İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KONTEYNER GEMİSİ İÇİN TEK VE İKİ KADEMELİ ORGANİK RANKİN ÇEVRİMİ İLE ATIK ISI GERİ KAZANIMI SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Merve GÜL ÇIVGIN

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Anabilim Dalı

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2020

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KONTEYNER GEMİSİ İÇİN TEK VE İKİ KADEMELİ ORGANİK RANKİN ÇEVRİMİ İLE ATIK ISI GERİ KAZANIMI SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Merve GÜL ÇIVGIN
512181006

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Anabilim Dalı

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Cengiz DENİZ

HAZİRAN 2020

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 512181006 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Merve GÜL ÇIVGIN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "Konteyner gemisi için tek ve iki kademeli organik rankin çevrimi ile atık ısı geri kazanım sisteminin termodinamik analizi" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı:	**Prof. Dr. Cengiz DENİZ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Yasin ARSLANOĞLU** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Dr.Öğr.Üyesi Görkem KÖKKÜLÜNK Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : 15 Haziran 2020
Savunma Tarihi : 23 Haziran 2020

Aileme,

ÖNSÖZ

Tez çalışmalarım süresince desteklerini benden esirgemeyerek sabırla her daim bilgi ve deneyimlerini benimle paylaşan danışmanım sayın Prof. Dr. Cengiz DENİZ'e saygılarımı ve şükranlarımı sunar, tez sürecinde yardımlarından dolayı bölümümüzde çalışan değerli hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

Her zaman yanımda olarak bana güç ve destek veren sevgili eşim Barış ÇIVGIN'a teşekkür ederim.

Haziran 2020

Merve GÜL ÇIVGIN
(Gemi Makineleri İşletme Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
SEMBOLLER ..... **xiii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xv**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xix**
SUMMARY ..... **xxi**
1. GİRİŞ **1**
2. GEMİLERDE ATIK ISILARIN DEĞERLENDİRİLMESİ **5**
2.1 Atık Isı Geri Kazanım Yöntemleri 8
2.1.1 Egzoz gazı türbini 8
2.1.2 Rankin çevrimi 9
2.1.3 Kalina çevrimi 11
2.1.4 Organik rankin çevrimi 13
3.ORGANİK RANKİN ÇEVRİMİ **15**
3.1 Giriş 15
3.2 Denizcilikte ORÇ ile Atık Isı Geri Kazanım Çalışmaları ve Uygulamaları 18
4. ORGANİK RANKİN ÇEVRİMİNİN ANALİZİ **23**
4.1 Organik Rankin Çevrimi Termodinamik Analizi 23
4.2 İş Akışkanı Seçimi 26
5. 4200 TEU KONTEYNER GEMİSİ ATIK ISI GERİ KAZANIMI İÇİN ORGANİK RANKİN ÇEVRİMİ ANALİZİ. **33**
5.1 Tek Kademeli Organik Rankin Çevrimi Modelleri 36
5.1.1 Model-1: Ceket soğutma suyu atık ısısı ORÇ ile geri kazanımı 36
5.1.2 Model-2: Egzoz gazı atık ısısının ORÇ ile geri kazanımı 41
5.1.3 Model-3: Süpürme havası atık ısısının ORÇ ile geri kazanımı 45
5.2 İki Kademeli Organik Rankin Çevrimi Modelleri 48
5.2.1 Yüksek sıcaklık çevrimi (egzoz gazı) ve düşük sıcaklık çevrimi (ceket soğutma suyu ve YS atık ısısı) 48
5.2.2 Model-5: Yüksek sıcaklık çevrimi (süpürme havası, egzoz gazı) ve düşük sıcaklık çevrimi (ceket soğutma suyu ve YS atık ısısı) 56
6. SONUÇ **63**
KAYNAKLAR **71**
ÖZGEÇMİŞ **79**

KISALTMALAR

CO_2 **:** Karbondioksit

GHG **:** Sera Etkisi Gazları

IMO **:** Uluslararası Denizcilik Örgütü

NO_X **:** Azot Oksit

SO_X **:** Kükürtoksit

MARPOL **:** Denizlerin Gemilerden Kirlenmesini Önleme Uluslararası Sözleşmesi

EEDI **:** Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi

EEOI **:** Enerji Verimliliği Operasyonel İndikatörü

SEEMP **:** Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı

MEPC **:** Deniz Çevresini Koruma Komitesi

ORÇ **:** Organik Rankin Çevrimi

TCS **:** Kombine Turbo Sistem

EES **:** Engineering Equation Solver

RPM **:** Dakikadaki Devir Sayısı

ODP **:** Ozon Tabakasını Tahrip Potansiyeli

GWP **:** Küresel Isınma Potansiyeli

M.A **:** Moleküler Ağırlık

LCTC **:** Büyük Otomobil & Kamyon Taşıyıcı

HCFC **:** Hidrofloroklorokarbon

CFC **:** Kloroflorokarbon

YS **:** Yüksek Sıcaklık

DS **:** Düşük Sıcaklık

SOLAS **:** Denizde Can Güvenliği Uluslararası Sözleşmesi

SEMBOLLER

T	**:** Sıcaklık, °C/ K
P	**:** Basınç, MPa
Q	**:** Isı transfer miktarı, J
ṁ	**:** Kütlesel Debi, kg/s
η	**:** Verim
ΔT	**:** Sıcaklık farkı
∈	**:** Geri kazanılan iş oranı
W	: Güç, kW
h	: Entalpi, kJ/kg

Alt İndisler

c	**:** Kritik
eg	**:** Egzoz gazı
cs	**:** Ceket soğutma suyu
sh	**:** Süpürme havası
p	: Pompa
oa	: organik akışkan
pp	: Pinç noktası
T	: Türbin
k	: Kondenser
k,g	: Kondenser giriş
k,ç	: Kondenser çıkışı
s,k	: Sıcaklık kaynağı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Isı kaynaklarının sahip olduğu sıcaklık değerlerine göre sınıflandırılması. **7**
Çizelge 2.2 : Termodinamik atık ısı geri kazanım çevrimleri ile ORÇ kıyaslanması. **13**
Çizelge 3.1 : Gemilerde testleri ve uygulamaları yapılmış ORÇ sistemleri. **19**
Çizelge 4.1 : Denizcilik çalışmalarında kullanılan iş akışkanları ve özellikleri. **31**
Çizelge 5.1 : Analiz edilen geminin bazı özellikleri. **33**
Çizelge 5.2 : Ana Makine yüklerine göre atık ısıların özellikleri. **35**
Çizelge 5.3 : Model-1 ceket suyu atık ısısı ORÇ için değerlendirilen akışkanların özellikleri. **38**
Çizelge 5.4 : Model-1 %50 makine yükünde elde edilen sonuçlar. **39**
Çizelge 5.5 : Model-1 %85 makine yükünde elde edilen sonuçlar. **39**
Çizelge 5.6 : Model-1 %100 makine yükünde elde edilen sonuçlar. **40**
Çizelge 5.7 : Model-2 için seçilen akışkanların özellikleri. **42**
Çizelge 5.8 : Model-2 için %50 makine yükünde elde edilen sonuçlar. **43**
Çizelge 5.9 : Model-2 için %85 makine yükünde elde edilen sonuçlar. **44**
Çizelge 5.10 : Model-2 için %100 makine yükünde elde edilen sonuçlar. **46**
Çizelge 5.11 : Model-3 için seçilen akışkan özellikleri. **46**
Çizelge 5.12 : Model-3 için %85 makine yükünde elde edilen sonuçlar. **47**
Çizelge 5.13 : Model-3 için %100 makine yükünde elde edilen sonuçlar. **47**
Çizelge 5.14 : Model-4 için seçilen akışkanların özellikleri. **51**
Çizelge 5.15 : Model-4 Sikloheksan için %50 yükte DS çevriminden elde edilen sonuçlar. **51**
Çizelge 5.16 : Model-4 için siklohexan için %85 yükte DS çevriminden elde edilen sonuçlar. **52**
Çizelge 5.17 : Model-4 için %100 yük durumunda sikloheksan için DS çevriminden elde edilen sonuçlar. **52**
Çizelge 5.18 : Model-4 için %50 makine yükünde R365mfc akışkanı için DS çevriminden elde edilen sonuçlar. **53**
Çizelge 5.19 : Model-4 için %85 yükte R365mfc akışkanı için DS çevriminden elde edilen sonuçlar. **53**
Çizelge 5.20 : Model-4 için %100 yükte R365mfc akışkanı için DS çevriminde elde edilen sonuçlar. **54**
Çizelge 5.21 : Model-4 için %50 yükte R1233zd(E) için DS çevriminde elde edilen sonuçlar. **54**
Çizelge 5.22 : Model-4 için %85 yükteR1233zd(E) için DS çevriminde elde edilen sonuçlar. **55**
Çizelge 5.23 : Model-4 %100 yükte R1233zd(E) için DS çevriminde elde edilen sonuçlar. **56**

Çizelge 5.24 : Model-5 benzen için %100 makine yükünde DS çevriminden elde edilen değerler**..... 58**
Çizelge 5.25 : Model-5 R1233zd(E)için %100 makine yükünde DS çevriminden elde edilen sonuçlar. **..... 59**
Çizelge 5.26 : Model-5 R365mfc için %100 makine yükünde DS çevriminden elde edilen sonuçlar. **..... 59**
Çizelge 6.1 : Tek kademeli ORÇ atık ısı geri kazanım sistemleri analizinde elde edilen en yüksek değerler. **. 62**
Çizelge 6.2 : İki kademeli ORÇ atık ısı geri kazanım sistemleri analizinde elde edilen en yüksek değerler. **. 64**

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : MAN B&W ısıl denge diyagramı a) Atık ısı geri kazanımı kullanılmadığı zaman b)Atık Isı geri kazanımı var iken. **5**
Şekil 2.2 : MAN B&W firmasına ait kombine turbo sistem.. **9**
Şekil 2.3 : Klasik rankin çevrimi a)şematik diyagram b)T-s diyagramı. **9**
Şekil 2.4 : Kalina Çevrimi şematik diyagramı. **12**
Şekil 3.1 : ORÇ kullanımının 1985-2015 yılları arası artış oranları. **15**
Şekil 3.2 : Organik rankin çevriminin sektörel olarak oranları. **16**
Şekil 3.3 : Jeotermal enerjiden ORÇ ile güç üretiminin şematik diyagramı. **17**
Şekil 3.4 : Biyokütle kaynağından ORÇ de güç üretiminin şematik diyagramı. **17**
Şekil 3.5 : Atık ısı geri kazanımının alt sektörlerinde ORÇ kullanım oranları. **18**
Şekil 4.1 : Basit (Tek Kademeli) ORÇ şematik ve T-s diyagramı. **23**
Şekil 4.2 : T-s diyagramı eğrilerine göre a) ıslak, b)izentropik, c)kuru akışkanların sınıflandırılması. **27**
Şekil 4.3 : Akışkan türlerine örnek akışkanlar. **28**
Şekil 4.4 : Kaynak sıcaklıklarına göre kullanılabilecek örnek akışkanlar. **30**
Şekil 5.1 : Model-1ceket suyu atık ısısı için ORÇ sisteminin şematik ve T-s diyagramı. **37**
Şekil 5.2 : Buharlaşma basıncı ve termal verim arasındaki ilişki **38**
Şekil 5.3 : R1234ze(Z) akışkanı için geri iş oranı ve ana makine yükü arasındaki ilişki. **40**
Şekil 5.4 : Model-2 egzoz gazı atık ısısı için ORÇ şematik ve T-s diyagramı. **41**
Şekil 5.5 : Model-3 süpürme havası atık ısısı ORÇ sistemi şematik ve T-s diyagramı. **45**
Şekil 5.6 : Model-4 ORÇ için a) şematik diyagram, b) YS T-s diyagramı, c) DS T-s diyagramı. **49**
Şekil 5.7 : Model-5 için a)şematik diyagram, b)YS ve DS için T-s diyagramı **56**
Şekil 5.6 : Model-4 için a)şematik diyagram, b)YS T-s diyagramı, c)DS T-s diyagramı. **51**
Şekil 6.1 : Model-1 için sistemde üretilen gücün ana makine yüküne bağlı değişimi. **66**
Şekil 6.2 : Model-1 için akışkan kütlesel debisinin ana makine yüküne bağlı olarak değişimi. **67**

KONTEYNER GEMİSİ İÇİN TEK VE İKİ KADEMELİ ORGANİK RANKİN ÇEVRİMİ İLE ATIK ISI GERİ KAZANIMI SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Emisyon salınımlarının neden olduğu küresel ısınma etkileri canlı yaşamı ve çevre için ciddi tehdit unsuru olmaktadır. Küresel ısınmanın en görülen sonucu ise evrendeki sıcaklık artışıdır. Hükûmetlerarası İklim Değişikliği Paneli (IPCC) tarafından sunulan raporda; sanayileşme öncesi küresel ortalama sıcaklık baz alındığı zaman, sıcaklığın son iki yılda yaklaşık 1.1 °C arttığı görülmektedir. Bu büyümeye neden olan en önemli faktör fosil yakıtların kullanılmasıdır. Ayrıca sanayileşmenin başlaması, nüfusun artması ile ticaret ve ulaşıma olan talep de artmıştır. Ucuz ve ulaşılabilir olduğu için deniz yolu ile ulaşım ve ticaret en çok talep gören yöntem olmuştur. Dünya ticaretinin yaklaşık %90'ı deniz yolu ile yapılmaktadır. 2018 yılında deniz yolu ile sağlanan ticaret hacmi 11 milyar ton iken bunun 2019-2024 periyodunda %3.5 oranında artması beklenmektedir. Deniz yolu ile ticaretin artmasına bağlı olarak, gemilerden kaynaklı emisyonların da artması kaçınılmaz olacaktır. Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) uluslararası deniz yolu ile taşımacılığın toplam antropojenik karbon dioksit (CO_2) emisyonlarında yaklaşık %3.3 paya sahip olduğunu bildirmiştir. IMO, gemilerden salınan emisyonları kademeli olarak azaltabilmek için zorunlu ve gönüllü kurallar yürürlüğe koymuştur. Özellikle sera gazı salınımları ile ilgili olarak Denizlerin Gemilerden Kirlenmesini Önleme Uluslararası Sözleşmesi (MARPOL) Ek-VI kapsamında Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi (EEDI), Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı (SEEMP) ve Enerji Verimliliği Operasyonel İndikatör(EEOI) yürürlüğe alınmıştır. EEDI yeni ve büyük değişiklikler geçirmiş gemiler için zorunlu iken SEEMP ve EEOI gönüllü olarak uygulanabilecek rehber niteliğindedir. IMO bu rehberler ile gemi sahiplerine ve işletmecilerine gemilerde enerji verimliliğinin ve emisyon azaltımlarının sağlanması için yöntemler sunmaktadır.

Gemilerin yaklaşık %90'ı dizel makineleri kullanmaktadır ve verimleri günümüzde %50 seviyelerine ulaşmıştır. Gemilerde yakılan yakıtın enerjisinin yaklaşık %50'si itme gücü ve yardımcı sistemler için kullanılmaktadır. Yakıt enerjisinin geri kalanı egzoz, soğutma ve radyasyon ile atık ısı olarak atılmaktadır. Atılan bu ısıl enerjinin geri kazanımı sayesinde verimlilik artarken aynı zamanda emisyonlarda da düşüş sağlanabilmektedir. Uluslararası Denizcilik Örgütü de SEEMP kapsamında işletmecilere ve gemi sahiplerine atık ısı geri kazanım sistemini verimli işletim yöntemi olarak sunmaktadır. Son yıllarda da atık ısı geri kazanımı üzerine bireysel ve kurumsal çalışmalar hız kazanmıştır.

Bu çalışmada bir konteyner gemisi için Organik Rankin Çevrimi (ORÇ) kullanılarak atık ısı geri kazanım analizi yapılmıştır. Tek kademeli ve iki kademeli ORÇ sistemleri farklı ısı kaynakları ve farklı ana makine yükleri için incelenmiştir. Öncelikle egzoz gazı, süpürme havası ve ceket soğutma suyu atık ısıları tek kademeli sistemlerde farklı iş akışkanları ile değerlendirilmiştir.

Sonrasında ise egzoz gazı, süpürme havası ve ceket soğutma suyu atık ısıları iki kademeli sistemde farklı kombinasyonlar ile değerlendirilmiştir. Her çevrim için farklı akışkan kombinasyonları verilmiştir. Denizcilik ORÇ çalışmalarında kullanılan akışkanlar literatürden elde edilerek çeşitli kriterlere göre seçimler yapılmıştır. Çalışmada temel olarak en yüksek gücü elde etmek amaçlanmıştır. Ayrıca yapılan hesaplamalarda CO_2 emisyonundaki azalmalar, yakıt tasarrufu, sistemden elde edilen geri iş oranı ve yakıt tasarrufu sonucu elde edilen ekonomik kazanç hesaplanmıştır.

Hesaplama ve analiz sonuçlarına göre; tüm sistemler için en yüksek güçler %100 makine yükünde elde edilmiştir. Ceket soğutma suyu atık ısısının kaynak olarak kullanıldığı sistemde en fazla güç R1234ze(Z) akışkanı ile 557,5 kW olarak elde edilmiştir. Egzoz gazı atık ısısı ile R365mfc akışkanı ile 369 kW, süpürme havası atık ısısı ile R1233zd(E) akışkanı ile 1981 kW elde edilmiştir. İki kademeli çevrimler incelendiği zaman; yüksek sıcaklık çevriminde egzoz gazı, düşük sıcaklık çevriminde ise ceket soğutma suyu ve yüksek sıcaklık çevrimi atık ısısı kullanıldığı zaman Sikloheksan-R1234ze(Z) akışkan kombinasyonu ile %100 makine yükünde 1476,6 kW elde edilmiştir. Yüksek sıcaklık çevriminde süpürme havası ve egzoz gazı atık ısısı, düşük sıcaklık çevriminde ise ceket soğutma suyu ve yüksek sıcaklık çevrimi atık ısısı kullanıldığı zaman Benzen-R245fa akışkan kombinasyonu ile 3373 kW elde edilmiştir. Tüm sistemler değerlendirildiği zaman ise; en yüksek yakıt tasarrufunun 4363,6 ton/yıl değeri ile son modelden elde edildiği görülmektedir. Yakıt tasarrufu ile elde edilen ekonomik kazanç ise 942.408 $/yıl olarak hesaplanmaktadır.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM FOR CONTAINER SHIP USING SINGLE AND TWO STAGE ORGANIC RANKINE CYCLE

SUMMARY

Global warming effects, which is caused by emissions, cause serious harm to human life and environment. The most common result of global warming is the temperature increase in the universe. In the report submitted by the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC); Based on the global average temperature before industrialization, it is seen that the temperature has increased by approximately 1.1 ° C in the last two years. The most important factor contributing to this growth is the use of fossil fuels. Furthermore, with the start of industrialization, the increase in the population, the demand for transportation and trade is increasing. The 90% of the world trade is provided by sea and the demand for the maritime sector is increasing every year; while the trade volume is 11 billion tons in 2018, this value is expected to increase by 3.5% in the period of 2019-2024. Depending on the increasing ship trade, emissions from ships also increase. IMO (International Maritime Organization) reported that international shipping emitted 796 million tonnes of CO_2, accounting for about 2.2% of the total global anthropogenic CO_2 (carbondioxide) emissions. If measures are not taken, emissions from shipping could grow between %50 and %250 due to growing in maritime industry [3]. In this regard, IMO imposed restrictions on emissions emitted from ships with EEDI (Energy Efficiency Design Index), SEEMP (Ship Energy Efficiency Management Plan) and EEOI (Energy Efficiency Operational Indicator) within the scope of MARPOL Annex VI. EEDI is compulsory for new built ships, and measures the ratio of CO_2 (gr) to cargo (tonnes) carried per mile and it requires minimum value depending on ship size and type. With SEEMP, it provides information and guidance to ship operators and owners about emission reduction methods. EEOI is a monitoring tool for managing fleet and observing the effect of cautions take for operating ship effectively.

Approximately 90% of the ships use diesel engines and their efficiency has reached about 50% today. Approximately 50% of the energy of the fuel burned in diesel engine is used for propulsion and auxiliary systems. The rest of the fuel energy is wasted as waste heat via exhaust gas, cooling and radiation. With the recovery of this waste heat discarded thermal energy, efficiency can increase while emissions also decrease. Moreover, IMO mentions that the waste heat recovery method within the scope of SEEMP is also a good method of increasing efficiency. As a result of strict measures of International Maritime Organization and published guidelines, engine manufacturers, operators and researchers have sought alternative waste heat recovery methods. Technologies such as power turbine, classic Rankine cycle, Kalina cycle and turbo compound system are widely used for waste heat recovery.

However, most of the mentioned methods are suitable for high temperature heat sources and low efficiency is obtained when used with low and medium temperature sources. The using of Organic rankine cycle for the recovery of low and medium temperature waste heat sources is one of the most promising system. The working principle of the organic rankine cycle is the same as the classic rankine cycle. However, organic fluids are used in organik rankine cycle as working fluid instead of water. Organic fluids have the lower boiling temperature than water, and in this way, using organic fluids the heat sources with low and medium temperature can be recovered efficiently.

Organic rankine cycle is used in industries like cement, glass production plant and geothermal at present. Also, in marine, it is becoming a remarkable subject day by day. Selecting suitable working fluid is one of the key points for improving organic rankine cycle efficiency and performance. In addition to good thermophysical properties of working fluids, also must have low GWP, low ODP and be environmentally friendly (non-toxic, non-corrosive, non-flammable etc..). In addition to these; when selecting fluid for ship, IMO and SOLAS regulations must be kept in mind.

In this study, waste heat recovery analysis was carried out by using the Organic Rankine Cycle (ORC) for a container ship. Single-stage and two-stage ORC systems have been studied for different heat sources and different main engine loads. First of all, exhaust gas, scavenge air and jacket cooling water waste heats were evaluated with using different working fluids in single-stage systems. Afterwards, exhaust gas, scavenge air and jacket cooling water waste heats were evaluated within different combinations. Different fluid combinations are provided for each cycle.

Working fluids used in marine organic rankine cycle studies were obtained from the literature and selecting the candidates were made according to various criteria. The main purpose of the study is to achieve the highest power output. In addition, in calculations made, CO2 emission reductions, fuel saving, back work rate obtained from the system and economic gain resulting from fuel saving were calculated.

According to the calculation and analysis results; the highest power outputs for all systems were achieved at 100% engine load. In the system where jacket cooling water waste heat is used as the source, the maximum power was obtained when used R1234ze (Z) as woking fluid as 557.5 kW. 369 kW is obtained with R365mfc fluid with exhaust gas waste heat and 1981 kW is obtained with R1233zd (E) fluid with scavenge air waste heat. When two-stage cycles are analyzed; When using exhaust gas in high temperature cycle, jacket cooling water and high temperature cycle waste heat in low temperature cycle, 1476.6 kW at 100% machine load was obtained with cyclohexane -R1234ze (Z) working fluid combination. When using scavenge air and exhaust gas waste heat in high temperature cycle, jacket cooling water and high temperature cycle waste heat in low temperature cycle, 3373 kW was obtained with benzene-R245fa working fluid combination. When all systems are evaluated; it is seen that the highest fuel saving is obtained from the latest model with the value of 4363,6 tons / year. The economic gain achieved with fuel savings is calculated as 942.408 $/ year.

Jacket cooling water waste heat recovery using organic rankine cycle can be used in all loads of main engine , because jacket cooling water temperatures nearly are the same for all loads.

However, for scavenge air waste heat recovery, system can be used for high loads because in low loads after compressor and inlet main engine air receiver scavenge air temperatures is very close to other and mass flow rate is very low. As a result of scavenge air has low quality in low main engine loads.

Systems using two-stage ORC does not work efficiently for low loads because the temperatures of the thermal heat sources must be compatible in the low temperature cycle. In this case, since the low and high working pressures are very close to each other, the efficiency and the power obtained are very low since the energy and pressure drop as a result of expansion will not be at the desired values.

1. GİRİŞ

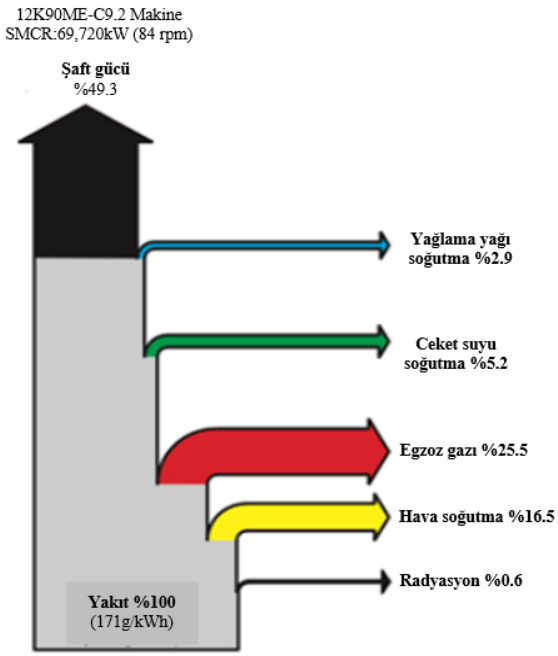
Dünya atmosferi tehlikeli radyasyonu filtreleyerek, sıcaklığı kontrol ederek ve karbon, oksijen ve azot gibi bileşenlerin rezervuarı olarak doğa ve canlıların korunmasında önemli bir rol oynar. Atmosferi oluşturan gazlar güneşten salınan radyasyonlar için filtre görevi görür. Fakat filtre görevi yanı sıra ışınları absorbe ederek zarara yol açan gazlar da bulunmaktadır. Güneşin radyasyonunun yaklaşık %66'sı Dünya yüzeyine gelir ve CO_2 gibi gazlar tarafından yansıyan ışınlar emilerek Dünya sıcaklığının artmasına yani sera etkisine sebep olur ve buna sebep olan gazlar da sera etkisi gazları (GHG) olarak bilinir [1]. Bu gazlar temel olarak CO_2, CH_4 (Metan), N_2O, F-Gas (Hydrofluorocarbons (HFCs), perfluorocarbons (PFCs), ve sülfürhexafluoride (SF_6)) ve gaz olmamasına rağmen küresel ısınmaya katkı sağlayan Black Carbon u içermektedir (2). Bahsedilen gazlar arasında fosil yakıtlar ve endüstriyel süreçlerden dolayı salınan CO_2 küresel ısınma üzerinde %65 etkilidir, onu da sırası ile %16, %11, %6, %2 oranları ile Metan, CO_2 (ormansızlaşma), N_2O ve F-Gas takip etmektedir [2]. Sera gazını oluşturan bu gazların dünya üzerindeki etkisi net olarak sıcaklık artışı ile görülmektedir. Geçtiğimiz iki yıl içinde sanayileşme dönemine göre sıcaklığın 1,1 °C arttığı bildirilmiştir[3]. Sanayileşme sonrası bu artışın sebebi fosil yakıtların kullanımında olan artıştır. Endüstri bazlı küresel ısınma etkisi oranlarına bakıldığı zaman; %25 elektrik ve ısı üretimi, %21 sanayi, %24 tarım, %14 ulaşım ve %6 binalaşma, %10 ise diğerleri olarak sıralanmaktadır [2]. Denizcilik sektörü insan etkisi ile salınan CO_2 diliminde %3,1 oranında etkiye sahiptir. Diğer sektörlere bakıldığı zaman bu oran düşük gibi görünse de 2050 yılına kadar denizcilik sektöründeki büyüme baz alınırsa %50-%250 arası artması öngörülmektedir [4]. Sektörde ciddi oranlardaki bu artışın beklenmesinin sebebi dünya ticaretinin yaklaşık %90'ınının deniz yolu ile taşınıyor olması ve 2019-2024 periyodunda filonun %3,5 artmasının beklenmesidir [5]. Ayrıca denizcilik sektöründeki büyüme ile beraber yakıt fiyatları ve tüketimi de artmaktadır. 2008 yılında yakıt fiyatları 1990lı yıllara göre 3 kat artmıştır ve dünya petrol talebinin %50'si denizcilik sektöründe kullanılmaktadır [6].

Bu oranlar CO_2 yanı sıra gemilerden kaynaklı tüm emisyonları etkilemektedir, denizcilik NO_x (azot oksit) salınımlarının %15'inden ve SO_x (kükürt oksit) salınımlarının %13 'ünden sorumludur [4]. Büyüme, yakıt tüketimindeki artışlara ve bunlara paralel olarak emisyonlarda beklenen artışlara bakıldığı zaman denizcilik ile ilgili önleyici sınırlamalar ve kurallar kaçınılmazdır. IMO bu nedenle emisyon salınımlarını azaltmak için çeşitli kurallar ve sınırlamalar getirmiştir. MARPOL Ek VI Düzenleme 14 kapsamında SO_x emisyonlarını azaltmak için Emisyon Kontrol Alanları(ECAs)nda 1 Ocak 2015 ten itibaren yakıt kükürt oranlarının alt limitini %0,1 ve küresel olarak da 1 Ocak 2020 den itibaren %0,5 olarak belirlemiştir [7]. NO_x emisyonlarını sınırlamak için IMO, Düzenleme 13 kapsamında Tier I, II ve III kurallarını gemilerin kullandığı ana makine hızına göre gemiler için zorunlu hale getirmiş ve yıllara göre kademeli sınırlamalar getirmiştir [8]. CO_2 salınımları için ise MEPC(Deniz Çevresini Koruma Komitesi) düzenlemeleri getirilerek EEDI(Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi), EEOI (Enerji Verimliliği Operasyonel İndikatörü) ve SEEMP(Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı) ile hem sınırlamalar hem de rehber uygulamalar getirilmiştir [9]. EEDI ile 2013 sonrasında inşa edilen ya da büyük değişim yaşayan gemilere taşınan yük ve gidilen mil başına CO_2 salınımına sınırlamalar getirilmiştir. Bu kural ile 2025 ve sonrası inşa edilen gemilerin 2013 yılına göre %20 daha verimli olması amaçlanmaktadır [10]. EEDI zorunlu iken SEEMP kapsamında da gemilerde verim artırma ve özellikle CO_2 salınımlarını azaltma ile ilgili çözümlerin önerildiği kullanımı zorunlu olmayan rehberler yayınlanmıştır. EEOI ile de şirketlere ve işletmecilere alınan önlemler sonucu ne kadarlık verim artırma ve emisyon azaltma yapıldığını görmelerini sağlayacak zorunlu olmayan bir rehber yayınlanmıştır. Emisyon kuralları incelendiği zaman tüm sınırlama ve metotların yakıt tüketiminin azaltılması yani verimlilik üzerine odaklandığı görülmektedir ve verimliliğin artırılması yapılan iş azaltılmadan yakıtın enerjisinin daha iyi kullanılması ile mümkündür. Bu sebeple IMO emisyonları azaltmak için MEPC düzenlemeleri ile sefer planı, hız, trim ve balast optimizasyonu, atık ısı geri kazanımı gibi metotlar önermiştir [11]. Denizcilik sektöründe ana tahrik ve yardımcı sistemler için güç üretiminde 100 GrossTon üzeri ticari gemilerin %96'sında dizel motorları kullanılmaktadır [12]. Bu kadar talep görmesinin sebeplerinden en önemlisi yüksek verimlere sahip olmasıdır. Gemi dizel motorlarının günümüz verimleri %51 seviyelerine ulaşmıştır. Bu yüksek verimlere rağmen yaklaşık %50 oranında atık ısı mevcuttur.

Gemilerden salınan atık ısının yarısını egzoz gazı, geri kalanını da ceket suyu, yağlama yağı, hava soğutma ve radyasyon oluşturmaktadır [13]. Atık ısıların geri kazanımı sayesinde bu ısılar mekanik veya elektrik işi üretmek için kullanılabilmekte ve yakıt tasarrufu ile hem verim artırılmakta hem de emisyonlarda azalma sağlanmaktadır. MAN Dizel & Turbo buhar türbini (klasik rankin çevrimi) ve güç türbini gibi sistemler ile atık ısı geri kazanımının yaklaşık %6 verim artırımı elde etmiş ve gemi güç aralıklarına göre kullanılabilecek çevrimler önermiştir [12]. Atık ısı geri kazanım yöntemleri arasında yüksek verim ile çalışması, güvenli olması ve işletim rahatlığı gibi özelliklere sahip olduğu için 'Organik rankin çevrimi'de iyi bir alternatif olarak görülmektedir. Çalışma prensibi olarak klasik rankin çevrimine benzer olan fakat iş akışkanı olarak organik akışkanlar kullanılan organik rankin çevriminde ısı kaynağı olarak düşük ve orta sıcaklıktaki kaynaklar kullanılabilmektedir. Diğer endüstrilerde yüksek değerlerde güç üreten tesislerde kullanılmasına rağmen denizcilik sektöründe örnekleri çok azdır. Fakat son zamanlarda ORÇ ile ilgili araştırmalar hızla artmaktadır. Gemide ilk uygulama OPCON firması tarafından ceket suyu atık ısısının kullanıldığı ve 500 kW lık bir ORÇ ile yapılmıştır ve %4-6 arası yakıt tasarrufu sağladığı bildirilmiştir [14]. Bu çalışmada, 4200 TEU Konteyner gemisi için atık ısı geri kazanımında ORÇ kullanımı incelenmiştir. Egzoz gazı, süpürme havası, ceket soğutma ilk olarak tek kademeli ORÇ de ısı kaynağı olarak kullanılmış sonrasında ise bu kaynakların çeşitli kombinasyonları iki kademeli ORÇ ile değerlendirilmiştir. Her sistem için farklı akışkanlar değerlendirilmiş ve sonuçlar termal verim, net iş üretimi, yakıt tasarrufu, CO_2 emisyonu düşüşü açısından değerlendirilmiştir.

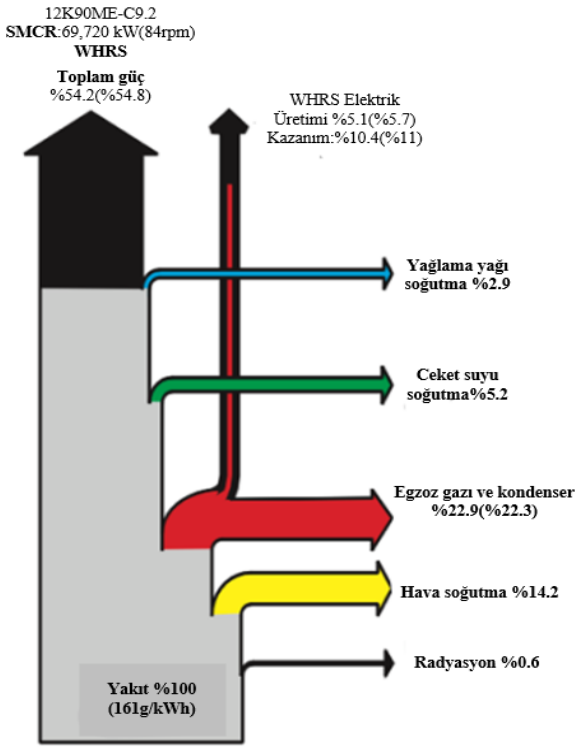
2. GEMİLERDE ATIK ISILARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Dizel motorlarının verimi günümüzde %50 mertebelerindedir ve bu değer Carnot verimine göre elde edilebilecek en yüksek termal verime oldukça yakındır [15]. Bu sebeple silindir içi güç çevrimi (dizel çevrimi)nde yapılacak iyileştirmeler verimde yüksek artışlara sebep olmayacaktır. Fakat halen dizel motorlarının yakıt ısıl enerjisinin yaklaşık %50 si kullanılmadan atık ısı olarak atılmaktadır ve bu ısıl enerjinin çeşitli yöntemler ile geri kazanılması sayesinde verimde artışlar sağlanabilmektedir. MAN B&W firmasının ürettiği bir dizel motorun ısıl denge diyagramı Şekil 2.1(a)' da verilmiştir ve yakıt ısıl enerjisinin yaklaşık %25'inin egzoz gazı, %16,5'inin hava soğutma, %5,2'sinin ise ceket suyu ile kullanılmadan atıldığı görülmektedir [13]. Yine aynı dizel motoru üzerinde atık ısı geri kazanımı ile elde edilen verim Şekil 2.1(b)' de verilmiştir. Sadece egzoz gazı atık ısısının geri kazanımı ile elde edilebilecek verim artışı şekilde görülmektedir [13].



a)

Şekil 2.1 : MAN B&W ısıl denge diyagramı a) Atık ısı geri kazanımı kullanılmadığı zaman b)Atık Isı geri kazanımı var iken.



b)

Şekil 2.1 (devam) : MAN B&W ısıl denge diyagramı a) Atık ısı geri kazanımı kullanılmadığı zaman b)Atık Isı geri kazanımı var iken.

Gemilerde atık ısı kaynakları elektrik üretimi, ısıtma, tatlı su üretimi, soğutma gibi amaçlar için kullanılabilmektedir. Egzoz gazı ısıl enerjisi egzoz gazı kazanında suyu buharlaştırarak yakıtların, yağ ve yaşam alanı ısıtmaları için kullanılırken aynı zamanda çeşitli geri kazanım yöntemleri ile elektrik üretiminde de kullanılmaktadır. Ayrıca egzoz gazının kinetik enerjisi türbinde kullanılarak turboşarjerin kompresör kısmı ile de temiz havanın silindirlere alınması sağlanabilmekte ve sonrasında kompresöre alınan temiz hava yoğunluğunun artırılması için soğutucudan geçirilmektedir. Ana makinede kullanılan ceket soğutma suyunun ısıl enerjisi sonrasında tatlı su üreticisinde deniz suyunu buharlaştırarak tatlı su üretimini sağlamaktadır. Atık ısı kaynağının sistemlerde herhangi bir amaçla kullanılmadan önce sahip olduğu sıcaklık ve enerji yükü değerlerinin iyi bilinmesi gerekmektedir. Kaynağın kalitesini belirleyen en önemli etken makinenin işletimini olumsuz etkilemeden kullanılabileceği sıcaklık değeridir.

Egzoz gazı için turboşarjer sonrası sıcaklıklar iki zamanlı dizel makineler için 250-300 °C, dört zamanlı dizel makineler için ise 300-350 °C aralığındadır. Fakat egzoz gazının soğutulabileceği sıcaklık değeri yakıtın içerdiği kükürt oranına göre sülfürik asit oluşumdan dolayı değişkenlik göstermektedir, bu değer hesaplamalar sonucu asidin çiyleşme noktasına göre belirlenmektedir. Süpürme havası ise yüksek yüklerde 200 °C sıcaklığa ulaşmakta ve ana makine giriş sıcaklıkları da yine makineye göre değişkenlik göstererek 40 °C civarı olmaktadır. Ceket soğutma suyu ana makine çıkış sıcaklığı 70-90 °C aralığında değişmektedir. Isı kaynaklarını sıcaklık değerlerine göre üç kategoride birleştirebiliriz; düşük, orta ve yüksek. Kaynakların sıcaklık aralıklarına göre kategorileri Çizelge 2.1'de verilmiştir [16].

Çizelge 2.1: Isı kaynaklarının sahip olduğu sıcaklık değerlerine göre sınıflandırılması.

Kategori	**Sıcaklık Değeri(°C)**
Yüksek sıcaklık	650 ve üzeri
Orta sıcaklık	232-649
Düşük sıcaklık	232 ve altı

Gemi atık ısı kaynaklarının bu tabloya bakıldığı zaman orta ve düşük sıcaklıklarda olduğu görülmektedir. Bu sıcaklık aralıklarına ve kullanılabilirlik değerlerine göre kullanılabilecek atık ısı geri kazanım yöntemleri belirlenmektedir. Fakat sadece sıcaklık değerine bakmak yeterli değildir, atık ısı geri kazanım sisteminin sahip olması gereken bazı özellikler bulunmaktadır. Bunlar [17]:

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

Bu verilen maddeler tüm endüstriler için sağlanması gereken şartlardır. Bunların yanı sıra gemilerde diğer sektörlere kıyasla çalışma ortamı ve şartlarından dolayı ek sınırlamalar bulunmaktadır [18]:

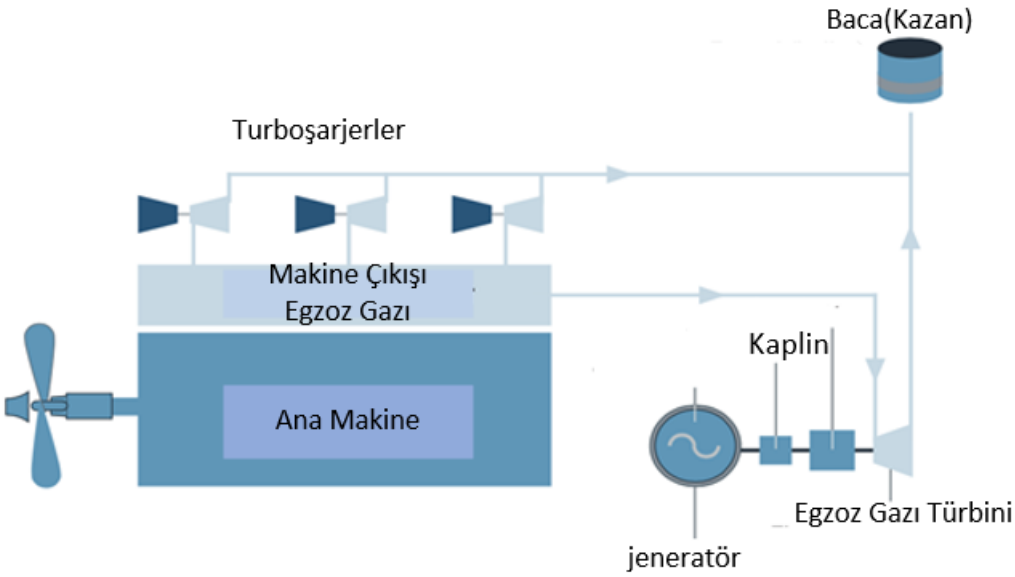
-Gemi yakıtlarının kükürt oranlarına göre özellikle egzoz gazı geri kazanımı için asit oluşum sınırı elde edilebilecek geri kazanım verimini sınırlar
-Düşük yüklerde işletim sonucu atık ısıların kalitesi düşmektedir
-Soğutma kaynağı olarak kullanılabilecek deniz suyunun sıcalık aralığı -3 °C ve 30 °C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

2.1 Atık Isı Geri Kazanım Yöntemleri

Atık ısı geri kazanım yöntemleri ile gemilerde çoğunlukla kullanılmadan atılan ısıl enerji ile güç üretilebilmektedir. Bunun sonucunda da kW-saat başına düşen özgül yakıt tüketimi düşürülerek hem emisyonlar azaltılmakta hem de makine verimi artırılmaktadır. Gemilerde atık ısı geri kazanımı ile ilgili çeşitli yöntemler literatürde ve uygulamalarda önerilmektedir.

2.1.1 Egzoz gazı türbini

Dizel motordan atılan egzoz gazının yüksek statik basıncı ve sıcaklığından dolayı içerdiği enerji entalpi enerjisi olarak tanımlanabilmektedir. Bu basınç ve sıcaklık çevre koşullarından oldukça yüksektir, ki bu da egzoz gazından elde edilebilecek en yüksek işi göstermektedir, bu iş gücü turboşarjerin türbin tarafında genişleyerek mekanik iş üretmek için kullanılmaktadır. Türbin daha sonra sıkıştırılmış temizleme havasını makineye bir ara soğutucu yoluyla beslemek için mekanik olarak bağlı kompresörü çalıştırır. Fakat günümüzde turboşarjerlerde yapılan verim artırıcı yöntemler ile egzoz gazının enerjisinin tamamının kullanılmasına gerek olmamaktadır. Bir kısmı türbinde kullanılan egzoz gazının bir kısmı da geri döndürülerek güç türbininde genişleyerek jeneratörü tahrik eder ve elektrik veya mekanik güç üretimi sağlanabilir. Turboşarjer ve güç türbini sistemlerinin kombine olarak bulunduğu bu sistem kombine turbo sistem (TCS) olarak adlandırılır [13]. Şekil 2.2'de kombine turbo sistemin çizimi verilmiştir. Sistemde turboşarjerde güç türbininde kullanıldıktan sonra egzoz gazının ayrıca egzoz kazanında da kullanıldığı görülmektedir [13].

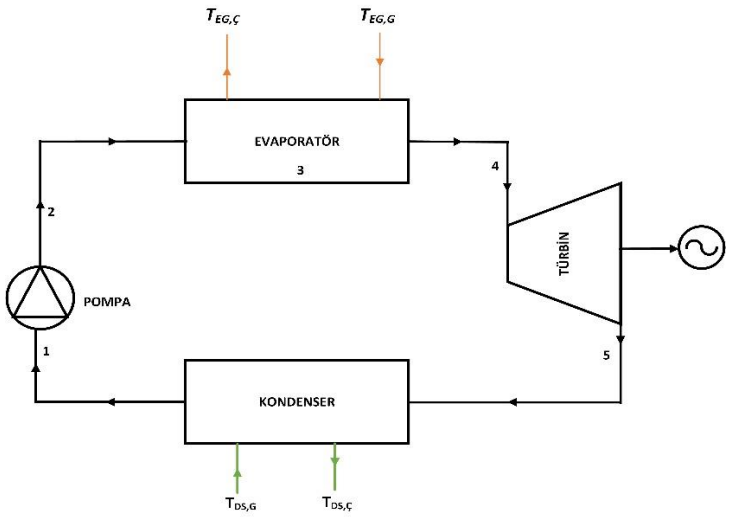


Şekil 2.2 : MAN B&W firmasına ait kombine turbo sistem.

MAN B&W tarafından verilen rapora göre bu sistemin makine boyutuna bağlı olarak %3-5 arası verim artışı sağladığı bildirilmiştir [13].

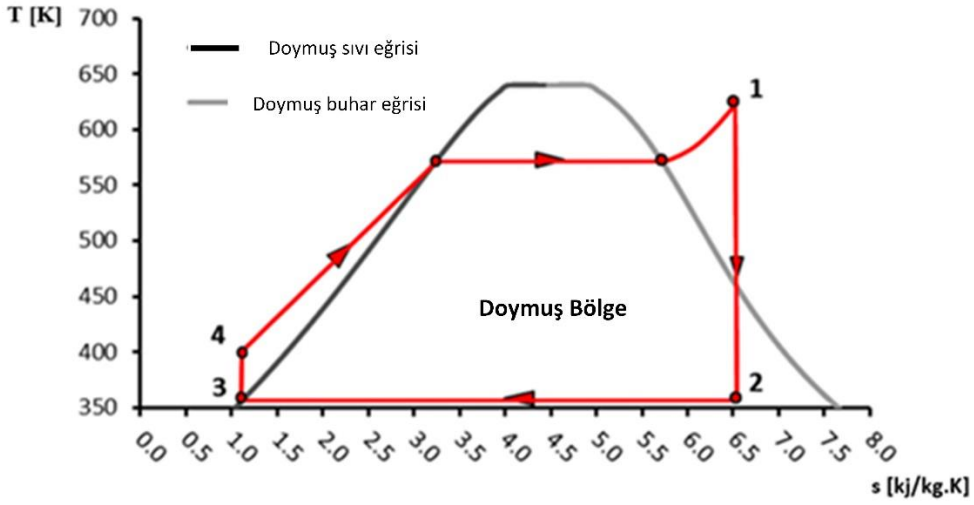
2.1.2 Rankin çevrimi

Rankin çevrimi, ısıl enerjiyi mekanik işe dönüştüren bir termodinamik çevrimdir. Dolaşan akışkan sürekli olarak buharlaştırılır ve yoğuşturulur. Basit bir rankin çevrimi buharlaştırıcı, pompa, kondenser ve türbin olmak üzere dört ana parçadan oluşur. Şekil 2.3 (a)' da şematik diyagramı, Şekil 2.3 (b)' de ise T-s diyagramı verilmiştir.



a)

Şekil 2.3 : Klasik rankin çevrimi a)şematik diyagram b)T-s diyagramı.



b)

Şekil 2.3 (devam) : Klasik rankin çevrimi a)şematik diyagram b)T-s diyagramı.

Temel olarak dört aşamadan oluşmaktadır:

1-2: İzentropik genişleme (Türbin giriş ve çıkışında entropi üretimi olmadığı yani düzensizlik olmadığı için en yüksek iş üretimi yapıldığı varsayılmaktadır. Bu ideal rankin çevrimi için yapılan kabuldür fakat gerçek çevrimde sürtünme gibi kayıplardan dolayı entropi üretimi olmaktadır)

2-3: Sabit basınçta sistem dışına ısı verilmesi (termodinamik bir çevrimin gerçekleşmesi ve iş üretimi olması için sistemden dışarıya ısı atılması gerekmektedir. İdeal rankin çevriminde dışarı termal verimi yüksek elde etmek için basınç kaybının olmadığı varsayılır)

3-4: İzentropik sıkıştırma (pompada daha az enerji kaybı olması istendiği için ideal çevrimde sıkıştırmanın sabit entropide gerçekleştiği kabul edilir)

4-1: Sabit basınçta sisteme ısı alınması (akışkanın türbin girişinde en yüksek entalpi değerine sahip olması için ideal çevrimde dışarıya ısı ve basınç kaybının yaşanmadığı varsayılır)

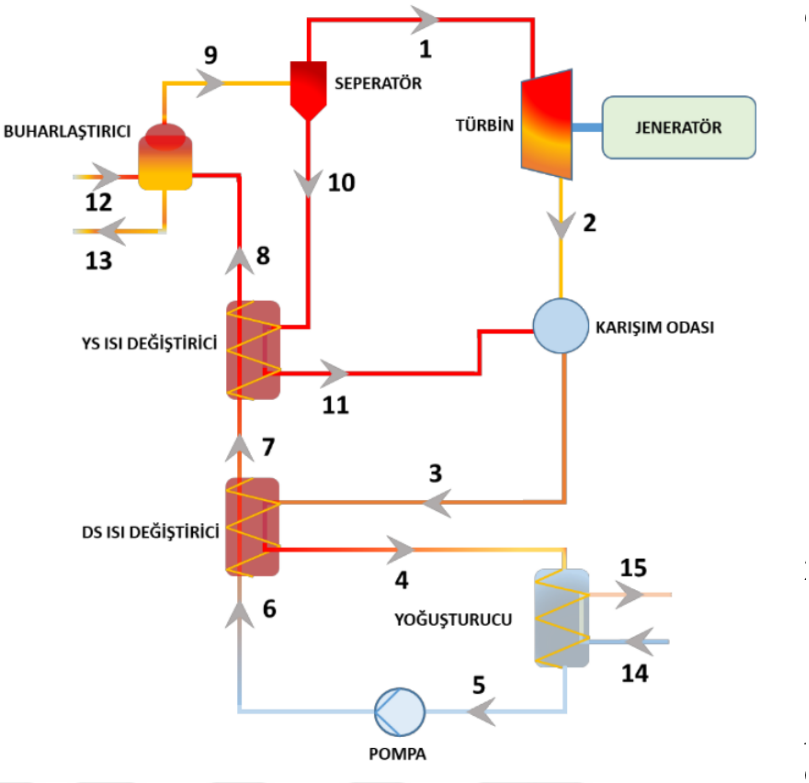
Akışkan pompada sıkıştırılarak basıncı arttırıldıktan sonra ısı kaynağından ısı alarak entalpisi yükselir ve türbinde genişleme sonrası mekanik ya da elektrik işi elde edilir. Daha sonra hem pompada tüketilecek enerjiyi azaltmak hem de çevrimin tamamlanabilmesi için su veya hava gibi bir ısı kuyusuna ısı atılır ve çevrim bu şekilde devam eder.

Klasik rankin çevriminde akışkan olarak su kullanılır ve su kullanıldığından dolayı işletim kolaylığı ve güvenilirliği açısından hem ana enerji üretim sistemi hem de atık ısı geri kazanım sistemi olarak kullanılmaktadır fakat suyun T-s diyagramındaki eğiminin negatif olmasından dolayı genişleme sonrası sıvı-buhar alanına düşmektedir. Eğer türbin girişi kızgın buhar haline getirilerek bu durum engellenmezse türbin kanatlarında aşınmalara sebep olur , buharlaştırıcıda yüksek ısıl enerjiye ihtiyaç duyulduğu için daha çok 350 °C ve üzeri sıcaklıklarda kullanılmaktadır [16].

Klasik rankin çevrimi denizcilik sektöründe ilk olarak SS Turbinia (1894) gemisinde ana tahrik sistemi olarak kullanılmıştır [19]. Günümüzdeki uygulamalarda ve araştırmalarda da gemilerde atık ısı geri kazanım yöntemi olarak iyi bir alternatif olarak değerlendirilmektedir. Çift yakıtlı bir feribot için egzoz gazı atık ısısının rankin çevrimi ile geri kazanımı incelenmiş ve yakıt olarak dizel kullanıldığı zaman verimde %2,5 -3,5, LNG kullanıldığı zaman ise %3,2-3,5 arasında artış olduğu bildirilmiştir [20]. Bir başka çalışmada ise dökme yük gemisi için iki ve dört zamanlı dizel makinenin egzoz gazı atık ısı geri kazanımı için rankin çevrimi değerlendirilmiş ve iki zamanlı makinede %0,5-1,3 dört zamanlı makinede ise %2-3 arası verim artışı olduğu sonucuna varılmıştır. Benzer çalışmalar konteyner ve tanker gemileri içinde uygulanmış ve makine verimlerinde %3,2-5,8 arası artışlar elde edilmiştir [21], [22]. MAN B&W uyguladığı rankine çevrimi geri kazanım sistemi ile verimde yaklaşık %5 artış sağlanabileceğini bildirmiştir [13].

2.1.3 Kalina çevrimi

Kalina çevrimi, Rankin çevriminin geliştirilmiş halidir ve akışkan olarak amonyak-su (NH_3-H_2O) kullanılmaktadır. Amonyak ve suyun karışımdaki kütlesel oranları değiştirilerek buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda izotermal olmayan ısı transferleri oluşturulur böylelikle ısı kaynağı ve kuyusu ile daha iyi ısıl eşleşmeler sağlanmakta ve tersinmezlikler azaltılarak termal verim artırılmaktadır. Şekil 2.4' te kalina çevriminin şematik diyagramı verilmiştir [23]. Amonyak-su karışımı çevrimde öncelikle buharlaştırıcıya gönderilmekte ve buhar fazına getirilmektedir (8→9). Buhar fazına gelen karışımın içerisindeki buharlaşmamış su damlacıkları seperatör vasıtası ile alınmaktadır (9→1-10). Buhar fazındaki karışım türbinden geçirilerek karışım odasına gönderilir (1→2).



Şekil 2.4 : Kalina Çevrimi şematik diyagramı.

Bu esnada seperatörde buhar fazındaki karışımdan ayrılan sıvı akışkan yüksek sıcaklıktaki ısı değiştiriciden geçirilerek fazla ısısını buharlaştırıcıya giren amonyak-su karışımına vermekte ve karışım odasına gönderilmektedir (10→11). Karışım odasında bir araya gelen karışım düşük sıcaklıklı ısı değiştiriciden geçirilerek yoğuşturucuya gönderilmektedir (3→4). Yoğuşturucuda soğutma suyu tarafından yoğuşan (14→15) amonyak-su karışımı (4→5), sıkıştırılarak yüksek basınçlara çıkartılmak için pompaya gönderilmektedir (5→6). Bu şekilde çevrim tekrar etmiş olmaktadır.

Kalina çevriminin düşük ve orta derece ısı kaynaklarının geri kazanımında yüksek verimler ile çalıştığı bildirilmiştir [24]. Fakat klasik rankin çevriminde aynı ısı kaynağı kullanılarak 1 MPa basınç değerinde işletim sağlanırken bu değer kalina da 8-9 MPa değerlerine ulaşmaktadır ve yüksek basınç güvenlik ve tüm sistem maliyeti açısından olumsuz etkilere sebep olmaktadır.

Ayrıca amonyağın zehirli olması da sağlık açısından tehlikeli bir durumdur[25]. Bu sebeplerden dolayı da gemilerde kullanılabilecek bir sistem olarak değerlendirilmemektedir.

2.1.4 Organik rankin çevrimi

Bu çalışmanın da ana konusu olan organik rankin çevrimi son yıllarda yüksek verimi, işletim kolaylığı, geniş sıcaklık aralıklarında kullanılabilmesinden dolayı gemilerde de önerilen atık ısı geri kazanım yöntemi olmuştur. Sistemin analizi yapılmadan önce organik rankin çevriminin neden seçildiğine, özellikle klasik rankin çevrimi ve kalina çevrimi ile arasında ne gibi farklar olduğunun incelenmesi gerekmektedir. Çizelge 2.2'de atık ısı geri kazanım yöntemi olarak kullanılan kalina, klasik rankin ve organik rankin çevrimi arasında verim ve sıcaklık aralıkları ile ilgili kıyaslamalar verilmiştir [17], [10].

Yapılan kıyaslamalardan da görüldüğü üzre hem akışkan çeşitliliği hem de üretilen gücün tesise oranına bakıldığı zaman organik rankin çevrimi daha iyi bir alternatif olarak karşımıza çıkmaktadır.

Çizelge 2.2 : Termodinamik atık ısı geri kazanım çevrimleri ile ORÇ kıyaslanması.

Atık Isı Geri Kazanım Çevrimi	Tesis Verimindeki Artış	Kullanılabilecek Kaynak Sıcaklık Aralıkları (°C)	Iş Akışkanı Türü
Organik Rankin Çevrimi	%5-15	100-480	Organik Akışkanlar
Kalina Çevrimi	%5-8	200-500	Amonyak-Su Karışımı
Klasik Rankin Çevrimi	%2-5	300-500	Su

Literatürde yapılan bazı araştırmalarda yukarıdaki çevrimler kıyaslanmıştır. Gemi dizel motoru için aynı atık ısı ve kabuller yapılarak kalina, organik rankin ve klasik rankin çevrimi kıyaslanmış ve ORÇ ile en yüksek termal verimin, işin ve özgül yakıt tüketiminde düşüşün elde edildiği bildirilmiştir [25].

Dizel motorunda aynı çalışma şartlarında ORÇ ve kalina kıyaslanmış, elde edilen güç değerlerinin birbirine yakın olduğu fakat kalinada aynı gücü elde etmek için kazandaki basınç değerlerinin 100 bar olması gerektiği ve bununda ORÇ'deki basınç değerlerinin yaklaşık 10 katı olduğu bildirilmiştir. Ayrıca kalina çevriminde amonyağın sistem bileşenlerinde aşınmaya sebep olduğu için önerilmediğini bildirmiştir [26]. Aframax

tanker gemisi egzoz gazı atık ısısı için ORÇ ve klasik rankin kıyaslaması yapıldığında ise ORÇ ile daha fazla güç üretildiği ve CO_2 emisyonlarında daha fazla azalma görülmüştür [18]. Özetlemek gerekirse;

-Aynı çalışma şartlarında ORÇ, kalina ve klasik rankin e göre daha faz güç üretimi, daha fazla yakıt ve CO_2 azalımı sağlamıştır.

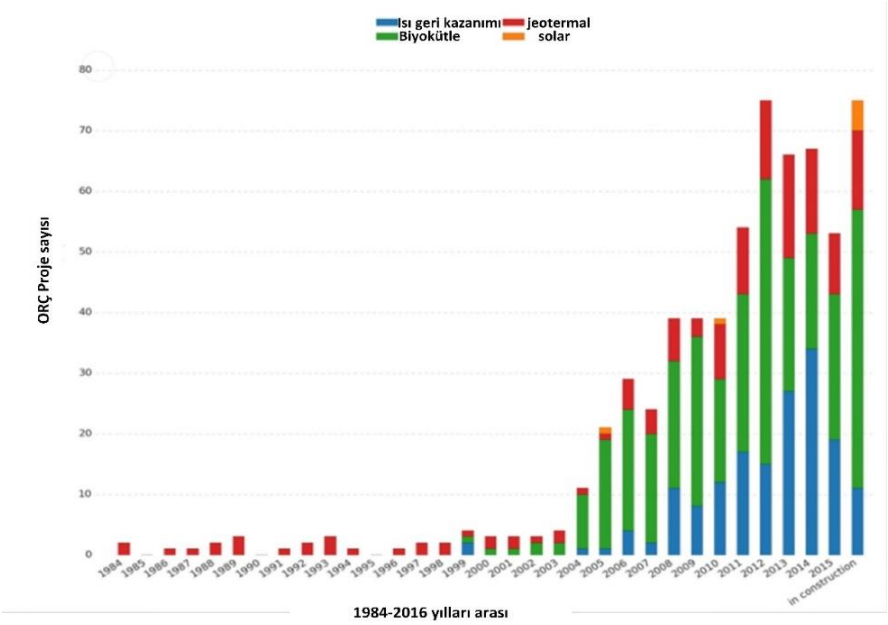
-Kalina çevrimi, ORÇ ye göre daha karmaşık bir sisteme sahiptir bu da gemide işletimi zorlaştırmaktadır.

-Kalinada aynı gücü elde etmek için ORÇ ye göre çok daha yüksek kazan basıncı gerekmektedir ve güvenlik açısından negatif bir etki yaratmaktadır.

3. ORGANİK RANKİN ÇEVRİMİ

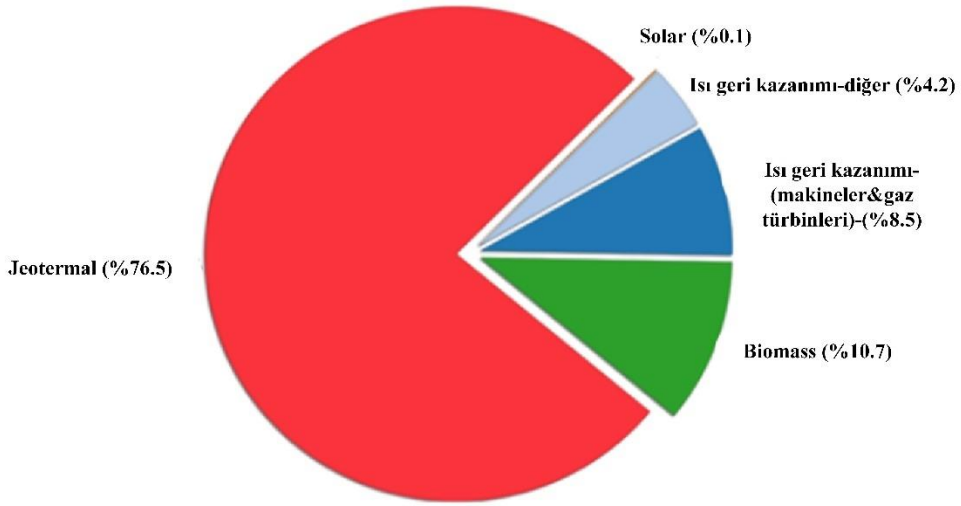
3.1 Giriş

Organik rankin çevrimi ilk olarak 1825 yılında Thomas Howard tarafından iş akışkanı olarak eter ya da alkol kullanılarak geliştirilen 24 hp gücünde bir motorda kullanılmıştır ve günümüze kadar da birçok endüstri de atık ısı geri kazanım tesislerinde ve ana güç üretim tesislerinde karşımıza çıkmaktadır [27]. ORÇ sistemi çeşitli endüstrilerde birkaç kW tan MW mertebelerine kadar enerji üretiminde kullanılabilmektedir. 2016 yılında aktif olarak çalışan ORÇ sistemlerinin toplam güç kapasitesi yaklaşık 2701 MW değerindedir[28]. Organik rankin çevrimine düşük ve orta kalitede sıcaklık kaynaklarında yüksek verimler elde edilmesinden dolayı gün geçtikçe talep artmaktadır. Şekil 3.1'de ORÇ kullanımının 1985-2015 yılları arasında artış oranları görülmektedir [28]. Ayrıca Şekil 3.2'de ORÇ'nin sektörel olarak hangi alanlarda ne kadarlık paya sahip olduğu verilmiştir [28]. Jeotermal enerjide ORÇ kullanımının %76,5 ile en yüksek orana sahip iken onu sırası ile biyokütle, ısı geri kazanımı ve güneş enerjisi takip etmektedir.



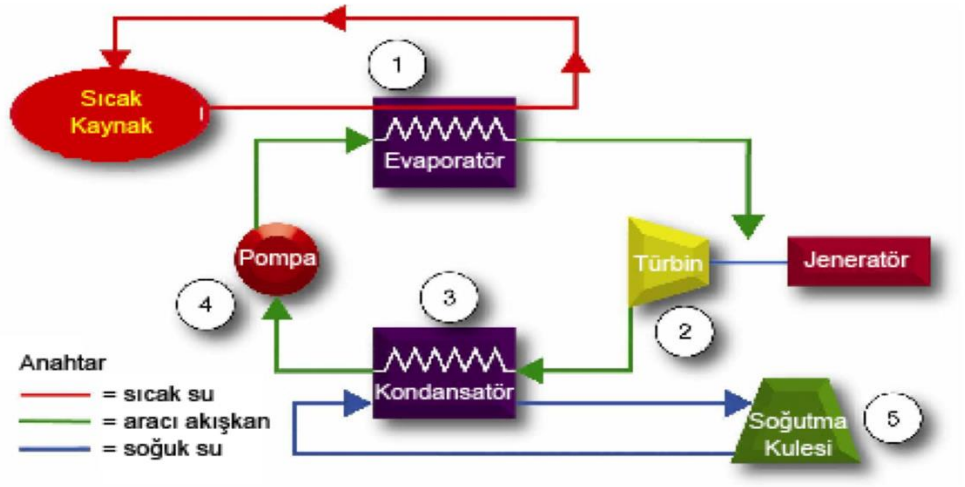
Şekil 3.1 : ORÇ kullanımının 1985-2015 yılları arası artış oranları.

Şekil 3.1'de görüldüğü gibi özellikle 2016 yılında ORÇ talebinde hızlı bir artış olmuştur. Biyokütle ORÇ sistemlerinin en fazla artışa sahip olduğu görülmektedir. Biyokütle çok geniş üretim aralığına sahip olduğundan ve ORÇ sistemi düşük sıcaklıklarda da verimli olduğundan dolayı son zamanlarda hızlı bir artışa sahip olmaktadır.



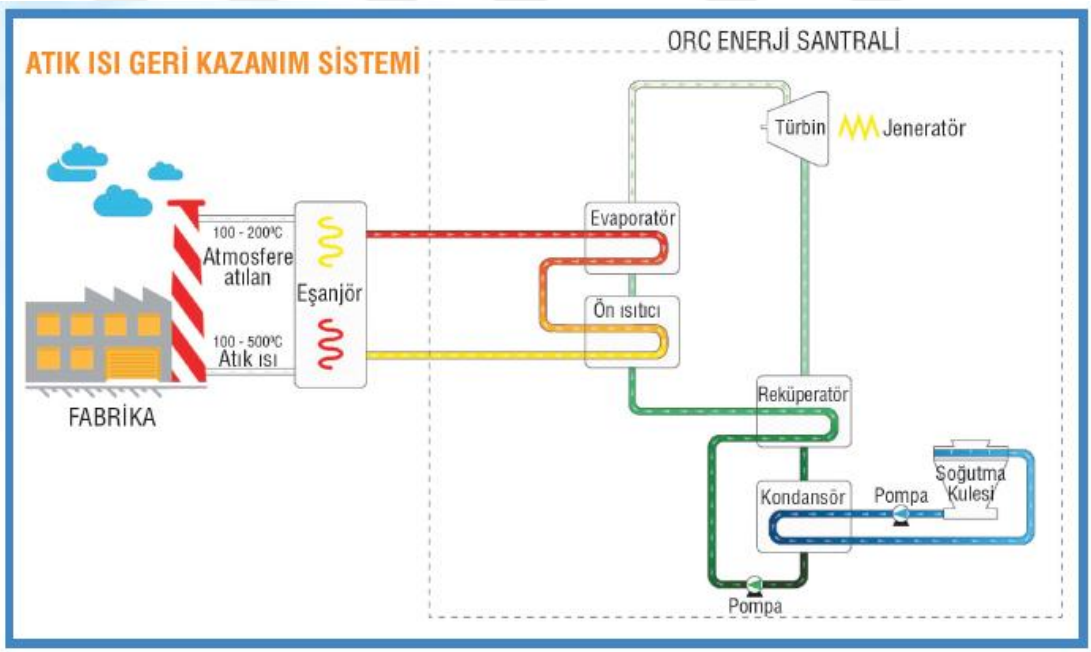
Şekil 3. 2 : Organik rankin çevriminin sektörel olarak oranları.

Jeotermal enerji Dünyanın katmanlarına doğal olarak gömülü bulunan bir yenilebilir enerji kaynağıdır ve ciddi bir enerji deposudur. Dünya yüzeyinin 3 km altında $43000000X10^{18}$ J depolu enerji bulunduğu tahmin edilmektedir ve coğrafik konuma bağlı olarak yüzeyde sıcaklıklar 100-200 °C civarı olmaktadır bu da ORÇ'de kullanım için uygun bir sıcaklık aralığıdır. Şekil 3.3'te jeotermal enerjinin ORÇ'de kullanımının şematik diyagramı verilmiştir [29]. Jeotermal kaynak iş akışkanını buharlaştırmak için kullanılmaktadır ve MW değerinde enerji üretilebilmektedir [29]. Sadece Türkiye'de 550 MW elektrik jeotermal kaynaklardan ORÇ ile üretilmektedir [30]. Jeotermal enerjiden sonra en fazla paya %10,7 ile biyokütle sahiptir. Odun ve organik atıklar gibi üretim tesislerinde oluşan biyokütlelerin yakılması sonucu oluşan ısıl enerji ORÇ de kullanılarak kombine sistemler sayesinde hem ısıtma hem de enerji üretimi yapılabilmek ve elde edilen enerji değerleri 20 MW mertebelerine kadar çıkabilmektedir [31].



Şekil 3. 3 : Jeotermal enerjiden ORÇ ile güç üretiminin şematik diyagramı.

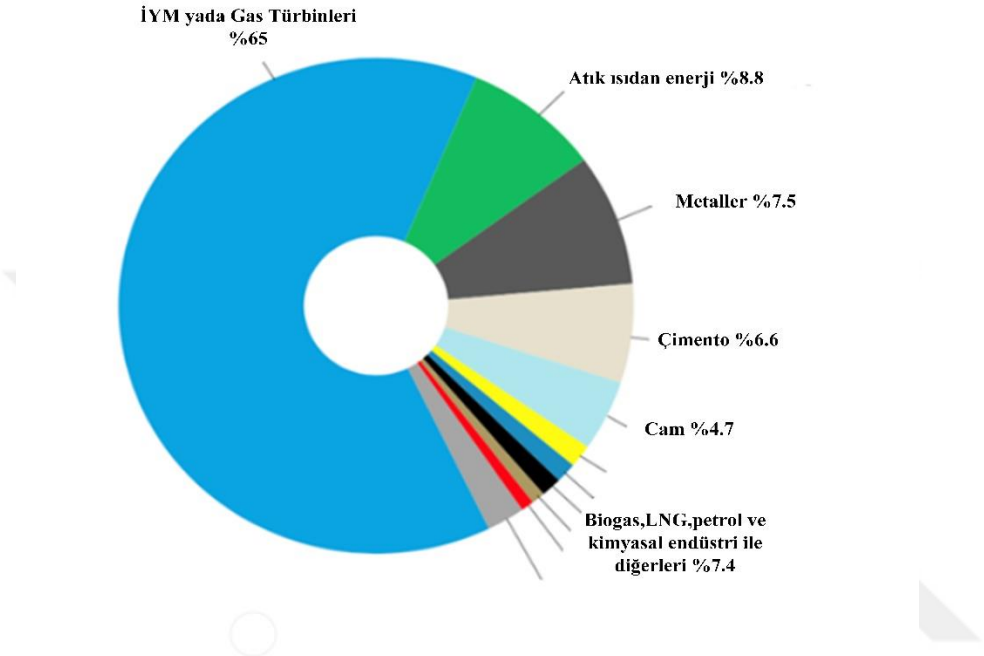
Exergy firmasının üretimini yaptığı biyokütle tesislerinin ortalama 500kWe elektrik üretimi kapasitesi olduğu ve 2.9 MW gücünde olan tesislerinin yılda yaklaşık 4000 ton yakıt tasarrufu ve CO_2 salınımlarında yıllık 11000 ton azalım sağladığı rapor edilmiştir [32]. Şekilde 3.4'te tarımsal atıkların yakılması sonucu oluşan biyokütle kaynağının kullanılarak enerji üretildiği ORÇ sistemi verilmiştir [33].



Şekil 3. 4 : Biyokütle kaynağından ORÇ de güç üretiminin şematik diyagramı.

Biyokütleden sonra ise %10,7 oranı ile ısı geri kazanımının kullanımı karşımıza çıkmaktadır. Isı geri kazanımı diğer endüstrilere göre daha geniş alt sektörlere sahiptir.

Şekil 3.5'de ise ısı geri kazanım alt sektörlerinde ORÇ kullanımının dağılımı verilmiştir [28]. En yüksek kullanım %65 oranı ile içten yanmalı motorlar ve gaz türbinlerinde olmaktadır, ikinci olarak ise ısının ORÇ ile enerji üretiminde kullanımı görülmektedir.



Şekil 3. 5 : Atık ısı geri kazanımının alt sektörlerinde ORÇ kullanım oranları.

ORÇ cam, metal gibi maddelerin üretiminin yapıldığı tesislerdeki atık ısıdan enerji üretiminde de kullanılmaktadır. Turboden firmasının raporlarına göre hali hazırda atık ısı geri kazanımı ile 80MW enerji üretimi yapılmaktadır [34].

3.2 Denizcilikte Organik Rankin Çevrimi ile Atık Isı Geri Kazanım Çalışmaları ve Uygulamaları

Gemilerin ana tahrik sisteminin en az %96 oranında içten yanmalı motorlar ile sağlanmaktadır. Bu sebeple denizcilikte yapılan ORÇ çalışmalarını Şekil 3.5'te görülen oranlara dahil etmek mantıklı olacaktır. Son yıllarda düşük ve orta derecede atık ısı kaynaklarına sahip gemilerde de ORÇ kullanımları ve araştırmaları yaygınlaşmaya başlamaktadır. Çizelge 3.1'de gemilerde testleri ve teslimatı yapılmış ORÇ sistemleri, üretilen güç değerleri, yakıt tasarrufu sonuçları verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Gemilerde testleri ve uygulamaları yapılmış ORÇ sistemleri.

Gemi Adı/Yılı	Gemi Tipi	ORC Üreticisi	Kapasite (kW)	Yakıt Tasarrufu	Isı Kaynağı	Ref.
M/V Figaro /2012	LCTC	Opcon	500	%4-6	Soğutma Suyu	[14]
Viking Grace /2015	Yolcu Feribotu	Climeon	150	%5 e kadar	-	[35]
Arnold Mearsk /2016	Konteyner	Calnetix	125	-	Soğutma Suyu	[36]
Asahi Maru /2017	Dökme Yük	Kobe Steel	125	%2,9	-	[37]
Orizzonte/2017	Balıkçı	Enogia	154	%5-10	Soğutma Suyu-Egzoz Gazı	[38]
Panerai I&II	Hızlı Feribot	Orcan Energy	4,8	%6-9	Soğutma Suyu-Egzoz Gaz	[39], [40]

Tabloya bakıldığı zaman ORÇ sisteminin gemilerde uygulanması ile %3-15 arası yakıt tasarrufu sağlayabileceği görülüyor ayrıca yakıt tüketimindeki azalmaya paralel olarak emisyonlarda da azalma sağlanmaktadır. Yapılan hesaplamalara göre MAN 18V48/60 makinesine uygulanacak bir ORÇ sisteminin yıllık 1220 ton yakıt tasarrufu (%4) ve 3830 ton CO_2 düşüşü sağlayacağı bildirilmiştir[41]. Gemilerde ORÇ uygulamaları yanı sıra son yıllarda geliştirme amaçlı literatürde birçok bilimsel araştırma yapılmaktadır. Hudong Heavy firmasına ait bir gemi dizel makinesin egzoz gazının atık ısısının organik rankin çevrimi ile geri kazanımı incelenmiş ve biyoetanol iş akışkanı olarak kullanılarak 5,10 kW güç ve %2,28 termal verim elde etmiştir [42]. İki zamanlı bir dizel motorunun egzoz gazı atık ısısının geri kazanımı için ORÇ sistemini farklı makine yüklerinde farklı akışkanlar kullanılarak incelenmiş ve elde edilen en yüksek gücün 2,233 kW ve %22,1 termal verim ile benzen kullanılarak elde edildiği sonucuna ulaşılmıştır, ek olarak 13.4 g/ kW-saat yakıt tasarrufu hesaplamıştır [43]. 109 iş akışkanı termal verim, çevresel ve sağlık etkileri açısından değerlendirilmiş ve değerlendirilenler arasından kuru akışkanların çevre ve sağlık açısından zararlı olduğundan dolayı R245fa ve R236ea akışkanlarının gemilerde kullanım açısından uygun olduğu sonucuna varmıştır [44]. Gemi dizel motoru egzoz gazı ve ceket soğutma suyu atık ısısının ORÇ ile geri kazanımı ayrı ve ön ısıtmalı sistem ile farklı akışkanlar için değerlendirilmiştir; ceket suyu için R245fa egzoz gazı için benzene kullanarak ayrı sistem ile 101,1kW güç ve %5,2 ve %21,3 termal verim elde etmiştir, ön ısıtmalı sistemde de sikloheksan kullanılarak 99,7 kW güç çıktısı elde etmiştir [45]. Kimyasal tanker süpürme havası, egzoz gazı, ceket soğutma suyu atık ısılarının R245fa iş akışkanı ile tek akışkanlar olarak kullanıldığı ORÇ ile kombine olarak kullanıldığı ORÇ sistemlerini incelemiş ve kombine sistemin 688,35 kW güç çıktısı, yıllık 704 ton yakıt tasarrufu ve 2231 ton CO_2 azalımı sağladığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca kombine sistemin 6,47 yıllık bir geri ödeme süresine sahip olduğunu da bildirmiştir [46]. 80 MW güçteki bir ana makine ceket soğutma suyunu kullanarak ön ısıtmalı ORÇ ile geri kazanım performansı farklı akışkanlar ile incelenmiş ve R600a 0,71 kW/m^2 güç çıktısı ve %4,386 termal verim ile bu sistem için optimum akışkan olduğu sonucuna varılmıştır [47]. Bir yolcu gemisinin egzoz gazının basit ve ön ısıtmalı ORÇ ile geri kazanımını incelemiş ve ön ısıtmalı güç çıktısının basit çevrimden %15 daha fazla olduğu bildirilmiştir ve ortalama olarak geminin elektrik ihtiyacının %22'sinin bu sistemler ile karşılanabileceği sonucuna varılmıştır [48].

Mitsubishi ve Calnetix Tekno. firmalarının ürettiği 125kW güç kapasitesinde ceket suyu enerjisini kullanan ORÇ de R245fa kullanılarak verim incelemesi yapılmış ve 119,1 kW gücün %6,5 verimle elde edilebileceği sonucuna ulaşılmıştır [49].

R245fa akışkanı ön ısıtmalı ORÇ de iş akışkanı olarak kullanılarak egzoz gazının atık ısı geri kazanım performansı değerlendirilmiş ve 642 kW, yıllık 1014 ton yakıt tasarrufu ve 3224 ton CO_2 salınımında azalma sağladığı sonucuna ulaşılmıştır, bulunan güç çıktısının değeri hesaplanan yüklerde makine gücünün %5 ine denk geldiğini bildirmiştir [50]. Aframax tanker sınıfı bir geminin ana makine egzoz gazı atık ısı geri kazanımı sistemini farklı akışkanlar için incelemiştir ve benzen ile yıllık CO_2 salınımının 849 ton azaltılabilirken yakıttan edilen tasarruf değerinin 186000 avro olduğu ve 2.7 yıllık geri ödeme periyodu ile 326kWe elektrik üretilebileceği sonuçlarına ulaşılmıştır [18].

Yukarıda bahsedilen çalışmaların tümü gemi makinelerinde yapılan ORÇ çalışmalarını ve araştırmalarını göstermektedir ve genellikle araştırmaların basit, tek kademeli, ara ısıtmalı ve ön ısıtmalı çalışmalara yöneldiği görülmektedir. Fakat tüm gemi atık ısı kaynakları düşünüldüğü zaman daha kapsamlı bir sisteme ihtiyaç vardır. Bunun için iki kademeli çevrim kullanılabilmektedir. Literatürde iki kademeli çevrim ile ilgili çalışmalar incelendiğinde birden fazla ısı kaynağının tam olarak kullanılarak tek kademeli çevrimlere göre daha yüksek verimler ve güç elde edildiği görülmektedir.

Bir dizel motorun da iki kademeli ORÇ kullanarak egzoz gazı ve ceket suyu soğutma atık ısısının geri kazanımı farklı akışkanlar kullanılarak değerlendirilmiş ve yüksek sıcaklık çevriminde sikloheksan düşük sıcaklık çevriminde R236fa kullanılarak 111,2 kW güç elde edilebileceği ve bu değerinde dizel motorun gücünün %11,2'sine denk geldiği sonucuna varılmıştır ayrıca termal verimler sırası ile %14,8 ve %11,9 olarak bulunmuştur [51]. Sıkıştırılmış doğal gazlı bir makinenin egzoz gazı, süpürme havası ve ceket soğutma suyu atık ısısı için iki kademeli ORÇ termo-ekonomik açıdan incelenmiş ve iki çevrimde de R245fa kullanımı ile 23,62 kW güç çıktısı ve 0,41 $/kW-saat elektrik üretimi maliyeti elde edildiği sonucunu varmıştır ayrıca çevrim veriminin akışkan ve makine işletim koşullarına bağlı olarak %8,97-10,19 arasında değiştiği bildirilmiştir [52]. Bir petrol makinesinin egzoz gazı ve makine soğutucusunun atık ısısı iki kademeli ORÇ de kullanılmış ve R245fa-R134a ile R1233zd-R1234yf kombinasyonu kıyaslanmıştır. Küresel ısınmadan dolayı ilk kombinasyonun daha

verimli olmasına rağmen ikinci kombinasyonu tercih etmenin çevresel açıdan daha makul olduğu bildirilmiştir, ayrıca yüksek yüklerde iki kademeli ORÇ ile efektif ısıl verimin %20-24 arası artırılabileceği sonucuna ulaşılmıştır [53].

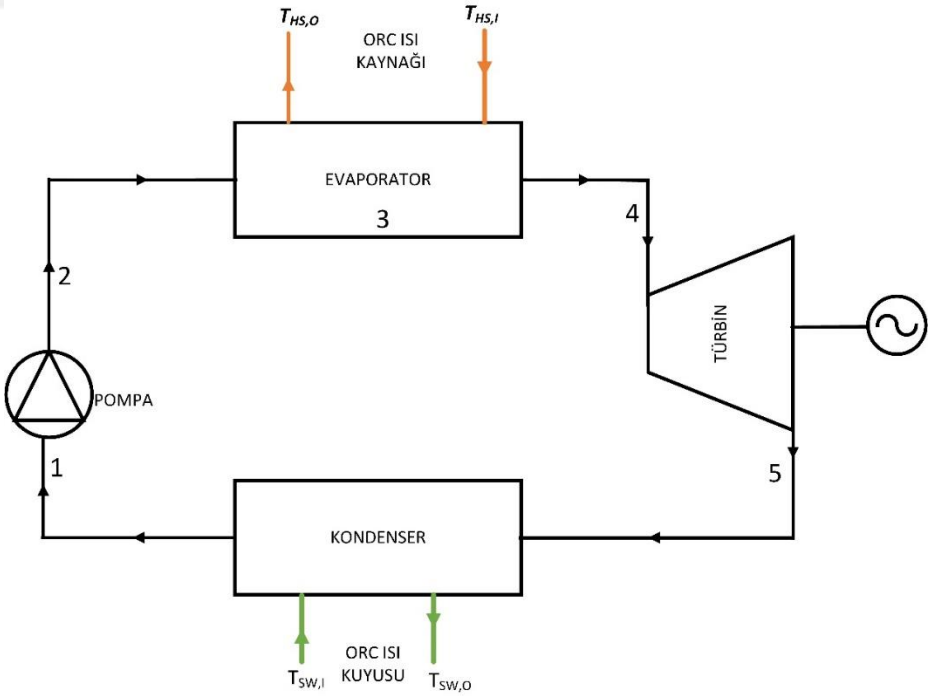
326-515 °C sıcaklığında egzoz gazı ve soğutma suyunun geri kazanımı için yüksek sıcaklık çevriminde su, düşük sıcaklık için ise 5 farklı akışkan değerlendirilmiş, 36,77kW işe sahip R1234yf akışkanı önerilmiştir. Egzoz gazı ve ceket soğutma için geri kazanımda yüksek sıcaklık çevrimi için R245fa düşük sıcaklık çevrimi için R134a akışkanlarının performansı değerlendirilmiş ve yüksek sıcaklık için %7,16 düşük sıcaklık için ise %7,72 termal verim ve 35,96 net iş çıktısı elde edilmiştir, bu elde edilen değerde çalışmada kullanılan makinenin ürettiği işin %27 sine denk geldiğini bildirmiştir [54]. İki kademeli sistemler ile elde edilen verimlerin ve güçlerin tek kademeli çevrime göre daha fazla olduğu görülmektedir.

4. ORGANİK RANKİN ÇEVRİMİNİN ANALİZİ

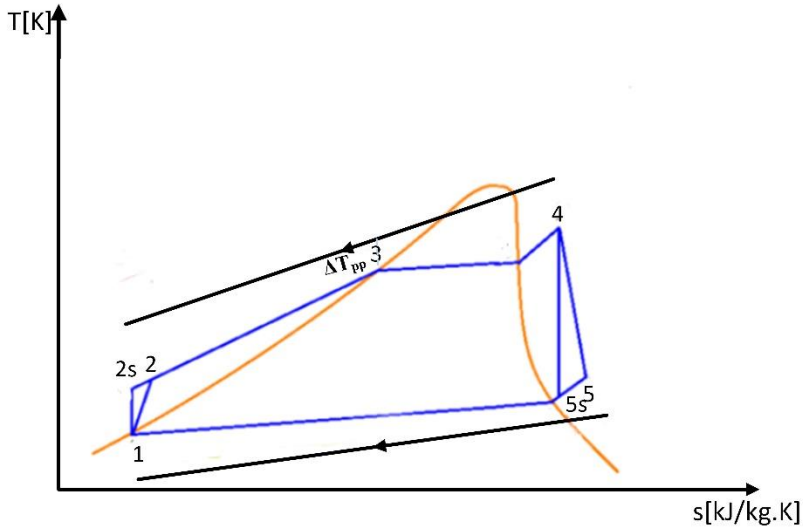
Bu bölümde öncelikle tüm sistemlerde ortak olarak kullanılacak formüllerden bahsedilmiştir. Sonrasında organik rankin çevriminin performansında önemli etkiye sahip iş akışkanı seçiminden bahsedilmiştir.

4.1 Organik Rankin Çevrimi Termodinamik Analizi

Çalışma prensibi olarak klasik rankin çevrimine benzer olan basit (tek kademeli) organik rankin çevrimi temel olarak pompa, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve genişletici (türbin)den oluşmaktadır. ORÇ sistemini klasik rankin çevriminden ayıran en önemli özellik akışkan olarak su yerine organik akışkanların kullanılmasıdır. Suya göre daha düşük buharlaşma sıcaklığına sahip organik akışkanlar sayesinde düşük ve orta sıcaklıktaki kaynaklardan yüksek verimlerde güç elde edilebilmektedir. Şekil 4.1'de basit (tek kademeli) bir ORÇ sisteminin şematik ve T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.1 : Basit (Tek Kademeli) ORÇ şematik ve T-s diyagramı.



Şekil 4.1 (devam) : Basit (Tek Kademeli) ORÇ şematik ve T-s diyagramı.

Sıkıştırma (Pompa (1-2)): Pompada akışkan doymuş sıvı halinden sıkıştırılmış sıvı haline getirilir, basıncı ve entalpisi artırılır. Pompada tüketilen iş (4.1) ve (4.2) numaralı denklemler ile hesaplanmaktadır. Tüketilen işi etkileyen en önemli etken pompanın izentropik verimidir. h_{2s} değeri pompada izentropik sıkıştırma (pompa verimi %100) olduğu zaman iş akışkanının sahip olabileceği entalpi değeridir.

$$W_P = \dot{m}_{oa}.(h_2 - h_1) \tag{4.1}$$

$$W_P = {\dot{m}_{oa}.(h_{2s} - h_1)}/{\eta_P} \tag{4.2}$$

Buharlaşma (Evaporatör (2-4)): Atık ısı kaynaklarının ısıl enerjileri evaporatörde akışkanın faz değişimini sağlamak ve entalpisini yükseltmek için kullanılmaktadır. Buharlaşma sürecinde en önemli etken pinç noktası sıcaklık (ΔT_{pp}) farkıdır ve (4.3) numaralı denklem ile hesaplanır. Pinç noktası sıcaklık farkı sistemde ısı transferi gerçekleşebilmesi için gerekli olan en düşük sıcaklık farkıdır. İş akışkanı kütlesel debisi (m_{oa}) bu değer belirlenerek (4.4) numaralı denklem ile bulunmaktadır. Kütlesel debinin hesaplanabilmesi için öncelikle akışkanın buharlaşma sıcaklığı ve basıncı belirlenmektedir. $\dot{Q_{s,k}}$ akışkana evaporatörde verilen ısıl enerji değeridir.

$$\Delta T_{pp} = T_{pp} - T_{doyma} \tag{4.3}$$

$$\dot{m_{oa}} = \dot{Q_{s,k}} / (h_4 - h_2) \quad (4.4)$$

Genişleme (Türbin (4-5)): Evaporatörde ısı kaynağından ısı alarak entalpisi artırılmış olan iş akışkanı türbinde genişleyerek entalpi ve basınç düşüşü ile iş üretmektedir. η_T değeri türbinin izentropik verimidir, h_{5s} ise verimin %100 olduğu durumda iş akışkanının genişleme sonucu elde edebileceği en düşük entalpi değeridir. W_T türbinde üretilen iş değeridir ve (4.5) ve (4.6) numaralı denklemler ile bulunmaktadır.

$$W_T = \dot{m}_{oa} . (h_4 - h_5) \quad (4.5)$$

$$W_T = \dot{m}_{oa} . (h_4 - h_{5s}) . \eta_T \quad (4.6)$$

Yoğuşma (Kondenser (5-1)): Tek kademeli sistemde kondenserde atık ısı deniz suyuna verilmektedir, fakat iki kademeli ORÇ de yüksek sıcaklık çevriminin atık ısısı düşük sıcaklık çevriminde akışkanının enerjisini artırmak için buharlaştırıcıda kullanılmaktadır. $h_{k,g}$, $h_{k,ç}$ kondenser girişi ve çıkışındaki iş akışkanı entalpi değerleridir. $\dot{Q}_k$ ise kondenserde atılan toplam ısıl enerjidir, (4.7) numaralı denklem ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{oa} . (h_{k,g} - h_{k,ç}) \quad (4.7)$$

Sistemde üretilen net iş: Türbinde elde edilen net işten pompada kaybedilen iş çıkarılarak (4.8) numaralı denklem ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P \quad (4.8)$$

Sistemin ısıl verimi: Elde edilen net işin sisteme giren ısıl enerjiye oranıdır, (4.9) numaralı denklem ile hesaplanır.

$$\eta_{th} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{s,k} \quad (4.9)$$

ORÇ kullanılarak elde edilen yakıt tasarrufunu hesaplayabilmek için öncelikle sistemde gemi ana makine gücünün ne kadarının geri kazanıldığını bulmamız gerekmektedir. $\in$ değeri ORÇ ile geri kazanılan iş oranıdır, (4.10) numaralı denklem kullanılarak hesaplanır.

$$\in = \dot{W}_{net} / \dot{W}_{gemi} \quad (4.10)$$

$$\text{Yakıt Tasarrufu}\left(\frac{\text{g}}{\text{kWh}}\right) = \in .\ (\text{Özgül Yakıt Tüketimi}) \tag{4.11}$$

Sağlanan yakıt tasarrufu ile CO_2 emisyonlarında sağlanan düşüş ise MEPC tarafından EEDI hesaplamaları için kullanılan emisyon faktörü kullanılarak bulunmuştur. Bu değer HFO için C_F 3,114 tonCO_2 /tonYakıt olarak verilmiştir.

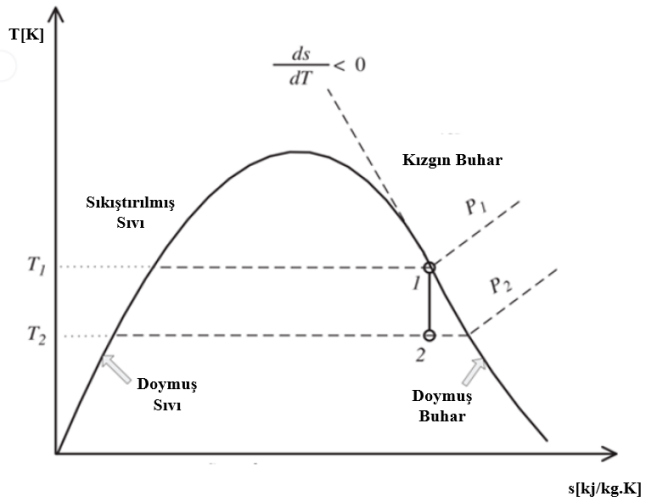
$$\text{CO2 düşüş miktarı}\left(\frac{\text{g}}{\text{kWh}}\right) = \text{Yakıt Tasarrufu} \,.\, C_F\left(\frac{\text{ton}CO_2}{\text{tonyakıt}}\right) \tag{4.12}$$

Yıllık olarak yapılan yakıt tasarrufu sayesinde sağlanan maddi kazanç hesaplaması için geminin yılda 300 gün sefer yaptığı[55] ve yakıt fiyatlarının 216 $/Mton olduğu baz alınmıştır [56].

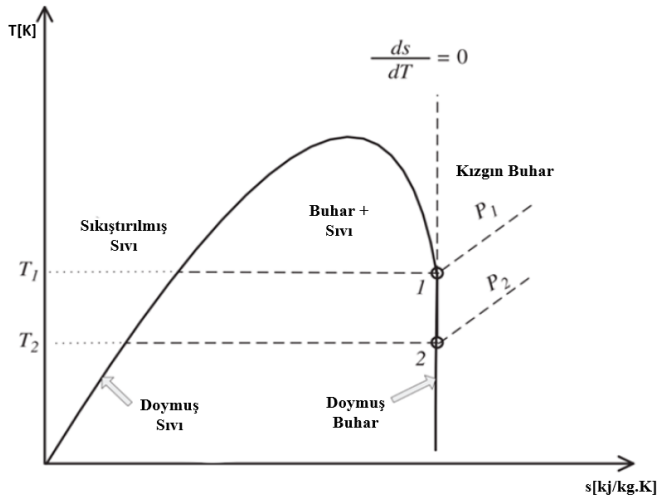
Bu çalışmada öncelikle süpürme havası, ceket soğutma suyu ve egzoz gazı atık ısısının tek ısı kaynağı olarak kullanıldığı ayrı tek kademeli ORÇ sistemleri incelenmiş ve farklı akışkanlar değerlendirilmiştir, sonrasında ise bu kaynaklar farklı kombinasyonlar ile iki kademeli ORÇ sistemi ile değerlendirilmiştir.

4.2 İş Akışkanı Seçimi

İş akışkanı seçimi, organik rankin çevrim performansını, bileşenlerin boyutunu ve maliyeti belirleyen en önemli faktördür. Her akışkan farklı termal ve fiziksel özellikleri sahiptir, bu yüzden seçim yapılmadan önce akışkanların özelliklerini bilmek ve seçim kriterlerini belirlemek önemlidir. ORÇ de genellikle hidrokarbonlar, hidroflorokarbonlar, kloroflorokarbonlar, eterler gibi akışkanlar kullanılmaktadır. Akışkanlar sıcaklık-entropi (T-s) diyagramındaki doymuş buhar eğrisinin eğimine göre ‘kuru’, ‘izentropik’ ve ‘ıslak’ olmak üzere üçe ayrılır. Şekil 4.2’de üç akışkan türünün T-s diyagramı verilmiştir [57]. Şekil 4.3‘de ise bu türlere örnek akışkan diyagramları verilmiştir [57].

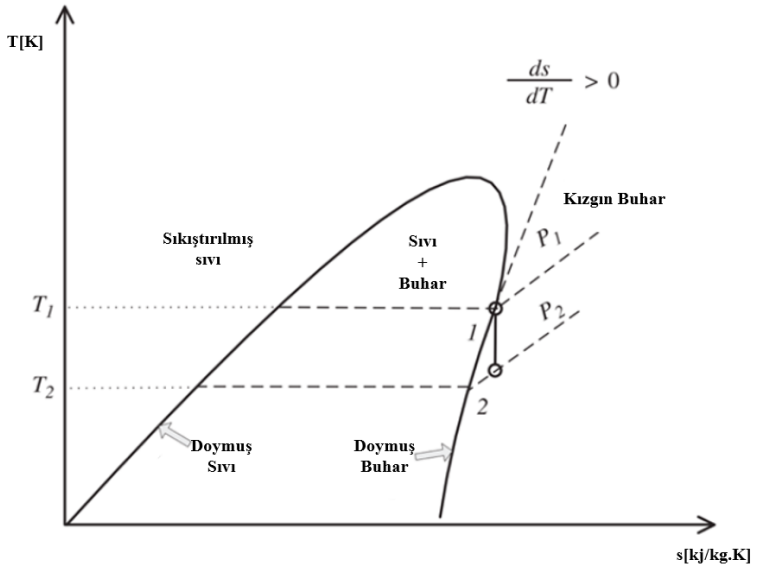


a)



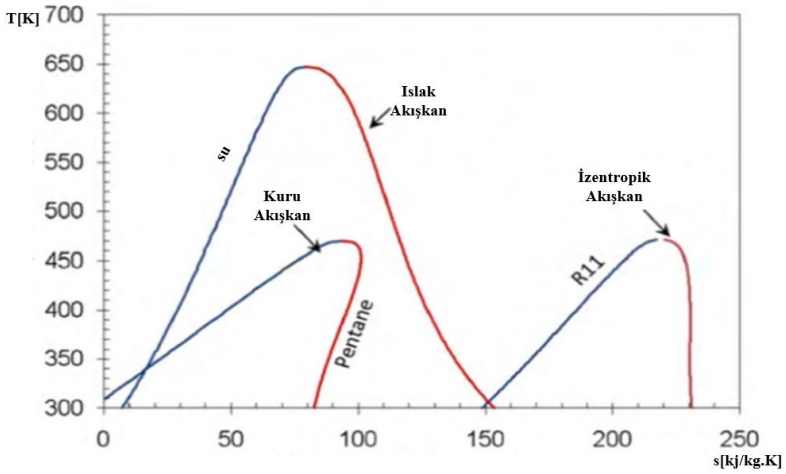
b)

Şekil 4.2 : T-s diyagramı eğrilerine göre a) ıslak, b)izentropik, c)kuru akışkanların sınıflandırılması.



c)

Şekil 4.2 (devam) : T-s diyagramı eğrilerine göre a) ıslak, b)izentropik, c)kuru akışkanların sınıflandırılması.



Şekil 4.3 : Akışkan türlerine örnek akışkanlar.

Islak akışkanların (ör. su) eğimi negatiftir, bu yüzden genişleme sonrası sıvı-buhar karışımı alanına denk gelir ve türbin kanatlarında su damlacıklarından dolayı aşınmalar meydana gelir, bunu önlemek için ıslak akışkan kullanılan sistemlerde akışkanın türbin girişinde aşırı kızgın buhar haline getirilmesi gerekmektedir. Islak akışkanları kızgın buhar haline getirmek gerektiği için daha fazla ısıya gerek vardır ve daha çok yüksek sıcaklıklarda geri kazanım çevrimi için kullanılmaları uygundur.

İzentropik akışkanların (ör. R11) eğimi sıfırdır, genişleme sonrası doymuş buhar eğrisine denk gelmektedir. Bu yüzden ıslak akışkanlarda olduğu gibi türbin kanatlarında sıvı damlacıklarından dolayı zarar verme durumları bulunmamaktadır, ORÇ de kullanılabilecek akışkan türünden biridir.

Kuru akışkanların (ör. pentan) ise eğimleri pozitiftir, bu yüzden genişleme sonrası kızgın buhar alanına denk gelmektedir. ORÇ de kullanılabilecek bir akışkan türüdür fakat çok kuru akışkanlar genişleme sonrasında diğer türlere göre çok daha yüksek enerjiye sahiptir ve çevrimde yoğuşturucuda dışarıya ısı vererek doymuş sıvı haline geçebilmesi için sistemden çok fazla ısı atılır bu da çevrimin verimini olumsuz etkilerken aynı zamanda yoğuşturucunun ısıl yükünü çok fazla artırdığı için maliyeti de yükseltir. Bu tip akışkanların kullanıldığı sistemde bir ara ısıtıcıya ihtiyaç duyulabilmektedir. ORÇ de kullanılabilecek diğer bir akışkan türüdür.

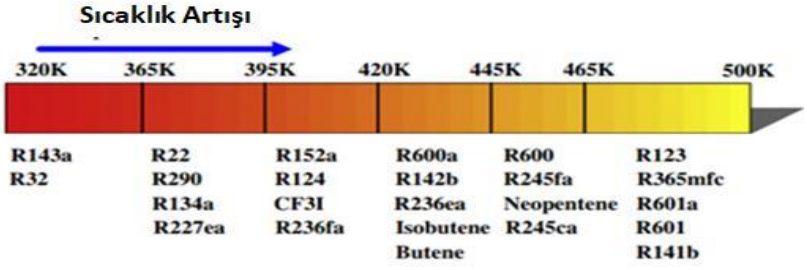
İş akışkanı seçimi yapılırken T-s diyagramı eğiminin yanı sıra termal, fiziksel, çevresel, güvenlik gibi bazı etkileri de değerlendirmek gerekmektedir. Bunlar [57], [58]:

-Yüksek gizli buharlaşma ısısı
-Yüksek yoğunluk
-Yüksek özgül ısı
-Isı kaynağına uyumlu orta derecede kritik değişkenler (sıcaklık ve basınç)
-Uygun yoğuşma ve buharlaşma basınçları (>1 bar ve <25 bar)
-Düşük viskozite
-Yüksek ısı iletkenliği
-Yüksek sıcaklıklarda kimyasal ve ısıl kararlılık
-Düşük ODP ve GWP değerleri

Ayrıca bazı akışkanların kullanımı çeşitli kurallar ile sınırlandırılmış hatta tamamen yasaklanmıştır. Montreal Protokolü [59] ile kloroflorokarbonların (CFC-11, CFC-12, CFC-13 v.b.) 2010 yılından sonra kullanımını yüksek ODP değerlerinden dolayı tamamen yasaklamış, 2019 yılından sonra hidrofloroklorokarbonların (HCFC) kullanımına sınırlandırma getirilirken 2040 yılından itibaren tamamen yasaklanması değerlendirilmektedir. Avrupa parlamentosunun florlu gazları hakkındaki yönetmeliği [60] ile de GWP değer 2500 üzeri olan akışkanların yasaklanması düşünülmektedir.

Denizcilikte de CFC ve HCFC akışkanların kullanımı MARPOL Ek VI Düzenleme-12 ile yasaklanmıştır [61]. Ayrıca akışkanların kullanımından ziyade alınması gereken ekstra yangın önleme sistemleri ile ilgili SOLAS tarafından özellikle 60°C değeri kritik parlama noktası değeri olarak tanımlanmaktadır [62].

Denizcilik ve atık ısı geri kazanımı sistemlerinde organik rankin çevriminde akışkan seçimi ile ilgili birçok araştırma yapılmıştır. Fabrika bacası atık ısı geri kazanımında basit ve ara ısıtmalı ORÇ kullanımını incelemiş ve basit ORÇ de R11 ile %9,57, ön ısıtmalı sistemde ise %10,29 ile en yüksek termal verim sonuçlarını bildirmiştir. Fakat çevre ve güvenlik parametrelerinin düşünülmesi gereken durumlarda R11 in ODP değeri yüksek olduğu için R245fa veR245ca önerilmiştir [63]. 423,15 °C sıcaklığa sahip egzoz gazı atık ısısını kullanarak net iş üretimi, ısı transfer alanı, basınç gibi çıktıları baz alarak farklı akışkanlar ile ORÇ performans değerlendirmesi yapılmış ve R114, R245fa, R123, R601a, n-pentane, R141b ve R113'ün kritik altı ORÇ için uygun olduğu sonucuna ulaşmıştır [64]. 72MW güce sahip bir gemi dizel motorunun 284 °C sıcaklığında egzoz gazının geri kazanımı için akışkan değerlendirmesi yapılmış ve R236ea ve R245 fa'nın güvenli olduğu ve optimuma yakın termal verim değerlerinde olduğu bildirilmiştir [44]. Yapılan çalışmalarda verim ve iş çıktısı kadar güvenlik değerlerinin de önemli olduğu görülmektedir. Ayrıca akışkan seçimi yapılırken ısı kaynağının sıcaklık değeride önemli bir etkendir. Özellikle kritik altı basınçta çalışan ORÇ için kritik sıcaklıkları ısı kaynağı ile uyumlu akışkanlar seçilmesi gerekmektedir. Şekil 3.9'da 50-280°C arası sıcaklıklardaki kaynaklar için önerilen akışkanlar ve kritik sıcaklıkları görülmektedir [65]. Özellikle kritik altı basınçta çalışan ORÇ sistemleri için ısı kaynağına uygun olarak akışkan seçimi yapılması gerekmektedir. Ayrıca yapılan bu çalışmada kritik sıcaklığı kaynak sıcaklığına yakın olarak seçildiğinde daha yüksek verimler elde edildiği de bildirilmiştir. Şekil 4.4'te sıcaklık aralıklarına göre bazı akışkan örnekleri verilmiştir [65].



Şekil 4.4 : Kaynak sıcaklıklarına göre kullanılabilecek örnek akışkanlar.

Bu çalışmada kullanılacak iş akışkanları literatürde denizcilik çalışmalarından kullanılan iş akışkanları arasında verilen kriterlere uygun olarak seçilmiştir.Çizelge 4.1'de denizcilik çalışmalarında kullanılan akışkanlar verilmiştir [66], [55], [67], [68], [43], [69], [47], [70], [71], [72], [73], [74], [75], [45], [76]. Fakat çizelgede verilen her akışkan güvenlik ve çevresel etkilerinden dolayı gemide kullanıma uygun değildir. Öncelikli olarak bu listede bulunan akışkanlar güvenlik ve çevresel değerlerine göre elenmiştir.

Çizelge 4.1 : Denizcilik çalışmalarında kullanılan iş akışkanları ve özellikleri.

Akışkan	M.A(g/mol)	T_c(°C)	P_c (MPa)	GWP	ODP	Güvenlik
R134a	102.03	101	4.05	1300	0	A1
R152a	66	113	4.51	120	0	A2
R227ea	170.02	101	2.92	3220	0	B1
R263fa	152.04	124	3.2	9810	0	A1
R245fa	134.05	154	3.65	1030	0	B1
R245ca	134.05	174	3.92	693	0	B1
R600	58.122	425.13	3.8	20	0	A3
R601	72.15	460.40	3.34	11	0	A3
R600a	58.122	408.05	3.65	20	0	A3
R601a	72.15	469.7	3.37	11	0	A3
R290	44.10	369.75	4.25	20	0	A3
R11	137.3	472.2	4.41	4750	1	A3
R114	170.92	418.9	3.30	9300	1	A1
R123	152.93	456.83	3.66	120	0.02	B1
R1234ze	114.04	109.36	3.635	6	0	A2L
R1234yf	114.04	94.7	3.338	4	0	A2
Benzene	78.112	288.87	4.91	-	0	A3
R1233zd(E)	130.5	165.6	3.57	7	0	A1
MDM	236.53	292.21	1.43	-	-	A3

Çizelge 4.1 (devam) : Denizcilik çalışmalarında kullanılan iş akışkanları ve özellikleri.

Akışkan	M.A(g/mol)	T_c(°C)	P_c (MPa)	GWP	ODP	Güvenlik
R365mfc	148.07	187.7	3.26	890	0	A3
Toluene	92.141	318.6	4.13	Çok düşük	0	A3
Heptane	100.16	540.13	2.74	Çok düşük	0	A3
MM	162.38	518.7	1.94	0	0	A3
RC318	200.03	115.25	2.778	10250	0	A1
R113	184.4	214.1	3.39	1.55	0.9	A1
R141b	117	204.2	4.25	0.25	0.086	A1
Sikloheksan	84.16	280.5	4.07	0	0	A3
R236ea	148.07	139	3.5	1370	0	A1

Çizelgede görülen güvenlik değerleri ASHRE (Amerikan Isıtma Soğutma ve Klima Mühendisleri Derneği) Standartları tarafından belirlenmiştir. A : Düşük zehirlilik, B: Yüksek zehirlilik ve 1: Yanıcı olmayan, 2-2L: Düşük yanıcılık, 3: Yüksek yanıcılık özelliklerini göstermektedir [77].

5. 4200 TEU KONTEYNER GEMİSİ ATIK ISI GERİ KAZANIMI İÇİN ORGANİK RANKİN ÇEVRİMİ ANALİZİ

4200 TEU konteyner gemisi için yüksek ısıl enerjilere sahip egzoz gazı, ceket soğutma suyu ve süpürme havası atık ısısı enerjilerinin organik rankin çevrimi ile geri kazanımı analiz edilerek sistemin performansı incelenmiştir. Gemi teknik özellikleri ve operasyonel değişkenlerinin verileri Kongsberg Gemi Makine Dairesi Simülatörü (ERS) kullanılarak elde edilmiştir. Gemiye ait bazı özellikler Çizelge 5.1'de verilmiştir [78].

Çizelge 5.1 : Analiz edilen geminin bazı özellikleri.

Gemi Özellikleri	
Gemi Tipi	Konteyner Gemisi
Tüm Uzunluk(LOA)	295 m
TEU	4200 TEU
Genişlik	32 m
Yükseklik	12,6 m
Dead-weight	55000 ton
Tasarım Hızı	25 knots
Makine Özellikleri	
Tipi	Sulzer RTA84C
Silindir Çapı	840 mm
Piston Stroğu	2400 mm
Silindir Sayısı	12
Turboşarjer Sayısı	3
Ana Makine Gücü	48600 kW
Ana Makine Devri	102 RPM
Özgül Yakıt Tüketimi	171 g/kWsaat
Elektrik Gücü Üreticileri	
Turbo Jeneratör (TG)	2200 kWsaat(max)
Dizel Jeneratör (x2)	1800 kWsaat (x2)

Gemide ceket soğutma suyu ana makineden çıktıktan sonra bir kısmı tatlı su üreticisinde deniz suyundan tatlı su üretmek için kullanılmaktadır ve hesaplamalarda hem geri dönüş yapan hem de tatlı su üreticisinde kullanılan ceket suyunun ortalama sıcaklığı hesaplanarak ısıl enerjisi kullanılmıştır. Egzoz gazı ana makineden sonra turboşarjere girerek temiz havanın sisteme alınmasını sağlar, %50 yük üzerinde ise egzoz gazı kazanına girerek hem gemi ihtiyaçları hem de turbojeneratör için buhar üretimi sağlanmaktadır. Hesaplamalarda buhar üretmek için kullanıldıktan sonra yani baca girişi sıcaklığı değerlendirilmeye alınmıştır. Turbojeneratördeki türbine mekanik olarak şaft ile bağlı kompresör ile sisteme temiz hava alınmaktadır, sıcaklık değerleri %50 yük üzerinde oldukça yüksek olduğundan dolayı sonrasında iç soğutucudan geçirilir. Hesaplamalarda süpürme havası için kompresör çıkışı ve ana makine alıcısı girişi arasındaki değeler dikkate alınmıştır.

Hesaplamalarda %50, %85 ve %100 yük değerlerindeki veriler kullanılmıştır. Gemilerde enerji verimliliği sağlanması amacı ile son yıllarda düşük yüklerde seyir yapılması tercih edilmektedir (slow steaming). Ana makine yükü %50-55 seviyelerine indirilerek yakıt tasarrufu sağlanmaktadır. Bu çalışmada da %50 yük değeri bu yüzden seçilmiştir. Düşük yüklerde seyir yapılması durumunda atık ısı geri kazanım sisteminin performansını görmek amaçlanmıştır. Çizelge 5.2'de atık ısı kaynaklarının sıcaklık aralıkları, kütlesel debileri ve ısıl yükleri verilmiştir. ORÇ buharlaştırıcısında elde edilebilecek ısıl enerji hesaplanırken egzoz gazının buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı yakıtın sülfür içeriğinden dolayı oluşabilecek asit oluşumunu önlemek için çiyleşme noktası baz alınarak 140°C olarak kabul edilmiştir [79]. Hesaplamalarda (5.1), (5.2) ve (5.3) numaralı denklemler kullanılmıştır.

Egzoz gazının verilen sıcaklık aralıklarında sahip olduğu ısıl enerji hesaplanırken, egzoz gazının ideal hava olduğu varsayılmıştır ve buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklık aralıklarındaki entalpi farkları değerlendirilmiştir [80].

$$\dot{Q}_{eg} = \dot{m}_{eg} \cdot (h_{çıkış} - h_{giriş}) \quad (5.1)$$

Ceket soğutma suyu ısıl enerjisi hesaplanırken suya ait verilen sıcaklık aralıklarındaki entalpi değerleri baz alınmıştır.

$$\dot{Q}_{cs} = \dot{m}_{cs} \cdot (h_{çıkış} - h_{giriş}) \quad (5.2)$$

Süpürme havasının sahip olduğu enerji hesaplanırken de entalpi farkları değerlendirmeye alınmıştır.

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_{sh} . (h_{çıkış} - h_{giriş}) \quad (5.3)$$

Çizelge 5.2 : Ana makine yüklerine göre atık ısıların özellikleri.

Yük (%)	50	85	100
Ana Makine Gücü(MW)	5,42	27,72	43,05
Özgül Yakıt Tüketimi(g/kWsaat)	217	170,01	180,5
Egzoz Gazı Çıkış Sıcaklığı (°C)	170	165,5	190
Egzoz Gazı Kütlesel Debisi(kg/s)	20,83	58,08	45,7
Egzoz Gazı Isıl Yük(kW)	635,1	1506	2340
Ceket Soğutma Suyu Çıkış Sıcaklığı (°C)	85	85	85
Ceket Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı(°C)	81	74	70
Ceket Soğutma Suyu Kütlesel Debisi(kg/s)	120,6	115,72	113,8
Ceket Soğutma Suyu Isıl Yük(kW)	2024	5338	6477
Süpürme Havası Çıkış Sıcaklığı(°C)	45	118	182
Süpürme Havası Giriş Sıcaklığı(°C)	32	35	42
Süpürme Havası Kütlesel Debisi(kg/s)	20,64	57	29
Süpürme Havası Suyu Isıl Yük(kW)	260,7	4827	12398

Egzoz gazı, süpürme havası, ceket soğutma suyu atık ısı kaynakları ORÇ de ısı kaynağı olarak öncelikle tek kademeli sistemde sonrasında ise iki kademeli çevrimde farklı kombinasyonlarda değerlendirilmiştir. Oluşturulan modellerde amaç ısı kaynaklarının tüm ısıl enerjilerinin kullanılması olup akışkanların buharlaştırıcılardan çıkış hallere bu amaca göre ayarlanmıştır.

Özellikleri verilen gemi için hesaplamalara başlamadan önce çeşitli varsayımlar yapılmıştır. Bunlar [51]:

-Tüm sistemler kararlı haldedir.

-Türbin ve pompaların izentropik verimi 0,8 olarak alınmıştır.

-Tek kademeli sistemler ve iki kademeli sistemlerin düşük sıcaklık çevrimi için yoğuşturucularda 25 °C de deniz suyu kullanılmıştır ve yoğuşturucu için minimum sıcaklık farkı (pinç noktası sıcaklık farkı değeri) 5K olarak alınmıştır.

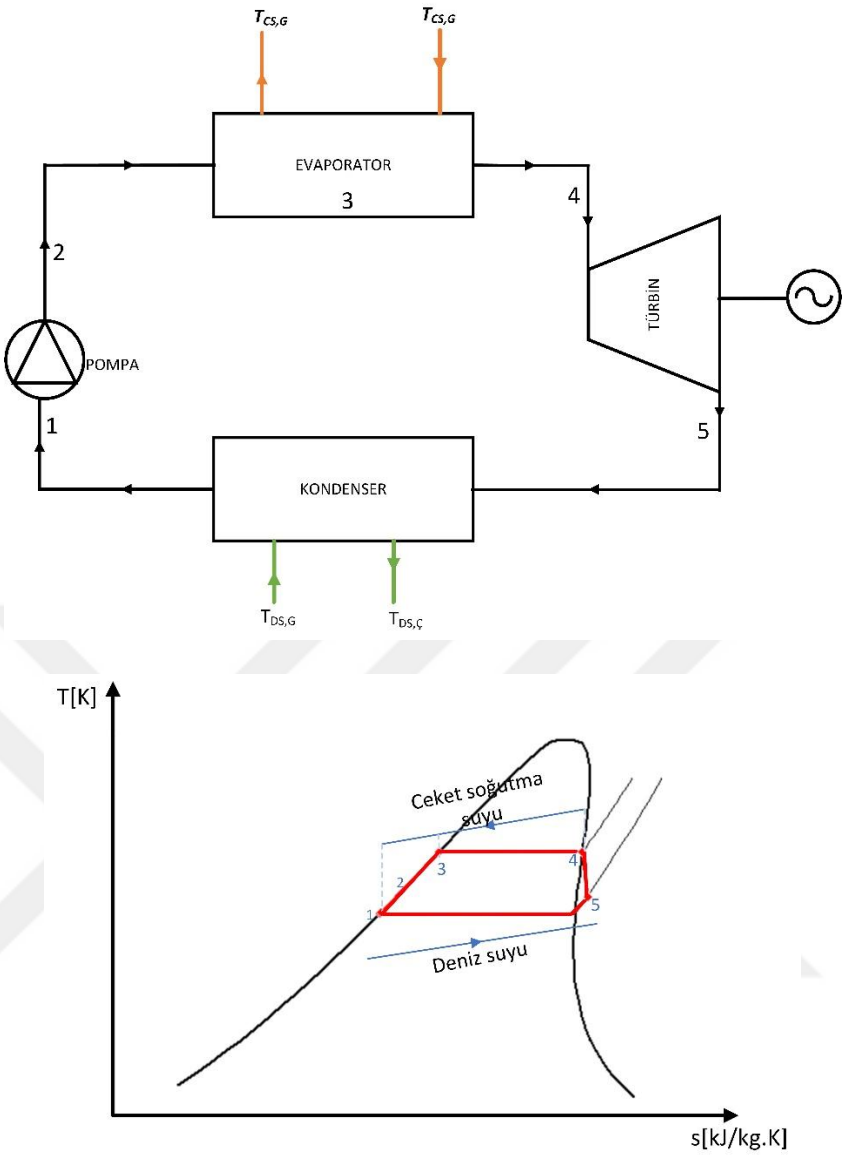
-İki kademeli sistemlerde yüksek sıcaklık çevrimi iş akışkanının yoğuşma basıncı atmosfer basıncına en yakın basınç değeri olarak yani 102.2 kPa olarak alınmıştır. Karnota göre çevrimden en yüksek verimin elde edilebilmesi için düşük sıcaklık değerinin en düşük değerde tutulması gerekmektedir, fakat yoğuşturucuda atmosfer altı basınç alındığı zaman vakum oluşma riski bulunmaktadır bu da yoğuşturucunun verimini düşürmektedir.
-Düşük sıcaklık çevriminde ceket soğutma suyu atık ısısının kullanıldığı sistemlerde ısıl değerlerin eşleşmesi istendiği için yüksek sıcaklık çevrimlerinde yoğuşma sıcaklıklığı 80°C olarak alınmıştır.
-Buharlaştırıcılar için pinç noktası sıcaklık farkı 6K olarak alınmıştır.
-Tek kademeli ve düşük sıcaklık çevrimleri için iş akışkanlarının yoğuşma sıcaklıkları pinç noktası farkından dolayı 30°C olarak alınmıştır.
-İş akışkanı kütlesel debi hesaplaması yapılırken pinç noktası sıcaklık farkı yöntemine göre hesaplamalar yapılmıştır.
Analizler ve hesaplamalar yapılırken EES (Engineering Equaiton Solver) yazılımı kullanılmıştır.

5.1 Tek Kademeli Organik Rankin Çevrimi Modelleri

Makine %50 yükte iken süpürme havası ısıl enerjisi ve sıcaklık aralıkları çok düşük olduğu için değerlendirmeye alınmamıştır. %85 ve %100 yükte ise üç atık ısı kaynağı için ORÇ değerlendirilmiştir. Her sistem için uygun olduğu düşünülen farklı akışkanlar değerlendirilmiştir. Tek kademeli çevrimin uygulandığı modeller:
- Model-1: Ceket soğutma suyu atık ısısı ORÇ ile geri kazanımı
- Model-2: Egzoz gazı atık ısısı ORÇ ile geri kazanımı
- Model-3: Süpürme havası atık ısısı ORÇ ile geri kazanımı

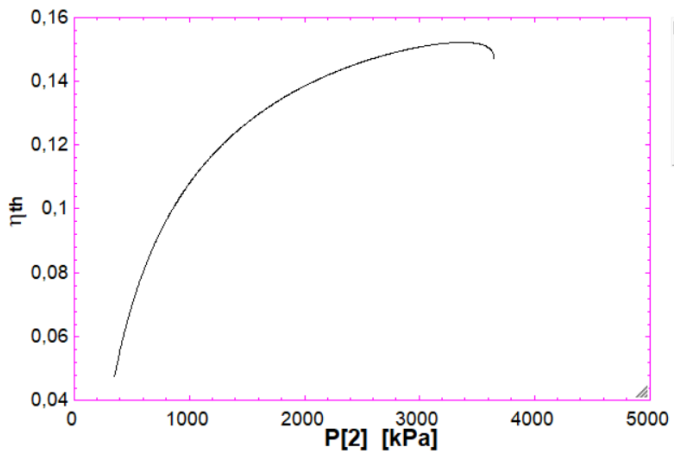
5.1.1 Model-1 : Ceket soğutma suyu atık ısısı ORÇ ile geri kazanımı

Model-1 de ceket soğutma suyu atık ısısı ORÇ buharlaştırıcısında akışkanın enerjisini artırmak için kullanılmış ve farklı akışkanların çevrimdeki performansı değerlendirilmiştir. Şekil 5.1'de sistemin şematik diyagramı ve T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 5.1 : Model-1 ceket suyu atık ısısı için ORÇ sisteminin şematik ve T-s diyagramı.

ORÇ de performansı etkileyen en önemli faktörlerden biri akışkanın buharlaşma basıncıdır ve sıcaklığıdır. Şekil 5.2'de termal verime olan etkisi verilmiştir, bu yüzden sistem analizi yapılırken ilk olarak buharlaşma sıcaklığı ve basıncı belirlenmiştir. Pinç noktası sıcaklık farkına göre ceket suyu atık ısısı geri kazanımı sistemi için buharlaşma sıcaklığı yaklaşık olarak 75°C olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.2 : Buharlaşma basıncı ve termal verim arasındaki ilişki.

İş akışkanları seçilirken en önemli faktörler kritik sıcaklık, çevresel ve güvenlik değerleri olmuştur. Çizelge 5.3'de akışkanların özellikleri verilmiştir [81], [82], [83], [84].

Çizelge 5.3 : Model-1 ceket suyu atık ısısı ORÇ için değerlendirilen akışkanların özellikleri.

Akışkan	Moleküler ağırlık (kg/kmol)	T_c (°C)	P_c (°C)	GWP	ODP	Güvenlik
R245fa	134,05	153	3,61	1030	0	B1
R152a	66,05	112	4,45	124	0	A2
R1234ze(Z)	114	150,15	3,63	<1	0	A2L
R134a	102,03	101	4,059	1300	0	A1
R1234yf	114,04	99,7	3,382	4	0	A2L

Tüm akışkanlar türbin girişinde doymuş buhar haline kadar ısıtılmıştır. Çizelge 5.4'te elde %50 makine yükünde ceket suyu soğutma atık ısısı kullanılarak edilen net güç, termal verim, kütlesel debi, geri kazanılan iş oranı, yakıt tasarrufu ve CO_2 azalma değerleri verilmiştir. %50 yükte ceket soğutma suyu atık ısısı düşük değerlerde olduğu için elde edilen güçler düşük olmuştur fakat makine gücüne oranla yaklaşık %3 geri iş oranı elde edilmiştir. Bu yük değeri için en uygun akışkan 189 kW güç ile R1234ze(Z) akışkanıdır.

Çizelge 5.4 : Model-1 için %50 makine yükünde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234yf	R1234ze(Z)	R152a	R134a
Termal Verim (%)	9,18	8,16	9,34	8,94	8,59
Kütlesel Debi(kg/s)	9,19	12,84	8,95	7,029	10,92
Net Güç (kW)	186	165,3	189	181	173,9
∈(Geriİş Oranı)(%)	3,43	3	3,48	3,33	3,2
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	291,412	254,88	295,66	282,916	271,872
CO_2Azalımı (ton/yıl)	907,456	793,696	920,685	880,981	846,609
Kazanç($/yıl)	62.944,9	55.054,08	63.862,56	61.109,85	58.723,92

Fakat termal verime bakıldığı zaman akışkanların tümünde farklı olduğu görülmektedir. Her akışkanın buharlaşma entalpisi farklıdır ve bu değer kütlesel debi üzerinde direkt etkiye sahiptir. Buharlaşma entalpisi düşük olan akışkanının kütlesel debisi daha fazladır bu da yoğuşturucuda atılan atık ısıyı artırarak termal verimi negatif etkilemektedir. %85 makine yükünde elde edilen sonuçlar Çizelge 5.5'te verilmiştir.

Çizelge 5.5 : Model-1 için %85 makine yükünde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234yf	R1234ze(Z)	R152a	R134a
Termal Verim (%)	8,71	8,16	9,34	8,94	8,59
Kütlesel Debi(kg/s)	24,48	33,82	23,79	18,54	28,76
Net Güç (kW)	465,2	419,2	466,4	462,1	437,9
∈(Geriİş Oranı)(%)	1,67	1,51	1,68	1,66	1,57
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	566,618	566,33	562,93	562,93	532,418
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	1765,44	1763,55	1752,96	1752,96	1657,95
Kazanç($/yıl)	122.389,4	122.327,2	121.592,8	121.592,8	115.002,2

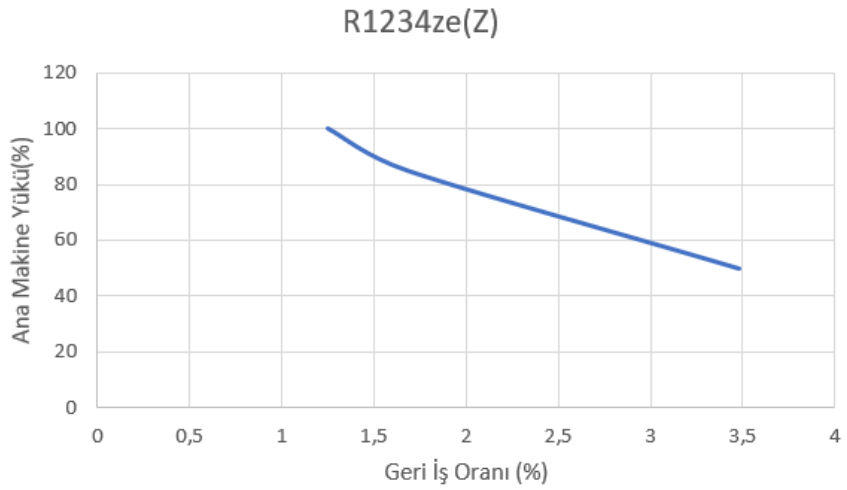
%85 yükte %50 yüke göre makine gücü oldukça fazla atmasına rağmen ceket soğutma suyu atık ısısının artış oranı aynı değerde olmamıştır.

Bu yüzden geri iş oranı düşmektedir. Fakat yakıt tasarrufu ve CO_2 salınımındaki düşüş iki kat artmıştır. Çizelge 5.6'da %100 ana makine gücü için elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 5.6 : Model-1 için %100 makine yükünde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234yf	R1234ze(Z)	R152a	R134a
Termal Verim (%)	8,5	7,67	8,6	8,34	8
Kütlesel Debi(kg/s)	29,84	41,04	28,77	22,51	34,9
Net Güç (kW)	550,7	497,2	557,5	540,8	519,4
∈(Geri İş Oranı)(%)	1,28	1,15	1,29	1,25	1,2
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	716,08	643,356	721,677	699,3	671,32
CO_2 Düşüşü (ton/yıl)	2229,87	2003,41	2247,28	2177,62	2090,49
Kazanç($/yıl)	154.673,28	138.964,896	155.882,23	151.048,8	145.005

Şekil 5.3'te en yüksek güçlerin elde edildiği R1234ze(Z) akışkanı için ana makine yüküne bağlı olarak geri iş oranının değişimi verilmiştir.



Şekil 5.3 : R1234ze(Z) akışkanı için geri iş oranı ve ana makine yükü arasındaki ilişki.

Elde edilen sonuçlar incelendiği zaman makine yükü arttıkça elde edilen geri iş oranının düştüğü görülmektedir. Çünkü ceket soğutma suyunun kütlesel debisi ve sıcaklık aralıkları yüke bağlı olarak çok değişiklik göstermez ve makine yükü arttıkça makineden elde edilen güç arttığı için ORÇ ile üretilen gücün makine gücüne oranı düşmektedir.

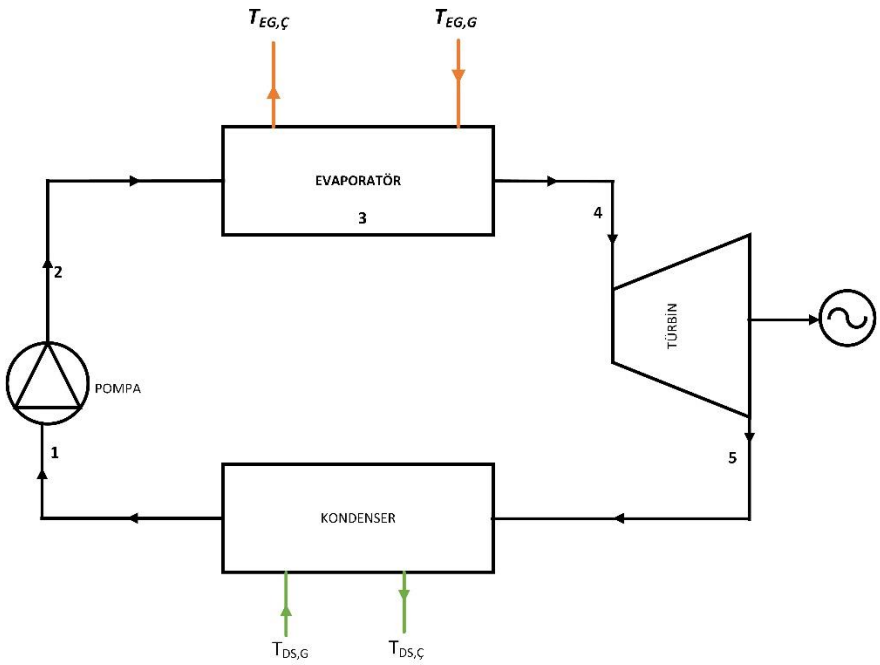
İş akışkanlarından en fazla termal verimin %50 yükte elde edildiği görülmektedir, bunun sebebi tüm yüklerde buharlaşma ve yoğuşma basınçları bir diğerine çok yakın iken ceket suyu soğutma ısıl yükü farklılık göstermektedir.

Bunun sonucunda akışkanın kütlesel debisi düşük yükte en düşük olduğu için yoğuşturucuda dışarı atılan ısıda düşüktür bu da termal verime pozitif etki etmektedir.

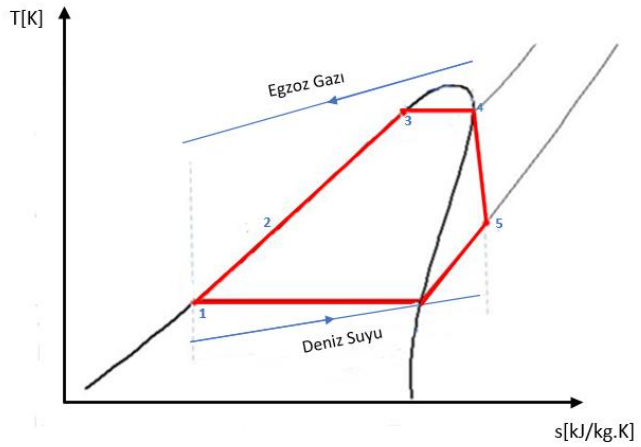
Ceket suyu atık ısısı geri kazanımı için sonuçlara bakıldığı zaman R1234ze(Z) akışkanından elde edilen güç, maddi kazanç ve düşük çevresel etkilerinden dolayı en iyi seçenek olduğu görülmektedir. Özellikle %100 yükte iken yıllık 721,677 ton yakıt tasarrufu ve buna bağlı olarak 2247,28 ton CO_2 düşüşü sağlanabilmektedir. Ayrıca bu kazanç sağlanırken geminin tatlı su üretimi de yine ceket soğutma suyu enerjisi ile sağlanabilmektedir.

5.1.2 Model-2: Egzoz gazı atık ısısının ORÇ ile geri kazanımı

Egzoz gazı atık ısısı ORÇ de iş akışkanının enerjisini yükseltmek ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar haline getirmek için kullanılmıştır. Şekil 5.4'te sistemin şematik diyagramı ve T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 5.4 : Model-2 egzoz gazı atık ısısı için ORÇ sistemi şematik ve T-s diyagramı.



Şekil 5.4 (devam) : Model-2 egzoz gazı atık ısısı için ORÇ sistemi şematik ve T-s diyagramı.

Makine %50 yükte iken sistemde turbojeneratör devrede değildir, %85 ve %100 yüklerinde egzoz gazının turbojeneratör ve ısıtma sistemleri için buhar ürettikten sonra kazan çıkışındaki ısıl enerjisi kullanılmıştır. Egzoz gazının üç yük durumu içinde sıcaklık aralıkları yakın olduğu için sistemde kullanılan akışkanların buharlaşma sıcaklıkları 150°C ve yoğuşma sıcaklıkları da 30°C olarak alınmıştır. Seçilen akışkanlar ceket suyunda kullanılan akışkanlar ile aynı değildir, çünkü sistem kritik altı basınç ve sıcaklıklarda çalışacağı için kritik sıcaklığı 150°C buharlaşma sıcaklığını karşılayacak olan akışkanların kullanılması gerekmektedir. Çizelge 5.7'de seçilen akışkanların özellikleri verilmiştir [84], [85], [86].

Çizelge 5.7 : Model-2 için seçilen akışkanların özellikleri.

Akışkan	R245fa	R365mfc	R600	R1234ze(Z)	Neopentane
Moleküler ağırlık (kg/kmol)	134,05	148	58,29	114	72,15
T_c (°C)	153	187	152	150,15	160
P_c (°C)	3,61	3,27	3,79	3,63	3,2
GWP	1030	890	3	<1	Çok düşük
ODP	0	0	0	0	0
Güvenlik	B1	-	A3	A2L	A3

İş akışkanları seçiminde ilk olarak kritik sıcaklık, ODP, GWP değerleri değerlendirilmeye alınmıştır ve seçilen akışkanların hiçbiri sağlığa zararlı akışkanlar değildir. Fakat R600 ve neopentan yüksek yanıcılığı olan akışkanlardır. Eğer bunların kullanılması gerekirse yüksek yangın önleyici sistemlerin kullanılması gerekmektedir. Bu akışkanların yüksek yanıcılık değerlerine rağmen alternatif olarak alınmasının sebebi yanıcı olmayan akışkanların daha iyi bir seçenek olduğunu göstermektir. Çizelge 5.8'de %50 makine yükünde elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 5.8 : Model-2 için %50 makine yükünde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R600	R1234ze(Z)	R365mfc	Neopentane
Termal Verim (%)	15,22	14,99	14,45	15,77	14,82
Kütlesel Debi(kg/s)	2,618	1,414	3,191	2,143	2,05
Net Güç (kW)	96,67	95,2	91,73	100,1	94,1
∈(Geri İş Oranı)(%)	1,78	1,75	1,69	1,84	1,73
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	151,22	149,22	143,78	156,32	146,98
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	470,92	464,69	447,75	486,78	457,69
Kazanç($/yıl)	32.663,5	32.231,5	31.056,48	33.765,12	31.747,68

Sonuçlar incelendiği zaman en uygun akışkanın 100,1 kW güç ile R35mfc olduğu görülmektedir. Fakat bu akışkan yoğuşturucuda deniz suyu kullanıldığı ve yoğuşma sıcaklığı 30°C alındığı zaman atmosfer altı basınçta çalışmaktadır bu da yoğuşturucu seçimi açısından maliyeti artırmaktadır. R365mfc den sonra ise 96,67 kW güç üretmi ile en uygun akışkan R245fa'dır.

Ceket suyu ve egzoz gazı atık ısı sistemi için kıyaslama açısından R245fa akışkanı ortak olarak değerlendirilmiştir; egzoz gazı sisteminde termal verimin ceket suyuna göre oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bunun sonucunda akışkan kritik sıcaklığı kaynak sıcaklığına ne kadar yakın olursa sistem o kadar yüksek buharlaşma basıncında çalışacağı için termal verim artacaktır. Çizelge 5.9'da %85 yük için elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 5.9 : Model-2 için %85 makine yükünde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R600	R1234ze(Z)	R365mfc	Neopentane
Termal Verim (%)	15,22	14,99	14,45	15,77	14,82
Kütlesel Debi(kg/s)	6,21	3,354	7,567	5,082	3,36
Net Güç (kW)	229,3	225,8	217,6	237,5	223,2
∈(Geri İş Oranı)(%)	0,08	0,081	0,078	0,085	0,08
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	293,62	289,14	278,64	304,124	285,81
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	914,34	900,38	867,68	947,04	890,0
Kazanç($/yıl)	63.421,9	62.454,24	60.186,24	65.690,78	61.734,9

%50 ve %85 yüklerde elde edilen termal verimler çalışma basınç aralıkları aynı olduğu için aynıdır. Geri iş oranı egzoz gazı buhar türbini için buhar üretmede kullanıldığından dolayı düşmüştür. Fakat yakıt tasarrufu ve emisyon düşüş oranı artmıştır. En yüksek güç üretimi R365mfc ve R245fa ile elde edilmiştir. Çizelge 5.10'da %100 yük için elde edilen değerler verilmiştir.

Çizelge 5.10 : Model-2 için %100 makine yükünde elde edilen sonuçlar.

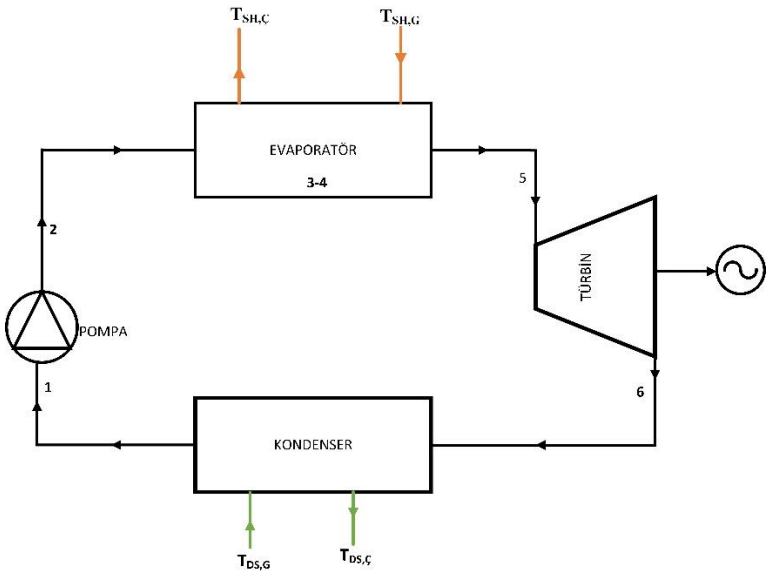
Akışkan	R245fa	R600	R1234ze(Z)	R365mfc	Neopentane
Termal Verim (%)	15,22	14,99	14,45	15,77	14,82
Kütlesel Debi(kg/s)	9,649	5,212	11,76	7,898	5,184
Net Güç (kW)	356,2	350,8	338	369	346,8
∈(Geri İş Oranı)(%)	0,082	0,081	0,078	0,085	0,08
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	463,37	456,34	439,69	480,02	451,142
CO_2 Düşüşü (ton/yıl)	1442,9	1421,06	1369,2	1494,78	1404,85
Kazanç($/yıl)	100.087,9	98.560,8	94.973,04	103.684,32	97.446,6

Sonuçlara bakıldığı zaman üç yük durumu içinde akışkanların termal verimleri; buharlaşma ve yoğuşma basınçları aynı olduğu için aynıdır. Fakat elde edilen güç ve yakıt tasarrufu değerleri yük arttıkça artarken tam tersine geri iş kazanım oranı düşmektedir. Çünkü egzoz gazı %50 yük durumunda sadece sistem ısıtmaları için buhar üretirken %85 ve %100 yük durumlarında buhar türbini için de buhar üretmiştir.

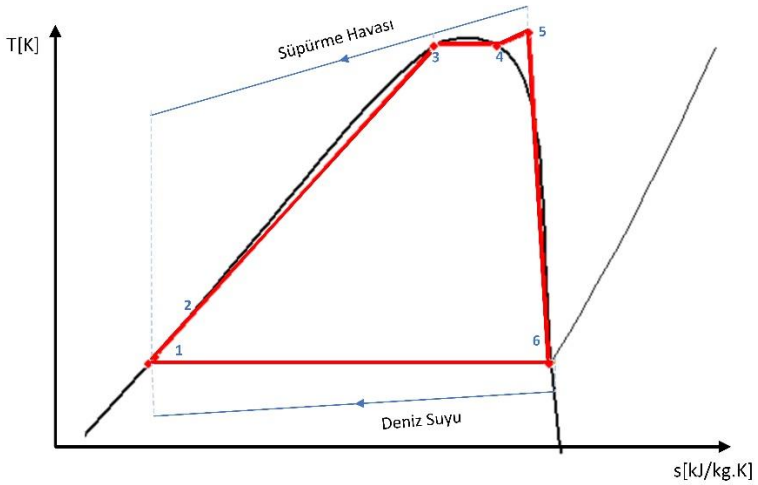
Bunun sonucunda yüksek yüklerde egzoz gazının ısıl enerjisi düşmüştür. Yapılan hesaplamalara göre en yüksek değerler R365mfc akışkanı ile elde edilmiştir. R600 ile elde edilen değerler de en yüksek değerlere yakın olmasına rağmen yüksek yanıcılığa sahip olduğu için ek yangın önlemleri alınması gerekmektedir ve gemilerde kullanıma çok uygun değildir.

5.1.3 Model-3: Süpürme havası atık ısısının ORÇ ile geri kazanımı

Sistemde süpürme havasının ısıl yükü kompresör girişi ile ana makine girişi sıcakları arasında değerlendirilmiştir. Şekil 5.5'te şematik ve T-s diyagramı verilmiştir. Bu sistemde süpürme havası atık ısısı yüksek ısıl enerjiye sahip olduğu için %100 yükte türbin girişinde akışkanlar aşırı kızdırılmış haldedir. %50 makine yükünde 35-42°C aralığında ve 260,7 kW değerinde ısıl yüke sahiptir ve bu sıcaklık değerlerinde ORÇ ile geri kazanım sisteminin kurulmasının makinenin sağlıklı çalışması için uygun olmayacağı düşünülmektedir. Bu yüzden süpürme havası atık ısısı %85 ve %100 yüklerinde değerlendirilmeye alınmıştır. Süpürme havasının sıcaklık değerleri makine yüküne göre diğer atık ısılara oranla daha çok değişmektedir. %85 yükte 35-118 °C iken %100 yükte 42-182°C aralıklarına sahiptir, bu sebeple değerlendirilen akışkanların buharlaşma değerleri sırası ile 85°C ve 145°C olarak alınmıştır.



Şekil 5.5 : Model-3 süpürme havası atık ısısı ORÇ sistemi için şematik ve T-s diyagramı.



Şekil 5.5 (devam) : Model-3 süpürme havası atık ısısı ORÇ sistemi için şematik ve T-s diyagramı.

Seçilen akışkanların özellikleri Çizelge 5.11'de verilmiştir.

Çizelge 5.11 : Model-3 için seçilen akışkan özellikleri.

Akışkan	Moleküler ağırlık (kg/kmol)	T_c (°C)	P_c (°C)	GWP	ODP	Güvenlik
R245fa	134,05	153	3,61	1030	0	B1
R1233zd(E)	130,5	167,3	3,66	1	0	A1
R1234ze(Z)	114	150,15	3,63	<1	0	A2L
R600	58,29	152	3,79	3	0	A3

Diğer sistemlerde seçilen akışkanlara ek olarak burada R1233zd(E) akışkanı da incelenmiştir. Hem kritik sıcaklık değerleri hem de çevresel ve güvenlik özellikleri gemiye oldukça uygundur. Çizelge 5.12'de %85 yüklerde elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 5.12 : Model-3 için %85 makine yükünde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R600	R1234ze(Z)	R1233zd
Termal Verim (%)	10,41	10,32	10,55	10,45
Kütlesel Debi(kg/s)	20,79	10,91	20,56	20,97
Net Güç (kW)	502,4	498	509,4	504,3
∈(Geri İş Oranı)(%)	1,8	1,79	1,83	1,81
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	643,3	637,69	652,29	645,76
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	2003,33	1985,7	2031,25	2010,91
Kazanç($/yıl)	138.952,8	137.741,0	140.894,6	139.484,16

Sonuçlara göre süpürme havası ile elde edilen güçler ve yakıt tasarrufu değerleri aynı yüklerde incelenen egzoz gazı ve ceket suyuna göre oldukça yüksektir, çünkü süpürme havasının sıcaklık aralığı fazla olduğu için ısıl yükü de fazladır. 652 kW a kadar güç elde etmenin mümkün olduğu görülmektedir. Çizelge 5.13'te %100 yükte süpürme havası için elde edilen değerler verilmiştir.

Çizelge 5.13 : Model-3 için %100 makine yükünde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R600	R1234ze(Z)	R1233zd
Termal Verim (%)	15,38	15,3	15,7	15,9
Kütlesel Debi(kg/s)	47,77	25,1	51,55	48,26
Net Güç (kW)	1907	1897	1946	1981
∈(Geri İş Oranı)(%)	4,43	4,41	4,52	4,6
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	2480,76	2467,75	2531,49	2577
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	7725,09	7684,58	7883,08	8024,86
Kazanç($/yıl)	535.680	534.816	546.696	556.632

Süpürme havası kompresör ile alındıktan sonra hiçbir geri kazanım sistemi uygulanmadan soğutucudan geçirilerek ana makineye verilir, bu yüzden sıcaklık farkından dolayı ısıl enerjisi çok yüksektir.

Sonuçlar incelendiği zaman özellikle %100 yükte çok yüksek geri kazanım oranı elde edilmiştir. Akışkanlar incelendiği zaman en yüksek değerlerin %85 yükte R1234ze(Z), %100 yükte ise R1233zd(E) ile elde edildiği görülmektedir. İki akışkanda hem güvenlik hem de çevresel açıdan gemide kullanıma uygundur. Fakat süpürme havası ısıl enerjisi kullanıldığı zaman iç soğutucunun hazır olarak bulundurulması makinenin işletimi açısından daha sağlıklı olacaktır.

5.2 İki Kademeli Organik Rankin Çevrimi Modelleri

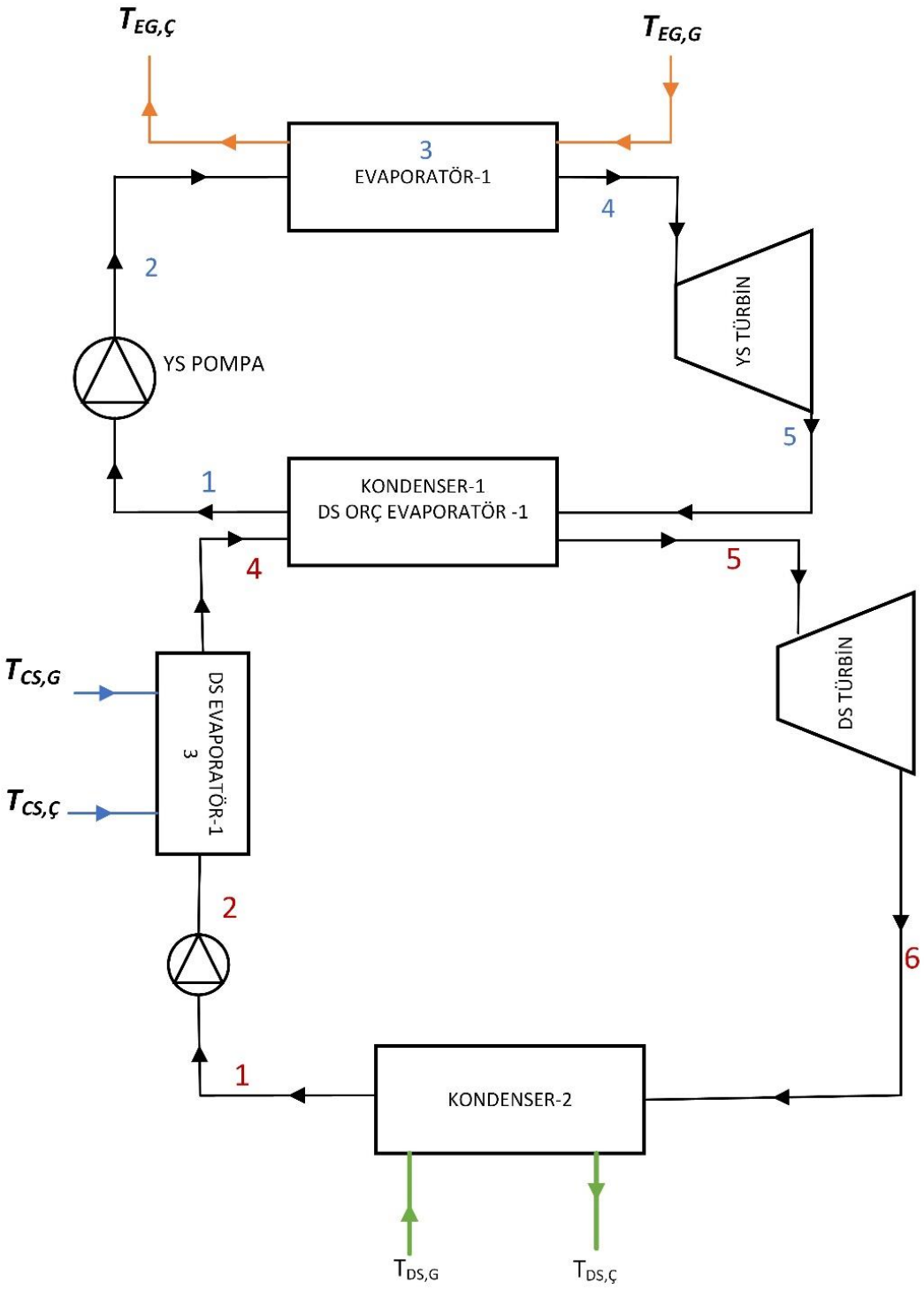
Gemi makinelerinde farklı sıcaklıkta farklı akışkanları tek çevrimde kullanmak çok verimli olmamaktadır, bu yüzden bu bölümde iki kademeli ORÇ sistemi farklı kombinasyonlarla incelenecektir. İki kademeli organik rankin çevrimi iki tane basit rankin çevriminin ısı değiştirici ile birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Yüksek sıcaklık çevriminde sıcaklığı daha yüksek olan ısı kaynağı kullanılmaktadır ve çevrimin yoğuşturucusu düşük sıcaklık çevriminin buharlaştırıcılarından biri olarak çalışmaktadır. Atık ısıların farklı kombinasyonları ve farklı iş akışkanı seçenekleri değerlendirilecektir. İki kademeli çevrimin uygulandığı modeller;

- Model-4: Yüksek sıcaklık çevrimi-egzoz gazı ve düşük sıcaklık çevrimi-ceket soğutma suyu, YS atık ısısı
- Model-5: Yüksek sıcaklık-süpürme havası, egzoz gazı ve düşük sıcaklık çevrimi-ceket soğutma suyu, YS atık ısısı

5.2.1 Model-4: Yüksek sıcaklık çevrimi (egzoz gazı) ve düşük sıcaklık çevrimi (ceket soğutma suyu ve YS atık ısısı)

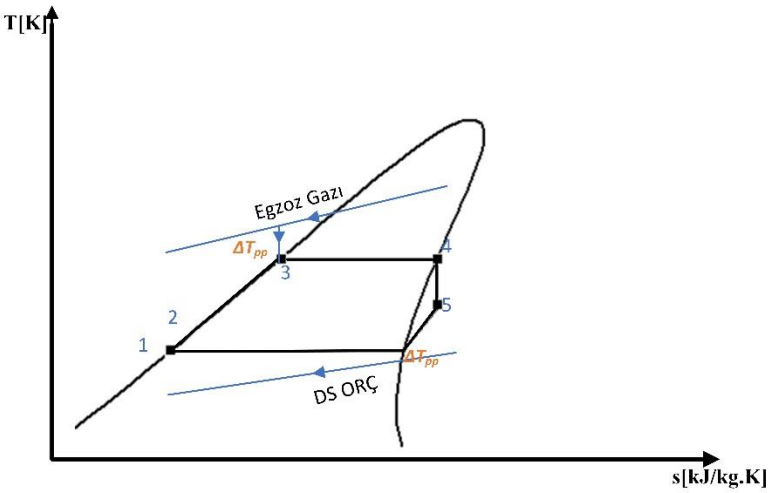
Egzoz gazı atık ısısı yüksek sıcaklıktaki iş akışkanını buharlaştırarak doymuş buhar haline getirmek için kullanılmıştır ve yoğuşturucuda atılan atık ısı düşük sıcaklık çevriminde akışkanı sıvı-buhar karışımı halinden kızdırılmış buhar haline getirmek için kullanılmıştır. Düşük sıcaklık çevriminde ise pompa çıkışındaki sıkıştırılmış sıvı halinden sıvı-buhar karışımı haline getirmek kullanılmıştır.

Ceket soğutma suyu atık ısısı ve akışkanı sıvı-buhar karışım halinden kızgın buhar haline getirmek için yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşturucu atık ısısı kullanılmıştır. Sistemin şematik ve T-s diyagramları Şekil 5.6'da verilmiştir.

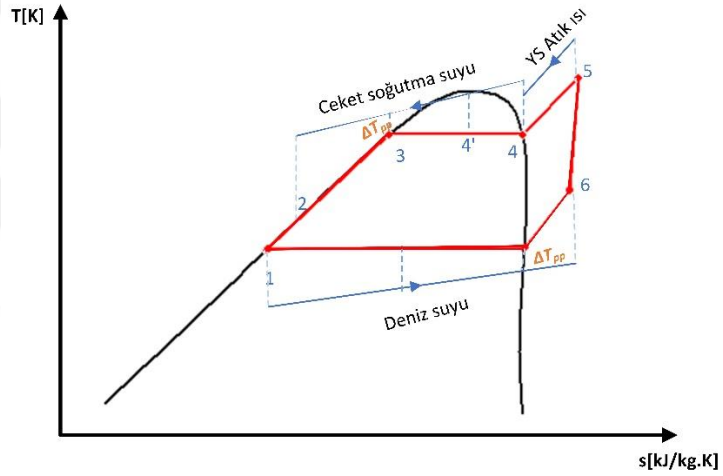


a)

Şekil 5.6 : Model-4 için a)şematik diyagram, b)YS T-s diyagramı, c)DS T-s diyagramı.



b)



c)

Şekil 5.6 (devam) : Model-4 için a)şematik diyagram, b)YS T-s diyagramı, c)DS T-s diyagramı.

Yüksek sıcaklık yoğuşma sıcaklığı ceket suyu sıcaklığı ile aynı sıcaklık aralığını yakalayabilmek için 80-81°C olarak ve yüksek sıcaklık buharlaşma sıcaklığı 150°C olarak alınmıştır. Düşük sıcaklık çevrimi için buharlaşma sıcaklık değeri 75°C olarak alınmıştır. Her akışkanın buharlaşma entalpisi farklı olduğu için kızdırma sıcaklığı atık ısıların tamamen kullanımı amaçlanarak ayarlanmıştır. Fakat %50 yükte atık ısı kaynaklarının ısıl enerjisi oldukça düşüktür. Düşük sıcaklık çevriminde ceket soğutma suyu atık ısısı sıkıştırılmış sıvı halinden sıvı-buhar karışımı alanına kadar kullanılırken YS atık ısısı akışkanı doymuş buhar haline getirmek için kullanılmıştır.

Yüksek sıcaklık çevrimi için Sikloheksan, R365mfc, R1233zd(E); düşük sıcaklık çevrimi için ise R1234yf, R245fa ve R1234ze(Z) akışkanları seçilmiştir. Her yüksek sıcaklık akışkanı için üç düşük sıcaklık akışkanı kombinasyonları yapılmış ve elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır. Çizelge 5.14'te sistemde kullanılan akışkanların özellikleri verilmiştir.

Çizelge 5.14 : Model-4 için seçilen akışkanların özellikleri [87].

Akışkan	R245fa	R365mfc	Sikloheksan	R1234yf	R1234ze(Z)	R1233zd(E)
Moleküler ağırlık (kg/kmol)	134,05	148	58,29	114	114	130,5
T_c	153	187	152	94,7	150,15	167,3
P_c	3,61	3,27	3,79	3,38	3,63	3,66
GWP	1030	890	Çok düşük	4	<1	1
ODP	0	0	0	0	0	0
Güvenlik	B1	-	A3	A2L	A2L	A1

%50 yük durumunda iken sikloheksan kullanıldığı zaman YS çevriminde %10,67 termal verim ile 67,74 kW güç elde edilmiştir. Çizelge 5.15'te DS çevriminden elde edilen değerler verilmiştir.

Çizelge 5.15 : Model-4 Sikloheksan için %50 yükte DS çevriminde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234ze(Z)	R1234yf
Termal Verim (%)	14	14,25	12,96
Kütlesel Debi(kg/s)	11,84	11,51	16,42
Net Güç (kW)	430,74	437,04	403,84
∈(Geri İş Oranı) (%)	7,9	8,06	7,45
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	668,98	682,537	630,88
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	2083,2	2125,42	1964,56
Kazanç($/yıl)	144.499,6	147.427,992	136.270,08

%85 yük durumu için yüksek sıcaklık çevriminde sikloheksan kullanıldığında 160,6 kW net güç ve %10,26 termal verim elde edilmiştir.

Çizelge 5.16'da sikloheksanın kullanıldığı yüksek sıcaklık çevriminden atılan atık ısı ve ceket soğutma suyunun kullanıldığı düşük sıcaklık çevrimi için elde edilen sonuçlar farklı akışkanlara göre verilmiştir.

Çizelge 5.16 : Model-4 için siklohexan için %85 yükte DS çevriminde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234ze(Z)	R1234yf
Termal Verim (%)	13,96	14,36	13,19
Kütlesel Debi(kg/s)	28,71	28,4	38,36
Net Güç (kW)	1093	1120,5	1042,3
∈(Geri İş Oranı) (%)	3,94	4	3,7
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	1336,89	1357,25	1255,455
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	4163,08	4226,47	3909,487
Kazanç($/yıl)	288.769,24	293.166	271.178,28

Sikloheksan için incelenen DS çevriminde akışkan seçenekleri arasında kullanılabilecek en uygun akışkan 1120kW güç ve 1357,25 ton/yıl yakıt tasarrufu ile R1234ze(Z) olduğu görülmektedir.

Tam yüklü durum için sikloheksan ile yüksek sıcaklık çevriminden 249,6 kW güç edilmiştir. Cyclohexane için düşük sıcaklık çevriminden elde edilen değerler Çizelge 5.17'de verilmiştir.

Çizelge 5.17 : Model-4 için %100 yük durumunda sikloheksan için DS çevriminden elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234ze(Z)	R1234yf
Termal Verim (%)	14	14,3	13,19
Kütlesel Debi(kg/s)	37,68	37,13	49,38
Net Güç (kW)	1448,6	1476,6	1379,6
∈(Geri İş Oranı)(%)	3,36	3,42	3,2
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	1877,880	1913,41	1790,32
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	5847,719	5958,37	5575,08
Kazanç($/yıl)	405.622,08	413.296,56	386.709,12

Sikloheksanın yüksek çevrimde kullanıldığı durumdaki sonuçlara bakıldığı zaman en yüksek güç değerinin 1476,6 kW olduğu ve bu değerin ana makine gücünün %3,42 si kadarı olduğu görülmektedir.

%50 yük durumunda R365mfc yüksek sıcaklık çevriminde kullanıldığı zaman 60,51kW güç ve %9,52 termal verim elde edilmiştir. Düşük sıcaklık çevriminden elde edilen sonuçlar Çizelge 5.18'de verilmiştir.

Çizelge 5.18 : Model-4 için %50 makine yükünde R365mfc akışkanı için DS çevriminde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234ze(Z)	R1234yf
Termal Verim (%)	14	14,25	12,96
Kütlesel Debi(kg/s)	11,88	11,55	16,46
Net Güç (kW)	424,51	430,91	397,41
∈(Geri İş Oranı)(%)	7,8	7,9	7,33
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	660,52	673,25	620,71
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	2056,85	2096,5	1932,92
Kazanç($/yıl)	142.672,32	145.422	144.873,36

%85 yük değeri için R365mfc akışkan olarak kullanıldığı zaman düşük sıcaklık çevrimi ve sistemden elde edilen toplam kazanç ve yakıt tasarrufu değerleri Çizelge 5.19'da verilmiştir. R365mfc ile yüksek sıcaklık çevriminden 143,5 kW net güç elde edilmiştir.

Çizelge 5.19 : Model-4 için %85 yükte R365mfc akışkanı için DS çevriminde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234ze(Z)	R1234yf
Termal Verim (%)	13,99	14,36	13,19
Kütlesel Debi(kg/s)	29,71	28,4	38,36
Net Güç (kW)	1078,7	1103,4	1025,2
∈(Geri İş Oranı)(%)	3,89	3,98	3,69
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	1320,4	1350,46	1252,06
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	4111,72	4205,33	3898,92
Kazanç($/yıl)	285.206,4	291.699,36	270.444,96

%100 yükte R365mfc akışkanı ile 229,9 kW güç elde edilmiştir. Çizelge 5.19'da düşük sıcaklık çevriminden elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 5.20 : Model-4 için %100 yükte R365mfc akışkanı için DS çevriminde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234ze(Z)	R1234yf
Termal Verim (%)	13,98	14,32	13,19
Kütlesel Debi(kg/s)	37,69	37,13	49,38
Net Güç (kW)	1431,9	1460,9	1362,9
∈(Geri İş Oranı)(%)	3,32	3,39	3,16
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	1860,89	1894,647	1767,94
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	5794,81	5899,931	5505,36
Kazanç($/yıl)	401.952,24	409.205,52	381.875,504

Yüksek sıcaklık için seçilen diğer akışkan R1233zd(E) %50 makine yükünde kullanıldığı zaman 55,25 kW net güç ve %8,7 termal verim elde edilmiştir. Çizelge 5.21'de düşük sıcaklık çevrimi için farklı akışkanlardan elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 5.21 : Model-4 için %50 yükte R1233zd(E) için DS çevriminde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234ze(Z)	R1234yf
Termal Verim (%)	14,01	14,25	12,96
Kütlesel Debi(kg/s)	11,9	11,57	16,49
Net Güç (kW)	419,95	426,35	392,75
∈(Geri İş Oranı)(%)	7,74	7,8	7,24
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	626,64	660,52	613,098
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	1951,35	2056,85	1909,18
Kazanç($/yıl)	135.354,24	142.672,32	132.429,16

Makine %85 yük durumunda iken R1233zd(E) ile 131 kW güç elde edilmiştir.

Düşük sıcaklık çevriminden elde edilen değerler Çizelge 5.22'de verilmiştir.

Çizelge 5.22 : Model-4 için %85 yükteR1233zd(E) için DS çevriminde elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R1234ze(Z)	R1234yf
Termal Verim (%)	14,01	14,3	13,16
Kütlesel Debi(kg/s)	29,71	29,18	39,36
Net Güç (kW)	1069,4	1091,5	1013,9
∈(Geri İş Oranı)(%)	3,85	3,93	3,65
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	1306,35	1333,49	1238,49
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	4067,97	4152,51	3856,66
Kazanç($/yıl)	282.171,6	288.033,84	267.513,84

%100 makine yükünde iken R1233zd(E) ile 203,6 kW net güç elde edilmiştir. Çizelge 5.23'de bu akışkan için düşük sıcaklık çevriminden elde edilen değerler verilmiştir.

Çizelge 5.23 : Model-4 %100 yükte R1233zd(E) için DS çevriminde elde edilen sonuçlar.

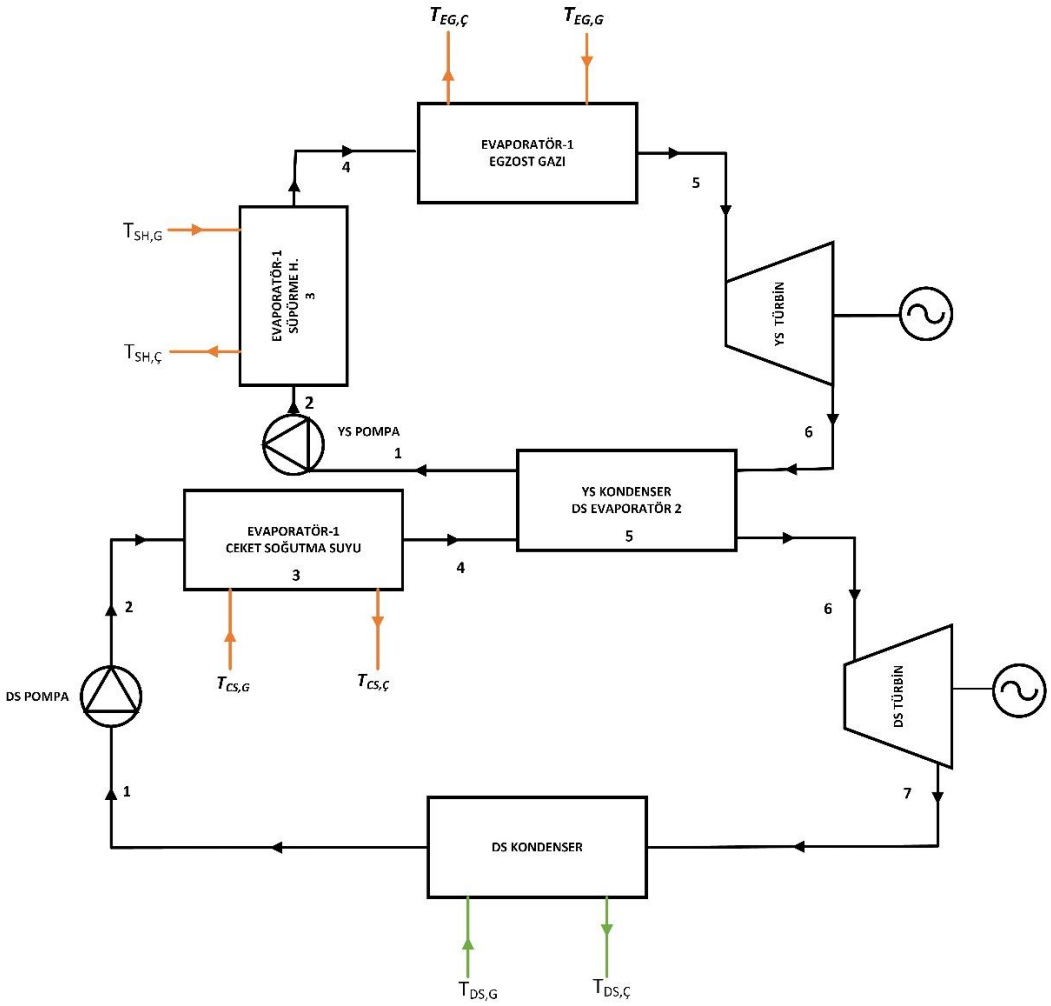
Akışkan	R245fa	R1234ze(Z)	R1234yf
Termal Verim (%)	14,01	14,32	13,11
Kütlesel Debi(kg/s)	38,35	37,13	51,88
Net Güç (kW)	1409,6	1436,6	1338,6
∈(Geri İş Oranı)(%)	3,27	3,33	3,1
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	1831,91	1867,005	1739,64
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	5701,73	5813,84	5417,238
Kazanç($/yıl)	395.693,89	403.273,08	375.762,24

Tüm sonuçlar incelendiği zaman Model-4 ün %50 makine yükünde iken ana makinenin gücünün yaklaşık %8 ini üretebildiği görülmektedir. Bu da sistemi her düşük yükler içinde cazip hale getirmektedir. En yüksek güç üretimi tam yükte sikloheksan-R1234ze(Z) kombinasyonu ile 1476,6 kW olarak hesaplanmıştır. Fakat sikloheksan oldukça yanıcı bir akışkan olduğu için bu kombinasyon yerine çok az bir fark ile 1460,9 kW güç ile R365mfc-R1234ze(Z) kombinasyonunu kullanmak çevre ve kurallar açısından daha uygun olacaktır.

GWP değeri sıfıra yakın olan R1233zd(E) ile yapılan kombinasyonda da 1436,6 kW güç elde edilebilmektedir. Yanıcı olmasına rağmen sikloheksanın incelenmesinin sebebi yanıcı olan akışkanlara alternatif akışkanlar olduğunu göstermektir.

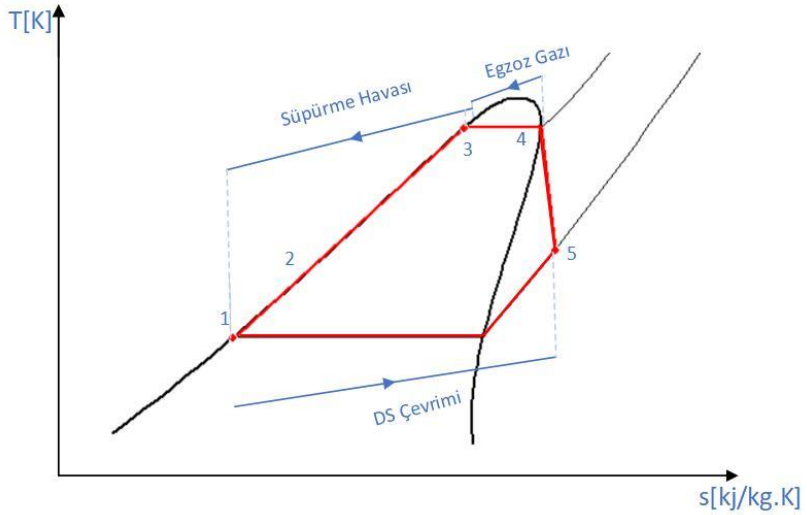
5.2.2 Model-5: Yüksek sıcaklık çevrimi (süpürme havası, egzoz gazı) ve düşük sıcaklık çevrimi (ceket soğutma suyu ve YS atık ısısı)

Yüksek sıcaklık çevriminde süpürme havası akışkanı pompa çıkışından sıvı-buhar karışı alanına kadar ısıtırken sıvı-buhar karışımı alanından doymuş buhar alanına kadar egzoz gazının ısıl enerjisi kullanılmıştır. Düşük sıcaklık çevriminde ise ceket soğutma suyu atık ısısı akışkanı sıvı-buhar alanına kadar ısıtırken YS çevriminin atık ısısı akışkanı kızgın buhar haline getirmek için kullanılmıştır. Şekil 5.7'de sistemin şematik ve T-s diyagramları verilmiştir.

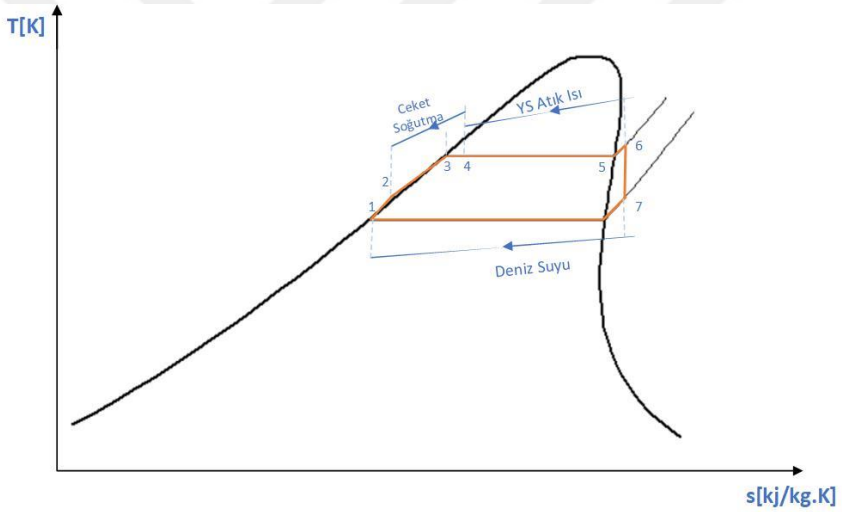


a)

Şekil 5.7 : Model-5 için a)şematik diyagram, b)YS ve DS için T-s diyagramı.



b)



c)

Şekil 5.7 (devam) : Model-5 için a)şematik diyagram, b)YS ve DS için T-s diyagramı.

YS çevrimi buharlaşma sıcaklığı 80°C ve DS buharlaşma sıcaklığı 75°C olarak kabul edilmiştir. Hesaplamalar sonucu %85 yükte süpürme havası buharlaştırıcı giriş sıcaklığı düşük olduğu için yüksek sıcaklık çevrimi buharlaşma sıcaklığının buna uygun olarak en yüksek 118°C olması gerekmektedir. Fakat %85 yükte yüksek sıcaklık çevriminde buharlaşma sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklıkları çok yakın olduğu için termal verimler çok düşük çıkmıştır.

Bu yüzdende bu analiz edilen gemi için uygun bulunmamıştır. Bu sebeple Model 5 analizi sadece %100 makine yüklerindeki ısıl enerji değerleri kullanılarak analiz edilmiştir.

Yüksek sıcaklık çevriminde benzen, R1233zd(E) ve R365mfc; düşük sıcaklık çevriminde ise R245fa, R134a ve R1234yf akışkanlarının performansları incelenmiştir.

YS çevriminde benzen kullanıldığı zaman 1729kW güç ve %11,74 termal verim elde edilmiştir. Benzen için düşük sıcaklık çevriminden elde edilen sonuçlar Çizelge 5.24'te verilmiştir.

Çizelge 5.24 : Model-5 benzen için %100 makine yükünde DS çevriminden elde edilen değerler.

Akışkan	R245fa	R134a	R1234yf
Termal Verim (%)	8,43	8	7,82
Kütlesel Debi(kg/s)	80,52	99,55	100,7
Net Güç (kW)	3373	3306	3254
∈(Geri İş Oranı)(%)	7,8	7,68	7,56
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	4363,6	4296,4	4233
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	13588,3	13377,74	13181,56
Kazanç($/yıl)	942.408	928.0224,4	914.328

Benzen YS çevrimi akışkanı olarak kullanıldığı zaman en uygun düşük sıcaklık çevriminin yüksek termal verim ve güç değerlerinden dolayı R245fa olduğu çizelgede görülmektedir.

YS çevriminde R1233zd(E) akışkanı kullanıldığı zaman 1644 kW güç ve %8,43 termal verim elde edilmiştir. Termal verimin benzene göre düşük olduğu görülmektedir. Benzenin buharlaşma entalpisi daha yüksek olduğu için kütlesel debisi R1233zd(E) akışkanına kıyasla oldukça düşük çıkmıştır ve bunun sonucu olarak benzenin kullanıldığı sistemde atılan atık ısı daha düşüktür bu da termal verim üzerinden direkt olarak etkiye sahiptir.

R1233zd(E) akışkanı ile kombine olarak değerlendirilen akışkanlardan elde edilen sonuçlar Çizelge 5.25'te verilmiştir.

Çizelge 5.25 : Model-5 R1233zd(E)için %100 makine yükünde DS çevriminden elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R134a	R1234yf
Termal Verim (%)	8,48	8,2	7,78
Kütlesel Debi(kg/s)	86,53	98,5	111,7
Net Güç (kW)	3126	3072	2989
∈(Geri İş Oranı)(%)	7,26	7,14	6,95
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	4066,52	3996,2	3888,3
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	12464,8	12444,41	12108,18
Kazanç($/yıl)	878.364	863.179,2	839.872,8

R1233zd(E) akışkanının yüksek sıcaklık çevriminde kullanıldığı sistemde kombine olarak en fazla verim düşük sıcaklık çevriminde R245fa kullanıldığı zaman elde edilmiştir.

Son akışkan olarak R365mfc akışkanı yüksek sıcaklık çevriminde kullanıldığı zaman 1450 kW güç ve %9,83 termal verim elde edilmiştir. Çizelge 5.26'da düşük sıcaklık çevrimi için farklı akışkanlardan elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 5.26 : Model-5 R365mfc için %100 makine yükünde DS çevriminden elde edilen sonuçlar.

Akışkan	R245fa	R134a	R1234yf
Termal Verim (%)	8,42	8,2	7,78
Kütlesel Debi(kg/s)	80,52	98,5	111,7
Net Güç (kW)	3130	3086	3003
∈(Geri İş Oranı)(%)	7,27	7,17	6,98
Yakıt Tasarrufu(ton/yıl)	4071,72	4014,49	3906,51
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	12679,3	12501,12	12164,8
Kazanç($/yıl)	879.491	876.129,8	843.806,16

Üç farklı çevrim kombinasyonları için sonuçlar incelendiği zaman en yüksek güç ve verim değerlerinin benzen ve R245fa akışkanları ile elde edildiği görülmektedir, fakat

benzenin yanıcı özelliklerinden dolayı gemide kullanımı çok uygun değildir bu yüzden R365mfc ve R245fa akışkanlarının en uygun olduğu sonucuna varılmıştır. Bu kombinasyon ile 3130 kW güç ve yıllık 4071,72 ton yakıt tasarrufu sağlanabilmektedir.

6. SONUÇ

Çalışmada eğitim amaçlı kullanılan simülatör programından alınan veriler doğrultusunda 4200 TEU konteyner gemisinin atık ısısının ORÇ ile geri kazanımı incelenmiştir ve atık ısı kaynakları olarak egzoz gazı, süpürme havası ve ceket soğutma suyu kullanılmıştır. Atık ısılar tek kademeli ve iki kademeli ORÇ sisteminde farklı akışkanlar kullanılarak değerlendirilmiştir. %50 makine yükünde süpürme havasının sıcaklık aralıkları çok düşük olduğu için değerlendirmeye alınmamıştır. %85 yükte Model -5 (YS egzoz-süpürme havası ve DS YS atık ısısı ceket soğutma) değerlendirilmemiştir. Çizelge 6.1'de analizi yapılan tek kademeli ORÇ sistemleri için her makine yükünde elde edilen en yüksek değerler akışkanlara göre verilmiştir. Çizelge 6.2'de ise iki kademeli ORÇ sistemlerinden elde edilen en yüksek değerler akışkan kombinasyonları ile birlikte verilmiştir. İki kademeli sistem sonuçlarına bakıldığı zaman makine yüklerinin yüksek olduğu görülmektedir. Bunun sebebi; düşük yüklerde iki kademeli çevrimde akışkanın düşük ve yüksek basınç aralığı çok yakın olduğu için türbinde verimli bir güç üretiminin oluşmamış olmasıdır.

Çizelge 6.1 : Tek kademeli ORÇ atık ısı geri kazanım sistemleri analizinde elde edilen en yüksek değerler.

Isıl Kaynak	Ceket Soğutma Suyu			Süpürme Havası			Egzoz Gazı		
Makine Yükü (%)	50	85	100	50	85	100	50	85	100
Akışkan	R1234ze(Z)	R1234ze(Z)	R1234ze(Z)	-	R1234ze(Z)	R1233zd	R365mfc	R365mfc	R365mfc
Termal Verim (%)	9,34	9,34	8,6	-	10,55	15,9	15,77	15,77	15,77
Net Güç (kW)	189	466,4	557,5	-	509,4	1981	100,1	237,5	369
Geri İş oranı (%)	3,48	1,68	1,29	-	1,83	4,6	1,84	0,085	0,085

Çizelge 6.1 (devam) : Tek kademeli ORÇ atık ısı geri kazanım sistemleri analizinde elde edilen en yüksek değerler.

Isıl Kaynak	Ceket Soğutma Suyu			Süpürme Havası			Egzoz Gazı		
Makine Yükü (%)	50	85	100	50	85	100	50	85	100
Yakıt Tasarrufu (ton/yıl)	295,66	562,93	721,677	-	652,29	2577	156,32	304,124	480,02
CO_2 Azalımı (ton/yıl)	920,685	1752,96	2247,28	-	2031,25	8024,86	486,78	947,04	1494,78
Kazanç ($/yıl)	63.862,56	121.592,8	155.882,23	-	140.894,6	556.632	33.765,12	65.690,78	103.684,32

Çizelge 6.2 : İki kademeli ORÇ atık ısı geri kazanım sistemleri analizinde elde edilen en yüksek değerler.

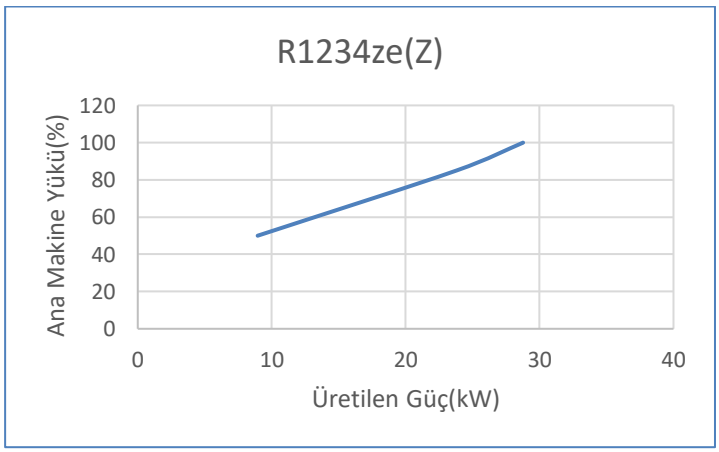
Isı Kaynakları	Yüksek sıcaklık (egzoz gazı)-Düşük Sıcaklık (Ceket soğutma ve YS Atık Isısı)			Yüksek Sıcaklık (Süpürme Havası ve Egzoz Gazı)-Düşük Sıcaklık(Ceket soğutma suyu ve YS Atık ısısı)
Makine Yükü	50	85	100	100
Akışkan	sikloheksan-R1234ze(Z)	Sikloheksan-R1234ze(Z)	Sikloheksan-R1234ze(Z)	Benzene-R245fa
Termal Verim (%)	14,25	14,36	14,3	8,42
Net Güç (kW)	437,04	1120,5	1476,6	3130
Geri İş oranı (%)	8,06	4	3,42	7,27
Yakıt Tasarrufu (ton/yıl)	682,537	1357,25	1913,41	4071,72
Kazanç($/yıl)	147.421,992	293.166	413.293,56	879.491

Elde edilen sonuçlara göre:

- Tek kademeli ORÇ sisteminde en fazla güç %100 yükte R1233zd(E) akışkanı ile 1981kW olarak süpürme havası ile elde edilmiştir. Bu değer ile yakıtta yıllık 2577 ton tasarruf sağlanırken 8024,8 ton CO_2 salınımı azaltılabilmektedir. Sıcaklık aralığı çok fazla olduğu için süpürme havasının ısıl yükü diğer atık ısılara göre oldukça yüksektir fakat sıcaklık değerleri makine yüküne göre fazla değişmektedir. Bu yüzden düşük yüklerde bu değerler elde edilemeyecektir.
- Ceket soğutma suyu tek kademeli ORÇ de kullanıldığı zaman düşük yükte elde edilen geri iş oranı yüksek yüktekine göre fazladır çünkü ceket soğutma suyu ısıl yükleri makine yükünün artış oranına göre daha az artmaktadır bu da geri iş oranını azaltmaktadır. Fakat düşük ve yüksek yüklerde de kullanılabildiği için alternatif olarak değerlendirilmesi uygun olmaktadır.
- Egzoz gazı düşük yüklerde sadece ısıtma için kazanda buhar üretirken yüksek yüklerde turbojeneratör içinde buhar üretmektedir bu da egzoz gazından alınabilecek ısıl enerjiyi düşürdüğü için geri iş oranını düşürmektedir.
- İki kademeli çevrimde ise en fazla güç üretimi yüksek sıcaklık çevriminde egzoz gazı ve süpürme havası; düşük sıcaklık çevriminde ise ceket soğutma ve yüksek sıcaklık çevrimi atık ısısı kullanıldığı Model-5 ile elde edilmiştir. Hesaplamalara göre benzen-R245fa kombinasyonu ile 3373 kW güç üretilebilmektedir ve bu sayede yılda ortalama 4363,6 ton yakıt tasarrufu sağlanırken yakıt sayesinde 942.408 $ kazanç sağlanabilmektedir. Fakat benzenin yanıcılık faktörünün yüksek olmasından dolayı onun yerine R365mfc-R245fa kombinasyonu önerilmektedir. Bu sistem ile de 3130kW güç ve yıllık 12679,3 ton yakıt tasarrufu sağlanmıştır. R1233zd(E) kullanılarak da 3126 kW güç elde edilebilir.
- Tek kademeli ORÇ için düşük yüklerde de stabil değerlere sahip olduğu için ceket suyu atık ısısını kullanmak uygun olacaktır.
- Egzoz gazı ve ceket soğutma suyunun kullanıldığı kombine sistemde ise düşük yüklerde ana makine gücünün yaklaşık %8'i, yüksek yüklerde ise yaklaşık %4'ü üretilebilmektedir.

- Geminin tüm yük durumları göz önüne alındığı zaman Model-4 üzerinde ayrı bir devre eklenerek ceket suyunun tek kaynak olarak da kullanılabileceği bir sistem üretilerek %50 gibi düşük yüklerde sadece ceket soğutma kullanılırken daha yüksek yüklerde kombine sistem devreye alınabilir.
- Akışkan seçenekleri arasında ise R1233zd(E) literatüre yeni girmiş bir akışkandır fakat kritik sıcaklığının yaklaşık 170 °C olmasından dolayı egzoz gazı gibi yüksek sıcaklık kaynaklarında da kullanılabilir üstelik yanıcı değildir ve sağlığa ve çevreye de herhangi bir zararı yoktur. Bu akışkanın ve yanıcı akışkanların beraber incelenmesi sonucu yanıcı olan akışkanlara alternatif çevre dostu ve zararsız akışkanların olduğu görülmektedir.
- Düşük seyir yükünde (slow steaming) yani %50 ana makine yükünde elde edilen sonuçlar incelendiğinde; Model-4 ve Model-1 ile bu yük değerinde de sistemden güç elde edilebileceği ve yıllık 683 ton yakıt tasarrufu sağlanabileceği görülmektedir.

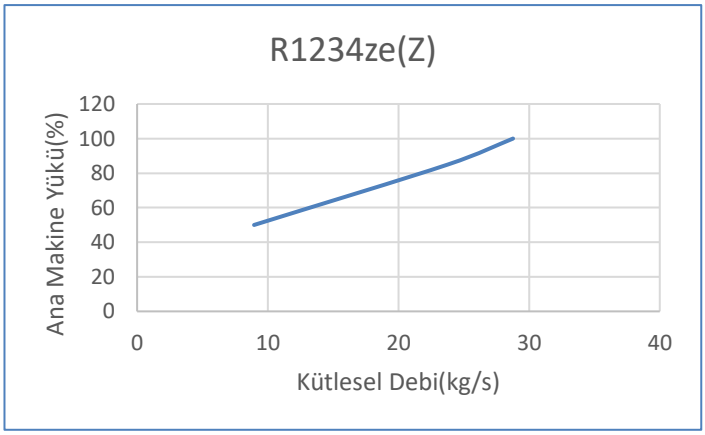
Ceket soğutma suyu atık ısısı geri kazanımında en yüksek değerler R1234ze(Z) akışkanı ile elde edildiği için bu akışkana ait yüke bağlı sistemde üretilen güç oranı Şekil 6.1'de verilmiştir.



Şekil 6.1 : Model-1 için sistemde üretilen gücün ana makine yüküne bağlı değişimi.

Ana makine yükü arttıkça atık ısı kaynağının ısıl yükü arttığı için buna bağlı olarak sistemde üretilen güç artmaktadır. Tüm sistemlerde benzer grafik elde edilmektedir.

Şekil 6.2'de R1234ze(Z) akışkanı için ceket soğutma suyu sisteminde elde edilen kütlesel debi değerinin ana makine yüküne bağlı değişimi verilmiştir.



Şekil 6.2 : Model-1 için akışkan kütlesel debisinin ana makine yüküne bağlı olarak değişimi.

Üretilen net güç grafiğinde olduğu gibi kütlesel debi de ısı kaynağından alınan ısıl enerjiye bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Bu nedenle ana makine yüküne doğru orantılı olarak artmaktadır. Ayrıca, kütlesel debi değeri aynı ana makine yükünde her akışkan için farklı olmaktadır çünkü her akışkan farklı buharlaşma ısısına sahiptir.

Çalışma ile ilgili elde edilen sonuçlara ek olarak denizcilik için ORÇ nin gerekliliklerini sıralamak gerekirse;

- Gemilerdeki atık ısı kaynak sıcaklık aralığı 40-300 °C arası değişmektedir. ORÇ de kullanılabilecek alternatif akışkanlar geniş çalışma aralığına sahiptir ve gemideki neredeyse tüm ısı kaynakları bu yöntem ile değerlendirilebilir.
- Bu çalışmada da görüldüğü gibi farklı atık ısı sistemleri ile eş zamanlı kullanılabilir.
- Ana makinede üzerinde gerek olmamaktadır, işletimde olan gemilere uygulanabilir.
- Çok karışık yapıda olmadığı için gemide çalışan mühendiler tarafından kolayca işletilebilir.
- Rankin, kalina, güç türbini gibi sistemler ile kıyaslandığı zaman daha yüksek güç değerleri elde edilmektedir. Bunun sonucunda yakılan yakıt miktarı ve emisyon değerleri de oldukça azaltılabilmektedir.
- Çevre dostu, yanıcı ve zehirli olmayan akışkanlar kullanılarak uluslarası kuruluşların akışkanlar ile ilgili koyduğu kurallara da uyulmuş olmaktadır.

- Gemilerde kullanılan yakıt ve sevk sistemi türüne bağlı olmaksızın her gemi tipinde uygulanabilir.
- Gemilerde ceket soğutma suyu atık ısısı düşük ve yüksek yüklerde kullanılabilir durumda iken, süpürme havası düşük yüklerde çok düşük sıcaklıkta olduğu için kullanıma uygun değildir.

KAYNAKLAR

[1] **UNEP**. (2005). "Climate Change Graphics," February, p. 24.

[2] **Intergovernmental Panel on Climate Change**. (2014). Climate Change 2014 Mitigation of Climate Change.

[3] **P. R. S. Masson-Delmotte, V., P. Zhai, H.-O. Pörtner, D. Roberts, J. Skea, T. M. A. Pirani, W. Moufouma-Okia, C. Péan, R. Pidcock, S. Connors, J.B.R. Matthews, Y. Chen, X. Zhou, M.I. Gomis, E. Lonnoy, and and T. W. M. Tignor**. (2007). "An IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development,".

[4] **IMO.** (2014)."Third IMO Greenhouse Gas Study 2014,".

[5] **United Nations Conference on Trade and Development**. (2019) REVIEW OF MARITIME TRANSPORT 2019. United Nations, Geneva.

[6] **M. Mazraati. (**2011). "Challenges and prospects of international marine bunker fuels demand," *OPEC Energy Rev.*, vol. 35, no. 1, pp. 1–26.

[7] **IMO.** (2012). "Sulphur oxides (SOx) and Particulate Matter (PM) – Regulation 14."

[8] **IMO**. (2012). "Nitrogen Oxides (NOx) – Regulation 13."

[9] **IMO**.(2010). "Energy Efficiency Measures."

[10] **S. Zhu, K. Zhang, and K. Deng**. (2019). "A review of waste heat recovery from the marine engine with highly efficient bottoming power cycles," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, no. x, p. 109611.

[11] **MEPC**. (2016). "2016 GUIDELINES FOR THE DEVELOPMENT OF A SHIP ENERGY EFFICIENCY MANAGEMENT PLAN (SEEMP)," vol. 278, no. October 2016, pp. 1–7.

[12] **V. Eyring, H. W. Köhler, A. Lauer, and B. Lemper**. (2005) "Emissions from international shipping: 2. Impact of future technologies on scenarios until 2050," *J. Geophys. Res. D Atmos.*, vol. 110, no. 17, pp. 183–200.

[13] **MAN**. (2012). "Waste Heat Recovery System (WHRS)," *MAN Diesle Turbo Tech. Pap.*, pp. 1–6.

[14] **OPCON**. (2012) "First reference installation of Opcon Waste Heat Recovery technology for ships; potential for 5–10% fuel savings,".

[15] **I. Co.** (2011)**.** , "How to Influence CO 2,".

[16] **B. Inc**. (2008). "Waste Heat Recovery: Technology Opportunities in the US Industry," *Waste Heat Recover. Technol. Oppor. US Ind.*, pp. 1–112.

[17] **D. V. Singh and E. Pedersen**. (2016). "A review of waste heat recovery technologies for maritime applications," *Energy Convers. Manag.*, vol. 111, no. X, pp. 315–328.

[18] **S. Suárez de la Fuente, D. Roberge, and A. R. Greig**. (2017). "Safety and CO2 emissions: Implications of using organic fluids in a ship's waste heat recovery system," *Mar. Policy*, vol. 75, pp. 191–203.

[19] **N. East**. (1981) "TURBINIA," pp. 1–5.

[20] **G. Theotokatos and G. a. Livanos**. (2013). "Modern Concepts of Ferries Propulsion Plant for Reducing Fuel Consumption Cost and CO 2 Emissions," *Low Carbon Shipp. Conf.*, pp. 1–12.

[21] **Z. Ma, D. Yang, and Q. Guo**. (2012). "Conceptual design and performance analysis of an exhaust gas waste heat recovery system for a 10000TEU container ship," *Polish Marit. Res.*, vol. 19, no. 2, pp. 31–38.

[22] **Y. Liang *et al.*** (2013). "Theoretical analysis of a novel electricity-cooling cogeneration system (ECCS) based on cascade use of waste heat of marine engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 85, pp. 888–894.

[23] **Y. Koç and H. Yağlı**. (2019). "Isı-Güç Kombine Sistemlerinde Kullanılan Kalina Çevriminin Enerji ve Ekserji Analizi," *J. Polytech.*.

[24] **E. P. B. Júnior, M. D. P. Arrieta, F. R. P. Arrieta, and C. H. F. Silva**. (2019). "Assessment of a Kalina cycle for waste heat recovery in the cement industry," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 147, no. August 2018, pp. 421–437.

[25] **U. Larsen, O. Sigthorsson, and F. Haglind**. (2014). "A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships," *Energy*, vol. 74, no. C, pp. 260–268.

[26] **P. Bombarda, C. M. Invernizzi, and C. Pietra**. (2010). "Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 2–3, pp. 212–219.

[27] **KCORC-Knowledge Center on Organic Rankine Cycle technology**. (2020). "History of ORC."

[28] **Orc World Market.** (2016). "ORC Market : A World Overview.".

[29] **H. Özden and D. Paul**. (2011). "Organik Rankine çevrim teknolojisiyle düşük sıcaklıktaki kaynaktan faydalanılarak elektrik üretimi. Örnek çalışma: Sarayköy jeotermal santrali," *X. UlusalTesisMühendisliğiKongresi*, pp. 101–108.

[30] **M. Eyidogan, F. Canka Kilic, D. Kaya, V. Coban, and S. Cagman**. (2016). "Investigation of Organic Rankine Cycle (ORC) technologies in Turkey from the technical and economic point of view," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 58, pp. 885–895.

[31] **TURBODEN**. (2020). "TURBODEN BİOMASS.".Retrieved in 10.03.2020, from https://www.turboden.com/solutions/1051/biomass.

[32] **EXERGY**.(2019). "EXERGY BİOMASS ORC,". Retrieved in 11.03.2020, from http://exergy-orc.com/application/biomass.

[33] **ENERVİS**. (2020). "Atık Isından Elektrik Üretimi,".Retrieved in 5.04.2020,

from http://www.enervis.com.tr/atik-isindan-elektrik-uretimi_1_9229.

[34] **TURBODEN**. (2019). "TURBODEN WASTE HEAT RECOVERY,". Retrieved in 5.04.2020, from https://www.turboden.com/solutions/1053/waste-heat-recovery.

[35] **Viking Line**. (2014). "Viking Grace first ship to install new Swedish heat recovery system," *Press release*.

[36] **MARINELOG**. (2016). "Maersk vessel first with new waste heat recovery system," .

[37] **KOBELCO**. (2015). "Binary cycle power generation system for ships passes tests,".

[38] **ENOGIA**. (2017)."EfficientShip project announces first ORC installed on a fishing vessel.". Retrieved in 07.04.2020, from https://kfonews.weebly.com/latest-news/efficientship-project-announces-first-orc-installed-on-a-fishing-vessel.

[39] **ORCAN**. (2019). "Solutions – Applications,"

[40] **C. Ng, I. C. Tam, and D. Wu**. (2019). "Study of Waste Energy Driven Organic Rankine Cycle using Free Piston Linear Expander for Marine Applications," *5th Int. Semin. ORC Power Syst.*, vol. 2050, pp. 1–10.

[41] **M. E. Solutions**. (2020). "MAN Energy Solutions and Orcan Energy agree to collaborate Orcan Energy ' s waste heat recovery technologies are now available to MAN customers for retrofitting," pp. 2019–2020.

[42] **Z. Mat Nawi, S. K. Kamarudin, S. R. Sheikh Abdullah, and S. S. Lam**. (2019). "The potential of exhaust waste heat recovery (WHR) from marine diesel engines via organic rankine cycle," *Energy*, vol. 166, pp. 17–31.

[43] **S. Suarez, D. Fuente, and A. R. Greig**. (2013). "Making shipping greener : ORC modelling in challenging environments," pp. 1–17.

[44] **U. Larsen, L. Pierobon, F. Haglind, and C. Gabrielii**. (2013). "Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection," *Energy*, vol. 55, pp. 803–812.

[45] **J. Song, Y. Song, and C. wei Gu**. (2015). "Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines," *Energy*, vol. 82, pp. 976–985.

[46] **M. Akman and S. Ergin**. (2019). "An investigation of marine waste heat recovery system based on organic Rankine cycle under various engine operating conditions," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part M J. Eng. Marit. Environ.*, vol. 233, no. 2, pp. 586–601.

[47] **M. H. Yang and R. H. Yeh**. (2014). "Analyzing the optimization of an organic Rankine cycle system for recovering waste heat from a large marine engine containing a cooling water system," *Energy Convers. Manag.*, vol. 88, pp. 999–1010.

[48] **F. Ahlgren, M. E. Mondejar, M. Genrup, and M. Thern**. (2016). "Waste heat recovery in a cruise vessel in the Baltic Sea by using an organic Rankine cycle: A case study," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 138, no. 1, pp. 1–10.

[49] **E. L. Yuksek, P. Mirmobin, and C. Technologie**. (2015). "WASTE HEAT UTILIZATION OF MAIN PROPULSION ENGINE JACKET KEYWORDS : waste heat recovery ; organic Rankine cycle ; R245fa ; heat to electricity ; heat engine ; jacket water heat utilization ; marine diesel propulsion engine ; diesel generator fuel reduction," *Proc. 3rd Int. Semin. ORC Power Syst.*, pp. 1–10.

[50] **S. Bellolio, V. Lemort, and P. Rigo**. (2015). "Organic Rankine Cycle Systems for Waste Heat Recovery in Marine Applications," *SCC 2015, Int. Conf. Shipp. Chang. Clim.*

[51] **J. Song and C. wei Gu**. (2015). "Parametric analysis of a dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) system for engine waste heat recovery," *Energy Convers. Manag.*, vol. 105, pp. 995–1005.

[52] **F. Yang, H. Cho, H. Zhang, and J. Zhang**. (2017). "Thermoeconomic multi-objective optimization of a dual loop organic Rankine cycle (ORC) for CNG engine waste heat recovery," *Appl. Energy*, vol. 205, no. 100, pp. 1100–1118.

[53] **P. Wang, E., Yu, Z. , Collings**. (2016). "Thermodynamic analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery of a petrol engine," *Heat Powered Cycles Conf. 2016.*

[54] **E. H. Wang, H. G. Zhang, Y. Zhao, B. Y. Fan, Y. T. Wu, and Q. H. Mu**. (2012). "Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine," vol. 43, pp. 385–395.

[55] **C. Deniz**. (2015). "Thermodynamic and Environmental Analysis of Low-Grade Waste Heat Recovery System for a Ship Power Plant," *Int. J. Energy Sci.*, vol. 1, no. 1, pp. 23–34.

[56] **Ship & Bunker**. (2020). "World Bunker Prices,".Retrieved in 29.03.2020, from https://shipandbunker.com/prices#IFO380.

[57] **B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis**. (2011). "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 3963–3979.

[58] **E. H. Wang, H. G. Zhang, B. Y. Fan, M. G. Ouyang, Y. Zhao, and Q. H. Mu**. (2011). "Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery," *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3406–3418.

[59] **M. Protocol**. (1998). Montreal Protocol On Substances That Deplete The Ozone Layer. Retrieved in 25.04.2020, from https://www.environment.gov.au/protection/ozone/montreal-protocol#:~:text=The%20Montreal%20Protocol%20on%20Substances,protect%20the%20earth's%20ozone%20layer.

[60] **M. Schulz and D. Kourkoulas**. (2014). "Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006," *Off. J. Eur. Union*, vol. 2014, no. 517, p. L150/195-230.

[61] **IMO**. (2020). "Ozone-depleting substances (ODS) –MARPOL Regulation 12," http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Ozone-depleting-substances-(ODS)-–-Regulation-12.aspx.

[62] **MSC**. (2000). "IMO Resolution MSC.99 (73), 'Adoption of Amendments to The International Convention for The Safety of Life at Sea, 1974, As Amended', adopted on 5 December 2000,".

[63] **D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, and L. L. Tao**. (2013). "Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation," *Energy*, vol. 50, no. 1, pp. 343–352.

[64] **C. He et al**. (2011). "The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle," Energy, vol. 38, no. 1, pp. 136–143.

[65] **J. Hærvig, K. Sørensen, and T. J. Condra**. (2016). "Guidelines for optimal selection of working fluid for an organic Rankine cycle in relation to waste heat recovery," *Energy*, vol. 96, pp. 592–602.

[66] **M. Kalikatzarakis and C. A. Frangopoulos**. (2017). "Thermo-economic optimization of synthesis, design and operation of a marine organic Rankine cycle system," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part M J. Eng. Marit. Environ.*, vol. 231, no. 1, pp. 137–152.

[67] **M. H. Yang and R. H. Yeh**. (2015). "Thermodynamic and economic performances optimization of an organic Rankine cycle system utilizing exhaust gas of a large marine diesel engine," *Appl. Energy*, vol. 149, pp. 1–12.

[68] **O. Konur, C. O. Colpan, and O. Saatcioglu**. (2019). "HEAT EXCHANGER NETWORK DESIGN OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE SYSTEM UTILIZING WASTE HEAT OF A MARINE VESSEL USING PINCH POINT,".

[69] **S. Lion, R. Taccani, I. Vlaskos, P. Scrocco, X. Vouvakos, and L. Kaiktsis.** (2019). "Thermodynamic analysis of waste heat recovery using Organic Rankine Cycle (ORC) for a two-stroke low speed marine Diesel engine in IMO Tier II and Tier III operation," *Energy*, vol. 183, no. x, pp. 48–60.

[70] **F. Baldi, U. Larsen, and C. Gabrielii**. (2015). "Comparison of different procedures for the optimisation of a combined Diesel engine and organic Rankine cycle system based on ship operational profile," *Ocean Eng.*, vol. 110, pp. 85–93.

[71] **M. H. Yang**. (2018). "Payback period investigation of the organic Rankine cycle with mixed working fluids to recover waste heat from the exhaust gas of a large marine diesel engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 162, no. 142, pp. 189–202.

[72] **G. Shu, P. Liu, H. Tian, X. Wang, and D. Jing**. (2017). "Operational profile

based thermal-economic analysis on an Organic Rankine cycle using for harvesting marine engine's exhaust waste heat," *Energy Convers. Manag.*, vol. 146, pp. 107–123.

[73] **M. E. Mondejar, F. Ahlgren, M. Thern, and M. Genrup**. (2016). "Quasi-steady state simulation of an organic Rankine cycle for waste heat recovery in a passenger vessel," *Appl. Energy*, vol. 185, pp. 1324–1335.

[74] **E. Baldasso, J. G. Andreasen, M. E. Mondejar, U. Larsen, and F. Haglind**. (2019). "Technical and economic feasibility of organic Rankine cycle-based waste heat recovery systems on feeder ships: Impact of nitrogen oxides emission abatement technologies,"*Energy Convers. Manag.*, vol.183, pp.577–589.

[75] **Y. Zhu, W. Li, G. Sun, and H. Li**. (2018). "Thermo-economic analysis based on objective functions of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from marine diesel engine," *Energy*, vol. 158, pp. 343–356.

[76] **M. H. Yang and R. H. Yeh**. (2015). "Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery," *Energy*, vol. 82, pp. 256–268.

[77] **Carrier**. (2015). "New Refrigerants Impact Standards and Codes," *Carr. Eng. Newsl.*, vol. 3, no. 2, pp. 1–8.

[78] **C. Dere and C. Deniz.** (2019). "Load optimization of central cooling system pumps of a container ship for the slow steaming conditions to enhance the energy efficiency," *J. Clean. Prod.*, vol. 222, pp. 206–217.

[79] **MAN Diesel & Turbo**. (2009). "Soot Deposits and Fires in Exhaust gas Boilers," p. 28.

[80] **T. Sung and K. C. Kim**. (2016). "Thermodynamic analysis of a novel dual-loop organic Rankine cycle for engine waste heat and LNG cold," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 100, pp. 1031–1041.

[81] **R. Capata and C. Toro**. (2014). "Small-Scale ORC Energy Recovery System for Wasted Heat: Thermodynamic Feasibility Analysis and Preliminary Expander Design," p. b001.

[82] **T. Guo, H. Wang, and S. Zhang**. (2009). "Fluid selection for a low-temperature geothermal organic Rankine cycle by energy and exergy," *Asia-Pacific Power Energy Eng. Conf. APPEEC*, pp. 1–5.

[83] **ARC**. (2020). "Main characteristics of R1234yf." .Retrieved in 15.03.2020, from https://www.arctick.org/information/autogas/r1234yf-refrigerant/.

[84] **G. A. Longo, S. Mancin, G. Righetti, C. Zilio, and J. Steven Brown**. (2019). "Assessment of the low-GWP refrigerants R600a, R1234ze(Z) and R1233zd(E) for heat pump and organic Rankine cycle applications," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 167, p. 114804.

[85] **M. Marion, I. Voicu, and A. L. Tiffonnet**. (2012). "Study and optimization of a solar subcritical organic Rankine cycle," *Renew. Energy*, vol. 48, pp. 100–109.

[86] **A. M. Delgado-Torres and L. García-Rodríguez**. (2010). "Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle

(ORC)," *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 12, pp. 2846–2856.

[87] **G. Shu, Y. Gao, H. Tian, H. Wei, and X. Liang**. (2014). "Study of mixtures based on hydrocarbons used in ORC (Organic Rankine Cycle) for engine waste heat recovery," *Energy*, vol. 74, no. C, pp. 428–438.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad **:** Merve GÜL ÇIVGIN

Doğum Tarihi ve Yeri **:** 14.03.1992 / Çanakkale

E-posta **:** gulme@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** **:** 2016, İstanbul Teknik Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2017 yılında U.N. RORO A.Ş. şirketinde uzakyol vardiya mühendisi olarak çalıştı.