

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR PETROL TANKERİ İÇİN ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ ATIK ISI
GERİ KAZANIM SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet AKMAN

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

ARALIK 2016

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR PETROL TANKERİ İÇİN ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ ATIK ISI
GERİ KAZANIM SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Mehmet AKMAN
508131014**

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Selma ERGİN

ARALIK 2016

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508131014 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Mehmet AKMAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "BİR PETROL TANKERİ İÇİN ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Selma ERGİN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Selma ERGİN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof.Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof.Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **25.11.2016**
Savunma Tarihi : **28.12.2016**





Aileme,



ÖNSÖZ

Akademik çalışmalarım süresince desteklerini benden esirgemeyen, bilgi ve deneyimlerini benimle paylaşan danışmanım sayın Prof.Dr. Selma ERGİN'e minnettarlığımı sunar, tez sürecinde yardımlarından dolayı değerli arkadaşım Müh. Hakan ALPER'e teşekkür ederim.

Her zaman yanımda olan eşim Derya AKMAN'a teşekkür ederim.

Kasım 2016

Mehmet AKMAN
(Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	3
2. GEMİLERDE POTANSİYEL ATIK ISI KAYNAKLARI	5
2.1 Dizel Motorlarda Enerji Dengesi	5
2.1.1 Gemi dizel motorlarında atık ısının dağılımı	6
2.1.2 Atık ısı kalitesinin incelenmesi.....	7
2.2 Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri	10
2.2.1 Rankine çevrimi	10
2.2.2 Kalina çevrimi.....	11
2.2.3 Egzoz gazı türbini	13
2.2.4 Termoelektrik güç üretimi.....	17
2.2.5 Kombine güç üretim sistemleri	18
3. ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ	21
3.1 Giriş.....	21
3.2 ORC Bileşenlerinin İncelenmesi.....	24
3.2.1 Isı değiştiriciler.....	24
3.2.2 Genişleticiler	25
3.3 İş Akışkanının Seçimi	27
3.4 ORC Matematik Modeli.....	30
3.5 Maliyet Analizi.....	32
4. 49.990 DWT'LUK TANKERDEN ORC METODUYLA ENERJİ GERİ KAZANIMI	33
4.1 Gemideki Mevcut Atık Isıların Tayini	34
4.2 ORC Atık Isı Geri Kazanım Modelleri	39
4.2.1 Çeket soğutma suyu atık ısısı için ORC modeli.....	39
4.2.2 Süpürme havası atık ısısı için ORC modeli	40
4.2.3 Egzoz gazı atık ısısı için ORC modeli	40
4.2.4 Kombine atık ısı ORC modeli.....	41
4.3 ORC Modellerinin Termodinamik Analizleri	43
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	55
KAYNAKLAR	57
EKLER	61
ÖZGEÇMİŞ	71

KISALTMALAR

ORC	: Organik Rankine Çevrimi
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli
ODP	: Ozon Tabakasını Tahrip Potansiyeli
HFO	: Ağır yakıt
M-1	: Çeket soğutma suyu atık ısısı ORC sistemi (Model-1)
M-2	: Süpürme havası atık ısısı ORC sistemi (Model-2)
M-3	: Egzoz gazı atık ısısı ORC sistemi (Model-3)
M-4	: Kombine atık ısı ORC sistemi (Model-4)
AB	: Avrupa Birliği
MCR	: Maksimum sürekli güç
TC	: Turboşarjer
FS	: Yakıt tasarrufu
SFOC	: Özgül yakıt tüketimi
AID	: Alt Isıl Değer
ECA	: Emisyon kontrol alanı
IMO	: Uluslararası Denizcilik Örgütü
MARPOL	: Denizlerin Gemilerden Kirlenmesini Önleme Uluslararası Sözleşmesi
TCS	: Kombine turbo sistem
PT	: Güç türbini
PTG	: Güç türbini jeneratörü
NO_x	: Azot oksit
SO_x	: Kükürt oksit
CO₂	: Karbondioksit



SEMBOLLER

T	: Sıcaklık, K
p	: Basınç, Pa
P	: Güç, W
h	: Entalpi, kJ/kg
t	: Zaman, saat
ε	: Geri kazanılan mekanik güç oranı, %
Q	: Isı transfer miktarı, J
η	: Verim, %
\dot{m}	: Kütleli debi, kg/s
c	: Özgül ısı, kJ/kg-K
k	: Birim maliyet, Avro/kW
C	: Tahmini maliyet, Avro

Alt İndisler

cs	: Çekirdek suyu
eg	: Egzoz gazı
sh	: Süpürme havası
ds	: Deniz suyu
d	: Doyma noktası
he	: Isı değiştiricisi
y	: Yakıt
my	: Makine yağı
o	: Ortam
a	: Hava
g	: Giriş
ç	: Çıkış
m	: Mekanik
th	: Isıl
j	: Jeneratör
p	: Basınç
pp	: Pinch noktası
pr	: Yakıt fiyatı
em	: Emisyon



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Sıcaklık aralığına bağlı ısı kalitesi sınıfları	7
Çizelge 2.2 : Gemi atık ısı kaynaklarının sıcaklık aralıkları	7
Çizelge 3.1 : R245fa'nın bazı fiziksel özellikleri	29
Çizelge 4.1 : Seçilen geminin önemli özellikleri.....	33
Çizelge 4.2 : Makine yüküne bağlı parametrelerin değişimi	36
Çizelge 4.3 : Ana makine yüküne göre turboşarj hava tüketimi, süpürme havasının ve ceket soğutma suyunun ısı yükleri	37
Çizelge 4.4 : Modelerde kullanılan parametre kabulleri	42
Çizelge 4.5 : Farklı yüklerde model-2 ORC sisteminin parametre değerleri	43
Çizelge 4.6 : Makine yüküne göre modellerin türbin, pompa ve net elektrik güçleri	52
Çizelge 4.7 : Makine yüküne göre modellerin geri kazanılan mekanik güç, yakıt tasarrufu ve ana makinenin ısı verim değerleri	52



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Tipik bir gemi dizel motorunda enerji akışı ve giren-çıkan maddeler	5
Şekil 2.2 : 12K98ME/MC model ana makinenin ısıl denge diyagramı.....	6
Şekil 2.3 : Turboşarjer öncesi ve sonrası egzoz gazı sıcaklıkları	8
Şekil 2.4 : Turboşarjer sonrası egzoz gazının atık ısı kalite indeksi.....	8
Şekil 2.5 : Rankine çevrimi şematik gösterimi.....	9
Şekil 2.6 : Farklı derişimlerde NH ₃ çözeltilisinin faz değişimi	11
Şekil 2.7 : Kalina çevriminin şematik gösterimi	12
Şekil 2.8 : Turboşarjer veriminin yıllara göre değişimi.....	13
Şekil 2.9 : Kombine turbo – güç türbini jeneratörü	14
Şekil 2.10 : Hidrolik TCS şematik diyagramı	14
Şekil 2.11 : Elektrikli TCS şematik diyagramı.....	16
Şekil 2.12 : Basit bir termoelektrik güç üretim modülü	16
Şekil 2.13 : Kombine bir atık ısı geri kazanım sistemi.....	17
Şekil 2.14 : Wärtsilä kombine atık ısı geri kazanım sistemi.....	18
Şekil 2.15 : Wärtsilä kombine atık ısı geri kazanım sistemi.....	19
Şekil 3.1 : ORC uygulamalarının dağılımı.	21
Şekil 3.2 : İki fazlı jeotermal akışkandan elektrik üreten ORC.....	22
Şekil 3.3 : Lesotho’da bulunan bir güneş enerjisi ORC sistemi	23
Şekil 3.4 : ORC bileşenlerinin toplam ORC maliyetindeki payları.....	24
Şekil 3.5 : Burgu tipi çift türbinli bir ORC modülü.....	25
Şekil 3.6 : a) Helezonik tip genişletici b) Burgu tip genişletici c) Radyal türbin operasyon haritaları	26
Şekil 3.7 : a) İzantropik b) Islak c) Kuru akışkan diyagramı.....	27
Şekil 3.8 : Bazı akışkanların yanıcılık ve uçuculuk özellikleri	28
Şekil 3.9 : Kaynak sıcaklıklarına göre önerilen iş akışları	29
Şekil 3.10 : Temel ORC bileşenleri ve sistemin T-s diyagramı	30
Şekil 3.11 : Farklı ORC sistemlerinin birim maliyetleri	32
Şekil 4.1 : Çalışmada analizi yapılan kimyasal/petrol tankeri	34
Şekil 4.2 : Ana makinenin merkezi soğutma sistemi şematik gösterimi	35
Şekil 4.3 : Makine yüküne göre egzoz gazı parametreleri-yakıt tüketiminin değişimi	36
Şekil 4.4 : Ana makine yüküne bağlı farklı atık ısıların toplam ısı enerjileri	38
Şekil 4.5 : Ceket soğutma suyu atık ısı ORC sistemi – Model-1	39
Şekil 4.6 : Süpürme havası atık ısı ORC sistemi – Model-2	40
Şekil 4.7 : Egzoz gazı atık ısı ORC sistemi – Model-3.....	41
Şekil 4.8 : Kombine atık ısı geri kazanım ORC sistemi – Model-4	42
Şekil 4.9 : Model-4 süpürme havası ısı yükünün ana makine yüküne göre değişimi	44
Şekil 4.10 : Model-4’te ana makine yüküne göre egzoz gazı ısı yükündeki değişim	44

Şekil 4.11 : Ana makine yüküne göre modellerdeki çevrim akışkanı debileri ...	45
Şekil 4.12 : Ana makine yüküne göre ORC modellerindeki pompa güçleri	46
Şekil 4.13 : Ana makine yüküne göre ORC modellerinin türbin güçleri	47
Şekil 4.14 : Ana makine yüküne göre modellerden elde edilen net elektrik güçleri	48
Şekil 4.15 : Ana makine yüküne göre ORC modellerinden geri kazanılan güç oranları	49
Şekil 4.16 : Ana makine yüklerine göre ORC modelleriyle yapılan yakıt tasarrufları	49
Şekil 4.17 : Ana makine yüküne göre ORC sistemleriyle yapılan yakıt tasarrufları (t)	50
Şekil 4.18 : Ana makine yüküne göre ORC sistemi olmadan ana makine ısı verimi ve ORC sistemleri entegreli ana makine ısı verimindeki değişim	51
Şekil 4.19 : ORC modellerinin toplam maliyetleri	53

BİR PETROL TANKERİ İÇİN ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Enerji talebinin günden güne arttığı ve mevcut enerji kullanımının çevreye olan olumsuz etkilerinin hissedilir boyutlara ulaştığı günümüz dünyasında, enerji verimliliği, enerji tasarrufu, yenilenebilir ve sürdürülebilir enerji konuları büyük önem taşımaktadır. Dünya ticaretinin %90'ından fazlasının, uluslararası gemi taşımacılığı aracılığıyla yapıldığı düşünülürse, gemiler için de enerji verimliliği ve emisyon salınımı kavramları güncel konular arasındadır. 2050 yılı itibariyle, atmosferik karbon dioksit (CO₂) konsantrasyonunun 480 ppm ile 550 ppm arasında olacağı ve bu aralığın küresel sıcaklığı 0,5 °C ile 2,5 °C arasında artıracığı tahmin edilmektedir. Deniz yolu ile taşımacılığın toplam CO₂ emisyonlarındaki payı %3,3 civarındadır. Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO), gemi kaynaklı emisyon salınımına geçmişten günümüze kademeli olarak limitler getirmiş ve gemilerde enerji verimliliği konusunda düzenlemeler yürürlüğe koymuştur. Emisyon kontrol bölgelerinde ilk seviyeye göre emisyonların, azot oksit (NO_x) için %80, kükürt oksit (SO_x) için %90 üzerinde azaltılması hedeflenmiştir. Uluslararası gemi taşımacılığında kaynaklanan sera gazı emisyonlarının azaltılması için alınması gerekli zorunlu tedbirler, Denizlerin Gemilerden Kirlenmesini Önleme Uluslararası Sözleşmesi Ek-VI (MARPOL Ek-VI) ile kabul edilmiş, gemilerde enerji verimliliğinin sağlanması amacıyla, yeni gemiler için “Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi” nin tayini ve 400 GT’den büyük tüm gemiler için “Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı” nın hazırlanması istenilenleri yürürlüğe girmiştir.

Gemilerde enerji kaybı büyük oranda gemi ana makinelerindedir. Yanma prosesinden sonra itme için kullanılan güç, yakıt enerjisinin sadece %30’u civarındadır. Soğutma ve egzoz gazı ile atılan enerji ise toplam yakıt enerjisinin yaklaşık %50’lik kısmını oluşturmaktadır. Atılan bu enerjinin geri kazanımı, enerji verimliliğinin sağlanması, operasyonel giderlerin ve emisyonların azaltılması konularında önemli bir adımdır. Uluslararası Denizcilik Örgütü’nün sıkı tedbirleri sonrası makine üreticileri bu konularda farklı teknolojiler geliştirmektedir.

Bu çalışmada, bir kimyasal/petrol tankerinin ana makinesinin atık ısı analizi yapılmış, verilere göre farklı atık ısı kaynakları kullanılarak Organik Rankine Çevrimi (ORC) atık ısı geri kazanım modelleri oluşturulmuş ve modellerin termodinamik analizleri yapılarak çevrim performans çıktıları hesaplanmıştır. ORC güç üretim modelleriyle geminin seyir elektrik yükünün karşılanması hedeflenmiştir. Geminin ana makinesinin soğutma (ceket) suyu, süpürme (skavenç) havası ve egzoz gazı, atık ısı kaynakları olarak modellenmiş ve analizler her bir atık ısı kaynağı bir 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.

Analiz sonuçlarına göre, ceket suyu ORC sistemiyle elektrik üretimi, %100 yükte 103,2 kWe, süpürme havası ORC sistemiyle 526,5 kWe ve egzoz gazı ORC sistemiyle 312,9 kWe olarak hesaplanmıştır. Kombine atık ısı ORC sistemiyle %100 yükte elektrik üretimi 759,2 kWe seviyesindedir ve bu değer geminin seyir elektrik yükü olan 524 kWe'in üzerindedir. Sonuçlara göre, 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 ısıl 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.



THERMODYNAMIC ANALYSIS OF ORGANIC RANKINE CYCLE WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM FOR AN OIL TANKER

SUMMARY

In today's world where energy demand has increased day by day and the negative effects of current energy usage on the environment has already reached noticeable dimensions, energy efficiency, energy saving, renewable and sustainable energy have become the primary issues. More than 90% of the world's trade is carried out by international shipping, so that the concepts of energy and emissions for ships are the topics on the agenda as well. It is estimated that by 2050, the atmospheric carbon dioxide (CO₂) concentration will be between 480 ppm and 550 ppm, and this range will increase the global temperature from 0.5 °C to 2.5 °C. Transportation by sea has the share about 3.3% of global CO₂ emissions.

International Maritime Organization (IMO) has set limits on emissions gradually, and has set regulations on energy efficiency for ships. It was aimed to reduce emissions by 80% for nitrogen oxide (NO_x) and around 90% for sulfur oxide (SO_x) compared to the first limits in emission control areas (ECAs). The mandatory measures have been taken to reduce emissions of greenhouse gases and increasing energy efficiency of ships, are the establishment of the "Energy Efficiency Design Index" for new vessels, adopted for Annex VI of the International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL) and the preparation of the "Ship Energy Efficiency Management Plan" for all vessels greater than 400 GT has been put into effect.

The loss of energy in ships is largely in the ship's main engines. After the combustion process, the power used for propulsion is only about 30%, heat load of cooling of main engine and exhaust energy are about 50% of the total fuel energy. While the exhaust gas has the share about 25% of total fuel energy. Scavenge air, jacket water and lubricating oil have the share about 16%, 5% and 3%, respectively. Therefore, it is an important step to recover this energy to increase energy efficiency and to decrease operational costs and emissions.

After the strict measures of International Maritime Organization, engine manufacturers and researchers have been developing different technologies on these issues. Classical Rankine cycle, Kalina cycle, exhaust gas turbines, thermo-electric power generation and combined heat and power systems are the common solutions for waste heat recovery technologies. One of the most promising technology is the Organic Rankine Cycle system that recovers the waste heat of the main engine to generate electricity. Unlike conventional Rankine cycle, ORC uses organic fluids in closed system. Main reason for using ORC is that the system can recover the low-grade waste heat of the sources.

Considering the quality of ship waste heat, ORC technology is an innovative and strong option to recover the waste energy.

ORC system performance is the most important issue for operations so that many studies focus on improving efficiencies. One of the key point of increasing cycle performance is selecting an appropriate working fluid. It should have good thermodynamic properties and should give high performance outputs. Moreover, considering the International Maritime Organization regulations and ship's safety, fluid should be environmentally friendly as well. It should have low global warming and ozone depleting potential, non-corrosive, chemically stable, non-toxic, non-flammable, non-explosive, cheap and accepted by the industry.

In this study, waste heat analysis of the main engine of a chemical/oil tanker was made and the waste heat recovery models of Organic Rankine Cycle were established by using different waste heat sources according to the heat loads and source temperatures. Jacket cooling water, scavenge air and exhaust gas were determined as waste heat sources. In addition, it was aimed to investigate the ORC system performance by using the waste heat of the medium-range tanker's main engine to meet navigation electricity requirement. During the thermodynamic analysis, R245fa was selected as the working fluid for the ORC power generation systems. Jacket water, scavenge air and exhaust gas waste heat recovery models were analyzed separately then three waste heat sources were combined as a unique model.

Waste heat analysis indicated that jacket water waste heat had the lowest quality. However, high amount of mass flow rate was made remarkable the source's waste energy to recover. Scavenge air waste heat was very sensible to the engine load. When the engine load increased, its heat load increased rapidly as well. This situation effected the cycle performance and assumption criterias. Exhaust gas has a very big potential waste heat based on its high temperature and heat quality onboard ships. However, minimum exhaust temperature is recommended as 140 °C by engine manufactures due to the acid forming problem in funnel, so that it's limited to absorb the full energy of exhaust gas. The major advantage of the exhaust gas waste heat that it enables the ORC system to work in higher pressures and evaporation temperatures.

According to the ORC models' analysis result the jacket cooling water ORC system has the lowest power capacity as 103.2 kWe comparing other recovery models. The gain was calculated as as 312.9 kWe by the exhaust gas waste heat ORC system. This value for the scavenge air waste heat ORC system was 526.9 kWe. The highest capacity was obtained from the combined waste heat ORC system as 759.2 kWe. Results also indicated that at the economic navigation speed of the ship, the combined waste heat ORC system produces 589,2 kWe of electricity meaning that the ship can cruise without ever running the generators by using the ORC system.

Analysis results show that by using the combined waste heat ORC system, up to 874,11 tons of fuel can be saved annually. This value for jacket water, scavenge air and exhaust gas waste heat ORC systems are 113,06 tons/year, 606,21 tons/year and 355,73 ton/year, respectively. This means that total maximum fuel saving from individual systems can be calculated as 1074,95 tons, annually. Although this case seems more fuel-efficient, the individual systems are 24.16%

more expensive than the combined waste heat ORC system and the pay-back time is 21.7% longer than the unique model. Estimated pay-back times were calculated as 7.28 year for jacket water, 6.13 years for exhaust gas, 4.9 years for scavenge air and 4.33 years for combined waste heat ORC models. As a result, lower power output capacity resulted in higher investment cost and longer pay-back time.

The integrated use of ORC systems with the main engine had an improving effect on overall thermal efficiency of the main engine. The total thermal efficiency can be increased up to 1.13% by jacket cooling water, 3.17% by exhaust gas, 4.56% by scavenge air and 8.1% by the combined waste heat ORC systems.

In conclusion, combined waste heat ORC system is able to meet the navigation electricity load when the main engine loads are above 68%. This result, which corresponds to the most efficient operation range of the engine, is an innovative and important step towards saving fuel, reducing operational costs, fulfilling IMO regulations and increasing energy efficiency of the ship.



1. GİRİŞ

1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı

Denizcilik sektörü son yıllarda büyük bir gelişme ve büyümeye tanık olmuştur. Deniz yoluyla taşımacılıktaki hacimsel ve sayısal büyüme 1950'li yıllara kıyasla 100 kat daha fazladır (WTO, 2012). Yakıt fiyatlarının ise 1980'li yıllara oranla üç kat arttığı ve yakıt maliyetinin gemi tipine göre toplam işletme giderlerinin %43'ü ile %67'si arasında olduğu saptanmıştır (Mazraati, 2011). Buna ek olarak, Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO)'nün gemi kaynaklı emisyonlar ve enerji verimliliği hakkındaki sıkı tedbirleri, gemi sahiplerini, makine üreticilerini ve uzmanları bu konular üzerinde tedbirler almaya, araştırma ve geliştirmeye yöneltmiştir. 2007 yılında insan aktiviteleri kaynaklı küresel karbondioksit (CO₂) dağılımı; elektrik ve ısıtma için %35, ulaşım için %27, sanayi için %22,8 ve %15,2 diğer kullanımlar olarak verilen çalışmada, gemi kaynaklı taşımacılığın payı %3,3'tür (Uluslararası Denizcilik Örgütü, 2009). Dünya ticaret hacmi ve enerji talebine bağlı olarak artan gemi taşımacılığı için 2050 yılına gelindiğinde ton-mil bazında büyüme %147 ile %302 arasında tahmin edilmektedir ve bu büyüme, herhangi bir önlem alınmadığı durumda 2007 yılına kıyasla, karbon dioksit (CO₂) salınımını %400 artıracaktır (IMO, 2009). Buna ek olarak, IMO III. Seragazı Araştırması'na göre (2014), 2007 ve 2012 yılları arasında, denizcilik sektörünün küresel toplam sera gazlarındaki payı %2,8'dir ve bu oran yıllık 1 milyon ton sera gazına eşdeğerdir. Ayrıca aynı çalışmada sektör, küresel toplam azot oksit emisyonu (NO_x)'un %15'inde ve kükürt emisyonunun %13'ünde pay sahibidir. Bu sebeple, gemi kaynaklı emisyon salınımına geçmişten günümüze kademeli olarak limitler getirilmiş ve gemilerde enerji verimliliği konusunda düzenlemeler yürürlüğe konulmuştur. Emisyon kontrol bölgelerinde ilk seviyeye göre emisyonların, azot oksit (NO_x) için %80, kükürt oksit (SO_x) için %90 üzerinde azaltılması hedeflenmiştir. Uluslararası gemi taşımacılığında kaynaklanan sera gazı emisyonlarının azaltılması için alınması gerekli zorunlu tedbirler, Denizlerin Gemilerden Kirlenmesini Önleme Uluslararası Sözleşmesi Ek-VI (MARPOL Ek-VI) için kabul edilmiş, gemilerde enerji

verimliliğinin sağlanması amacıyla, yeni gemiler için “Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi” nin tayini ve 400 gros tondan büyük tüm gemiler için “Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı” nın hazırlanması istemleri yürürlüğe girmiştir.

Tipik bir geminin enerji haritası incelendiğinde, enerji kayıplarının büyük çoğunluğunun gemi ana makinelerinde olduğu görülür. Günümüzde ısı verimleri %53 mertebesine ulaşan gemi dizel motorlarında, yanma prosesinden elde edilen toplam enerjinin sadece %30’u itme gücü olarak kullanılırken, %18’i sürtünme ve iletimle, kalan enerji ise makine bünyesinde kaybedilmektedir (IMO, 2009). Gemi dizel motorları, verimleri yüksek olmasına karşın, yanma sonrası elde edilen atık enerji megawatt (MW) mertebesine ulaşabilmektedir. İki stroklu bir gemi dizel motoru için başlıca kayıplar; egzoz gazı, yağlama yağı, soğutma suyu ve süpürme havasındadır. Bu kaynaklardaki atık ısı enerjisinin geri kazanımı, makine ısı verimini artıracak, emisyonların ve operasyonel giderlerin azaltılması konularında büyük fayda sağlayacaktır.

Gemi tipi atık enerjinin geri kazanımı konusunda son yıllarda birçok gelişmeler olmuş, makine üreticileri konu ile ilgili birtakım teknolojik yenilikler sunmuştur. Bu yenilikler, makine güçlerine ve gemi ihtiyaçlarına göre değişmektedir. Yüksek güçlerde gemi makinesi üreten şirketler, atık enerjinin farklı teknolojilerle daha nitelikli bir enerji çeşidi olan elektrige çevrilmesi konusunda atılımlar yapmıştır. Yüksek ana makine güçlerinde buhar çevrimiyle kombine ısı ve güç üretimi, daha düşük güçlerde ise farklı tip çevrimler kullanılması konusunda çalışmalar devam etmektedir. Atık enerjinin niteliğine göre uygulanan teknolojilerden biri de “Organik Rankine Çevrimi (ORC)” dir. Klasik Rankine çevriminden farklı olarak organik akışkanların kullanıldığı bu çevrimde, düşük sıcaklıktaki atık ısıdan güç üretmek mümkündür (Larsen ve diğerleri, 2013). Atık ısıdan ORC metoduyla güç üretimi, denizcilik sektöründe ilk kez bir feribot için uygulanmış, sistemin gemide kullanımıyla %4-6 arasında yakıt tasarrufunun sağlandığı rapor edilmiştir (Opcon, 2011). Wärtsilä ve Turboden şirketleri tarafından ortak yürütülen bir çalışmaya göre ise, ceket suyu ve egzoz gazının ORC sisteminde kullanımıyla ana makine gücünde %8-12 arasında artış olacağı belirtilmiştir (Wärtsilä, 2010).

Bu çalışmada, 49.990 DWT’luk handyamax sınıfı bir tankerın ana makinesinin enerji haritası çıkarılarak atık ısıları tayin edilmiş, bu atık ısıların organik Rankine çevrimi metoduyla geri kazanımı sağlanarak geminin seyir elektrik yükünün ORC sistemiyle

karşılanması hedeflenmiştir. Ceket suyu, süpürme havası ve egzoz gazı atık ısı kaynakları olarak modellenmiştir. Ana makine ısı veriminin artırılması amaçlanarak farklı operasyonel koşullarda çevrim parametreleri analiz edilmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Organik Rankine çevrimi metoduyla atık ısıdan enerji kazanımı konusunda son yıllarda birçok çalışma yapılmıştır ve sistem performansı üzerinde geliştirmeler devam etmektedir. Larsen ve diğerleri (2013) yaptığı çalışmada iki zamanlı bir gemi dizel makinesinden atık ısı geri kazanımı için ORC, Kalina ve klasik Rankine çevrimlerinin performanslarını incelemiş, klasik Rankine ve Kalina çevrimlerinin makine gücüne ek %5 civarında katkı yaptığını, ORC sisteminin ise katkısının %7 olduğunu belirtmiştir. Suarez ve Greig (2013), yüksek güçte bir gemi dizel makinesinin egzoz gazı atık ısısının geri kazanımı için bir ORC sistemi modellemiş, suyun da içinde bulunduğu farklı akışkanların kullanıldığı sistemde, organik akışkanların daha iyi çevrim performansı gösterdiğini bildirmiştir.

Soffiato ve diğerleri (2015) çalışmasında, bir LNG tankerinden atık ısı geri kazanımı için basit, rejeneratif ve iki kademeli ORC sistemi modellemiştir. Altı farklı iş akışkanının kullanıldığı bu çalışmada, iki kademeli ORC sisteminin maksimum net gücü verdiği ve sistemin makine gücünü %3,5 artırdığı saptanmıştır. Radica ve diğerleri (2015) yaptığı çalışmada, suezmax sınıfı bir tanker için süperkritik organik Rankine çevrimine dayalı kombine ısı ve güç sisteminde, R123 ve R245fa kullanılarak geminin tüm elektrik yükünün sağlandığını ve sistemle toplam ısı veriminin %5'in üzerinde artırıldığını rapor etmiştir.

Buhar ve egzoz gazı türbinin oluşturduğu, egzoz gazı ve süpürme havasını kullanan bir atık ısı geri kazanımı sistemiyle, ana makine gücünün %11'i kadar elektrik üretilbileceği rapor edilmiştir (MAN Diesel&Turbo, 2013). Yang ve Yeh (2015), dört farklı çalışma sıvısını kullanarak, büyük bir gemi dizel motorunun egzoz gazı atık ısının geri kazanılması için bir ORC sisteminin termodinamik ve ekonomik performans optimizasyonunu incelediği çalışmalarında, R245fa'nın en iyi çevrim performansını verdiğini ve sistemin karbon dioksit emisyonunu kWh başına %76 azalttığını bildirmiştir. Uusitalo ve diğerleri (2015) çalışmasında, süpürme havasını kullanan bir ORC sistemi tasarlamış ve deneysel çalışmaya göre sistemin test motorunun gücünde %2 artış sağladığını tespit etmiştir.

Durmuşoğlu ve diğ. (2009), bir konteyner gemisi için ORC kojenerasyon sistemi modellemiş ve ısı verim, enerji kullanım faktörü ve ekserji verimi kriterlerini analiz ettiği çalışmasında, ORC kojenerasyon sisteminin klasik Rankine çevrimine kıyasla daha verimli olduğunu saptamıştır. Ma ve diğ. (2012), 10.000 TEU kapasiteli bir konteyner gemisinin ana makinesinin egzoz gazı atık ısını kullanan bir model geliştirmiş, termodinamik analizler sonucu ısı veriminin %11 civarında arttığını tespit etmiştir. Baldi ve Gabrielli (2015), orta sınıf bir tanker için yaptığı ekserji analizine göre, atık ısı geri kazanım sisteminin %4 - 16 arasında bir yakıt tasarrufu sağlayacağını belirtmiştir. Thekdi ve diğ. (2011), farklı atık ısı güç üretim sistemlerini kıyaslamış, 95 °C - 260 °C sıcaklık aralığına sahip bir kaynak için ORC sistemini önererek, enerji dönüşüm veriminin %8 - 12 arasında olacağını idda etmiştir.

Larsen ve diğ. (2013) yaptığı çalışmada 180 - 360 °C ‘deki ısı kaynağı için denizcilik uygulamalarında maksimum optimum ORC sistem verimliliğinin sırasıyla %20 ile %30 aralığında olacağını belirtmiştir. Atık ısı kaynağının sıcaklık - çevrim verimi ile ilgili olan ilişkisinde, Turboden’in iddasına göre 250 – 300 °C’de bir kaynakla oluşturulacak ORC sisteminde verim %19 dolaylarında, daha yüksek sıcaklıklardaki bir kaynak için bu oranın %25 civarında olacağı rapor edilmiştir. ORC üreticisi Enertime, 2015 yılında Avrupa Birliği’nden aldığı fonla büyük gemilere uygulanmak üzere ORC sistemleri geliştirmeye başlamış ve ceket suyu atık ısı ORC sistemiyle atık ısı enerjisinin %6’sına, egzoz gazı atık ısı ORC sistemiyle %15’ine kadar kazanım sağladıklarını idda etmiştir (Enertime, 2015). Bir başka ORC üreticisi Opcon, gemideki fazla buharı kullanan “Powerbox WST” sistemiyle entegre çalışan bir ORC sistemi geliştirmiştir (Opcon, 2012).

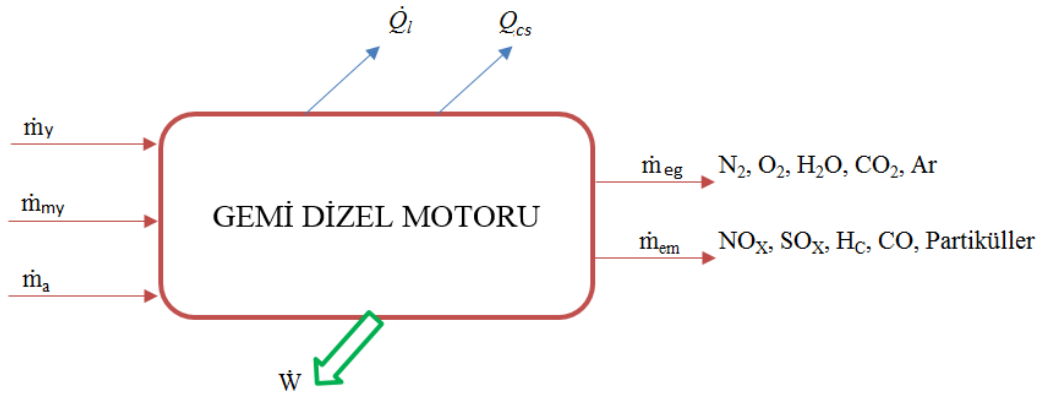
Shu ve diğ. (2013), atık ısıdan buhar çevrimiyle enerji kazanımının 5 MW altı ve düşük sıcaklıklarda atık ısıya sahip sistemlerde ekonomik olmadığını vurgulamıştır. Bu yargıya destek olarak, Quolin ve diğ. (2013), yüksek güç aralığında makineler için atık ısı geri kazanımında buhar çevriminin tercih edildiğini belirtmiştir. Bellolio ve diğ. (2015), egzoz gazı, ceket suyu ve yağlama yağını ORC sistemi için atık ısı kaynakları olarak kullandığı çalışmasında, yıllık 1.014 ton deniz tipi gaz yakıtı tasarrufu sağlanabileceği ve 3.224 ton karbondioksit salınımının engellenebileceğini hesaplamıştır.

2. GEMİLERDE POTANSİYEL ATIK ISI KAYNAKLARI

Dünya gemi filosunda dizel makine kullanımı %99 olarak tahmin edilmektedir (Trozzi, 2011). Tipik bir gemi dizel motorunda, yanma sonrası atık enerji yoğunluğu egzoz gazı ve makinenin soğutma sistemindedir. Ana makinelerde soğutma tatlı su ve deniz suyuyla yapılır.

2.1 Dizel Motorlarda Enerji Dengesi

Gemi dizel motorları, yakıtın silindirlerde yanması sonucunda oluşan ısı enerjisi, mekanik enerjiye dönüştürerek gemi için gerekli sevki sağlarlar. Bir dizel motorun için enerji akışı Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Tipik bir gemi dizel motorunda enerji akışı ve giren-çıkan maddeler.

Yakıt ile bir miktar yağın, hava içindeki oksijen ile yanmasından oluşan emisyonlar azot oksit, kükürt oksit, karbonmonoksit, karbondioksit, hidrokarbonlar ve partikül maddelerdir. Termodinamiğin birinci kanununa göre giren ve çıkan enerjiler eşit olmalıdır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimi ihmal edildiğinde Denklem 2.1 elde edilir;

$$\dot{Q} - \dot{W} = (\sum \dot{m}_i \cdot h_i)_\zeta - (\sum \dot{m}_i \cdot h_i)_g \quad (2.1)$$

Denklem 2.1’de, \dot{Q} ısı girişi, \dot{W} shaft gücü’dür.

Giren ve çıkan maddelerin kütleli debileri \dot{m} ile, entalpileri de h ile ifade edilmiştir.

$$h = c_p \cdot T \quad (2.2)$$

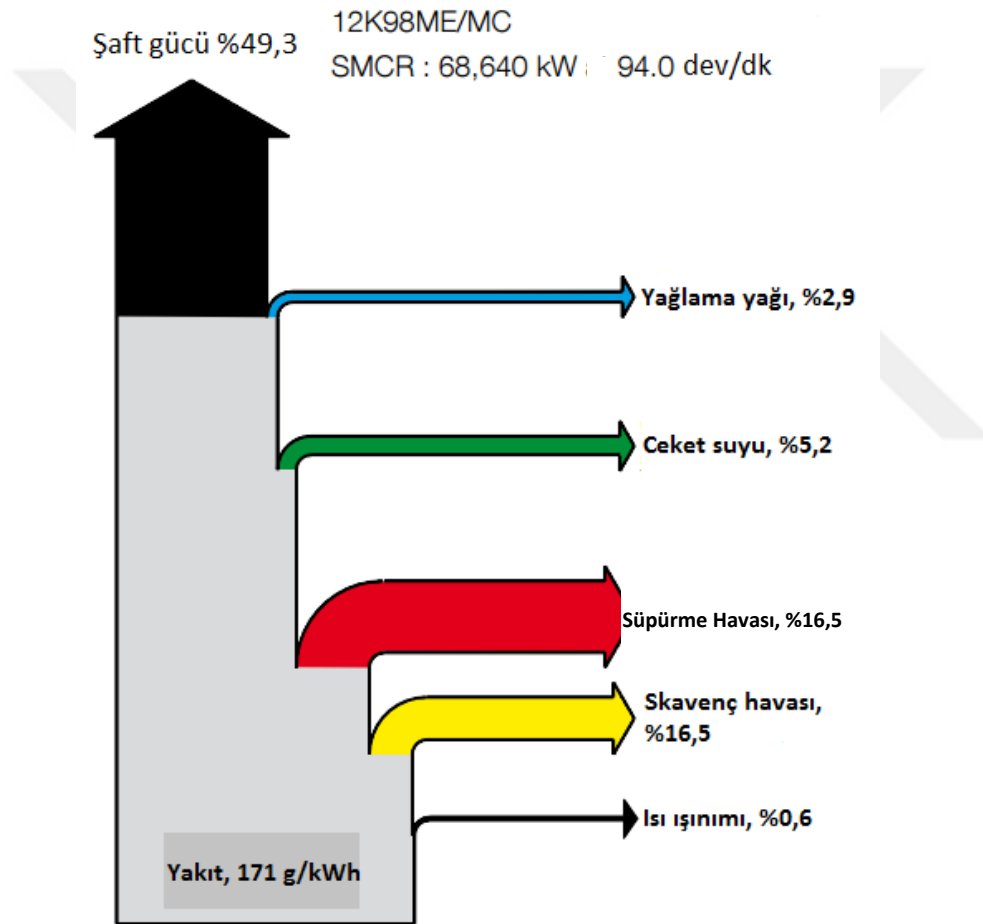
Yakıtın kalorifik değeri cinsinden eşitlik aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{W} = \dot{m}_y \cdot Q_{AID} - (\dot{m}_a + \dot{m}_y) \cdot c_{p,eg} \cdot (T_{eg} - T_o) + Q \quad (2.3)$$

Burada Q_{AID} ; yakıtın alt ısıl değeridir.

2.1.1 Gemi dizel motorlarında atık ısının dağılımı

Dizel ana makineli bir gemi için atık ısının en fazla olduğu kaynak dizel motorun kendisidir. Şekil 2.2 de gösterildiği üzere, 2 zamanlı bir dizel motorun enerji dengesi incelendiğinde toplam enerjinin %50 'sinden fazlasının çevreye verildiği anlaşılmaktadır.



Şekil 2.2 : 12K98ME/MC model ana makinenin ısıl denge diyagramı (MAN, 2014).

Diyagrama göre, 12 silindirli ve elektronik kontrollü, ISO koşullarında 68.640 kW (@94 dev/dk) güç üreten 12K98ME/MC model bir dizel makinenin enerji dağılımı incelendiğinde, en fazla enerjinin %25,5 ile egzozla atıldığı ve atık ısı enerji yoğunluğunun sırasıyla süpürme, ceket suyu, yağlama yağı soğutma sularında olduğu, küçük bir kısmının ise ışıınım ile atıldığı görülür.

Genel seyir yükünün %85 MCR olduğu düşünülürse, 280 gün 24 saat çalışma koşullarında, egzoz gazı, ceket suyu ve süpürme havası soğutm suları ile atılan enerji 31.726 ton ağır yakıtı bedeldir (Shu ve diğ., 2013). Atılan bu enerjinin geri kazanımı, önemli miktarda yakıt tasarrufu sağlayacak, emisyonları da önemli ölçüde azaltacaktır.

2.1.2 Atık Isı Kalitesinin İncelenmesi

Atık ısının kalitesi kaynağın sıcaklığı ile belirlenir (Singh ve diğ., 2016). Isı enerjisi, sıcaklık aralığına bağlı olarak; düşük, orta ve yüksek kalitede ısı olarak sınıflandırılır. Sıcaklık aralığı - ısı kalitesi ilişkisi Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Sıcaklık aralığına bağlı ısı kalitesi sınıfları (BCS I, 2008).

Kalite	Sıcaklık Aralığı (°C)
Yüksek	650 ve üstü
Orta	232 – 649
Düşük	232 ve altı

Yüksek kalitede ısı, kaynaktan sisteme olan ısı transferini artıracığından çevrim veriminin de yüksek olmasını sağlayacaktır. Dolayısıyla, atık ısı kaynağının sıcaklığı, o kaynağın potansiyelinin de bir ölçüsüdür.

Gemi dizel motorları için kaynak sıcaklıkları ise Çizelge 2.2’de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Gemi atık ısı kaynaklarının sıcaklık aralıkları (Singh ve diğ., 2016).

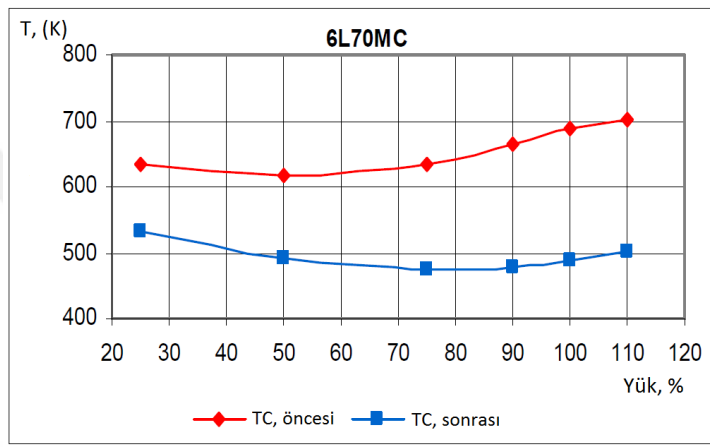
Kaynak	Sıcaklık Aralığı (°C)
İnsineratör	850 – 1250
Egzoz gazı	200 – 500
Süpürme havası	100 – 160
Ceket suyu	70 – 125

Gemi tipi atık ısılar genellikle orta ve düşük sınıflardadır. İnsineratörlerde gerçekleşen yakma sonrası egzoz sıcaklığı 1250 °C’ye kadar ulaşmaktadır fakat gemide insineratör kullanımı sürekli olmadığından atık ısı geri kazanımında da süreklilik sağlanamayacaktır.

Egzoz gazı, hem kalitesi hem de ısı yükü bakımından gemideki en kullanılabilir atık ısı kaynağıdır. Fakat egzoz gazının kalitesi, ana makine tipine, yüküne, performans parametrelerine ve çevre şartlarına göre değişebilmektedir (Michalski, 2009). İki zamanlı makinelerde egzoz gazı sıcaklıkları 325 – 345 °C arasındayken, dört zamanlı makinelerde bu aralık 400 – 500 °C’dir (Kuiken ve diğ., 2008). Bir diğer husus da

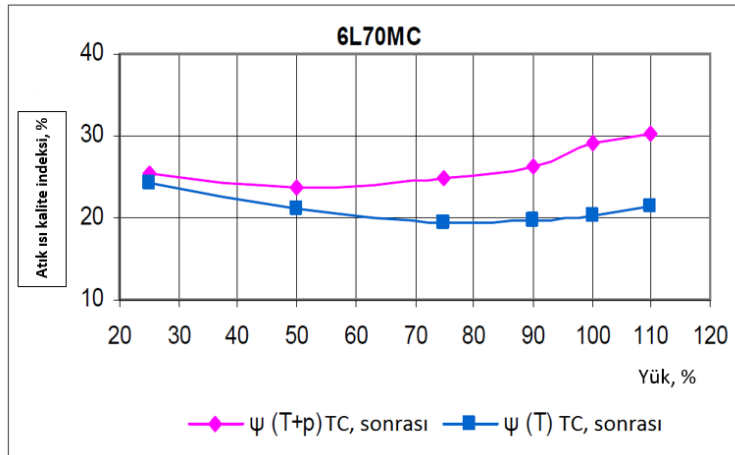
egzoz gazından çekilebilecek enerjinin sınırlı olmasıdır. Düşük sıcaklıklarda asit oluşumundan dolayı egzoz gazı sıcaklığı 140 °C'nin altına düşürülmemelidir (Yang ve Yeh, 2015). Daha temiz yakıt kullanımı, egzoz gazından absorbe edilebilecek enerjiyi artıracığından çevrim performansını da artırıcı etki yapacaktır.

Turboşarjer girişinde havanın sıcaklığının, turboşarjer türbininin çıkışında basıncın ve soğutma suyunun sıcaklığının artması egzoz gazının sıcaklığını artıracaktır. Şekil 2.3'te MAN 6L70MC (17.200 kW @108 dev/dk) model ana makinenin yükleme durumuna göre egzoz gazının turboşarjer öncesi ve sonrası sıcaklığındaki değişim verilmiştir.



Şekil 2.3 : Turboşarjer öncesi ve sonrası egzoz gazı sıcaklıkları (Michalski, 2009).

Turboşarj öncesi ve sonrası sıcaklık farkı 200 K'ne kadar artmaktadır. Şekil 2.3'e göre, %100 yükte, sıcaklık turbo öncesi yaklaşık 700 K iken, bu değer turbo sonrası 500 K'ne kadar düşmektedir. Isıl verimin en yüksek olduğu noktada sıcaklık değerinin de düşük olduğu görülmektedir. Şekil 2.4'te makine yüküne bağlı turboşarj sonrası egzoz gazı kalite indeksi verilmiştir.



Şekil 2.4 : Turboşarjer sonrası egzoz gazının atık ısı kalite indeksi (Michalski, 2009).

Grafiğe göre, turboşarj prosesinde egzoz gazının kalite indeksinde yaklaşık %30'a kadar azalma olduğu görülmektedir. Bu azalma, Şekil 2.3'teki sıcaklık değişimleriyle doğru orantılıdır.

Süpürme havası, egzoz gazından sonra ısı yükü ve sıcaklığı dolayısıyla atık ısı geri kazanımı için uygun görülmektedir. Kompresörden sonra silindirde yanma prosesinde kullanılacak havanın bir ara soğutucu vasıtasıyla sıcaklığı düşürülerek yoğunluğu artırılır. Düşük yüklerde süpürme havasının basıncı düştüğünden yardımcı bir blower devreye girerek basıncı istenilen değerde tutar.

Silindir ceket soğutma suyu sıcaklıkları 80 – 90 °C aralığındadır (Singh ve diğ., 2016). Gemide ceket soğutma suyunun taşıdığı ısı, deniz suyundan saf su üretiminde kullanılır ya da ısı değiştiricileri vasıtasıyla deniz suyuna verilir. Debilerinin yüksek olması taşıdığı ısı yükünün fazla olmasını sağladığından atık ısı geri kazanımı için önemli bir kaynaktır.

Atık ısı kalitesinin ölçüsü olan sıcaklık, gemi dizel motorlarında ekserji dağılımını da etkiler. Enerji kapasitesi yüksek bir kaynağın ekserji değeri düşük olabilir dolayısıyla bu durum ORC sisteminde akışkan seçiminden bileşen dizaynına kadar birçok parametreyi etkiler. Şekil 2.5'te gemi dizel motorlarında enerji ve ekserji dağılımı verilmiştir (Bellolio ve diğ., 2015).



Şekil 2.5 : Bir gemi dizel motorunda enerji ve ekserji dağılımı (Bellolio ve diğ., t.y.).

Enerjinin iş yapabilme potansiyeli olarak tanımlanabilen ekserjinin miktarı, ORC sistemiyle kazanılabilecek maksimum güç hakkında da tahmin yürütmemizi sağlar. Şekil 2.5'e göre, yanma prosesi sonrası atık ısının yaklaşık %50'sini oluşturan egzoz gazı, hem enerji hem de ekserji içeriğiyle en çok tasarruf yapılabilir kaynaktır. Süpürme havası, grafiklere göre enerji içeriği itibarıyla egzoz gazından sonra

%35'lik bir paya sahip olsa da, ekserji grafiğinde bu oran yaklaşık %25'tir. Yağlama yağı ve ceket soğutma suyunun enerji ve ekserji değerleri arasında %50 civarında bir fark mevcuttur.

2.2 Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri

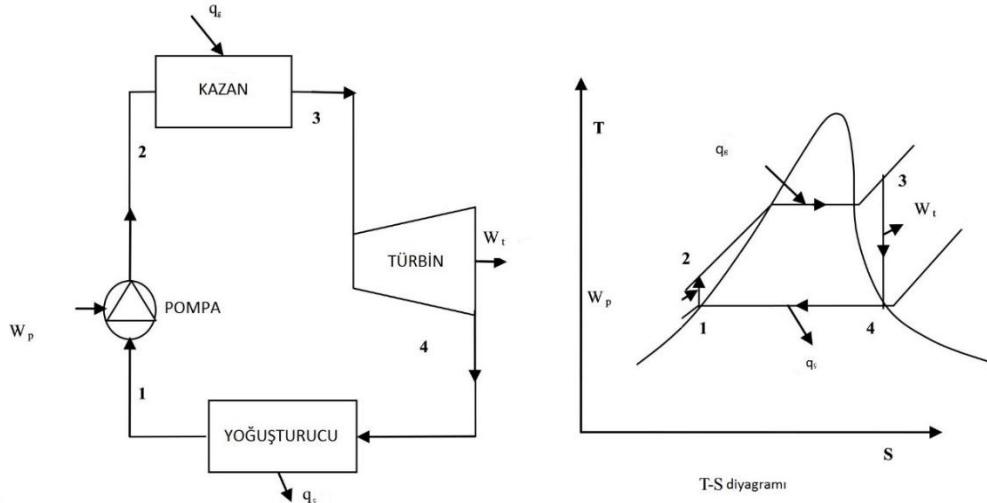
Gemi dizel motorlarında atık ısı enerji miktarının fazla olması, gemilerde atık ısı geri kazanım sistemlerinin gelişmesini sağlamıştır. Bu konuda gemilerde uygulanan sistemler ceket soğutma suyu ve egzoz gazı atık ısısının kullanılması şeklindedir. Son IMO düzenlemeleri ve sistemlerdeki gelişmeler dikkate alındığında, gemi tipi bir atık ısı geri kazanım sistemi aşağıdaki koşulları sağlamalıdır (Singh ve diğ., 2016; Larsen ve diğ., 2013; Radica ve diğ., 2015);

- Atık ısı geri kazanım sistemi yüksek verimli olmalı,
- Yüksek güç üretebilmeli,
- Değişken atık ısı ve soğutucu parametreleriyle uyumlu olmalı,
- Geminin operasyonel senaryolarıyla uyumlu çalışabilmeli (slow-steaming),
- Gemideki diğer güç sistemleriyle uyumlu olmalı,
- Operasyon bakımından güvenilir olmalı,
- Yangın, patlama vs. tehlikesi bulunmayan bir sistem olmalı,
- Gemi üzerinde kapladığı alan ve ağırlığı bakımından uygun,
- Bakım-tutum masrafı düşük,
- Gemi üzerinde kolay ulaşılabilir,
- Yüksek sıcaklıklarda kimyasal olarak stabil olmalı,
- Soğutucu akışkan kullanılıyorsa, akışkanın parlama noktası 60 °C'nin altında olmamalıdır.

2.2.1 Rankine çevrimi

Rankine çevrimi, temeli William J.M Rankine tarafından atılan, ısı enerjisinden mekanik güç üretmede kullanılan termodinamik bir çevrimdir. Kapalı çevrimde bir iş akışkanı sürekli olarak buharlaştırılır ve yoğuşturulur. Sistemde bulunan bir türbin gaz fazındaki akışkan tarafından tahrik edilerek iş elde edilir ve bir pompa vasıtasıyla çevrim sürdürülür. Çevrimde ısı verimi artırmak amacıyla rejeneratörler,

reküperatörler ya da birkaç kademe türbin sistemleri bulunabilir. Şekil 2.6’da basit Rankine çevrimi ve çevrimin tipik T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 2.6 : Rankine çevrimi şematik gösterimi ve çevrimin T-s diyagramı.

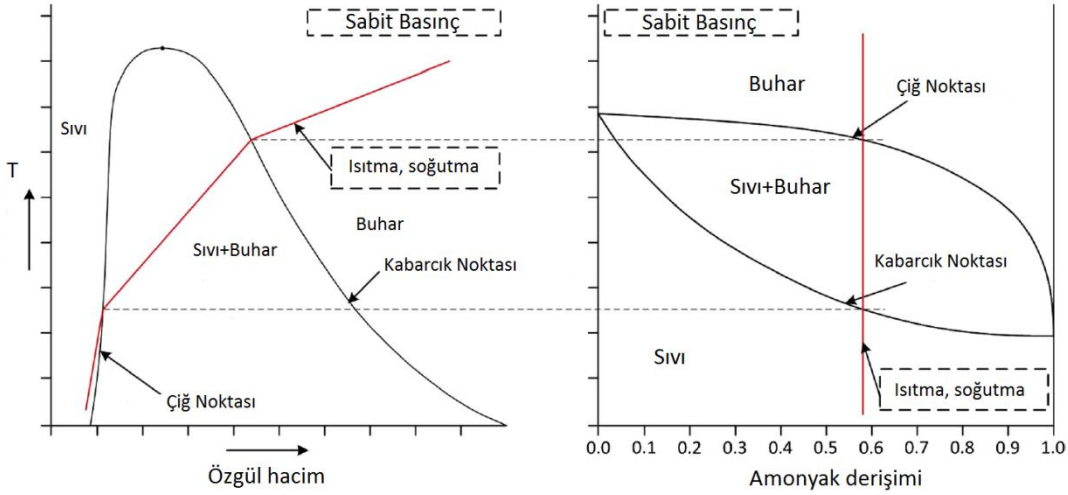
Klasik Rankine çevriminde su kullanılır. Gemilerde Rankine çevrimi hem ana sevk kaynağı hem de yardımcı sistemlerde kullanılır. Buhar türbini denizcilik uygulamalarında ilk kez SS Turbinia gemisinde kullanılmıştır (ASME, 1981). Gemilerdeki atık ısı kalitesinin orta seviyede olduğu düşünülürse klasik Rankine çevrimi atık ısı geri kazanım sistemleri içinde seçenekler arasındadır. Theotokatos ve Livanos (2013), iki ve dört zamanlı ana makinelere sahip handymax sınıfı bir kuru yük gemisi için klasik Rankine çevrimi atık ısı geri kazanım sistemini analiz etmiş, iki zamanlı makine ve dört zamanlı makineler için, geri kazanım sistemiyle toplam ısı veriminin sırasıyla %0,5 – 1,3 ve %2 – 3 arasında artacağını bildirmiştir. Klasik Rankine çevriminin gemilerde tercih edilebilir bir atık ısı geri kazanım sistemi olması için kaynak sıcaklığının 350 – 370 °C arasında olması gerektiği, daha düşük sıcaklıklarda ise sistemin gemi üzerinde kaplayacağı alanın arttığı ve pahalı bir sistem olduğu rapor edilmektedir (Singh ve diğ., 2016). Öte yandan, güvenilir olması, işletilmesinin kolay olması ve akışkan olarak suyun kullanılması nedenleriyle klasik buhar çevrimleri halen gemilerde kullanılmaktadır.

2.2.2 Kalina çevrimi

1983 yılında Dr. Alexander Kalina tarafından önerilen amonyak – su karışımının kullanıldığı termodinamik bir çevrimdir. Klasik Rankine çevrimine kıyasla, düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarının kullanıldığı çevrimlerde daha verimlidir. Kalina

çevriminde kaynama ve yoğuşma noktası sabit olmayan amonyak – karışımıyla daha yüksek çevrim ısı verimi elde edilir.

Şekil 2.7’de farklı derişimlerde amonyak – su karışımının sıcaklık - faz değişim grafiği verilmiştir.



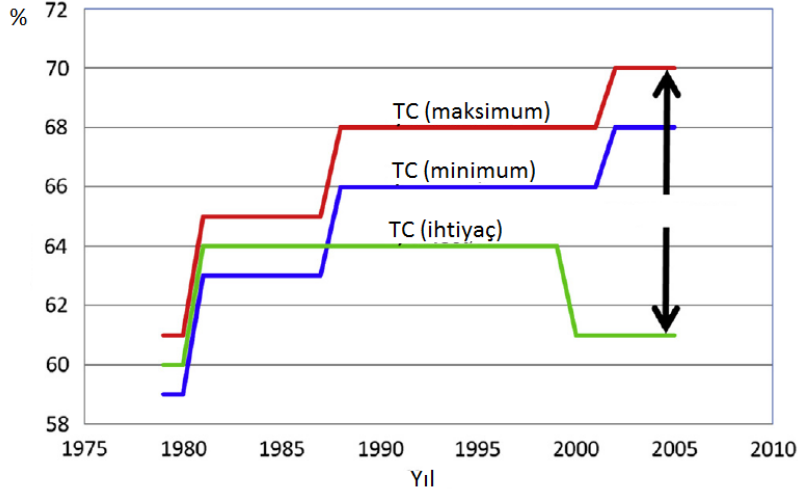
Şekil 2.7 : Farklı derişimlerde NH₃ çözeltisinin faz değişimi.

Şekil 2.7’de görüldüğü üzere, amonyak derişimi artırılarak, kabarcık ve çığ noktaları da değiştirilebilir. Bu durum, kazan ve yoğuşturucudaki kaynağın sıcaklık değişimiyle karışımın sıcaklık değişimini dengeleyecektir.

Kalina çevriminde, klasik Rankine çevrimine ek olarak bir reküperatör, seperatör, mikserler ve akış kontrol valfleri bulunur. Akış kontrol valfleri, pompadan seperatöre olan akışkan debisini kontrol eder. Reküperatörler, türbin çıkışı akışkanın enerjisini seperatör çıkışı akışkana aktaran ısı değiştiricileridir. Seperatör, reküperatörden gelen akışkanı fakir ve zengin karışım halinde ayırır. Basit çevrimde iki mikser bulunur. İlk mikser yoğuşturucu girişinde bulunur ve seperatörden gelen fakir karışım ile türbinden gelen reküperatör sonrası karışımı karıştırır. Düşük derişimde karışım elde edilir. İkinci mikser ise kazan girişinde bulunur ve kazana yüksek derişimde karışımın gönderilmesini sağlar.

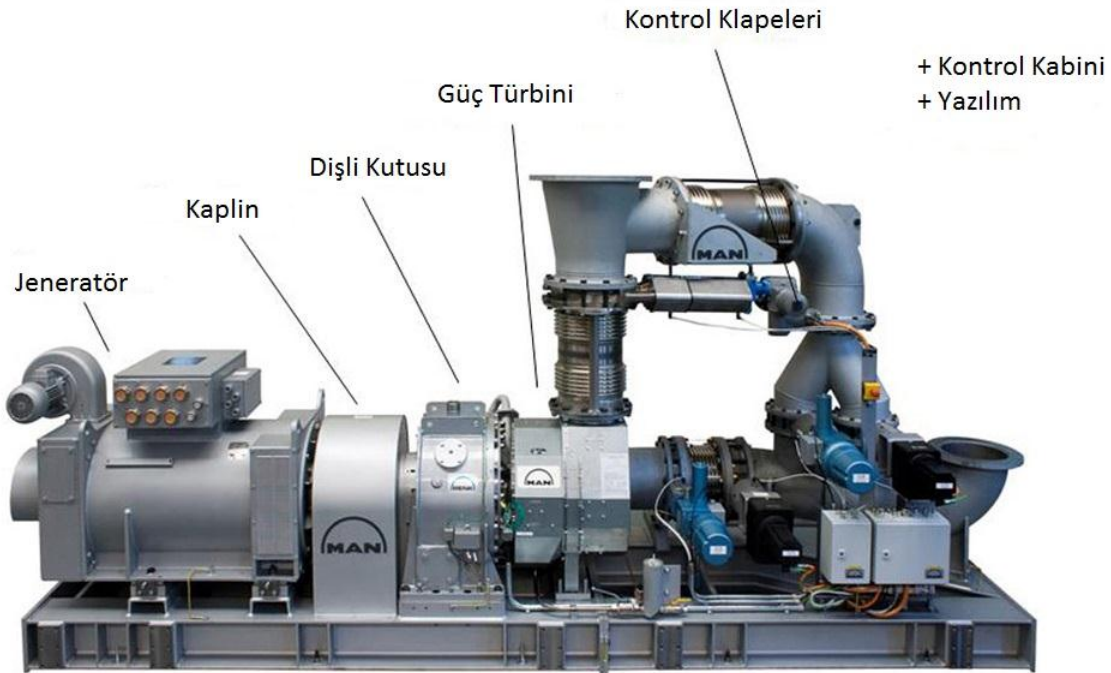
Gemi dizel motorlarındaki atık ısı kaynaklarının sıcaklık aralıkları düşünöldüğünde Kalina çevriminin gemilerde uygulanabilir bir sistem olduğu anlaşılabilir. Jonsson ve diğ. (2003), dizel motorlardan atık ısı geri kazanımı için klasik Rankine çevrimine kıyasla Kalina çevriminin daha verimli olduğunu rapor etmiştir.

Sistemin bileşenleri şematik diyagramla Şekil 2.8’de verilmiştir.



Şekil 2.9 : Turboşarjer veriminin yıllara göre değişimi (Fischer, 2013).

Ana makine gücüne bağlı olarak yeni sistemlerde fazla egzoz enerjisi, turboşarjer dışında ayrı bir güç türbininden (PT) iş eldesinde kullanılır. Egzoz gazı, alıcıdan ayrı bir kola iletilir ve güç türbinine verilir. Türbin, egzoz gazı basıncını baca içi basıncına getirir. Günümüz turboşarjlı ana makinelerinde, egzoz gazı debisinin %10 – 12’si güç türbinlerine aktarılabilir (MAN, 2014). Egzoz gazı atık ısısından maksimum enerjinin geri kazanımını amaçlayan, turboşarj ve güç türbinin beraber bulunduğu bu sistemler, kombine turbo sistem (TCS) olarak adlandırılır (MAN, 2012).



Şekil 2.10 : Kombine turbo – güç türbin jeneratörü (TCS – PTG), (MAN, 2012).

Şekil 2.10'da gösterilen sistemde, kombine turbo – güç türbini jeneratörü teknolojisiyle 2,7 MW mertebesine kadar güç üretilebilmekte ve %3 – 5 oranında enerji geri kazanımı sağlanabilmektedir (MAN, 2012). Ayrıca türbin gücünü optimize etmek için günümüzde farklı teknolojiler mevcuttur. Hibrid T/C, mekanik TCS, hidrolik TCS ve elektrikli TCS geliştirilen bu sistemler arasındadır.

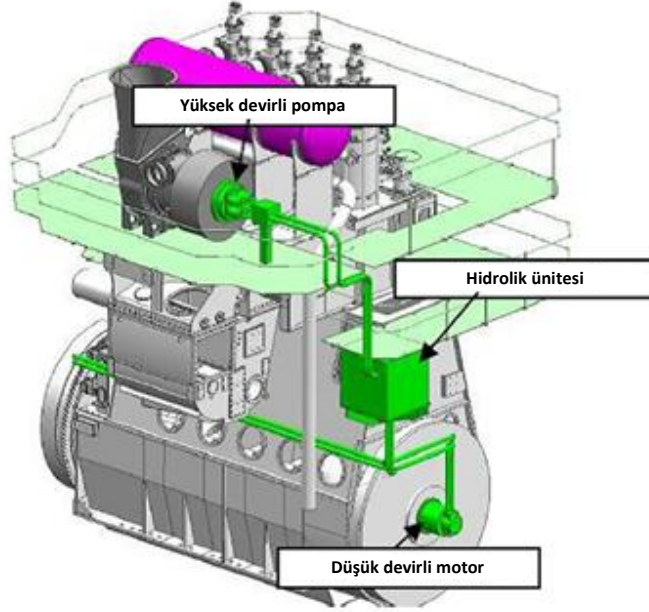
Hibrid turboşarjler, klasik turboşarjlere ek yüksek devirli bir motor - jeneratör bileşiminden oluşur. Düşük yüklerde turbonun devreye girmesi için gerekli egzoz miktarı yeterli olmadığından bu gecikmeyi azaltmak için turboşarjere yardım eder. Daha yüksek makine yüklerinde ise devreye enerji sağlar. 2011 yılında M/V Shin Koho isimli bir kuru yük gemisine hibrid T/C sistemi kurulmuş ve geminin %75 ve üzeri ana makine yüklerinde tüm elektrik ihtiyacını karşılayacak büyüklükte enerji üretildiği rapor edilmiştir (Mitsubishi Heavy Industries, 2012).

Mekanik kombine turbo sistemi (TCS) turboşarj türbininde üretilen mekanik gücün krank şafta aktarılmasıyla ana makine gücünde artış sağlanır. Sistemin dezavantajı, türbin devrinin binler mertebesinde olmasına karşın ana makine şaft devrinin yüzler mertebesinde olması dolayısıyla yüksek dişli oranına ihtiyaç duyulmasıdır. Ayrıca sabit oranlı dişli sistemi, değişken ana makine devirlerinde sürekli olmayacaktır. Bu problemi önlemek için değişik hız kontrol mekanizmaları geliştirilmektedir.

Hidrolik kombine turbo sistemi (TCS) , turboşarj türbininden kazanılan gücün krankşafta hidrolik sistemlerle aktarılmasını sağlayan bir turboşarj teknolojisidir. Türbin, yüksek devirde çalışan hidrolik pompayı tahrik eder ve yüksek basınçta akışkan hidrolik devresine gönderilir. Yüksek basınçtaki akışkan, şafta bağlı hidrolik motorunu tahrik eder ve bu sayede ek mekanik güç elde edilir. Hidrolik motorunun devri, sistemdeki bir kontrolör tarafından şaft devrine eşit olacak şekilde ayarlanır.

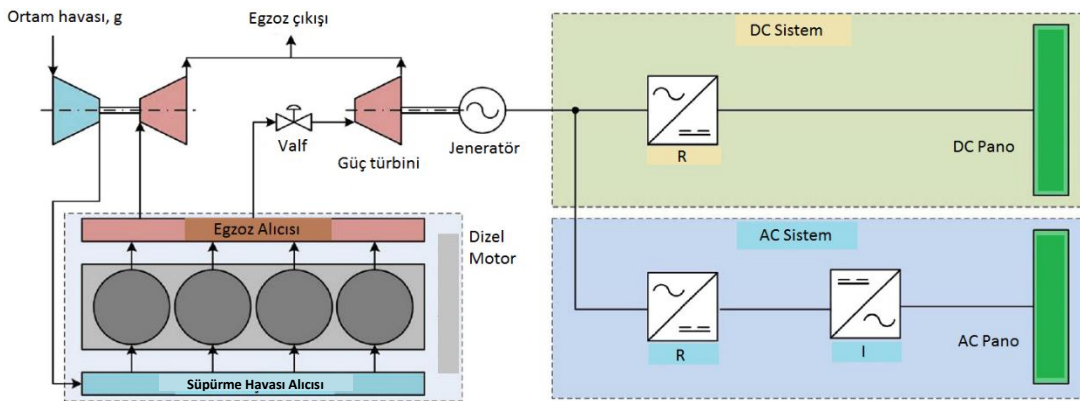
Mitsui Mühendislik ve Gemi Yapım Şirketi, iki zamanlı makineler için bir turbo hidrolik sistem (THS) geliştirmiş ve sistemin %75 yükte %3'e kadar, %100 yükte %4'e kadar yakıt tasarrufu sağladığını idda etmiştir (Sakairi ve diğ., 2012).

Sistemin şematik diyagramı Şekil 2.11'de gösterilmiştir.



Şekil 2.11 : Hidrolik THS şematik diyagramı (Sakairi ve diğ., 2013).

Elektrikli TCS ise, turboşarjer türbininden üniteye bulunan bir alternatör, inverter ve rektifayer yardımıyla elektrik üreten bir enerji geri dönüşüm sistemidir. Türbin, yüksek devirli alternatörü tahrik eder ve alternatif akım üretilir. Üretilen alternatif akımın ana dağıtım panelindeki frekans ve voltaj değeriyle eşleşmesi için rektifayer ve inverter akım dönüşümü yaparak baralara iletir. Rektifayer, alternatif akımı doğru akıma çevirirken, sistemin doğru akım talebine göre inverter, rektifayerden gelen alternatif akımı doğru akıma çevirir. Sistemin şematik diyagramı Şekil 2.12’de verilmiştir.



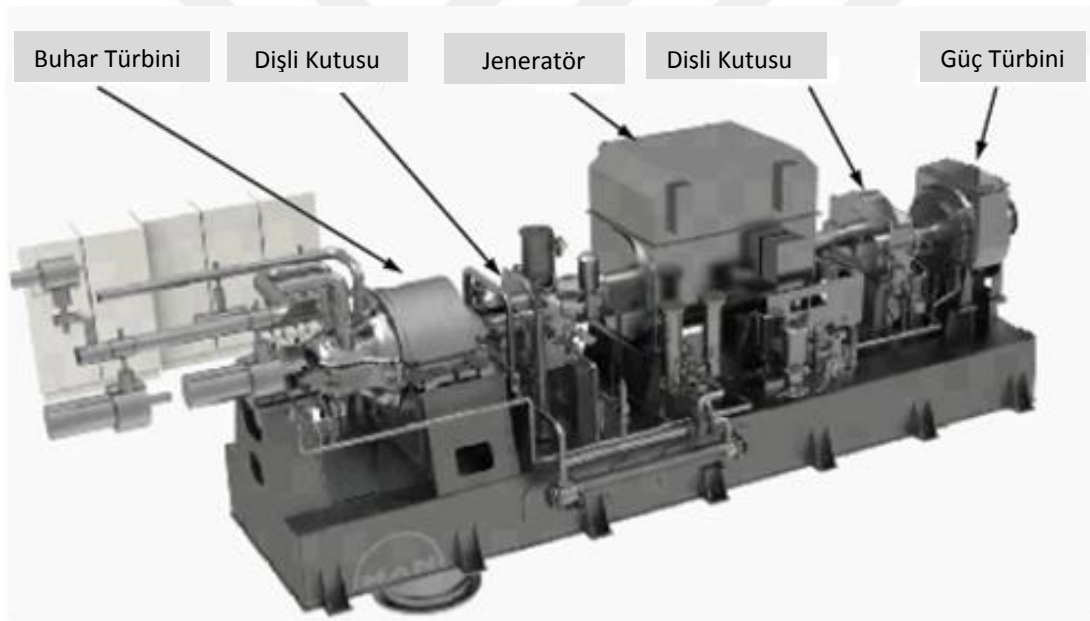
Şekil 2.12 : Elektrikli TCS şematik diyagramı (Singh ve diğ., 2016).

Elektrikli TCS sisteminde türbin gücüne yakın bir elektrik gücü üretilir. Kayıplar iletimde ve jeneratörde olur. Elektrikli TCS, mekanik TCS sistemine kıyasla daha verimlidir (Patterson ve diğ., 2009).

2.2.5 Kombine güç üretim sistemleri

Yüksek güçte gemi dizel motorlarında atık ısı miktarının da fazla olması, birbiriyle entegre çalışabilen atık ısı geri kazanım sistemlerinin gelişmesini sağlamıştır. Önceki bölümlerde bahsi geçen egzoz gazı türbini, klasik Rankine çevrimi, Kalina çevrimi, termoelektrik güç üretim sistemi ve bir sonraki bölümde verilecek olan organik Rankine çevrimi tek bir atık ısı geri kazanım sistemi olarak gemilerde uygulanabilir. Ayrıca, elektrik tüketimi fazla olan gemiler için de yüksek miktarda elektrik üretimi sağlanacaktır.

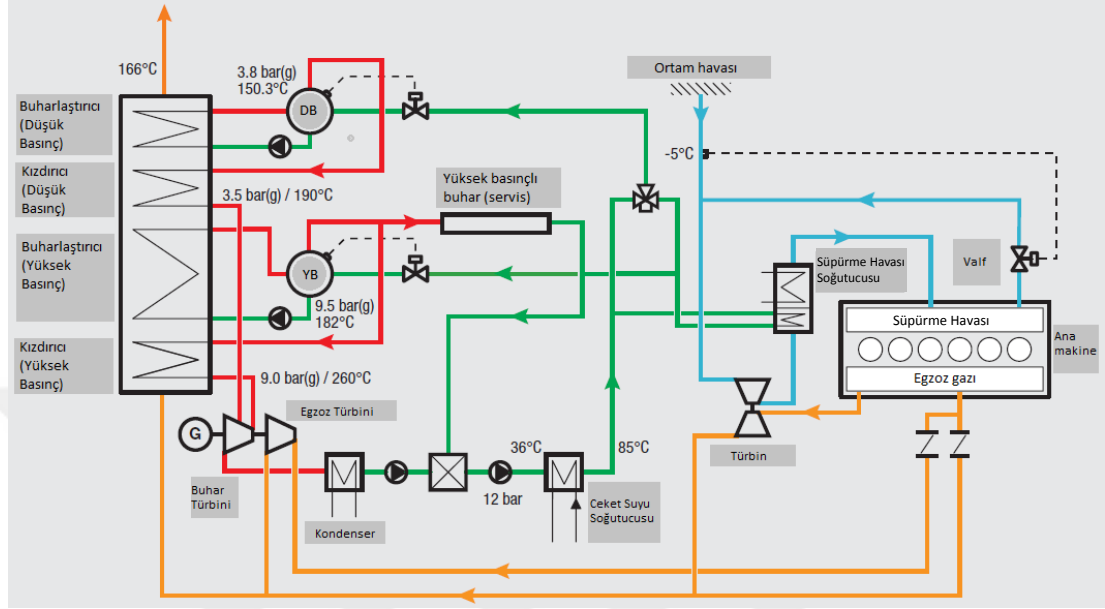
Gemi makine üreticilerinin son yıllarda yaptıkları çalışmalar incelendiğinde yüksek güçteki makinelerden atık ısı geri kazanım sistemi olarak buhar ve egzoz gazı jeneratörünün birlikte kullanıldığı görülür. Şekil 2.14'te kombine bir atık ısı geri kazanım sistemi verilmiştir.



Şekil 2.14 : Kombine bir atık ısı geri kazanım sistemi (MAN, 2012).

Şekil 2.14'te verilen buhar türbini ve egzoz gazı türbininden oluşan sistemde, buhar türbininin %30, egzoz gazı türbininin ise %40 yükte devreye girmeye başladığı ve sistemle gemi ana makine gücünde %8 – 11 arasında artış sağlandığı rapor edilmiştir (MAN, 2012). Aynı rapora göre, ana makine gücü 25.000 kW ve üzerinde ise kombine buhar – egzoz gazı türbini, 25.000 kW altında ise tekil atık ısı geri kazanım sistemi olarak egzoz gazı ya da buhar türbininin kullanımı tavsiye edilmektedir. Sistem, önemli miktarda yakıt tasarrufu sağlayacak ve emisyon salınımını azaltacaktır.

Bir diğer makine üreticisi Wärtsilä tarafından 12 silindirli RT-flex96C model 80.080 kW (@102 dev/dk) ana makineye sahip bir konteyner gemisi için kombine bir atık ısı geri kazanım sistemi geliştirilmiş ve gemide uygulanmıştır. Sistemin devre şeması sırasıyla Şekil 2.15’te gösterilmiştir.



Şekil 2.15 : Wärtsilä kombine atık ısı geri kazanım sistemi (Wärtsilä, 2007).

Şekil 2.15’te gösterildiği üzere egzoz gazı kazanında yüksek ve düşük basınçlarda su buharı üretilmekte, atık ısıdan geri kazanımla sistemde bulunan buhar ve egzoz gazı türbinleriyle elektrik üretilmektedir. Ek olarak yüksek basınçlı buhar, geminin servis işlemlerinde kullanılmaktadır. Ana makinenin süpürme havası ve ceketli tatlı suyla soğutulmakta, merkezi soğutma sistemiyle tatlı su, deniz suyuyla soğutulmaktadır. Turboşarj işlemi sonrasında egzoz gazı atık ısı kazanında toplanmakta ve ilk kademede yüksek basınçta buhar üretilerek buhar türbininden güç elde edilmektedir. Ana makine egzoz alıcısından bir kolla egzoz gazının bir miktarı tahliye edilerek egzoz gazı türbinine verilmekte, devreye egzoz gazı türbininden elektrik sağlanmaktadır.

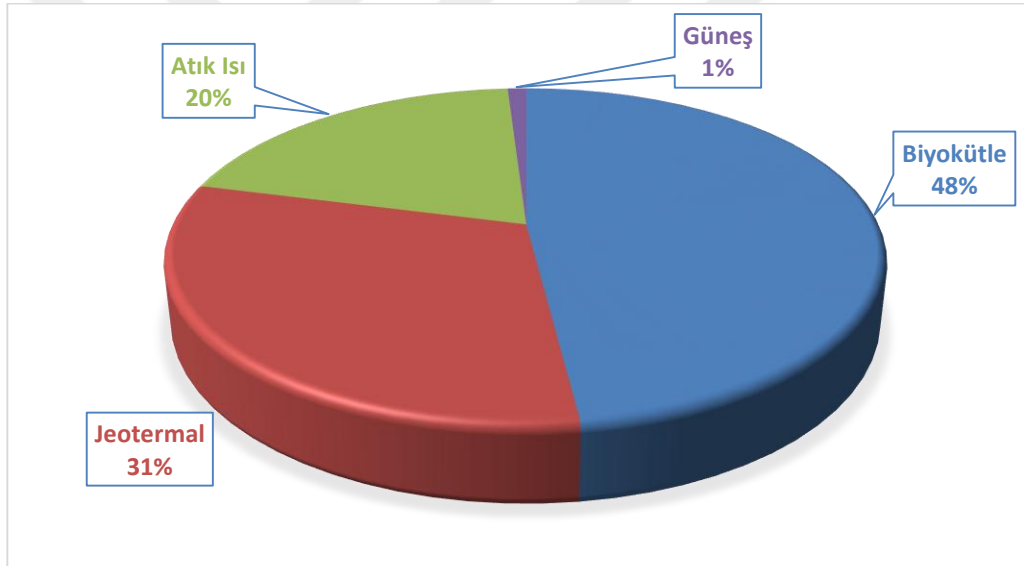
Atık ısıdan kombine ısı ve güç üretiminin sağlandığı bu sistemle, yakıt tasarrufu yapıldığı ve bakım tutum masraflarında azalma olduğu bildirilmiş, yakıt fiyatının ortalama 250 USD/ton olduğu kabul edildiğinde yıllık 1.400 ton yakıt karşılık 2.250.000 USD tasarruf edildiği ve sistemin amortisman süresinin ortalama 5 yıldan az olduğu rapor edilmiştir (Wärtsilä, 2007).



3. ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ

3.1 Giriş

Son yıllarda atık ısı geri kazanımı için en çok kullanılan teknolojilerden biri de Organik Rankine çevrimidir. Sistem birçok ısı kaynağında uygulanmaktadır ve günümüzde ORC'den elektrik kazanımı mega-Watt (MW) seviyelerine ulaşmıştır. ORC'nin başlıca uygulama alanları; biyokütle, jeotermal, endüstri ve proses atık ısıları ve güneş enerjisidir. Şekil 3.1'de farklı kaynaklara göre ORC uygulamalarının dağılımı verilmiştir.

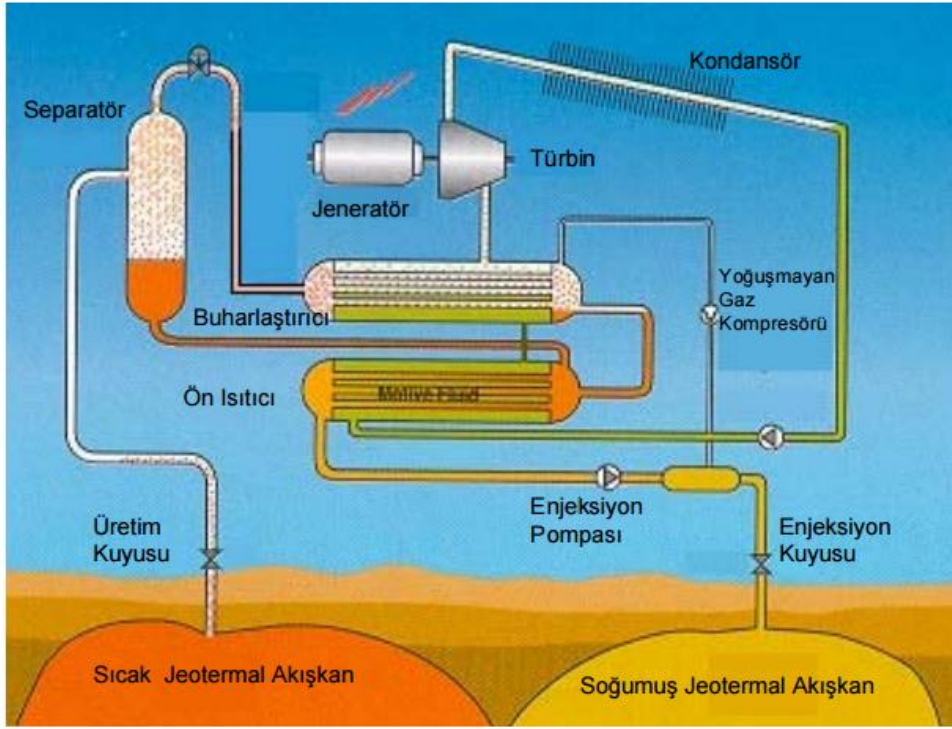


Şekil 3.1 : ORC uygulamalarının dağılımı (V. AB Konferansı, 2009).

Grafik incelendiğinde, ORC uygulamalarında en fazla payın %48'le biyokütle olduğu görülür. Biyokütlenin ORC uygulamalarında en çok kaynak olarak kullanılması iki nedenle açıklanabilir : birincisi, biyokütle enerji yoğunluğu bakımından düşük potansiyele sahiptir bu durum enerji üretimi için taşıma maliyetlerini artırmaktadır, ikincisi de biyokütlenin bulunduğu yerlerde ısı ve elektrik enerji talebinin fazla olması ve o bölgede şebeke dışı kullanımın uygun olmasıdır (Quolin ve Lemort, 2009). Ek olarak biyokütleden enerji üretimi yapılan bölgelerin elektrik talebinin 1 MW'ın altında olması klasik Rankine çevriminin maliyetinin fazla olması dolayısıyla ORC santralini tercih edilir bir enerji üretim

sistemi kılınıştır. Türkiye'nin Bursa vilayetindeki Starwood Şirketi için, bir biyoktle ORC enerji üretim sisteminin kurulacağı ve sistemlerle 5,5 MW elektrik ve 29,5 MW ısı enerjisi retileneği rapor edilmiştir (Turboden, 2015).

Şekil 3.1'de biyoktleden sonra en fazla payın %3'le jeotermal ORC 'de olduğu görülmektedir. Jeotermal enerji kaynaklarının sıcaklıklıklarının aralığı geniş olmakla birlikte mevcut ORC uygulamalarında minimum kaynak sıcaklık değeri 100  C civarındadır (Quolin ve Lemort, 2009). Şekil 3.2'de iki fazlı bir jeotermal ORC sisteminin Şematik gösterimi verilmiştir. Bu sistemde, separatörden gelen düşük basıncılı buhar, iki fazlı sistemin buharlaŐtırıcısında yođuŐur ve sıcak jeotermal su çalışma sıvısına n ısıtma için kullanılır.



Şekil 3.2 : İki fazlı jeotermal akışkandan elektrik üreten ORC (Serpen, t.y.)

Türkiye'nin Afyonkarahisar ilinde bulunan 110  C'deki jeotermal kaynak için 3 MW güç üretim kapasitesine sahip bir ORC santralinin yapım aşamasında olduğu rapor edilmiştir (Turboden, 2016).

Şekil 3.1'e göre atık ısıdan ORC sistemiyle geri kazanım, ORC uygulamalarında %20'lik payla nc sıradadır. Cam, seramik, tuğla ve metal fabrikalarındaki proses atık ısıları ORC sistemiyle elektrik enerjisine dönüŐtürülmektedir. Bu sektörlere örnek olarak, Romanya'daki bir imento fabrikasında 2012 yılında faaliyete giren 4

MW elektrik üretim kapasiteli, İtalya'daki bir çelik fabrikasında faaliyete girecek 2.2 MW güç üretim kapasiteli, İtalya'daki cam fabrikasında 2012 yılında servise giren 1.3 MW kapasiteli ORC santralleri gösterilebilir (Turboden, 2012). İçten yanmalı makinelerin atık ısılarının ORC sistemiyle geri kazanılabileceğinden önceki bölümlerde bahsedilmişti. Bu konuda karasal uygulamalara örnek olarak, Almanya Kempen'de bulunan bir güç üretim santraline 2012 yılında kurulan 600 kW elektrik kapasiteli ORC sistemi gösterilebilir (Turboden, 2012).

Bir başka ORC çeşidi olan güneş enerjisinden elektrik üretimi %1'le en düşük pazar payına sahiptir. Güneş ışığını takip eden ve soğuran kollektörler, yüksek sıcaklıkta ısı enerjisini akışkana iletirler. ORC, düşük sıcaklıklarda çalışabilmesi, kW düzeyinde üretime indirgenebilmesi, kapladığı alan ve ilk yatırım maliyetinin az olması sebepleriyle güneş enerjisinden elektrik üretimi için uygun bir teknolojidir. Şekil 3.3'de Güney Afrika Lesotho'da bulunan bir güneş enerji kaynaklı ORC sistemi verilmiştir.



Şekil 3.3 : Lesotho'da bulunan bir güneş enerjisi ORC sistemi (STG, 2007).

Amerika Arizona'da 2006 yılında servise giren güneş enerjisi ORC sisteminde, n-pentan iş akışkanı olarak kullanılmakta ve %20 ısı verimle çalışan sistemle 1 MW'a

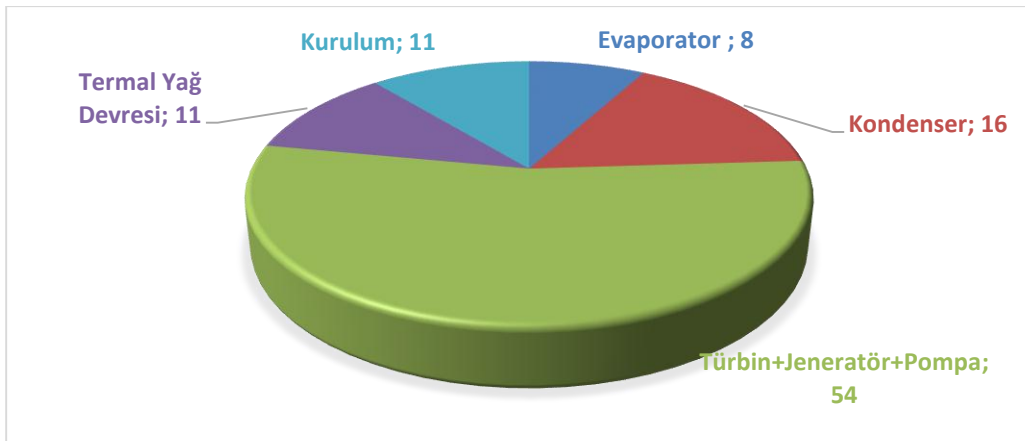
kadar güç üretilmektedir (ORMAT, 2006). 2014 yılında Fas'ta faaliyete başlayan güneş enerjisi ORC sistemi 2 MW'a güç üretebilmektedir ve inşa aşamasında olan Danimarka Brønderslev'deki santralde aynı teknolojiyle, 3.800 kW enerji üretilenmektedir (Turboden, 2014).

3.2 ORC Bileşenlerinin İncelenmesi

Organik Rankine çevrimi temelde klasik Rankine çevrimiyle aynı, bir buharlaştırıcı, türbin, yoğurturucu ve pompadan oluşur. Kapalı sistemde organik akışkanın dolaştığı bu sistemde akışkan ısı değiştiricisinde buharlaşır ve türbin kanatlarını çevirerek mekanik iş elde edilir. Kondenserde yoğuşan sıvının sirkülasyon pompasıyla çevrim döngüsü sürdürülür.

3.2.1 Isı değiştiricileri

Gemi tipi ısı değiştiricileri plakalı ve gövde-borulu ısı değiştiricileri olmakla birlikte gemide ısıtma ve soğutma amaçlı, ceket suyu, yağlama yağı, deniz suyu ve egzoz devrelerinde kullanılmaktadır. Organik Rankine çevrimi ısı değiştiricilerinin gemideki atık ısı kaynaklarına entegrasyonu ya da yeni inşa gemilerde makine dairesinde kaplayacağı alan önemlidir. ORC sisteminde, akışkanın türbin girişinde buhar fazında olmasını sağlamak dolayısıyla türbin kanatlarının deforme olmasını engellemek için uygun ısı transfer alanına sahip bir ısı değiştiricisinin tasarımı ve maksimum güç üretimi için ısı değiştiricisindeki basınç düşümünün minimum olması sistem optimizasyonu açısından büyük önem arzeder (Lecompte ve diğ., 2014). Isı transfer alanının artması aynı zamanda maliyeti de artıracaktır. Şekil 3.4'te bir atık ısı geri kazanımı için tasarlanan ORC sisteminin maliyet kalemlerinin yüzdeleri verilmiştir (Lemmens, 2016).



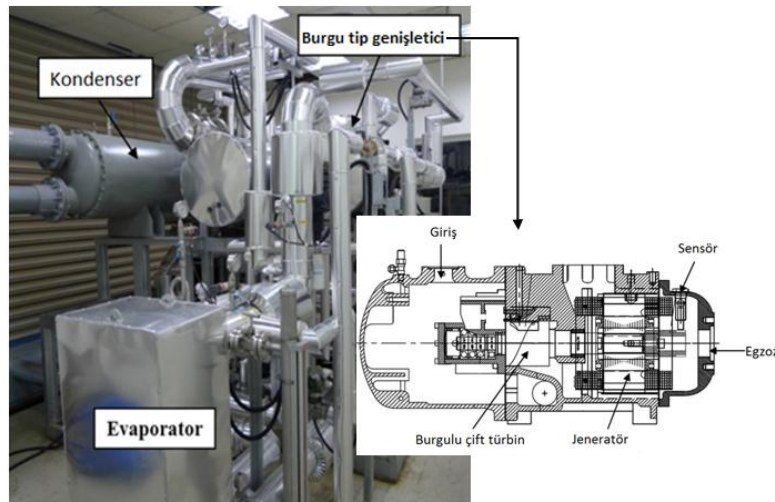
Şekil 3.4 : ORC bileşenlerinin toplam ORC maliyetindeki payları (Lemmens, 2016).

Isı değiştiricilerinin payının toplam maliyetin ortalama %24'üne tekabül ettiği görülmektedir.

3.2.2 Genişleticiler

ORC sisteminde mekanik iş genişleticilerde üretilir. Maksimum verim ve iş için genişletici seçimi çok önemlidir. Genişletme makineleri hız tipi ve hacim tipi olmak üzere iki gruba ayrılır. Hız tipi genişleticiler aksenal türbinlerdir. Hacim tipi genişleticiler ise burgu, helezonik ve pistonlu genişleticiler olarak üç gruba ayrılır. Bu makineler, çalıştığı güç aralığı, deplasmanı, basınç oranı, sıcaklığı ve hızları ile birbirlerinden ayrılmaktadır. ORC sisteminde kullanılacak bir genişletici, hassas hesapların gerektiği ve maliyet açısından en pahalı bileşendir (Krumdiek ve diğ., 2013).

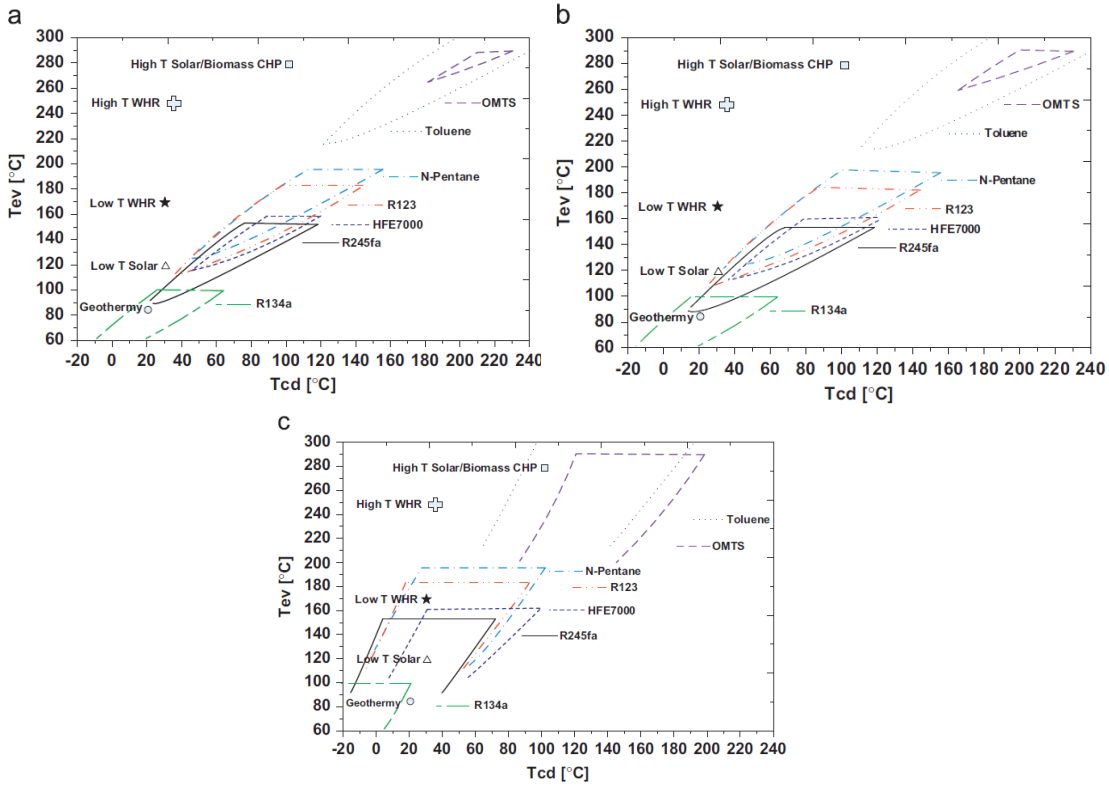
Organik akışkanların su buharından farklı fiziksel özelliklerde olması yapısal olarak türbinlerde birtakım değişikliklere gidilmesine yol açmıştır. ORC iş akışkanının suya kıyasla daha yüksek moleküler ağırlıkta olması sebebiyle, dizayn aşamasında şoktan kaynaklı kayıpları azaltmak için nozulda süpersonik akımların oluşumu olabildiğince engellenmelidir (Bao ve diğ., 2013). Burgu tipi genişleticiler, 20 kWe – 1000 kWe güç aralığında kullanılmaktadır ve deplasmanları 25 - 1100 l/s arasında değişmektedir. Burgu tipi genişleticiler, helezonik ve pistonlu genişleticilere kıyasla yüksek güç üretebilmesi ve teknik olarak üstünlükleriyle ORC sistemlerinde tercih edilmektedir (Lemort ve diğ., t.y.). Günümüzde pek çok ORC uygulamasında çift olarak kullanılmaktadır. şekil 3.5'te bir ORC modülünde burgu tipi çift türbinli bir genişletici verilmiştir.



şekil 3.5 : Burgu tipi çift türbinli bir ORC modülü (Hsu ve diğ., 2014).

Helezonik tipteki genişleticiler aksel ve dairesel yapılarda olabilir. 1 – 30 kWe güç aralığında kullanılmaktadır (Lemort ve diğ., t.y.). Kontrol sistemlerinin basit yapıda olması ve yüksek hacimsel genişletme oranları sebebiyle tercih edilmektedir (Krumdiek ve diğ., 2013).

Pistonlu genişleticiler düşük güçteki uygulamalarda içten yanmalı makinelerden atık ısı geri kazanımında yaygın olarak kullanılır. Deplasmanları 1,25 - 75 l/s arasında değişmektedir (Lemort ve diğ., t.y.). Yağlama gerektirmeleri, yüksek maliyetleri ve karmaşık yapıda olmaları dezavantajlarıdır. Şekil 3.6'da farklı tip genişleticilerin sıcaklıklara göre çeşitli operasyon haritaları verilmiştir (Quolin, 2011).

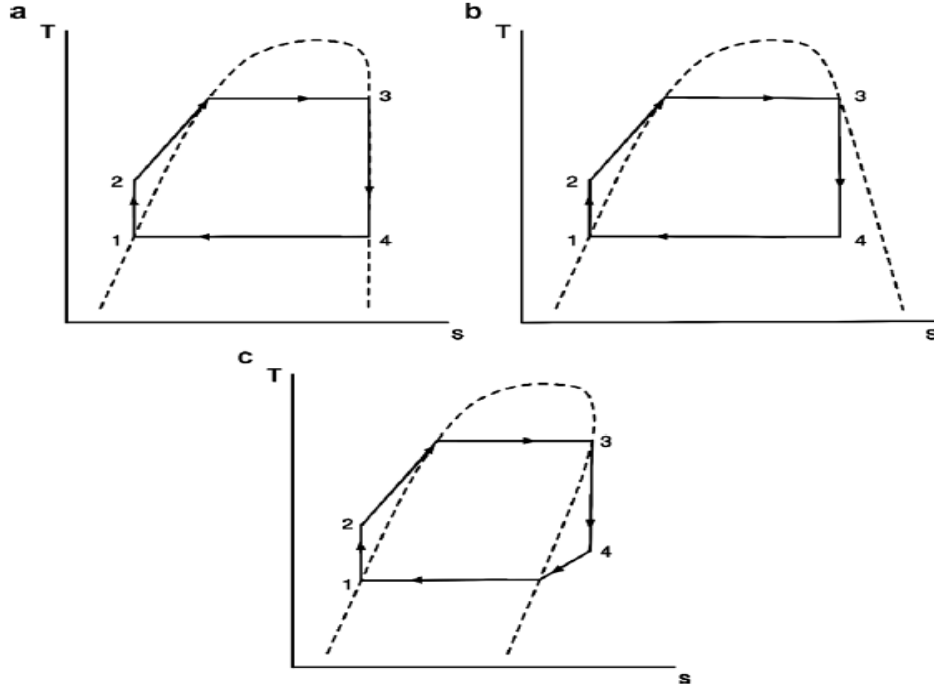


Şekil 3.6 : a) Helezonik tip genişletici b) Burgu tip genişletici c) Radyal türbin operasyon haritaları (Quolin, 2011).

Şekil 3.6'da farklı iş akışkanlarının buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları verilmiş, bu akışkanların hangi tip ORC için uygun olabilecekleri ve farklı tip genişleticilerde hangi sıcaklıklarda çalıştıkları gösterilmiştir. Grafiğe göre, yüksek kaynak sıcaklığına sahip ORC için tolüen ve OMTS, düşük sıcaklıklardaki uygulamalarda R245fa, R123 ve R134a gibi akışkanlar önerilmektedir. Radyal türbinde akışkanların yoğuşma sıcaklık aralığı burgu ve helezonik tip genişleticilere göre daha darken, burgu tip genişleticilerde bu aralığın en fazla olduğu görülmektedir.

3.3 İş Akışkanının Seçimi

Atık ısı kaynağına göre organik Rankine çevrimi iş akışkanının seçimi çevrim performansı açısından çok önemlidir. ORC sisteminde kullanılan akışkanlar genellikle hidrokarbonlardan, siloksanlardan, alkollerden veya eterlerden elde edilir. İş akışkanları, sıcaklık - entropi grafiğindeki doymuş buhar eğrisinin eğimine göre izantropik, ıslak ve kuru akışkan olarak üç gruba ayrılır (Somayaji ve diğ., 2006).



Şekil 3.7 : a) İzantropik b) Islak c) Kuru akışkan diyagramı (Somayaji ve diğ., 2006).

Şekil 3.7’de verildiği üzere, izantropik akışkan sonsuz, ıslak akışkan negatif ve kuru akışkan pozitif eğime sahiptir. Akışkanların bu eğimler farklılıkları çevrim performans çıktılarını önemli derecede etkilemektedir (Wang ve diğ., 2013). Ayrıca, kullanılacak akışkan termodinamik özelliklerinin uygun olması dışında çevre dostu ve Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) gibi kurum ve kuruluşların düzenlemelerine da uymalıdır. ORC sistemi için iş akışkanı özetle aşağıdaki özellikler göz önüne alınarak seçilmelidir (Song ve diğ., 2015; Larsen ve diğ., 2013; Wang ve diğ., 2010):

- Yüksek moleküler ağırlık,
- Yüksek kritik basınç ve sıcaklık,
- Yüksek ısı transfer katsayısı,
- Düşük çalışma basıncı,
- Düşük özgül hacim,

- Yüksek kondenser basıncı,
- Kimyasal stabilite,
- Yanıcı ve patlayıcı olmayan,
- Yüksek parlama noktasına sahip (>60 °C, IMO),
- Toksik etkileri zayıf,
- Düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP),
- Düşük ozon tabakası tahrip potansiyeli (ODP),
- Ekonomik,
- Korozif olmayan,
- Endüstride kabul görmüş.

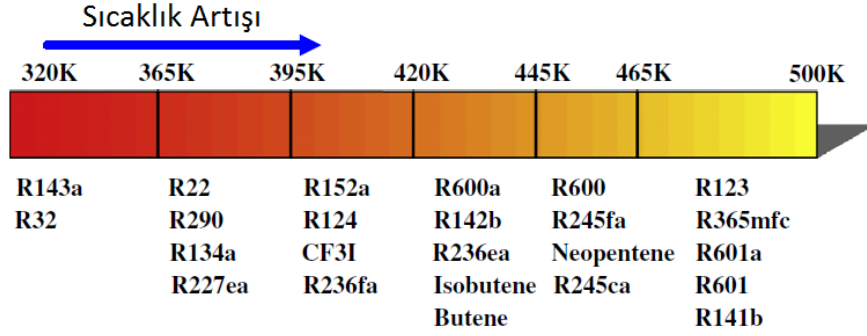
Akışkanlarda bulunması gereken önemli bir özellik de, akışkanların yanıcı ya da patlayıcı özelliklerinin olmamasıdır. Gemiler için en önemli tehlikelerden biri olan yangına mahal verilmemelidir. Şekil 3.7’de bazı organik akışkanların yanıcılık ve uçuculuk özellikleri verilmiştir.

	Yanıcılık		Uçuculuk	
	Yanıcı	Yanıcı Değil	Uçucu	Uçucu Değil
Yüksek	*Siklopentan		*Siklopentan	
	*Pentan	*R-245fa		*R-245fa
	*İzopentan	*R-134a	*Pentan	*R-134a
	*Bütan	*HFO-1234ze (<30 °C)	*İzopentan	*HFO-1234ze
	*İzobütan	*HDR-14	*Bütan	*HFO-1234yf
	*365 mfc		*İzobütan	*365 mfc
Düşük	*HFO-134yf			*HDR-14
	*HFO-1234ze			

Şekil 3.8 : Bazı akışkanların yanıcılık ve uçuculuk özellikleri (Honeywell, 2010).

Şekil 3.8 incelendiğinde, siklopentanın hem yanıcılığı hem de uçuculuğu yüksek olmasına karşın R245fa’nın bu tür özellikleri bulunmamaktadır. Wang ve diğ. (2011), içten yanmalı makinelerde atık ısı geri kazanımı için farklı iş akışkanlarının performans özelliklerini incelemiştir. Sonuçlara göre R11, R113, R141 ve R123 daha iyi termodinamik performans gösterse de R245fa ve R245ca’nın güvenlik ve çevre

dostu özelliklerinden dolayı bu tür sistemlerde kullanımı daha makuldür. Bao ve diğ. (2013) R245fa'yı düşük çevrim tersinmezliği, yüksek verimli olması ve daha çok iş üretebilmesi özelliklerinden dolayı ORC için önermektedir. Branchini ve diğ. (2013), farklı ORC sistemleri için birçok akışkanların termodinamik çevrim performanslarını incelemiş ve R245'nin en iyi sonuçları verdiğini bildirmiştir. Şekil 3.9'da farklı kaynaklara sıcaklıklarına göre önerilen akışkanlar verilmiştir (Wang ve diğ., 2013).



Şekil 3.9 : Kaynak sıcaklıklarına göre önerilen iş akışkanları (Wang ve diğ., 2013).

Kaynak sıcaklıklarının artmasıyla yüksek kritik basınç ve sıcaklığa sahip iş akışkanları ön plana çıkmaktadır. Fakat yüksek küresel ısınma ve ozon tabakasını tahrip potansiyelleri sebebiyle bazı akışkanların kullanımı yasaklanmış veya aşamalı olarak kullanımı yasaklanacaktır. Örnek olarak R-11,R-12,R-113,R-114 ve R-115'in kullanımları tamamen yasaklanmış, R-21,R-22,R-123,R-124,R-141b ve R-142b akışkanlarının kullanımı 2020 veya 2030 yıllarında tamamen yasaklanacaktır (Bao ve diğ., 2013).

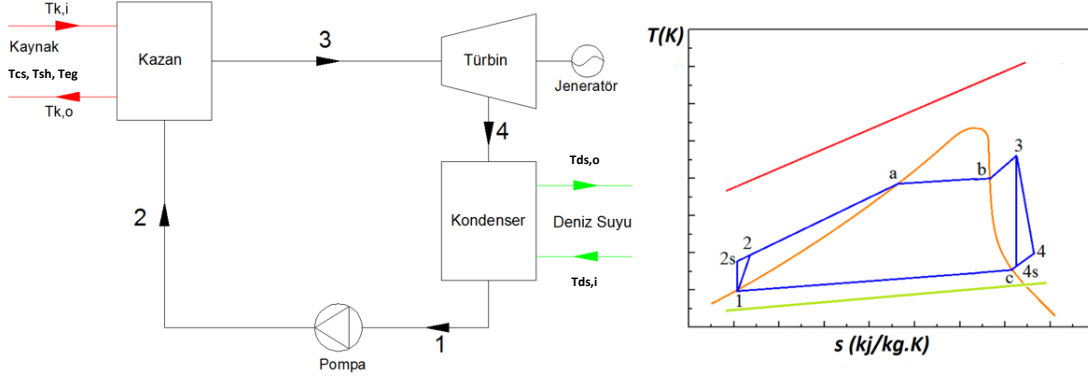
Verilen bilgiler ışığında bu çalışma için R245fa (pentaflorpropan) iş akışkanı olarak seçilmiştir. Gemi dizel motorlarında atık ısı sıcaklıklarının düşük seviyede oluşu, R245fa'nın güvenlik ve çevre dostu özelliklerinin muadillerine göre daha iyi olması ve yüksek çevrim performansına sahip olması önemli tercih sebeplerindedir. Çizelge 3.1'de R245fa akışkanına dair bazı özellikler verilmiştir.

Çizelge 3.1 : R245fa'nın bazı fiziksel özellikleri (Song ve diğ., 2015).

Özellik	Değer
Molekül Ağırlığı	134.05 g/mol
Normal Kaynama Noktası	15.14 °C
Kritik Sıcaklığı	154.01 °C
Kritik Basıncı	3651.0 kPa
Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	950
Ozon Tabakasını Tahrip Potansiyeli (ODP)	0
ASHRAE-34 Sınıfı	B1 (zehirli, yanıcı olmayan akışkan)

3.4. ORC Matematik Modeli

Temel Rankine çevrimi gibi ORC sisteminde de bir buharlaştırıcı, genişletici, yoğuşturucu ve pompa bulunur. Bu çalışmada ceket soğutma suyu, süpürme havası ve egzoz gazı için ayrı ayrı modeller oluşturulmuş ve bu modeller ORC bileşenlerinden tasarruf amaçlı tek bir ORC modeli olarak birleştirilmiştir. Şekil 3.10'da temel ORC sisteminin şematik ve T-s diyagramları verilmiştir.



Şekil 3.10 : Temel ORC bileşenleri ve sistemin T-s diyagramı.

ORC sisteminin enerji dengesi aşağıdaki denklemlerde verilmiştir.

Isı değiştiricilerinde enerji dengesi ceket soğutma suyu, süpürme havası ve egzoz gazı için aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

Ceket soğutma suyundaki enerji akışı:

$$\dot{Q}_{cs} = \dot{m}_{cs} \cdot c_{p,sc} \cdot (T_{cs,i} - T_{cs,o}) \quad (3.1)$$

Süpürme havasındaki enerji akışı:

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_{sh} \cdot c_{p,sh} \cdot (T_{sh,i} - T_{sh,o}) \quad (3.2)$$

Egzoz gazındaki enerji akışı ise:

$$\dot{Q}_{eg} = \dot{m}_{eg} \cdot c_{p,eg} \cdot (T_{eg,i} - T_{eg,o}) \quad (3.3)$$

Olarak verilebilir. Burada c_p değeri sabit basınçta ortalama ısı kapasitesi, \dot{m} ; kaynağın kütleli debisini, T ise sıcaklığı ifade eder.

Pinch noktası farkı, kaynak sıcaklığı ile akışkanın doyma noktası arasındaki fark olarak nitelendirilebilir:

$$\Delta T_{pp} = T_{pp} - T_d \quad (3.4)$$

İş akışkanının kütsel debisi:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{O}_k \cdot \eta_{he}}{h_3 - h_2} \quad (3.5)$$

Olarak verilir. Kaynağın toplam enerjisi \dot{O}_k ile ifade edilirken, ısı değiştiricisindeki kayıp η_{he} olarak ifade edilmiştir. h değerleri kazan girişi ve çıkışındaki entalpi farklarıdır.

Türbinde üretilen iş:

$$W_t = \dot{m}_f \cdot (h_3 - h_{4s}) \cdot \eta_t \quad (3.6)$$

Burada türbin işinin izantropik verime (η_t) de bağlı olduğu görölür. h_{4s} değerleri izantropik verimin %100 olduğu durumdaki entalpi değeridir.

$$W_p = \frac{\dot{m}_f \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta_p} \quad (3.7)$$

Pompa işinin izantropik verime (η_p) bağlı olmasından dolayı entalpi değerleri olarak h_{2s} değerleri alınır.

Çevrimin ısı verimi:

$$\eta_{th} = \frac{W_t - W_p}{\dot{O}_i} \quad (3.8)$$

Burada \dot{O}_i değerleri, çevrime giren toplam ısı enerjisidir. Türbin ve pompa işleri arasındaki fark net işi (W_{net}) verir.

Toplam geri kazanılan mekanik iş oranı (Suarez ve Greig, 2013):

$$\varepsilon = \frac{W_{net}}{W_g} \quad (3.9)$$

Burada W_v değerleri, belirli yükteki ana makine gücüdür.

ORC sistemiyle sağlanan yakıt tasarrufu (Suarez ve Greig, 2013):

$$FS = \varepsilon \cdot t_o \cdot SFOC \quad (3.10)$$

SFOC değerleri verilen makine yüküne ait özgül yakıt tüketimi değerleri ve t_o değerleri operasyon zamanıdır.

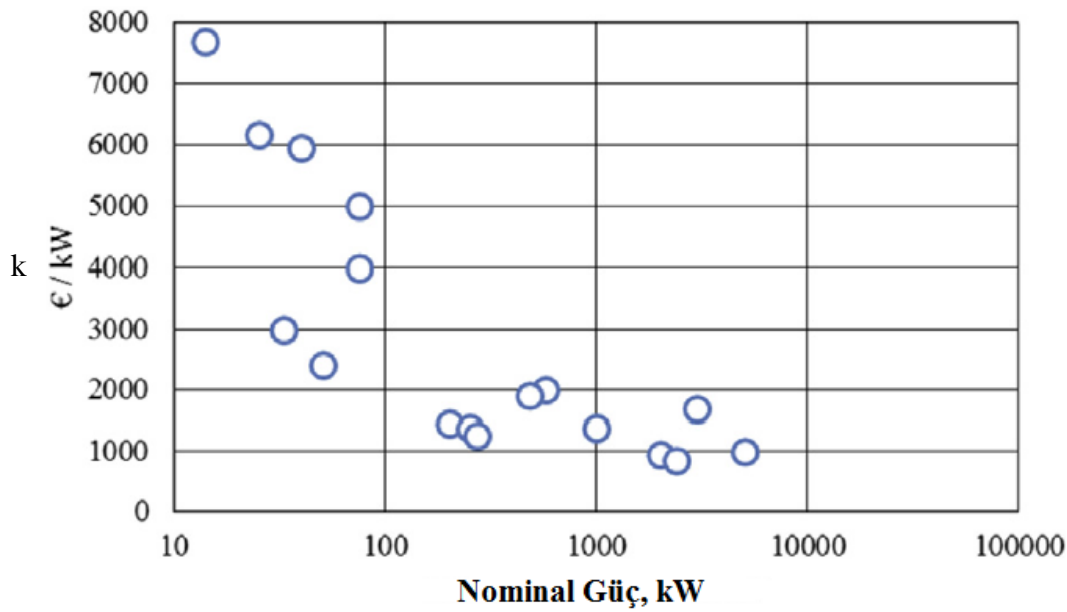
Üretilen elektrik gücü (Radica ve diğ., 2015):

$$W_e = W_{net} \cdot \eta_m \cdot \eta_j \quad (3.11)$$

Elektrik gücü formölünde η_m değerleri mekanik verim, η_j ise jeneratör verimidir.

3.5. Maliyet Analizi

1980'in ilk yıllarından bu yana faaliyet gösteren ORC üreticileri için ORC uygulamaları, atık ısı kaynaklarının sıcaklıklarına, güç kapasitelerine ve kullanıcının hedeflerine göre farklılık göstermekte, bu parametreler ise sistemin maliyetini etkilemektedir (Song ve diğ., 2015). Bu bağlamda, analizleri yapılan dört farklı modelin tahmini maliyetleri hesaplanarak amortisman süreleri belirlenmiştir. Hesaplarda birim kW başına düşen maliyetler Şekil 3.11'den alınmıştır. Farklı ORC atık ısı geri kazanım sistemlerinin toplam güç kapasitesine göre birim maliyetleri Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11 : Farklı ORC sistemlerinin birim maliyetleri (Quolin ve diğ., 2013).

Şekil 3.11'e göre maliyetlerin güç kapasitesinin artmasıyla azaldığı görülmektedir. Maliyet analizleri, modellerden elde edilen net güç ile birim kW başına düşen maliyetin çarpımı şeklindedir:

$$C = W_{net} \cdot k \quad (3.12)$$

Amortisman süreleri ise ORC sistemleriyle yapılan yıllık yakıt tasarruflarının mali değerlerinin saptanmasıyla belirlenir:

$$t = \frac{C}{FS \cdot HFO_{pr}} \quad (3.13)$$

Burada HFO_{pr} , ağır yakıtın hesaplama tarihindeki ton fiyatıdır.

4. 49.990 DWT'lık BİR TANKERDEN ORC METODUYLA ATIK ISI GERİ KAZANIMI

Gemilerdeki atık ısı yoğunluğunun ana makinelerde olması ve bu enerjinin geri kazanımı amacıyla bir kimyasal petrol tankerinin atık ısı analizi yapılarak ORC sisteminin performansı araştırılmıştır. Geminin başlıca özellikleri Çizelge 4.1'de, fotoğrafı Şekil 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Seçilen geminin önemli özellikleri.

Özellik	Değer
Gemi Tipi	Kimyasal/Petrol Tankeri
Loa	183 m
B	32,2 m
T (min./ort./maks.)	5,8/9,9/16,5 m
Gros Tonaj	29.785
DWT (yaz)	49.990
İnşa Yılı	2015 (Hırvatistan)
Jeneratör	HHI HIMSEN 6H21/32
Jeneratör Adedi	2+1
Jeneratör Gücü (FL)	840 kW
Elektrik Yüğü-1	524 kW (Seyir)
Elektrik Yüğü-2	840 kW (Tam Yüğü)
Jeneratör Devri (FL)	720 rpm
Seyir Maks. Hız	14,5 knots
Tam Yol	11,71 knots
Yarım Yol	8,88 knots
Ana Makine Modeli	MAN B&W 6G50ME (Tier-II)
Ana Makine Gücü (FL)	10.320 kW
Ana Makine Tam Yüğü Devri	100 rpm
Pervane	Sabit Hatveli Pervane (FPP)

Handymax sınıfı tankerin elektronik kontrollü MAN B&W 6G50 model bir ana makinesi bulunmaktadır. Tam yükte 10.320 kW (@100 rpm) güç üreten makine, tek turboşarjer ile beslenmekte ve düşük yüklerde süpürme basıncını dengeliyici bir blover bulunmaktadır. 840 kW kapasitesinde üç adet jeneratörü bulunan geminin seyir elektrik yüğü 524 kW olup, tam yük ihtiyacı durumunda jeneratörler paralele alınmaktadır.

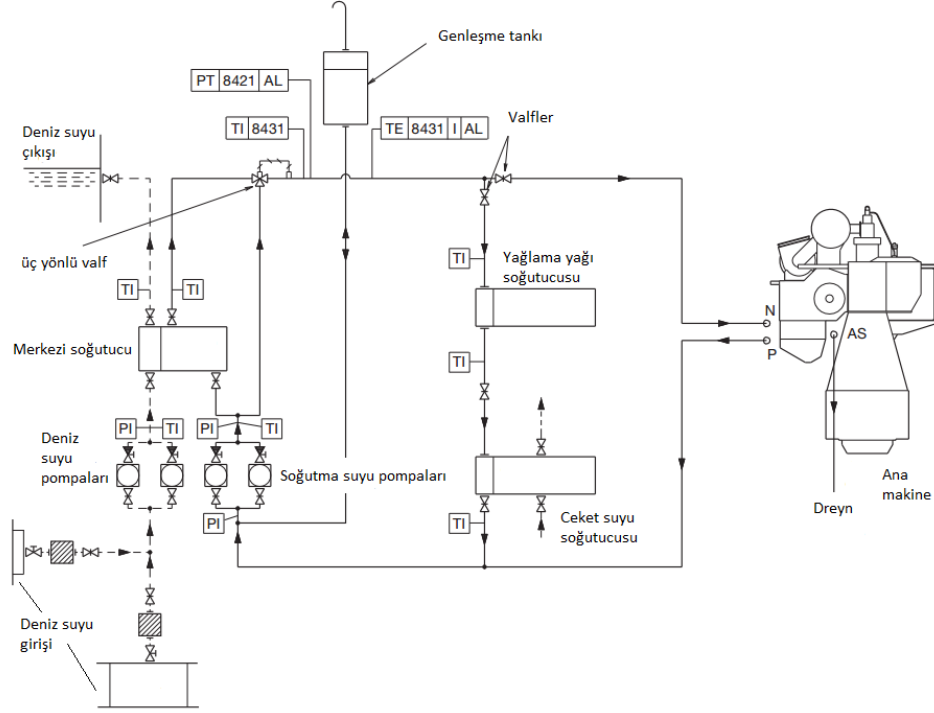


Şekil 4.1 : Çalışmada analizi yapılan kimyasal/petrol tankeri.

Gemideki pompalar sabit devirde çalışmakta, fazla ısıtma ya da soğutma yükünün kontrolü by-pass hatlarıyla yapılmaktadır. Gemide ayrıca distile su üretiminde kullanılan bir evaporatör ve ceket soğutma suyunun ilk çalışmada makineye sıcak gönderilmesini sağlayan ön ısıtıcı bulunmaktadır. Ek olarak, gemide bir egzoz gazı ekonomizeri bulunmakta, burada tankları ısıtma amaçlı su buharı üretilmektedir.

4.1 Gemideki Mevcut Atık Isıların Tayini

Önceki bölümlerde verilen atık ısı oranları düşünüldüğünde, seçilen gemiden de MW seviyelerinde atık ısının bulunduğu tahmin edilebilir. Analizi yapılan tankerin ana makinesinin soğutulması için gemide bir merkezi soğutma sistemi kurulmuştur. Merkezi soğutma sistemi, tekil tatlı su ya da deniz suyu soğutma sistemlerine kıyasla, düşük maliyeti ve bakım masrafı, korozif etkileri azaltması, optimum ısı transferi için devrelerdeki akışkan hızının fazla olması ve istenilen sıcaklığın sürekli olarak sağlanabilmesi avantajlarıyla gemilerde tercih edilmektedir (Mc George, 1999). Bu sistemde, deniz suyunun dolaştığı merkezi bir ısı değiştiricisiyle, ceket suyu, yağlama yağı ve süpürme havası tatlı su ile soğutulmakta, egzoz gazı bir turboşarjden geçirilerek ekonomizere gönderilmektedir. MAN model elektronik kontrollü ana makine serisinin (ME) merkezi soğutma sisteminin şematik diyagramı Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2 : Ana makinenin merkezi soğutma sistemi şematik gösterimi (MAN, 2013).

Şekil 4.2’de gösterildiği üzere deniz suyu, filtrelerden geçirildikten sonra pompalar vasıtasıyla merkezi soğutucuya basılır. Paralel hatta bulunan soğutma suyu pompaları ise tatlı suyu merkezi soğutucuya gönderir ve ısı transferi sağlar. Sıcaklığı düşürülen tatlı su yağ ve ceket suyu soğutucularına ayrı kollarla ulaştırılır. Sistemin sıcaklık ve basınç kontrolü ısı değiştiricilerinin giriş ve çıkışlarına konumlandırılmış ölçerlerle ve valflerle sağlanır. Kapalı devrede bulunan genişleme tankı, tatlı suyun hacimsel artışı dengeler. Valfler selenoidlerle kumanda edilir.

Geminin ana makinesinin atık ısı tayini için CEAS (Computurized Engine Application Software) yazılımı kullanılmıştır (MAN, 2016). Yazılım, elektronik ya da kam kontrollü belirli ana makine modelleri için çeşitli seçeneklerde enerji analizi yapmaktadır. Seçilen ana makinenin parametreleri yazılıma girilerek, ISO, tropik ve belirli çevre koşullarında egzoz gazı, süpürme havası, ceket suyu ve yağlama yağının enerji analizleri yapılabilmektedir. Analizlerde, ISO 3046 standardı referans alınarak yüke göre parametrelerin değişimi incelenmiştir (Radica ve diğ., 2015). Yazılım yardımıyla, %25 - %100 yük aralığında egzoz gazı, süpürme havası ve ceket suyu sıcaklık ve debi değişimlerine göre ısı yükleri hesaplanmıştır. Yağlama yağı, sıcaklık ve ısı yükü bakımından düşük seviyelerde olduğu için analizlere dâhil edilmemiştir. Yazılım ayrıca, yüke göre yakıt tüketimi ve devir değerlerini de hesaplamaktadır.

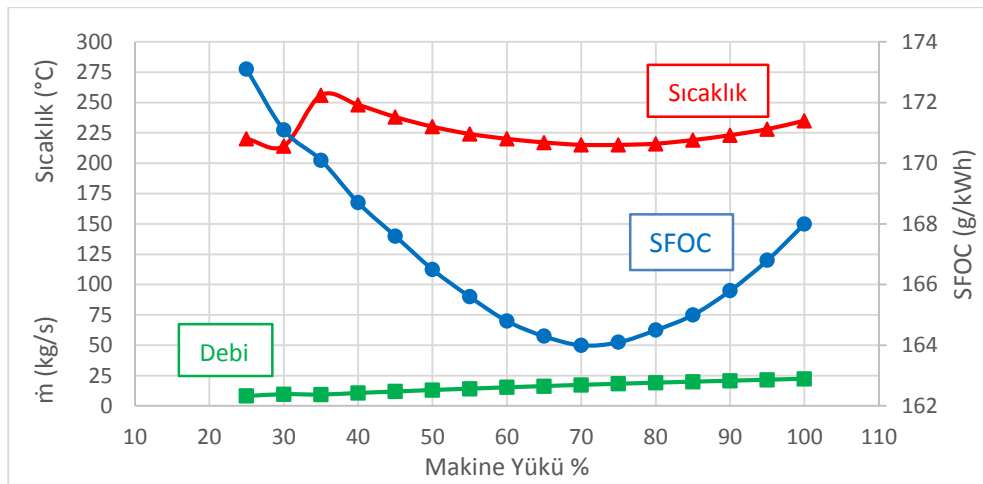
Çizelge 4.2, yüke göre güç, devir, egzoz gazı debisi ve sıcaklığı ile yakıt tüketimini göstermektedir:

Çizelge 4.2 : Makine yüküne bağlı parametrelerin değişimi (ortam sıcaklığı : 25 °C).

Yük % SMCR	Güç kW	Devir dev/dk	SFOC g/kWh	Kütleli Debi kg/s	Sıcaklık* °C
100	10.320	100	168,0	22,3	235
95	9.804	98,3	166,8	21,5	228
90	9.288	96,5	165,8	20,7	223
85	8.772	94,7	165,0	19,9	219
80	8.256	92,8	164,5	19,1	216
75	7.740	90,9	164,1	18,2	215
70	7.224	88,8	164,0	17,3	215
65	6.708	86,6	164,3	16,3	217
60	6.192	84,3	164,8	15,3	220
55	5.676	81,9	165,6	14,2	224
50	5.160	79,4	166,5	13,1	230
45	4.644	76,6	167,6	11,9	238
40	4.128	73,7	168,7	10,7	248
35	3.612	70,5	170,1	9,4	256
30	3.096	66,9	171,1	9,7	214
25	2.580	63,0	173,1	8,2	220

(*) Egzoz gazının parametre değerleri turboşarjler sonrası için verilmiştir.

Çizelge 4.2'ye göre, egzoz gazı sıcaklıkları 214 – 256 °C seviyesindedir ve turboşarjler sonrası sıcaklıkların yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 4.3 durumu görsel olarak daha iyi anlamamızı sağlar.



Şekil 4.3 : Makine yüküne göre egzoz gazı parametreleri-yakıt tüketiminin değişimi.

Şekil 4.3'e göre yakıt tüketimi ve egzoz gazı eğrilerinin makine yüklerine göre toleranslarının fazla olduğu görülmektedir. Makinenin minimum yakıt tüketiminin sağlandığı nokta yaklaşık 89 dev/dk - %70 makine yüküne tekabül etmektedir.

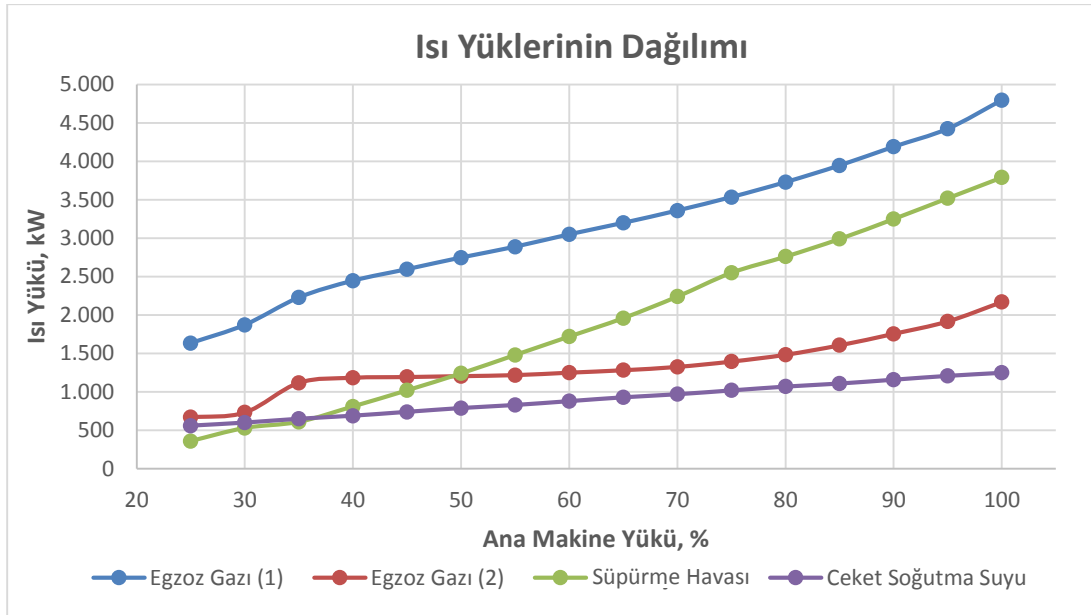
Düşük yüklerde yakıt tüketiminin en fazla olduğu görülmektedir. Minimum yakıt tüketiminin sağlandığı noktada egzoz gazı sıcaklığının minimum, ısıl verimin ise en yüksek değeri alacağı söylenebilir. Egzoz gazı kütleli debisi ise doğrusala yakın bir eğri karakteristiği izlemekte ve yükün artmasıyla debi değerleri de artmaktadır.

Analiz sonuçlarına göre ceket suyu ve süpürme havasındaki değişim Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3 : Ana makine yüküne göre turboşarjer hava tüketimi, süpürme havasının ve ceket soğutma suyunun ısı yükleri.

Yük (% SMCR)	TC Hava Tüketimi (kg/s)	Süpürme Hava ısı Yükü* (kW)	Ceket Suyu ısı Yükü (kW) (*)
100	21,8	3.790	1.250
95	21,1	3.520	1.210
90	20,3	3.250	1.160
85	19,5	2.990	1.110
80	18,7	2.760	1.070
75	17,8	2.550	1.020
70	16,9	2.240	970
65	16	1.960	930
60	15	1.720	880
55	13,9	1.480	830
50	12,8	1.240	790
45	11,7	1.020	740
40	10,5	810	690
35	9,2	610	650
30	9,5	530	600
25	8,1	360	560

Çizelge 4.3'te turboşarjerin kompresör kısmından geçen hava miktarının makine yükünün azalmasıyla azaldığı görülmektedir. %25 MCR'de süpürme havasının ısı yükü %100 yükteki değerin 1/10'undan daha azdır. Bu durum, düşük yüklerde süpürme havası sıcaklığının çok düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Ceket soğutma suyunda durum biraz daha farklıdır. Sıcaklığın yüke göre çok değişmemesinden dolayı ısı yükünün debiyle orantılı olduğu görülür. %100 yükte ceket soğutma suyunun ısı yükü, %25 yükteki değerin iki katından biraz fazladır. Şekil 4.4'te egzoz gazı, süpürme havası ve cekey soğutma suyunun ısı yüklerinin ana makine yüküyle değişimi verilmiştir.



Şekil 4.4 : Ana makine yüküne bağlı farklı atık ısıların toplam ısı enerjileri.

Şekil 4.4'te egzoz gazı atık ısı için iki farklı eğri verilmiştir. 1 nolu eğri, egzoz gazının 25 °C'ye kadar soğutulmasıyla elde edilen enerji miktarını gösterirken, analizlerde de kullanılan 2 numaralı eğri, egzoz gazının asit oluşumunu önlemek için makine üreticileri tarafından önerilen minimum sıcaklık değeri olan 140 °C'ye kadar soğutulduğundaki enerji miktarını göstermektedir (Yang ve Yeh, 2015). Yanma prosesi sonrası atık ısının %46,5'lük kısmının egzoz gazında olduğu görülürken, sıcaklık limitiyle bu oran %21 seviyesine düşmektedir.

Ceket soğutma suyunun ısı yükü eğri tipi doğrusala yakındır. 1.250 kW değerinde maksimum ısı yükü, toplam atık ısı enerjisinin yaklaşık %11'ini oluşturmaktadır. Süpürme havasının yüke toleransı fazladır dolayısıyla eğiminin de fazla olduğu görülmektedir. Yaklaşık %50 yükte, süpürme havası ve 2 numaralı egzoz gazı ısı değerlerinin birbirine çok yakın olduğu, daha üstü yüklerde ise süpürme havasının atık ısı miktarının daha çok arttığı görülmektedir. CEAS analizine göre, ceket suyu, yağlama yağı ve süpürme havasının toplam soğutma yükü ISO standardı koşullarında 6.000 kW olarak belirlenmiştir. Atık ısı geri kazanım analizlerinde kullanılmayan yağlama yağının maksimum ısı yükü 760 kW olarak verilmiştir.

Seçilen gemide ana makinenin 7.000 kW'ın üzerinde kullanılabilir ısı enerjisinin bulunması ve bu ısıların sıcaklığının düşük olması, organik Rankine çevrimi için büyük bir potansiyel oluşturmakta, ana makine performansını artırma ve çevresel olumsuz etkileri azaltma adına önemli bir sonuçtur.

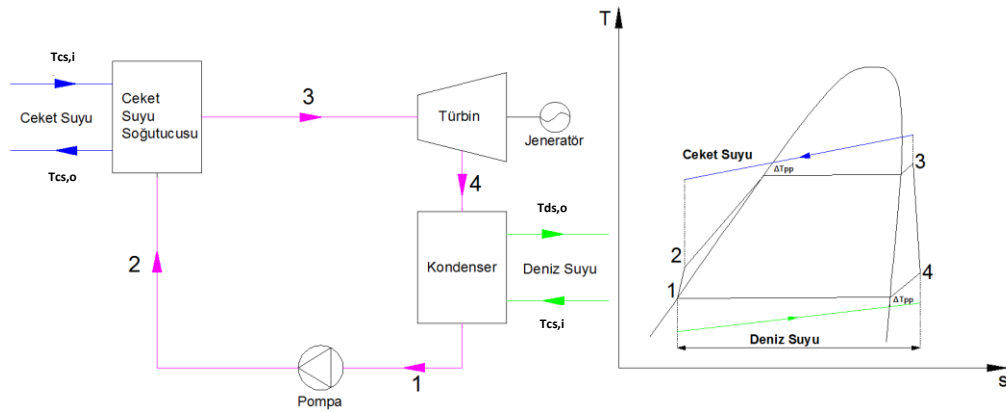
4.2 ORC Atık Isı Geri Kazanım Modelleri

Egzoz gazı, süpürme havası ve ceket suyu atık ısı analizleri, oluşturulacak ORC modelleri konusunda ön bilgiler vermektedir. Kaynağın özellikle sıcaklığı ve debisi, modelin bileşenlerinden kullanılacak akışkana kadar bir çok dizayn parametresini etkiler. Çalışmada dört farklı model oluşturularak atık ısı kaynakları:

- ✓ Ceket soğutma suyu atık ısı ORC sistemi: Model-1,
- ✓ Süpürme havası atık ısı ORC sistemi: Model-2,
- ✓ Egzoz gazı atık ısı ORC sistemi: Model-3
- ✓ Kombine atık ısı ORC sistemi: Model-4 olarak adlandırılmıştır.

4.2.1 Ceket soğutma suyu atık ısı için ORC modeli

Model-1'de ceket soğutma suyu soğutucusu organik Rankine çevriminin buharlaştırıcısı olarak konumlandırılmış, bir türbin ve pompa ile deniz suyunu soğutucu akışkan olarak kullanan kondenserden oluşan ORC sisteminin makine yüküne göre çevrim performansı araştırılmıştır. Şekil 4.5'te model-1'in şematik gösterimi ve T-s diyagramı verilmiştir.

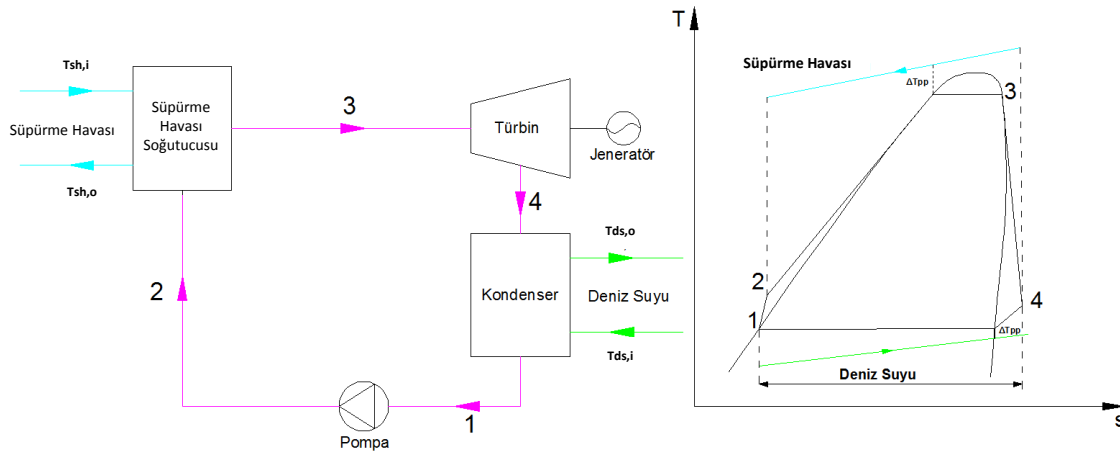


Şekil 4.5 : Ceket soğutma suyu atık ısı ORC sistemi – Model-1.

Makinenin performans değerlerini etkilemeden soğutucudan maksimum ısı çekilerek maksimum iş elde edilmesi hedeflenmiştir. Ceket suyunun soğutucuya giriş sıcaklığı 90 °C, soğutucudan çıkış sıcaklığı ise 70 °C'dir. Pinch noktası sıcaklık farkı 10 °C alınarak, ORC sisteminde maksimum basınç ve buharlaşma sıcaklığı saptanmıştır. Deniz suyunun kondensere giriş sıcaklığı 25 °C alınmış, iş akışkanının yoğuşma sıcaklığı 35 °C olarak belirlenmiştir. Bu değerler tüm modellerde aynı kabul edilmiştir. Seçilen iş akışkanı R245fa, model-1'de 85 °C'ye kadar ısıtılmıştır.

4.2.2 Süpürme havası atık ısı için ORC modeli

Model-2’de, süpürme havasının atık ısı kullanılarak oluşturulan ORC sisteminde, model-1’den farklı olarak süpürme havasının yüke göre hızlı değişen sıcaklık değerlerinden dolayı buharlaşma sıcaklık ve basınçları da değişmektedir (Uusitalo ve diğ., 2015). %100 yükte soğutucuya 193 °C’de giren süpürme havası %25 yükte sadece 70 °C’de girmektedir. Sistemin şematik gösterimi ve T-s diyagramı Şekil 4.6’da verilmiştir.

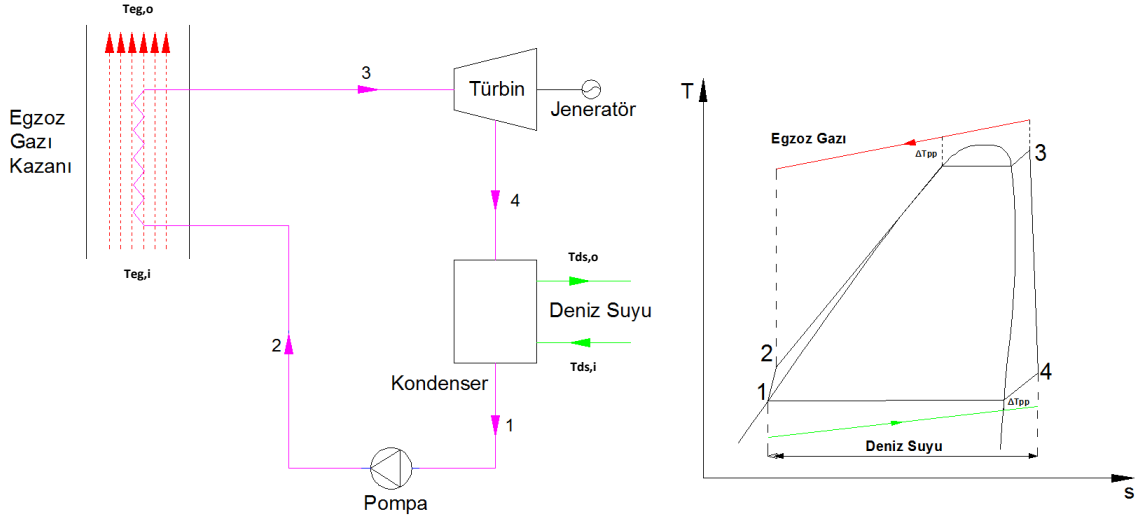


Şekil 4.6 : Süpürme havası atık ısı ORC sistemi – Model-2.

%70 ve üzeri ana makine yüklerinde süpürme sıcaklıkları 155 °C üzerindedir. Bu durumda, yüksek sıcaklık ve basınç çevrim performansını artıracığından iş akışkanının buharlaşma sıcaklığı 150 °C olarak belirlenmiş ve bu yük aralığında akışkan kritik sıcaklığa kadar ısıtılmıştır (Radica ve diğ., 2015).

4.2.3 Egzoz gazı atık ısı için ORC modeli

Gemide bulunan ekonomizer vasıtasıyla %100 yükte saatlik 1.680 kg buhar üretilmektedir. Fakat tankerlerde ısıtma prosesi için gerekli buhar miktarı ekonomizerde üretilenden çok daha fazladır. Örneğin, 156.000 DWT’luk 18.660 kW ana makine gücüne sahip bir tanker maksimum ısıtma yükü için gerekli buhar miktarı saatlik 70.000 kg iken, gemide bulunan ekonomizerden saatlik maksimum 1.800 kg buhar elde edilmektedir (Ship’s Particular, 2006). Yapılan çalışmada turboşarjler sonrası egzoz gazından ORC sistemiyle elektrik üretilmesi hedeflenmiş, ısıtma yükünün tamamının gemide bulunan kazanlar tarafından karşılandığı düşünülmüştür Model-3’ün şematik gösterimi ve T-s diyagramı Şekil-4.7’de verilmiştir.



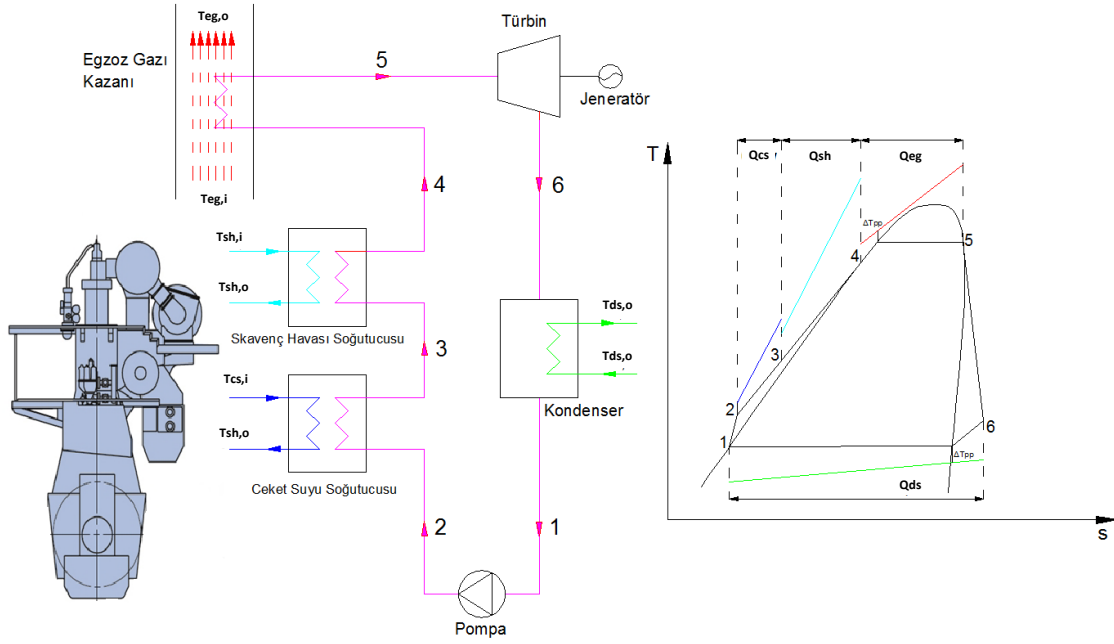
Şekil 4.7 : Egzoz gazı atık ısısı ORC sistemi – Model-3.

Egzoz gazı atık ısısını kullanan ORC sisteminde, egzoz sıcaklıkları 200 °C'nin üzerindedir. Egzoz gazı 140 °C'ye kadar soğutulmuş, iş akışkanının buharlaşma sıcaklığı 150 °C kabul edilerek akışkan kritik sıcaklığa kadar ısıtılmıştır.

4.2.4 Kombine atık ısı için ORC modeli

Model-4, atık ısı kaynak bileşenleri olarak ceket soğutma suyu ve süpürme havası soğutucularıyla egzoz gazı kazanından oluşmaktadır. Sistemde tek türbin, kondenser ve pompa kullanılmıştır. Model-4'ün şematik gösterimi ve sistemin T-s diyagramı Şekil 4.8'de verilmiştir. Kombine atık ısı geri kazanım sisteminde, ceket suyu soğutucusu ön ısıtıcı olarak kullanılmaktadır. Ceket soğutma suyunun soğutucuya 90 °C'de girmekte ve soğutucudan 70 °C'de çıkmaktadır. 3 noktasında sıcaklık sabit ve 75 °C alınmıştır.

Süpürme havasının sıcaklığı yüke göre hızlı değiştiğinden, 4 noktasında sıcaklık da değişmektedir. Yüksek ana makine yüklerinde süpürme havasının ısı yükünün fazla olmasından dolayı 4 noktasındaki sıcaklık 150 °C olarak belirlenmiştir (Radica ve diğ., 2015). Model-4'ün değişen makine yüklerinde sabit basınçta çalıştığı kabul edilmiştir. Egzoz gazı kazanında akışkan buharlaştırılmakta ve türbine gönderilmektedir. Kombine sistemde soğutucular ve egzoz gazından maksimum atık ısının çekilmesi amaçlanmıştır.



Şekil 4.8 : Kombine atık ısı geri kazanım ORC sistemi – Model-4.

Modellerde kullanılan parametreler için kabul listesi Çizelge 4.4’te verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Modellerde kullanılan parametre kabulleri (Song ve diğ., 2015; Yang ve Yeh, 2015; Radica ve diğ., 2015; Suarez ve Greig, 2013, MAN, 2016).

Parametre	Değer/Birim
Deniz suyu sıcaklığı (T_{ds})	25 °C
Türbin izantropik verimi (Π_t)	0.85
Pompa izantropik verimi (Π_p)	0.85
İş akışkanı yoğuşma sıcaklığı	35 °C
Ceket suyu giriş sıcaklığı ($T_{jw,i}$)	90 °C
Pinch noktası sıcaklık farkı (ΔT_{pp})	10 °C
Isı değiştiricisi verimliliği (Π_e)	0.98
Basınç düşümü (izobarik)	0
Türbin mekanik verimi (Π_m)	0.96
Jeneratör verimi (Π_j)	0.95
Yakıtın düşük kalorifik değeri (LCV)	42.700 kJ/kg
Operasyon süresi	5796,2 saat
Steady-state operasyon	-
Ortalama ağır yakıt fiyatı (HFO _p) (21.11.2016)	275 Avro/ton

Model kodları MATLAB 2014.b yazılımında oluşturulmuş, akışkanın termodinamik özellikleri Refprop 9.0 programından alınmıştır (NIST; Larsen ve diğ., 2013).

Model analizlerinin sonuçları Suarez ve Greig (2013)’in sonuçlarıyla karşılaştırılmış, maksimum sapma %3,4 olarak hesaplanmıştır. Sapma, egzoz gazı kazanında debi doğrulaması, pinch noktası sıcaklık farklı ve okuma hatalarından kaynaklanmaktadır.

4.3 ORC Modellerinin Termodinamik Analizleri

Dört farklı model, %25 - %100 MCR ana makine yükleri aralığında analiz edilerek yük artışının çevrimde oluşturduğu değişiklikler hesaplanmıştır. Pinch noktası sıcaklık farkı yaklaşımıyla yoğuşma sıcaklığının 35 °C olması sonucu, modellerdeki yoğuşma basıncı 211,7 kPa olarak hesaplanmıştır. Kondenserdeki basınç değerinin atmosfer basıncından yüksek olması, vakum altında çalışan ısı değiştiricilerine kıyasla avantaj sayılabilir. Ceket suyu atık ısı ORC sisteminde (model-1), buharlaşma basıncı 789,3 kPa'dır. Yüksek basınçlarda çalışmak hem çevrim ısı verimini hem de net türbin gücünü artırmakta fakat model-1 ORC sisteminde kaynak sıcaklığının düşük olması, yüksek basınçlarda çalışmayı engellemektedir.

Süpürme havası atık ısı geri kazanım sisteminde (model-2), sıcaklık ve basınç yüke göre değişmektedir. Yüke göre değişen sistemdeki basınç ve sıcaklık değeri, limit değere ulaştığında sabit kalmaktadır. Çizelge 4.5'de ana makine yüküne göre değişen model-2 çevrim parametrelerinin değerleri verilmiştir. %75 MCR'a kadar sıcaklık ve buharlaşma basıncının arttığı, buharlaşma basıncının %75 MCR'da 3394,6 kPa değerinde sabitlendiği görülmektedir. Çevrim ısı veriminin de bu artışa paralel olarak artmakta ve %75 MCR'dan sonra %15,41 değerinde sabit kalmaktadır.

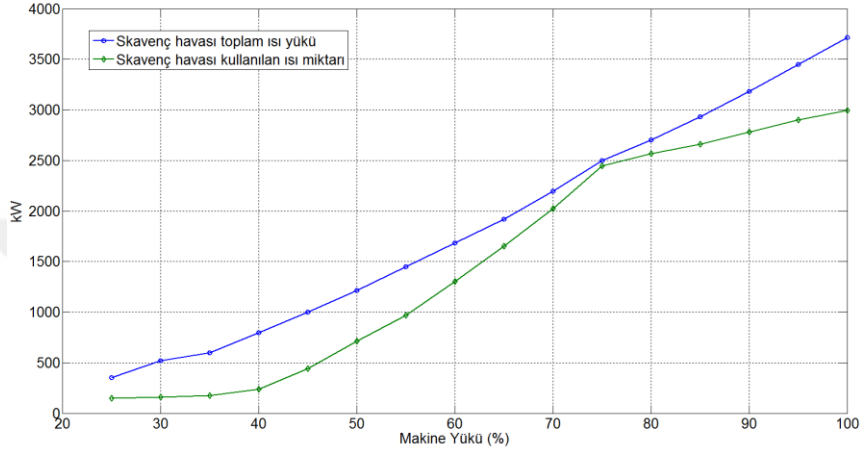
Çizelge 4.5 : Farklı yüklerde model-2 ORC sisteminin parametre değerleri.

Makine Yüğü (%)	Süpürme Havası Isı Yüğü (kW)	T _{sa,i} (°C)	P _b (kPa)	η _{th} (%)
25	352,8	69	462,6	5,81
50	1.212,5	118	1504,8	12,74
60	1.685,6	137	2212,5	14,41
70	2.195,2	154	3044,2	15,41
75	2.499	162	3394,6	15,54
100	3.714	195	3394,6	15,54

Egzoz gazı atık ısı ORC sisteminde, egzoz sıcaklıklarının yüksek olması dolayısıyla akışkan kritik sıcaklığa kadar ısıtıldığından sistemin maksimum basıncı 3394,6 kPa ve akışkanın maksimum sıcaklığı 166,8 °C olarak hesaplanmıştır. Türbin sonrası akışkan 211,7 kPa'a genişlemektedir. Model-3'ün (Şekil 4.7) 4 noktasındaki sıcaklık değeri 74,46 °C olarak hesaplanmıştır. Egzoz gazının 140 °C'ye kadar soğutulduğu kabul edilerek atık enerjinin tamamının kullanıldığı durumdaki çevrim parametrelerinin çıktıları alınmıştır.

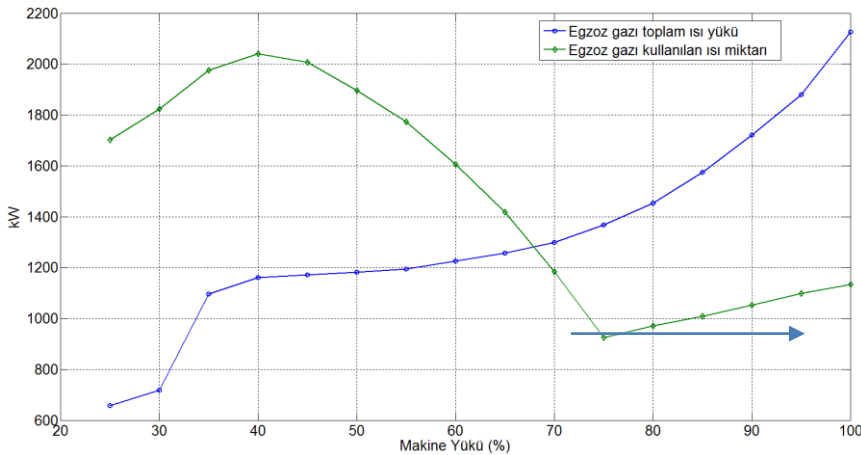
Model-4 – kombine ORC sistemi sabit basınçta, 3394,6 kPa'da çalışmaktadır.

Model-4'ün (Şekil 4.8) 5 noktasındaki sıcaklık değeri 150 °C ve bu noktada iş akışkanının kuruluk derecesi 1'dir. Bu modelde farklı sıcaklıklarda atık ısı kaynakları bulunduğundan sistem sabit debide çalıştığında termodinamik olarak kaynaklardaki ısı yükünün tamamının çekilmesi zorlaşmaktadır (Radica ve diğ., 2015). Ceket suyu ısı yükünün tamamının çekildiği durumda süpürme havası ve egzoz gazındaki ısı yüklerinin çekilebilen miktarları değişmektedir. Şekil 4.9'da kombine atık ısı sisteminde makine yüklerine göre süpürme havası ısı yükünün değişimi verilmiştir.



Şekil 4.9 : Model-4 süpürme havası ısı yükünün ana makine yüküne göre değişimi.

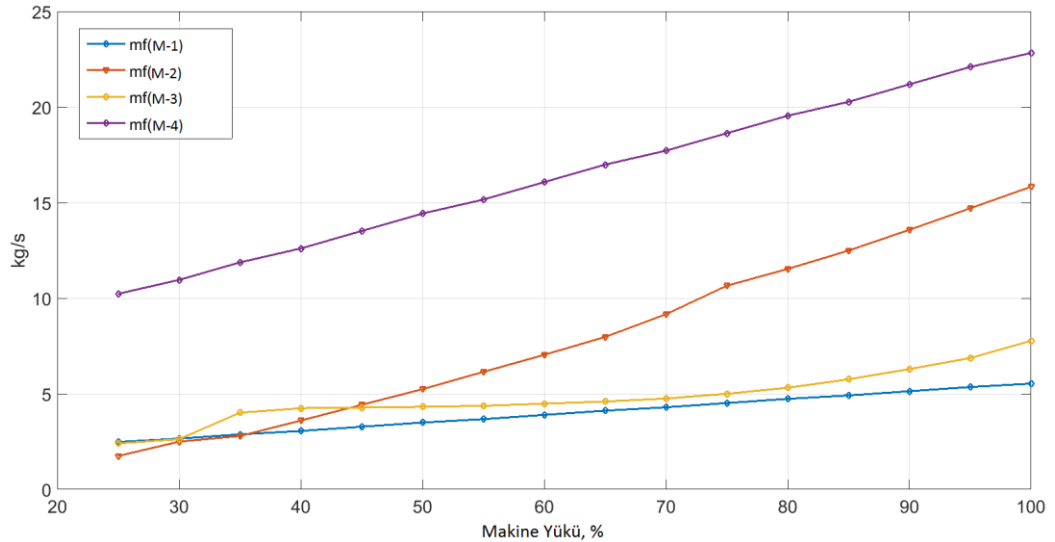
Şekil 4.9'a göre süpürme havasının ısı yükünün tamamının çekilemediği görülmektedir. Bu durumda kombine sistemde süpürme havası için ek soğutmaya ihtiyaç duyulmaktadır (Radica ve diğ., 2015). %75 yükte ısı yükünün tamamına yakını çekilirken, %100 yükte toplam 3.714 kW'lık enerjinin yaklaşık 3.000 kW'ı soğurulmuştur. Kombine sistemde aynı durum egzoz gazı ısı yükü için de geçerlidir. Ana makine yüküne göre egzoz gazı enerjisindeki değişim Şekil 4.10'da verilmiştir.



Şekil 4.10 : Model-4'te ana makine yüküne göre egzoz gazı ısı yükündeki değişim.

Şekil 4.10'a göre, kombine sistemde mevcut egzoz gazı enerjisinin %68 makine yükü ve altındaki yüklerde çevrim şartlarını karşılamada yeterli olmadığı görülmektedir. %40 yükte mevcut 1160,8 kW enerjinin kuruluk derecesini 1'e getirmek için gerekli 2041,1 kW enerjiyi karşılayamadığı, dolayısıyla 880,3 kW'lık bir enerji açığı olduğu görülmektedir. Bu durum düşük yüklerde, süpürme ve ceket soğutma suyundaki atık ısı miktarının da düşük olmasından kaynaklanmaktadır. %68 ve üzeri ana makine yüklerinde ise atık ısı miktarı arttığından egzoz gazı enerjisinin tamamının çekilemediği görülmektedir. Bu durumda egzoz gazı sıcaklıkları 140 °C'nin üzerine çıkmaktadır. %100 yükte akışkana olan ısı transferi sonrası egzoz sıcaklığının 191,4 °C olduğu hesaplanmıştır. %70 – 80 makine yükü aralığı yakıt tüketiminin ve ısıl verimin optimum olduğu aralık olmasından dolayı %75 yükte kullanılan egzoz gazı atık ısısı da minimum seviyededir.

Şekil 4.11'de, tüm modellerde çevrim akışkanının kütleli debisinin makine yükündeki artışla arttığı fakat modellerin eğri karakteristiklerinin farklı olduğu görülmektedir. Model-1, model-2, model-3 ve model-4 debilerinin eğri karakteristikleri doğrusala yakındır. Ceket soğutma suyu ORC sisteminin kütleli debisi, sistemin ısı yüküyle orantılı olarak genellikle tüm yüklerde diğer modellere kıyasla en düşük seviyededir. %70 yükte akışkan debisi 4,29 kg/s iken bu değer tam yükte 5,53 kg/s'dir.

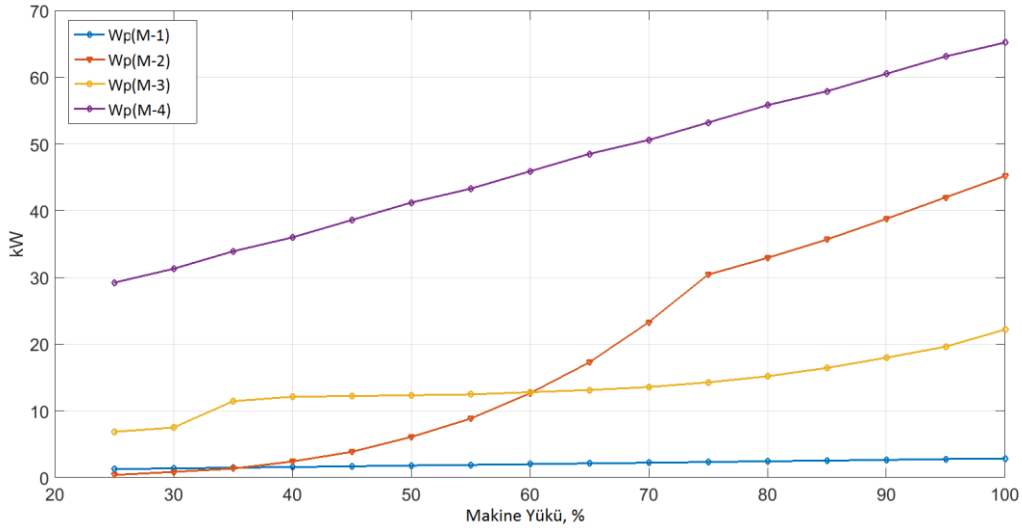


Şekil 4.11 : Ana makine yüküne göre modellerdeki çevrim akışkanı debileri.

Model-2 ORC sisteminde (M-2) çevrim akışkanı debisinin yüke göre hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Bu durum ikinci modelde, çevrime giren ısı enerjisinin yüke

göre hızlı değiştiğinin göstergesidir. %70 yükte iş akışkanının debisi 9,16 kg/s iken bu değer tam yükte 15,83 kg/s seviyesindedir.

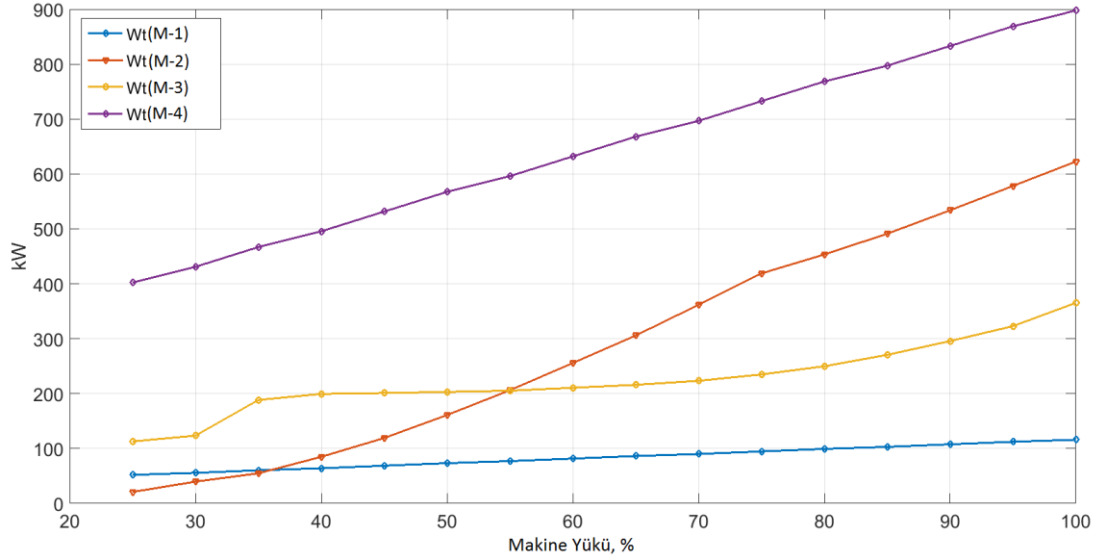
Egzoz gazı atık ısı ORC sisteminde ise (M-3) değerler model-1'e yakındır. %70 yükte 4,75 kg/s olan iş akışkanı debisi, %100 yükte 7,77 kg/s'ye çıkmaktadır. %35 yükte egzoz gazı debi eğrisindeki keskin yükselme o yük aralığında egzoz gazı sıcaklığının hızlı yükselmesinden kaynaklanmaktadır. Grafiğe göre iş akışkanının maksimum debi değeri model-4 – kombine atık ısı ORC sistemindedir. Model-4'te %70 makine yükünde debi 17,71 kg/s iken %100 yükte debi 22,83 kg/s'dir. Ayrıca debiler pompa güçleri hakkında da fikir verir. Şekil 4.12'de ORC modellerinin pompa güçleri verilmiştir.



Şekil 4.12 : Ana makine yüküne göre ORC modellerindeki pompa güçleri.

Şekil 4.12'ye göre en düşük pompa gücünün %35 ve üzeri yüklerde ceket soğutma suyu ORC sisteminde (M-1) olduğu görülmektedir. Model-1 için maksimum pompa gücü 2,87 kW olarak belirlenmiştir. Pompa gücünün çevrim maksimum basıncına bağlı olması, model-1'deki pompa güçlerinin diğer modellere kıyasla düşük seviyelerde kalmasına yol açmıştır. Model-2 ORC sisteminde, pompa gücünün %75 yüke kadar eksponansiyel arttığı daha sonrasında doğrusala yakın bir eğri karakteristiği izlediği görülmektedir. Bu durum yüke göre değişen basınçlardan kaynaklanmaktadır. Model-2 için %70 ana makine yükünde pompa gücü 23,28 kW iken %100 yükte 45,22 kW'tır. Model-3 için %70 yükte çevrimin pompa gücü 13,57 kW, %100 yükte ise 22,19 kW olarak hesaplanmıştır. Maksimum pompa güçleri tüm yüklerde model-4 ORC sisteminde olup; %70 yükte 50,6 kW olan pompa gücü, %100 yükte 65,21 kW değerine yükselmektedir.

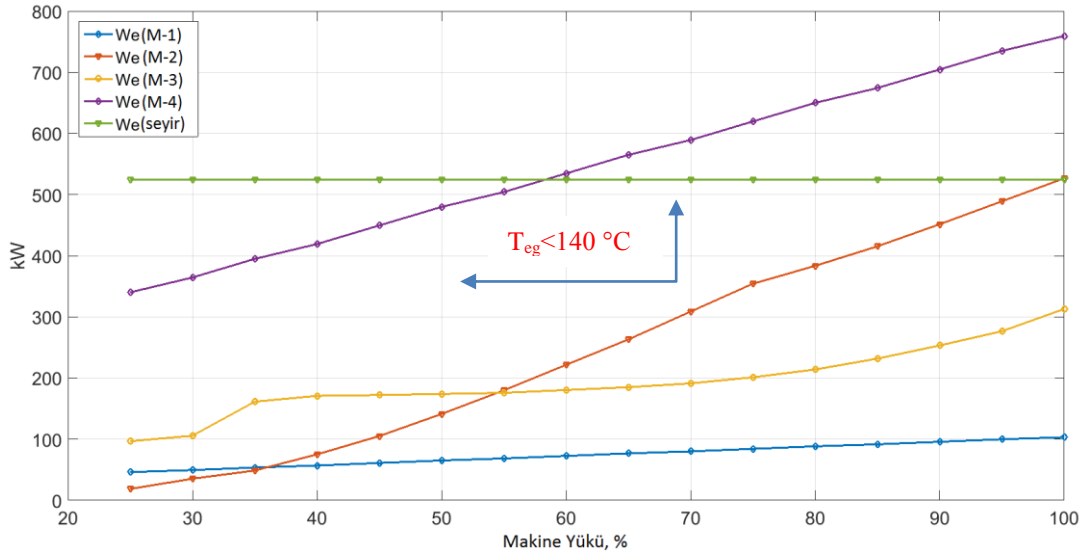
ORC sistemine giren ısı miktarı arttıkça çevrimden elde edilebilecek türbin işi de artacaktır. Şekil 4.13’de ana makine yüküne göre değişen ORC modellerinden elde edilen türbin güçleri verilmiştir.



Şekil 4.13 : Ana makine yüküne göre ORC modellerinin türbin güçleri.

Model-1 ORC sisteminde maksimum türbin gücünün %100 yükte 116,05 kW olduğu görülmektedir. Bu değer model-2, model-3 ve model-4 için sırasıyla; 622,5 kW, 365,3 kW ve 897,7 kW olarak hesaplanmıştır. Model-4 ORC sistemiyle üretilen gücün tüm makine yüklerinde en fazla olduğu görülmektedir. Egzoz gazı ile üretilen gücün %55 makine yüküne kadar model-4’ten sonra en fazla olduğu, fakat süpürme havası sıcaklığının artmasıyla bu yükten sonra model-2’nin en fazla türbin gücünü verdiği görülmektedir.

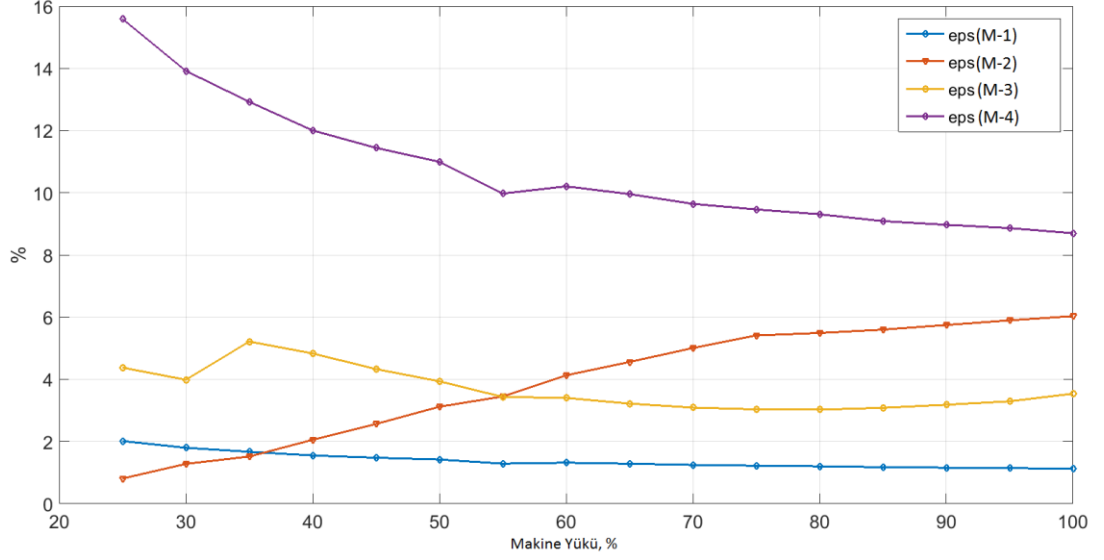
Modellerden elde edilen türbin gücünün kayıplardan sonraki miktarları hesaplanarak elde edilen elektrik enerjisinin geminin seyir elektrik yükünün ne kadarını karşılayabildiği analiz edilmiştir. Türbinde elde edilen mekanik iş, iletimdeki mekanik kayıplara ve jeneratör verimliliğine bağlı olarak azalacaktır. Analizi yapılan geminin rutin seyri esnasında gerekli elektrik yükü, tek jeneratör vasıtasıyla karşılanmaktadır. Kargo tahliyesi esnasında artan elektrik ihtiyacı sebebiyle ikinci jeneratör paralele alınmakta dolayısıyla tek jeneratörün yükü azaltılmaktadır. Seyir elektrik yükü 524 kWe iken tüm sistemler devreye alındığında elektrik yükü 840 kWe’ye çıkmaktadır. Şekil 4.14’te ORC modellerinden elde edilen net elektrik güçleri verilmiştir.



Şekil 4.14 : Ana makine yüküne göre modellerden elde edilen net elektrik güçleri.

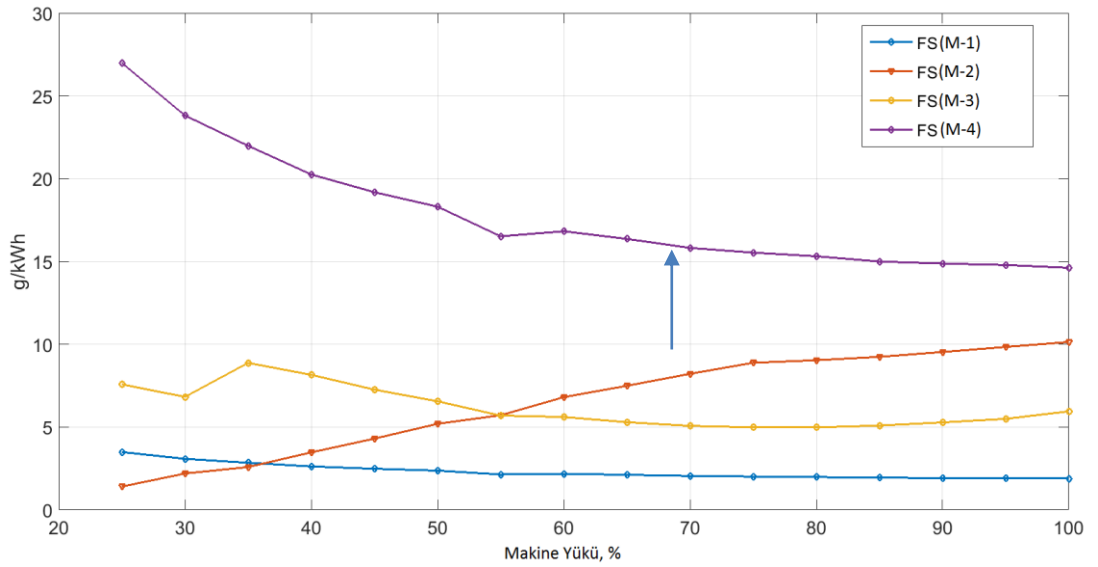
Şekil 4.14'te ORC sistemlerinden elde edilen net elektrik güçleri grafiğine göre seyir elektrik yükü eğrisini, %100 yükte model-2 - süpürme havası atık ısı ORC sistemi ve model-4 - kombine atık ısı ORC sistemi eğrilerinin kestiği görülmektedir. %100 yükte model-1'den elde edilen net elektrik gücü 103,23 kWe iken, bu değerler diğer modeller için sırasıyla model-2; 526,52 kWe, model-3; 312,92 kWe ve model-4 için 759,23 kWe'dir. Ana makine yüküne göre model-2 ORC sisteminden elde edilen elektrik yükü artışının, diğer modellere kıyasla en hızlı olduğu görülmektedir. Seyir elektrik yükü ortalama 524 kW olduğuna göre tekil sistemler içinde sadece bu yük ancak %100 yükte model-2 ile karşılanabilmektedir. Model-4 ise yükün karşılanması açısından daha geniş bir makine yükü aralığı sunmaktadır. Şekil 4.14'te seyir elektrik yükünün tamamının yaklaşık %58 makine yükünde karşılandığı görülmektedir. Fakat, bu makine yükü ve altındaki yüklerde, egzoz gazı sıcaklıkları 140 °C'nin altına düşmektedir. Çevrimin termodinamik analizlerine göre, egzoz gazının emniyet sıcaklık limitinin üstünde olduğu yükler %68 MCR ve üzeridir. Bu durumda, Şekil 4.14'e göre elektrik yükünde arz fazlasının olduğu görülmektedir. Geminin ekonomik seyir yükü olan %70 MCR'da, model-4 ORC sistemiyle üretilen elektrik gücü 589,16 kW'tır. Bu değer, model-1 için 80,1 kWe, model-2 için 308,65 kWe ve model-3 için 191,27 kWe olarak hesaplanmıştır.

Atık ısı geri kazanımı için oluşturulan ORC modelleriyle elde edilen mekanik gücün toplam makine gücüne oranı olarak tarif edilen ε değeri, türbin gücünün artışıyla artmaktadır. Şekil 4.15'de ana makine yüküne göre değişen ε değerleri verilmiştir.



Şekil 4.15 : Makine yüküne göre ORC modellerinden geri kazanılan güç oranları.

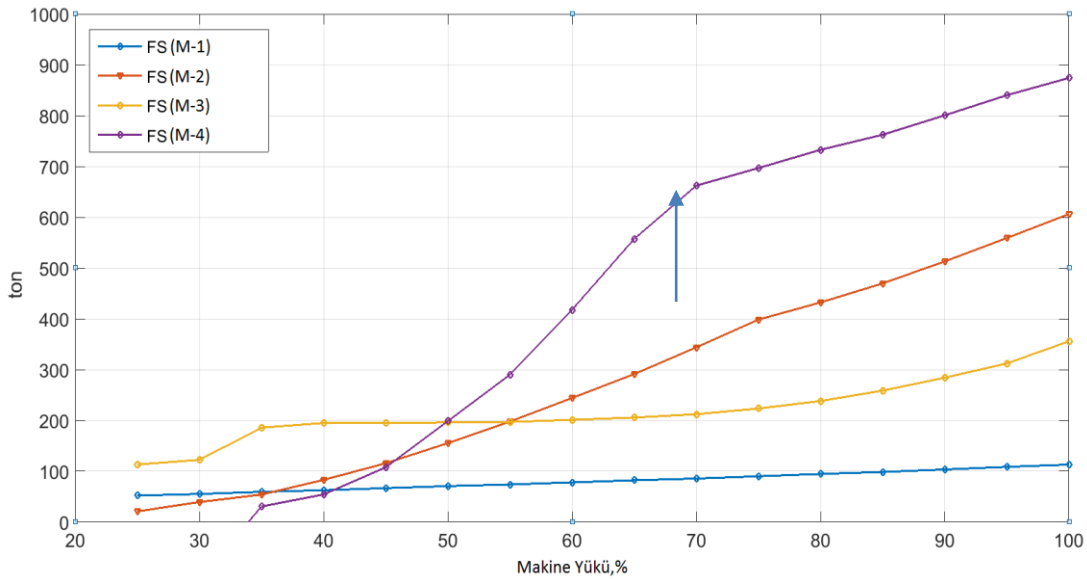
Şekil 4.15'e göre tam yükte model-1 ORC sistemiyle geri kazanılan mekanik güç oranı %1,12'dir. Model-1'in ε değerinin makine yükünün artmasıyla azaldığı görülmektedir. Bu durum model-1'in türbin gücünün yüke göre artışının yavaş olmasıyla açıklanabilir. Model-2 için ise durum tam tersidir ve artış aynı sebepten kaynaklanır. %70 MCR'da model-1'le ana makine gücünde %1,25 mekanik güç geri kazanılabilirken bu oran model-2 için %5, model-3 için %3,09 ve model-4 için %9,64 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.16'da ise g/kWh cinsinden ORC modelleriyle yapılan yakıt tasarrufu değerleri değişen makine yüklerine göre verilmiştir.



Şekil 4.16 : Ana makine yüklerine göre ORC modelleriyle yapılan yakıt tasarrufları.

Şekil 4.16'da, en fazla yakıt tasarrufunun model-4 ORC sistemiyle yapıldığı görülmektedir. Ana makine yükündeki artışla model-2 dışında diğer modellerle yapılan yakıt tasarrufu miktarları azalmaktadır. Düşük yüklerde yakıt tüketiminin fazla olması g/kWh cinsinden yapılan yakıt tasarrufunun yüksek yüklerde azalmasına sebep olmuştur. Süpürme havası atık ısı ORC sistemiyle %55 ana makine yükündeki yakıt tasarrufu değeri, egzoz gazı atık ısı ORC sistemiyle aynı yükteki yakıt tasarrufu değerine çok yakındır. %70 makine yükünde model-1 atık ısı geri kazanım sistemiyle yapılan yakıt tasarrufu değeri 2,04 g/kWh iken bu değerler aynı yükte model-2 için 8,21 g/kWh, model-3 için 5,06 ve model-4 için 15,81 g/kWh olarak hesaplanmıştır.

Daha açıklayıcı olması açısından, 5796,2 saat operasyon koşullarında ORC modelleriyle yapılan yakıt tasarrufu değerlerinin ton cinsinden grafikleri Şekil 4.17'de verilmiştir.

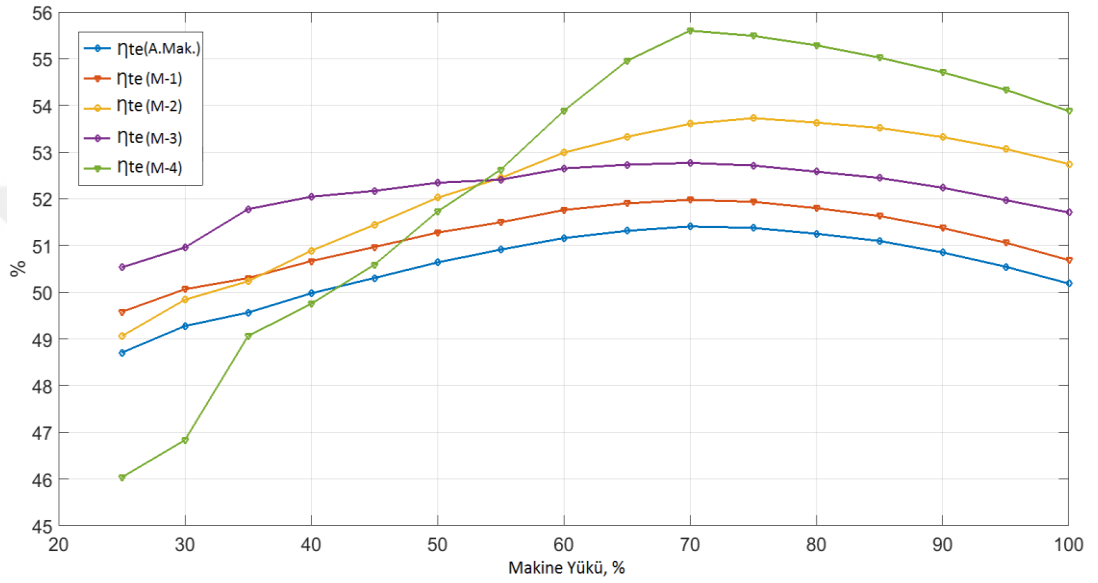


Şekil 4.17 : Ana makine yüküne göre ORC sistemleriyle yapılan yakıt tasarrufları (t).

Şekil 4.17'ye göre, %100 yükte model-1 ORC sistemiyle yıllık 113,01 ton, model-2 ile 606,21 ton, model-3 ile 355,73 ton ve model-4 ile 874,11 ton yakıt tasarrufu yapılabilmektedir. Geminin ekonomik seyir yükü %70 MCR'de bu değerler model-1-2-3 ve model-4 için sırasıyla; 85,61 ton, 343,84 ton, 212,27 ton ve 662,16 ton olarak hesaplanmıştır. %70 ve üzeri yüklerde model-2, model-3 ve model-4 ORC sistemleriyle yapılan yakıt tasarrufu miktarları sürekli artmaktadır. Model-4'e ait yakıt tasarrufu eğrisinin %35 ve daha düşük yüklerde negatif olduğu görülmektedir. Bu durum, %68 ve daha düşük yüklerde çevrim şartlarını sağlamak için, egzoz gazı

sıcaklığının 140 °C'nin altına düşmesini engellemek ve enerji açığını kapatmak amacıyla egzoz gazı kazanında yakılan yakıttan kaynaklanmaktadır (Radica ve diğ., 2015). %65 yükte çevrim şartlarını sağlamak ve akışkanın kuruluk değerini dengelenmek için yakılması gereken yakıt miktarı 0,0038 kg/s olarak hesaplanmıştır. Bu değer %50 yükte 0,0167 kg/s ve %25 yükte 0,0245 kg/s olarak hesaplanmıştır.

ORC modellerinin termal verimlerinin ana makine yüküyle değişimi Şekil 4.18'de hesaplanmıştır.



Şekil 4.18 : Ana makine yüküne göre ORC sistemi olmadan ana makine ısıl verimi ve ORC sistemleri entegreli ana makine ısıl verimindeki değişim.

Çevrim ısıl verimleri, ceket suyu atık ısısı ORC sistemi için %9,24, süpürme havası atık ısısı ORC sistemi için maksimum %15,54, egzoz gazı atık ısısı ORC sistemi için %16,4 ve kombine sistem için 15,5 olarak hesaplanmıştır. Model-1'de düşük sıcaklık ve basınçta çalışmak çevrim ısı verimini de sınırlandırmıştır. Model-2'te yüksek makine yüklerinde artan çevrim maksimum sıcaklık ve basıncı ısıl verimi de artırmıştır. Egzoz gazı atık ısı kalitesinin yüksek olması sebebiyle çevrimin yüksek sıcaklık ve basınçta çalışabilmesi, model-3'te maksimum çevrim ısıl veriminin elde edilmesini sağlamıştır. Model-4'te ise termodinamik enerji dengesinin sağlanması için sıcaklıklardaki değişimler çevrim ısıl verimini model-3'e göre aşağı çekmiştir. Şekil 4.18'e göre ORC sistemi olmadan maksimum ısıl verim, turboşarjli ana makine için %70 yükte %51,4 olarak hesaplanmıştır. Ceket soğutma suyu atık ısısı ORC sistemiyle bu değer maksimum %51,98'dir ve bu sonuç %70 MCR'de sağlanmaktadır. Egzoz gazı atık ısısı ORC sistemiyle yine %70 yükte sağlanan maksimum ısıl verim %52,77 seviyesindedir. Süpürme havası atık ısısı ORC

sistemiyle maksimum ısıl verim %75 MCR'de %53,75'tir. Kombine atık ısı ORC sistemiyle ana makinenin maksimum ısıl verimi %70 MCR'de %55,6 mertebesine ulaşmıştır. Model-4 için %42 MCR'den sonra ana makinenin ısıl verimi, geri kazanım sistemi olmadan elde edilen ısıl verim eğrisinin altında kalmıştır. Modellerin çevrim performans parametrelerinin değerleri her ana makine yüküne göre Çizelge 4.6 ve Çizelge 4.7'de verilmiştir.

Çizelge 4.6 : Makine yüküne göre modellerin türbin, pompa ve net elektrik güçleri.

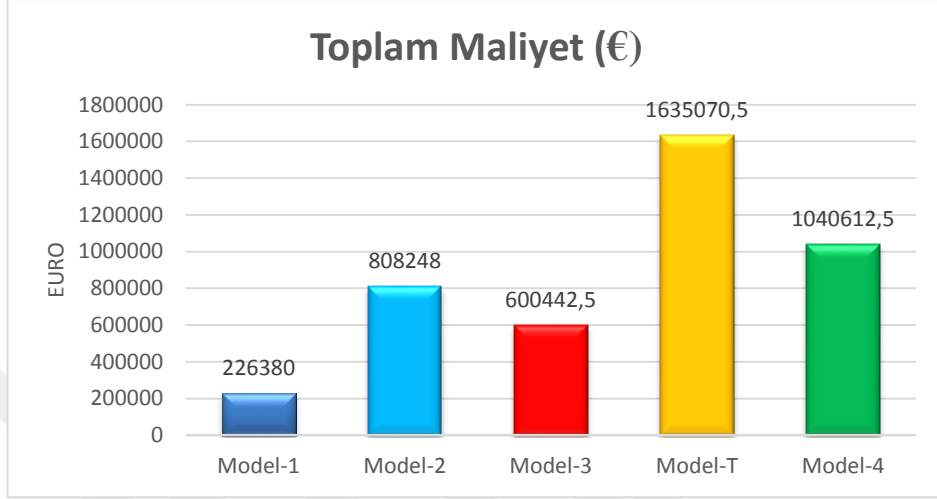
Yük (%)	Türbin Güçleri (kW)				Pompa Güçleri (kW)				Net Elektrik Güçleri (kW)			
	M-1	M-2	M-3	M-4	M-1	M-2	M-3	M-4	M-1	M-2	M-3	M-4
100	116,1	622,5	365,3	897,7	2,9	45,2	22,2	65,2	103,2	526,5	312,9	759,2
95	112,3	578,2	322,9	869,0	2,8	42,0	19,6	63,1	99,9	489,0	276,6	734,9
90	107,7	533,8	295,7	833,1	2,7	38,8	18,0	60,5	95,8	451,5	253,3	704,6
85	103,1	491,1	270,6	797,2	2,5	35,7	16,4	57,9	91,7	415,4	231,8	674,2
80	99,3	453,4	249,8	768,4	2,5	32,9	15,2	55,8	88,4	383,4	214,0	649,9
75	94,7	418,9	234,9	732,5	2,3	30,4	14,3	53,2	84,2	354,3	201,2	619,5
70	90,1	361,7	223,3	696,6	2,2	23,3	13,6	50,6	80,1	308,6	191,3	589,2
65	86,3	305,8	216,0	667,9	2,1	17,3	13,1	48,5	76,8	263,1	185,0	564,9
60	81,7	255,7	210,7	632,0	2,0	12,6	12,8	45,9	72,7	221,6	180,4	534,5
55	77,1	206,1	205,3	596,1	1,9	8,8	12,5	43,3	68,5	179,9	175,8	504,1
50	73,3	160,9	203,1	567,3	1,8	6,1	12,3	41,2	65,2	141,2	174,0	479,8
45	68,7	119,1	201,1	531,4	1,7	3,9	12,2	38,6	61,1	105,1	172,3	449,5
40	64,1	84,9	199,5	495,5	1,6	2,4	12,1	36,0	57,0	75,2	170,9	419,1
35	60,4	54,8	188,4	466,8	1,5	1,3	11,4	33,9	53,7	48,8	161,4	394,8
30	55,7	39,7	123,4	430,9	1,4	0,9	7,5	31,3	49,6	35,4	105,7	364,4
25	52,0	20,9	112,9	402,2	1,3	0,4	6,9	29,2	46,2	18,7	96,7	340,1

Çizelge 4.7 : Makine yüküne göre modellerin geri kazanılan mekanik güç, yakıt tasarrufu ve ana makinenin ısıl verim değerleri.

Yük (%)	Geri Kazanılan Mekanik Güç Oranı (%)				Yakıt Tasarrufu (ton/yıl)				Isıl Verim (%)				
	M-1	M-2	M-3	M-4	M-1	M-2	M-3	M-4	A.Mk.	M-1	M-2	M-3	M-4
100	1,12	6,03	3,54	8,70	113,0	606,2	355,7	874,1	50,2	50,7	52,7	51,7	53,9
95	1,15	5,90	3,29	8,86	108,6	559,0	312,2	840,1	50,5	51,1	53,1	52,0	54,3
90	1,16	5,75	3,18	8,97	103,5	513,0	284,2	800,6	50,8	51,4	53,3	52,2	54,7
85	1,17	5,60	3,08	9,09	98,6	469,7	258,8	762,4	51,1	51,6	53,5	52,4	55,0
80	1,20	5,49	3,03	9,31	94,7	432,3	238,2	732,7	51,3	51,8	53,6	52,6	55,3
75	1,22	5,41	3,04	9,46	90,1	398,4	223,4	696,7	51,4	51,9	53,7	52,7	55,5
70	1,25	5,01	3,09	9,64	85,6	343,8	212,3	662,2	51,4	52,0	53,6	52,8	55,6
65	1,29	4,56	3,22	9,96	82,2	291,2	205,7	557,3	51,3	51,9	53,3	52,7	55,0
60	1,32	4,13	3,40	10,21	78,0	244,2	201,2	417,8	51,2	51,8	53,0	52,6	53,9
55	1,29	3,45	3,44	9,97	74,0	197,8	197,0	290,0	50,9	51,5	52,4	52,4	52,6
50	1,42	3,12	3,94	11,00	70,8	155,3	196,0	198,7	50,6	51,3	52,0	52,3	51,7
45	1,48	2,56	4,33	11,44	66,7	115,7	195,4	107,7	50,3	51,0	51,4	52,2	50,6
40	1,55	2,06	4,83	12,00	62,6	83,0	195,0	54,3	50,0	50,7	50,9	52,0	49,8
35	1,67	1,52	5,22	12,92	59,5	54,1	185,7	30,6	49,6	50,3	50,2	51,8	49,1
30	1,80	1,28	3,99	13,92	55,2	39,4	122,4	-	49,3	50,1	49,8	51,0	46,8
25	2,02	0,81	4,38	15,59	52,2	21,0	113,3	-	48,7	49,6	49,1	50,5	46,0

ORC sistemlerinde bir diğer önemli konu ise maliyet ve amortisman süreleridir. Yeni inşa veya mevcut gemilere bu sistemlerin uygulanması, ORC sistemlerinin

kapasitelerine göre maliyetlerinin artması sebebiyle detaylı analizleri de beraberinde getirir. Maliyet analizi bölümündeki hesaplama mantığına göre birim maliyet (k), model-1 için 2000 Avro/kW, model-2 için 1400 Avro/kW, model-3 için 1750 Avro/kW ve model-4 için 1250 Avro/kW alınmıştır. Sistemlerin hesaplanan ortalama maliyet değerleri Şekil 4.19'da verilmiştir.



Şekil 4.19 : ORC modellerinin toplam maliyetleri.

Şekil 4.19'a göre maliyetlerde ceket soğutma suyu ORC sistemi 226.380 Avro ile sistemlerin en ucuzudur. Egzoz gazı atık ısısı ORC sisteminin 600.442,5 Avro ile ucuzluk bakımından ikinci, süpürme havası atık ısısı ORC sisteminin 808.248 avro ile üçüncü ve en pahalı sistemin 1.040.612,5 Avro ile kombine atık ısı ORC sisteminin olduğu görülmektedir. Fakat geminin seyir elektrik yükünün üç ayrı sistemle karşılanacağı düşünüldüğünde maliyet 1.635.070,5 Avro'ya çıkmaktadır. Bu durumda, model-4'ün seçimiyle ORC sistem maliyeti, üç farklı sistemin toplamına oranla %36,4 azaltılabilir¹.

Model-1 ORC sisteminin amortisman süresi 7,28 yıl, model-2 ORC sisteminin 4,9 yıl ve model-3 ORC sisteminin 6,13 yıl olarak hesaplanmıştır. Tekil sistemlerden oluşan sistemin amortisman süresi 5,5 yıl olarak hesaplanırken kombine atık ısı ORC sistemi için bu değer 4,33 yıl olarak hesaplanmıştır. Düşük güç kapasitelerine sahip ORC sistemlerinin maliyetleri ve amortisman sürelerinin fazla olduğu görülmektedir.

¹ Song ve diğ. (2015), çalışmasında maliyet azaltım değerini %34,5 olarak hesaplamıştır.



5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada handymax sınıfı bir tankerin ana makinesinin atık ısı analizleri yapılmış; ceket soğutma suyunun, süpürme havasının ve egzoz gazının atık ısı enerjileri hesaplanmıştır. Atık ısı geri kazanım sistemi için organik Rankine çevrimi kullanılmış ve çevrim iş akışkanı olarak R245fa incelenmiştir. Atık ısı kaynakları tekil ORC sistemleri olarak analiz edilmiş daha sonra bu kaynaklar tek bir ORC sisteminin atık ısı kaynakları olacak şekilde birleştirilmiştir. Çevrimlerin termodinamik analizleri yapılarak seyir elektrik yükünün jeneratör çalıştırılmadan ORC sistemleriyle karşılanması hedeflenmiştir. Ayrıca sistemlerin tahmini maliyetleri ve amortisman süreleri hesaplanmıştır. Analizlere göre;

- Ceket soğutma suyu ORC sistemi, geri kazanım sistemleri arasında 103,23 kWe ile en düşük güç üretim kapasitesine sahiptir. Egzoz gazı atık ısı ORC sistemiyle kazanım 312,92 kWe, süpürme havası atık ısı ORC sistemiyle ise kazanım 526,92 kWe olarak belirlenmiştir. En yüksek kapasiteli geri kazanım sistemi 759,23 kWe ile kombine atık ısı ORC sistemidir.
- Kombine atık ısı ORC sisteminin kullanılmasıyla yıllık maksimum 874,11 ton yakıt tasarrufu yapılabilmektedir. Tekil sistemlerin toplam maksimum yakıt tasarruf değeri 1074,95 ton olarak hesaplanmıştır. Daha fazla yakıt tasarrufu sağlanmasına rağmen maliyet açısından tekil sistemler kombine atık ısı ORC sistemine göre %24,16 daha pahalı ve amortisman süresi %21,7 daha uzundur.
- ORC sistemlerinin ana makineyle entegre kullanımı ana makinenin ısı veriminde artırıcı etki yapmıştır. Toplam ısı verim, ceket soğutma suyu atık ısı ORC sistemiyle %1,13'e, egzoz gazı atık ısı ORC sistemiyle %3,17'ye, süpürme havası atık ısı ORC sistemiyle %4,56'ya ve kombine atık ısı ORC sistemiyle %8,1'e kadar artırılabilir.
- Kombine atık ısı ORC sistemiyle hiç jeneratör çalıştırılmadan %68 ve üzerindeki ana makine yüklerinde seyir elektrik yükü karşılanabilmektedir. Makinenin en verimli çalışma aralığına tekabül eden bu sonuçla kombine atık

ısı ORC sisteminin gemide uygulanması; IMO düzenlemelerine uyulması, yakıt tasarrufunun sağlanması, operasyonel giderlerin azaltılması ve enerji verimliliğinin artırılması açısından yenilikçi ve önemli bir adımdır.



KAYNAKLAR

- WTO.** (2012). International trade statistics. Tech. Rep. Geneva, Switzerland: World Trade Organization.
- Mazraati M.** (2011). Challenges and prospects of international marine bunker fuels demand. *OPEC Energy Rev*, 35(1), 1-26.
- IMO.** (2009). International Maritime Organization. *MEPC 59/Inf. 10*.
- IMO.** (2014). International Maritime Organization. *Third GHG Study*.
- IMO.** (2008). Revised MARPOL Annex VI: Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships.
- Larsen, U., Pierobon, L., Haglind, F., Gabrielli, C.** (2013). Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection. *Energy* 55, 803-812.
- Opcon signs co-operation agreement with MAN Diesel&Turbo.** (2011). *Opcon*.
- Wärtsilä Inc. Wärtsilä and Turboden sign agreement to launch Wärtsilä Marine ECC.** Retrieved in 20 September, 2016, from <http://www.wartsila.com/media/news/0909-2010-wartsila-and-turboden-sign-agreement-to-launch-wartsila-marine ecc>
- Suarez, S. Ve Greig, A.** (2013). Making shipping greener: ORC modelling under realistic operative conditions. *Low Carbon Shipping Conference*, London.
- Soffiato, M., Frangopulos, A.C., Manente, G., Rech, S., Lazzaretto, A.** (2015). Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier. *Energy Conversion and Management*, 92, 523-534.
- Radica, G., Medica, V., Grljušić, M.** (2015). "Calculation of efficiencies of a ship power plant operating with waste heat and power production", *Energies*, 8, 4273-4299.
- MAN Diesel and Turbo.** (2013). Waste Heat Recovery System for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI.
- Yang M., Yeh R.** (2015). Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery. *Energy*. 82, 256-268.
- Uusitalo, A., Honkatukia, J., Backman, J., Nyysönen, S.** (2015). Experimental study of large-scale reciprocating engines by means of Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*. 89, 209-219.
- Durmuşoğlu, Y., Satır, T., Deniz, C., Kılıç, A.** (2009). A novel energy saving and power production system performance analysis in marine power plant using waste heat. *International Conference on Marine Learning and Applications*. p. 751-754.

- Ma, Z., Yang, D., Guo, Q.** (2012). Conceptual design and performance analysis of an exhaust gas waste heat recovery system for a 10000 TEU container ship. *Polish Maritime Research*. Vol, 19, p. 31-38.
- Baldi, F., Gabrielli C.** (2015). A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications. *Energy*. 80, 654-665.
- Thekdi, A., Belt, C.** (2011). Waste heat reduction and recovery options for metals industry. In: *Energy technology*. John Wiley & Sons, Inc. pp. 17–24.
- Enertime.** (2015). Energy Efficiency in Diesel Power Plants. Retrieved in 20 September, 2016, from http://www.cls-energy.com/files/enertime_diesel.pdf.
- Opcon.** (2012). Transforming Waste to Value. Retrieved in 20 September, 2016, from <http://opconenergysystem.com/en/opcon-powerbox-orc/the-orc-system-in-opcon-powerbox>.
- Shu, G., Liang, Y., Wei, H., Tian, H., Zhao, J., Liu, L.** (2013). A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships. *Renewable Sustainable Energy*. Rev 19, 385–401.
- Quolin, S., Van Den Broek, M., Decleue, S., Dewallef P., Lemort, V.** (2013). Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 19, pp. 385-401.
- Bellolio, S., Lemort, V., Rigo P.** (2015). Organic Rankine cycle systems for waste heat recovery in marine applications.
- Trozzi, C.** (2010). Emission estimate methodology for maritime navigation. Techne Consulting, Rome.
- Singh, D.V., Pedersen, E.** (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*. 111, 315 – 328.
- Michalski, R.** (2009). The Energetic and exergetic evaluation of the exhaust gases on the example of selected marine diesel engines. West Pomeranian University of Technology, Poland.
- Kuiken, K.** (2008). Diesel engines for ship propulsion and power plants-I. Vol.1, Onnen. *The Netherlands: Target Global Energy Training*.
- ASME.** (1981). American Society of Mechanical Engineers. Museums TaWCC.
- Theotokatos, G., Livanos, G.** (2013). Modern concepts of ferries propulsion plant for reducing fuel consumption cost and CO₂ emissions. *Low carbon shipping conference*. London, 2013.
- Jonsson, M.** (2013). Advanced power cycles with mixtures as the working fluid. Department of chemical engineering and technology. Stockholm: Royal Institute of Technology.
- Mlcak, HA.** (1996). An introduction to the Kalina cycle. *International joint power generation conference*, Houston, TX (United States). New York, NY, United States: American Society of Mechanical Engineers, p. 765–76.
- Fischer, S.** (2013). Energy efficient hydraulic systems for large engines. *MTZ Ind* 3(2), 50–5.
- MAN Diesel & Turbo.** (2014). Thermo efficiency system for reduction of fuel consumption and CO₂.

- MAN Diesel & Turbo.** (2012). Waste heat recovery system (WHRS) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI. Copenhagen, Denmark, 2012.
- Mitsubishi Heavy Industries.** (2012). Technical Review 49(1), 29.
- Sakairi, N., Ohta, K., Kuwada, T., Takahashi, M.** (2013). Development of turbo hydraulic system on large marine diesel engine. *CIMAC World Congress on Combustion Engine, 2013*.
- Patterson, ATC., Tett, RJ., McGuire, J.** (2009). Exhaust heat recovery using electro-turbogenerators. SAE international; 2009.
- Crane, DT., Bell, LE.** (2006). Progress towards maximizing the performance of a thermoelectric power generator. *25th International conference on thermoelectrics, 2006*.
- Wärtsilä Corporation.** (2008). Wartsila RT-flex96C and Wartsila RTA96C technology review.
- 5th EUROPEAN CONFERENCE.** (2009). *Economics and Management of Energy in Industry*. Portugal, 2009.
- Lemort, V., Quoilin, S. A.** (2009). Comparison of piston, screw and scroll expanders for small scale Rankine cycle systems.
- Turboden.** *Turboden will supply a 5.5 MW combined heat and power unit to Starwood.* Retrieved in 20 September, 2016, from <http://www.turboden.eu/en/press/press.php?categoria=press%20releases>.
- Serpen, U.** (t.y.). Jeotermal enerji teknolojisinde yeni gelişmeler.
- Turboden.** (2016). ORC applications press releases. Retrieved in 10.11.2016, from <http://www.turboden.eu/en/press/press.php?categoria=press%20releases>.
- Turboden.** (2012). ORC applications press releases. Retrieved in 10.11.2016, from <http://www.turboden.eu/en/press/press.php?categoria=press%20releases>.
- ORMAT Inc. Ormat Technologies, Inc. Reno, United States.** Retrieved in 10.11.2016, from <http://www.ormat.com>
- STG.** International and the Government of Lesotho's Appropriate Technology Services. (2007).
- Turboden.** (2014). ORC applications press releases. Retrieved in 10.11.2016, from <http://www.turboden.eu/en/press/press.php?categoria=press%20releases>.
- Lecompte, S., Van Den Broek, M., Paepe, M.** (2014). Optimal selection and sizing of heat exchangers for organic rankine cycles (ORC) based on thermo-economics. *Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference, 2014*.
- Lemmens, S.** (2016). Cost engineering techniques and their applicability for cost estimation of organic Rankine cycle systems. *Energies. 1996-1073*.
- Krumdieck, S., Meyer, D., Wong, C., Engel, F.** (2013). Design and build of a 1 kilowatt organic Rankine cycle power generator.
- Bao J., Zhao L.** (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 325–342*.

- Hsu, S., Chiang, H., Yen, C.** (2014). Experimental Investigation of the Performance of a Hermetic Screw-Expander Organic Rankine Cycle. *Energies*, 1996-1073.
- BCS I.** Waste heat recovery: technology and opportunities in US industry. Department of Energy (US); 2008.
- Somayaji, P., Mago, Chamra, L.M.,** (2006). Performance Analysis of Different Working Fluids, Missisipi State University, ABD
- Wang D., Ling X., Peng H., Liu L., Tao L.,** (2013). Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy*, 50, 343 - 352.
- Branchini L., De Pascale, A., Peretto, A.,** (2013). Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes. *Applied Thermal Engineering*. 61, 129 – 40.
- NIST.** Standard Reference Database. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties REFPROP, Version 9.0.
- MAN Diesel and Turbo.** Marine/Two-Stroke/CEAS/6G50ME. Retrieved in 10.11.2016, from <http://marine.man.eu/two-stroke/ceas>.
- ISO 3046.** Reciprocating internal combustion engines -- Performance -- Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods. Additional requirements for engines for general use; ISO 3046-1:2002.
- Mc George.** (1999). Marine Auxiliary Machinery. 7th Edition.
- Honeywell Inc.** Honeywell refrigerants. Retrieved in 10.08.2016, from <https://www.honeywell-refrigerants.com/americas/applications/organic-rankine-cycle-orc-systems/>.
- Ship's particular.** Heat Balance Analysis of 156.000 DWT tanker with MAN B&W 6S70MC-C main engine.
- Wang EH., Zhang HG., Fan BY., Ouyang MG., Zhao Y., Mu QH.** (2011). Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 36:3406 - 3418.
- Quoilin, S.** (2011). Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications. *PhD Thesis*. University of Liège, Belgium.
- Quoilin S., Broek MVD., Declaye S., Dewallef P., Lernort V.** (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renew Sustain Energy*, 22:168-86.
- Song J., Song Y., Gu J.** (2015). Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. *Energy*, 82: 976-985.

EKLER

Ek-A Model-1 MATLAB Kodu

```
% ORC Model 1

% State 1

T1=308.15;
Q1=0;
h1=refpropm('H','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
P1=refpropm('P','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
s1=refpropm('S','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
d1=refpropm('D','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
v1=1/d1;

% State 2

P2=789.31;
h2=h1+1000*(v1*(P2-P1));
s2=s1;
T2=refpropm('T','P',P2,'H',h2,'r245fa');

% State 3

P3=P2;
T3=358.15;
h3=refpropm('H','T',T3,'P',P3,'r245fa');
s3=refpropm('S','T',T3,'P',P3,'r245fa');

% State 4

P4=P1;
s4=s3;
h4=refpropm('H','P',P4,'S',s4,'r245fa');
T4=refpropm('T','P',P4,'S',s4,'r245fa');

% Calculation of Mass Flow Rate

itaT=0.85;           % Turbine isentropic eff.
itaP=0.85;           % Pump isentropic eff.
itaM=0.96;           % Mechanical eff.
itaG=0.95;           % Generator eff.

% Heat Loads and Temperatures via Engine Load (multiplied by 0,98 heat loss factor)

EL=[100 95 90 85 80 75 70 65 60 55 50 45 40 35 30 25]; % Engine Load

Qjw=[1225 1185.8 1136.8 1087.8 1048.6 999.6 950.6 911.4 862.4 813.4 774.2 725.2 676.2
637 588 548.8];

for ii=1:length(Qjw)
    mdot(ii)=Qjw(ii)*1000/(h3-h2);
end

% Results

for ii=1:length(mdot)
    Wt=itaT*(h3-h4)/1000*mdot;
    Wp=(h2-h1)/1000/itaP*mdot;
    Wnet=Wt-Wp;
    We=Wnet*itaG*itaM;
    Th_eff=Wnet/Qjw*100;
end

NEL=[524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524];
```

```

SFOC=[168 166.8 165.8 165 164.5 164.1 164 164.3 164.8 165.6 166.5 167.6 168.7 170.1
171.1 173.1];

Wv=[10320 9804 9288 8772 8256 7740 7224 6708 6192 5976 5160 4644 4128 3612 3096
2580];

eps=Wt./Wv;

FS=eps.*SFOC;

FSt=Wv.*FS*5796.2/1000000;

LCV=42700;

Efuel=LCV.*Wv.*SFOC/1000/3600;

Th_eff1=(Wv)./Efuel*100;

Th_eff2=(Wv+Wnet)./Efuel*100;

% Figures

figure(1)
plot(EL,We,'-d',EL,Wp,'-v',EL,Wt,'-o',EL,NEL,'-d','LineWidth',2)
legend('We','Wp','Wt','NEL')
xlabel('%')
ylabel('kW')
grid

figure(2)
plot(EL,mdot,'-d','LineWidth',2)
legend('mf')
xlabel('%')
ylabel('kg/s')
grid

figure(3)
plot(EL,FS,'-o','LineWidth',2)
legend('Fuel Save')
xlabel('%')
ylabel('g/kWh')
grid

figure(4)
plot(EL,FSt,'-o','LineWidth',2)
legend('Fuel Save')
xlabel('%')
ylabel('tonnes')
grid

figure(5)
plot(EL,Th_eff1,'-o',EL,Th_eff2,'-d','LineWidth',2)
legend('Thermal Efficiency','Thermal Efficiency with WHRS')
xlabel('%')
ylabel('%')
grid

```

+ MATLAB & Refprop arayüzü

Ek-B Model-2 MATLAB Kodu

```

% ORC Model 2

% State 1

T1=308.15;
Q1=0;
h1=refpropm('H','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
P1=refpropm('P','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
s1=refpropm('S','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
d1=refpropm('D','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
v1=1/d1;

% State 3

T3=[423.15 423.15 423.15 423.15 423.15 423.15 417.15 409.15 400.15 390.15 381.15
370.15 361.15 351.15 342.15 333.15];
Q3=1;
for ii=1:length(T3)
h3(ii)=refpropm('H','T',T3(ii),'Q',Q3,'r245fa');
s3(ii)=refpropm('S','T',T3(ii),'Q',Q3,'r245fa');
P3(ii)=refpropm('P','T',T3(ii),'Q',Q3,'r245fa');
end

% State 2

P2=P3;
for ii=1:length(P2)
h2(ii)=h1+1000*(v1*(P2(ii)-P1));
T2(ii)=refpropm('T','P',P2(ii),'H',h2(ii),'r245fa');
end
s2=s1;

% State 4

P4=P1;
s4=s3;
for ii=1:length(s4)
h4(ii)=refpropm('H','P',P4,'S',s4(ii),'r245fa');
T4(ii)=refpropm('T','P',P4,'S',s4(ii),'r245fa');
end

% Calculation of Mass Flow Rate

itaT=0.85; % Turbibe isentropic eff.
itaP=0.85; % Pump isentropic eff.
itaM=0.96; % Mechanical eff.
itaG=0.95; % Generator eff.

% Heat Loads and Temperatures via Engine Load (multiplied by 0,98 heat loss factor)

EL=[100 95 90 85 80 75 70 65 60 55 50 45 40 35 30 25]; % Engine Load

Qsa=[3714.2 3449.6 3185 2930.2 2704.8 2499 2195.2 1920.8 1685.6 1450.4 1215.2 999.6
793.8 597.8 519.4 352.8];

Tsa=[200 192 185 178 170 162 154 146 137 127 118 107 98 88 79 70];

for ii=1:length(Qsa)
mdot(ii)=Qsa(ii)*1000./(h3(ii)-h2(ii));
end

% Results

for ii=1:length(mdot)
Wt(ii)=itaT*(h3(ii)-h4(ii))/1000*mdot(ii);
Wp(ii)=(h2(ii)-h1)/1000/itaP*mdot(ii);
Wnet(ii)=Wt(ii)-Wp(ii);
We(ii)=Wnet(ii)*itaG*itaM;
Th_eff(ii)=Wnet(ii)/Qsa(ii)*100;
end

NEI=[524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524];

```

```

SFOC=[168 166.8 165.8 165 164.5 164.1 164 164.3 164.8 165.6 166.5 167.6 168.7 170.1
171.1 173.1];

Wv=[10320 9804 9288 8772 8256 7740 7224 6708 6192 5976 5160 4644 4128 3612 3096
2580];

eps=Wt./Wv;

FS=eps.*SFOC;

FSt=Wv.*FS*5796.2/1000000;

LCV=42700;

Efuel=LCV.*Wv.*SFOC/1000/3600;

Th_eff1=(Wv)./Efuel*100;

Th_eff2=(Wv+Wnet)./Efuel*100;

% Figures

figure(1)
plot(EL,We,'-d',EL,Wp,'-v',EL,Wt,'-o',EL,NEL,'-d','LineWidth',2)
legend('We','Wp','Wt','NEL')
xlabel('%')
ylabel('kW')
grid

figure(2)
plot(EL,mdot,'-d','LineWidth',2)
legend('mf')
xlabel('%')
ylabel('kg/s')
grid

figure(3)
plot(EL,FS,'-o','LineWidth',2)
legend('Fuel Save')
xlabel('%')
ylabel('g/kWh')
grid

figure(4)
plot(EL,FSt,'-o','LineWidth',2)
legend('Fuel Save')
xlabel('%')
ylabel('tonnes')
grid

figure(5)
plot(EL,Th_eff1,'-o',EL,Th_eff2,'-d','LineWidth',2)
legend('Thermal Efficiency','Thermal Efficiency with WHRS')
xlabel('%')
ylabel('%')
grid

```

+ MATLAB & Refprop arayüzü

Ek-C Model-3 MATLAB Kodu

```
% ORC Model 3

% State 1

T1=308.15;
Q1=0;
h1=refpropm('H','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
P1=refpropm('P','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
s1=refpropm('S','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
d1=refpropm('D','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
v1=1/d1;

% State 2

P2=3394.6;
h2=h1+1000*(v1*(P2-P1));
s2=s1;
T2=refpropm('T','P',P2,'H',h2,'r245fa');

% State 3

P3=P2;
T3=439.95;
h3=refpropm('H','T',T3,'P',P3,'r245fa');
s3=refpropm('S','T',T3,'P',P3,'r245fa');

% State 4

P4=P1;
s4=s3;
h4=refpropm('H','P',P4,'S',s4,'r245fa');
T4=refpropm('T','P',P4,'S',s4,'r245fa');

% Calculation of Mass Flow Rate

itaT=0.85;           % Turbine isentropic eff.
itaP=0.85;           % Pump isentropic eff.
itaM=0.96;           % Mechanical eff.
itaG=0.95;           % Generator eff.

% Heat Loads and Temperatures via Engine Load (multiplied by 0,98 heat loss factor)

EL=[100 95 90 85 80 75 70 65 60 55 50 45 40 35 30 25]; % Engine Load

Qex=[2125.96 1879.16 1720.78 1574.55 1453.86 1367.13 1299.52 1257.06 1225.91 1194.66
1181.99 1170.31 1160.80 1096.38 718.22 657.02];

Tex=[235 228 223 219 216 215 215 217 220 224 230 238 248 256 214 220];

for ii=1:length(Qex)
    mdot(ii)=Qex(ii)*1000/(h3-h2);
end

% Results

for ii=1:length(mdot)
    Wt=itaT*(h3-h4)/1000*mdot;
    Wp=(h2-h1)/1000/itaP*mdot;
    Wnet=Wt-Wp;
    We=Wnet*itaG*itaM;
    Th_eff=We/Qex*100;
end

SFOC=[168 166.8 165.8 165 164.5 164.1 164 164.3 164.8 165.6 166.5 167.6 168.7 170.1
171.1 173.1];

Wv=[10320 9804 9288 8772 8256 7740 7224 6708 6192 5976 5160 4644 4128 3612 3096
2580];

eps=Wt./Wv*100;

FS=eps.*SFOC;
FSt=Wv.*FS*5796.2/1000000;
```

```

LCV=42700;
Efuel=LCV.*Wv.*SFOC/1000/3600;

Th_eff1=(Wv)./Efuel*100;

Th_eff2=(Wv+Wnet)./Efuel*100;

% Figures

figure(1)
plot(EL,We,'-d',EL,Wp,'-v',EL,Wt,'-o','LineWidth',2)
legend('We','Wp','Wt')
xlabel('%')
ylabel('kW')
grid

figure(2)
plot(EL,mdot,'-d','LineWidth',2)
legend('mf')
xlabel('%')
ylabel('kg/s')
grid

figure(3)
plot(EL,FS,'-o','LineWidth',2)
legend('Fuel Save')
xlabel('%')
ylabel('g/kWh')
grid

figure(4)
plot(EL,FSt,'-o','LineWidth',2)
legend('Fuel Save')
xlabel('%')
ylabel('tonnes')
grid

figure(5)
plot(EL,Th_eff1,'-o',EL,Th_eff2,'-d','LineWidth',2)
legend('Thermal Efficiency','Thermal Efficiency with WHRS')
xlabel('%')
ylabel('%')
grid

figure(6)
plot(EL,eps,'-o','LineWidth',2)
legend('eps')
xlabel('%')
ylabel('%')
grid

```

+ MATLAB & Refprop arayüzü

Ek-D Model-4 MATLAB Kodu

```
% ORC Model 4

% State 1

T1=308.15;
Q1=0;
h1=refpropm('H','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
P1=refpropm('P','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
s1=refpropm('S','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
d1=refpropm('D','T',T1,'Q',Q1,'r245fa');
v1=1/d1;

% State 2

P2=3394.6;
h2=h1+1000*(v1*(P2-P1));
s2=s1;
T2=refpropm('T','P',P2,'H',h2,'r245fa');

% State 3

P3=P2;
T3=348.15;
h3=refpropm('H','T',T3,'P',P3,'r245fa');
s3=refpropm('S','T',T3,'P',P3,'r245fa');

Qjw=[1225 1185.8 1136.8 1087.8 1048.6 999.6 950.6 911.4 862.4 813.4 774.2 725.2 676.2
637 588 548.8];

% Calculation of Mass Flow Rate

for ii=1:length(Qjw)
mdot(ii)=Qjw(ii)/(h3-h2)*1000;
end

% State 4

P4=P3;

Qsa=[3714.2 3449.6 3185 2930.2 2704.8 2499 2195.2 1920.8 1685.6 1450.4 1215.2 999.6
793.8 597.8 519.4 352.8];

Tsa=[200 192 185 178 170 162 154 146 137 127 118 107 98 95 95 95];

T4=[423.15 423.15 423.15 423.15 423.15 423.15 417.15 409.15 400.15 390.15 381.15
370.15 361.15 358.15 358.15 358.15];

for ii=1:length(T4)
h4r(ii)=refpropm('H','T',T4(ii),'P',P4,'r245fa');
s4(ii)=refpropm('S','T',T4(ii),'P',P4,'r245fa');
end

h4=[433150 433150 433150 433150 433150 433150 415990 399350 382900 365950 351440
334380 320870 316430 316430 316430];

for ii=1:length(mdot)
Qsa_used(ii)=mdot(ii)*(h4(ii)-h3)/1000;
end

% State 5

Qex=[2125.96 1879.16 1720.78 1574.55 1453.86 1367.13 1299.52 1257.06 1225.91 1194.66
1181.99 1170.31 1160.80 1096.38 718.22 657.02];

Tex=[235 228 223 219 216 215 215 217 220 224 230 238 248 256 214 220];

Q5=1;
P5=P4;
h5=refpropm('H','P',P5,'Q',Q5,'r245fa');
s5=refpropm('S','P',P5,'Q',Q5,'r245fa');
T5=refpropm('T','P',P5,'Q',Q5,'r245fa');

for ii=1:length(mdot)
Qex_used(ii)=mdot(ii)*(h5-h4(ii))/1000;
```

```

Qex_rest(ii)=Qex(ii)-Qex_used(ii);
end

% State 6

P6=P1;
s6=s5;
h6=refpropm('H','P',P6,'S',s6,'r245fa');
T6=refpropm('T','P',P6,'S',s6,'r245fa');

itaT=0.85;
itaP=0.85;
itaM=0.96;
itaG=0.95;

EL=[100 95 90 85 80 75 70 65 60 55 50 45 40 35 30 25];

NEL=[524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524 524];
    %Navigation Electric Load

% Results

Qin=Qjw+Qsa_used+Qex_used;

Wt=itaT*(h5-h6)/1000*mdot;
Wp=(h2-h1)/1000/itaP*mdot;
Wnet=Wt-Wp;
We=Wnet*itaG*itaM;
Th_eff=Wnet./Qin*100;

Wg=960;
SFOCg=186;
OH=5796;
HFOP=250;
Cost=2000;

SFOC=[168 166.8 165.8 165 164.5 164.1 164 164.3 164.8 165.6 166.5 167.6 168.7 170.1
171.1 173.1];
Wv=[10320 9804 9288 8772 8256 7740 7224 6708 6192 5976 5160 4644 4128 3612 3096
2580];

eps=Wt./Wv;
FS=eps.*SFOC;

LCV=42700;
for ii=1:length(Qex_rest)
madd(ii)=Qex_rest(ii)/LCV;
SFOCadd(ii)=madd(ii).*1000*3600/Wv(ii);
end

    maddr=[0 0 0 0 0 0 0 0.0038 0.0089 0.0135 0.0167 0.0196 0.0206 0.0206 0.0259
0.0245];
    SFOCr=[0 0 0 0 0 0 -2.0249 -5.1792 -8.1445 -11.6646 -15.1799 -17.9798 -20.5203 -
30.1000 -34.1473];

FSr=FS+SFOCr;
FS2=FSr.*Wv*OH/1000000;
Econ=Wv.*FSr*OH/1000000*HFOP;

Efuel=42700.*Wv.*SFOC/1000/3600;
Efuelr=maddr*LCV;
Th_eff1=(Wv)./Efuel*100;
    Thermal efficiency of main engine
Th_eff2=(Wv+Wnet)./(Efuel+Efuelr)*100;
% Total system thermal efficiency
Th_effr=Wnet./(Efuel+Efuelr)*100;

% Figures

figure(1)
plot(EL,We,'-d',EL,Wp,'-v',EL,Wt,'-o',EL,NEL,'-d','LineWidth',2)
legend('We','Wp','Wt','NEL')
xlabel('%')
ylabel('kW')
grid

```

```

figure(2)
plot(EL,mdot,'-o','LineWidth',2)
legend('mf')
xlabel('%')
ylabel('kg/s')
grid

figure(3)
plot(EL,Qsa,'-o',EL,Qsa_used,'-d','LineWidth',2)
legend('Scavenge Air Total Heat','Scavenge Air Used Heat')
xlabel('%')
ylabel('kg/s')
grid

figure(4)
plot(EL,Qex,'-o',EL,Qex_used,'-d','LineWidth',2)
legend('Exhaust Gas Total Heat','Exhaust Gas Used Heat')
xlabel('%')
ylabel('kg/s')
grid

figure(5)
plot(EL,FSr,'-o','LineWidth',2)
legend('Fuel Save')
xlabel('%')
ylabel('g/kWh')
grid

figure(6)
plot(EL,FS2,'-o','LineWidth',2)
legend('Fuel Save')
xlabel('%')
ylabel('tonnes')
grid

figure(7)
plot(EL,Th_eff1,'-o',EL,Th_eff2,'-d','LineWidth',2)
legend('Thermal Efficiency','Thermal Efficiency with WHRS')
xlabel('%')
ylabel('%')
grid

```

+ MATLAB & Refprop arayüzü



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Mehmet AKMAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 29.01.1990
E-posta : akmanme@itu.edu.tr



ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Piri Reis Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümü.
 - Araştırma Görevlisi, (22.02.2016 - ...)
- HASAŞ Alüminyum San. Tic. Ltd. Şti.
 - Kalite Direktörü, (23.02.2015-08.01.2016)
- İstanbul Teknik Üniversitesi - İstanbul Kalkınma Ajansı işbirliği, Prof.Dr. Selma ERGİN koordinatörlüğünde “Gemisyon Projesi”.
 - Yardımcı Araştırmacı, (15.08.2013 – 15.06.2014)
- Staj Bilgileri:
 - RMK Marine Gemi Yapım Sanayi ve Deniz İşletmeleri, (2013, Yaz).
 - Türkter Tersane ve Deniz İşletmeleri A.Ş. (2012, Yaz).
 - Türkiye Denizcilik İşletmeleri A.Ş. (2010, Yaz).