

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ İŞLETME MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**GEMİ ANA MAKİNE ÖN ISITMASINDA DİZEL JENERATÖR EGZOZ
GAZLARI KULLANIMININ ENERJİ TASARRUFUNA ETKİSİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gemi Makineleri İşletme Müh. Köksal ÇOLAK

**MART 2023
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce

Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : / /

Tezin Savunma Tarihi : / /

Tez Danışmanı :

Trabzon

ÖNSÖZ

Bu çalışma, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak hazırlanmıştır.

Yüksek lisans eğitimim boyunca bana her zaman destek olan, vakit ayıran, çalışmalarında yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen, danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Hasan ÖLMEZ ve tüm bilgilerini benimle paylaşmaktan kaçınmayan, her türlü konuda desteğini benden esirgemeyen ve yüksek lisans tezimde büyük emeği olan değerli hocalarım Doç. Dr. Betül SARAÇ ile Prof. Dr. Teoman AYHAN'a sonsuz minnet ve teşekkürlerimi sunarım. Üzerimde emeği olan Dr. Öğr. Üyesi Çoşkun BAYRAM ve Baş Mühendis Özgün KAHVECİ'ye de teşekkür ederim. Analizini yapmış olduğum gemide verilere ulaşmamda bana yardımcı olan M/V TROY SEAWAYS gemisi personeli ile yöneticilerine ve destek veren tüm arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunmak isterim.

Ayrıca tüm eğitim ve öğretim hayatım boyunca desteklerini esirgemeyen aileme ve değerli eşim Ayfer ÇOLAK'a teşekkür eder, bu çalışmanın bundan sonraki çalışmalara katkı sağlamasını temenni ederim.

Köksal ÇOLAK
Trabzon 2023

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Gemi Ana Makine Ön Isıtmasında Dizel Jeneratör Egzoz Gazları Kullanımının Enerji Tasarrufuna Etkisinin Termodinamik Analizi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Hasan ÖLMEZ’in 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. 03/03/2023

Köksal ÇOLAK

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	IX
TABLolar DİZİNİ.....	XI
SEMBOLLER DİZİNİ.....	XII
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş	1
1.2. Gemilere Donatılan Dizel Motorlar.....	4
1.3. Motorlarda Soğutma ve Ön Isıtma Sistemleri	5
1.3.1 Konvensiyonel Soğutma Sistemi.....	5
1.3.2. Merkezi Soğutma Sistemi.....	7
1.4. Buhar Kazanları	8
1.5. Gemilerde Atık Isıların Değerlendirilmesi.....	9
1.6. Enerji ve Ekserji Analizi.....	12
1.6.1. Enerji Analizi.....	12
1.6.2. Ekserji Analizi	14
1.7. Literatür Taraması	16
1.8. Tezin Amacı.....	22
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	24
2.1. Materyal ve Yöntem.....	24
2.1.1. Gemi Genel Bilgileri.....	24
2.1.2. Gemideki Makinelerin Özellikleri	26
2.1.3. Ana Makine Soğutma Sistemi	28
2.1.4. Egzoz/Baca Kazanı ve Liman Kazanı.....	30
2.2. Yöntem	34

2.2.1.	Geminin liman periyodunda alınan somut veriler ile Termodinamik analizlerle incelenmesi.....	34
2.2.1.1.	Geminin Trieste Vardiyasındaki işletim koşulları, ölçümler ve değerlendirmeler	35
2.2.1.2.	Geminin Pendik Vardiyasındaki işletim koşulları, ölçümler ve değerlendirmeler	36
2.2.2.	Geminin mevcut uygulamalarının enerji ve ekserji analizleri.....	36
2.2.2.1.	Senaryo 1	36
2.2.2.2.	Senaryo 2	41
2.2.3.	Somut verilere dayalı önerilen senaryoların enerji ve ekserji analizleri.....	44
2.2.3.1.	Senaryo 3	44
2.2.3.2.	Senaryo 4	47
2.2.3.3.	Senaryo 5	50
2.2.4	Coolprop, MATLAB	53
3.	BULGULAR.....	55
3.1.	Ana makinenin ön ısıtma zamanında alınan somut değerler ile teorik model için hesaplanan termodinamik verileri.....	55
3.1.1.	Geminin Pendik ve Trieste limanlarında işletim koşulları ve ölçümleri için Teorik model.....	57
3.2.	Geminin mevcut işletim şartlarına göre önerilen senaryoların Termodinamik analizleri.....	60
3.2.1.	Senaryo 1 için büyüklükler ve değerleri	60
3.2.2.	Senaryo 2 için büyüklükler ve değerleri	62
3.3.	Somut verilere dayalı önerilen senaryoların analiz değerleri	63
3.3.1	Senaryo 3 için büyüklükler ve değerleri	64
3.3.2.	Senaryo 4 için büyüklükler ve değerleri	65
3.3.3.	Senaryo 5 için büyüklükler ve değerleri	67
4.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	70
5.	KAYNAKLAR	79
ÖZGEÇMİŞ		

ÖZET

GEMİ ANA MAKİNE ÖN ISITMASINDA DİZEL JENERATÖR EGZOZ GAZLARI
KULLANIMININ ENERJİ TASARRUFUNA ETKİSİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Köksal ÇOLAK

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hasan ÖLMEZ
2023, 85 Sayfa

Gemiler, dünya ticaretinde çok önemli bir paya sahiptir ve giderek daha da büyümektedir. Bu büyüme sonucunda, denizcilik sektörüne yeni gemiler dahil edilecek olması, endişelerimizin çoğaldığı bu günlerde daha fazla yakıt sarfiyatına ve emisyon yayılımına sebep olacaktır. Bu maksatla, Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) gemilerde enerji verimliliği konusunu daha hassas ele almış olup hazırda kullanılan gemilerin verimli işletilme koşullarının artırılması ve yeni inşa edilen gemilerin enerji verimliliği daha yüksek tasarlanması konusunda teşvik edici faaliyetlerde bulunmaktadır.

Bu çalışma, bir RO-RO gemisine ait ana makinenin ön ısıtma sürecinin jeneratörün egzoz gazlarından faydalanarak elde edilecek enerji tasarrufunu kapsamaktadır. Tez kapsamında önerilen yeni yöntem, farklı işletme koşullarını içeren senaryolarda gemiden alınan somut veriler sonucu elde edilecek yakıt tasarrufunu göstermektedir ve termodinamik açıdan incelenmiştir. Ayrıca geminin mevcut işletme koşullarına ait 2 adet senaryo için ve önerilen yeni yöntemi içeren işletme koşullarına ait 3 adet senaryo için MATLAB programı kullanılarak termodinamik analizler uygulanmıştır. Bu kapsamda liman süreci boyunca kazanda %22'lik bir yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Geminin liman sürecindeki ortalama toplam yakıt sarfiyatı için de % 8'lik bir tasarruf sağlanmış olduğu görülmüştür. Ana makine ön ısıtma sistemi için iki akışkanlı ve üç akışkanlı yeni modeller oluşturulmuş olup uygulanan termodinamik analizler sonucunda önerilen yeni modellerin uygulanabilir olduğu ve daha çok geliştirilmeye gereksinim olduğu görülmüştür. Ayrıca elde edilecek yakıt tasarrufu ile yıllık yaklaşık 106 tonluk CO₂ salınımının yok olacağı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Gemi, termodinamik analiz, atık ısı geri kazanım sistemleri, makine soğutma sistemi, enerji verimliliği.

Master's Thesis

SUMMARY

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE EFFECT OF USING DIESEL GENERATOR EXHAUST GASES ON ENERGY SAVING IN SHIP MAIN ENGINE PREHEATING

Köksal ÇOLAK

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Naval Architecture and Marine Engineering Graduate Program
Supervisor: Assistant Professor Hasan ÖLMEZ
2023, 85 Pages

Ships have a very important share in world trade and are growing more and more. As a result of this growth, the inclusion of new ships in the maritime sector will cause more fuel consumption and emission spread in these days when our concerns are increasing. For this purpose, the International Maritime Organization (IMO) has taken the issue of energy efficiency in ships more sensitively and has been encouraging activities to increase the efficient operating conditions of existing ships and to design newly built ships with higher energy efficiency.

This study includes the energy savings to be obtained by utilizing the exhaust gases of the generator during the preheating process of the main engine of a RO-RO ship. The new method proposed within the scope of the thesis shows the fuel savings to be obtained as a result of the concrete data obtained from the ship in scenarios involving different operating conditions and has been examined in terms of thermodynamics. In addition, thermodynamic analyzes were applied for 2 scenarios of the ship's current operating conditions and for 3 scenarios of operating conditions including the proposed new method, using the MATLAB program. In this context, a fuel saving of 22% was achieved in the boiler throughout the port process. It has been observed that an 8% saving has been achieved for the average total fuel consumption of the ship during the port process. As a result of the applied thermodynamic analysis, it has been seen that the new models proposed for the main engine preheating system are applicable and need further development. In addition, it has been observed that with the fuel savings to be achieved, approximately 106 tons of CO₂ emissions will be eliminated annually.

Key Words: Ship, Thermodynamic Analysis, Waste Heat Recovery Systems, Engine cooling system, Energy efficiency

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.	Doğrudan bağlamalı olmayan ana makine ve dizel jeneratör	5
Şekil 2.	Konvensiyonel tatlı su soğutma sistemi.....	6
Şekil 3.	Merkezi tatlı su soğutma sistemi.....	7
Şekil 4.	Jeneratör, ana makine ve soğutma devresi, kazanların genel planı	8
Şekil 5.	MAN B&W 12S90ME-C9.2 için WHRS olmadan ve WHRS olan ısı dengesi. 10	
Şekil 6.	Bir dizel ana makinenin enerji ve ekserji dağılımı	11
Şekil 7.	Geminin sefer bölgeleri.....	24
Şekil 8.	M/V Troy Seaways Gemisi.....	25
Şekil 9.	MAN 9L21/31 Dizel jeneratör ısı kaybı dağılımı.....	27
Şekil 10.	Ceket suyu soğutma devre şeması	29
Şekil 11.	Ön ısıtıcı zaman ve sıcaklık değişimi	30
Şekil 12.	Gemideki ana makineler ve baca kazanları.....	32
Şekil 13.	Yardımcı kazan ve besleme suyu sistemi	33
Şekil 14.	Ana makine soğutma suyu devresi seyir halindeki durumu	37
Şekil 15.	Evaporatör (Tatlı Su Üretici).....	38
Şekil 16.	Senaryo 1’de evaporatör için kontrol hacmi sınırı.....	39
Şekil 17.	Senaryo 1’de kuler için kontrol hacmi sınırı.....	40
Şekil 18.	Senaryo 1 için sistem kontrol hacmi sınırı.....	41
Şekil 19.	Ana makine ön ısıtma (buharlı eşanjör) devre şeması	42
Şekil 20.	Senaryo 2’de ön ısıtıcı kontrol hacmi sınırı.....	43
Şekil 21.	Senaryo 2’de sistem kontrol hacmi sınırı.....	44
Şekil 22.	Ana Makine egzoz gazı ile ön ısıtma devre şeması	45
Şekil 23.	Senaryo 3’te ön ısıtıcı kontrol hacmi sınırı.....	46
Şekil 24.	Senaryo 3’te sistem için kontrol hacmi sınırı	46
Şekil 25.	Ana makine ön ısıtılmasında ve tatlı su üretiminde üç akışkanlı eşanjörün kullanımı.....	47
Şekil 26.	Senaryo 4’te üç akışkanlı eşanjör için kontrol hacmi sınırı.....	49
Şekil 27.	Senaryo 4’te sistem için kontrol hacmi sınırı	50
Şekil 28.	Uc akışkanlı eşanjör ile iki ana makine ön ısıtma devre şeması.....	51
Şekil 29.	Senaryo 5’te eşanjör için kontrol hacmi sınırı	52

Şekil 30. Senaryo 5’te sistem için kontrol hacmi sınırı	53
Şekil 31. Jeneratör egzoz devresi ısııl değerler	55
Şekil 32. Buhar devresi ve ön ısıtıcılar	56
Şekil 33. Triesta Limanı zamana göre kazan yükü değişimi.....	58
Şekil 34. Pendik Limanı zamana göre kazan yükü değişimi.....	59
Şekil 35. Senaryo 2 de sistemin PK’ nın ortam sıcaklığına göre değişimi	63
Şekil 36. Senaryo 2 de sistemin ϵ ’ nın ortam sıcaklığına göre değişimi	63
Şekil 37. Senaryo 3 de sistemin PK’ nın ortam sıcaklığına göre değişimi	65
Şekil 38. Senaryo 3 de sistemin ϵ ’ nın ortam sıcaklığına göre değişimi	65
Şekil 39. Senaryo 4 de sistemin PK’ nın ortam sıcaklığına göre değişimi	67
Şekil 40. Senaryo 4 de sistemin ϵ ’ nın ortam sıcaklığına göre değişimi	67
Şekil 41. Senaryo 5 de sistemin PK’ nın ortam sıcaklığına göre değişimi	68
Şekil 42. Senaryo 5 de sistemin ϵ ’ nın ortam sıcaklığına göre değişimi	69
Şekil 43. Her bir liman periyodu için yakıt tasarruf potansiyeli	71
Şekil 44. Yıllık için yakıt tasarruf potansiyeli	71
Şekil 45. Senaryo 1 için karşılaştırma grafiği	72
Şekil 46. 2. ve 3. Senaryolar için karşılaştırma grafiği	73
Şekil 47. 2. ve 4. Senaryolar için karşılaştırma grafiği	75
Şekil 48. 2. ve 5. Senaryolar için karşılaştırma grafiği	76
Şekil 49. 4. ve 5. Senaryolar için karşılaştırma grafiği	77

TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 1. Geminin teknik bilgileri	25
Tablo 2. Ana makine ve dizel Jeneratör teknik bilgileri	26
Tablo 3. Jeneratör % 100 yükte ısı kaybı dağılımı	27
Tablo 4. Yardımcı kazan teknik bilgileri	28
Tablo 5. Sancak Ana Makine test değerleri	31
Tablo 6. İskele Ana Makine test değerleri	31
Tablo 7. Jeneratör test değerleri	33
Tablo 8. Geminin Triesta Limanı verileri	57
Tablo 9. Geminin Pendik Limanı verileri	59
Tablo 10. Senaryo 1 de kullanılan büyüklüklerin Termodinamik özellikleri	60
Tablo 11. Senaryo 1 için PK ve ϵ değerleri	61
Tablo 12. Senaryo 2 de kullanılan büyüklüklerin Termodinamik özellikleri	62
Tablo 13. Senaryo 3 de kullanılan büyüklüklerin Termodinamik özellikleri	64
Tablo 14. Senaryo 4 de kullanılan büyüklüklerin Termodinamik özellikleri	66
Tablo 15. Senaryo 5 de kullanılan büyüklüklerin Termodinamik özellikleri	68
Tablo 16. Makine dairesi ortam sıcaklığının 10°C - 45°C aralığında Senaryo 2 ve senaryo 3 için PK ve ϵ değerleri	74
Tablo 17. Makine dairesi ortam sıcaklığının 10°C - 45°C aralığında Senaryo 2 ve senaryo 4 için PK ve ϵ değerleri	75
Tablo 18. Makine dairesi ortam sıcaklığının 10°C - 45°C aralığında Senaryo 2 ve senaryo 5 için PK ve ϵ değerleri	76
Tablo 19. Makine dairesi ortam sıcaklığının 10°C - 45°C aralığında Senaryo 4 ve senaryo 5 için PK ve ϵ değerleri	77

SEMBOLLER DİZİNİ

$A_{yüzey}$	: Ana makine ısıtma yüzey alanı [m^2]
Cap.	: 24 saatlik üretim kapasitesi, [m^3]
C_{eg}	: egzoz gazı özgül ısısı, [kJ/kgK]
CO_2	: Karbondioksit
C_{phava}	: Havanın Özgül Isısı [kJ/kgK]
C_{cs}	: Ceket suyu özgül ısısı [kJ/kgK]
EEDI	: Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi (Energy Efficiency Design Index)
EGR	: Egzoz gazları devir daimi (Egsoz Gas Recirculation)
E_w	: İşin Ekserjisi
E_Q	: Isının Ekserjisi
$E_{Qanamakine}$	: Ana makinenin ısı ekserjisi
$\dot{E}$	: Ekserji, [kW]
e_i	: O noktanın ekserji akısı [kJ/kg]
FWG	: Tatlı Su Üreticisi (Fresh Water Generator)
HFO	: Fuel yakıt (Heavy Fuel Oil)
HTFW	: Yüksek Sıcaklık Tatlı Su (High Temperature Fresh Water)
H ₂ O	: Su
H_{alt}	: Yakıt alt ısı değeri
h	: Isı transfer katsayısı
h_0	: Entalpi, [J/kgK]
h_i	: O Noktanın Entalpisi, [J/kgK]
IMO	: Uluslararası Denizcilik Örgütü (International Maritime Organization)
IFO	: Fuel oil yakıt
K_{jw}	: Katsayı sabiti
LNG	: Liquefied Natural Gas
LTFW	: Düşük Sıcaklık Tatlı Su (Low Temperature Fresh Water)
$\dot{m}$	: Kütleli debi, [kg/sn]
$\dot{m}_i$	: O noktanın kütleli debisi, [kg/sn]
$\dot{m}_{yakıt}$	: Yakıt kütleli debisi

$\dot{m}_{buhar}$	: Buharın kütleli debisi
$\dot{m}_{cs}$	: Çeketi suyu kütleli debisi
$\dot{m}_{eg}$	: Egzoz gazı kütleli debisi
MDO	: Deniz Dizel Yakıt (Marine Diesel Oil)
M/V	: Motorlu Gemi (Motor Vessel)
NH ₃	: Amonyak
M_{jw}	: çeketi suyu debisi, m ³ /h
mt	: metrik ton
NO _x	: Nitrojen Oksit
ORC	: Organik Rankin Çevrimi (Organic Rankine Cycle)
PK	: Performans Kriteri
P_0	: Ölü Noktadaki Basınç, [kPa]
P_i	: O noktanın basıncı, [kPa]
P_{0-sat}	: Ölü nokta doyma basıncı
P_{i-sat}	: O noktanın doyma basıncı
Q_{AB}	: Toplam ana makinelerin ısı ekserjisi
$\dot{Q}_{eg}$	: Egzoz gazı ısı enerjisi
$\dot{Q}_{cs}$	: Çeketi suyu ısı enerjisi
$\dot{Q}_{buhar}$	: Buharın ısı enerjisi
$Q_{taşınım}$	: taşınım ile oluşan ısı enerjisi kaybı
$Q_{anamakine}$	: Ana makinenin ısı enerjisi
R_v	: Gaz Sabiti, (buhar)
R_{hava}	: Gaz Sabiti, (hava) [kJ/kgK]
sCO ₂	: Süperkritik Karbondioksit
SEEMP	: Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı (Ship Energy Efficiency Management Plan)
SFOC	: Spesifik Fuel Oil Tüketimi (Specific Fuel Oil Consumption)
SMCR	: güvenli sınırlar ve koşullar dahilinde sürekli çalışırken üretebileceği maksimum güç çıkışı
SO ₂	: Kükürtdioksit
SO _x	: Sülfür Oksit
SRC	: Buhar Rankin Çeviri

s_0	: Entropi, [kJ/kgK]
s_i	: O Noktanın Entropisi, [kJ/kgK]
T/C	: Turboşarj (Turbo Charger)
tCO ₂	: Transkritik karbondioksit
T_0	: Sıcaklık, [K]
T_i	: O Noktanın Sıcaklığı, [K]
$T_{csçıkış}$	: Ceket suyu çıkış sıcaklığı,
$T_{csçıkış}$	: Ceket suyu giriş sıcaklığı,
$T_{egçıkış}$	: Egzoz gazı çıkış sıcaklığı,
$T_{egçıkış}$	: Egzoz gazı giriş sıcaklığı,
T_{ortam}	: Makine Dairesi Ortam Sıcaklığı,
$T_{yüzey}$	: Ekipmanın Yüzey Sıcaklığı
USD	: Amerikan doları
VLSFO	: Çok düşük sülfür içerikli fuel oil yakıt (Very Low Sülphür Fuel Oil)
WHRS	: Atık Isı Geri Kazanma Sistemleri (Waste Heat Recovery System),
W	: İş
$W_{öip}$	: Ön ısıtma pompasının gücü
$\dot{W}_P$	: Pompanın gücü
W_{pds}	: deniz suyu pompasının gücü
$W_{ptatlısu}$	: Tatlı pompasının gücü
W_{csp}	: ceket suyu pompasının gücü
η	: İzantropik verim [%]
ε	: Ekserji Verimi, [%]
ϕ	: Bağıl nem
$\dot{v}$	: Özgül hacim [kg/m ³]
x_v	: Mole friction of vapour (molar buharlaşma)
Δt_{jw}	: ceket suyu sıcaklık farkı, °C
$\dot{v}$	: Hacimsel debi

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Günümüzde dünya yükünün hacim olarak yaklaşık %85'i, petrol ve petrol türevlerinin ise %97'si denizyolu ile taşınmaktadır. Gemi ve deniz teknolojisinin son 150 yıllık gelişimine bakıldığında, gemi güç sistemlerinde büyük değişimler yaşandığı görülmektedir. Rüzgâr enerjisinden faydalanılarak tasarlanan yelkenli gemi sistemleri sonrasında kömür yakıtının yanması sonucu elde edilen buhar gücü ile tahrik edilmiştir. Daha sonra ise Heavy Fuel Oil (HFO) ve Marine Diesel Oil (MDO) gibi petrol ürünleri kullanılarak gemilerin günümüzdeki faaliyetlerini gerçekleştirmesi sağlanmıştır (Mofor vd., 2015) İstatiksel verilere bakıldığında, gemilerde petrol kaynaklı yakıtların kullanılması sebebi ile gemilerin küresel Karbon Dioksit (CO₂) salınımının %3'üne, Nitrojen Oksit (NO_x) salınımının %15'ine ve Sülfür Dioksit (SO₂) salınımının ise %6'sına neden olduğu ortaya çıkmıştır (Samosir vd., 2017). Birleşmiş Milletler bünyesindeki Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO), Uluslararası sularda seyir güvenliğini sağlamak, ticari verimi arttırmak, denizlerin ve havanın kirletilmesini önlenmesi gibi alanlarda faaliyet göstermektedir. IMO, gemilerden kaynaklı olumsuz etkileri azaltmak ve enerji tasarruf potansiyellerini ortaya çıkarmak amacıyla enerji verimliliği faaliyetlerine dikkat çekmekte ve sektörü bu konuda teşvik etmektedir. Bu sebeple, Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) gemilerden kaynaklı çevresel etkilerin en aza indirilmesi için bir dizi tedbirler almıştır. Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi (EEDI) ile yeni gemilerde CO₂ salınımının kontrol altına alınması hedeflenmiştir. Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı (SEEMP) ile tüm gemilerde operasyonel verimliliğin sağlanması amaçlanmıştır (IMO,2012;IMO,2020).

Denizcilik Endüstrisi'nde yakıt tasarrufu, emisyon azaltımı ve verimlilik için teknolojiler kullanılmakta ve farklı yöntemler uygulanmaktadır. Bu konuyla ilgili Gemi tasarımı uygulamalarında, sevk ve pervane sistemlerinde, Makine teknolojilerinde, Operasyon ve bakım-tutum uygulamalarında bazı yöntemler geliştirilmiştir.

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 motorlar yaklaşık %48-51'lik bir verimliliğe

sahiptir (Larsen vd., 2014). Bu da gemilerin ekonomik olmasını ve dolayısıyla denizyolu taşımacılığının diğer taşımacılık şekillerine göre daha ekonomik olmasını sağlamaktadır.

Denizcilikte enerji verimliliği yüksek gemilerin inşa edilmesi ve daha fazla verimli işletilmesi sonucunda %75'e kadar yakıt tasarrufunda bulunmak mümkündür (IMO,2009a). Denizcilik sektörü temsilcileri ve araştırmacılar, uluslararası sözleşmelerin getirdiği yükümlülükleri yerine getirmek, artan çevresel duyarlılığa karşı daha temiz enerji kaynaklarına yönelmek ve yükselen enerji maliyetlerinden dolayı daha ucuz enerji kaynaklarını kullanmak için gemilerde alternatif enerji sistemlerinin kullanımına yönelik çalışmalar yapmaya başlamışlardır. Gemilerde yeni işletme tedbirlerinin alındığı, yeni nesil sistemlerin ve yenilenebilir enerjinin gemilerde kullanılmasının yaygınlaştırılmaya çalışıldığı görülmektedir. Özellikle ticari gemiler için denizcilik şirketleri, hız kesme, rota optimizasyonu, balast ve trim optimizasyonu ve zamanında operasyon gibi birtakım işletme ağırlıklı uygulamalara gitmektedir. Aynı amaçla güneş enerjisinden, rüzgâr ve dalga enerjisinden, kıyıda enerji temininden, uçurtma sistemlerinden, rüzgar türbinlerinden, rotor sevk sistemlerinden, yelkenli sevk sisteminden, yüksek performanslı pervanelerden, iyileştirilmiş bulb dizaynlarından, tekne altını hava kabarcığı ile yağlama Tekniğinden, atık ısı geri kazanımı yöntemlerinden faydalanarak yeni nesil sistemler ile verimliliğini arttırmaya yönelik çalışmalar yürütülmektedir. (Talay vd., 2014)

Deniz motorlarının elde edebildikleri %50 ve üzerine çıkabilen yüksek verimlilik değerlerine rağmen, esas olarak egzoz gazı salımı sırasında, skavenç havasının soğutulmasında, ayrıca yağ ve ceket suyu soğutucularında önemli miktarda ısı kaybı meydana gelmektedir (MAN, 2014). Atmosfere verilen ısı enerjisinden etkin bir şekilde yararlanılması, sistem verimliliğini artırabilir ve emisyonlar azaltılabilir. Sistem verimliliğinin artırılması ve emisyonların azaltılması çabalarında önemli bir odak noktası atık ısı geri kazanım sistemleridir. içten yanmalı makinelerdeki atık ısı kaynaklarının düşük ve orta kalitede olmalarından dolayı, enerji geri kazanımı konusunda organik Rankine çevrimi önemli avantajlar sunmaktadır. Klasik Rankine çevrimine kıyasla bu sistemde, düşük sıcaklıklarda gaz fazında çalışabilen organik yapıda iş akışkanları kullanılmaktadır. Düşük kalitedeki atık ısı kaynaklarından enerji geri kazanımıyla, yakıt tasarrufunun sağlanması, emisyon azaltımı, mekanik enerji geri kazanımı dolayısıyla da güç üretim sistemindeki ısı verim artışı ORC sisteminin sunduğu en önemli avantajlardan olup, bu sistemlerin son dönemde gemilerde de kullanılmaya başlanması denizcilik alanındaki önemli gelişmelerdendir.

Klasik Rankine çevrimi ve türevlerinin yanı sıra makinelerin ısı kaybını geri kazanımının değerlendirildiği farklı senaryolar üzerine de birçok çalışma yürütülmüştür. Dizel makinenin egzozundan ve ceket suyundaki atık ısıdan yararlanarak farklı su üretim yöntemleri üzerinde çalışmalar yürütülmüştür. Ayrıca atık ısı kaynakları, balast suyundaki mikrobiyal ve biyolojik kirleticilerin de ortadan kaldırması, gemi kamaralarda kullanılacak suyun ısıtılmasında su ısıtıcısı olarak kullanılması, kazan besleme suyunu ısıtarak kazan veriminin artırması, tanklarda fuel oil veya makine yağlarının ısıtılmasını amaçlayan sistemlerde değerlendirilmiştir.

Gemilerde sevk sistemi ve elektrik enerji üretimi için kullanılan dizel motorları içten yanmalı motorlardır. İçten yanmalı motorlar ise termodinamik esaslara dayanan ısı çevrimler ile çalışan makinelerdir. Motor içerisinde yakıtın yanması ile elde edilen ısı enerjisini mekanik enerjiye çevirirler. Günümüze kadar içten yanmalı dizel motorların performansları, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu ele alınarak geliştirilmiştir.

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ilkesini belirtir. Bu yasa evrendeki toplam enerji miktarı sabittir. Enerjinin niceliği üzerine odaklanan termodinamiğin birinci yasası, var olan enerjinin yok olamayacağını, yoktan da enerjinin var olamayacağını belirtir. Çeşitli şekillerde mevcut olan enerji tamamen diğerine dönüşebilir, ancak miktar sabit kalır (Dinçer ve Rossen, 2007). Bu tanım doğru olsa da zamanla yeterli olmadığı ve enerjinin sayısal değerinin yanında niteliğinin de (kalitesinin) incelenmesinin vurgulanması sonucuna varılmıştır.

Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin niceliğine ek olarak, niteliğinin de (kullanılabilirliğinin) olduğunu vurgular ve hal değişimlerinde enerjinin kalitesinin düşeceğini ifade eder. Bir tür enerjinin başka bir tür enerjiye dönüştürülemeyeceğini tanımlar. Bu dönüşümsüzlük, enerjinin bir kısmının iş yapma yeteneğini kaybettiğini gösterir. Burada; bir sistemin toplam enerjisinin iş üreten kısmı kullanılabilirlik veya ekserji ve iş üretemeyen kısmı ise tersinmezlik veya ekserji kaybı olarak ifade edilir (Dinçer ve Rossen, 2007).

Termodinamiğin birinci yasasına göre yaklaşımlar motor performansının belirlemede oldukça yararlıdır. Ancak motorların çalışması esnasında gerçekleşen tersinmezlikten kaynaklanan kayıplar sonucunda akış enerjisinin tümü iş enerjisine dönüştürülemez. Bu enerji kayıplarının, yer ve durum gibi detayların göz önünde bulundurularak belirlenmesinde termodinamiğin birinci yasası tek başına yeterli değildir. Çevre koşullarının etkileri dikkate alınarak bu eksikliği gidermek için, termodinamiğin

birinci yasasına dayalı yaklaşımların, termodinamiğin ikinci yasası ile desteklenmesi, yani sistemler üzerinde ekserji analizi yapılması, enerji odaklı sistemlerin tasarımında ve mevcut sistemlerin verimlerinin artırılmasında etkilidir. Ayrıca birinci yasanın da daha iyi anlaşılması açısından önemlidir (Sezer, 2008)

1.2. Gemilere Donatılan Dizel Motorlar

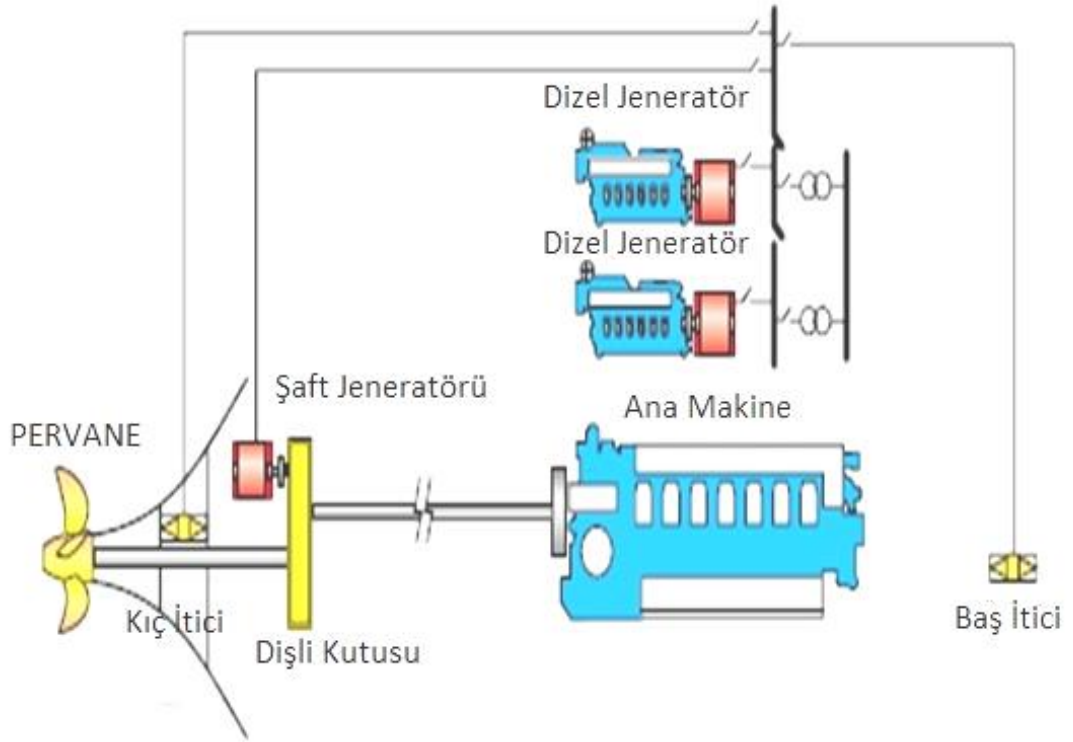
Dizel motorlar bir tür içten yanmalı makine olup, ısı enerjisinin mekanik enerjiye ya da işe çevirerek geminin sevki için itme kuvvetini elde eden makineler gemi makineleridir. Piston tarafından sıkıştırılan hava içerisine püskürtülen yakıtın yanmasıyla çalışan dizel motorlar Rudolf Diesel tarafından icat edilmiş ve patenti alınmıştır. Kara taşıtlarında, lokomotiflerde kullanılan bu makineler, ana ve yardımcı makine olarak günümüzde yaygın bir şekilde gemilerde kullanılmaktadır.

Günümüzde gemilerde kullanılan dizel motorlarını çeşitli özelliklerine göre sınıflandırmak mümkündür. Bunlar arasında önemli olanları aşağıda verilmiştir (Küçükşahin, 2011)

1. Çalışma çevrimlerine göre sınıflandırma;
 - İki zamanlı gemi dizel motorları
 - Dört zamanlı gemi dizel motorları
2. 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)

Ana makine, geminin ilerlemesini sağlayan gücü üreten makinelerdir. Bu amaç dışındaki tüm sistemler yardımcı olarak tanımlanır. Yakıt verimliliğinin önemli olduğu ağır devirli dizel ana makinelerin düşük Spesifik Fuel Oil Tüketimine (SFOC) sahip oldukları için özellikle gemi ağırlığı ve büyüklüğü arttıkça ilk tercih olmaktadır. Ağır devirli dizel motorların iki zamanlı kroshedli makinelerdir. Bu makineler pervanelere doğrudan bağlanmakta olup, şaft ve yataklar yardımıyla bağlantı yapılmaktadır. Orta devirli ve yüksek devirli makineler dört zamanlı makineler olup, ağır devirli makinelere kıyasla biraz daha yüksek SFOC'a sahiptir. Ayrıca gemiye ana makine olarak donatıldıklarında pervaneye devir düşürücülü dişli kutusu veya dizel-jeneratör yöntemi ile bağlanmaktadır.

Gemide elektrik ihtiyacını karşılamak için kullanılan dizel motorlar orta devirli veya yüksek devirli dört zamanlı makinelerdir. Özellikle doğrudan bağlamalı ağır devirli olan ana makinelerden bağımsızdırlar ve ayrı olarak bulunurlar. Doğrudan bağlamalı olmayan ana makinelerde, ana makinenin tahriki sayesinde şaft jeneratörü elektrik üretmektedir. Ancak ana makine çalışır durumdayken elektrik üretimi sağlanabilir. Dolayısıyla ana makine çalışmıyorken (Liman periyodu, Demir periyodu vs.) yine bağımsız halde bulunan dizel jeneratörler ile elektrik üretimi sağlanmaktadır.



Şekil 1. Doğrudan bağlamalı olmayan ana makine ve dizel jeneratör

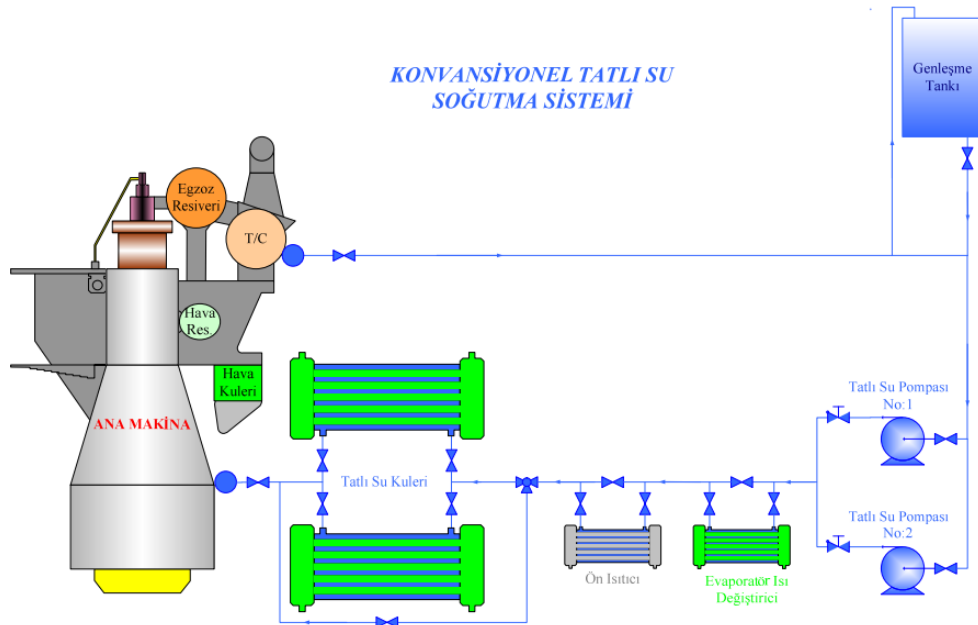
1.3 Motorlarda Soğutma ve Ön Isıtma Sistemleri

1.3.1. Konvensiyonel Soğutma Sistemi

Gemilerde kullanılan tatlı su sistemleri, konvensiyonel (geleneksel) ve merkezi sistem olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Konvensiyonel sistem eskiden çok kullanılmasına rağmen son yıllarda inşa edilen gemilerin çoğu merkezi soğutma sistemine sahiptir. Şekil 2’de bir örneği görülmekte olan bu sistemde seyirde biri sürekli çalışan ve diğeri

çalışmaya her an hazır durumda olmak üzere iki adet dikey santrifüj tipte silindir soğutma tatlı su pompası bulunmaktadır. Ana makinadan gelen tatlı su, sıcak olduğundan pompa vasıtasıyla öncelikle evaporatörün ısı değiştiricisine gönderilmektedir. Daha sonra tatlı su pompası çıkışındaki sıcak tatlı su, soğutucuya (kuler) gönderilerek soğutulup tekrar ana makinaya verilmektedir. Sistemde su kaçağı veya eksilmesi durumunda tatlı su, genleşme tankı vasıtasıyla imla edilmekte yani tamamlanmaktadır. (Demirel, 2014)

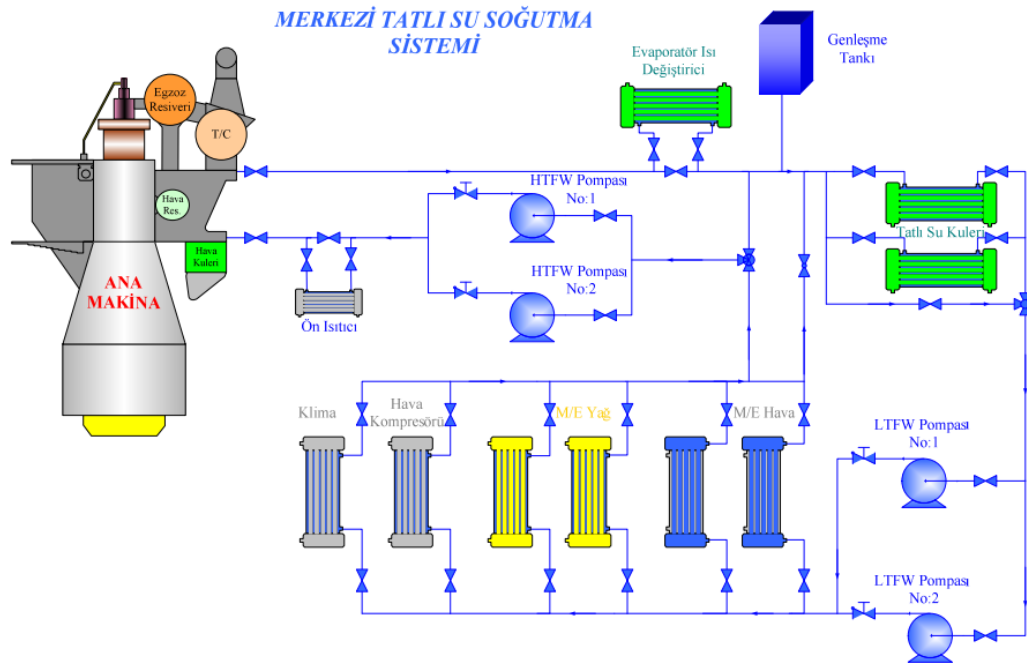
Gemilerin seyir için hazırlanmaları esnasında, ana makinanın ilk çalıştırılması sırasında oluşabilecek ısı gerilmeleri azaltmak amacıyla ana makinanın silindirlerinde sıcak tatlı su dolaştırılmaktadır. Böylece ana makina tatlı suyu, seyir öncesinde 40-70°C arasındaki sıcaklıkta tutulmuş olmaktadır (Demirel, 2014). Seyir için makinanın hazırlanması esnasında ana makina tatlı suyu, şekil 2’de görüldüğü gibi bir ön ısıtıcıda buhar vasıtasıyla ısıtılarak ön ısıtma pompası ile dolaşım sağlanmaktadır. Bu ısıtma sistemi günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca elektrikli bir ısıtıcı veya dizel jeneratörlerin genleşme tankı ile iştiraklenerek ön ısıtma sağlanabilmektedir. Ancak bu yöntemler eski bir yöntem olup pek kullanışlı değildir. (Demirel, 2014)



Şekil 2. Konvansiyonel tatlı su soğutma sistemi (Demirel, 2014)

1.3.2. Merkezi Soğutma Sistemi

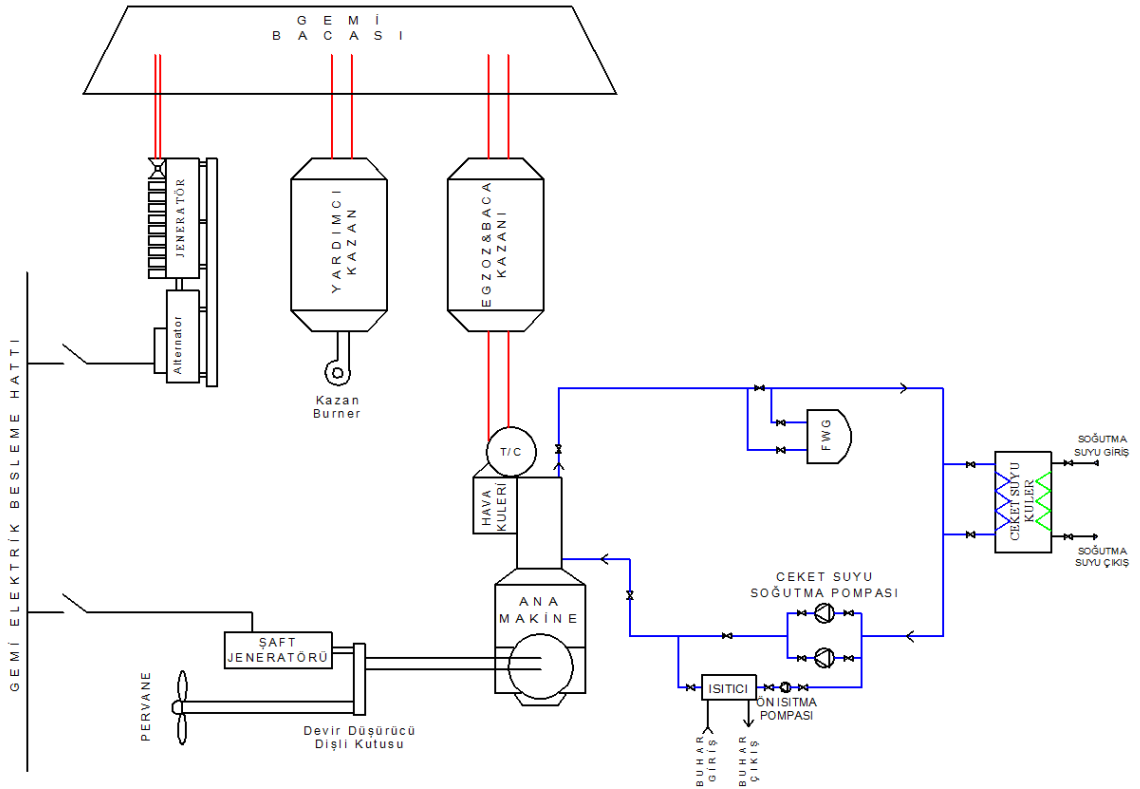
Merkezi soğutma sisteminde iki ayrı tatlı su pompası kullanılmaktadır. Bunlar düşük sıcaklık tatlı su (LTFW) pompası ve yüksek sıcaklık tatlı su (HTFW) pompası olup işlevleri de birbirlerinden farklıdır. İki stroklu ağır devirli bir ana makinanın kullanıldığı gemideki merkezi tatlı su soğutma sisteminde kullanılan HTFW pompaları şekil 3’de de görüldüğü gibi sadece ana makinayı soğutmaktadır. Makina hazırlanırken ana makina ceket suyunu ısıtabilmek için devre üzerine bir ön ısıtıcı monte edilmiştir. Bu ısıtma işlemi HTFW pompasıyla yapılabileceği gibi genellikle bu ısıtma işlemi için daha küçük kapasiteli santrifüj bir pompa da kullanılabilir. Sadece ana makina, HTFW pompası ile soğutulmaktadır. Ana makina hava soğutucularında, klima soğutucularında, hava kompresörlerinde, türbo jeneratör, diğer soğutucular (kuler) ve HTFW olmak üzere tüm sistemler de LTFW pompasının sağladığı düşük sıcaklıktaki tatlı su ile soğutulmaktadır. En son olarak da ısınan LTFW ise deniz suyu ile soğutulmaktadır. (Demirel, 2014)



Şekil 3. Merkezi tatlı su soğutma sistemi (Demirel, 2014)

1.4. Buhar Kazanları

İçinde atmosfer basıncından daha yüksek basınçta su buharı ve sıcak su yanmalı basınçlı kaplara denir. Yakıtın kimyasal enerjisini yanma yoluyla ısı enerjisine dönüştüren ve bu ısı enerjisini suya aktararak buharlaştırmanın sağlandığı makinelerdir. Kazan, gemide ihtiyaç duyulan ısıyı sağlamak üzere buhar üreten sistemdir ve yardımcı kazan olarak adlandırılır. Üretilen buhar, ısıtma amacı ile ısı değiştiricilerde, tank ısıtma devrelerinde, sıcak su ve klima sistemlerinde kullanılır. Gemilerde buhar kazanları ısı enerjisini iki şekilde elde etmektedir. Birincisi; ana makine çalışırken egzozdaki atık ısıdan, ikincisi; üzerindeki brülör donanımı sayesinde yakıtın yanma yoluyla elde edilir. (Küçükşahin, 2008)



Şekil 4. Jeneratör, ana makine ve soğutma devresi, kazanların genel planı

Şekil 4'deki örnekte bir geminin jeneratörlerinin, kazanlarının, sevk sisteminin ve ana makine soğutma suyunun olduğu şema verilmiştir. Ana makine pervaneye doğrudan bağlı değildir. Devir düşürücü dişliler ve şaft jeneratörü, pervane şaftı ile makine şaftı

arasında bulunmaktadır. Bundan dolayı ana makine çalışırken, şaft jeneratörü üzerinden geminin elektrik ihtiyacı karşılanmaktadır. Ana makine çalışmıyorken ise dizel jeneratörler ile gemi elektrik ihtiyacı karşılanmaktadır. Ana makine soğutma suyu devresi üzerindeki soğutma suyu pompası ve soğutucu (kuler) ile makinenin çalışır durumunda iken soğutulması sağlanır. Devre üzerindeki tatlı su üreticisi (FWG) ile makinenin soğutma suyu çıkış sıcaklığından faydalanarak deniz suyundan tatlı su üretimi yapılır. FWG içinde atmosfer basıncından daha düşük bir basınç değeri vardır. Böylece ceket suyu üzerindeki sıcaklık deniz suyunu buharlaştırmada yeterlidir. Ana makine çalışmıyorken ön ısıtma pompaları ve buhar enerjisini kullanan ısıtıcı ile makinenin sıcak tutulması sağlanır. Böylece makine ön ısıtmaya alınması ile sıcak tutulması sağlanır.

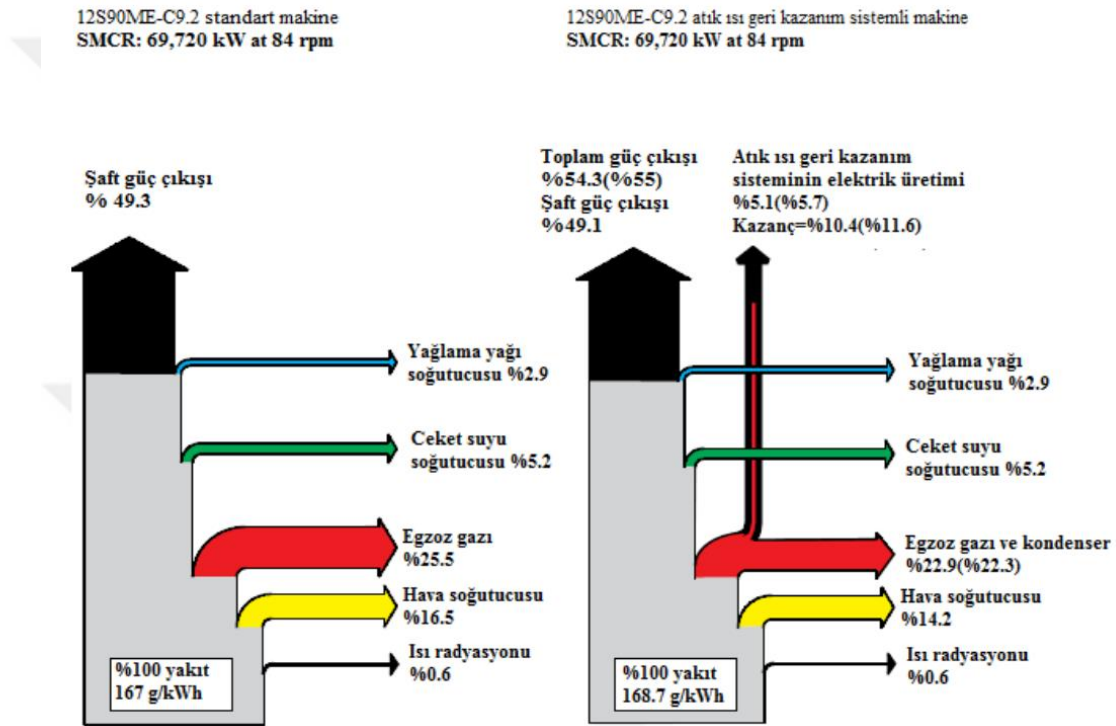
Ana makinenin egzozu, önce türbinden (T/C) ve baca kazanından geçtikten sonra atmosfere salınır. Dolayısıyla egzoz üzerindeki ısı, türbin ve kazanda geri kazanılmaktadır. Ancak ana makine çalışmadığı durumlarda buhar üretmek için brülör ile donatılmış yardımcı kazan kullanılır. Brülör yakıt yanması sonucu ısı enerjisini elde etmektedir. Dolayısıyla gemi durağan halde iken yardımcı kazan ile buhar elde edilirken, gemi seyirde olduğunda baca kazanı ile buhar elde edilir.

Şekil 4'de günümüz gemilerinin çoğunluğunu kapsayacak devre şeması hazırlanmıştır. Bu devre şemasında atık ısının geri kazanıldığı birkaç nokta görülmektedir. Ana makine çıkışında 80-90 derecelik soğutma suyunun ısı Tatlı Su Üreticinde (FWG) deniz suyunu tuzdan arındırmak için kullanılmaktadır. Soğutma suyunun 80-90 derecelik ısı ile vakum altında tutulan deniz suyunu buhar haline çevirmektedir. Daha sonra buhar damıtılarak tatlı su tanklarında depolanır. Ana makine devri şaft jeneratöründe kullanılarak seyirde iken gemi elektriği karşılanmaktadır. Dolayısıyla şaft jeneratörü ile gemi elektriği sağlanırken yardımcı dizel jeneratörler çalıştırılmazlar. Bir diğer husus ise, makine egzozu türbine (T/C) hareket enerjisi kazandırdıktan sonra Egzoz & Baca kazanında suyun buharlaştırılmasını sağlamaktadır.

1.5. Gemilerde Atık Isıların Değerlendirilmesi

Dizel motorlarının verimi günümüzde %50 mertebelerindedir ve bu değer Carnot verimine göre elde edilebilecek en yüksek termal verime oldukça yakındır. Bu sebeple silindir içi güç çevriminde yapılacak iyileştirmeler verimde yüksek artışlara sebep olmayacaktır. Fakat halen dizel motorlarının yakıt ısı enerjisinin yaklaşık %50 si

kullanılmadan atık ısı olarak atılmaktadır ve bu ısıl enerjinin çeşitli yöntemler ile geri kazanılması sayesinde verimde artışlar sağlanabilmektedir (Dzida, 2009). MAN B&W firmasının ürettiği bir dizel motorun ısıl denge diyagramı Şekil 1(a)'da verilmiştir ve yakıt ısıl enerjisinin yaklaşık %25'inin egzoz gazı, %16,5'inin hava soğutma, %5,2'sinin ise ceket suyu ile kullanılmadan atıldığı görülmektedir (MAN, 2014). Yine aynı dizel motoru üzerinde atık ısı geri kazanımı ile elde edilen verim Şekil 5' te verilmiştir. Sadece egzoz gazı atık ısısının geri kazanımı ile elde edilebilecek verim artışı şekilde görülmektedir (MAN, 2014).

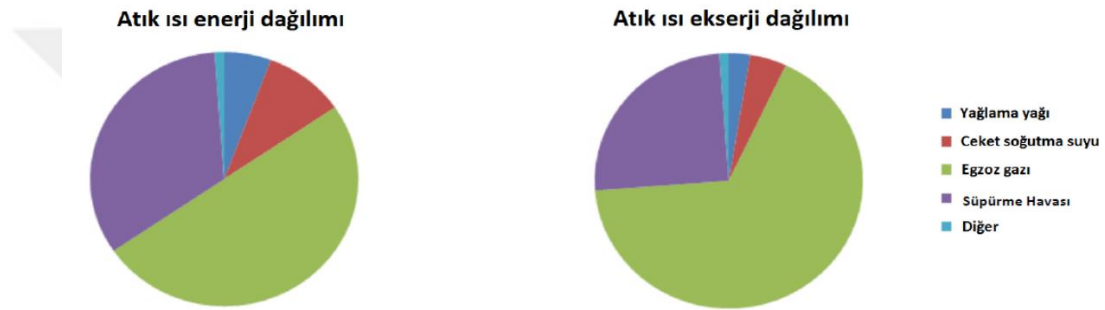


Şekil 5. MAN B&W 12S90ME-C9.2 için WHRS olmadan ve WHRS olan ısı dengesi

Gemilerde atık ısı kaynakları elektrik üretimi, ısıtma, tatlı su üretimi, soğutma gibi amaçlar için kullanılabilir. Egzoz gazı ısıl enerjisi egzoz gazı kazanında suyu buharlaştırarak yakıtların, yağ ve yaşam alanı ısıtmaları için kullanılırken aynı zamanda çeşitli geri kazanım yöntemleri ile elektrik üretiminde de kullanılmaktadır. Ayrıca egzoz gazının kinetik enerjisi türbinde kullanılarak turboşarjlerin kompresör kısmı ile de temiz havanın silindirlere alınması sağlanabilmekte ve sonrasında kompresöre alınan temiz hava yoğunluğunun artırılması için soğutucudan geçirilmektedir. Ana makinede kullanılan ceket

soğutma suyunun ısı enerjisi sonrasında tatlı su üreticisinde deniz suyunu buharlaştırarak tatlı su üretimini sağlamaktadır. Atık ısı kaynağının sistemlerde herhangi bir amaçla kullanılmadan önce sahip olduğu sıcaklık ve enerji yükü değerlerinin iyi bilinmesi gerekmektedir. Kaynağın kalitesini belirleyen en önemli etken makinenin işletimini olumsuz etkilemeden kullanılabileceği sıcaklık değeridir. (Çıvgın, 2020)

Modern bir dizel ana makinedeki atık ısının enerji ve ekserji dağılımı Şekil 6'da gösterilmektedir (Bellolio vd., 2015). Görüldüğü gibi gemideki farklı atık ısı kaynakları arasında ana makine egzoz gazları, yüksek ekserji içeriğinden dolayı en önemli gazlardır.



Şekil 6. Bir dizel ana makinenin enerji ve ekserji dağılımı (Bellolio vd., 2015).

Egzoz gazı için turboşarjer sonrası sıcaklıklar iki zamanlı dizel makineler için 250-300 °C, dört zamanlı dizel makineler için ise 300-350 °C aralığındadır. Fakat egzoz gazının soğutulabileceği sıcaklık değeri yakıtın içerdiği kükürt oranına göre sülfürik asit oluşumundan dolayı değişkenlik göstermektedir, bu değer hesaplamalar sonucu asidin çiyleşme noktasına göre belirlenmektedir. Süpürme havası ise yüksek yüklerde 200 °C sıcaklığa ulaşmakta ve ana makine giriş sıcaklıkları da yine makineye göre değişkenlik göstererek 40 °C civarı olmaktadır. Ceket soğutma suyu ana makine çıkış sıcaklığı 70- 90 °C aralığında değişmektedir. Isı kaynaklarını sıcaklık değerlerine göre üç kategoride birleştirebiliriz; düşük (232 °C altı), orta (232-649 °C) ve yüksek (650 °C üzeri) (Inc, B., 2008). Gemi atık ısı kaynaklarının bu duruma bakıldığı zaman orta ve düşük sıcaklıklarda olduğu görülmektedir. Bu sıcaklık aralıklarına ve kullanılabilirlik değerlerine göre kullanılabilecek atık ısı geri kazanım yöntemleri belirlenmektedir. Fakat sadece sıcaklık değerine bakmak yeterli değildir, atık ısı geri kazanım sisteminin sahip olması gereken bazı özellikler bulunmaktadır. Bunlar (Singh ve Peterson, 2016):

- Yüksek atık ısı geri kazanım verimi

- Yüksek güç ihtiyaçlarını karşılayabilmek için yüksek güç yoğunluğu
- Değişen işletim profillerine uyumluluk
- Farklı güç sistemleri ile kolay entegrasyon
- İşletimde güvenilirlik
- Alan ve ağırlık sınırlamalarına uyumluluk
- Yangın ve patlama riskinin bulunmaması
- Bakım-tutum masraflarının düşük olması
- Kısa geri ödeme süresi, olarak sıralanabilir

Bu verilen maddeler tüm endüstriler için sağlanması gereken şartlardır. Bunların yanı sıra gemilerde diğer sektörlerle kıyasla çalışma ortamı ve şartlarından dolayı ek sınırlamalar bulunmaktadır (De La Fuente vd., 2017):

- Gemi yakıtlarının kükürt oranlarına göre özellikle egzoz gazı geri kazanımı için asit oluşum sınırı elde edilebilecek geri kazanım verimini sınırlar
- Düşük yüklerde işletim sonucu atık ısıların kalitesi düşmektedir
- Soğutma kaynağı olarak kullanılabilir deniz suyunun sıcaklık aralığı -3°C ve 30°C arasında değişmektedir bu da termal verimi ve iş çıktısını olumsuz etkileyebilmektedir.

1.6. Enerji ve Ekserji Analizi

1.6.1. Enerji Analizi

Enerji; bir maddenin veya maddeler sisteminin iş yapabilme yeteneği ya da değişikliklere yol açan etken olarak tanımlanabilir. Diğer bir ifade ise sistemin çevresi ile etkileşimi esnasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevresi tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmalıdır. Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ve değişimini ifade eder. Buna göre enerji yok edilemez ve yoktan da var edilemez, ancak başka bir enerji formu olarak değişebilir. Enerji; mekanik, potansiyel, manyetik, kimyasal, elektrik, nükleer, ısı ve kinetik enerji gibi değişik şekilde biçimler alır. Tüm biçimlerin toplamı, sistemin toplam enerjisini ifade eder.

Atık ısı geri kazanım yöntemleri termodinamik açıdan değerlendirildiğinde sürekli akışlı açık sistemlerdir. Madde akışı olan tüm sistemler için süreklilik denklemi ifadesi için

denklem (1) de gösterilmiştir. Buna göre giren madde miktarı, çıkan madde miktarına eşittir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\chi \quad (1)$$

Ayrıca bu sistemler için enerjinin korunumu yasası eşitliği, denklem (2)'deki gibi yazılır:

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_\chi \quad (2)$$

$(\dot{E}_g)$: Birim zamanda ısı, iş ve kütle ile kontrol hacmine giren enerji

$(\dot{E}_\chi)$: Birim zamanda ısı, iş ve kütle ile kontrol hacminden çıkan enerji

Termodinamiğin Birinci Kanununun sürekli akışlı sürekli açık sistemler için enerji dengesi, denklem (3)'de verilmiştir.

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum_g \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_\chi + \dot{W}_\chi + \sum_\chi \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (3)$$

$(\dot{Q}_g)$: sisteme giren ısı

$(\dot{Q}_\chi)$: sistemden çıkan ısı

$(\dot{W}_g)$: sisteme giren iş

$(\dot{W}_\chi)$: sisteme çıkan iş

$(\dot{m}_g h)$: sisteme giren entalpi

$(\dot{m}_\chi h)$: sistemden çıkan entalpi

$(\dot{m}_g v^2/2)$: sisteme giren kinetik enerji

$(\dot{m}_\chi v^2/2)$: sistemden çıkan kinetik enerji

$(\dot{m}_g gz)$: sisteme giren potansiyel enerji

$(\dot{m}_\chi gz)$: sistemden çıkan potansiyel enerji

Ana makinenin yüzeyinden taşınımıyla olan ısı transferi denklem (4) ile gösterilmiştir.

$$Q_{\text{taşınım}} = A \cdot h \cdot (T_{\text{yüzey}} - T_{\text{ortam}}) \quad (4)$$

Tez kapsamında incelenen senaryo çevrimlerinde herhangi bir enerji üretimi veya tüketimi olmayıp sisteme giren ve çıkan ısılar dikkate alındığından sistemin enerji verimi yerine sistemin performans kriteri değerleri dikkate alınmıştır. Performans kriteri denklem 5 ile tanımlanmıştır.

$$PK = \frac{\text{Elde edilmek istenen ısı enerjisi}}{\text{Harcanması gereken ısı enerjisi}} \quad (5)$$

1.6.2. Ekserji Analizi

Bir kaynakta var olan enerjinin ne kadarının faydalı işe dönüştürülebileceğinin bilinmesi gerekir. Enerjinin geri kalanı veya faydalı işe dönüştürülemeyen bölümü, tersinmez durum değişimlerinden dolayı atık ısı olarak atılmaktadır. Bu bakımdan, belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek işi veren bir özelliğin tanımlanması çok yararlı olacaktır. Bu özelliğin adı “kullanılabilirliktir” (Çengel ve Bores, 1996).

Sürekli akışlı açık sistemlerde her bir nokta için ekserji akısı denklem (6)’e göre hesaplanır. Her bir noktanın ekserjisi ise denklem (7) ile hesaplanır.

$$\dot{e}_i = [(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (6)$$

$$\dot{E} = e_i \cdot \dot{m} \quad (7)$$

$(\dot{e}_i)$: o noktada fiziksel ekserji

(h_i) : o noktanın entalpisi

(s_i) : o noktanın entropisi

Alt indis ‘0’ ise çevre koşullarındaki özellikleri yada ölü durum şartlarını belirtir.

Tez içeriğindeki senaryolar için enerji ve ekserji analizlerinin uygulanmasında literatüre Bejan tarafından kazandırılan tanımlamalar kullanılarak aşağıda sunulmuştur. Tez kapsamında termodinamik modelde sistemdeki her bir bileşenin su ve buhar için akışkan giriş ve çıkış ekserji akıları denklem (8) ile, egzoz için akışkan giriş ve çıkış ekserjileri denklem (9) ile hesaplanmıştır. Göz önüne alınan akışkan akımlarındaki, toplam

akışkan ekserjisi denklem (7) ile hesaplanmıştır (Bejan vd., 1995). Ekserji analizinde su için ölü noktanın termodinamik şartları; basınç $P_0=101.25$ kPa, sıcaklık $T_0=288.15^\circ\text{K}$, bağıl nem $\phi=0.50$, gaz sabiti $R_v=0.4615$ olarak kabul edilmiştir. Egzoz gazı için ise ölü noktanın termodinamik şartları; basınç $P_0=101.25$ kPa, sıcaklık $T_0=288.15^\circ\text{K}$, bağıl nem $\phi=0.50$, gaz sabiti $R_{hava} = 0.287$ kJ/kg.K, özgül ısı $C_{phava}=1,005$ kJ/kg.K olarak kabul edilmiştir.

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{\dot{v}(P_i - P_{i-sat})}{1000} + \frac{T_0 \cdot R_v}{1000} \cdot \log\left(\frac{P_{i-sat}}{x_v} \cdot \frac{1}{P_0}\right) \quad (8)$$

$$e_i = C_{phava} \cdot (T_i - T_0) - T_0 \cdot (C_{phava} \cdot \left(\log\left(\frac{T_i}{T_0}\right)\right) - R_{hava} \cdot \log\left(\frac{P_i}{P_0}\right)) \quad (9)$$

İşin ekserjisi ise kendisine eşit olup ($E_W = W$), ısının ekserjisi denklem 10 ile hesaplanmıştır. Sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde ekserji analizinde denklem (11) kullanılır.

$$E_Q = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{yuzey}}\right) \quad (10)$$

$$\dot{E}_{Qg} + \dot{E}_{Wg} + \sum_g \dot{m}(e) = \dot{E}_{Qç} + \dot{E}_{Wç} + \sum_ç \dot{m}(e) + \dot{E}_{Yok olan} \quad (11)$$

Literatürde, ekserji verimi ile ilgili değişik ifadeler mevcuttur. Bunlar arasında yaygın olarak kullanılan ekserji verimi tanımı elde edilen ekserjinin, sağlanan ekserjiye oranıdır. (Kılınç ve Başçıl, 2020)

$$\varepsilon = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{sağlanan ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji yok olan}}{\text{sağlanan ekserji}} = \frac{\text{Ekserji}_{ürün}}{\text{Ekserji}_{bedel}} \quad (12)$$

$$\varepsilon = \frac{\text{çıkan ekserji}}{\text{giren ekserji}} = \frac{\text{Ekserji}_{çıkan}}{\text{Ekserji}_{giren}} \quad (13)$$

1.7. Literatür Taraması

Çevre dostu ve enerji açısından verimli bir gemiye olan talep, artan çevresel ve ekonomik kaygılar nedeniyle acil olmaya devam ediyor. Bir gemide ana ve yardımcı motorlar tarafından tüketilen geleneksel fosil yakıtlar, işletme maliyetlerinin büyük bir bölümünü oluşturur ve aynı zamanda motor egzoz gazı emisyonlarının büyük bir kısmı ile ilişkilidir. Sonuç olarak, Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO), emisyon mevzuatlarının, operasyonel kılavuzların ve tasarım kurallarının geliştirilmesi yoluyla CO2 emisyonlarının yanı sıra nitrojen ve sülfür bileşiklerini (NO_x ve SO_x) azaltma çabalarında denizcilik sektörüne liderlik etmektedir (Lion vd., 2020; Ni vd., 2020; Sharafian vd., 2019).

Emisyonları azaltma baskısının yanı sıra yerleşik santrallerin enerji tasarrufu da bir diğer önemli konudur. Genel olarak, bir geminin normal çalışması için mekanik (veya elektrik) enerji, ısıtma ve soğutma dahil olmak üzere üç ana enerji yükü türü vardır. Mevcut gemi atık ısısını faydalı enerjiye dönüştüren atık ısı geri kazanımı (WHR), gemi enerji verimliliğini artırmak için etkili bir yöntem olarak şimdiden kabul edilmiştir. Gemi motorları tahrik için önemli miktarda yakıt enerjisi tüketir ve bu nedenle yakıt tasarrufu için en büyük potansiyele sahiptir. Düşük devirli gemi motorlarının termal verimliliği, araç motorlarından daha yüksek olan mevcut teknoloji durumunda yaklaşık % 55'e kadar ulaşabilir. Bununla birlikte, yakıtın yanmasından kaynaklanan önemli miktarda atık ısı çevreye kaybolduğu için yakıt ekonomisi daha da iyileştirilebilir (Singh ve Pedersen, 2016; Chintala vd., 2018; Xu B vd. 2019). Motor egzoz gazındaki sevk ısısı genellikle büyük miktarda ve nispeten yüksek sıcaklıkla (250-300 °C) gelir, bu da WHR sisteminin yeniden kullanımı için daha caziptir (Zhu vd., 2019; Yang ve Yeh, 2015).

Denizcilik uygulamaları için motorda oluşan atık ısıların tamamı veya bir kısmı ile oluşturulan WHR teknolojileri, tüm termodinamik çevrimlerde değerlendirilebilir. Birkaç çalışma, buhar Rankine çevrimi (SRC) veya organik Rankine çevrimi (ORC), motor atık ısısının termodinamik koşullarına bağlı olarak alt çevrimler için ortak bir seçenek olduğunu bildirmiştir. Tien vd., (2007), bir gemideki motor atık ısısının geri kazanılması için tek basıncılı SRC'nin bir metodolojisini sunmuş ve teorik tahminleri gemi test verileriyle karşılaştırmıştır. Benzer şekilde, bir deniz motorundan gelen süpürme havası ve egzoz gazı ısısını yeniden kullanmak için tek basıncılı bir SRC sisteminin performansı, Mito vd. (2018) tarafından ölçülmüştür. Elde ettikleri sonuçlar, önerilen sistemde % 5,1'lik bir verimlilik artışı ve % 9,7'lik bir yakıt tüketimi düşüşüne sahip olduğunu, daha düşük

bakım maliyetleri ve ikili basınç döngüsünden daha az karmaşıklık olduğunu gösterdi. SRC en uygun teknoloji olmasına ve halihazırda gerçek gemilerde uygulanmasına rağmen, yalnızca egzoz gazının yüksek sıcaklık ısısından yararlanmaktadır. Buna ek olarak, SRC'nin büyük hacimli sistem ihtiyacı ve yüksek düzeyde karmaşıklığı, denizcilik uygulamaları için teknik zorluklar da beraberinde getirir.

Önceki çalışmalarda iyi tespit edildiği gibi, ORC'nin düşük sıcaklıktaki atık ısı kaynakları için daha uygun olduğu düşünülmektedir (Shu vd., 2013). Bu nedenle, denizcilik endüstrisinde WHR kullanımı için büyük bir potansiyel sergilemektedir. ORC tabanlı deniz WHR sistemlerinin performansını araştırmak için birçok çalışma yapılmıştır. Bazı araştırmacılar da çevrimin yapısını iyileştirmeye odaklanmıştır (Sung ve Kim, 2016; Lümmer vd., 2018; Girgin ve Ezgi, 2017; Mondejar vd., 2017). Bu çalışmalar, farklı ORC düzenleri arasında, rejeneratif döngünün, belirli koşullar altında farklı akışkan türleri için daha fazla net çıktı gücü elde etme potansiyeline sahip görüldüğünü gösterdi. Ek olarak, bazı bilim adamları, deniz motorları için arıtma teknolojileri ve ORC tabanlı WHR birimlerinin ardından egzoz gazı birleştirmenin fizibilitesini araştırmaktadır (Lion vd. 2019; Baldasso vd. 2019). Baldasso vd. (2019), bir düşük basınçlı seçici katalitik reaksiyon (SCR) veya bir egzoz gazı devirdaim (EGR) ünitesi ile birlikte bir ORC ünitesi kurmanın, bir gemi için potansiyel yakıt tasarrufu gösterdiğini belirtti. Ana makine egzoz gazından geri kazanılabilir atık ısısının yanı sıra, gemideki diğer bazı mevcut enerji kaynakları da WHR için eş zamanlı olarak değerlendirildi. Song J. vd. (2015), hem ceket soğutma suyundan hem de gemi motoru egzoz gazından gelen atık ısı ile tahrik edilen bir ORC sistemini sundu ve inceledi. Simülasyon Sonuçları, çalışma sıvısı olarak sikloheksan içeren optimize edilmiş sistemin teknik olarak uygulanabilir ve ekonomik olarak çekici olduğunu ortaya koydu. Han vd. (2019), LNG yakıtlı gemilerde atık ısı ve soğuk enerji geri kazanımı için 15 farklı çalışma sıvısı ile yeni bir üçlü ORC süreci önerdi ve araştırdı. Sonuçlar, çalışma sıvılarının ve optimum çalışma parametrelerinin uygun şekilde eşleşmesinin, ilişkili bileşenlerin düşük ekserji kaybı için kritik olduğunu gösterdi. Yang (2016), atık ısı kaynağı olarak bir deniz dizel motorunun egzoz gazı, silindir soğutma suyu, süpürme havası soğutma suyu ve yağlama yağını kullanan bir transkritik ORC sisteminin performansını araştırdı. de la Fuente vd. (2017), Kuzey Kutup Dairesi'nde seyreden bir konteyner gemisinin süpürme havası ısısıyla çalışan bir ORC güç ünitesi için soğutucu olarak ortam havası veya deniz suyunun kullanılmasının fizibilitesini araştırdı. Maksimum CO₂ azaltımı istendiğinde, deniz suyunun ortam havasına kıyasla tercih edilen seçenek

olduğunu bildirdiler. Dahası, Wang vd. (2011), belirli bir ısı kaynağı koşulu altında uygun çalışma sıvısının seçilmesinin ORC sistem performansı için özellikle önemli olduğunu gösterdi. Tian vd. (2012), çeşitli çalışma sıvılarına dayalı olarak motor egzoz ısı geri kazanımında kullanılan subkritik bir ORC sistemini analiz etti. R141b, R123 ve R245fa'nın çalışma sıvıları, % 16,6–13,3 oranında daha iyi termal verimlilik ve 0,30 ile 0,35 \$ / kWh arasında değişen en düşük elektrik üretim maliyeti değerleri nedeniyle önerilmiştir. Bir yolcu gemisinin operasyonel profilini dikkate alan Shu vd. (2017); egzoz atık ısını gemi dizel motordan geri kazanmak için subkritik bir ORC sistemi önerdi ve tasarladı. Sonuçlar, ORC konteyner gemileri için tasarlandığında R123'ün net güç çıkışı ve geri ödeme süresi açısından daha uygun olduğunu gösterdi. Nawi vd. (2018), deniz motorları için organik Rankine çevrimi yoluyla çalışma sıvısı olarak seçilen mikro alglerden biyoetanol üretimini kullanma potansiyelini değerlendirdi ve sonuç, biyoetanolün diğer geleneksel organik sıvılara kıyasla net güç çıkışı ve sistem termal veriminde ortalama performansa sahip olduğunu ve daha çok çevre dostu olduğunu gösterdi. Oldukça yanıcı çalışma sıvılarının uygulanmasına gelince, ısı kaynağı ile ORC ünitesi arasında ara termal yağ döngüsünün benimsenmesi, güvenlik endişeleri nedeniyle iyi bilinen bir çözüm gibi görünmektedir. Bununla birlikte, artan ısı transferi tersinmezliği nedeniyle sistem performansı bozulmuştur (Yu vd., 2013). Böylelikle, yanıcı ve toksik olmayan çalışma sıvısı ile çalışan WHR teknolojilerinin kullanımı denizcilik uygulamaları için vurgulanmaktadır.

Son zamanlarda, transkritik veya süper kritik CO₂ taban çevrimleri, doğal çalışma sıvısı CO₂'nin mükemmel termo fiziksel özellikleri nedeniyle SRC ve ORC birimlerine olası alternatifler oluşturmuştur. Yüksek termal kararlılık ve yanmazlık ile CO₂, yüksek sıcaklıkta ısı kaynağı olması durumunda verimli bir şekilde enerji üretmek için kullanılabilir. Öte yandan CO₂, düşük kaynama sıcaklığı nedeniyle düşük dereceli ısıyı geri kazanmak için de uygundur. Deniz uygulamaları için özel kısıtlamaları ve yüksek enerji verimliliği gereksinimlerini göz önünde bulundurarak, birçok araştırmacı atık ısıyı daha verimli kullanmak için süper kritik CO₂ (sCO₂) Brayton çevrimi ve transkritik CO₂ (tCO₂) Rankine çevrimi üzerinde çalışmıştır. Pan vd. (2020), okyanusta seyir yapan konteyner gemisinin ana makine egzoz gazından atık ısıyı geri kazanmak için kullanılan modifiye bir sCO₂ yeniden sıkıştırmalı Brayton çevrim sistemi önerdi. Elde ettikleri sonuçlar, geminin Enerji Verimliliği Tasarım İndeksi ve yardımcı motor yakıt tüketimindeki performans artışını gösterdi. Mevcut sistemin amortisman geri ödeme süresinin yakıt fiyatındaki değişikliklere bağlı olarak yaklaşık 7-19 yıl içinde elde

edilebileceği öngörülmüştür. Son zamanlarda, CO₂ bazlı WHR sisteminin denizcilik uygulaması piyasasında ortaya çıktı. Zhang vd. (2018), açık denizlerde gaz türbini uygulaması için kademeli bir düzende çift döngülü tCO₂ Rankine çevrimini kullanan yeni bir atık ısı geri kazanım sistemini tanıttı. Çok amaçlı optimizasyon sonuçları, sunulan çevrimin, net güç çıkışında% 5,3 iyileşme ve optimum koşulda seviyelendirilmiş enerji maliyetinde % 1,2 azalma ile tipik sCO₂ çevrim düzeninden daha üstün performans gösterdiğini göstermiştir. Meng vd. (2019), tCO₂ güç çevriminin ORC ve Kalina çevriminden daha büyük net güç çıkışına sahip olduğunu ve termo ekonomik performansının düşük sıcaklıklı ısı kaynakları için Kalina çevrimi ile ORC arasında olduğunu bildirdi. Ayrıca Yang (2017), karbondioksit ve organik sıvı karışımları ile çalıştırılan transkritik Rankine çevrimi için, sadece enerji maliyetlerinin değil, aynı zamanda yüksek çalışma basıncı ve sıcaklığının da azaldığını bulmuştur. Shu vd.(2016), Çalışma sıvısı olarak CO₂ ve R123 kullanarak motor atık ısı geri kazanımı için çeşitli transkritik Rankine döngüsü sistemini analiz etti ve karşılaştırdı. Elde ettikleri sonuçlar, CO₂ sisteminin R123 sisteminden çok daha küçük türbin boyutuna ve örnek türbin konfigürasyonuna sahip olduğunu ve gemideki WHR sistemini küçültmek için yararlı olduğunu gösterdi.

Isı ve gücün yanı sıra, iklimlendirme amaçlı soğutma enerjisi yolcu gemilerinde kullanılan diğer bir enerji türüdür. Genel olarak, bu hizmet geleneksel olarak bağımsız buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile sağlanırken, dizel jeneratörlerin ürettiği büyük miktarda elektriği tüketir. Bu sorunu hafifletmek için, yerleşik atık ısı ile tahrik edilen absorpsiyon veya adsorpsiyon soğutma birimleri önerilmiştir (Ammar ve Seddiek , 2018; Cao vd., 2015; Cao vd.,2016; Palomba vd., 2017). Ayrıca, aynı atık ısı kaynaklarını kullanarak soğutma çevrimini güç çevrimi ile birleştirerek önemli çabalar sarf edilmiştir. Liang vd. (2018), deniz motorunun atık ısını geri kazanmak için NH₃-H₂O absorpsiyon soğutma döngüsü ve SRC'nin birleştirildiği bir elektrik soğutma kojenerasyon sistemi önerdi. Bununla birlikte, bu tesislerin sistem karmaşıklığı ve korozyon sorunları gibi dezavantajları ciddiye alınmalıdır.

Isı ile çalışan transkritik CO₂ soğutma döngüsü, gemilerde soğutma etkisi için büyük ilgi uyandırdı. Manjunath vd. (2018), soğutma döngüsünde genişleme cihazı olarak bir gaz keleşği valfinin benimsendiği bir deniz tipi gazı türbininin egzozuyla çalıştırılan yeni bir CO₂ bazlı kombine güç ve soğutma sistemi sundu. Enerji ve ekserji analizini kullanarak, gemi sisteminin genel enerji verimliliğinin % 11'den fazla arttığını bildirdiler. Hou vd.

(2018), aynı anda soğutma, ısıtma ve güç için bir tCO₂ soğutma döngüsü ile bir sCO₂ güç döngüsünü birleştirdiler ve çok amaçlı optimizasyon yöntemini kullanarak optimum çalışma koşullarını elde ettiler. Makine WHR sistemi için ayarlanabilir soğutma ve güç tahsisini gerçekleştirmek üzere Shi vd. (2020) tarafından ana dizel motorun egzoz gazı tarafından çalıştırılan çok modlu bir kombine transkritik CO₂ soğutma ve süper kritik CO₂ güç çevrimi önerilmiştir. Sonuçlar, önerilen sistemin enerji tasarrufu ve çeşitlendirilmiş enerji tedarik kapasitesi için önemli bir potansiyele sahip olduğunu gösterdi. Yu vd. (2020), aynı anda güç ve soğutma üretmek için karbondioksit Brayton çevrimini ve soğutma çevrimini birleştiren bir sistem tasarladı. Daha yakın zamanlarda, birkaç çalışma CO₂ soğutma sistemlerinde bir genişleme cihazı olarak ejektörün potansiyelini göstermektedir (Yang vd., 2015; Zhang vd., 2020). Bir ejektörün hareketli parça olmaması, düşük işletim maliyeti gibi avantajları olduğu düşünülmektedir (Yang vd., 2016). Bu bağlamda, alan ve hacmin özellikle önemli olduğu gemilerde kombine çevrimlere ejektör gibi kompakt bir cihazın eklenmesi son derece arzu edilir bir durumdur. Zhang vd. (2021), Yolcu gemisi uygulaması için enerji verimliliği ve esnek atık ısı geri kazanım sürecini geliştirmek için, transkritik CO₂ Rankine çevrimi ve ejektör soğutma çevrimi ile yeni bir kombine sistemin simülasyon modeli sunmaktadır. Sonuçlara göre, Önerilen döngünün performans özellikleri teorik olarak yolcu gemilerinde uygulama için referans çevrimden daha verimli olduğunu göstermektedir.

Şimdiye kadar olan çalışmalar sonucunda gemilerde soğutma çevrimleri ve güç çevrimleri ile gemi enerji verimliliğini arttırmaya yönelik yoğun çaba sarf edildiği görülmektedir. Enerji ihtiyacının olduğu diğer çalışmalara bakıldığında gemide yağ ve yakıt ısıtma , yardımcı kazan besleme suyu ısıtma, deniz suyunu tuzdan arındırma, sülfürden arındırma uygulamaları olduğunu görmekteyiz. Gemide WHR Sistemini bir çok farklı uygulamalarda değerlendirebiliriz. Shafieian ve Khiadani (2020), denizaltılarda dizel motor egzoz gazından ve ceket suyundan atık ısıyı geri kazanmak ve uygulamak için yeni bir kombine sistem olan tuzdan arındırma ile soğutma ve klima sistemi önermektedir. Ouyang vd. (2020), atık ısı enerjisinden yararlanarak gemilerdeki tatlı su talebini ve soğutma talebini karşılamak için tuzdan arındırma tesisi ve iki kademeli rejeneratif adsorpsiyonlu soğutma cihazından oluşan, deniz motoruna entegre olan yeni bir WHR sistemi önermiştir. Elde edilen sonuçlarda, 146 kg/saat tatlı su üretimi ve 88 Kw'lık soğutma kapasitesine ulaşılmıştır. Entegre WHR sistemine sahip deniz motoru, 354,65 kW net gücü geri kazanabileceğini ve termal verimliliği dizel motorlara göre ortalama % 4,2

oranında arttırılabileceği göstermiştir. Hussein ve Kandil (2020), tarafından bir yolcu gemisi için dizel makinenin egzozundan ve ceket suyundaki atık ısıdan yararlanarak 3 farklı method (Forward Feed Multiple Effect Evaporation MEE-FF, Through Multi-Stage Flash MSF-OT, and Brine Circulation Multi-Stage Flash MSF-BC) ile su üretiminin analizi yapıldı. Sonuçlar, MSF-BC'nin gerekli damıtma akış hızı için minimum ısı transfer alanını, Diğer iki yöntemden % 30 daha az verdiğini gösterdi. Tesis, emisyonları yılda yaklaşık beş bin ton CO₂, 100 ton NO_x ve 35 ton SO₂ azaltır ve motorun ısı verimi% 2 artar (% 48,5'ten% 50,5'e). Gude (2019), Bir yolcu gemisi ana makinesinin atık ısısından faydalanarak balast suyundan 10t/gün suyu üretme kapasiteli yeni bir konseptin teorik analizi pratik bilgiler ile önerildi. Ayrıca balast suyundaki mikrobiyal ve biyolojik kirleticiler de ortadan kaldırma hedeflenmiştir.

Akman, (2016) yaptığı çalışmada, Geminin ana makinesinin soğutma (ceket) suyu, süpürme (skavenç) havası ve egzoz gazı, atık ısı kaynakları olarak modellenmiş ve analizler her bir atık ısı kaynağı için organik Rankine çevrim modeli olacak şekilde ayrı ayrı analiz edilmiştir. Son model olarak üç atık ısı kaynağı tek bir ORC modeli için birleştirilmiştir. Çevrimlerde iş akışkanı olarak R245fa kullanılmıştır. geminin ekonomik seyir hızında kombine atık ısı ORC sistemiyle elektrik üretimi 589,2 kWe değerindedir ve bu koşulda gemi hiç jeneratör çalıştırmadan ORC sistemini kullanarak seyir yapabilir. Geminin atık ısısının Organik Rankine çevrimi metoduyla elektrik enerjisine dönüşümü, ana makine ısı veriminde %8 ve üzerinde artış ve yıllık 14,6 g/kWh'a kadar yakıt tasarrufu sağlamaktadır. Sistemlerin tahmini ortalama amortisman süreleri ise 4-7 yıl civarındadır.

Henriksson vd., (2016) yaptıkları çalışmada , Liman periyodunda M/V Steanne isimli gemiye 1000 kw'lık yardımcı dizel motorunun egzozundan faydalanarak yardımcı economizer ile 500kg/h buhar üretimini sağlamaya çalışmışlardır. Çalışma sonucu olarak yardımcı dizel motor egzoz hattı üzerine yerleştirilen yardımcı economizer ile %75 yükte %22.3, %45 yükte %16.7 yakıt tasarrufu sağlanmıştır.

Egzoz gazının emisyonlarından biri olan SO_x gazının azaltmak için sülfür oksid gazını soğutarak yoğunlaştırıp toplamak gereklidir. Gemilerde egzoz gazı üzerindeki ısı geri kazanılırken egzoz gazı üzerindeki kalan ısı da kurtarılabildiğinde, SO_x toplama imkanı doğmaktadır. Nielsen vd. (2014), Hem sülfür oksid gazını motorun egzozundan sökerek emisyon limitlerini yakalayabilmeyi hemde ORC kullanarak enerji verimliliğini artırabilmeyi hedeflemiştir. % 3 kükürtlü HFO kullanımı ile üretilen SO_x sıcaklığı 84

dereceye kadar düşürülmesi sağlanırken, yakıt tüketiminin %9,2 sine eşdeğer 122,7 kg/sa SO_x, egzoz gazından arındırılmıştır. Ayrıca eklenen WHR sistemi ile verim %2,6 artmıştır. Ouyang vd. (2019), iki zamanlı dizel motoru, atık ısı geri kazanım sistemi, absorpsiyonlu soğutma sistemi, deniz suyunu tuzdan arındırma ve deniz suyu ile kükürt giderme sistemleriyle birleştirilmiş çok kademeli entegre bir sistem tasarlamış ve modellemiştir. kükürt giderme performansı ve entegre sistemin Enerji Verimliliği Tasarım Endeksi (EEDI) üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak 2020 emisyon limitlerini karşılamış ve 387 kw soğutma kapasitesi, 84.7 kg/sa su üretimi sağlanmıştır.

Gemilerde yağ, yakıt ve su ısıtmak amacıyla yüksek bir ısı enerjisi ihtiyacı gerekmektedir. Bu konuda atık ısıdan faydalanarak ısıtma uygulamalarına odaklanan çalışmalar mevcuttur. Fitri vd. (2019), 48 m boyunda yolcu gemisinde dizel makinenin egzoz gazı ve soğutma suyu sisteminde (yüksek sıcaklık) bulunan atık ısının yolcu kamaralarında kullanılacak suyun ısıtılmasında su ısıtıcısı olarak kullanılmasını hedeflemişlerdir. Butrymowicz vd. (2021), 250 kW maksimum güce sahip küçük bir makineye entegre edilen atık ısı kurtarma sistemi ile 75 kwlık soğutma kapasitesi elde ederken soğutma suyu ısısıyla musluk suyu ısıtılmıştır. Dong ve Nguyen (2019) gemide egzoz gazı ısısının kullanımını gözden geçirerek çift fayda sağlamak için dizel motorda yakıt olan biyodizel veya biyo yağlar için bir ısıtma yöntemi önermişlerdir. Wang vd. (2018), Geminin dizel motoru üzerindeki yüksek sıcaklıktaki soğutma suyunu kullanarak bir ısı depolama tankı aracılığı ile fuel oil tank, yağlama yağı tankı ve settling tankların ısıtılmasını sağlayacak bir çalışma sunmuşlardır. MAN Diesel & Turbo otoriterleri gemi motorlarının yakıt sarfiyatını düşürmek için üretilen motorların atık ısı enerjilerini geri kazanacak teknolojileri tasarladılar (MAN,2014). Bunlardan bir tanesi de , gemi jeneratörlerinin egzozundaki atık ısısından faydalanmak için jeneratörlerin baca yoluna yeni bir ekonomizer geliştirmişlerdir.

1.8. Tezin Amacı

Gemi limanda iken yardımcı kazan, yakıt sarfiyatı ile ısı enerjisi oluşturarak buhar üretimi yapmaktadır. Üretilen buhar yağ, yakıt, su ısıtılmasında ve türbinlerde kullanılır. Buharın gemide kullanım yerlerinden bir tanesi de ana makineyi soğutma suyu üzerinden ön ısıtmaya almaktır. Geminin sefer hazırlıkları sırasında, ana makine çalıştırılmadan önce, çalışma sıcaklığına yakın değerlerde tutulması için silindir soğutma suyunun 50-70 derece

civarında olması gerekir. Çalışma yapılan geminin ana makinesi MAN B&W, 8S50ME-C9.5 model olan dizel motora ait kullanım kılavuzundan alınan bilgiler doğrultusunda makinenin soğutma suyu üzerindeki 35 derecelik sıcaklık artışı olması için yaklaşık 12 saat gerekmektedir. Ancak gemilerin limanlarda veya demirde bekleme durumundan kalkış durumuna geçerken ısıtma için kaybedecekleri zamanları olmayacağından, ana makine çalıştırılmıyorken sürekli sıcak tutulması gerekmektedir. Günümüzde yaygın şekilde kullanılan ısıtma yöntemi buhar ile sağlanmaktadır. Ancak buhar, kazanda bir yakıt sarfiyatı oluşturmaktadır. Dolayısıyla geminin liman veya demirleme vardiyalarında egzoz emisyonlarını da olumsuz yönde etkilemektedir. Van, T.C. vd (2019), IMO uyumlu yakıtlar ile dizel motorun soğuk çalıştırılmasında bazı emisyonların, makine normal çalışma sıcaklığına gelene kadar 10 katına kadar arttığını, geminin liman periyodunda kıyı bölgelerindeki emisyonlara önemli ölçüde etkisinin olduğunu ve halk sağlığı açısından önlemlerin alınması gerektiğini göstermiştir.

Bu çalışma MAN 8S50ME-C9.5 tipinde iki adet ana makine ve MAN 9L21/31 tipindeki iki adet jeneratöre sahip bir RO-RO gemisi üzerinden yürütülmüştür. Ana makine çalıştırılmıyorken, dizel jeneratörlerin egzozundan faydalanarak ana makinenin ön ısıtılması için yeni bir model sunulmuştur. Önerilen yöntemin sağlayacağı yakıt tasarrufu analizleri incelenmiştir ve emisyonlar üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Ayrıca geminin farklı çalışma koşullarında uygulanan pratik sonuçlara göre 5 farklı adet senaryolar üretilmiştir. Bu senaryolardan 2 tanesi hali hazırda gemilerde uygulanan olup 3 tanesi tez kapsamında somut verilere dayalı önerilen senaryolardır. Ayrıca senaryolara enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Bu analizlerdeki işlemler, Coolprop veri tabanının Python ile MATLAB programına entegre edilerek, elde edilen program çıktılarıyla çalışılmıştır.

Tez kapsamında yapılan çalışmanın sonuçları değerlendirildiğinde liman süreci boyunca kazanda %22'lik bir yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Geminin liman sürecindeki ortalama toplam yakıt sarfiyatı için % 8'lik bir tasarruf sağlanmış olduğu görülmüştür. Elde edilecek yakıt tasarrufu ile yıllık yaklaşık 106 tonluk CO₂ emisyonunda azalma sağlanmıştır. Ana makine ön ısıtma sistemi için iki akışkanlı ve üç akışkanlı yeni modeller oluşturulmuş olup uygulanan termodinamik analizler sonucunda önerilen yeni modellerin uygulanabilir olduğu ve daha çok geliştirilmeye gereksinim olduğu görülmüştür. Hem ana makinenin soğuk çalıştırılmasında, hem de kazan brülörünün sürekli devreye girip çıkması sürecindeki doğacak etkilerinden dolayı tez kapsamındaki çalışma literatürde önem kazanmıştır.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu bölümde bir RO-RO gemisinin limanda veya demirleme sürecinde iken çalıştırılmayan ana makinelerin ön ısıtılmasını sağlamak amacıyla jeneratörlerin egzozundan atılan atık ısıyı kullanan senaryoların enerji analizleri, ekserji analizleri ve yakıt verimlilikleri incelenmiştir.

2.1. Materyal ve Yöntem

2.1.1. Gemi Genel Bilgileri

Çalışmada ele alınan gemi Türk bayraklı RO-RO gemisidir. Gemi genel olarak İstanbul-İtalya ve Mersin-Fransa sefer bölgelerinde çalışmaktadır. Geminin çalışma günleri ve saatleri birkaç saatlik değişiklikler olmakla birlikte şu şekildedir; Gemi yükleme veya tahliye periyodu için her iki limanda ortalama 12 saatlik süre geçirmektedir. Ayrıca ortalama gidiş ve geliş seyir sürelerinin her biri için 72 saat zaman harcanmaktadır. Özetle; 1 haftalık toplam seyir süresi 144 saat, 1 haftalık toplam liman süreleri ise 24 saattir.



Şekil 7. Geminin sefer bölgeleri (URL-1, 2021)

Tablo 1. Geminin teknik bilgileri

Gemi İsmi	TROY SEAWAYS
IMO Numarası	9816842
Gemi Tipi	Ro-Ro Cargo Ship
Boş ağırlık	17990.45 mt
Net Tonaj	38119 t
Gros Tonaj	60465 t
Detweyt / Deplasman	17183.45 mt / 35173.9 mt.
Standart treyler/dorse Kapasitesi	449 adet
Tam boy	237.41 m
Dikmeler arası boy	232.0 m
Genişlik	33.01 m
Yaz su çekimi	7.10 m
Fribord Yaz / Kış	2013 mm / 2161 mm
Ana Makine	MAN 8S50ME-CP.5x2pcs Total kW:23600 kW
Dizel Jeneratör	MAN 9L21/31x1980 kW x 2 set
Servis hızı / Maksimum hız	21 Knt / 22 knt
İtici	2350 kW x 2
İnşaa Yeri ve Tarihi	NANJING JINLING SHIPYARD CO LTD.CHINA / 17.07.2018 - 07.05.2019

RO-RO gemisi 449 parça treyler/dorse taşıma kapasitesine sahiptir. Tam boyu 237.41 metre, genişliği 33.01 metre, yaz su altı derinliği 7.10/7.00 metre ve tasarım seyir hızı 21 knot civarındadır. Gemide iki adet MAN 8S50ME-CP.5 tipinde toplamda 23600 kW gücünde ve pervaneye doğrudan bağlı ana makine vardır. Ayrıca şaft üzerine bağlı şaft jeneratörleri ve her biri 1980 kW gücünde iki adet bağımsız MAN 9L21/31 model dizel jeneratörler vardır.



Şekil 8. M/V Troy Seaways Gemisi

2.1.2. Gemideki Makinelerin Özellikleri

Gemide 2 zamanlı, kroshedli ve ağır devirli iki adet ana makine bulunmaktadır. Her bir makina için maksimum güç kapasitesi 11800 kW değerindedir. Makinelerde fueloil yakıt kullanılmaktadır. Ayrıca Gemide her bir makina için maksimum güç kapasitesi 1000 rpm'de 1980 kW olan iki adet dizel jeneratör, gemi elektriğini beslemektedir. Gemideki ana makine ve jeneratörlere ait kullanım kılavuzundan alınan teknik özellikler tablo 2 de verilmiştir. Bu makineler yüksek devirli, dört zamanlı, içten yanmalı ve sabit devirli dizel makinelerdir. Ana makine çalışırken şaft jeneratörü geminin elektrik ihtiyacını karşılamaktadır ve dizel jeneratörler çalışmamaktadır. Ancak şaft jeneratörü ana makine çalışmıyorken elektrik üretemediğinden dizel jeneratörler devreye alınır. Jeneratör % 100 yükte iken T/C egzoz gaz debisi 15300 kg/saat değerindedir.

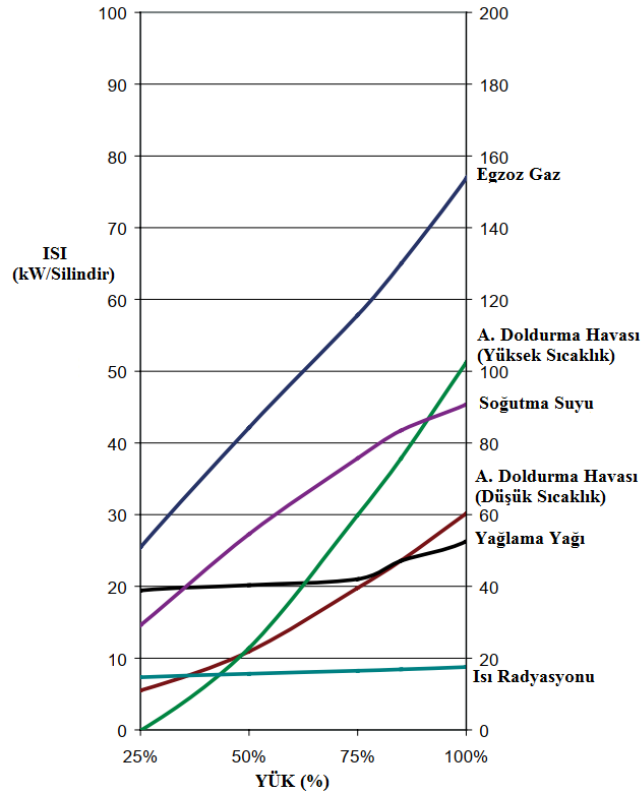
Tablo 2. Ana makine ve dizel Jeneratör teknik bilgileri

Ana Makine		Dizel Jeneratör	
Marka	MAN B&W	Marka	MAN
Makine Tipi x Adeti	8S50ME-C9.5 x 2 set	Makine Tipi x adeti	9L21/31 x 2 set
Makine çevrimi	Two Stroke Crosshead Engine	Makine çevrimi	Four Stroke Engine
Güç	11800 kW (Her bir makine)	Güç	1980 kW
Devir	117 RPM (Her bir makine)	Devir	1000 RPM
Yakıt Tipi	Diesel/Gaz Oil/FuelOil	Yakıt Tipi	Diesel/Gaz Oil/FuelOil
SFC at 75%	162.61 g/kWh	SFC at 50%	198 g/kWh
MCR		MCR	
Sil. çap/Stroke	500/Superstroke engine	Sil. çap/strok	210/310 mm

Gemideki MAN 9L21/31 dizel jeneratörü kullanım kılavuzundan alınan, jeneratöre ait ısı kaybı dağılımı tablo 3'te ve şekil 9'da verilmiştir.

Tablo 3. Jeneratör % 100 yükte ısı kaybı dağılımı

Silindir Soğutma Suyu,	435 kW
Aşırı Doldurma Havaası (Yüksek Sıcaklık)	509 kW
Aşırı Doldurma Havaası (Düşük Sıcaklık)	499 kW
Yağlama yağı soğutucu	252 kW
Isı radyasyonu	56 kW
Egzoz	696 kW



Şekil 9. MAN 9L21/31 Dizel jeneratör ısı kaybı dağılımı

Gemide bulunan Alfa Laval Aalborg OS-TCİ alev borulu kazanın kullanım kılavuzundan alınan teknik bilgiler tablo 4’te verilmiştir.

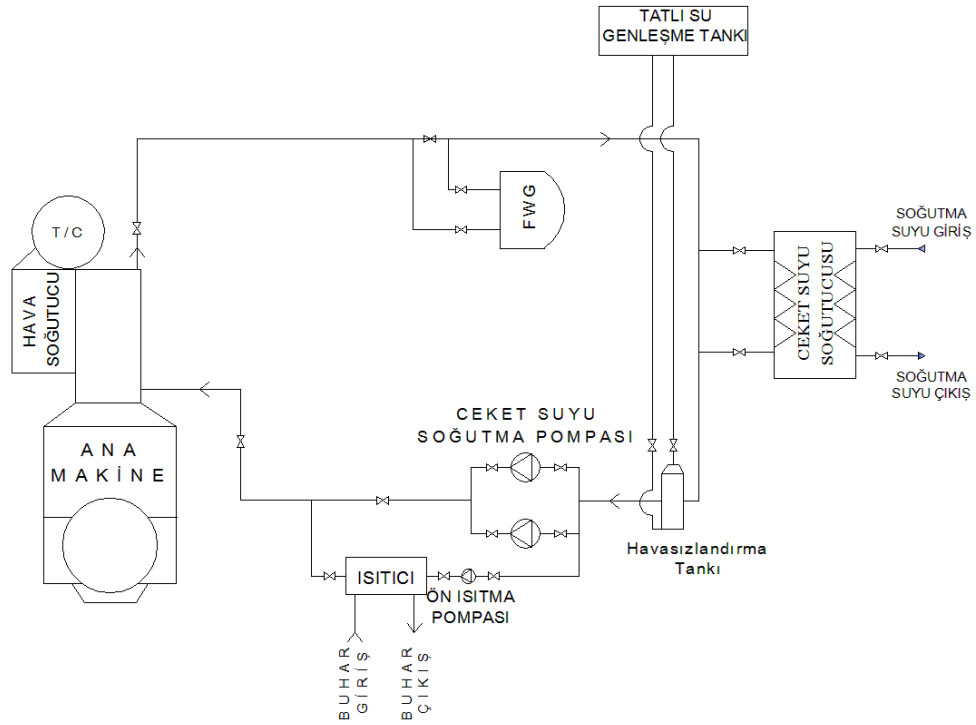
Tablo 4. Yardımcı kazan teknik bilgileri

Yardımcı Kazan Özellikleri	
Kazan Modeli	Alfa Laval Aalborg OS-TCİ
Kazan Tipi	Alev Borulu Kazan
Çalışma Basıncı/Sıcaklığı	6 bar / 165°C
Buhar üretim kapasitesi	2000 kg/saat
Besleme suyu sıcaklığı	80 °C
Kazan içi su ağırlığı	6,43 ton
Kazan dışı su ağırlığı	4,23 ton
Brülör Model/Tip	Basınçla püskürtme/KBM 150
Brülör Minumum-Max. Marine gas oil capacity	47 kg/saat - 140 kg/saat

Yardımcı kazan; baca kazanının yeterli basınçta buhar üretemediği takdirde devreye girerek takviye yapmaktadır. Bir başka deyişle, baca kazanına makinelerden yetersiz egzoz gelmesi durumunda veya baca kazanının aşırı kirlenmesi durumunda veya makineler stop ettiğinde, buhar üretimi için yardımcı kazan devreye girmektedir.

2.1.3. Ana Makine Soğutma Sistemi

Ele alınan gemide her bir ana makine için birer tane pervane vardır. Şekil 10 ile, tek bir ana makineye ait soğutma sistemi devresinin şeması verilmiştir. Her bir ana makinenin birbirinden bağımsız ve birbirinin aynısı olan soğutma sistemi mevcuttur. Dolayısıyla ceket suyu soğutma sisteminde iki adet tatlı su genişleme tankı, iki adet soğutucu, iki adet havasızlandırma tankı, iki adet ön ısıtma pompaları, iki adet buharlı ısıtıcı, dört adet ceket suyu pompası ve iki adet tatlı su üreticisi (FWG) vardır.

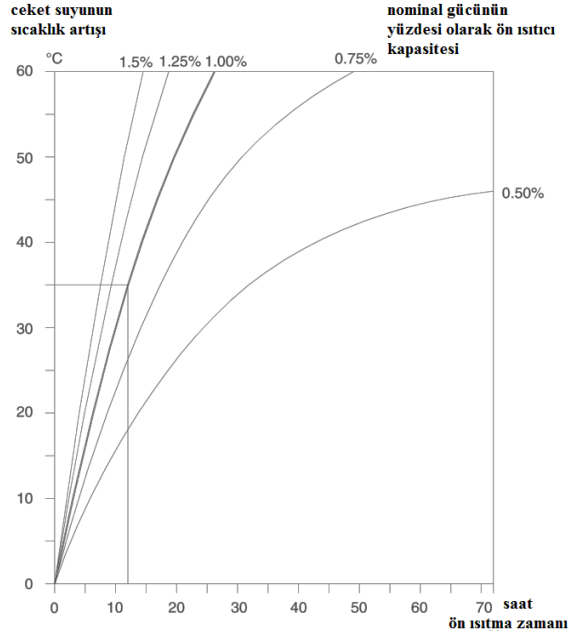


Şekil 10. Ceket suyu soğutma devresinin şeması

Ana makine çalışırken ön ısıtma pompası ve ısıtıcı kapalıdır. Her ana makine için birbirlerini yedeklemek üzere iki adet ceket soğutma suyu pompası vardır. Ceket soğutma suyu pompalarının her biri ortalama 4 bar basınç ve $95 \text{ m}^3/\text{saat}$ akış debisi ile suyun çevrimini yapmaktadır. Ana makine çalışırken ceket suyu çıkışındaki sıcaklık 85°C - 90°C aralığındadır. Bu durum ısı kaynağı olarak; vakum altında deniz suyunu kaynatma yöntemiyle tuzdan arındırma işlemi için tatlı su üreticisinde kullanılmaktadır. Böylece ana makinede ısınan ceket suyu, ana makineyi tekrar soğutmak üzere tatlı su üreticisinde soğutulmuş olur. Bu durum atık ısının geri kazanımı için mükemmel bir örnektir. Tatlı su üreticinin günlük kapasitesi yaklaşık $20 \text{ m}^3/\text{gün}$. Dolayısıyla iki adet su üreten sistem olduğu için toplamda $40 \text{ m}^3/\text{gün}$ bir kapasiteye ulaşılabilir. Tatlı su üreticisinden çıkan ceket suyu, soğutucuya girer ve sonrasında pompalar sayesinde tekrar ana makineye verilir. Ana makine giriş sıcaklığı makinelerin yüküne göre değişiklik gösterirken çıkış sıcaklığı her bir makine için 85°C - 90°C arasında sabit olması sağlanır.

Makineler çalıştırılmıyorken soğutma suyu pompaları da çalıştırılmaz. Soğutma pompalarının yerine daha az güç ihtiyacı ($\sim 4.9\text{A}/3 \text{ kW}$) olan ön ısıtma pompası çalıştırılmaktadır. Ayrıca ön ısıtma pompası devrede iken ısıtıcı ile ceket suyunun da ısıtılması sağlanmaktadır. Ön ısıtma pompası $16 \text{ m}^3/\text{saat}$ akış debisine sahipken, buharlı

ısıtıcıların giriş-çıkış sıcaklıkları işletme şartlarında sırasıyla 78-84°C'dir. Ancak makine soğuk iken, bu işletme şartlarına gelebilmesi için fazla bir zaman harcamalıdır. Örneğin geminin ana makinesi MAN B&W, 8S50ME-C9.5 model olan dizel motora ait kullanım kılavuzundan alınan ısı-zaman çizelgesi şekil 11'de verilmiştir. Şekil 11 incelendiğinde suyun 35 derecelik artışı için 12 saatlik süreye ihtiyaç vardır.



Şekil 11. Ön ısıtıcı zaman ve sıcaklık değişimi

2.1.4. Egzoz/Baca Kazanı ve Liman kazanı

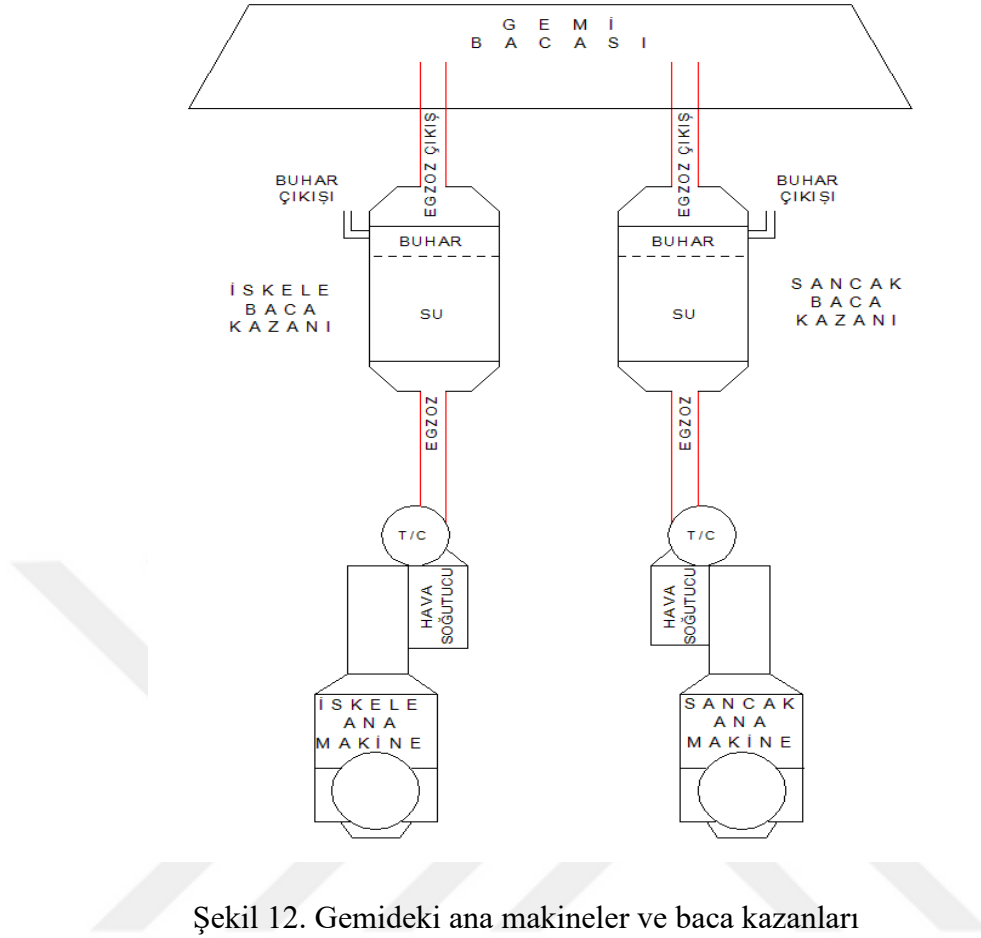
Gemide ana makinelerin egzozu ile çalışan iki adet baca kazanı bulunmaktadır. Şekil 5'te ana makine ve baca kazanların şeması gösterilmektedir. Burada sancak ana makine egzoz hattına yerleştirilmiş sancak baca kazanını ve iskele ana makine egzoz hattına yerleştirilmiş iskele baca kazanını görülmektedir. Makineler çalışırken üretilen egzoz ile baca kazanında 6 barlık çalışma basıncı sağlanmaktadır. Makineler genellikle eş yükte çalışmaktadırlar. Ana makinelere ait kullanım kılavuzundan alınan deneme seyri değerleri Tablo 5 ve Tablo 6'da verilmiştir.

Tablo 5. Sancak Ana Makine test değerleri

Yük	%	50	75	85	100	110
Güç	kW	5900	8902	10020	11813	12965
Devir	r/dk	92.7	108.3	115.2	117	121
P_{egzoz}	bar	1.82	1.90	1.87	2.65	2.80
T/C öncesi T_{egzoz}	°C	306	342	399	460	466
T/C sonra T_{egzoz}	°C	204	198	241	275	272

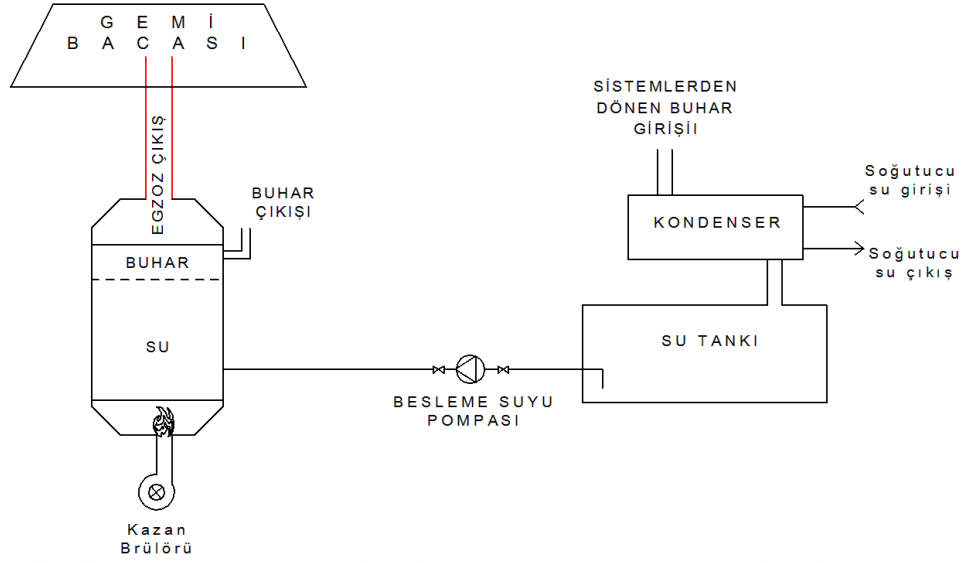
Tablo 6. İskele Ana Makine test değerleri

Yük	%	50	75	85	100	110
Güç	kW	5900	8850	10030	11800	12980
Devir	r/dak	93.1	108.9	115.4	117	121
P_{egzoz}	bar	1.41	2.22	2.33	2.65	2.80
T/C öncesi T_{egzoz}	°C	306	342	399	460	466
T/C sonra T_{egzoz}	°C	204	198	241	275	272



Şekil 12. Gemideki ana makineler ve baca kazanları

Geminin limanda veya demirde kalma süresinde, bir başka deyişle ana makineler çalıştırılmıyorken buhar üretimi için yardımcı kazan kullanılmaktadır. Şekil 13'de brülör ile donatılmış yardımcı kazan ve kazanın besleme suyu sistemi detayları verilmiştir. Yardımcı kazan üzerindeki brülör sayesinde yakıt enerjisi ısı enerjisine dönüştürülerek kazan içindeki suyun kaynatılması sağlanmaktadır. Kazanda %100 yükte 6 barlık işletme basıncı ve 2000 kg/saat buhar debisi üretilmektedir. Üretilen buhar, geminin muhtelif yerlerine ısıtmak maksadıyla gönderilmektedir. Örneğin; Fuel oil ısıtıcıları, yağ ve yakıt seperatör ısıtıcıları, yaşam mahali tatlı su ısıtıcıları, ana makine ceket suyu ön ısıtıcılar, tank ısıtma kangalları vs. Buhar, tüm bu sistemlerden sonra kondensere geri döner ve soğutucu bir akışkan sayesinde sıvı fazına dönüştürülerek su tankında depolanır. Besleme pompası, suyu tanktan çekerek kazana gönderir. Pompa 2.2 kW gücünde 3 m³/saat kapasiteye sahip santrifuj tip türündedir.



Şekil 13. Yardımcı kazan ve besleme suyu sistemi

İki adet jeneratörü bulunan gemi limanda iken sadece bir tanesinin çalışması geminin tüm operasyonlarında ihtiyaç duyduğu elektriği karşılamaktadır. Ayrıca gemi limanda iken jeneratör en az % 25 yükte kalmaktadır. Gemi tahliye veya yükleme operasyonlarında iken balast pompaları, kargo fanları gibi donanımların çalıştırılmasından dolayı jeneratörün üzerine düşen yük daha da artmaktadır. Tablo 7' de gemideki jeneratörlere ait MAN 9L21/31 dizel motoru kullanım kılavuzundan alınan test bilgileri verilmiştir.

Tablo 7. Jeneratör test değerleri

YÜK	DEVİR r/dak	GÜÇ kW	T/C öncesi °C	T/C sonrası °C	Egzoz Debi kg/saat
%25	1000	495	385	340	5100
%50	1000	990	434	342	8315
%75	1000	1485	448	314	11880
%100	1000	1980	497	317	15300

2.2. Yöntem

Ana makineler çalıştırılmadan geminin bekleme durumları için elde edilen somut veriler ışığı altında göz önüne alınan senaryoların termodinamik hesapları yapılmıştır.

2.2.1. Geminin Liman Periyodunda Alınan Somut Veriler ile Termodinamik Analizlerle İncelenmesi

Ana makine çalıştırılmıyorken makine ceket suyu, bir ısıtıcı ile yaklaşık 85°C'de tutulmaktadır. Yardımcı kazanda bir miktar yakıtın yanma enerjisine dönüştürülmesi sonucu üretilen buhar ile ana makinelerin ceket suları ısıtılmaktadır. Hesaplamalarda ceket suyunun ısıl enerjisi için ısıtıcıların giriş ve çıkışındaki su sıcaklıkları ve ön ısıtma pompası debisi değerlendirilmeye alınmıştır.

Gemide, ana makine çalıştırılmadığı durumlarda dizel jeneratörler ile gemi elektriği sağlanmaktadır. İki jeneratörden biri devrede olması gemi operasyonları için yetmektedir. Gemi tahliye veya yükleme gibi operasyon içerisindeyse kargo fanları, balast pompaları veya hidrolik pompalar çalıştırıldığından jeneratörün yükü artmaktadır. Ancak bu hususların dışında jeneratörün üzerinde ortalama 450~500 kW civarında yük bulunmaktadır. Özetle; jeneratörün yükü en az %25 civarında olduğu kabul edilmiş ve hesaplamalarda bu yükün karşılığı değerler ele alınmıştır. Çalışmada ele alınan senaryolarda sunulan (egzoz gazı – sulu) ikili ısı eşanjöründe elde edilecek ısıl enerji hesaplanırken egzoz gazının çıkış sıcaklığı yakıtın sülfür içeriğinden dolayı oluşabilecek asit oluşumunu engellemek için çiyleşme noktası baz alınarak 140°C olarak kabul edilmiştir (MAN,2009).

Egzoz boru hattına yerleştirilen (egzoz gazı-su) ikili ısı eşanjörü için gerekli egzoz gazının, ceket soğutma suyunun ısıtılması için gerekli olan su buharı miktarının kütleli debileri denklem (14) denklem (15) denklem (16) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{eg} = \dot{m}_{eg} \cdot C_{eg} \cdot (T_{egçıkış} - T_{eggiriş}) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{cs} = \dot{m}_{cs} \cdot C_{cs} \cdot (T_{csçıkış} - T_{csgiriş}) \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{buhar} = \dot{m}_{buhar} \cdot (h_{giris} - h_{çıkış}) \quad (16)$$

Sistemdeki basınç kaybını karşılayan ve su dolaşımını gerçekleştiren pompanın gücü denklem (17) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_p = \dot{v}(P_2 - P_1) \quad (17)$$

Isıtıcının izantropik verimi η : 0.85 seçilerek, denklem (18) den buhara verilen ısı enerjisi hesaplanmıştır. Gemide kullanılan yakıtın alt ısı değeri 42200 kJ/kg olup yanmanın adyabatik gerçekleştiği kabul edilmiştir. Kazanda üretilen buhar için harcanan yakıtın kütsel debisi denklem (19) ile bulunmuştur.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{cs}}{\dot{Q}_{buhar}} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{buhar} = \dot{m}_{yakıt} \cdot H_{alt} \quad (19)$$

2.2.1.1. Geminin Trieste Vardiyasındaki İşletim Koşulları, Ölçümler ve Değerlendirmeler

Gemi Trieste limanında iken yardımcı kazanın yakıt besleme devresi üzerindeki sayaçtan somut veriler alınarak, akış kontrol sayacı 5 saat süre ile takip edilmiştir ve kayıt edilmiştir. Sonuçların ortalamaları alınarak değerlendirmeler yapılmıştır. Takip sürecinin bir saatlik diliminde ana makinelerden bir tanesi ön ısıtmadan çıkarılmıştır. Böylece bir ana makinenin ön ısıtılma süreci için buhar sarfiyatı kaldırılmıştır. Diğer ana makinenin buharlı ısıtıcısı devrede olduğu için diğer ısıtıcıdaki buhar harcamı devam etmektedir. Tez kapsamında önerilen bu senaryo ile buhar sarfiyatı kaldırılmak istenmektedir. Aynı amaç ile trieste limanda ön ısıtma devreden çıkararak önerilen senaryo ile aynı kazançları sağlayacaktır. Özet olarak; gemi operasyonları tehlikeye girmemesi için sadece bir ısıtıcı

devreden çıkarılarak deneme yapılmıştır. Yaklaşık bir saat sonra kapatılan buhar ısıtıcısı tekrar devreye alınır. Bu zaman zarfında birim saat başına yakıt sarfiyatı litre olarak ölçülmüştür. Bu işletim şartlarına göre uyarlanan senaryo süresince kazan yükü hesaplanmıştır. Bu senaryo hem Trieste limanında hem de Pendik limanında birer kez yapılmıştır.

2.2.1.2. Geminin Pendik Vardiyasındaki İşletim Koşulları, Ölçümler ve Değerlendirmeler

Geminin Trieste limanındaki yapılan çalışmadaki senaryo modeli Pendik limanında da uygulanmıştır. Yardımcı kazanın yakıt besleme devresi üzerindeki sayaçtan somut veriler alınarak, akış kontrol sayacı 3 saat süre ile takip edilmiştir ve kayıt edilmiştir. Bu limanda önceki çalışmada olduğu gibi ön ısıtmadan çıkarılan makine, yine tek başına 1 saat için ön ısıtmadan çıkarılarak somut veriler toplanmıştır. İki limanda yapılan çalışmada makine dairesi sıcaklıkları aynı olup deniz suyu sıcaklıkları 1°C farklıdır.

2.2.2. Geminin Mevcut Uygulamalarının Enerji ve Ekserji analizleri

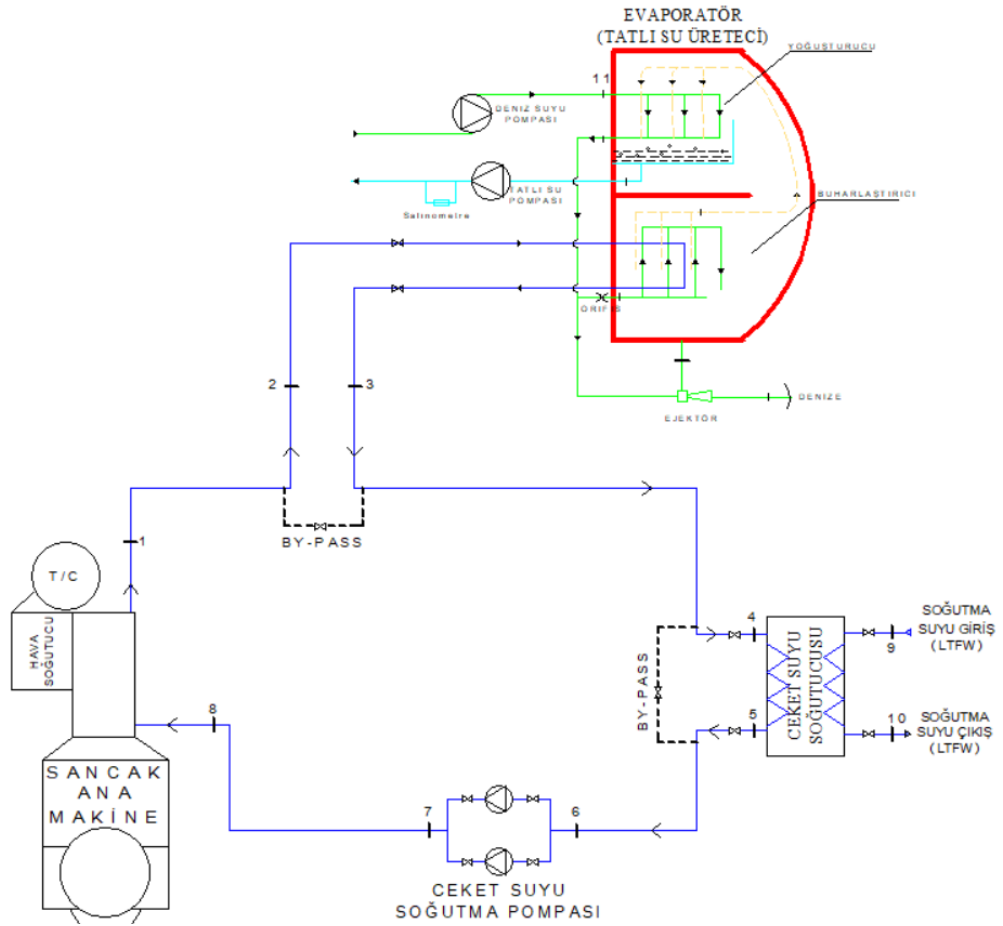
Geminin var olan sistemlerine ait farklı senaryolarının çalışma koşulları için gemiden alınan somut veriler ile değerlendirmeler yapılmıştır. Gemi seyir halindeyken veya limandayken gemi personeli tarafından elde edilen somut veriler kaydedilmiştir. Alınan bu veriler ile iki farklı senaryo oluşturulmuş olup enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Senaryo 1; geminin seyirde soğutma sistemini, senaryo 2 ise; geminin liman durumundaki halini göstermektedir.

2.2.2.1. Senaryo 1

Bu senaryo; Gemi seyir halindeyken ana makinenin soğutma suyu (ceket suyu) sistemini tanımlamaktadır. Ana makine soğutma suyu devresi kapalı bir çevrim olup, soğutucu akışkan olarak tatlı su kullanılmaktadır. Soğutma sistemi; Ana makine, Evaporatör (Tatlı Su Üretici), ceket suyu soğutucusu ve ceket suyu dolaşım pompalarından oluşmaktadır. Çalışmada ele alınan Senaryo 1 gemilerde kullanılan sistemleridir. Şekil 14, çalışmada kullanılan geminin ana makine soğutma suyu sistemlerini özetlemektedir. Bu

senaryo, gemi seyir halindeyken personel tarafından elde edilen somut verilere dayanılarak oluşturulmuş ve değerlendirilmiştir.

Ana makine; geminin sevk makinesi olup seyir halinde çalışırken, seyir dışında stop (devre dışı) edilmektedir. Evaporatör ile ceket suyu üzerindeki atık ısıdan faydalanarak, damıtma yöntemiyle deniz suyundan tatlı su üretilmektedir. Ceket suyu soğutucunda ise deniz suyu ile ceket suyunun soğutulması sağlanmaktadır. Ceket suyu sirkülasyon pompaları; birbirini yedeklemek için iki adettir ve kapalı çevrimde suyun sirkülasyonu sağlamaktadırlar.

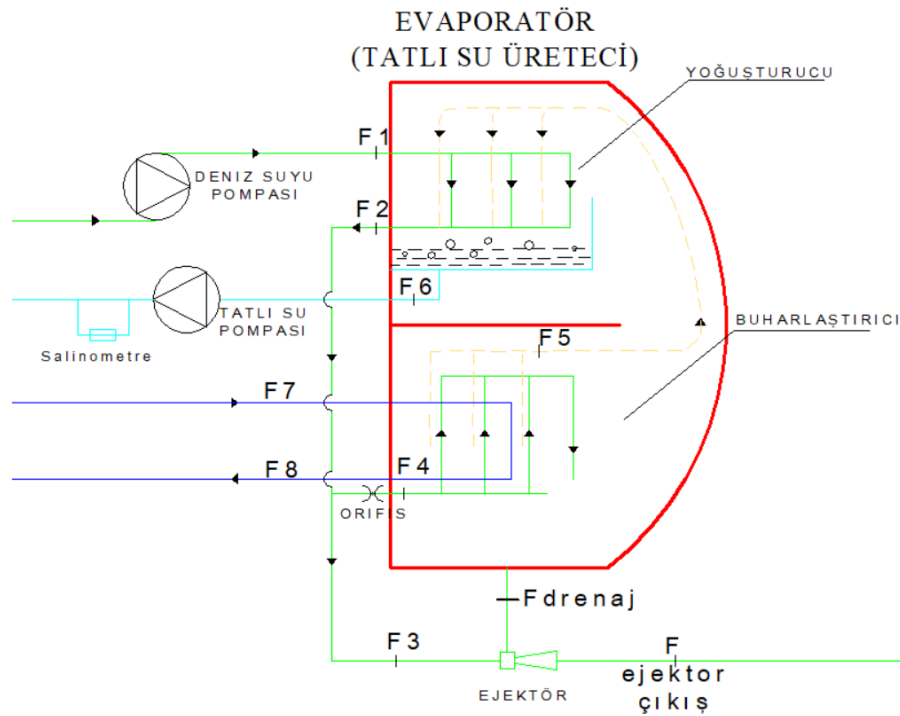


Şekil 14. Ana makine soğutma suyu devresi seyir halindeki durumu

Sabit koşullar ele alınarak çevrim incelendiğinde; ceket suyu (1) 88°C ve $95 \text{ m}^3/\text{saat}$ debi ile ana makineden çıkmaktadır. Sonrasında ceket suyunun bir miktarı Evaporatöre girer (2), kalan miktar ise by-pass devresi sayesinde evaporatörün ceket suyu çıkış noktasına (3) bağlanmaktadır. Burada evaporatör by-pass devresinin yaklaşık %50 açık

olduğu görülmüştür. Evaporatörden çıkan ceket suyu (3) by-pass devresinden gelen su ile birleşir ve yoluna tek bir devre ile devam etmektedir. Böylece hem tatlı su üretimi hem de ceket suyunun soğutulması sağlanmış olur. Ana makine ceket suyu sıcaklığı 88°C ' de sabit kalması için bir miktar daha soğutulması gerekir. Dolayısıyla ceket suyunun bir kısmı soğutucuya giriş (4) yaparken, bir kısmı soğutucunun by-pass devresinden devam etmektedir. Burada soğutucu by-pass devresinin yaklaşık %75 açık olduğu görülmüştür. soğutucu by-pass devresi ve soğutucu çıkış devresinden (5) gelen sular birleştikten sonra ceket suyu sirkülasyon pompası girişine (6) gelmektedir. Pompa, ceket suyunu ana makine girişine (8) aktarmaktadır.

Değişken koşullar ele alındığında, ana makinenin değişken yüküne bağlı olarak makine ceket suyu giriş sıcaklığı değişiklik göstermektedir. Ana makine ceket suyu çıkış sıcaklığı referans değerdir ve 88°C olarak sabit tutulması gerekmektedir. Bu değişkenlik göstergelerinden dolayı evaporatör ve soğutucu by-pass değerleri makine yüküne göre farklılık gösterebilir.

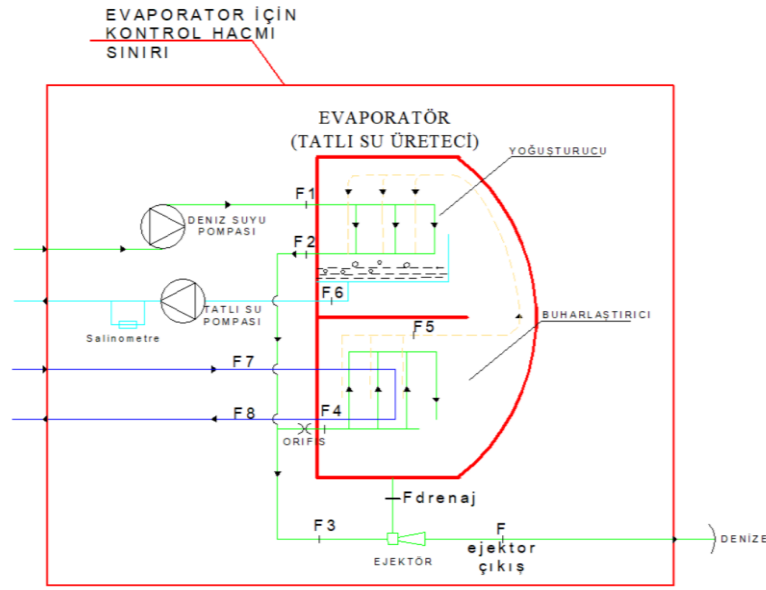


Şekil 15. Evaporatör (Tatlı Su Üreteci)

Evaporatör, ısıtıcı ve yoğuşturucu olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır ve şekil 15’da detayları gösterilmiştir. Evaporatör içi ejektör (F_{drenaj}) ile vakumlanarak 0.15 bar

mutlak basınç değerinde tutulmaktadır. Deniz suyu pompası; deniz suyunu önce yoğuşturucuya (F1-F2) soğutucu akışkan olarak, sonra ısıtıcıya (F4) besleme suyu olarak, daha sonra ejektöre vakum (F3) oluşturmak üzere göndermektedir. Ceket suyu, evaporatörün ısıtıcı kısmına giriş (F7) ve çıkış (F8) yapmaktadır. Böylece besleme suyu, ısıtıcıya girdikten sonra ceket suyu üzerindeki atık ısı ile kaynatılarak buhar haline gelmektedir. Oluşan buhar (F5) yoğuşturucu kısmına geçer ve damıtılarak su halini gelmektedir. Yoğuşturucuda toplanan tatlı su, (F6) uygun tuzluluk oranında ise, pompa ile birlikte depolama tanklarına aktarılmaktadır.

Evaporatör (Tatlı Su Üretici) için termodinamiğin 1. kanuna göre performans kriteri (PK) ve 2. Kanuna göre ekserji verim (ϵ) hesapları sırasıyla 20 ve 21 numaralı denklemler ile hesaplanmıştır.

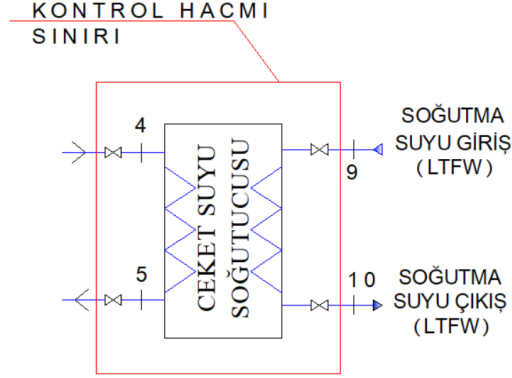


Şekil 16. Senaryo 1’de evaporatör için kontrol hacmi sınırı

$$PK = \frac{[(\dot{m}_{Fejektörçıkış} \cdot h_{Fejektörçıkış}) - (\dot{m}_{F1} \cdot h_{F1}) + (\dot{m}_{F6} \cdot h_{F6})]}{[(\dot{m}_{F7} \cdot h_{F7}) - (\dot{m}_{F8} \cdot h_{F8}) + W_{pds} + W_{ptatlısu}]} \quad (20)$$

$$\epsilon = \frac{Ekserji_{ürün}}{Ekserji_{yakıt}} = \frac{[(\dot{m}_{F6} \cdot e_{F6}) + (\dot{m}_{Fejektörçıkış} \cdot e_{Fejektörçıkış}) - (\dot{m}_{F1} \cdot e_{F1})]}{[(\dot{m}_{F7} \cdot e_{F7}) - (\dot{m}_{F8} \cdot e_{F8}) + W_{pds} + W_{ptatlısu}]} \quad (21)$$

Ceket suyu soğutucusu için termodinamiğin 1. Kanuna göre performans kriteri (PK) ve 2. Kanuna göre ekserji verim ($\mathcal{E}$) hesapları sırasıyla (22) ve (23) numaralı denklemler ile hesaplanmıştır.

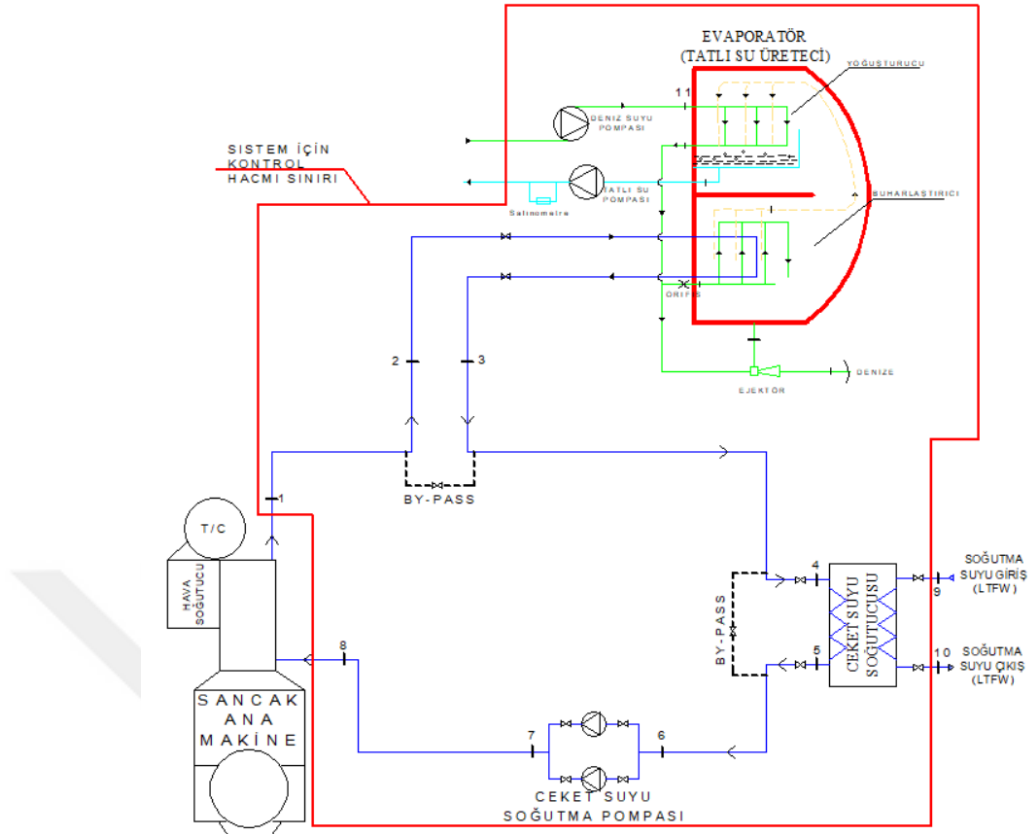


Şekil 17. Senaryo 1’de soğutucu için kontrol hacmi sınırı

$$PK = \frac{[(\dot{m}_{10}.h_{10})-(\dot{m}_9.h_9)]}{[(\dot{m}_4.h_4)-(\dot{m}_5.h_5)]} \quad (22)$$

$$\mathcal{E} = \frac{Ekserji_{\text{Ürün}}}{Ekserji_{\text{Yakıt}}} = \frac{[(\dot{m}_{10}.e_{10})-(\dot{m}_9.e_9)]}{[(\dot{m}_4.e_4)-(\dot{m}_5.e_5)]} \quad (23)$$

Sistem için termodinamiğin 1. Kanununa dayalı performans analizi (PK) ve 2. Kanun verimi ($\mathcal{E}$) hesapları sırasıyla (24) ve (25) numaralı denklemler ile hesaplanmıştır. Sistem analizleri yapılırken soğutma suyu üzerindeki atık ısı ile deniz suyundan tatlı su üretimi amaç olarak belirlenmiştir.



Şekil 18. Senaryo 1 için sistem kontrol hacmi sınırı

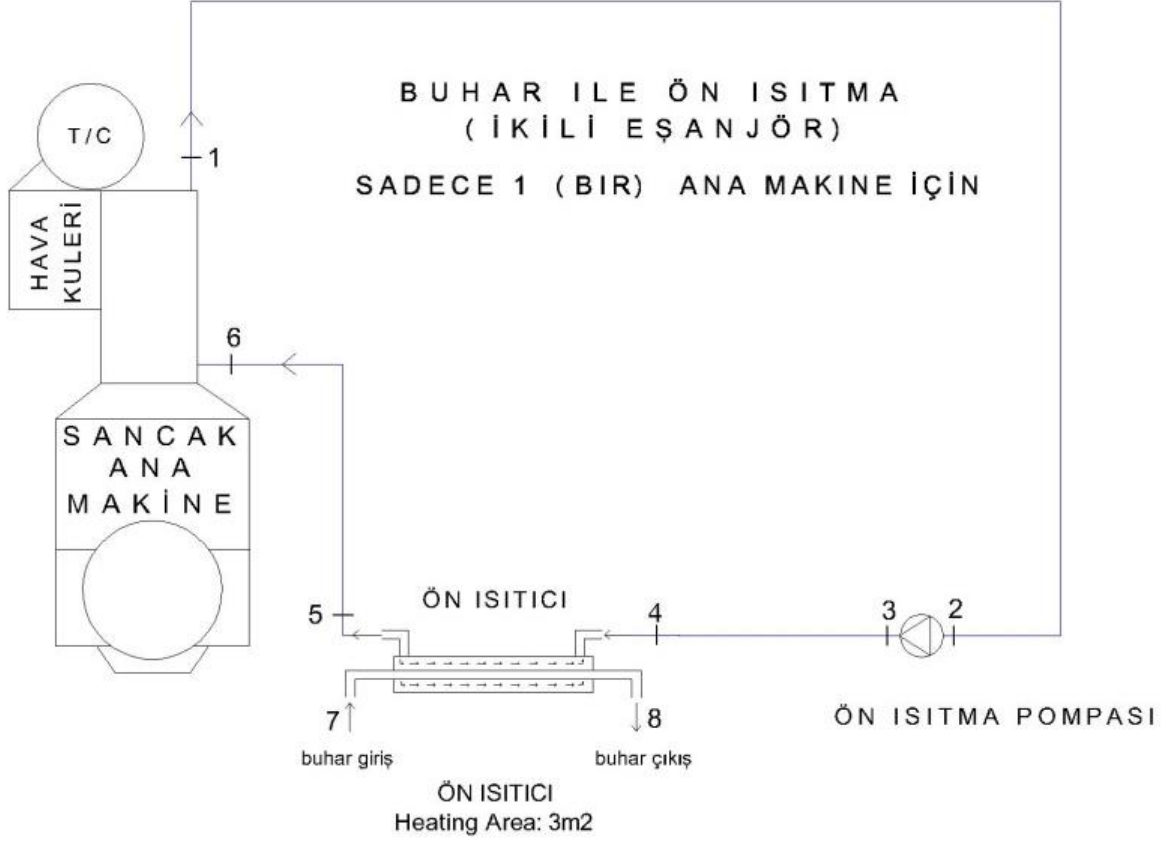
$$PK = \frac{\dot{m}_{F6} \cdot h_{F6} + (\dot{m}_{Fejektörçıkış} \cdot h_{Fejektörçıkış} - \dot{m}_{F1} \cdot h_{F1})}{[\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_8) + W_{csp} + W_{pds} + W_{ptatlısu}]} \quad (24)$$

$$\epsilon = \frac{Ekserji_{ürün}}{Ekserji_{yakıt}} = \frac{[(\dot{m}_{F6} \cdot e_{F6}) + (\dot{m}_{Fejektörçıkış} \cdot e_{Fejektörçıkış} - \dot{m}_{F1} \cdot e_{F1})]}{[\dot{m}_1 \cdot (e_1 - e_8) + W_{pcs} + W_{pds} + W_{ptatlısu}]} \quad (25)$$

2.2.2.2. Senaryo 2

Senaryo 2 geminin limanda ve ana makine çalıştırılmıyorken, makinenin ön ısıtma durumunu göstermektedir. Ana makine çalıştırılmadan önce bir eşanjör ile soğutma sistemindeki ceket suyu (soğutma suyu) ile ısıtılmaktadır. Böylece soğutma sistemi ile ana makinenin ön ısıtılması sağlanmaktadır. Makine çalışmıyorken evaporatör, soğutucu ve ceket suyu pompaları da çalıştırılmamaktadır. Ceket suyunun dolaşımı ve ısıtılması; ceket suyu pompalarına paralel yerleştirilmiş olan ön ısıtma pompası ve eşanjör ile

sağlanmaktadır. Eşanjörde; ısıyı veren akışkan su buharıdır. Su buharı; kazanlarda bir miktar yakıtın yanması sonucu elde edilen ısı enerjisi ile üretilmektedir. Bu senaryoda makine dairesinin farklı sıcaklık durumlarına bağlı olarak, ana makinenin ön ısıtma sistemine ait enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır.

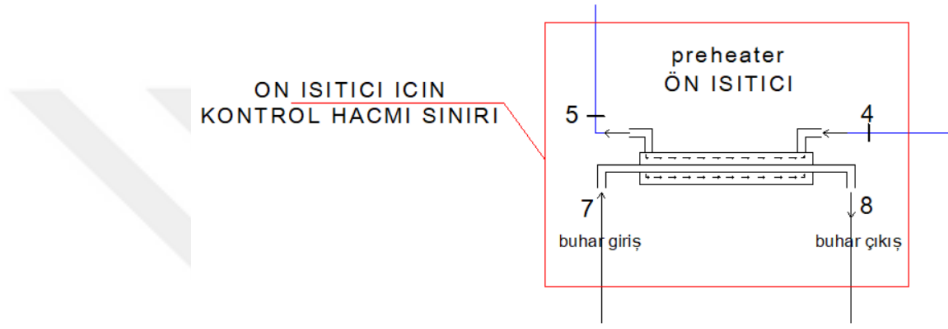


Şekil 19. Ana makine ön ısıtma (buharlı eşanjör) devre şeması

Bu senaryo için devre şeması şekil 19’da verilmiştir. Ana makineden çıkan ceket suyu (1) doğrudan ön ısıtma pompasına ulaşır (2) ve pompa tarafından dolaşımı sağlanır (3). Ön ısıtma pompası ve ön ısıtıcı, soğutma suyu devresi üzerinde ceket suyu pompalarına paralel olarak yerleştirilmiştir. Isıtma sürecinde ceket suyu pompaları durdurulur ve daha az güçteki ön ısıtma pompası ile dolaşım sağlanmış olur. Böylece gereksiz enerji harcamı ortadan kaldırılmıştır. Ceket suyu, pompa tarafından ön ısıtıcıya (4) aktarılır. Ön ısıtıcıya ceket suyunu ısıtmak için buhar girer (7) ve çıkar (8). Isınmış olan ceket suyu (5), ısıyı ana makineye (6) aktarır.

Ana makinenin yüzeyinden taşınımıyla olan ısı transferi denkleminde $h: 3$, $A_{yüzey}: 110 \text{ m}^2$, $T_{yüzey} 60 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak kabul edilmiştir. Makine dairesi ortam sıcaklığı hava şartlarından dolayı $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $45 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında değişmekte olduğu kabul edilmiştir. Bu sebeple, ortam sıcaklığı T_{ortam} ifade edilmiştir.

Ön ısıtıcı için termodinamiğin 1. Kanuna göre performans kriteri (PK) ve 2. Kanuna göre ekserji verimi (ϵ) hesapları sırasıyla (26) ve (27) numaralı denklemler ile hesaplanmıştır.

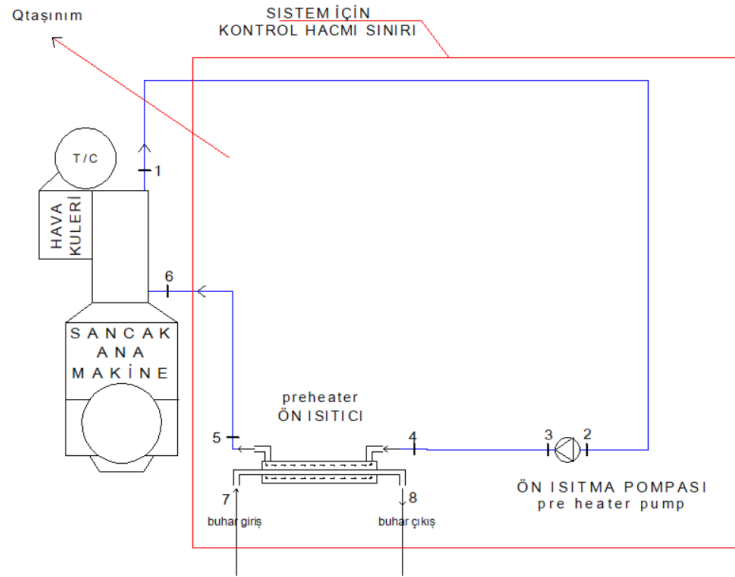


Şekil 20. Senaryo 2’de ön ısıtıcı kontrol hacmi sınırı

$$PK = \frac{[(\dot{m}_5 \cdot h_5) - (\dot{m}_4 \cdot h_4)]}{[(\dot{m}_7 \cdot h_7) - (\dot{m}_8 \cdot h_8)]} \quad (26)$$

$$\epsilon = \frac{Ekserji_{ürün}}{Ekserji_{yakıt}} = \frac{[(\dot{m}_5 \cdot \dot{e}_5) - (\dot{m}_4 \cdot \dot{e}_4)]}{[(\dot{m}_7 \cdot \dot{e}_7) - (\dot{m}_8 \cdot \dot{e}_8)]} \quad (27)$$

Senaryo 2’de sistem için termodinamiğin 1. kanununa göre performans kriteri (PK) ve termodinamiğin 2. Kanununa göre ekserji verim (ϵ) hesapları sırasıyla 28 ve 29 numaralı denklemler ile hesaplanmıştır.



Şekil 21. Senaryo 2’de sistem kontrol hacmi sınırı

$$PK = \frac{[(\dot{m}_6 \cdot h_6) - (\dot{m}_1 \cdot h_1)] + Q_{taşınım}}{[(\dot{m}_7 \cdot h_7) - (\dot{m}_8 \cdot h_8)] + W_{ölp}} \quad (28)$$

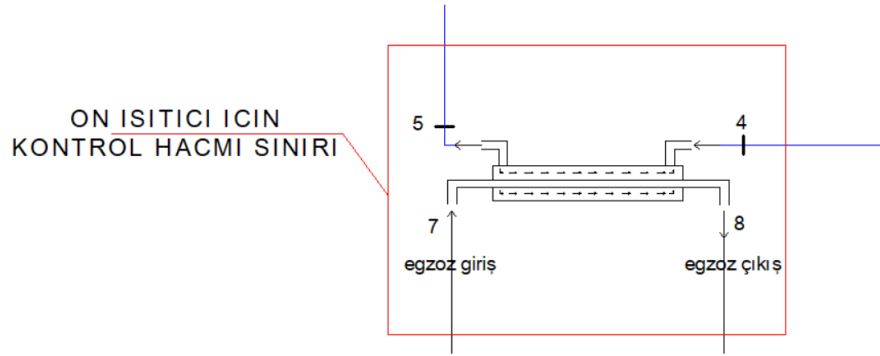
$$\epsilon = \frac{Ekserji_{ürün}}{Ekserji_{yakıt}} = \frac{(\dot{m}_6 \cdot e_6) - (\dot{m}_1 \cdot e_1) + E_Q}{[(\dot{m}_7 \cdot e_7) - (\dot{m}_8 \cdot e_8)] + W_{ölp}} \quad (29)$$

2.2.3. Somut Verilere Dayalı Önerilen Senaryoların Enerji ve Ekserji Analizleri

Bu başlık altında senaryo 3, senaryo 4 ve senaryo 5 incelenmektedir. Senaryoların amacı ön ısıtma için kullanılan eşanjörü, birkaç farklı şekilde değerlendirebilme durumunu belirtmektir. Ön ısıtma sistemindeki veriler gemi personeli tarafından gözlemlenerek alınmıştır. Burada eşanjörde ısıyı aktaran akışkan dizel jeneratörlerin egzoz gazı ile sağlanmaktadır. Bu çalışma kapsamında önerilen yeni yöntem ile oluşturulan 3 farklı senaryonun enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

2.2.3.1. Senaryo 3

Senaryo 3 ile önerilen yeni yöntemin analizi yapılmıştır. Bu senaryo, senaryo 2 ile benzemekte olup senaryo 2’den farklı olarak; eşanjörde ısıyı veren akışkan dizel motor egzoz gazıdır. Egzoz gazı, geminin elektrik ihtiyacını karşılayan dizel jeneratörler ile

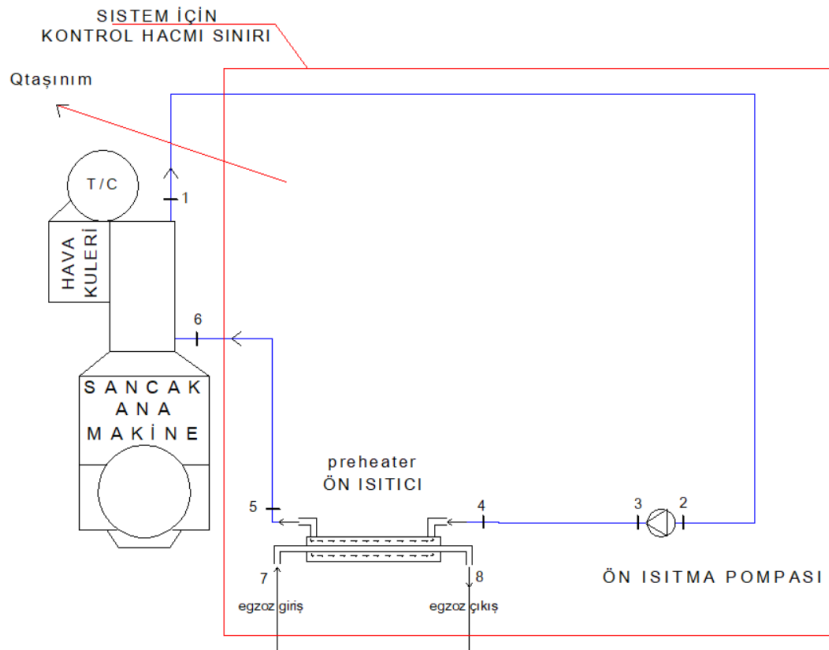


Şekil 23. Senaryo 3'te ön ısıtıcı kontrol hacmi sınırı

$$PK = \frac{[(\dot{m}_5 \cdot h_5) - (\dot{m}_4 \cdot h_4)]}{\dot{m}_{eg} \cdot c_{eg} \cdot (T_7 - T_8)} \quad (30)$$

$$\mathcal{E} = \frac{Ekserji_{ürün}}{Ekserji_{yakıt}} = \frac{[(\dot{m}_5 \cdot \dot{e}_5) - (\dot{m}_4 \cdot \dot{e}_4)]}{[(\dot{m}_7 \cdot \dot{e}_7) - (\dot{m}_8 \cdot \dot{e}_8)]} \quad (31)$$

Sistem için termodinamiğin 1. kanuna göre performans kriteri (PK) ve 2. kanuna göre ekserji verim ($\mathcal{E}$) hesapları sırasıyla (32) ve (33) numaralı denklemler ile hesaplanmıştır. Ortam sıcaklığının (T_{ortam}) her 5 derecelik değişimi için PK ve $\mathcal{E}$ değeri ayrı ayrı hesaplanmıştır.



Şekil 24. Senaryo 3'te sistem için kontrol hacmi sınırı

Senaryo 4 için devre şeması şekil 25 ile gösterilmiştir. Üç akışkanlı eşanjörde ceket suyu (4) numaralı devre bağlantısından gelir ve (5) numaralı devre bağlantısından çıkar. Jeneratör egzozu eşanjöre (7) numaralı devre bağlantısından girer ve (8) numaralı devre bağlantısı ile eşanjörden çıkar. Böylece ceket suyuna ısı enerjisi girdisi sağlanmış olur ve ana makinenin ön ısıtılma operasyonu gerçekleştirilir. Burada ana makine çıkışındaki ceket suyu üzerindeki ısı enerjisi, tatlı su üreticisinde (2 ve 3) değerlendirilir. Ancak ana makine ve tatlı su üreticisinde gerekli olan ısı enerjisi ihtiyacını karşılamak için eşanjörde daha fazla ısı enerjisi girdisi gerekmektedir. Bu sebeple eşanjörde üçüncü bir akışkan olan buhar ile taşınan ısı enerjisinden faydalanılmaktadır. Buhar, eşanjöre (9) numaralı bağlantıdan girer ve (10) numaralı bağlantıdan çıkmaktadır.

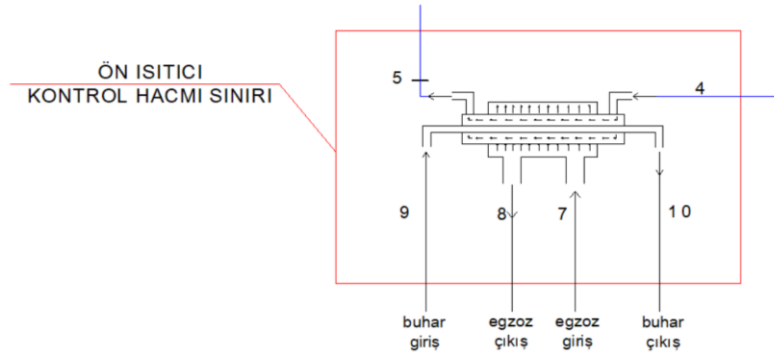
Ön ısıtma pompasının debi kapasitesi ana ceket suyu sirkülasyon pompalarından düşük olmasından dolayı evaporatörün girişindeki ısı enerjisi de düşük olacaktır. Ceket suyu debisine göre evaporatör su üretim kapasitesi denklem (34) ile hesaplanmaktadır. Bu ifade cihazın el kitabından alınmıştır.

$$M_{jw} = K_{jw} * Cap. / \Delta t_{jw} \quad (m^3/h) \quad (34)$$

- M_{jw} : ceket suyu debisi, m^3/h
 K_{jw} : katsayı sabiti=25,6
 Δt_{jw} : ceket suyu sıcaklık farkı, $^{\circ}C$
 $Cap.$: 24 saatlik üretim kapasitesi, m^3

Ana makinenin yüzeyinden taşınım ile olan ısı transferi denkleminde $h: 3$, $A_{yüzey}: 110 m^2$, $T_{yüzey}: 60 ^{\circ}C$ olarak kabul edilmiştir. Makine dairesi ortam sıcaklığı hava şartlarından dolayı $10 ^{\circ}C$ ile $45 ^{\circ}C$ arasında değişmekte olduğu kabul edilmiştir. Bu sebeple, ortam sıcaklığı T_{ortam} ifade edilmiştir.

Ön ısıtıcı için termodinamiğin 1. kanununa göre performans kriteri değeri (PK) ve 2. Kanuna göre ekserji verim (ϵ) hesapları sırasıyla (35) ve (36) numaralı denklemler ile hesaplanmıştır.



Şekil 26. Senaryo 4’te üç akışkanlı eşanjör için kontrol hacmi sınırı

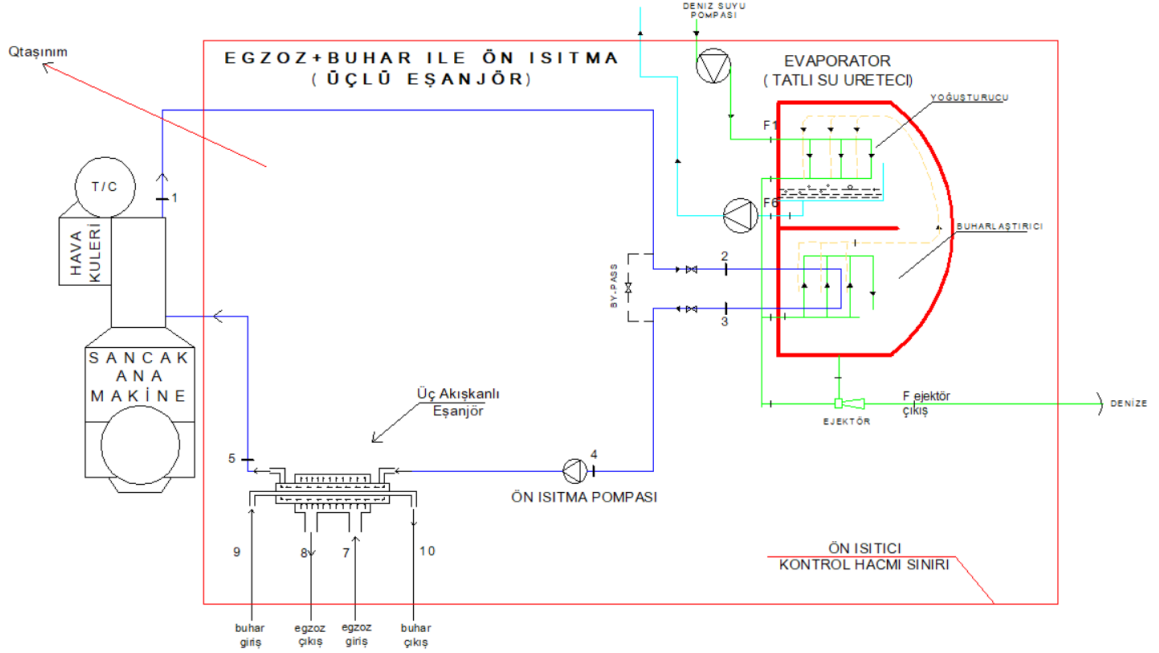
$$PK = \frac{[(\dot{m}_5 \cdot h_5) - (\dot{m}_4 \cdot h_4)]}{\dot{m}_{eg} \cdot C_{eg} \cdot (T_7 - T_8) + \dot{m}_{buhar} \cdot (h_9 - h_{10})} \quad (35)$$

$$\mathcal{E} = \frac{Ekserji_{\text{ürün}}}{Ekserji_{\text{yakıt}}} = \frac{[(\dot{m}_5 \cdot e_5) - (\dot{m}_4 \cdot e_4)]}{[\dot{m}_{eg} \cdot (e_7 - e_8) + \dot{m}_{buhar} \cdot (e_9 - e_{10})]} \quad (36)$$

Burada egzoz gazı kütlesinin ($\dot{m}_{eg}$) yarısı alınmış olup kütlenin kalan kısmı diğer ana makine ısıtılması için düşünülmektedir. Buhar kütlesinin miktarı ise evaporatördeki ısı ihtiyacına bağlı olarak düşünülmüş ve (37) no’lu eşitlik ile bulunmuştur.

$$\dot{m}_{buhar} = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_3) / (h_9 - h_{10}) \quad (37)$$

Sistem için termodinamiğin 1. kanuna göre performans kriteri (PK) ve 2. Kanuna göre ekserji verim ($\mathcal{E}$) hesapları sırasıyla (38) ve (39) numaralı denklemler ile hesaplanmıştır.



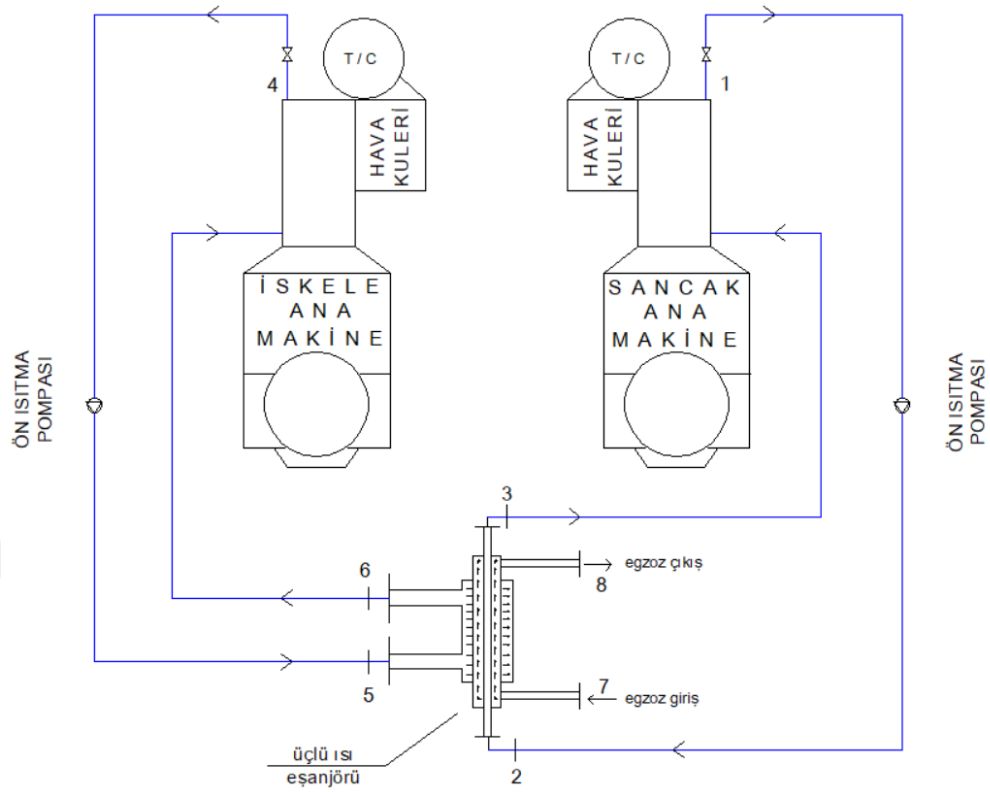
Şekil 27. Senaryo 4’te sistem için kontrol hacmi sınırı

$$PK = \frac{m_{F6} \cdot h_{F6} + Q_{taşınım} + m_1 \cdot (h_5 - h_1) + m_{F1} \cdot h_{F1} - m_{Fejektörçıkış} \cdot h_{Fejektörçıkış}}{\dot{m}_{eg} \cdot C_{eg} \cdot (T_7 - T_8) + \dot{m}_{buhar} \cdot (h_9 - h_{10}) + W_{öip} + W_{pds} + W_{ptatlısu}} \quad (38)$$

$$\varepsilon = \frac{m_{F6} \cdot e_{F6} + E_Q + m_1 \cdot (e_5 - e_1) + m_{F1} \cdot e_{F1} - m_{Fejektörçıkış} \cdot e_{Fejektörçıkış}}{\dot{m}_{eg} \cdot (e_7 - e_8) + \dot{m}_{buhar} \cdot (e_9 - e_{10}) + W_{öip} + W_{pds} + W_{ptatlısu}} \quad (39)$$

2.2.3.3 Senaryo 5

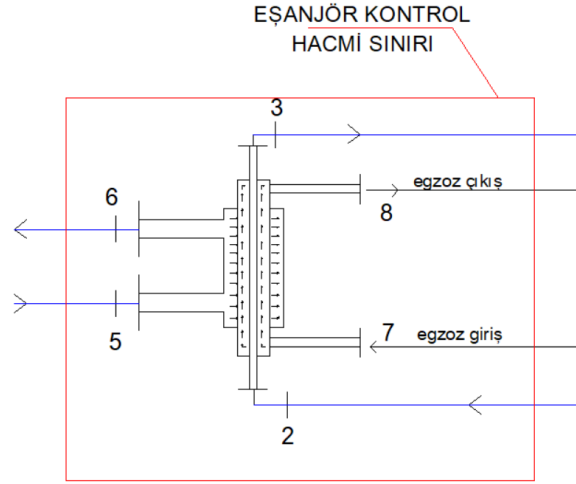
Bu senaryo; geminin limanda ve ana makine çalışmıyorken, makinelerin ön ısıtma durumunu tanımlamaktadır. Gemide iki adet ana makine vardır ve her birine ait birer adet soğutma suyu devresi bulunmaktadır. Burada iki soğutma suyu birbirine karıştırılmadan tek ısı eşanjörü ile makinelerin ön ısıtılması amaçlanmıştır. Yeni yöntemde, jeneratör egzoz gazındaki atık ısıdan faydalanarak makine ceket sularının ısıtılması için üç akışkanlı eşanjör kullanımı önerilmiştir. Makine dairesinin farklı sıcaklık durumlarına bağlı olarak, ana makinelerin ön ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır.



Şekil 28. ÜÇ akışkanlı eşanjör ile iki ana makine ön ısıtma devre şeması

Ana makinenin yüzeyinden taşınım ile olan ısı transferi denkleminde $h: 3$, $A_{yüzey}: 110 \text{ m}^2$, $T_{yüzey}: 60^\circ \text{C}$ olarak kabul edilmiştir. Makine dairesi ortam sıcaklığı hava şartlarından dolayı 10°C ile 45°C arasında değişmekte olduğu kabul edilmiştir. Bu sebeple, ortam sıcaklığı T_{ortam} ifade edilmiştir.

Ön ısıtıcı için termodinamiğin 1. kanuna göre performans analizi (PK) ve 2. Kanun verim (ϵ) hesapları sırasıyla (40) ve (41) numaralı denklemler ile hesaplanmıştır.

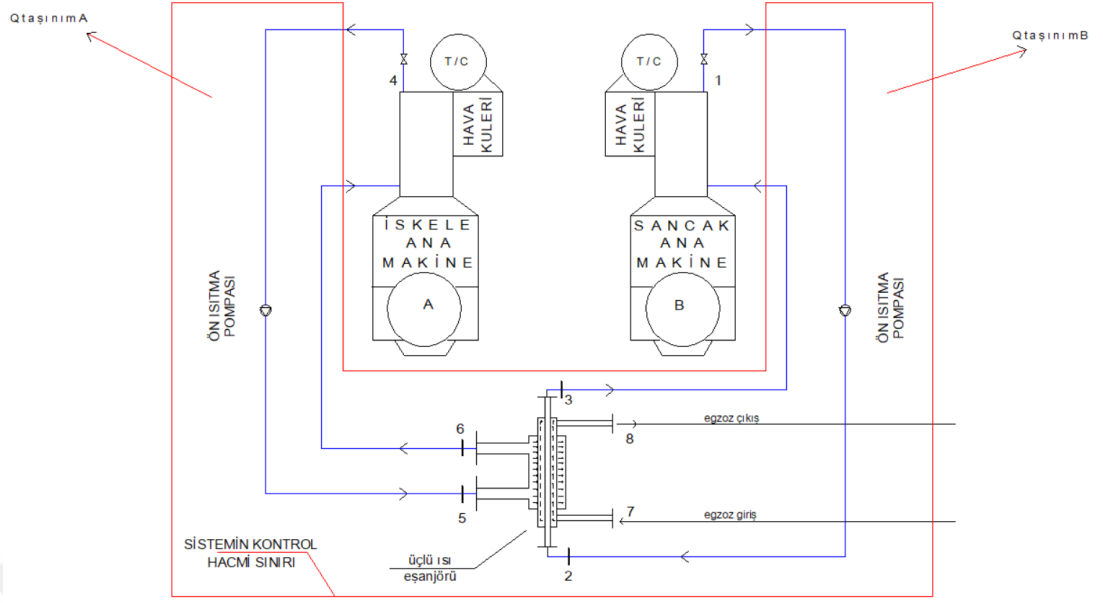


Şekil 29. Senaryo 5’te eşanjör için kontrol hacmi sınırı

$$PK = \frac{m_1 \cdot (h_3 - h_2) + m_4 \cdot (h_6 - h_5)}{m_{eg} \cdot c_{eg} \cdot (T_7 - T_8)} \quad (40)$$

$$\varepsilon = \frac{Ekserji_{ürün}}{Ekserji_{yakıt}} = \frac{m_1 \cdot (e_3 - e_2) + m_1 \cdot (e_6 - e_5)}{m_{eg} \cdot (e_7 - e_8)} \quad (41)$$

Sistem için Performans kriteri (PK) ve İkinci Kanun verim (ε) hesapları sırasıyla (42) ve (43) numaralı denklemler ile hesaplanmıştır.



Şekil 30. Senaryo 5'te sistem için kontrol hacmi sınırı

$$PK = \frac{Q_{AB}}{\dot{m}_{eg} \cdot C_{eg} \cdot (T_7 - T_8) + 2 \cdot W_{ötp}} \quad (42)$$

$$\varepsilon = \frac{Ekserji_{ürün}}{Ekserji_{yakıt}} = \frac{E_Q}{[\dot{m}_{eg} \cdot (e_7 - e_8)] + 2 \cdot W_{ötp}} \quad (43)$$

Ana makinelere ait toplam ısı yükü denklem (44) ile belirtilmiştir. Toplam ekserjileri E_Q ile gösterilmiştir.

$$Q_{AB} = m_1 \cdot (h_3 - h_1) + m_4 \cdot (h_6 - h_4) \quad (44)$$

2.2.4 Coolprop, MATLAB

CoolProp, 122 çalışma akışkanı için termofiziksel veriler sağlayan bir C++ kitaplığıdır. Coolprop kütüphanesi, çok sayıda soğutucu akışkanın ve sıvının özelliklerini tahmin etmek için yaygın olarak kullanılan ücretsiz bir yazılımdır. Hesaplamalarda kullanılan akışkanların termodinamik verileri C++ yazılım dili bazlı dinamik bir kütüphane olan Coolprop yazılımından üretilmektedir. Senaryolarda belirlenen noktaların entalpileri, entropilerini tahmin etmek için MATLAB programı ile birlikte Coolprop kullanılmıştır.

CoolProp veri tabanı Python aracılığıyla Matlab programına entegre edilerek çalışma akışkanlarının termodinamik ve taşınım özellikleri sağlanmıştır (Bell vd., 2014). Tüm enerji ve ekserji analiz işlemleri Matlab programında gerçekleştirilmiştir.

Senaryolardaki su akışkanının belirtilen noktalardaki basınç (P_i), yoğunluk (D_i), entalpi (h_i), entropi (s_i) değerleri için kullanılan kodlar şu şekildedir;

```
Pi      =    py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P','T',Ti, 'Q',0, 'Water');
Di      =    py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',Ti, 'Q', 0, 'Water');
hi      =    py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Ti, 'Q', 0, 'Water')/1000;
si      =    py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','T',Ti, 'Q', 0, 'Water')/1000;
```

Senaryolardaki su akışkanının belirtilen noktalardaki basınç (P_i), yoğunluk (D_i), entalpi (h_i), entropi (s_i) değerleri için kullanılan kodlar şu şekildedir;

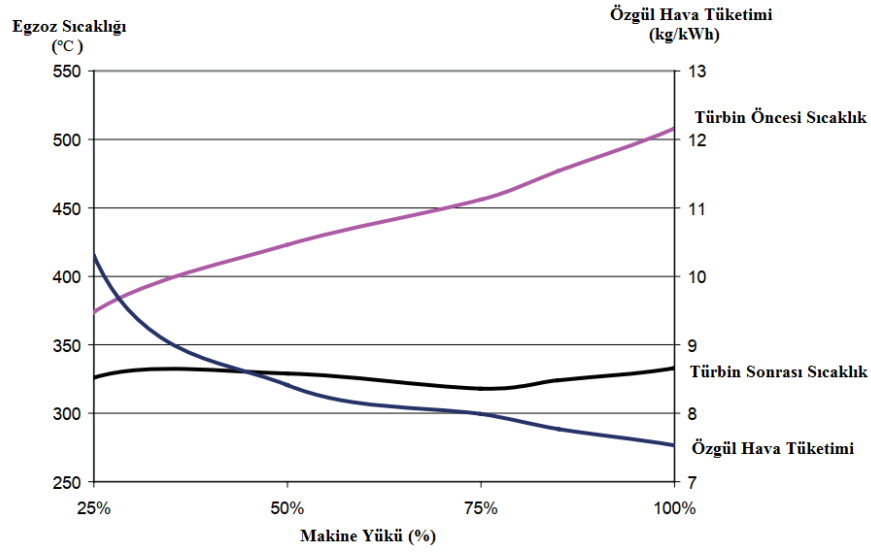
```
Pi      =    py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P','T',Ti, 'Q',1, 'Water');
Di      =    py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',Ti, 'Q', 1, 'Water');
hi      =    py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',Ti, 'Q', 1, 'Water')/1000;
si      =    py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','T',Ti, 'Q', 1, 'Water')/1000;
```

Burada PropSI(), CoolProp kitaplığının MATLAB arayüzüdür.

3. BULGULAR

Çalışmanın verileri 1 ekim ile 31 aralık 2021 tarihleri arasında, geminin Pendik ve Trieste limanlarına seferlerini icra ederken elde edilmiştir. Elde edilen veriler ile teorik modelin termodinamiğin birinci kanuna göre analizleri yapılmıştır. Analizler sonucunu doğrulamak için gemiye iki senaryo tasarlanmış ve gemi personelinin senaryoları uygulaması istenmiştir. Uygulama sonucunda personel tarafından elde edilen veriler kayıt edilmiştir.

3.1. Ana Makinenin Ön Isıtma Zamanında Alınan Somut Değerler İle Teorik Model İçin Hesaplanan Termodinamik Verileri



Şekil 31. Jeneratör egzoz devresi ısıl değerler

Gemideki MAN 9L21/31 Dizel jeneratör kullanım kılavuzundan alınan jeneratör egzoz devresi ısıl değerleri şekil 31 de verilmiştir. Kılavuzdan alınan test sonuçlarına bakıldığında % 100 yükteyken ortalama 15300 kg/saat egzoz debisi ve 330°C egzoz gazı T/C çıkış sıcaklığı olduğunu görüyoruz. Dizel jeneratörün %25 yükteyken ortalama egzoz sıcaklığı ve egzoz debisini şekil 31 ile belirlenmektedir. Şekil 31 jeneratör %100 yükte iken hava harcamı yaklaşık 7,72 kg/kWh değerinde olup 1980 kW için 15300 kg/saat egzoz debisine eşittir. Jeneratörün %25 yükünde ise hava harcamı yaklaşık 10.3 kg/kWh ve

6 barlık işletim basıncında buharın faz değişim entalpisi (h_a-h_b) 2085 kJ/kg olarak tablodan bulunmuştur. Denklem 16 ile buharın kütleli debisi (m_{buhar}) 226,5 kg/saat olarak elde edilmiştir.

Bir eşanjör üzerindeki harcanan buhar ısı yükü kazandaki yakıt sarfiyatı üzerindeki miktarını denklem 19 ile hesapladığımızda 11,19 kg/saat bulunmuştur. İki eşanjör devrede olduğundan dolayı toplam yakıt harcamı 22,38 kg/saat MGO olarak hesaplanmıştır.

3.1.1. Geminin Pendik Ve Trieste Limanlarında İşletim Koşulları ve Ölçümleri İçin Teorik Model

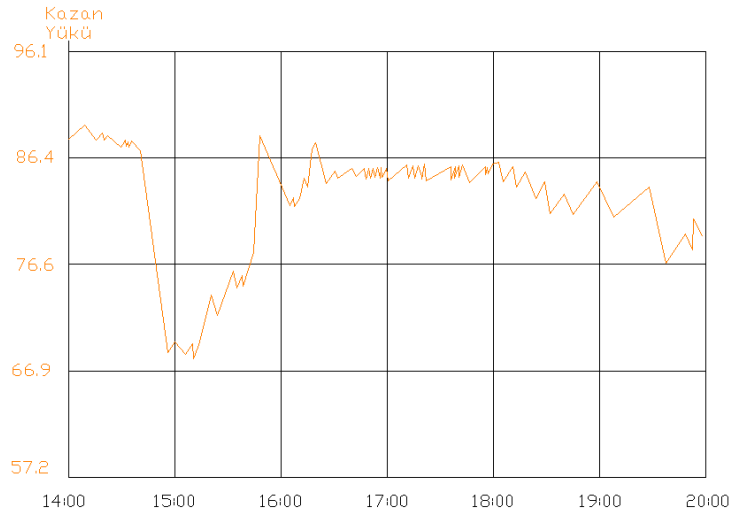
Düşünülen senaryolara dayalı, gemi işletim koşullarında elde edilen veriler ile teorik model yapılmıştır. Bu kapsamda; yardımcı kazanın yakıt besleme devresi üzerindeki sayaç, birbirini takip eden birkaç saat için not edilmiştir. İkinci saat başlangıcında bir ana makinenin ısıtıcı buhar beslemesi kapatılmıştır. Böylece bir ana makine için buhar harcamı ortadan kaldırılmıştır. Ancak diğer makinenin ısıtıcısı devrede olduğu için buhar harcamı devam etmiştir. Daha sonra üçüncü saat başlangıcında kapatılan ısıtıcı devreye alınarak her saat başlangıcı için yakıt harcamasının takibine devam edilmiştir. Senaryo süresince kazan yükü kayıt altına alınmıştır. Bu senaryo hem Triesta limanında hem de Pendik limanında birer kez yapılmıştır. Düşünülen senaryo gemi zabıtları tarafından başarılı bir şekilde gemiye uygulanarak elde ettikleri veriler Tablo 8’de gösterilmiştir.

Tablo 8. Geminin Trieste Limanı verileri

Zaman	Sayaç	Harcam (lt)	Isıtıcı	Makine dairesi (°C)	Deniz Suyu (°C)
13:40	677000	---	Açık	25	13
14:40	677150	150	Açık	25	13
15:40	677280	130	Kapalı	25	13
16:40	677420	140	Açık	25	13
17:40	677570	150	Açık	25	13
18:40	677710	140	Açık	25	13

Gemi Triesta/İTALYA limanında ana makine çalışmıyorken 13:40 itibari ile kazan yakıt beslemesi üzerindeki sayaç 67700 lt göstermektedir. Bir saat sonra 14:40 itibari ile sayaç 677150 lt olarak görülmüştür. 13:40 ve 14:40 saatleri arasında 150 lt yakıt harcamı olduğu görülmüştür. 14:40'ta sancak ana makine ısıtıcı devredenden çıkartılarak buhar

harcamı sancak ana makine için bir saatliğine durdurulmuştur. 15:40 'ta sayaç kaydedildikten sonra kapatılan ısıtıcı tekrar devreye alınmıştır. 14:40 ile 15:40 arası 130 lt yakıt harcamı olduğu görülmüştür. Ardından diğer saat başlarında da sayac kontrol edilmiştir. 16:40'ta 140 lt, 17:40'ta 150 lt, 18:40'ta 140 lt yakıt sarfiyatı olmuştur. Sonuç olarak kazandaki saatlik ortalama yakıt sarfiyatını 145 lt olarak kabul edersek; sadece bir ısıtıcıdaki buhar harcamı tasarrufu sayesinde 15 lt yakıt ekonomisi sağlanmış olur. Eğer iki ısıtıcıda devre dışı olursa saatlik 30 lt yakıt ekonomisi sağlanır. İki ısıtma için saatlik harcamada (MGO için yakıt yoğunluğu: $827,9 \text{ kg/m}^3$) elde edilecek yakıt tasarrufu 24,8 kg/saat olarak bulunur.



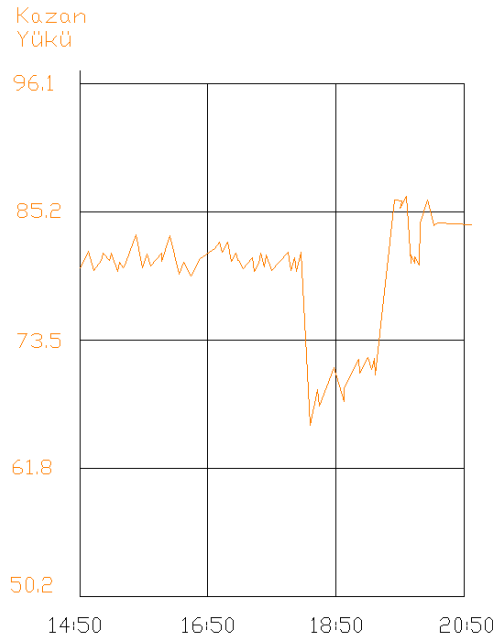
Şekil 33. Triesta Limanı zamana göre kazan yükü değişimi

Geminin Triesta Limanı için düşünülen senaryonun gerçekleştirildiği saatler için kazanın yük değişimi şekil 10'da verilmiştir. Şekil 33, kazanın otomasyon sisteminin sağladığı verilerdir. Kazan yükü ortalama % 82 civarında iken bir ceket suyu ısıtıcısı devre dışı kaldığında %70 civarına kadar düşmektedir. Kazan yükünde %12 lik bir azalma olduğu görülmüştür. Kazan % 100 yük için 2000 kg/saat kapasitesi göz önüne alındığında kazanın %12 yük değişimi için 240 kg/saat olduğu kabul edilmiştir.

Tablo 9. Geminin Pendik Limanı verileri

Zaman	Sayaç	Harcam (lt)	Isıtıcı	Makine dairesi (°C)	Deniz Suyu (°C)
16:25	692690	---	Açık	25	12
17:25	692830	140	Açık	25	12
18:25	692970	140	Kapalı	25	12
19:25	693093	123	Açık	25	12

Gemi Pendik limanına geldiğinde liman periyodunda ikinci denemesini yaptı. Yakıt harcam sonuçları Tablo 9'da verilmiştir. Aralarında 1 saat olmak kaydıyla 4 farklı saat diliminde kazan yakıt besleme devresi üzerindeki sayaçtan değerler alınmıştır. Ana makine ısıtıcılarından her ikisi devrede iken 18:25' e kadar saatlik yakıt harcamı 140 lt/saat olarak görülmüştür. 18:25'te ana makine ısıtıcılarından bir tanesi devreden çıkarılmış ve sonraki 1 saat içerisinde 123 litrelik yakıt sarfıyatı olduğu tespit edilmiştir. İkinci denemede sadece bir ana makinenin ısıtması devreden çıkarıldığında saatlik 17 lt MGO yakıt tasarrufu değerleri tespit edilmiştir. Tek bir ısıtıcının devreden çıkarılarak bulunan değeri, iki ısıtıcı devreden çıkarıldığında 34 lt olarak kabul edilmiştir. İki ısıtma için saatlik harcamada (MGO için yakıt yoğunluğu: $827,9 \text{ kg/m}^3$) elde edilecek yakıt tasarrufu 28,14 kg/saat olarak bulunmuştur.



Şekil 34. Pendik Limanı zamana göre kazan yükü değişimi

Geminin Pendik Limanı için düşünülen senaryonun gerçekleştirildiği saatler için kazanın yük değişimi Şekil 34'deki grafikte verilmiştir. Bu grafik değerleri kazanın otomasyon sisteminin sağladığı verilerdir. Kazan yükü ortalama % 83 civarında iken bir ceket suyu ısıtıcısı devre dışı kaldığında %70 civarına kadar düşmektedir. Kazan yükünde %13 lik bir azalma olduğu görülmüştür. Kazan % 100 yük için 2000 kg/saat kapasitesi göz önüne alındığında kazanın %13 yük değişimi için 260 kg/saat olduğu kabul edilmiştir.

İki limanda elde edilen verilerin ortalama değerlerine göre sadece bir ısıtıcıdan ortalama 250 kg/saat buhar ihtiyacı olduğu görülmüştür. Toplam iki ısıtıcıdan geçen buhar ihtiyacı 500 kg/saat olarak ele alınmıştır. Ayrıca iki ısıtıcı birlikte devre dışı olduğunda iki denemenin ortalamaları MGO kullanımında 26,5 kg/saat kabul edilmiştir. Bu kabuller altında gemi seferleri sonucunda haftalık 24 saat liman periyodu ve ortalama yıllık olarak 1248 saat liman periyodu geçirmekte olup yıllık yakıt tasarrufu 1248 saat için 33 ton olarak sağlandığı hesaplanmıştır.

3.2. Geminin Mevcut İşletim Şartlarına Göre Önerilen Senaryoların Termodinamik Analizleri

3.2.1. Senaryo 1 İçin Büyüklükler ve Değerleri

Çalışmada geminin mevcut işletim şartlarına göre oluşturulan Senaryo 1 kullanılan büyüklükler ve özellikleri tablo 10'da gösterilmiştir.

Tablo 10. Senaryo 1 de kullanılan büyüklüklerin Termodinamik özellikleri

Çevrimin Noktaları	T (K)	P (kPa)	h kJ/kg	s kJ/kgK	$\dot{E}$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/sn)	e_i (kJ/kg)
1	361.15	360	368.6267	1.1696	3208.2	25.50	125.7706
2	357.15	360	351.8125	1.1296	1417.6	11.57	122.4478
3	335.15	360	259.5531	0.8563	1255.4	11.73	107.0150
4	351.15	360	326.6167	1.0517	795.6	6.75	117.7539

Tablon 10'un devamı

5	319.15	360	192.6157	0.6517	680.7	6.87	99.0455
6	350.15	360	322.4207	1.0398	3006.2	25.69	117.0060
7	350.15	570	322.4207	1.0398	3011.7	25.69	117.2217
8	350.15	570	322.4207	1.0398	3011.7	25.69	117.2217
9	309.15	340	150.8136	0.5187	3451.1	36.11	95.5679
10	313.15	320	167.5330	0.5724	3495	36.11	96.7852
F1	305.15	400	134.0943	0.4642	564.9	5.97	94.5918
F2	315.15	390	175.8933	0.5990	582.5	5.97	97.5413
F3	315.15	390	175.8933	0.5990	509.1	5.21	97.5413
F4	315.15	15	175.8933	0.7549	39.3	0.75	52.2613
F5	327.11	15	2598.284	8.0071	89.1	0.23	384.9172
F6	327.11	15	225.9443	0.7549	23.6	0.23	102.3124
F7	357.15	360	351.8125	1.1229	1417.6	11.57	122.4478
F8	335.15	360	259.5531	0.8563	1255.4	11.73	107.0150
F _{drenaj}	327.11	15	225.9443	0.7549	192.4	0.51	374.6677
F _{Ejectör_çıkış}	325.15	200	217.7065	0.7296	582.8	5.74	101.5357

Tablo 10 daki bulgular ile soğutma suyu devresi üzerindeki evaporatör, soğutucu ve tüm sisteminin performans kriteri (PK) ve ekserji verimi (ϵ) hesaplanmıştır. Elde edilen bulgular tablo 11'de verilmiştir.

Tablo 11. Senaryo 1 için PK ve ϵ değerleri

	Evaporator	Soğutucu	Sistem
PK	48.4 %	70.65 %	43.9 %
ϵ	24.7 %	36.84 %	17.4 %

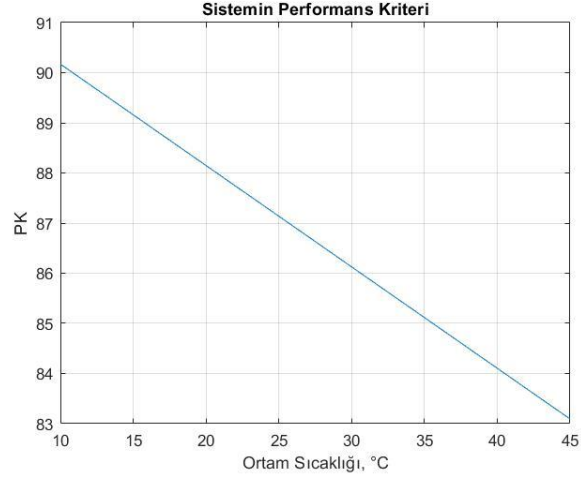
3.2.2. Senaryo 2 İçin Büyüklükler ve Değerleri

Çalışmada geminin mevcut işletim şartlarına göre oluşturulan Senaryo 2 de kullanılan büyükler ve özellikleri tablo 12’de gösterilmiştir.

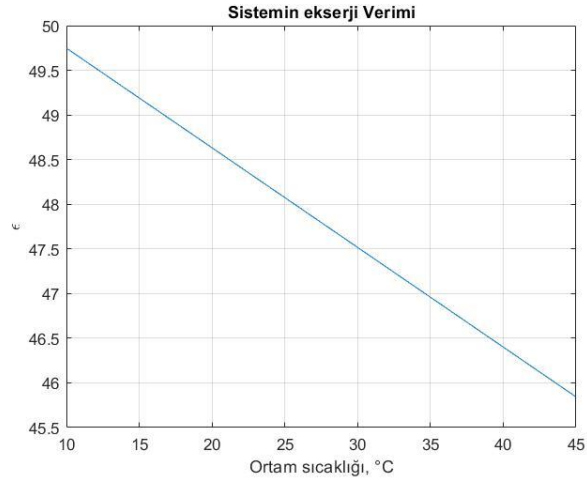
Tablo 12. Senaryo 2 kullanılan büyüklüklerin Termodinamik zellikleri

Ref. Nok	T (K)	P (kPa)	h kJ/kg	s kJ/kgK	$\dot{E}$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/sn)	e_i (kJ/kg)
1	351.15	300	326.6171	1.0517	523.04	4.4444	117.6851
2	351.15	270	326.6171	1.0517	522.91	4.4444	117.6851
3	351.15	380	326.6171	1.0517	523.40	4.4444	117.6851
4	351.15	370	326.6171	1.0517	523.35	4.4444	117.6851
5	358.15	350	356.0147	1.1346	547.75	4.4444	123.2244
6	358.15	330	356.0147	1.1346	547.66	4.4444	123.2244
7	424.15	600	2747.1	6.8281	54.25	0.0694	781.3059
8	378.15	580	440.2739	1.3633	9.84	0.0694	141.7576

Tablo 12 deki bulgular ile ana makine ön ısıtma devresi üzerindeki eşanjör ve tüm sistemin performans kriteri (PK) ve ekserji verimi (ϵ) hesaplanmıştır. Senaryo 2 de sistemin performans kriteri ve ekserji veriminin ortam sıcaklığı arttıķa PK ve ϵ değerlerinin azaldığı şekil 35 ve şekil 36’ da görülmektedir. Isı eşanjörü için PK değeri %81.5, ϵ değeri %54.9 olarak bulunmuştur.



Şekil 35. Senaryo 2 de sistemin PK' nın ortam sıcaklığına göre değişimi



Şekil 36. Senaryo 2 de sistemin ϵ ' nın ortam sıcaklığına göre değişimi

3.3. Somut Verilere Dayalı Önerilen Senaryoların Analiz Değerleri

Çalışmada önerilen üçlü eşanjör kullanımını incelemek maksadıyla gemiye 3 farklı senaryo uygulanmış ve ölçülen somut veriler ile termodinamik model kurularak enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

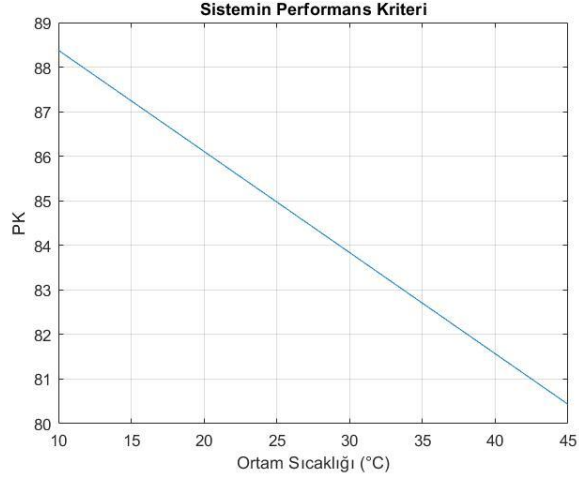
3.3.1. Senaryo 3 İçin Büyüklükler ve Değerleri

Gemiye farklı işletim koşullarına göre uygulanmış senaryonun somut verilerinden elde edilen Senaryo 3 de kullanılan büyükler ve özellikleri tablo 13’de gösterilmiştir.

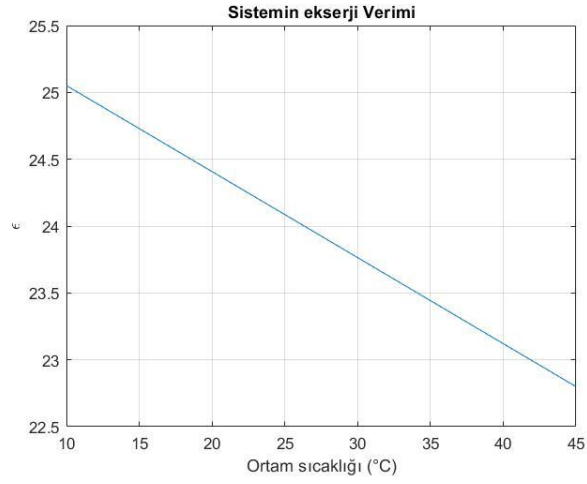
Tablo 13. Senaryo 3 kullanılan büyüklüklerin Termodinamik özellikleri

Çevrim noktaları	T (K)	P (kPa)	h kJ/kg	s kJ/kgK	$\dot{E}$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/sn)	e_i (kJ/kg)
1	351.15	300	326.6171	1.0517	523,04	4.4444	117.6851
2	351.15	270	326.6171	1.0517	522.93	4.4444	117.6614
3	351.15	380	326.6171	1.0517	523.44	4.4444	117.7744
4	351.15	370	326.6171	1.0517	523.39	4.4444	117.7641
5	357.15	350	351.8125	1.1229	544.12	4.4444	122.4282
6	357.15	330	351.8125	1.1229	544.03	4.4444	122.4082
7	613.15	250	---	---	129.3662	0.7083	182.6346
8	413.15	230	---	---	63.0906	0.7083	89.0691

Tablo 13 deki bulgular ile ana makine ön ısıtma devresi üzerindeki eşanjör ve tüm sistemin PK ve ϵ hesaplanmıştır. Isı eşanjörü için PK değeri %78.6, ϵ değeri %31.2 olarak bulunmuştur. Senaryo 3 de sistemin performans kriteri ve ekserji veriminin ortam sıcaklığı arttıkça PK ve ϵ değerlerinin azaldığı Şekil 37 ve Şekil 38’ de görülmektedir.



Şekil 37. Senaryo 3 de sistemin PK' nın ortam sıcaklığına göre değişimi



Şekil 38. Senaryo 3 de sistemin ϵ ' nın ortam sıcaklığına göre değişimi

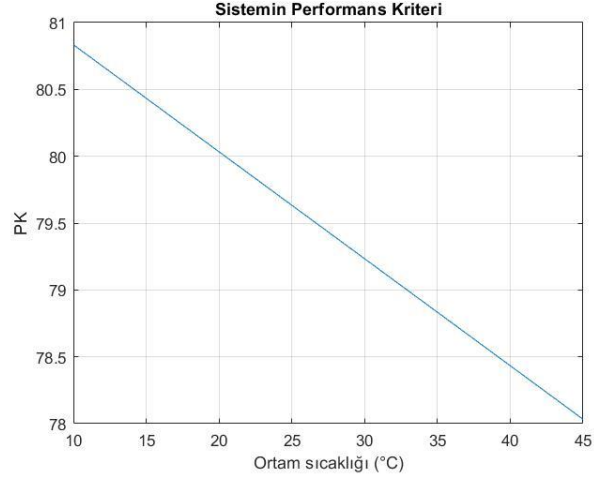
3.3.2. Senaryo 4 İçin Büyüklükler ve Değerleri

Gemiye farklı işletim koşullarına göre uygulanmış senaryonun somut verilerinden elde edilen Senaryo 4 de kullanılan büyükler ve özellikleri tablo 14'de gösterilmiştir.

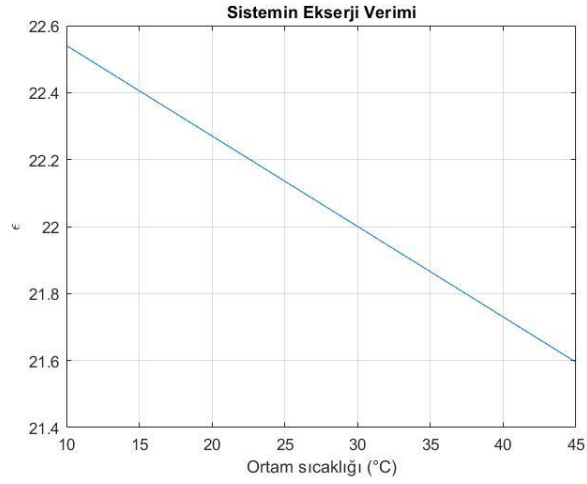
Tablo 14. Senaryo 4 kullanılan büyüklüklerin Termodinamik özellikleri

Çevrim noktaları	T (K)	P (kPa)	h kJ/kg	s kJ/kgK	$\dot{E}$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/sn)	e_i (kJ/kg)
1	355.15	300	343.4108	1.093	536.7	4.4444	120.7747
2	355.15	300	343.4108	1.0993	536.8	4.4444	120.7823
3	341.15	280	284.6838	0.9306	491.7	4.4444	110.6488
4	341.15	250	284.6838	0.9306	491.6	4.4444	110.6181
5	361.15	350	368.6267	1.1696	558.8	4.4444	125.7504
7	613.15	250	---	---	129.3	0.7083	182.6346
8	413.15	230	---	---	63.1	0.7083	89.0691
9	443.15	600	2767.9	6.6650	105.6	0.1121	941.8012
10	378.15	580	440.2739	1.3633	15.9	0.1121	141.8135
F ₁	305.15	400	134.0943	0.4642	564.9	5.9722	94.5918
F ₆	315.15	15	225.9443	0.7549	8.8	0.0868	102.3101
F _{ejectorout}	313.15	200	167.5330	0.5724	568.8	5.8854	96.6605

Tablo 14 deki bulgular ile ana makine ön ısıtma devresi üzerindeki eşanjör ve tüm sistemin PK ve ϵ değerleri hesaplanmıştır. Isı eşanjörü için PK değeri %92.4, ϵ değeri %43.1 olarak bulunmuştur. Senaryo 4 de sistemin performans kriteri ve ekserji veriminin ortam sıcaklığı arttıkça PK ve ϵ değerlerinin azaldığı Şekil 39 ve Şekil 40' dan görülmektedir.



Şekil 39. Senaryo 4 de sistemin PK' nın ortam sıcaklığına göre değişimi



Şekil 40. Senaryo 4 de sistemin ϵ ' nın ortam sıcaklığına göre değişimi

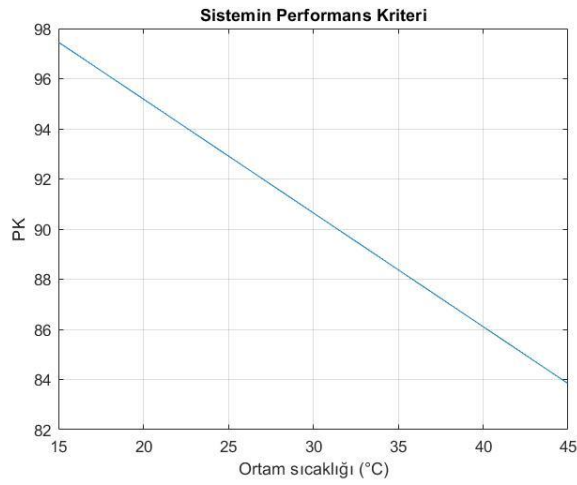
3.3.3. Senaryo 5 İçin Büyüklükler ve Değerleri

Gemiye farklı işletim koşullarına göre uygulanmış senaryonun somut verilerinden elde edilen Senaryo 5 de kullanılan büyükler ve özellikleri tablo 15'de gösterilmiştir.

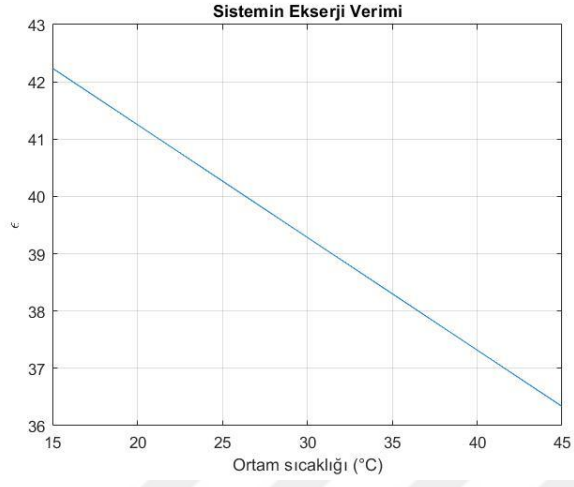
Tablo 15. Senaryo 5 kullanılan büyüklüklerin Termodinamik özellikleri

Çevrim noktaları	T (K)	P (kPa)	h kJ/kg	s kJ/kgK	$\dot{E}$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/sn)	e_i (kJ/kg)
1	351.15	300	326.6171	1.0517	523.04	4.4444	117.6851
2	351.15	370	326.6171	1.0517	523.39	4.4444	117.7641
3	357.15	350	351.8125	1.1229	544.16	4.4444	122.4375
4	351.15	300	326.6171	1.0517	523.07	4.4444	117.6922
5	351.15	370	326.6171	1.0517	523.35	4.4444	117.7551
6	357.15	350	651.8125	1.1229	544.12	4.4444	122.4282
7	613.15	250	---	---	258.73	1.4167	182.6346
8	413.15	230	---	---	126.18	1.4167	89.0691

Tablo 15 deki bulgular ile ana makine ön ısıtma devresi üzerindeki eşanjör ve tüm sistemin PK ve ε değerleri hesaplanmıştır. Isı eşanjörü için PK değeri %77.02, ε değeri %29.98 olarak bulunmuştur. Senaryo 5 de sistemin performans kriteri ve ekserji veriminin ortam sıcaklığı arttıkça PK ve ε değerlerinin azaldığı Şekil 41 ve Şekil 42’ de görülmektedir.



Şekil 41. Senaryo 5 de sistemin PK’ nın ortam sıcaklığına göre değişimi



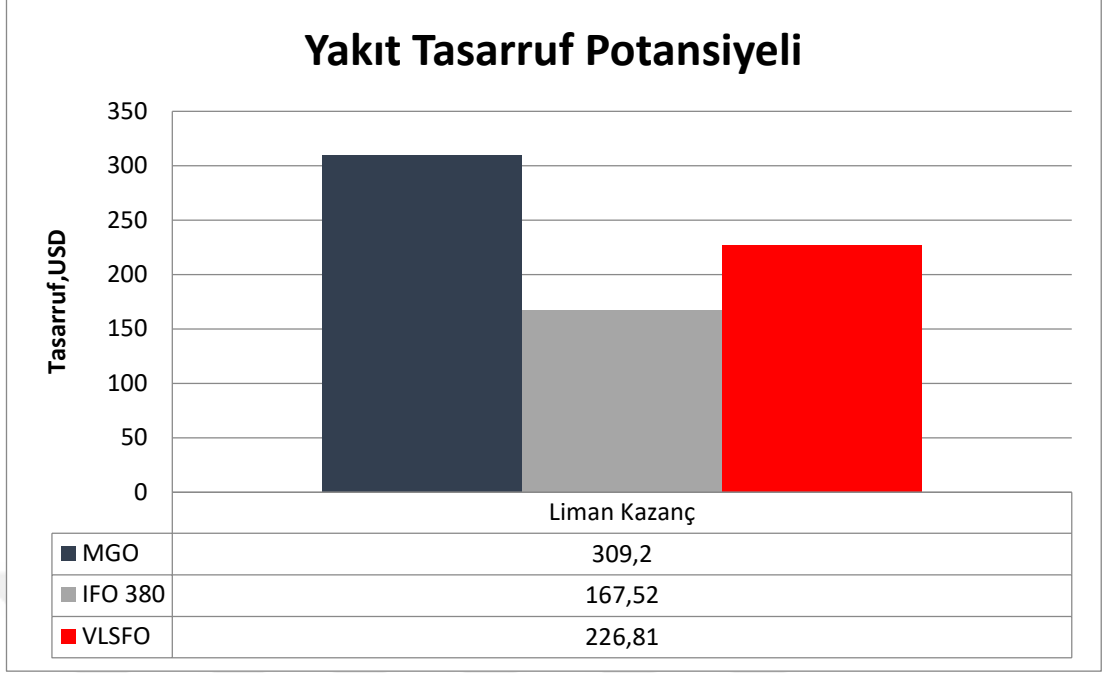
Şekil 42. Senaryo 5 de sistemin ϵ ' nın ortam sıcaklığına göre değişimi

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

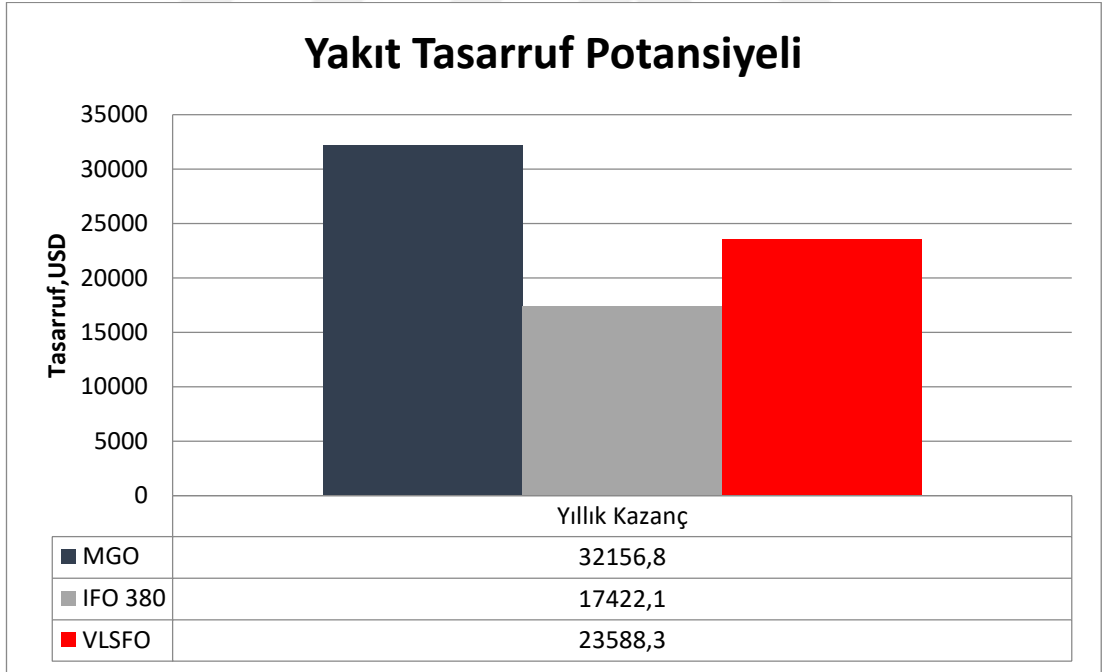
Enerji ihtiyacı ve çevre kirliliği günümüzün en önemli problemidir. Enerji, ülkelerin ve insanlığın gelişmesi için en önemli etken olup çok büyük maliyetlere sebep olmaktadır. Enerji ihtiyacı, fosil yakıtların kullanımıyla karşılandığından dolayı çevre kirliliğine de yol açmaktadır. Dünya ticaretinin ve uluslararası taşımacılığın büyüüp gelişmesi ile birlikte kritik konumda bulunan gemiler özellikle son yıllarda gelişen ekonomi ile birlikte taşımacılık sektöründeki artan talebi karşılayabilmek için büyümeye gitmektedir. Bu durum, deniz yolu ile taşımacılıkta yakıt tüketimi arttırmakla beraber emisyon değerlerini de olumsuz etkilemektedir. Günümüzde enerji verimliliği konusuna olan ilgi yüksek maliyetler, yakıt sarfiyatı ve emisyonlar bakımından oldukça artmış olup literatürde birçok çalışma mevcuttur. Böylece gemilerde enerji verimliliği konusu daha hassas durum almaktadır. Verimlilik planları gemilerde kargo operasyonlarından makine işletmesine kadar, gemilerin seyirde ve limanlardaki durumlarında kendine önemli bir yer edindirmiş durumdadır. Bu nedenle, Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) gemilerin enerji tasarruf potansiyellerini ortaya çıkarmak amacıyla enerji verimliliği faaliyetlerini teşvik etmektedir.

Bu çalışma, geminin ana makinesi çalıştırılmadığı durumlarda makinenin çalışma koşullarına yakın sıcaklıklarda tutulması için ön ısıtılma operasyonlarında sağlanacak enerji tasarrufunu kapsamaktadır. Mevcut ön ısıtılma operasyonları, kazanda bir miktar yakıt sarfiyatı ile elde edilen buhar ısı enerjisi ile sağlanmaktadır. Tez kapsamında önerilen yöntem ile ön ısıtılma sürecinde ihtiyaç duyulan ısı enerjisinin, hali hazırda sürekli çalışan dizel jeneratörün egzozundaki enerjiden karşılanması amaçlanmaktadır.

Çalışma yapılan gemiden alınan somut veriler ile sistemin teorik hesaplamaları termodinamik analizlerle incelenmiş olup dizel jeneratörün en düşük çalışma yükünde dahi egzoz ısı enerjisinin ana makinenin ön ısıtılma sürecinde yeterli olacağı gösterilmiştir. Önerilen yöntem ile gemiye kazandırılacak yakıt tasarrufu yapılan analizlerle hesaplanmış olup, gemide uygulatılan senaryoların deneysel çalışma sonuçları ile ispatlanmıştır. Elde edilen yakıt tasarruf potansiyeli şekil 43 ve şekil 44 ile özetlenmiştir.



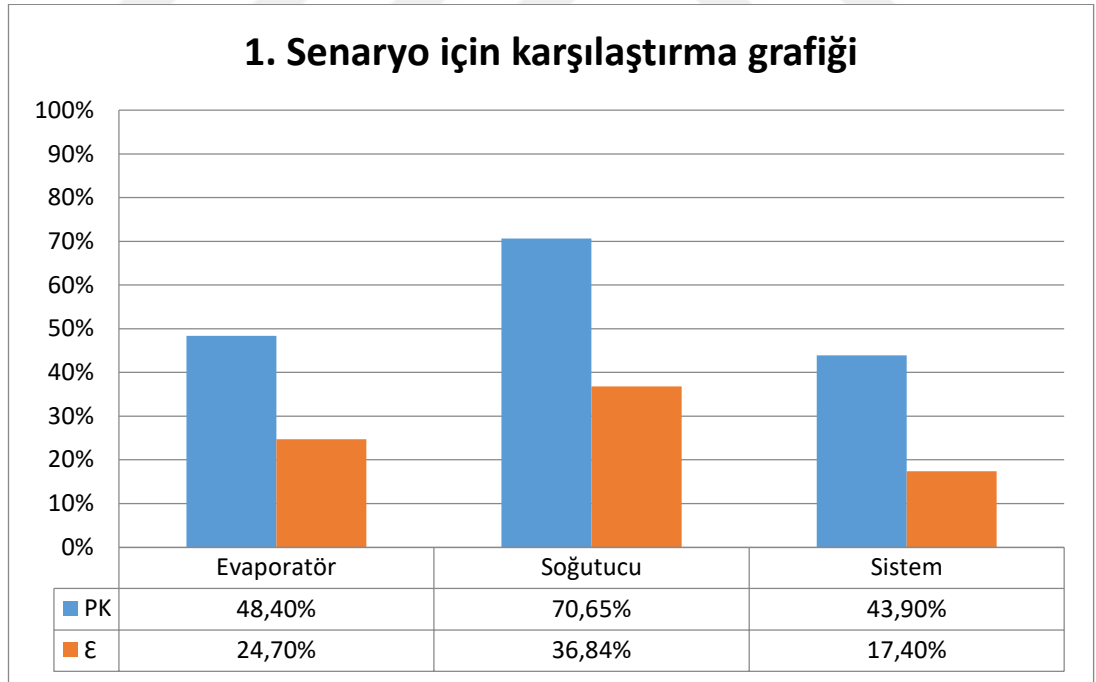
Şekil 43. Her bir liman periyodu için yakıt tasarruf potansiyeli



Şekil 44. Yıllık için yakıt tasarruf potansiyeli

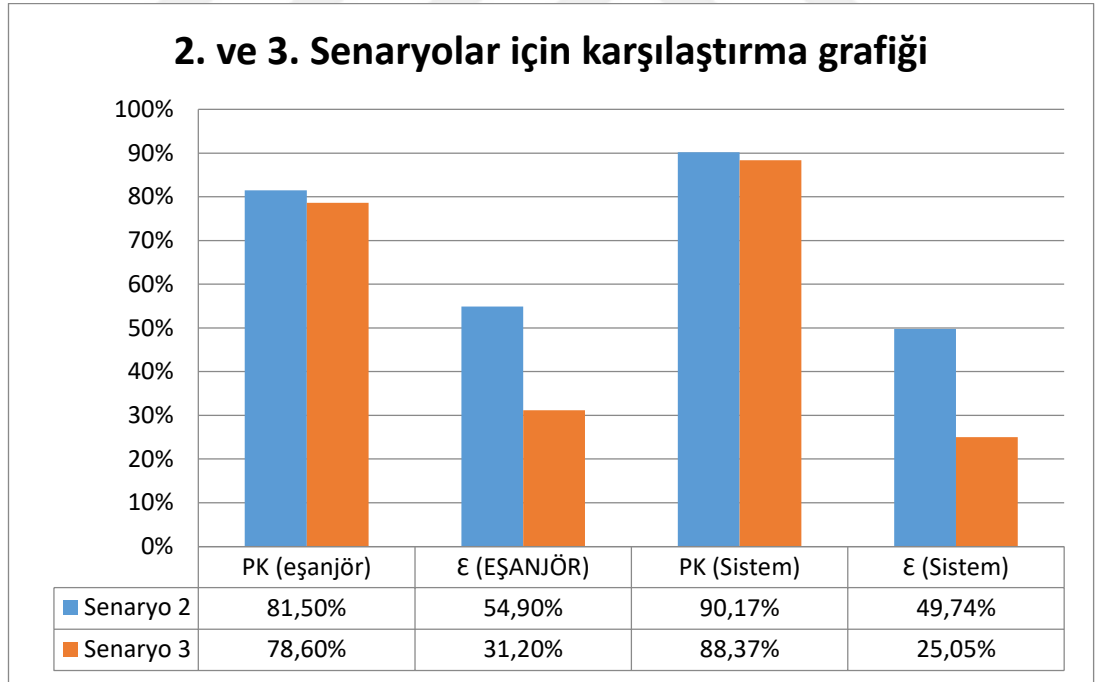
Şekil 43 ve 44’de önerilen yeni yöntem ile yakıt tasarruf potansiyelleri özetlenmiştir. Şekil 43’de, çalışma yapılan gemi için bir limana ait yakıt tasarruf potansiyeli, şekil 44’de ise bir yıl içerisinde toplam liman periyoduna ait yakıt tasarruf potansiyeli gösterilmiştir.

Çalışma yapılan geminin bir limanda kaldığı süre ortalama 12 saat süre olarak kabul edilmiş olup haftalık iki liman periyodu olduğundan dolayı haftalık toplam liman süresi 24 saattir. Kazanda, MDO (Mine Diesel Oil), IFO (Fuel Oil) ve VLSFO (Very Low Sülphür Fuel Oil) yakıtlarının her biri ile buhar elde edilebilmektedir. İki ısıtma için saatlik harcamada (MGO için yakıt yoğunluğu: $827,9 \text{ kg/m}^3$) elde edilecek yakıt tasarrufu, iki deneme sonucunda ortalama $26,47 \text{ kg/saat}$ olarak bulunur. Diğer ortalamalarda ise; buhar kazanında ısı enerjisini elde etmek için IFO 380 yakıt kullanımında elde edilecek yakıt tasarrufunda yakıt kütleli debisi $31,62 \text{ kg/saat}$, VLSFO yakıt kullanımında yakıt kütleli debisi $29,86 \text{ kg/saat}$ olarak görülmüştür. Yakıt miktarları hesapları IFO 380 yoğunluğu 988 kg/m^3 , VLSFO yoğunluğu 933 kg/m^3 seçilerek yapılmıştır (URL-2,2023). Bu nedenle, gemiye ait bir liman periyodu ve yıllık toplam liman periyotlarında 3 farklı yakıt için elde edilecek mali kazançlar gösterilmiştir. Küresel 20 liman ortalamasına göre VLSFO yakıt fiyatı $633 \text{ \$/mt}$, MGO yakıt fiyatı $973,50 \text{ \$/mt}$, IFO 380 yakıt fiyatı $441,50 \text{ \$/mt}$ değerindedir (URL-3,2022).



Şekil 45. Senaryo 1 için karşılaştırma grafiği

Yapılan çalışmanın devamında, geminin mevcut soğutma sisteminin seyir halinde ve liman sürecindeki işletim koşullarını gemiden alınan somut verilerle enerji ve ekserji analizleri yapılarak incelenmiştir. Geminin seyir koşulları için senaryo 1, liman koşulları için senaryo 2 ile analizler uygulanmıştır. Buradaki analizler diğer senaryolar için referans alınması nedeniyle uygulanmıştır. Sistemde kullanılan enerjinin kullanılabilirlik potansiyelinin belirlenmesi için Senaryo 1 incelenmiştir. Senaryo 1’de; soğutucu, evaporatör ve sistem için termodinamiğin 1. kanununa göre performans kriteri (PK) ve 2. Kanuna göre ekserji verimi (ϵ) hesapları yapılmıştır. Senaryo 1’de evaporatör, soğutucu ve tüm sistemin PK ve ϵ sonuçları Şekil 45 de verilmiştir. Soğutucudaki ekserji veriminin küçük olması giren suyun ekserjisinin küçük olmasından kaynaklanmaktadır. Ceket suyu üzerindeki suyun ekserjisinin tümü evaporatörde kullanılmadığı için sistem verimi küçük çıkmıştır. Evaporatördeki ekserji tahribatının fazla oluşu ikinci kanun veriminin düşük olmasına sebep olmaktadır. Bu değerler ışığında ekserji veriminin düşük çıkması işletme şartlarının daha iyileştirilmesi ve dışarı atılan ısı kaybının önlenmesi ile artırılabilir.



Şekil 46. 2. ve 3. Senaryolar için karşılaştırma grafiği

Senaryo 2’de; limanda ana makinenin ön ısıtılma modelidir ve gemiden alınan somut veriler ile incelenmiştir. Burada eşanjör ve sistem için termodinamiğin 1. Kanununa göre performans kriteri (PK) ve 2. Kanuna göre ekserji verimi (ϵ) hesapları yapılmıştır. Bu

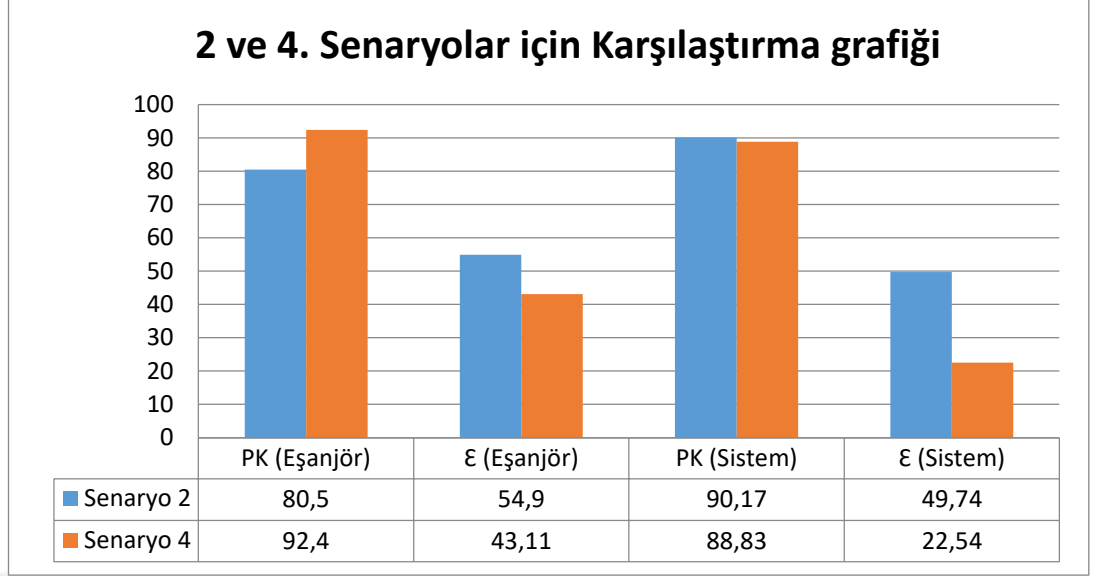
senaryoda ön ısıtma süreci kazanda bir miktar yakıt sarfiyatının sonucu olarak elde edilen buharın taşıdığı ısı enerjisi ile sağlanmaktadır. Buhar enerjisi, soğutma suyu devresi üzerine donatılmış iki akışkanlı eşanjör ile ana makineye aktarılması sağlanmaktadır. Senaryo 3'te ise, soğutma suyuna aktarılabacak ısı enerjisi, geminin elektriğini sağlamak için çalışan dizel jeneratörün egzozundan sağlanmasını amaçlamaktadır. Bu yüzden senaryo 3'te buhar yerine egzoz gazının olduğu iki akışkanlı bir eşanjör önerilmektedir. Senaryo 3'te eşanjör ve sistem için termodinamiğin 1. kanununa göre performans kriteri (PK) ve 2. Kanuna göre ekserji verimi (ϵ) hesapları yapılmıştır. Şekil 46, senaryo 2 ve senaryo 3 için PK ve ϵ değerlerini vermekte olup kıyaslama için bulgular gösterilmektedir. Şekil 46' da, senaryolardaki sisteme ait PK ve ϵ değerleri, makine dairesi sıcaklığının 10 °C deki karşılığıdır. Sistem PK ve ϵ bulgularının, makine dairesinin diğer sıcaklık değerlerindeki karşılıkları tablo 16'da verilmiştir.

Tablo 16. Makine dairesi ortam sıcaklığının 10°C - 45°C aralığında senaryo 2 ve senaryo 3 için PK ve ϵ değerleri

°C	PC (system)		Difference (%)
	Scenario 2	Scenario 3	
10	90,17	88,37	1,8
15	89,15	87,24	1,91
20	88,14	86,10	2,04
25	87,13	84,97	2,16
30	86,12	83,83	2,29
35	85,11	82,70	2,41
40	84,10	81,56	2,54
45	83,09	80,43	2,66

°C	ϵ (system)		Difference (%)
	Scenario 2	Scenario 3	
10	49,74	25,05	24,69
15	49,18	24,72	24,46
20	48,63	24,40	24,23
25	48,07	24,08	23,99
30	47,51	23,76	23,75
35	46,95	23,44	23,51
40	46,40	23,12	23,28
45	45,84	22,79	23,05

Değişken makine dairesi sıcaklıkları ile elde edilen analizler incelendiğinde; makine dairesi sıcaklığı arttıkça PK ve ϵ değerleri düşmekte olduğu görülmüştür.



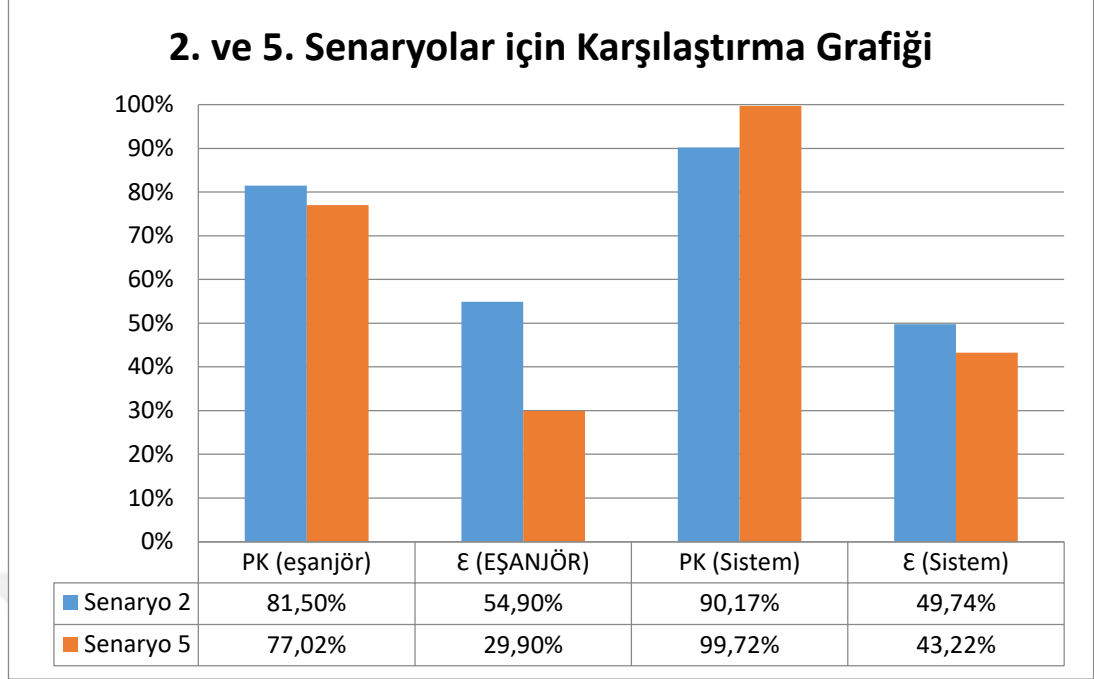
Şekil 47. 2. ve 4. Senaryolar için karşılaştırma grafiği

Şekil 47’de; senaryo 2’de önerilen iki akışkanlı eşanjör ile senaryo 4’te önerilen üç akışkanlı eşanjörün performans kriteri ve ekserji verimleri karşılaştırılmaktadır. Senaryo 2’deki eşanjör, su-egzoz akışkanları ile çalışmakta olup senaryo 4’teki eşanjör, su-egzoz-buhar akışkanları ile çalışmaktadır. Senaryolarda; performans kriterlerinin yakın olduğu ancak senaryo 4 için ekserji verimlerinin daha düşük olduğu sonucu elde edilmiştir. Dolayısıyla önerilen yeni modelin uygulanabilir olduğu ve bu model için daha fazla geliştirilmeye ihtiyaç olduğu görülmüştür. Şekil 47’ de, senaryolardaki sisteme ait PK ve E değerleri, makine dairesi sıcaklığının 10 °C deki karşılığıdır. Sistem PK ve E bulgularının, makine dairesinin diğer sıcaklık değerlerindeki karşılıkları tablo17’de verilmiştir.

Tablo 17. Makine dairesi ortam sıcaklığının 10°C - 45°C aralığında senaryo 2 ve senaryo 4 için PK ve E değerleri

°C	PC (system)		Difference (%)
	Scenario 2	Scenario 4	
10	90,17	80,83	9,74
15	89,15	80,43	8,72
20	88,14	80,03	8,11
25	87,13	79,63	7,5
30	86,12	79,23	6,89
35	85,11	78,83	6,28
40	84,10	78,43	5,67
45	83,09	78,03	5,06

°C	E (system)		Difference (%)
	Scenario 2	Scenario 4	
10	49,74	22,54	27,2
15	49,18	22,40	26,78
20	48,63	22,27	26,36
25	48,07	22,13	25,94
30	47,51	22,00	25,51
35	46,95	21,86	25,09
40	46,40	21,73	24,67
45	45,84	21,59	24,28



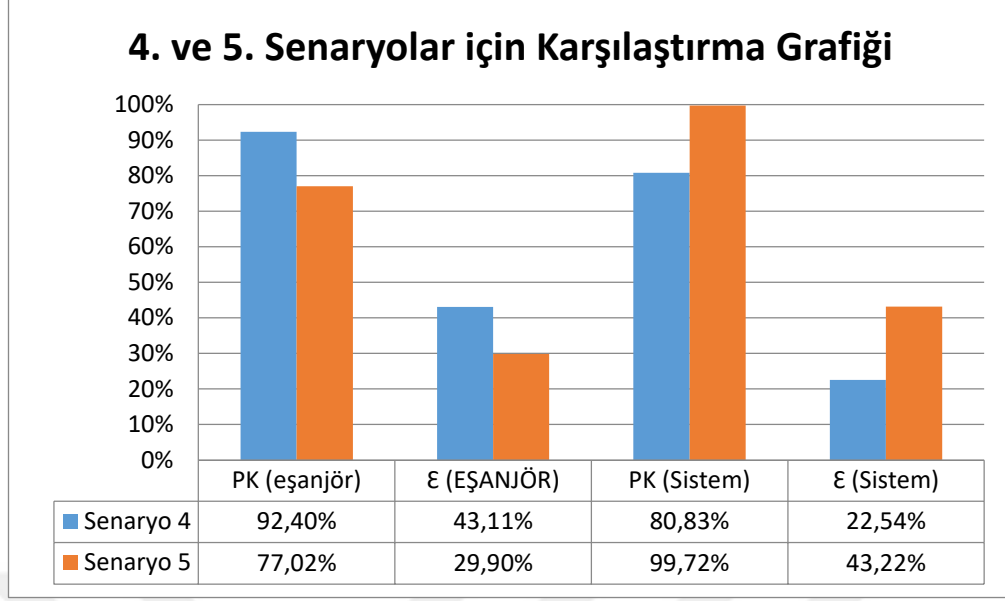
Şekil 48. 2. ve 5. Senaryolar için karşılaştırma grafiği

Şekil 48’de; senaryo 2’de önerilen iki akışkanlı eşanjör ile senaryo 5’te önerilen üç akışkanlı eşanjörün performans kriteri ve ekserji verimleri karşılaştırılmıştır. Senaryo 2’deki eşanjör, su-egzoz akışkanları ile çalışmakta olup senaryo 5’teki eşanjör, su-egzoz-su akışkanları ile çalışmaktadır. Şekil 48’ de, senaryolardaki sisteme ait PK ve E değerleri, makine dairesi sıcaklığının 10 °C deki karşılığıdır. Sistem PK ve E bulgularının, makine dairesinin diğer sıcaklık değerlerindeki karşılıkları tablo18’de verilmiştir.

Tablo 18. Makine dairesi ortam sıcaklığının 10°C - 45°C aralığında senaryo 2 ve senaryo 5 için PK ve E değerleri

°C	PC (system)		Difference (%)
	Scenario 2	Scenario 5	
10	90,17	99,72	9,55
15	89,15	97,45	8,3
20	88,14	95,18	7,04
25	87,13	92,91	5,78
30	86,12	90,64	4,52
35	85,11	88,37	3,26
40	84,10	86,10	2
45	83,09	83,83	0,74

°C	E (system)		Difference (%)
	Scenario 2	Scenario 5	
10	49,74	43,22	6,52
15	49,18	42,23	6,95
20	48,63	41,25	7,38
25	48,07	40,27	7,8
30	47,51	39,28	8,23
35	46,95	38,30	8,65
40	46,40	37,31	9,09
45	45,84	36,33	9,51



Şekil 49. 4. ve 5. Senaryolar için karşılaştırma grafiği

Şekil 49’da üçlü eşanjörlerin farklı senaryolardaki rolleri ile elde edilen performans kriteri ve ekserji verimlerinin sonuçları verilmiştir. Senaryo 4’de, su-egzoz-buhar akışkanları ile sunulan üçlü eşanjör performans kriteri ve ekserji değerleri, senaryo 5’te su-egzoz-su akışkanları ile sunulan üçlü eşanjör performans kriterleri ve ekserji değerlerinden daha yüksek olduğu görülmüştür. Ancak bütün sistem için hesaplanan performans kriteri ve ekserji verimleri senaryo 5’te daha yüksek olduğu görülmüştür.

Şekil 49’ da, senaryolardaki sisteme ait PK ve E değerleri, makine dairesi sıcaklığının 10 °C deki karşılığıdır. Sistem PK ve E bulgularının, makine dairesinin diğer sıcaklık değerlerindeki karşılıkları tablo19’da verilmiştir.

Tablo 19. Makine dairesi ortam sıcaklığının 10°C - 45°C aralığında senaryo 4 ve senaryo 5 için PK ve E değerleri

°C	PC (system)		Difference (%)
	Scenario 4	Scenario 5	
10	80,83	99,72	18,89
15	80,43	97,45	17,02
20	80,03	95,18	15,15
25	79,63	92,91	13,28
30	79,23	90,64	11,41
35	78,83	88,37	9,54
40	78,43	86,10	7,67
45	78,03	83,83	2,8

°C	E (system)		Difference (%)
	Scenario 4	Scenario 5	
10	22,54	43,22	20,68
15	22,40	42,23	19,9
20	22,27	41,25	18,98
25	22,13	40,27	18,14
30	22,00	39,28	17,28
35	21,86	38,30	16,44
40	21,73	37,31	15,58
45	21,59	36,33	14,74

Tez kapsamında yapılan çalışmanın sonuçları değerlendirildiğinde liman süreci boyunca kazanda %22'lik bir yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Geminin kayıtlarından elde edilen verilere göre; liman sürecinde ortalama yakıt sarfiyatı için % 8'lik bir tasarruf sağlanmış olduğu görülmüştür. Önerilen eşanjörlerin gemideki var olan eşanjör ile kıyaslandığında performans kriteri (PK) değerleri birbirine yakın çıkmıştır. Ancak önerilen eşanjörlerin ekserji verimleri (E) var olan eşanjöre göre daha düşük çıkmıştır. Bu sonuçlar, önerilen yeni modellerin uygulanabilir olduğunu ve daha çok geliştirilmeye gereksinim olduğunu göstermiştir. Ayrıca senaryolardaki sistemlere ait performans kriteri (PK) ve ekserji verimleri (E), makine dairesi sıcaklığı arttıkça düşüş eğiliminde olduğu görülmüştür.

Ayrıca IMO verilerine göre 1 ton MGO yakıt harcamasının 3.206 ton CO₂ emisyonu ürettiği bilinmektedir(IMO,2014). Elde edilen yakıt tasarrufu değerleri dikkate alındığında, haftada 2 liman operasyonu olduğu düşünüldüğünde, liman işletmesi başına 1.016 ton CO₂ emisyonu azaltılabileceği ve yıllık 106 ton CO₂ emisyonu azaltılabileceği tespit edilmiştir.

Sunulan tez çalışmasında elde edilen sonuçlar göz önüne alındığında aşağıdaki öneriler yapılmıştır.

1. Veriler gemideki mevcut ölçüm cihazları ile alınmıştır. Ölçümlerin kalibre edilmiş cihazlarla yapılarak teorik önerilere yakınsaması belirlenebilir,
2. Çalışma gerçekleştirilen senaryoları gemiye farklı yakıt türleri ile denenerek enerji ve ekserji analizlerini çalışmaları yapılabilir,
3. Değişken deniz suyu sıcaklıklarının sistem performansına etkilerinin araştırılması,
4. Sunulan senaryolar farklı tip gemilere uygulanarak, gemi işletim performanslarına veri havuzu oluşturabilir ve yakıt tasarrufu hesaplamalarında yardımcı olabilir,
5. Alternatif enerji kaynaklarına dayalı (termo-elektrik modül kullanarak) tatlı su üretim sistemleri geliştirilebilir,
6. Termo-elektrik modüllerle gemi egzoz emisyonlarının azaltılması sağlanabilir,
7. Senaryo 4'te önerilen **su-egzoz gazı-su üç akışkanlı üçlü eşanjör tasarımı** ile su üretimini sağlayabilmek için eşanjörde ihtiyaç duyulan buhar enerjisinin yakıt maliyet analizi ve oluşacak egzoz emisyon artışları incelenebilir.
8. Senaryo 4 ve senaryo 5 'te sunulan üçlü eşanjör modellerinin geminin farklı sistemleri için geliştirilebilir. Bu konu Yüksek Lisans çalışmasının devamı niteliğinde olup doktora çalışması konusu olarak düşünülmektedir.

6. KAYNAKLAR

- Akman, M., 2016. Bir Petrol Tankeri İçin Organik Rankine Çevrimi Atık Isı Geri Kazanım Sisteminin Termodinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Ammar NR ve Seddiek I.S.,2018. Thermodynamic, environmental and economic analysis of absorption air conditioning unit for emissions reduction onboard passenger ships. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 62, 726–38.
- Baldasso, E., Andreasen, J.G., Mondejar, M.E., Larsen, U. ve Haglind, F., 2019. Technical and economic feasibility of organic Rankine cycle-based waste heat recovery systems on feeder ships: impact of nitrogen oxides emission abatement technologies. *Energy Conversion and Management*, 183, 577–589.
- Bellolio Domke, S. A., Lemort, V. ve Rigo, P., 2015. Organic Rankine cycles systems for waste heat recovery in marine applications, In SCC 2015, International conference on shipping in changing climates.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M. J.,1995. Thermal design and optimization. John Wiley & Sons.
- Butrymowicz, D., Gagan J., Łukaszuk, M., Smierciew, K. , Pawluczuk, A., Zielinsk, T. ve Kedzierski, M., 2021. Experimental validation of new approach for waste heat recovery from combustion engine for cooling and heating demands from combustion engine for maritime applications, *Journal of Cleaner Production*, Volume 290,125206
- Cao, T., Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R. ve Chun, H. H., 2015. Performance investigation of engine waste heat powered absorption cycle cooling system for shipboard applications. *Applied Thermal Engineering*, 90, 820–30.
- Cao, T., Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R. ve Chun H.H., 2016. Modeling of waste heat powered energy system for container ships. *Energy* ,106,408–21.
- Chintala, V., Kumar, S. ve Pandey, J.K., 2018. A technical review on waste heat recovery from compression ignition engines using organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 493–509.
- Çıvgın, M. G., 2020. Konteyner Gemisi İçin Tek ve İki Kademeli Organik Rankin Çevrimi ile Atık Isı Geri Kazanımı Sisteminin Termodinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi,İstanbul.
- Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Derbentli, T., McGraw-Hill-Literatür, İstanbul.
- De la Fuente, S.S., Larsen, U., Pierobon, L., Kærn, M.R., Haglind, F. ve Greig, A., 2017. Selection of cooling fluid for an organic Rankine cycle unit recovering heat on a container ship sailing in the Arctic region. *Energy*, 141, 975-990.

- Demirel, K., 2014. Gemi Yardımcı Makineleri Sistemleri I, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Dincer, I. ve Rosen, M. A., 2007. Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development, First Edition, Elsevier.
- Dong, T. H. ve Nguyen, X. P., 2019. Exhaust gas recovery from marine diesel engine in order to reduce the toxic emission and save energy: a mini review. Journal of Mechanical Engineering Research and Developments, 42(5), 143-147.
- Girgin, I. ve Ezgi, C., 2017. Design and thermodynamic and thermoeconomic analysis of an organic Rankine cycle for naval surface ship applications. Energy Conversion Management, 148, 623–634.
- Gude, V.G., 2019. Thermal desalination of ballast water using onboard waste heat in marine industry, international journal of energy research, 41(11), 6026-6037.
- Güneş, Ü., 2013. Gemilerde Atık Isı Geri Kazanım Yöntemlerinin Teknik ve Ekonomik yönden İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Fitri, S. P., Santoso, A. ve Anggriawan N. F., 2019. Waste Heat Recovery from Exhaust Gas and Cooling Water as Water Heater on Domestic System of a Cruise Ship 48 meters, International Journal of Marine Engineering Innovation and Research, Vol. 3(3). 84-92
- Han, F., Wang, Z., Ji, Y., Li, W. ve Sunden, B., 2019. Energy analysis and multi-objective optimization of waste heat and cold energy recovery process in LNG-fueled vessels based on a triple organic Rankine cycle. Energy Conversion and Management, 195, 561-572.
- Henriksson, D. ve Nyman Vierito, R., 2016. A Case Study of Potential Savings that can be made by installing an Exhaust Gas Economizer on an Auxiliary Diesel Engine.
- Hou, S., Zhang, F., Yu, L., Cao, S., Zhou, Y., Wu, Y. ve Hou, L., 2018. Optimization of a combined cooling, heating and power system using CO₂ as main working fluid driven by gas turbine waste heat. Energy Conversion and Management, 178, 235–249.
- Hussein, A. and Kandil, H., 2020. Seawater Desalination Using Waste Heat Recovery on Passenger Ship, Port-Said Engineering Research Journal, 24(1), 82-101.
- IMO, 2009a, Interim Guidelines on The Method of Calculation of The Energy Efficiency Design Index for New Ships, MEPC.1/Circ 681, International Maritime Organization, London
- IMO, 2009b. Guidelines for the voluntary use of the ship energy efficiency operational indicator (EEOI), MEPC.1/Circ.684., International Maritime Organization, London

- IMO MEPC 63/23, 2012. Guidelines for the development of a ship energy efficiency management plan (SEEMP), The Marine Environment Protection Committee Resolution 213(63).
- IMO Resolution MEPC 245 (66), 2014. Guidelines on the method of calculation of the attained Energy Efficiency Index (EEDI) for new ships.
- IMO,2020. Fourth IMO Green House Gas Study, ,SE1 7SR, International Maritime Organization, London
- Kilinç, F. ve Başçıl, D. 2020. Soğutma Sezonu için Yatay Toprak Kaynaklı Isı Pompası Ekserji Analizi: Sivas İli Örneği. *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 9(2), 797-806.
- Küçükşahin, F., 2008. Gemi Makinelerinin Operasyon ve Bakımı-1, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Küçükşahin, F., 2011. Gemi Makineleri,Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Larsen, U., Sigthorsson, O. ve Haglind F., 2014. A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships, *Energy*, 74, 260–268.
- Liang, Y., Shu, G., Tian, H. ve Sun, Z., 2018. Investigation of a cascade waste heat recovery system based on coupling of steam Rankine cycle and NH₃-H₂O absorption refrigeration cycle. *Energy Conversion Management*, 166, 697–703.
- Lion, S., Taccani, R., Vlaskos, I., Scrocco, P., Vouvakos, X. ve Kaiktsis, L., 2019. Thermodynamic analysis of waste heat recovery using Organic Rankine Cycle (ORC) for a two-stroke low speed marine Diesel engine in IMO Tier II and Tier III operation. *Energy*, 183,48–60.
- Lion, S., Vlaskos, I. ve Taccani, R., 2020. A review of emissions reduction technologies for low and medium speed marine Diesel engines and their potential for waste heat recovery. *Energy Conversion Management*, 207, 112553.
- Lümmen, N., Nygård, E., Koch, P.E. ve Nerheim, L.M., 2018. Comparison of organic Rankine cycle concepts for recovering waste heat in a hybrid powertrain on a fast passenger ferry. *Energy Convers Manage*, 163, 371–83.
- MAN, 2009. Diesel & Turbo., Soot Deposits and Fires in Exhaust gas Boilers, MAN Diesel & Turbo.
- MAN, 2014. Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emission and EEDI, MAN Diesel & Turbo. 5510-0136-03 ppr Aug. 2014 Printed in Denmark

- Manjunath, K., Sharma, O.P., Tyagi, S.K. ve Kaushik S.C., 2018. Thermodynamic analysis of a supercritical/transcritical CO₂ based waste heat recovery cycle for shipboard power and cooling applications. *Energy Conversion Management*, 155, 262–75.
- Meng, F., Wang, E., Zhang, B., Zhang, F. ve Zhao, C., 2019. Thermo-economic analysis of transcritical CO₂ power cycle and comparison with Kalina cycle and ORC for a low temperature heat source. *Energy Conversion Management*, 195, 1295–1308.
- Mito, M.T., Teamah, M.A., El-Maghlany, W.M. ve Shehata, A.I., 2018. Utilizing the scavenge air cooling in improving the performance of marine diesel engine waste heat recovery systems. *Energy*, 142, 264–76.
- Mofor, L., Nuttall, P. ve Newell, A., 2015. Renewable energy options for shipping: technology brief. IRENA.
- Mondejar, M.E., Ahlgren, F., Thern, M. ve Genrup, M., 2017. Quasi-steady state simulation of an organic Rankine cycle for waste heat recovery in a passenger vessel. *Applied Energy*, 185, 1324–1335.
- Nawi, Z. M., Kamarudin, S.K., Abdullah, S.S. ve Lam, S.S., 2018. The potential of exhaust waste heat recovery (WHR) from marine diesel engines via organic Rankine cycle. *Energy*, 166, 17–31
- Ni, P., Wang, X. ve Li, H., 2020. A review on regulations, current status, effects and reduction strategies of emissions for marine diesel engines. *Fuel*, 279, 118477.
- Nielsen, R. F., Haglind, F. ve Larsen, U., 2014. Design and modeling of an advanced marine machinery system including waste heat recovery and removal of sulphur oxides, *Energy Conversion and Management* , 85, Pages 687-693
- Ouyang, T., Su, Z., Gao, B., Pan, M., Chen, N. ve Huang, H., 2019. Design and modeling of marine diesel engine multistage waste heat recovery system integrated with flue-gas desulfurization, *Energy Conversion and Management*, 196, 1353-1368
- Ouyang, T., Huang, G., Su, Z., Xu, J., Zhou, F. ve Chen, N., 2020. Design and optimisation of an advanced waste heat cascade utilisation system for a large marine diesel engine, *Journal of Cleaner Production*; 23, 123057.
- Palomba, V., Aprile, M., Motta, M., Vasta, S., 2017. Study of sorption systems for application on low-emission fishing vessels. *Energy*, 134, 554–565.
- Pan, P.C., Yuan, C.Q., Sun, Y.W., Yan, X.P., Lu, M. ve Bucknall, R., 2020. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of S-CO₂ Brayton cycle waste heat recovery system for an ocean-going 9000 TEU container ship. *Energy Conversion Management*, 221, 113077.
- Samosir, D.H., Markert, M. ve Busse, W., 2017. The technical and business analysis of using shore power connection in the port of Hamburg. *Jurnal Teknik ITS*, 5 (2)

- Sezer, İ., 2008. Buji Ateşlemeli Motor Çevrimine Ekserji Analizinin Uygulanması, Doktora Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Sharafian, A., Blomerus, P. ve M'erida, 2019. Natural gas as a ship fuel: Assessment of greenhouse gas and air pollutant reduction potential. Energy Policy, 131, 332–346.
- Shafieian, A. ve Khiadani, M., 2020. A multipurpose desalination, cooling, and air-conditioning system powered by waste heat recovery from diesel exhaust fumes and cooling water. Case Studies in Thermal Engineering, 21, 100702.
- Shi, L., Tian, H. ve Shu, G., 2020. Multi-mode analysis of a CO₂-based combined refrigeration and power cycle for engine waste heat recovery. Applied Energy, 264, 114270.
- Shu, G., Liang, Y., Wei, H., Tian, H., Zhao, J. ve Liu, L., 2013. A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 19, 385–401.
- Shu, G., Shi, L., Tian, H., Li, X., Huang, G. ve Chang, L., 2016. An improved CO₂-based transcritical Rankine cycle (CTRC) used for engine waste heat recovery. Applied Energy, 176, 171–182.
- Shu, G., Liu, P., Tian, H., Wang, X. ve Jing, D., 2017. Operational profile based thermal-economic analysis on an Organic Rankine cycle using for harvesting marine engine's exhaust waste heat. Energy Conversion Management, 146, 107–123.
- Singh, D.V. ve Pedersen E., 2016. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. Energy Conversion Management, 111, 315–328.
- Song, J., Song, Y. ve Gu, C.W., 2015. Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. Energy, 82, 976–985.
- Sung, T. ve Kim, K.C., 2016 Thermodynamic analysis of a novel dual-loop organic Rankine cycle for engine waste heat and LNG cold. Applied Thermal Engineering, 100, 1031–1041.
- Talay, A. A., Deniz, C. ve Durmuşoğlu, Y., 2014. Gemilerde verimi arttırmak için uygulanan yöntemlerin CO₂ emisyonlarını azaltmaya yönelik etkilerinin analizi. Journal of ETA Maritime Science, 2(1), 61-74.
- Tian, H., Shu, G., Wei, H., Liang, X. ve Liu, L., 2012. Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE). Energy, 47(1), 125–136.
- Tien, W.K., Yeh, R.H. ve Hong, J.M., 2007. Theoretical analysis of cogeneration system for ships. Energy Convers Manage ;48:1965–1974.

- Van, T. C., Zare, A., Jafari, M., Bodisco, T. A., Surawski, N., Verma, P. ve Brown, R. J. 2019. Effect of cold start on engine performance and emissions from diesel engines using IMO-Compliant distillate fuels. *Environmental Pollution*, 255, 113260.
- Wang, E.H., Zhang, H.G., Fan, B.Y., Ouyang, M.G., Zhao, Y. ve Mu, Q.H., 2011. Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 36(5), 3406–3418.
- Wang, S., Liu, C. ve Zhou, Y., 2018. Study on Waste Heat Utilization Device of High-Temperature Freshwater in the Modern Marine Diesel Engine, In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science (Vol. 111, No.1, p.012009). IOP Publishing
- Xu, B., Rathod, D., Yebi, A., Filipi, Z., Onori, S. ve Hoffman, M., 2019. A comprehensive review of organic rankine cycle waste heat recovery systems in heavy-duty diesel engine applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 107, 145–170.
- Yang, X., Zhao, L., Li H. ve Yu, Z., 2015. Theoretical analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixture. Applied Energy, 160, 912–919.
- Yang, X., Zheng, N., Zhao, L., Deng, S., Li, H. ve Yu, Z., 2016. Analysis of a novel combined power and ejector-refrigeration cycle. Energy Conversion Management, 108, 266–274.
- Yang, M.H. ve Yeh, R. H., 2015. Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery. Energy. 82, 256–268.
- Yang, M.H. 2016. Optimizations of the waste heat recovery system for a large marine diesel engine based on transcritical Rankine cycle. Energy, 113, 1109–24.
- Yang, M.H. 2017. The performance analysis of the transcritical Rankine cycle using carbon dioxide mixtures as the working fluids for waste heat recovery. Energy Conversion and Management, 151, 86–97.
- Yu, G., Shu, G., Tian, H., Wei, H. ve Liu, L., 2013. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE). Energy, 51, 281–90.
- Yu, A., Su, W., Lin, X., Zhou, N. ve Zhao, L., 2020. Thermodynamic analysis on the combination of supercritical carbon dioxide power cycle and transcritical carbon dioxide refrigeration cycle for the waste heat recovery of shipboard. Energy Conversion and Management, 221, 113214.

- Zhang, Q., Ogren, R.M. ve Kong, S.C., 2018. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of a novel waste heat recovery system with a transcritical CO₂ cycle for offshore gas turbine application. Energy Conversion and Management, 172, 212-227.
- Zhang, Q., Luo, Z., Zhao, Y. ve Cao, R., 2020. Performance assessment and multi-objective optimization of a novel transcritical CO₂ trigeneration system for a low-grade heat resource. Energy Conversion and Management, 204, 112281.
- Zhang, Q., Luo, Z., Zhao, Y. ve Pavel, S., 2021. Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of a transcritical CO₂ waste heat recovery system for cruise ship application. Energy Conversion and Management, 227, 113612.
- Zhu, S., Zhang, K. ve Deng, K., 2019. A review of waste heat recovery from the marine engine with highly efficient bottoming power cycles, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 120, 109611
- URL-1, <http://dfds.com.tr> Gemilerin sefer planları, 09.08.2021
- URL-2, <https://www.nepia.com/industry-news/imo-publishes-review-of-2020-marine-fuels-quality/> IMO Publishes Review of 2020 Marine Fuels Quality, 13.01.2023
- URL-3, <https://shipandbunker.com/prices> Yakıt fiyatları, 20.12.2022

ÖZGEÇMİŞ

Liseyi Esiroğlu Mehmet Akif Ersoy Lisesi'nde tamamladı. 2003 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Denizcilik Fakültesi Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümü'nü kazandı. 2008 yılında Mardaş Marmara Denizcilik İşletmeleri Şirketinde uzakyol vardiya mühendisi yeterliliği ile şirketin filosunda çalışmaya başladı, 2012 yılında aynı firmada Uzakyol İkinci Mühendis olarak görevine devam etti. 2015 yılında UND firmasının filosunda Uzakyol İkinci Mühendis yeterliliği ile başlayıp, 2016 yılında Uzakyol Baş Mühendis olarak firmanın gemilerinde görev yaptı. 2017 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Abdullah Kanca Meslek Yüksekokulu'nda Öğretim Görevlisi olarak başladı ve görevine halen devam etmektedir. 2017 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. Evli ve iki çocuk babasıdır. İyi derecede İngilizce bilmektedir.