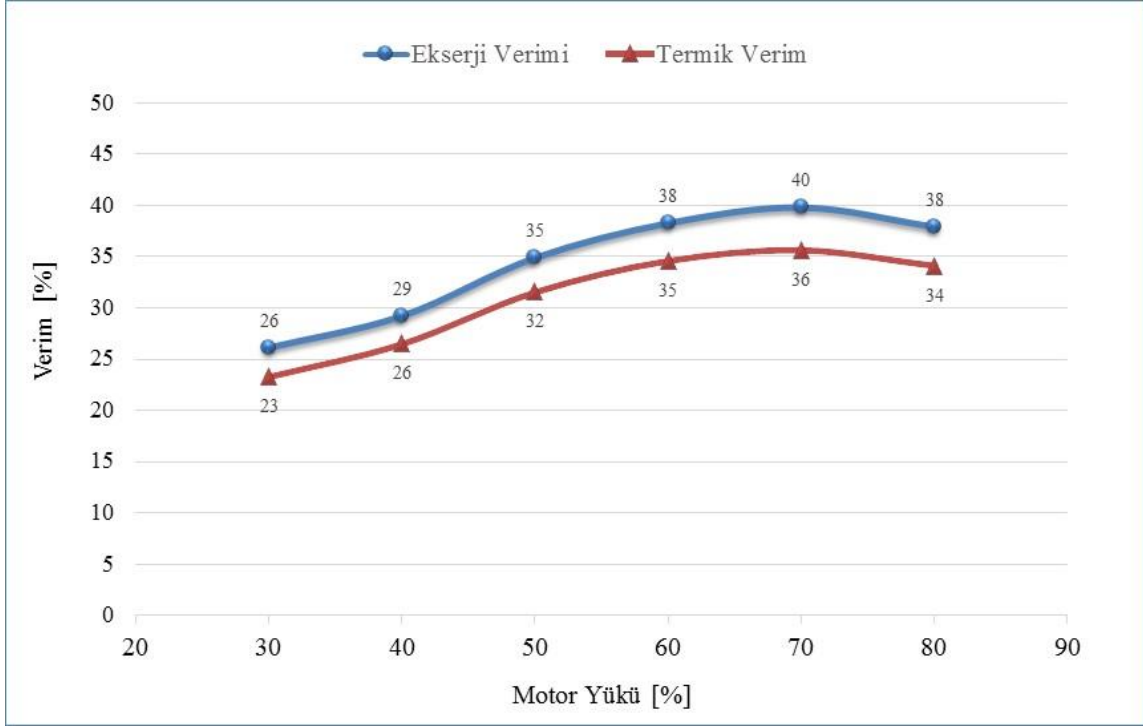
Şekil 29'da motor yüklerine bağlı olarak motorda yok olan ekserji oranlarını gösteren grafik verilmiştir. Motor içinde oluşan tersinmezlikler nedeniyle kaybolan ekserji değerleri $\%(24,14-39,28)$ değerleri arasında değişmektedir ve artan motor yükleriyle birlikte azalma eğilimi göstermiştir. Özel vd. [13] yapmış oldukları çalışmada motor içerisinde yok olan ekserjinin büyük oranda yanmadan kaynaklanan tersinmezlikler sonucu oluştuğunu ve yüksek motor yüklerinde daha az miktarda olduğunu belirtmişlerdir. Primus ve Flynn [17] yaptıkları çalışmada bu oranı motor yüklerine göre yaklaşık $\%(21,8-32,5)$ arasında bulmuşlardır ve artan motor yükleriyle azaldığını tespit etmişlerdir. Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] yapmış oldukları çalışmada %100 motor yüklemesinde ve en yüksek motor devir sayısında bu oranı %27,29 olarak tespit etmişlerdir. Canakcı ve Hosoz [32] yapmış oldukları çalışmada Dizel No. 2 yakıtı kullanarak bu oranı %46,3 bulmuşlardır.



Şekil 30. Motor yüküne bağı ekserji verimi değışimi grafiğı

Şekil 30'da verilen ekserji verim grafiğıne göre en yüksek ekserji verimine motor yükü %70 iken ulaşılmıştır. Bu değer %40'dır. En düşük ekserji verimi ise %30 motor yükünde %26 olarak gerçekleşmiştir. Genel olarak motor yükü artırıldığında motor ekserji verimi artmaktadır. Artan motor yükleriyle birlikte motor içerisinde yok olan ekserji kayıplarının azalması ekserji verimini artırmaktadır. Rakopoulos ve Giakoumis [19, 20] yapmış oldukları çalışmada %100 motor yüklemesinde motor ekserji verim değerini yaklaşık %35 hesaplamışlardır. Canakcı ve Hosoz [32] yapmış oldukları çalışmada Dizel No. 2 yakıtını kullanarak %100 motor yüklemesinde motor ekserji verim değerini yaklaşık %34 olarak bulmuşlardır.

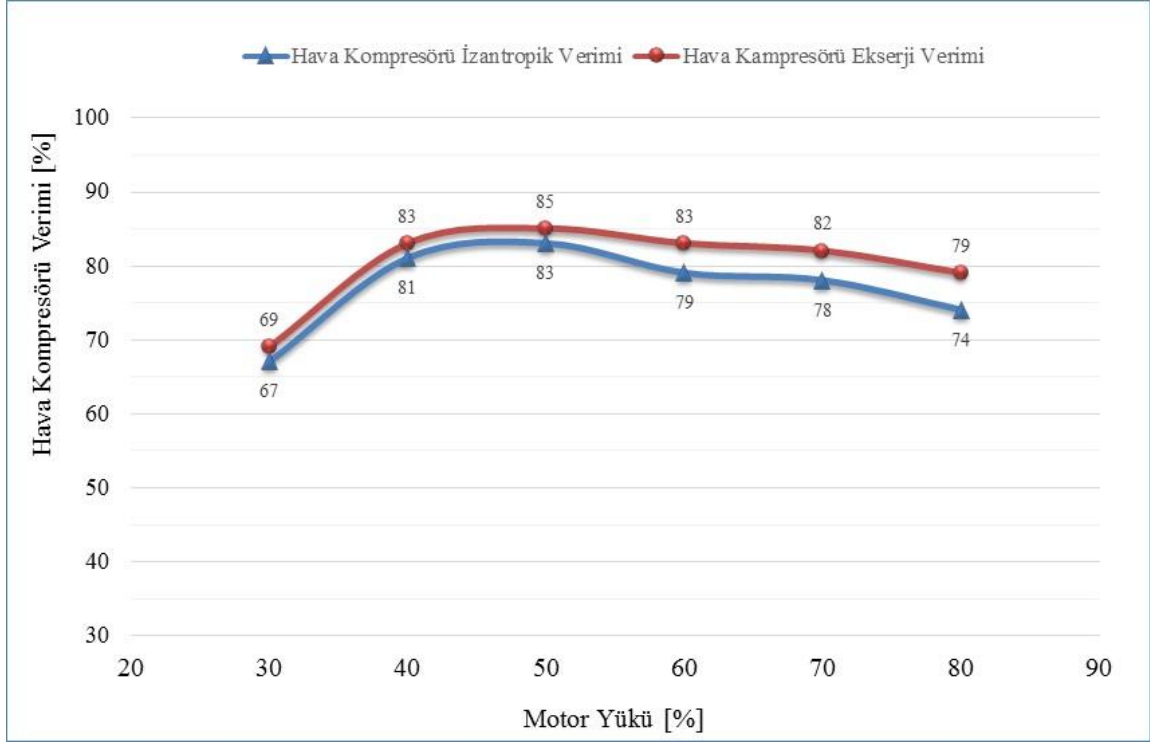
Motorun birinci kanun verimleri ile ikinci kanun verimlerini karşılıklı değerlendirmek için Şekil 31 çizilerek termik ve ekserji verimler karşılaştırılmıştır. Motor termik verim ile ekserji verimlerine bakıldığında motor yüklerine göre benzer değişimler göstermektedirler. Bütün motor yüklerinde ekserji verimi termik veriminden daha fazladır. Her ikisi de genel olarak motor yükünün artmasıyla artmaktadır. Enerji ve ekserji verimleri motor yükü %30 iken en düşük değerini almıştır. En yüksek değerlere ise %70 motor yükünde ulaşılmıştır. Bu grafik bize motor performans değerlendirmesinde ikinci kanun analizi sonuçlarının birinci kanun analiz sonuçlarını desteklediğini göstermektedir.



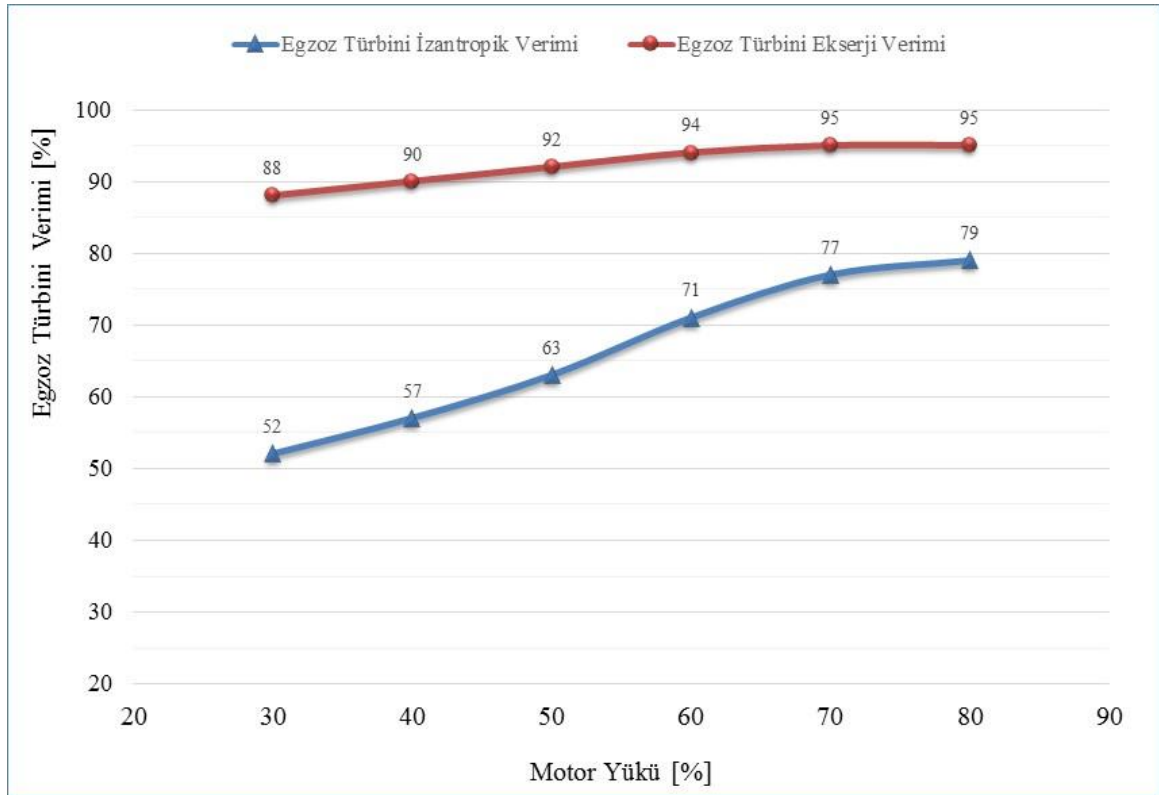
Şekil 31. Motor yük oranına göre motor termik ve ekserji verimleri değişim grafiği

3.2.2. Turboşarj ve Hava Soğutucu Ekserji Analizi Bulguları

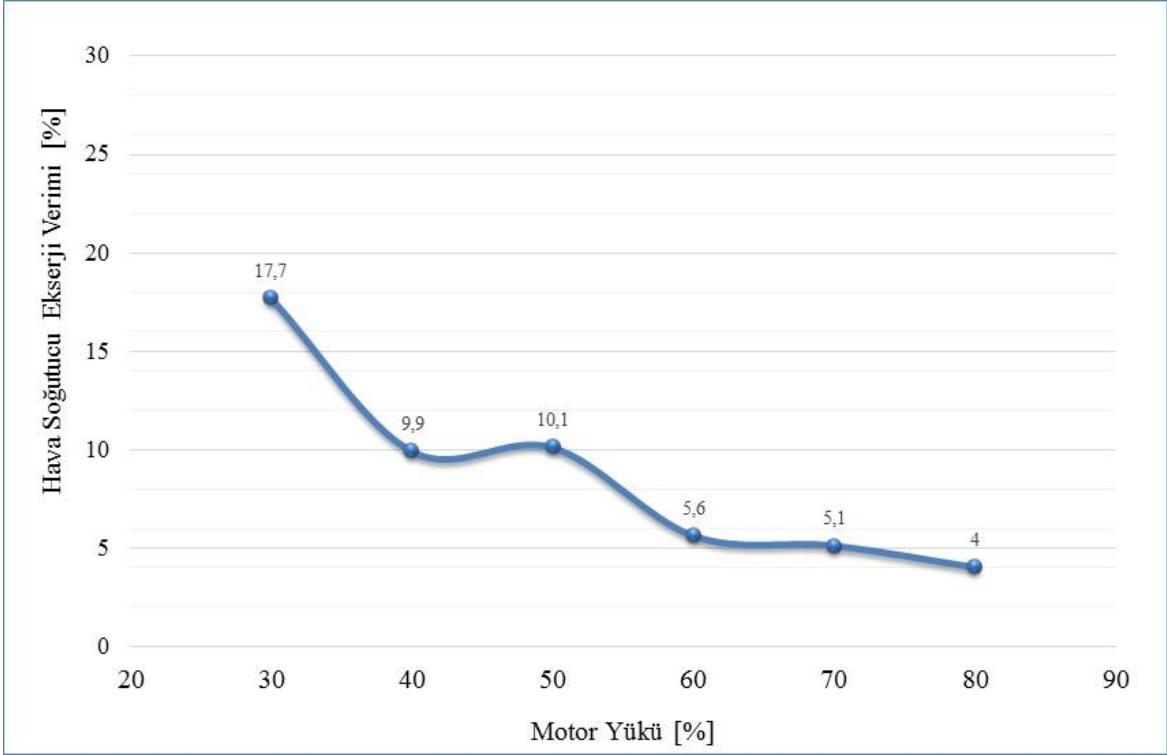
Bu bölümde turboşarj ve hava soğutucu ünitelerinin ekserji verim değerleri ile ilgili grafikler oluşturulmuştur. Grafiklerin çizilmesi için Tablo 14'te bulunan verim değerleri kullanılmıştır. Dizel motor, turboşarj ve hava soğutucu bir sistem gibi kabul edilerek verim değerleri oluşturulmuştur. Şekil 32'de hava kompresörünün hem izantropik hem de ekserji verim değerlerinin motor yüküne göre değişimini gösteren grafik verilmiştir. Hava kompresörünün ekserji verim değerleri %(69-85) arasında değişimler göstermektedir. Şekil 33'te ise egzoz türbini hem izantropik hem de ekserji verim değerlerinin motor yükü ile değişim oranları gösterilmiştir. Egzoz türbininin ekserji verim değerleri artan motor yükleriyle artmakla birlikte %(88-95) arasında değişmektedir. Kanoğlu vd. [30] dizel motor kullanılan bir elektrik santrali için gerçekleştirdikleri bir çalışmada %100 motor yükünde dizel motor turboşarj kompresörü ekserji verim değerini %64, egzoz türbini ekserji verim değerini ise %91,7 olarak hesaplamışlardır. Başka bir çalışmada ise Abusoglu ve Kanoglu [35] dizel motor kullanılan bir kojenerasyon sisteminde dizel motorların turboşarj ünitesinin hava kompresörü ekserji verimini %82,56, egzoz türbini ekserji verimini ise %88,10 olarak tespit etmişlerdir.



Şekil 32. Motor yüküne bağı hava kompresörü izantropik ve ekserji verim grafiğı



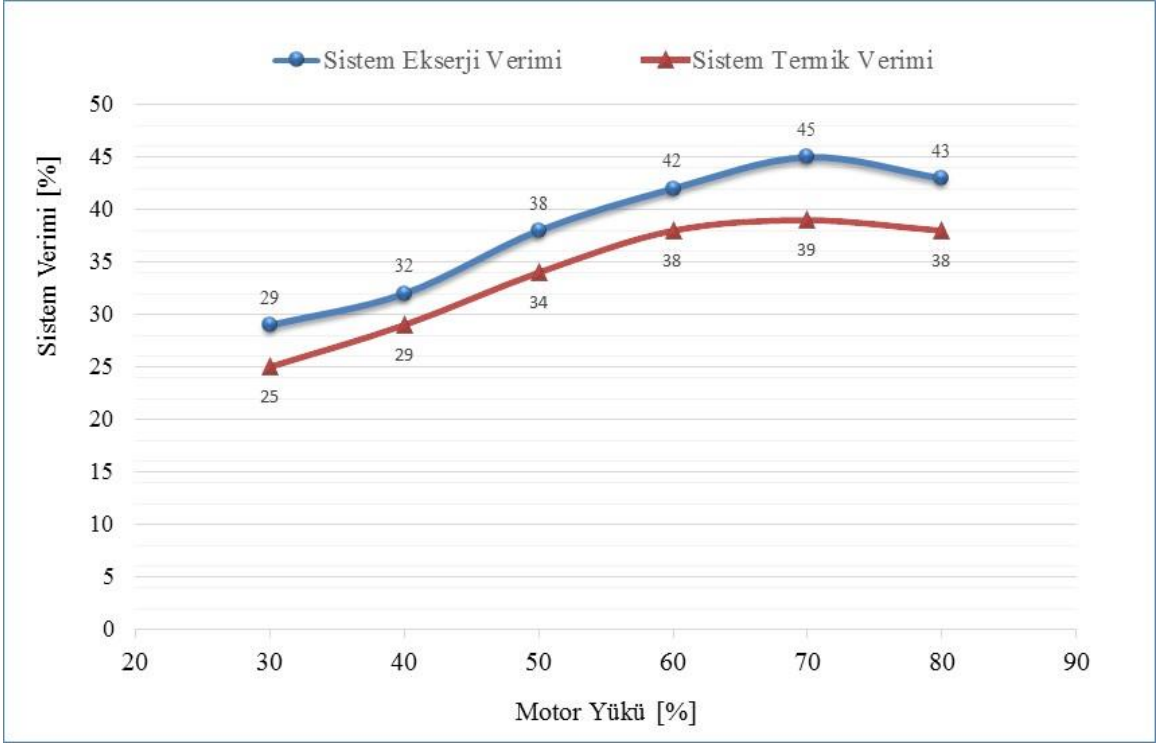
Şekil 33. Motor yüküne bağı egzoz türbini izantropik ve ekserji verim grafiğı



Şekil 34. Motor yüküne bağı hava soğutucu ekserji verim grafiğı

Şekil 34'te hava soğutucusu ünitesinin ekserji veriminin motor yüküne bağı olarak değışimini gösteren grafik verilmiştir. Genel olarak motor yükünün artması ile azalan hava soğutucu ekserji verimi %(4-17,7) arasında değışimler gösterdiği tespit edilmiştir.

Dizel motor, turboşarj ve hava soğutucu bir sistem olarak ele alınırsa bu sistemin ekserji verim değışimlerinin motor yükleri oranlarına göre değışimini gösteren grafik Şekil 35'te gösterilmiştir. Ayrıca bu grafikte sistem termik verimi de verilerek karşılaştırma yapılması amaçlanmıştır. Sistemin ekserji verim değışimleri sistem termik verim değışimleri ile paralel değışimler göstermiştir. Genel olarak motor yükünün artması ile artan sistem termik veriminin %(25-39) değışimleri arasında değışimler gösterdiği tespit edilmiştir. Ekserji verim değışimlerinin tüm motor yüklerinde termik verim değışimlerinden yaklaşık olarak %(3-6) oranında daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Sistemin en yüksek termik ve ekserji verim değışimleri %70 motor yükünde gerçekleşmiştir. Bu grafik bize bir sistemin performans değışimlerinde ikinci kanun analizi sonuçlarının birinci kanun analiz sonuçlarını desteklediğini göstermektedir.



Şekil 35. Motor yüküne bağlı sistem ve dizel motor ekserji verim grafiğı

4. SONUÇLAR

Sunulan tez çalışmasında, bir RO-RO kargo gemisi olan M/V ASSTAR TRABZON gemisinin ana makinesi olarak kullanılan dizel motor ve turboşarj ünitesi için, farklı motor yüklerinde termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları yardımıyla enerji ve ekserji analizleri yapıp, verimlilik incelemesinde bulunulmuştur. Elde edilen bulgulardan çıkarılan sonuçlar aşağıdaki gibidir.

1. Motora enerji sağlayan yakıt ve hava akımlarının enerji oranları karşılaştırılırsa, tüm motor yüklerinde yakıttan elde edilen enerjinin, havanın oluşturduğu enerjiden yaklaşık 5 kat fazla olduğu tespit edilmiştir.

2. Tüm motor yük durumlarında en fazla enerji kaybı soğutma suyu vasıtasıyla olmaktadır. Yakıt ve hava akımı enerjilerinin toplamının $\%(27,08-44,55)$ 'inin soğutma suyuna harcadığı tespit edilmiştir. Soğutma suyuna harcanan ısı enerjisinin bu şekilde yüksek değerlerde olmasının nedeni motora giren suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları farkından daha çok, soğutma suyu debisinin fazla olmasındandır. Gemide motor devir sayısı ve motor yük durumundan bağımsız olarak, tek devirde çalışan soğutma suyu pompası kullanılması soğutma suyu debisinin tüm motor yükleri için aynı olmasını sağlamaktadır. Devir sayısı motor yüküne göre değişen pompa kullanılarak, soğutma sistemine harcanan ısı enerji değerleri özellikle düşük motor yüklerinde azaltılabilir.

3. Yağlama yağı ile atılan ısı enerji değeri, tüm motor yüklerinde toplam yakıt ve hava akımı enerjisi değerinin $\%(2,41-2,60)$ 'ını oluşturduğu belirlenmiştir.

4. Egzoz gazları ile atılan enerji değerinin motor yükünün artması ile arttığı ve tüm motor yüklerinde toplam yakıt ve hava akımı enerji değerinin $\%(18,81-28,00)$ 'ini oluşturduğu belirlenmiştir. Yüksek motor yüklerinde atılan egzoz gazı enerjisinin miktarının fazla olmasının nedeni egzoz gazları sıcaklıklarının yüksek olmasıdır.

5. Tüm motor yüklerinde motor içerisinde meydana gelen mekanik sürtünmeler nedeniyle kaybedilen enerji miktarı motor devir sayısının, dolayısıyla da piston hızlarının aynı olması nedeniyle aynı olarak hesaplanmıştır. Mekanik kayıplara harcanan enerji oranının motor yükü arttıkça azaldığı ve yakıt ve hava akımı enerjileri toplamının $\%(4,88-9,06)$ 'sını oluşturduğu tespit edilmiştir.

6. Motorun en yüksek termik verimi $\%70$ motor yükünde $\%36$ olarak gerçekleşmiştir. En düşük olarak ise $\%30$ motor yükünde $\%23$ olarak belirlenmiştir.

Normal olarak geminin işletilmesi büyük oranda pervane hatve açısı 17-18 derece arasında olduğu aralıklarda yapılmaktadır. Bu da yaklaşık %70 motor yüküne denk gelmektedir. Dolayısıyla geminin normal işletilmesi sırasında motor termik veriminin en yüksek olduğu söylenebilir.

7. Motora ekserji sağlayan yakıt ve hava akımlarının ekserji oranları karşılaştırılırsa, tüm motor yüklerinde yakıttan elde edilen ekserji oranının %96'dan fazla olduğu belirlenmiştir. Hava akımının oluşturduğu ekserji oranının ise %4'ün altında değerler aldığı tespit edilmiştir.

8. Tüm motor yüklerinde motorda kaybedilen enerjiler nedeniyle en fazla ekserji kaybı egzoz gazlarıyla gerçekleşmiştir. Motor yüklerinin artmasıyla artan bu değer, en düşük olarak %30 motor yükünde %19,84 ve en yüksek ise %80 motor yükünde %26,87 olarak gerçekleştiği tespit edilmiştir.

9. Egzoz gazlarından sonra en fazla ekserji kaybının mekanik kayıplar nedeniyle gerçekleştiği tespit edilmiştir. Motor yükünün artmasıyla azalan bu değer %(5,43-10,17) arasında bulunmuştur.

10. Soğutma suyu ile atılan ısı enerjisi nedeniyle kaybolan ekserji, en yüksek değer olarak %30 motor yükünde %4,50 olarak elde edilmiştir.

11. Yağlama yağı ile atılan ısı enerjisi nedeniyle kaybolan ekserji, toplam yakıt ve hava akımının ekserjisinin %1'inin altında değerler aldığı tespit edilmiştir.

12. Motor içerisinde gerçekleşen ekserji yok oluşu, artan motor yükleriyle azalmakta olup en yüksek değer %30 motor yükünde %39,28 olarak gerçekleşmiştir. En düşük değer ise %70 motor yükünde %26,43 olduğu belirlenmiştir. Dizel motorlarda ekserji yıkımının en büyük nedeni yanma olayıdır. Diğer nedenler ise motor silindirlerinde oluşan mekanik sürtünmeler, pistonların ani genişlemeye neden olması ve motor içinde yakıt hava karışımının oluşmasıdır.

13. Ekserji veriminin enerji verimi ile paralel seyir izlediği tespit edilmiştir. Tüm motor yüklerinde ekserji verimleri enerji verim değerlerinden büyüktür. En yüksek ekserji verimi %70 motor yükünde %40 olarak gerçekleşmiştir.

14. Turboşarj ünitesinin kullanılması dizel motor sisteminin termik verimini bütün motor yüklerin de yaklaşık %3, ekserji verimini ise yaklaşık %4 oranında artırmıştır.

5. ÖNERİLER

Sunulan bu tez çalışmada elde edilen sonuçlar göz önüne alındığında aşağıdaki öneriler yapılabilir.

1. Benzer bir çalışma gemi motorlarının farklı devir sayıları için yapıp verimlilik hesapları motor devir sayılarına göre de hesaplanabilir.

2. Egzoz ölçüm cihazları kullanılarak egzoz emisyon ölçümlerinin de yapılmasıyla egzoz gazlarına harcanan enerji ve ekserji değerleri hakkında daha ayrıntılı sonuçlara ulaşılabilir.

3. Motor dolgu havası içinde bulunan nemin ölçümü ile hava içinde bulunun nemin havanın ekserji, egzoz gazlarının enerji ve ekserji değerlerinin üzerindeki etkisi de araştırılabilir.

4. Dizel motorun farklı deniz ve seyir koşulları için bir çalışma yapılabilir.

6. KAYNAKLAR

1. GİSBİR, GİSBİR Sektör Raporu 2013, 2014.
2. Tanaka, T., The Japan Institute of Marine Engineering, Year Book 2014: Progress of Marine Engineering Technology In The Year 2013, 2014.
3. Deniz, O., İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları, Makine Mühendisliği Bölümü, Y.T.Ü., İstanbul, 2008.
4. Esmer, S., Yılmazel, M. ve Firuzan, A. R., Gemi İşletim Maliyetlerinde Gider Minimizasyonu, Dokuz Eylül Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi, 7, 3 (2005) 200-224
5. Bolat, F., Gemi Dizel Motorlarında Enerji Ekonomisi, Yüksek Lisans Tezi, Y.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2003.
6. Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, 5. baskı, İzmir Güven Kitapevi, 2011.
7. Dincer, I. ve Rosen, M. A., Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development, First Edition, Elsevier, 2007.
8. Sezer, İ., Buji Ateşlemeli Motor Çevrimine Ekserji Analizinin Uygulanması, Doktora Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2008.
9. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
10. Küçükşahin, F., Dizel Motorları-Gemi Dizel Mekinelerinin Yapıları ve Çalışma İlkeleri, 4. Baskı, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2008.
11. http://160.75.46.2/staf/takinaci/dersler/GEM111/DersNotlari/Bolum9_Ders_Not.pdf, İ.T.Ü., 15 Kasım 2014.
12. Arcoumanis, C., Internal Combustion Engines, Academic Press, 1988.
13. Özel, G., Açıkalp, E., Yamık, H. ve Engin, T., Bir Dizel Motorun Motor Hızı ve Yüküne Bağlı Termodinamik Değerlendirmesi, 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Mayıs 2014, Bursa, B25
14. Durgun, O. ve Şahin, Z., Theoretical Investigation of Heat Balance in Direct Injection (DI) Diesel Engines for Neat Diesel Fuel and Gasoline Fumigation, Energy Conversion and Management, 50 (2009) 43-51.
15. Fu, J., Liu, J., Feng, R., Yang, Y., Wang, L. ve Wang, Y., Energy and Exergy Analysis on Gasoline Engine Based on Mapping Characteristics Experiment, Applied Energy, 102 (2013) 622-630

16. Güngör, A., Bir Kombine evrim Santalinin Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.., Enerji Enstitüsü, İstanbul, 2013.
17. Primus, R. J. ve Flynn, P. F., Diagnosing the Real Performance Impact of Diesel Engine Design Parameter Variation (A Primer in the Use of Second Law Analysis), International Symposium on Diagnostic and Modelling of Combustion Reciprocating Engines, Eylül 1985, Tokyo, A6, 529-538.
18. Van Gerpen, J. H. ve Shapiro, H. N., Second Law Analysis of Diesel Engine Combustion, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 112 (1990) 129-137.
19. Rakopoulos, 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.
20. Rakopoulos, C. D. ve Giakoumis, E. G., Development of Cumulative an Availability Rate Balances in a Multi-Cylinder Turbocharged Indirect Injection Diesel Engine, Energy Conversion and Management, 38, 4 (1997) 347-369.
21. Rakopoulos, C. D. ve Giakoumis, E. G., Simulation and Exergy Analysis of Transient Diesel Engine Operation, Energy, 22, 9 (1997) 875-885.
22. Alasfour, F. N., Butanol-A Single Cylinder Engine Study: Availability Analysis, Applied Thermal Engineering, 17, 6 (1997) 537-549.
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. Rakopoulos, C. D. ve Kyritsis, D. C., Comparative Second-Law Analysis of Internal Combustion Engine Operation for Methane, Methanol and Dodecane Fuels, Energy, 26 (2001) 705-722.
25. Nakonieczny, K., Entropy Generation in a Diesel Engine Turbocharging System, Energy, 27 (2002) 1027-1056.
26. onkar, M. Y., Gemi Dizel Motorlarında İkinci Kanun Analizi ve Entropi retimi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.., Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2004.
27. Rakopoulos, C. D. ve Giakoumis, E. G., Parametric Study of Transient Turbocharged Diesel Engine Operation From The Second-Law Perspective, SAE, (2004)
28. Ukun, E., Biyodizel Yakıtı Kullanılan Bir Dizel Motorunda Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2004.
29. Parlak, A., Yasar, H. ve Eldogan, 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.

30. Kanoğlu, M., Işık, S. K. ve Abuşoğlu, A., Performance Characteristics of a Diesel Engine Power Plant, Energy Conversion and Management, 46 (2005) 1692-1702.
31. Kopac, M. ve Kokturk, L., Determination of Optimum Speed of An Internal Combustion Engine by Exergy Analysis, Int. J. Exergy, 2, 1 (2005) 40-54.
32. Canakcı, M. ve Hosoz, M., Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels, Energy Sources, 1, B (2006) 379-394.
33. Erbaş, Y., Su Soğutmalı Bir Benzin Motorunda Sıkıştırma Oranı Değişiminin Birinci ve İkinci Kanuna Göre Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 2006.
34. Sayin, C., Hosoz, M., Canakci, M. ve Kilicaslan, I., Energy and Exergy Analyses of a Gasoline Engine, International Journal of Energy Research, 31 (2007) 259-273.
35. Abusoglu, A. ve Kanoglu, M., First and Second Law Analysis of Diesel Engine Powered Cogeneration Systems, Energy Conversion and Management, 49 (2008) 2026-2031.
36. Çalışkan, H., İçten Yanmalı Motorlarda Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 2009.
37. Sekmen, P. ve Yılbaşı, Z., Application of Energy and Exergy Analyses to a CI Engine Using Biodiesel Fuel, Mathematical and Computational Applications, 16,4 (2011) 797-808.
38. Tosun, E., Bir Dizel Motorun Enerji ve Ekserji Analizleri, Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana, 2013.
39. Baldi, F., Johnson, H., Gabriellii, C. ve Andersson, K., Energy and Exergy Analysis of Ship Energy Systems - The Case Study of a Chemical Tanker, The 27th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Haziran 2014, Turku, Finlandiya.
40. MAK 12M 453 AK Gemi Dizel Motoru Kullanım Kılavuzu.
41. United States Environmental Protection Agency (EPA), In-Use Marine Diesel Fuel, Ağustos 1999.
42. <http://www.shell.com/global/products-services/solutions-for-businesses/marine-products/products/lubricants/gadinia.html>, Shell Global, 01 Aralık 1014.
43. Durgun, O., Motor Çevrimlerinin Hesabı İçin Pratik Bir Yöntem, Mühendis ve Makina, 32, 383 (1991) 19-28.
44. Bayram, C., Dizel Motorlarında Mekanik Kayıplar Ortalama Basıncının ve Mekanik Verimin İndikatör Diyagramı Yöntemiyle Belirlenmesi, Doktora Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2010.

45. Sezer, İ. ve Bilgin, A., Effects of Charge Properties on Exergy Balance in Spark Ignition Engines, Fuel, 112 (2013) 523-530.
46. Kotas, T. J., The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Krieger Publishing Company, 1995.
47. Özkan, M., A Comparative Study on Energy and Exergy Analyses of a CI Engine Performed with Different Multiple Injection Strategies at Part Load: Effect of Injection Pressure, Entropy, 17 (2015) 244-263.
48. Sezer, İ., Dietil Eter-Motorin Karışımlarının Motor Performansına Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der., 27, 1 (2012) 117-124.
49. Çakmak, A., Yakıt Olarak Biyodizel-Dizel Yakıt Karışımlarının Kullanıldığı Tek Silindirli Bir Dizel Motoruna Ekserji Analizinin Uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2014.

7. EKLER

Ek Tablo 1. Havanın farklı hal noktalarında entalpi ve entropi değerleri [6].

| Motor Yük Oranları [%] | | | | | | |
|--|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| $T_2=T_0=298,15$ K | | | | | | |
| Hava Kompresörü Giriş Şartları | | | | | | |
| h_2 [kJ/kg] | 298,33 | 298,33 | 298,33 | 298,33 | 298,33 | 298,33 |
| s_2^0 [kJ/kgK] | 1,696 | 1,696 | 1,696 | 1,696 | 1,696 | 1,696 |
| Hava Kompresörü Çıkış Şartları | | | | | | |
| T_3 [K] | 324,15 | 331,15 | 343,15 | 357,15 | 369,15 | 385,15 |
| h_3 [kJ/kg] | 324,46 | 331,50 | 343,59 | 357,70 | 369,81 | 385,98 |
| s_3^0 [kJ/kgK] | 1,780 | 1,801 | 1,837 | 1,877 | 1,911 | 1,954 |
| Dizel Motor Giriş Şartları | | | | | | |
| T_4 [K] | 296,15 | 297,15 | 299,15 | 308,15 | 313,15 | 319,15 |
| h_4 [kJ/kg] | 296,32 | 297,33 | 299,34 | 308,38 | 313,41 | 319,44 |
| s_4^0 [kJ/kgK] | 1,689 | 1,692 | 1,699 | 1,729 | 1,745 | 1,764 |
| Hava Kompresörü İzantropik Durum Değişimi | | | | | | |
| P_{r2} | 1,357 | 1,357 | 1,357 | 1,357 | 1,357 | 1,357 |
| P_{r3} | 1,655 | 1,832 | 2,049 | 2,266 | 2,469 | 2,686 |
| T_{3s} [K] | 315,59 | 324,85 | 335,30 | 345,07 | 353,65 | 362,27 |
| h_{3s} [kJ/kg] | 315,86 | 325,16 | 335,69 | 345,53 | 354,17 | 362,87 |

Ek Tablo 2. Egzoz gazı ürünlerinin farklı hal noktalarında entalpi değerleri [6].

| Motor Yük Oranları [%] | | | | | | |
|------------------------------------|---|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| $T_0 = 298,15$ K | $T_0 = 298,15$ K çevre sıcaklığında entalpi değerleri | | | | | |
| | \bar{h}_0 [kJ/kmol] | | | | | |
| Karbondioksit | 9369 | 9369 | 9369 | 9369 | 9369 | 9369 |
| Su | 9909 | 9909 | 9909 | 9909 | 9909 | 9909 |
| Azot | 8673 | 8673 | 8673 | 8673 | 8673 | 8673 |
| Oksijen | 8686 | 8686 | 8686 | 8686 | 8686 | 8686 |
| | T_7 egzoz gazı sıcaklıklarında entalpi değerleri | | | | | |
| | \bar{h}_7 [kJ/kmol] | | | | | |
| T_7 [K] | 589,15 | 623,15 | 657,15 | 681,15 | 705,15 | 728,15 |
| Karbondioksit | 21767 | 23382 | 25021 | 26195 | 27381 | 28529 |
| Su | 20008 | 21245 | 22495 | 23385 | 24282 | 25148 |
| Azot | 17237 | 18261 | 19293 | 20026 | 20763 | 21472 |
| Oksijen | 17582 | 18674 | 19777 | 20562 | 21354 | 22116 |
| | T_8 egzoz gazı sıcaklıklarında entalpi değerleri | | | | | |
| | \bar{h}_8 [kJ/kmol] | | | | | |
| T_8 [K] | 534,15 | 555,15 | 576,15 | 587,15 | 598,15 | 608,15 |
| Karbondioksit | 19218 | 20183 | 21157 | 21673 | 22192 | 22666 |
| Su | 18037 | 18785 | 19539 | 19936 | 20335 | 20698 |
| Azot | 15592 | 16218 | 16847 | 17177 | 17507 | 17800 |
| Oksijen | 15838 | 16501 | 17167 | 17518 | 17870 | 18191 |

Ek Tablo 3. Türbinin izantropik hal değişimi sonucundaki sıcaklık ve entalpi değerleri [6].

| \bar{h}_{8s} [kJ/kmol] | | | | | | |
|--|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| T_{8s} [K] | 482,98 | 504,11 | 527,69 | 547,95 | 564,92 | 574,62 |
| Karbondioksit | 16923 | 17803 | 18924 | 19851 | 20635 | 21086 |
| Su | 16231 | 16973 | 17807 | 18528 | 19136 | 19484 |
| Azot | 14084 | 14702 | 15400 | 16003 | 16510 | 16801 |
| Oksijen | 14243 | 14898 | 15636 | 16273 | 16810 | 17118 |

Ek Tablo 4. Egzoz gazı ürünlerinin farklı hal noktalarında entropi değerleri [6].

| Motor Yük Oranları [%] | | | | | | |
|---------------------------------|--|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| T₀ = 298,15 K | T₀ = 298,15 K çevre sıcaklığında entropi değerleri | | | | | |
| | \bar{s}_0^0 [kJ/kmol.K] | | | | | |
| Karbondioksit | 213,70 | 213,70 | 213,70 | 213,70 | 213,70 | 213,70 |
| Su | 188,74 | 188,74 | 188,74 | 188,74 | 188,74 | 188,74 |
| Azot | 191,52 | 191,52 | 191,52 | 191,52 | 191,52 | 191,52 |
| Oksijen | 205,05 | 205,05 | 205,05 | 205,05 | 205,05 | 205,05 |
| | T₇ egzoz gazı sıcaklıklarında entropi değerleri | | | | | |
| | \bar{s}_7^0 [kJ/kmol.K] | | | | | |
| T₇ [K] | 589,15 | 623,15 | 657,15 | 681,15 | 705,15 | 728,15 |
| Karbondioksit | 242,34 | 245,00 | 247,56 | 249,15 | 251,03 | 252,63 |
| Su | 212,27 | 214,31 | 216,26 | 217,59 | 218,88 | 220,09 |
| Azot | 211,52 | 213,21 | 214,82 | 215,92 | 216,98 | 217,98 |
| Oksijen | 225,76 | 227,56 | 229,29 | 230,46 | 231,60 | 232,66 |
| | T₈ egzoz gazı sıcaklıklarında entropi değerleri | | | | | |
| | \bar{s}_8^0 [kJ/kmol.K] | | | | | |
| T₈ [K] | 534,15 | 555,15 | 576,15 | 587,15 | 598,15 | 608,15 |
| Karbondioksit | 237,79 | 239,56 | 241,29 | 242,18 | 243,05 | 243,84 |
| Su | 208,75 | 210,13 | 211,46 | 212,14 | 212,81 | 213,42 |
| Azot | 208,59 | 209,74 | 210,85 | 211,42 | 211,97 | 212,47 |
| Oksijen | 222,65 | 223,87 | 225,05 | 225,65 | 226,26 | 226,78 |

Ek Tablo 5. Deniz suyunun farklı hal noktalarında entalpi ve entropi değerleri [6].

| Motor Yük Oranları [%] | | | | | | |
|-------------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| Hava Soğutucu Giriş Şartları | | | | | | |
| T₅ [°C] | 298,15 | 298,15 | 298,15 | 298,15 | 298,15 | 298,15 |
| h₅ [kJ/kg] | 104,83 | 104,83 | 104,83 | 104,83 | 104,83 | 104,83 |
| s₅ [kJ/kgK] | 0,367 | 0,367 | 0,367 | 0,367 | 0,367 | 0,367 |
| Hava Soğutucu Çıkış Şartları | | | | | | |
| T₆ [°C] | 299,15 | 299,15 | 300,15 | 300,15 | 301,15 | 302,15 |
| h₆ [kJ/kg] | 109,01 | 109,01 | 113,19 | 113,19 | 117,38 | 121,56 |
| s₆ [kJ/kgK] | 0,381 | 0,381 | 0,395 | 0,395 | 0,409 | 0,423 |

Ek Tablo 6. Motor yükü oranlarına göre enerji ve ekserji bileşenlerinin belirsizlikleri

| Motor Yük Oranları [%] | | | | | | |
|--------------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Belirsizlik Oranı [%] | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 |
| Yakıtın Kimyasal Enerjisi | 1,393 | 1,170 | 1,116 | 1,026 | 0,915 | 0,761 |
| Hava Enerjisi | 4,613 | 4,165 | 3,876 | 3,467 | 2,914 | 2,505 |
| Soğutma Suyu Isı Enerjisi | 1,286 | 1,179 | 1,286 | 1,457 | 1,286 | 1,088 |
| Yağlama Yağı Isı Enerjisi | 4,713 | 3,536 | 3,535 | 3,536 | 2,829 | 2,357 |
| Diğer Enerji Kayıpları | 4,772 | 3,555 | 6,853 | 2,936 | 2,854 | 1,608 |
| Motor Termik Verimi | 1,419 | 1,215 | 1,118 | 1,031 | 0,913 | 0,778 |
| Yakıt Ekserjisi | 1,393 | 1,170 | 1,116 | 1,026 | 0,915 | 0,761 |
| Hava Ekserjisi | 6,911 | 6,705 | 5,990 | 4,419 | 3,772 | 3,274 |
| Soğutma Suyu Ekserjisi | 1,358 | 1,257 | 1,349 | 1,510 | 1,345 | 1,158 |
| Yağlama Yağı Ekserjisi | 4,853 | 3,719 | 3,626 | 3,594 | 2,884 | 2,410 |
| Dizel Motor Ekserji Yok Oluşu | 3,527 | 3,094 | 3,618 | 3,721 | 3,713 | 2,822 |
| Dizel Motor Ekserji Verimi | 2,783 | 1,445 | 1,354 | 0,692 | 0,529 | 0,402 |

ÖZGEÇMİŞ

Serdar KARACA 1983 yılında Çankırı'da doğdu. İlköğretimini Ankara Keçiören Halit Fahri Ozansoy İlköğretim Okulu'nda 1997 yılında tamamladı. Aynı yıl Ankara Keçiören Lisesi'nde (YDA) lise öğrenimine başladı ve 2001 yılında mezun oldu. Üniversite öğrenimine 2002 yılında, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı Mühendisliği bölümünde başladı ve 2006 yılında bu bölümü bitirdi. Üniversite hayatından sonra askerlik görevine kadar bir süre tersanelerde gemi proje mühendisi olarak çalıştı. 2007 yılında askerlik görevini tamamladıktan sonra 2010 yılına kadar farklı tersanelerde gemi projelerinde görev aldı. 2010 yılı Şubat ayında Ordu Üniversitesi, Fatsa Meslek Yüksekokulu, Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümünde öğretim görevlisi olarak akademik görevine başladı.

Halen Ordu Üniversitesi, Fatsa Meslek Yüksekokulu'nda öğretim görevlisi olarak çalışmakta olan Serdar KARACA, evli ve iki çocuk babası olup, İngilizce bilmektedir.