

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİLERDE ATIK ISI GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİNİN TEKNİK VE
EKONOMİK YÖNDEN İNCELENMESİ**

ÜMİT GÜNEŞ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. YASİN ÜST**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİLERDE ATIK ISI GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİNİN TEKNİK VE EKONOMİK
YÖNDEN İNCELENMESİ**

Ümit GÜNEŞ tarafından hazırlanan tez çalışması 05.08.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü'nde **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Yasin ÜST

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Yasin ÜST

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM

Yıldız Teknik Üniversitesi



Ömrümün en değerli vaktini ayırdığım bu konu ile ilgilenmek benim için büyük bir tecrübe olmuştur. Bu tecrübeyi edinmeme vesile olan başta tez danışmanım Doç. Dr. Yasin ÜST hocama, Prof. Dr. Bahri ŞAHİN hocama ve meslektaşlarım Arş. Gör. Asım Sinan KARAKURT ve Arş. Gör. Ahmet YURTSEVEN'e yardımlarından dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca, bu konu hakkında bilgi edinmem için bana kıymetli vakitlerini ayıran ve ihtiyacım olan her türlü bilgi ve dokümanı benimle paylaşan MAN Diesel & Turbo şirketinin değerli çalışanları Kemal Oğuz ÇOBAN Bey ve Cem GÜLER Bey'e teşekkür ediyorum.

Bu tezin yazımı sırasında eşim Melek YILDIZ GÜNEŞ hanımefendiye göstermiş olduğu sabır ve özveri için şükranlarımı sunuyorum.

Ağustos, 2013

Ümit GÜNEŞ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT.....	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür özeti.....	1
1.2 Tezin amacı	3
1.3 Hipotez	4
BÖLÜM 2	
GEMİLERDE ATIK ISININ GERİ KAZANIMININ ÖNEMİ	5
2.1 CO ₂ emisyonu	5
2.2 SO _x emisyonu	8
2.3 NO _x emisyonu	10
BÖLÜM 3	
EGZoz GAZLARININ ATIK ENERJİ POTANSİYELİ.....	12
3.1 Çevre koşullarının egzoz sıcaklığı üzerine etkisi	13
3.2 Egzoz gazı bileşenleri	18
3.2.1 Baca çıkışındaki egzoz gazı sıcaklığı	19
3.2.2 Egzoz gazı entalpi hesabı	20
3.2.3 Egzoz gazı entropi hesabı	21
3.3 Aşırı doldurma basıncı	23
BÖLÜM 4	
GEMİLERDE EGZoz GAZLARININ ATIK ENERJİSİNİN GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİ VE TEKNO-EKONOMİK ANALİZİ	25

4.1	Enerji ve ekserji analizi.....	25
4.1.1	Enerji analizi.....	25
4.1.2	Ekserji analizi	26
4.2	Aşırı doldurma.....	27
4.2.1	Aşırı doldurmanın çalışma prensibi	27
4.2.2	Aşırı doldurmanın termodinamik modeli	28
4.2.3	Sonuçlar ve tartışma	33
4.3	Güç Türbini Jeneratörü	36
4.3.1	Güç türbin jeneratörünün çalışma prensibi	36
4.3.2	Güç türbin jeneratörünün termodinamik modeli	37
4.3.3	Güç türbin jeneratörünün ekonomik analizi	39
4.3.4	Sonuçlar ve tartışma	40
4.4	Buhar Türbin Jeneratörü.....	43
4.4.1	Buhar güç jeneratörünün çalışma prensibi	43
4.4.2	Buhar güç jeneratörünün termodinamik modeli	45
4.4.2.1	Pompa prosesi.....	45
4.4.2.2	Ön ısıtıcı prosesi	46
4.4.2.3	Kazan prosesi	47
4.4.2.4	Türbin prosesi.....	53
4.4.2.5	Kondenser prosesi.....	54
4.4.2.6	Çevrim verimi	55
4.4.3	Buhar türbin jeneratörünün ekonomik analizi	56
4.4.4	Sonuçlar ve tartışma	56
4.5	Kombine sistemler	60
4.5.1	Kombine sistemin çalışma prensibi	60
4.5.2	Kombine sistemin termodinamik modeli	62
4.5.3	Kombine sistemin ekonomik analizi	63
4.5.4	Sonuçlar ve tartışma	64
4.6	Organik Rankine Çevrimi.....	66
4.6.1	ORC'nin çalışma prensibi	67
4.6.2	ORC sisteminin ekonomik analizi.....	71
4.6.3	Gemilerde ORC sisteminin kullanılabilirliği	72
BÖLÜM 5		
SONUÇ VE ÖNERİLER		76
KAYNAKLAR		80
ÖZGEÇMİŞ		83

SİMGE LİSTESİ

$\dot{W}_{DM}$	Dizel motor gücü
$\dot{W}_K$	Kompresör gücü
$\dot{W}_{GT}$	Gaz türbini motor gücü
$\dot{W}_{PTG}$	PTG sistem gücü
$\dot{W}_{R,Net}$	STG sisteminin net gücü
$\dot{W}_{R,P}$	STG sistemi pompa gücü
$\dot{W}_{R,T}$	STG sistemi türbin gücü
$\dot{Q}_{R,\ddot{O}}$	STG sistemi ön ısıtıcıdaki ısı transferi
$\dot{Q}_{R,Ka}$	STG sistemi kazandaki ısı transferi
$\dot{Q}_{R,Ko}$	STG sistemi kondenserdeki ısı transferi
$C_{P,E}$	Egzoz gazının özgül ısısı
$C_{P,H}$	Havanın özgül ısısı
T_0	Standart ortam sıcaklığı (25 °C)
T_E	Egzoz gazı sıcaklığı
T_{Pinch}	Isı transferi için optimum sıcaklık farkı
T_K	Kritik sıcaklık farkı
T_H	Hava sıcaklığı
P_E	Egzoz gazı basıncı
P_H	Hava basıncı
$\eta_{K,i}$	Kompresör indike verimi
$\eta_{K,M}$	Kompresör mekanik verimi
$\eta_{GT,i}$	Gaz türbini indike verimi
$\eta_{GT,M}$	Gaz türbini mekanik verimi
$\eta_{R,P,i}$	STG sistemi pompa indike verimi
$\eta_{R,P,M}$	STG sistemi pompa mekanik verimi

$\eta_{R,T,i}$	STG sistemi türbin indike verimi
$\eta_{R,T,M}$	STG sistemi türbin mekanik verimi
$\dot{m}$	Debi
h	Entalpi
s	Entropi
$\dot{E}$	Ekserji
$\dot{E}_{v,i}$	Ekserji yıkımı
ε_i	Ekserji verimi
EPC_i	Ekserjitik performans katsayısı
γ_i	Ekserji yıkım oranı

KISALTMA LİSTESİ

ECA	Emisyon Kontrol Bölgeleri (Emission controlled areas)
HFO	Ağır Dizel Yakıtı (Heavy fuel oil)
ORC	Organik Rankine Çevrimi (Organic rankine cycle)
WHRS	Artık Isı Geri Kazanım Sistemleri (Waste heat recovery)
EEDI	Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi (Energy efficiency design index)
PGT	Güç Türbin Jeneratörü (Power turbine generator)
SGT	Buhar Türbin Jeneratörü (Steam turbine generator)
SFOC	Özgül yakıt sarfiyatı (Specific fuel oil consumption)
SMCR	Maksimum Nominal Güç(Specified maximum continuous rating)
Rpm	Dakikadaki devir sayısı (Revolutions per minute)
IMO	Uluslararası Denizcilik Örgütü (International Maritime Organization)
EPC	Ekserjitik Performans Katsayısı (Exegetic performance coefficient)
LHV	Yakıt alt ısı değeri (Lower heating value)

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Dünyadaki CO ₂ emisyonları [15].....	6
Şekil 2.2 Yıllara göre EEDI faktörü [15]	7
Şekil 2.3 ECA bölgeleri ve en fazla kullanılan ticaret yolları [16]	9
Şekil 2.4 Gemi motorlarında kullanılacak olan yakıttaki sülfür oranının yıllara göre sınırları [16].....	9
Şekil 2.5 Tier I, Tier II ve Tier III kurallarının yürürlüğe giriş tarihleri [16]	10
Şekil 2.6 Tier I, Tier II ve Tier III kurallarına göre, gemi motorlarından çevreye yayılan NO _x gazının motor devirlerine göre limitleri [14]	11
Şekil 3.1 Bir gemiden üretilen net güç ve kayıplar [19]	12
Şekil 3.2 Makine yüküne göre aşırı doldurma veriminin değişimi [21]	14
Şekil 3.3 Makine yüküne göre aşırı doldurma çıkışındaki egzoz sıcaklığının değişimi [22]	15
Şekil 3.4 Motor yüküne ve çevre koşullarına bağlı olarak silindir çıkışındaki egzoz sıcaklıkları [23]	16
Şekil 3.5 Motor yüküne çevre koşullarına bağlı olarak türbin girişindeki egzoz sıcaklıkları [23]	16
Şekil 3.6 Hava sıcaklığının motor verimi üzerine etkisi	17
Şekil 3.7 Hava sıcaklığının özgül yakıt tüketimine etkisi	18
Şekil 3.8 HFO kullanan motorlarda yanma sonucu meydana gelen bileşikler [24]	19
Şekil 3.9 Yakıttaki sülfür oranına bağlı olarak sülfür yoğunlaşma sıcaklığı [24]	20
Şekil 3.10 Sıcaklık ve basınca bağlı olarak egzoz gazının entalpi değişimi.....	21
Şekil 3.11 Sıcaklık ve basınca bağlı olarak egzoz gazının entropi değişimi [27].....	23
Şekil 3.12 Havanın aşırı doldurmadaki basıncına bağlı olarak ihtiyaç duyulan güç.....	24
Şekil 4.1 Aşırı doldurmanın genel görünümü	27
Şekil 4.2 Pompa ve kompresörde harcanılan gerçek ve ideal iş	29
Şekil 4.3 Türbinde üretilen gerçek ve ideal iş	30
Şekil 4.4 MAN 7L60ME-C8-TII motorunda motor yüküne ve ortam şatlarına göre kompresör güçleri	35
Şekil 4.5 Motor yüküne göre 7L60ME-C8-TII ve 7S35ME-B9-TII aşırı doldurma değerleri	36
Şekil 4.6 Ana makine gücüne bağlı olarak PTG sisteminin fiyatları [32]	39
Şekil 4.7 MAN 7S35ME-B9-TII motoruna ait PTG güç bilgileri.....	39
Şekil 4.8 7S35ME-B9 ve 7L60ME-C8-TII motorlarında PTG sistemi	40
Şekil 4.9 MAN 7L60ME-C8-TII motorunda PTG sistemi ve verim artışına etkisi.....	43
Şekil 4.10 Aşırı doldurma ile birlikte motor sonrasına konulan tek kademeli STG.....	44
Şekil 4.11 Tek kademeli kazandaki ısı transferi.....	49

Şekil 4.12 Egzoz gazı sıcaklığına bağlı olarak ısı transferi.....	50
Şekil 4.13 Kazan basıncına bağlı kritik sıcaklık farkı	51
Şekil 4.14 Kazan basıncına bağlı olarak RC sistem verimi	52
Şekil 4.15 Egzoz sıcaklığının STG kazan basıncına etkisi	53
Şekil 4.16 Ana makine gücüne bağlı olarak STG sisteminin fiyatları [19]	56
Şekil 4.17 Motor yüküne göre farklı motorlardan elde edilecek STG gücü	59
Şekil 4.18 STG sistemine ait verim değerleri	60
Şekil 4.19 Kombi sistemin genel görünümü ve sistem elemanları	62
Şekil 4.20 Ana makine gücüne bağlı olarak PTG, STG ve PTG+STG sistemlerinin fiyatları.....	63
Şekil 4.21 PTG+STG sistemi için verim değerleri.....	66
Şekil 4.22 Kritik basınçta çalışan Amonyak akışkanı için ısı transferi.....	71
Şekil 4.23 ORC sisteminin fiyatının sistemden üretilen toplam güce bağlı olarak değişimi [40] ...	72
Şekil 5.1 Sistemlere göre EPC ve ekserji verim değerleri.....	78
Şekil 5.2 Sistemlere göre verim ve güç değerleri.....	79

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Gemilerde EEDI indeksini etkileyen faktörler	8
Çizelge 3.1 Çevre koşulları ve özellikleri [20]	14
Çizelge 3.2 Egzoz gazının bileşenlerine bağlı olarak entropi hesap sabitleri [27]	22
Çizelge 4.1 Aşırı doldurma sistemi için temel parametreler	33
Çizelge 4.2 Aşırı doldurma sisteminde her bir noktadaki değerler	34
Çizelge 4.3 Aşırı doldurma sisteminde ekserjitik performans değerleri	34
Çizelge 4.4 PTG sistemi için temel parametreler	41
Çizelge 4.5 PTG sisteminde her bir noktadaki değerler	41
Çizelge 4.6 PTG sisteminde ekserjitik performans değerleri	42
Çizelge 4.7 STG sistemi için temel parametreler	57
Çizelge 4.8 STG sisteminde her bir noktadaki değerler	57
Çizelge 4.9 STG sisteminde ekserjitik performans değerleri	58
Çizelge 4.10 PTG + STG sisteminde her bir noktadaki değerler	64
Çizelge 4.11 PTG + STG sisteminde ekserjitik performans değerleri	65
Çizelge 4.12 Literatürde kullanılan ORC akışkanları ve özellikleri	68
Çizelge 4.13 Kritik altı basınçta çalışan ORC akışkanlarının verim ve diğer özellikleri	72
Çizelge 4.14 ORC’de kullanılan akışkanlar ve özgül ısı kapasiteleri	73
Çizelge 4.15 Kritik basınçta çalışan ORC akışkanlarının verim ve diğer özellikleri	74

GEMİLERDE ATIK ISI GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİNİN TEKNİK VE EKONOMİK YÖNDEN İNCELENMESİ

Ümit GÜNEŞ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Yasin ÜST

Günümüzde enerji verimliliği giderek daha da büyük bir öneme sahip olmaya başlamıştır. Bunun sebepleri arasında çevreye olan zararlı etkileri azaltmak için uygulanması gereken kurallar ve yakıt fiyatlarının giderek artması bulunmaktadır.

Gemilerde enerji ekonomisi uygulamaları göz önüne alındığında ilk akla gelen konu enerji kaybının yaklaşık %25'ini oluşturan egzoz gazlarıdır. Egzoz gazından enerji geri kazanım yöntemleri giderek daha da önemli olmaktadır.

Gemilerdeki işletme maliyetleri düşünüldüğünde giderlerin büyük bir kısmını yakıt masrafları oluşturmaktadır. Egzoz gazından geri kazanım yöntemleri uygulandığında ise yakıt tasarrufu sağlanacağı gibi birim yakıt başına çevreye salınan toplam CO₂, NO_x ve SO_x emisyonları miktarında da bir azalma görülecektir.

Bu çalışmada gemilerden çevreye salınan emisyonlar ve bu emisyonlar hakkındaki kurallar ile gemilerde kullanılmakta olan Aşırı doldurma, Güç Türbin Jeneratörü, Buhar Türbin Jeneratörü ve Kombine atık ısı geri kazanım yöntemleri teknik ve ekonomik açıdan incelenmiştir. Bunun yanı sıra karasal sistemlerde uygulanmakta olan Organik Rankine Çevrimi sisteminin gemilerde uygulanabilme potansiyeli araştırılmıştır.

Analizler yapılırken öncelikle var olan egzoz gazı potansiyeli ve bu potansiyele etki eden çevre koşulları ve motor yükleri de incelenmiştir. İnceleme için düşük, orta ve yüksek güçlü üç adet, iki zamanlı motor seçilmiş olup bu motorlara hangi tip geri kazanım yöntemi uygulanmasının teknik ve ekonomik olarak uygun olduğu araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Atık ısı geri kazanım yöntemleri, emisyonlar, gaz türbini, buhar türbini, organik rankine çevrimi

**ANALYSIS OF WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM ON SHIPS IN TERMS OF
TECHNIC AND ECONOMIC**

Ümit GÜNEŞ

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Yasin ÜST

Considering the energy economy implementations on ships, the first issue to notice is the exhaust gases which comprise nearly 25% of energy loss. Thus, recycling methods out of exhaust gas have more and more importance.

Contemplating the expenses of the ships, fuel is of large amount expenditure. When the waste heat recovery from methods exhaust gas are applied, not only fuel save will be ensured but also there will be a decrease in the amount of CO₂, NO_x and SO_x emissions that are released to the environment per unit fuel.

In this study, emissions released out of ships to the environment and regulations about the emissions and overloading, Power Turbine Generator (PTG), Steam Turbine Generator (STG) and Combine Waste Heat Recovery (ST+PT) methods that are utilized in the ships, are examined technically and economically. Besides, Organic Rankine Cycle Systems, which are applied to the land-based systems, potential to be implemented to the ships.

External conditions and motor load are examined which have impact on the potential while analyzing this exhaust gas potential. Which

technical and economical approach is suitable has been investigated for recycling by using low, medium and high power three two-stroke engines.

Keywords: Waste heat recovery system, emissions, power turbine generator, steam turbine generator, organic rankine cycle

1.1 Literatür özeti

Günümüzde çevre duyarlılığına ve enerji tasarrufuna verilen önem giderek artmaktadır. Bunun sonucu olarak her türlü faaliyette bu iki hususa yönelik çalışmalar da artış göstermektedir. Enerji tasarrufundaki en büyük faktör enerji verimliliğinin arttırılmasıdır. Bunun yanı sıra sistemden kaybolan, atık olarak çevreye gönderilen ısıнын geri kazanımı da büyük bir önem arz etmektedir.

Enerji tasarrufunun bu kadar önemli hale gelmesinin en büyük nedenini dünyadaki yakıt fiyatlarının giderek artması olarak gösterebiliriz. Dünya taşımacılık hacminin %90'ı deniz yoluyla yapılmaktadır [1]. Taşımacılık için çok önemli bir yöntem olan gemi taşımacılığındaki enerji tasarrufu da oldukça önemlidir. Gemilerdeki maliyetler düşünüldüğünde gemilerdeki yakıt sarfiyatının bu konudaki en önemli faktör olduğu görülmektedir. Gemilerde kullanılan makinelerin verimi %48-%51 arasındadır [2]. Gemilerde atık ısı geri kazanım yöntemleri sayesinde bu verim %60'lara kadar çıkmaktadır [3]. Gemilerde enerji ekonomisi hem yakıt tasarrufu hem de gemilerin çevreye verdiği olumsuz etkileri azaltmak için büyük öneme sahiptir. Yakıtı düşük fiyatlarda kullanan ülkelerde atık ısı geri kazanımı belirli bir düzeyde fayda getirmesine rağmen asıl büyük yarar, yüksek fiyatlardaki yakıt kullanan ülkelerde sağlanmaktadır [4].

Düşük devirli ana makineler çok ucuz yakıtları kullanabildiği için tüm ısı makineleri içerisinde en verimli olmasına karşın bu tip makineler çeşitli problemlere sahiptir.

Bunların başında atmosfere yanma sonunda gönderilen egzoz gazlarının çevreye olan zararlı etkisi gelmektedir [5]. Emisyonların çevre ve insan sağlığına olan zararlı etkileri ile küresel iklim değişikliği gibi hususlar göz önünde bulundurulduğunda, diğer güç sistemlerinde olduğu gibi gemi ana makinelerinde de zararlı gaz emisyonlarının kontrolü çok daha önemli hale gelmektedir. Bu yöntemlerin içerisinde de atık ısıdan geri kazanım yöntemleri önemli bir rol oynamaktadır. Atık ısıdan enerji geri kazanım yöntemleri, ana makineden elde edilecek birim güç için kullanılan yakıt ile daha büyük güçler elde etmeyi ve birim güç başına daha düşük emisyon salınımını mümkün kılmaktadır.

Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO) tarafından Gemi Kaynaklı Emisyonların (NO_x , SO_x , CO_2) sınırlandırılması ile ilgili kurallar MARPOL (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) Ek VI' da belirtilmiştir.

CO_2 emisyonları geminin EEDI (Energy Efficiency Design Index) değerini etkilemektedir. Bir gemi için EEDI değerinin 2015'de %10, 2020'de %20, 2030'da %30 azalması beklenmektedir [6], [7], [8]. NO_x emisyonları için kurallara bakıldığı zaman, 2016 yılında yürürlüğe girecek Tier III kuralları çerçevesinde 16 g/kWh olan emisyon miktarı ECA (Emission Control Area) bölgelerinde çalışan iki zamanlı gemiler için 2 g/kWh'e düşürülecektir. Ayrıca SO_x emisyonlarında ise genelde %4.5, ECA bölgelerinde %1.5 olan Sülfür oranı, 2015'de, ECA bölgelerinde %0.2'ye genelde ise %0.5'e düşmesi kurallar arasındadır [9].

Gemilerde buhar türbini ile egzoz gazından güç üretim yöntemi ile %6'lara varan oranda güç artışı mümkündür [3]. Bu verim değeri, gaz türbini ve buhar türbininin beraber çalışmasıyla %10'la kadar çıkmaktadır. Ayrıca %10-%12 civarında yakıt tasarrufu yapmaya olanak sağlamaktadır [2]. Buhar ve gaz türbinine giden egzozun seri bağlanması durumunda ise %6.9-%14.6 arasında verim artışı olmakta, yakıt sarfiyatında ise %6.4-%13 aralığında bir azalma meydana gelmektedir [5].

Ekonomik olarak gaz türbinine bakıldığında ise 15.000kW'ın altındaki gemilerde gaz türbininin atık ısıdan geri kazanım yöntemi olarak kullanılması ekonomik olurken,

15.000 kW ile 25.000 kW arasındaki gemilerde gaz türbini ya da buhar türbininin ayrı ayrı kullanılması ekonomiktir. 25.000kW'ın üzerindeki gemilerde ise gaz türbini ve buhar türbininin beraber kullanıldığı kombine sistemlerinin kullanılması ekonomiktir [10]. Gaz türbininin %50 motor yükünün altında kullanılması mümkün olmazken, buhar türbininin %35 motor yüklerinde bile kullanılması mümkündür [11].

Günümüzde düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarından güç üreten yöntemler arasında ORC (Organic Rankine Cycle) sistemi gelmektedir. Düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarının kullanılması yakıt sarfiyatını çevreye olan zararlı etkileri azaltmaktadır [12]. Organik Rankine Çevrim (ORC) sistemi, su yerine kaynama noktası suyun kaynama noktasına göre daha düşük akışkanlar kullanarak düşük sıcaklık (70 °C -300 °C) aralığında olan ısı kaynaklarından elektrik üretilmesini sağlar [13].

1.2 Tezin amacı

Bu tez çalışmasıyla gemilerden çevreye salınan ve çevreye zararlı etkisi olan CO₂, NO_x ve SO_x emisyonları ve atık ısı geri kazanım yöntemlerinin bu emisyonlar üzerindeki etkisi incelenecektir. Gemilerde atık ısıdan enerji geri kazanım yöntemleri olarak Aşırı Doldurma, Güç Türbin Jeneratörü (PTG), Buhar Türbin Jeneratörü (STG), Kombine Çevrimler (PT-ST) ve yeni bir yöntem olup karasal tesislerde yoğun bir şekilde kullanılmaya başlanılan Organik Rankine Çevrimi (ORC) kullanılmaktadır.

Bu çalışmada yukarıdaki egzoz gazının atık ısısından enerji geri kazanım için kullanılan, incelemeyi MAN Diesel & Turbo'ya ait düşük, orta ve yüksek güç değerlerine sahip, yedi silindirli, iki zamanlı üç ana makine detaylı olarak incelenecektir. Her bir motor için değişen motor yükü ve dış ortam sıcaklığına bağlı olarak atık ısı geri kazanım yöntemleri incelenecek ve uygun olan atık ısı geri kazanım yöntemi teknik ve ekonomik olarak tetkik edilecektir. Ayrıca diğer yöntemlere göre daha yeni bir yöntem olan ORC'de kullanılan 29 ORC akışkanı ele alınıp bunların gemi egzoz gazı sıcaklık koşullarında gemilerde uygulanma potansiyeline dair bir inceleme yapılacaktır.

1.3 Hipotez

Gemilerde enerji geri kazanım yöntemleri hem ekonomik olarak hem de çevresel kurallar düşünüldüğünde birçok avantaja sahip olan yöntemlerdir. Uygun koşullara göre uygun geri kazanım yöntemi seçimi suretiyle üretilen enerjiden maksimum fayda ve çevreye daha az zararlı etki sağlanabilir. Yöntemin seçiminde ekonomik ve teknik unsurları bir arada düşünülerek optimum tercih yapılmalıdır. Bu yapılırken sistemin verimini etkileyecek tüm parametreler analiz edilmelidir.

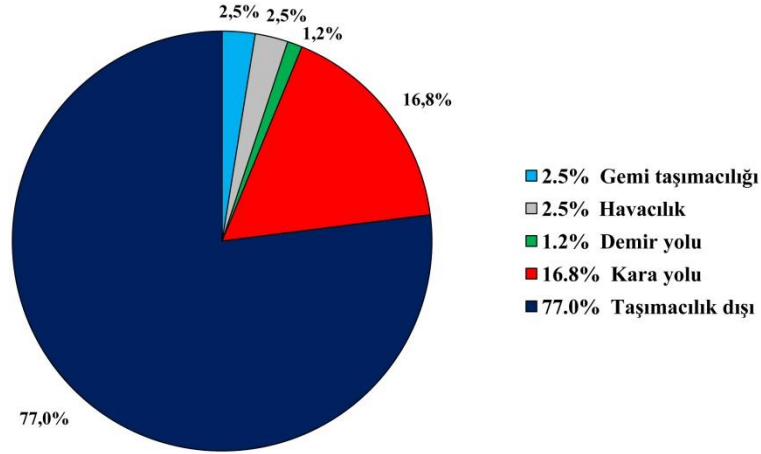
GEMİLERDE ATIK ISININ GERİ KAZANIMININ ÖNEMİ

Dünyada üretimin artması ve buna bağlı olarak içten yanmalı motorların kullanılması çevreye emisyonlar açısından büyük zarar vermektedir. Bu zararların başında CO₂, SO_x ve NO_x emisyonları gelmektedir. Deniz taşımacılığı dünya çapında önemli bir emisyon nedeni olarak görülmektedir. Dünya filosunun %55' i limanda, %25' i de sahile yakın olmak üzere yaklaşık %80' i her an karaya yakın olarak bulunmaktadır [1]. Denizcilik sektöründe meydana gelen emisyonların azaltılması için Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO)'nın yürürlüğe koyduğu ve gelecekte daha sıkı kurallar içeren çeşitli düzenlemeler bulunmaktadır.

2.1 CO₂ emisyonu

Şekil 2.1'de görüleceği gibi dünyadaki CO₂ emisyonlarının yaklaşık %2.5'i gemi taşımacılığından kaynaklanmaktadır. Diğer emisyon kaynaklarına bakıldığında karayolu taşımacılığı %16.8, havayolu taşımacılığı %2.5 ve demiryolu taşımacılığı ise %1.2 civarında dünyadaki toplam CO₂ emisyonunun kaynağıdır [14].

Küresel CO₂ emisyonu

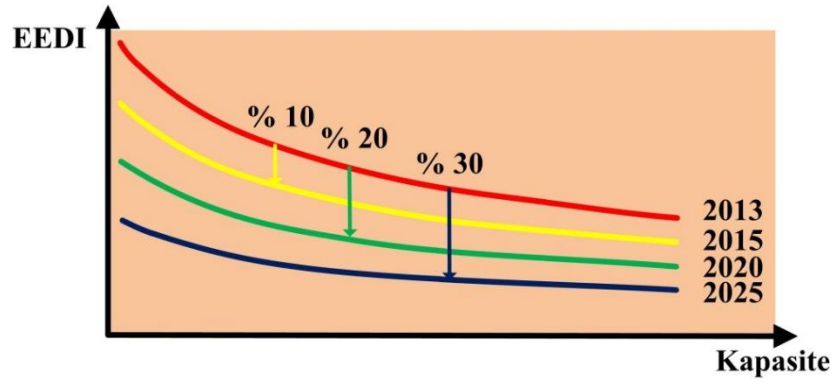


Şekil 2.1 Dünyadaki CO₂ emisyonları [15]

CO₂ emisyonları EEDI ile doğrudan alakalıdır. 1 Ocak 2013'te yürürlüğe giren EEDI yönetmeliğine göre yeni gemilerin EEDI değerleri belirlenmiş bir değerin altında olması gerekmektedir. EEDI değerleri gemide üretilen toplam CO₂ miktarının gemiden elde edilen güce bölümüyle elde edilmektedir. EEDI Denklem (2.1)'deki formül ile ifade edilebilir.

$$EEDI = \frac{\Sigma P \times CF \times SFC}{Kapasite \times Hız} = \frac{CO_2 \text{ emisyonları}}{\text{Gemiden elde edilen net güç}} \quad (2.1)$$

EEDI değerini etkileyecek en önemli yöntem gemilerde aynı yakıt tüketimine karşı elde edilebilecek toplam gücün arttırılmasıdır. Gemilerde egzoz gazıyla %25'lik bir enerji kaybı olduğu düşünüldüğünde bu kaybın bir geminin EEDI faktörünü iyileştirmesindeki etkisinin çok önemli olduğu görülmektedir. Gemilerdeki kayıplar ne kadar azaltılırsa EEDI faktörü de o kadar azalmış olacaktır.



Şekil 2.2 Yıllara göre EEDI faktörü [15]

Şekil 2.2’de görüldüğü gibi bir geminin EEDI faktörünün yıllara göre azalması gerekmektedir. 2013 yılında EEDI faktörü olan bir gemi 2015 yılında bunu %10, 2020 yılında bunu %20 ve 2030 yılında ise bunu %30 civarında azaltması beklenmektedir [6], [7], [8].

Atık ısı geri kazanım yöntemi kullanarak gücünü %10 arttıran bir gemi için ilk duruma göre %10 daha az yakıt kullanılacağı için CO₂ miktarı ve dolayısıyla EEDI değeri de %10 düşme sağlayacaktır.

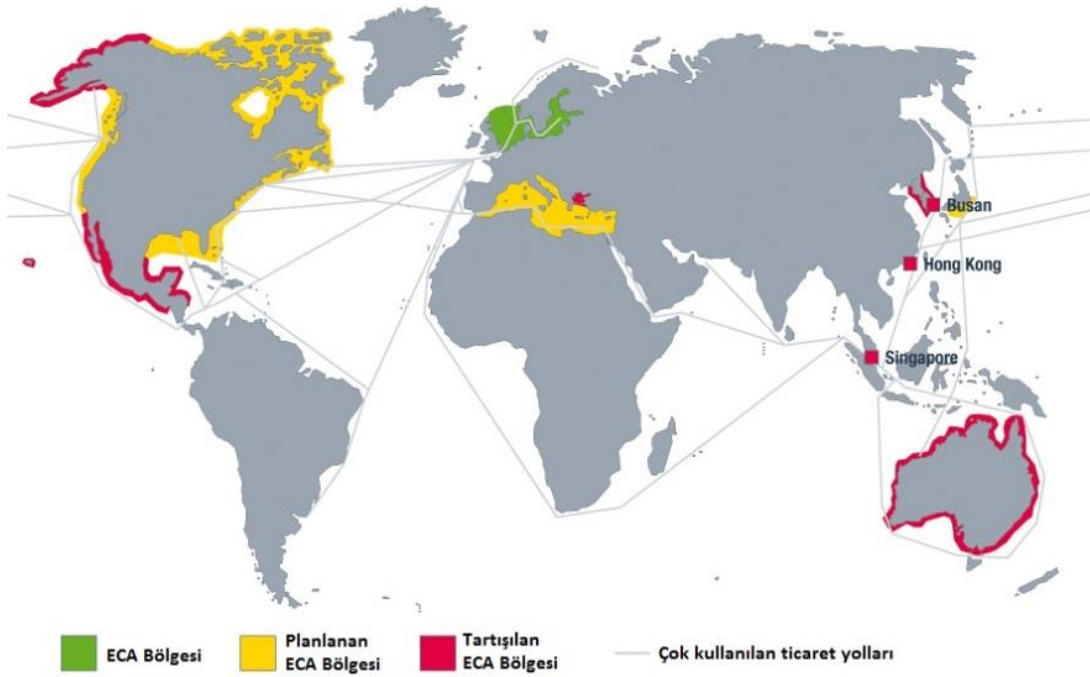
Geri kazanım yöntemleri, EEDI faktörünü bir yere kadar arttırmaya yardımcı olabilir. WHRS ile %10’luk bir güç artışı meydana getirilebilir; fakat 2015 ve 2020’de devreye girecek sistemler için sadece WHRS yeterli olamayacaktır. Çizelge 2.1’de gemilerde EEDI indeksi etkileyen faktörler görülmektedir. Bu tabloya göre WHR gemilerde EEDI faktörünü düşüren bir yöntemdir.

Çizelge 2.1 Gemilerde EEDI indeksini etkileyen faktörler

Bölüm	EEDI etkisi
Ana makinenin üretmiş olduğu CO ₂ emisyonu	Arttırma
Yardımcı makinelerin üretmiş olduğu CO ₂ emisyonu	Arttırma
PTI durumunda üretilen CO ₂ emisyonu	Arttırma
WHR vb. sistemlerle (elektriksel) CO ₂ emisyon azalımı	Azaltma
Rüzgar vb. sistemlerle (mekanik) CO ₂ emisyon azalımı	Azaltma

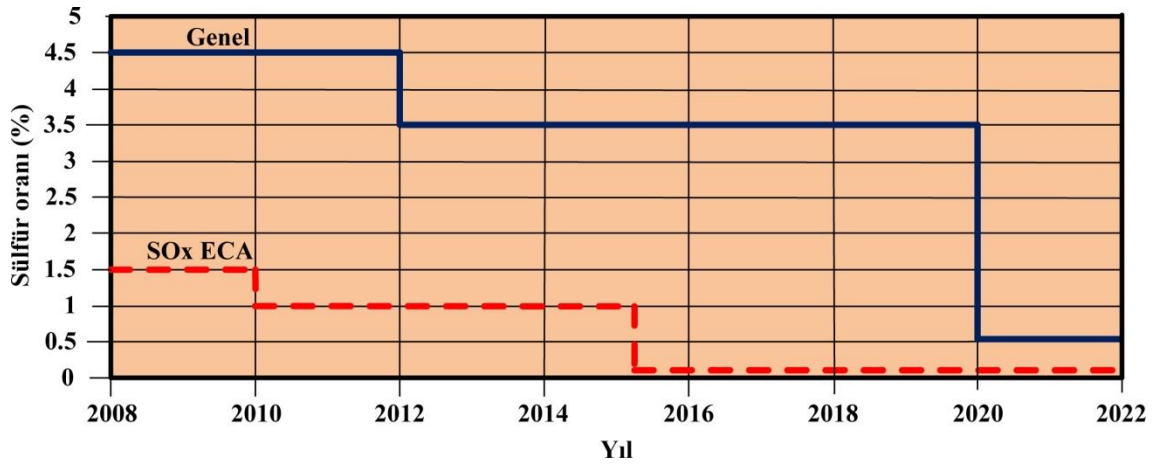
2.2 SO_x emisyonu

SO_x atmosferde diğer bileşikler ile reaksiyona girerek küçük parçacıklar oluşturan zararlı bir maddedir. Gemilerden çevreye salınan SO_x miktarı ECA bölgesi içerisinde yer alan Baltık Denizi ve Kuzey Denizi bölgelerinde sıkı kurallara tabi tutulmaktadır. Şekil 2.3’de en fazla kullanılan ticaret yolları ve ECA bölgelerinde olan, ECA bölgelerine girmesi planlanan ve ECA bölgesinde olması tartışılan yerler görülmektedir. Akdeniz şu an ECA bölgesinde olmamasına rağmen ECA bölgesine girmesi planlanan bölgeler arasındadır. ECA bölgesine girmesi planlanan diğer bölgeler ise Kuzey Amerika’nın batı, doğu ve kuzey bölgeleri ve Güney Kore’nin Pusan bölgesidir.



Şekil 2.3 ECA bölgeleri ve en fazla kullanılan ticaret yolları [16]

Şekil 2.4’de Dünya genelinde gemilerde kullanılan yakıtlardaki sülfür oranı görülmektedir. 2012 yılında kadar %4.5 oranında sülfür içeren yakıtlara izin verilirken bu oran 2012 yılında %3.5’e düşmüştür. Sülfür oranının dünya genelinde 2020 yılında ise %0.5’e düşürülmesi zorunluluğu kurallar arasındadır [16].



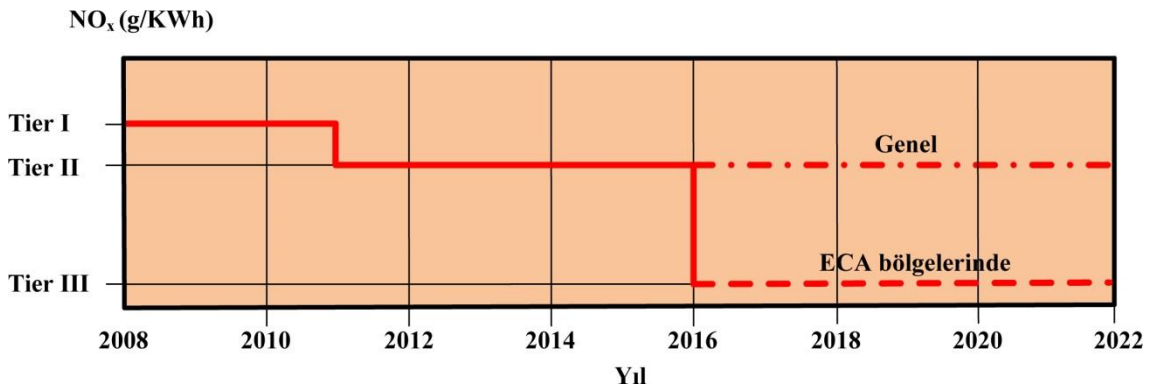
Şekil 2.4 Gemi motorlarında kullanılacak olan yakıttaki sülfür oranının yıllara göre sınırları [16]

ECA bölgesinde çalışan gemilerdeki sülfür oranı ise dünya genelinden çok daha düşük bir orana sahiptir. ECA bölgesinde çalışan gemilerde 2010 yılına kadar %1.5 oranında sülfürlü yakıtlara izin verilirken bu oran 2010 yılında %1'e düşmüştür. 2015 yılında ise % 0.1 civarına düşürülecektir.

Atık ısı geri kazanım yöntemlerinin SO_x emisyonlarını azaltmaya dolaylı olarak etkisi vardır. Yakıttaki sülfür yanmaya nasıl girdiyse öylece atmosfere salınır. Birim yakıt başına SO_x emisyonunu azaltacak yöntemler ya yakıttaki kükürt oranını düşürmek ya da egzoz gazlarının yıkanması sonucunda (Scrubber) egzoz gazıyla dışarıya atılan birim yakıta denk gelen SO_x oranını azaltmakla mümkün olmaktadır [9].

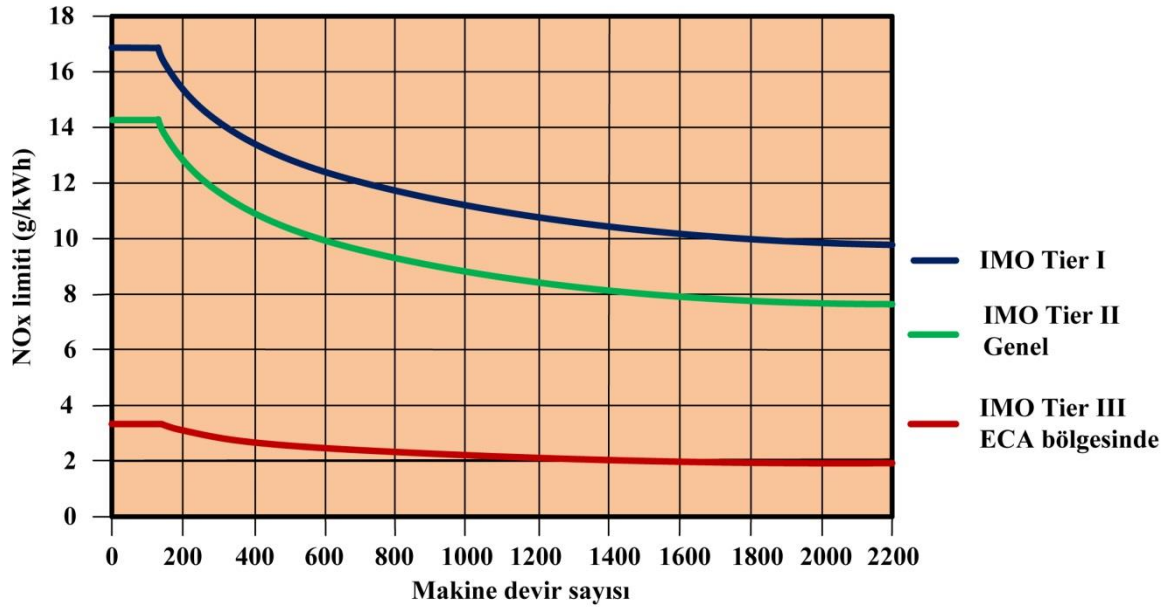
2.3 NO_x emisyonu

NO_x emisyonu çevreye zararlı gazlardan biridir. Şekil 2.5'te IMO Tier kurallarının uygulanma yılları görülmektedir. Buna göre Tier I kuralları 2011 yılında geçerliliğini yitirmiş olup 2011 yılından sonra Tier II kuralları yürürlükte. 2016 yılında ise dünya genelindeki gemiler için Tier II kuralları geçerliliğini korurken ECA bölgelerinde çalışacak gemiler için Tier III kuralları yürürlüğe girecektir [16].



Şekil 2.5 Tier I, Tier II ve Tier III kurallarının yürürlüğe giriş tarihleri [16]

Şekil 2.6'te gemilerde IMO kuralları gereğince birim kWh başına NO_x emisyonları görülmektedir. NO_x emisyonlarında bir geminin makine devir sayısı önem taşımaktadır. Makine devir sayısı arttıkça izin verilen NO_x emisyon miktarları da düşmektedir.



Şekil 2.6 Tier I, Tier II ve Tier III kurallarına göre, gemi motorlarından çevreye yayılan NO_x gazının motor devirlerine göre limitleri [14]

2011 yılında yürürlükten kalkan Tier I kurallarına göre bir gemide:

- $n < 130$ Rpm ise 17.0 g/kWh,
- $130 \text{ Rpm} \leq n < 2000 \text{ Rpm}$ ise $45 \cdot 10^{-2}$ g/kWh
- $n \geq 2000 \text{ Rpm}$ ise 9.8 g/kWh.

Tier II kurallarına göre ise NO_x emisyonunu:

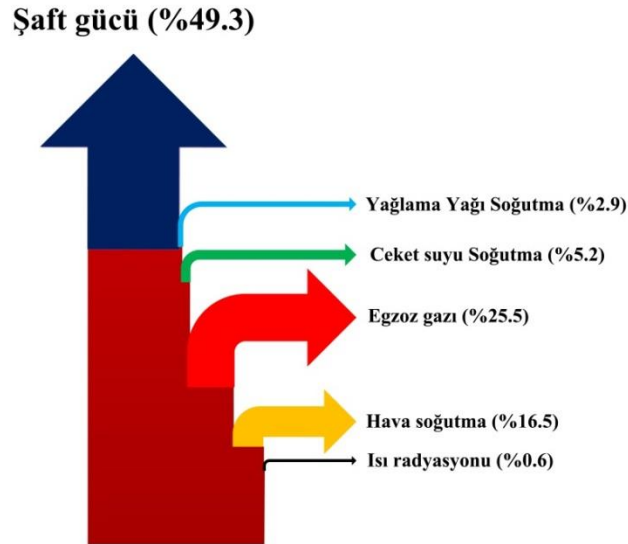
- $n < 130 \text{ Rpm}$ ise 14.0 g/kWh,
- $130 \text{ Rpm} \leq n < 2000 \text{ Rpm}$ ise $44 \cdot 10^{-23}$ g/kWh
- $n \geq 2000 \text{ Rpm}$ ise 7.7 g/kWh'e düşmüştür.

2016 yılında yürürlüğe girecek olan Tier III kuralları ise NO_x emisyonunun Tier I'den %80 daha az olması hedeflenmektedir.

İki zamanlı gemi dizel motorlarının yaklaşık devri 100 RPM civarındadır. Şekil 2.6'da 100 Rpm devir sayısı olan bir ana makinenin NO_x emisyonu 2011 yılına kadar 17 g/kWh iken bu değer 2011 yılından sonra 14 g/kWh seviyelerine düşmüştür. Bu değer dünya genelinde çalışan gemiler için geçerli olmakla beraber 2016 yılında ECA bölgelerinde çalışacak gemiler için bu değer yaklaşık 3 g/kWh civarına düşecektir [17].

EGZOZ GAZLARININ ATIK ENERJİ POTANSİYELİ

Son yıllarda atık ısıdan geri enerji kazanım yöntemleri giderek gemilerde daha fazla uygulanmaya başlamıştır. Enerji geri kazanım yöntemlerinin kullanılmaya başlamasıyla birlikte toplam verimlilik artışı gibi emisyon oranlarında da azalma meydana gelmektedir. Bunun sonucu olarak da küresel ısınmada azalma gözlenmektedir [18]. Bu atık ısıdan enerji geri kazanım yöntemlerinden en önemlileri buhar ve gaz türbinlerinin beraber kullanıldığı kombine sistemlerdir. Bu sistemler ile toplam verim %60'lara kadar ulaşmaktadır. Bunun sonucunda ise büyük çapta enerji tasarrufu ve gemilerden çevreye atılan emisyonların azalması sağlanmaktadır [3].



Şekil 3.1 Bir gemiden üretilen net güç ve kayıplar [19]

Şekil 3.1'de MAN 12K90ME-C9.2 ana makinesine ait (SMCR: 69,720 kW, 84 Rpm, ISO

çevre koşulları) üretilen güç ve kayıplar görülmektedir. Bu gemi için değerlere bakıldığında kullanılan yakıttan elde edilecek gücün yaklaşık %49,3'ü şafta aktarılmakta, %2,9'luk kısmı yağlama yağı ile, %5,2'lik kısmı ceket suyu soğutması ile, %25,4'lık kısmı egzoz gazı ile, %5'lik kısmı hava soğutması ile ve 0,6'lık kısmı ise radyasyon ile çevreye atılmaktadır. 69700 kW'lık bir Dizel motor düşünüldüğünde bunun 17,5 kW'lık kısmı egzoz gazı ile çevreye atılmaktadır. Egzoz gazı ile çevreye atılan bu değer gemilerde atık ısıdan geri kazanım yöntemlerinin potansiyelinin ne kadar büyük olduğunu ve enerji verimliliğini arttırmak için en önemli bölümünün egzoz gazı olduğunu göstermektedir.

Egzoz gazından geri kazanım yöntemlerinden önce atık ısının özelliklerini etkileyen parametreleri incelemek gerekmektedir. Egzoz gazının enerjisini etkileyen parametrelerin başında çevre koşulları ve egzoz gazının içerisindeki bileşenler gelmektedir.

2.2 Çevre koşullarının egzoz sıcaklığı üzerine etkisi

Egzoz gazının motor çıkışındaki sıcaklığı çok çeşitli parametrelere bağlıdır. Bunlardan en önemli olanı motor yükü ve dış ortam koşullarıdır.

Motor egzoz çıkış sıcaklığına etki eden önemli parametrelerden biri dış ortam koşullarıdır. Hava sıcaklığı geminin bulunduğu ortama göre değişmektedir. Çevre sıcaklığına bağlı olarak havanın kompresörde belli bir basınca kadar sıkıştırılması için gerekli olan güç de değişmektedir. Kompresör, sıkıştırma için gerekli olan gücü türbinden almaktadır. Değişen bu güç değerleri türbin çıkışındaki egzoz sıcaklığını da etkilemektedir.

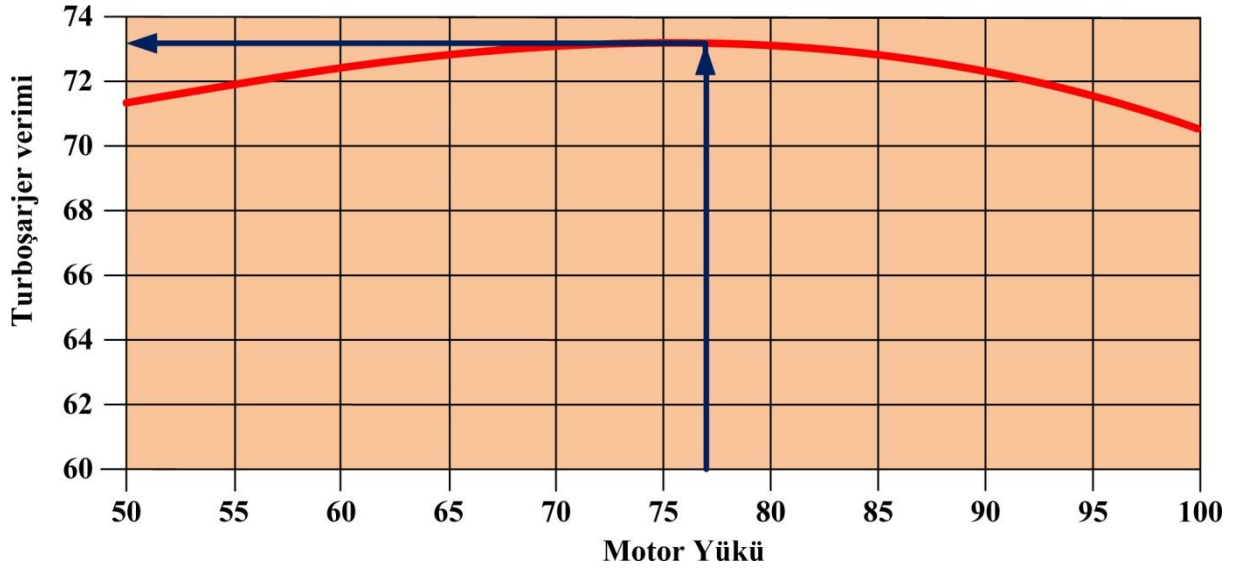
Standartlara göre bir geminin çalıştığı üç farklı çevre koşulu vardır [20].

- a)** ISO çevre koşulları
- b)** Tropikal çevre koşulları
- c)** Kış çevre koşulları

Çizelge 3.1 Çevre koşulları ve özellikleri [20]

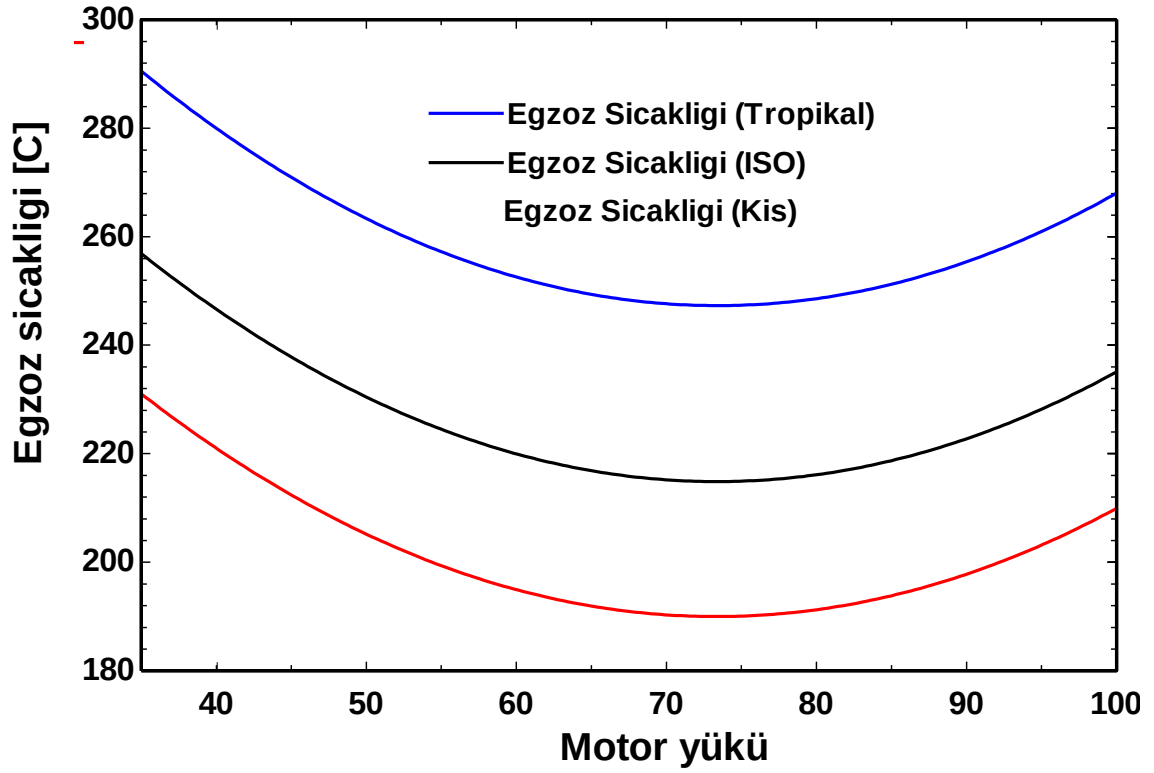
Özellik	ISO	Tropikal	Kış
Barometrik basınç	1,000 bar	1,000 bar	1,000 bar
Aşırı doldurma hava giriş sıcaklığı	25 °C	45 °C	10°C
Şarj havası soğutucu sıcaklığı	25 °C	32 °C	10°C
Bağıl hava nemi	%30	%60	%60

Çizelge 3.1’de çevre koşulları ve buna bağlı özellikler görülmektedir. Çevre koşulları özelliklerinin içinde aşırı doldurma sırasında ve egzoz gazının silindir çıkışındaki sıcaklığı etkileyen en önemli faktör çevre koşullarındaki havanın sıcaklığıdır.



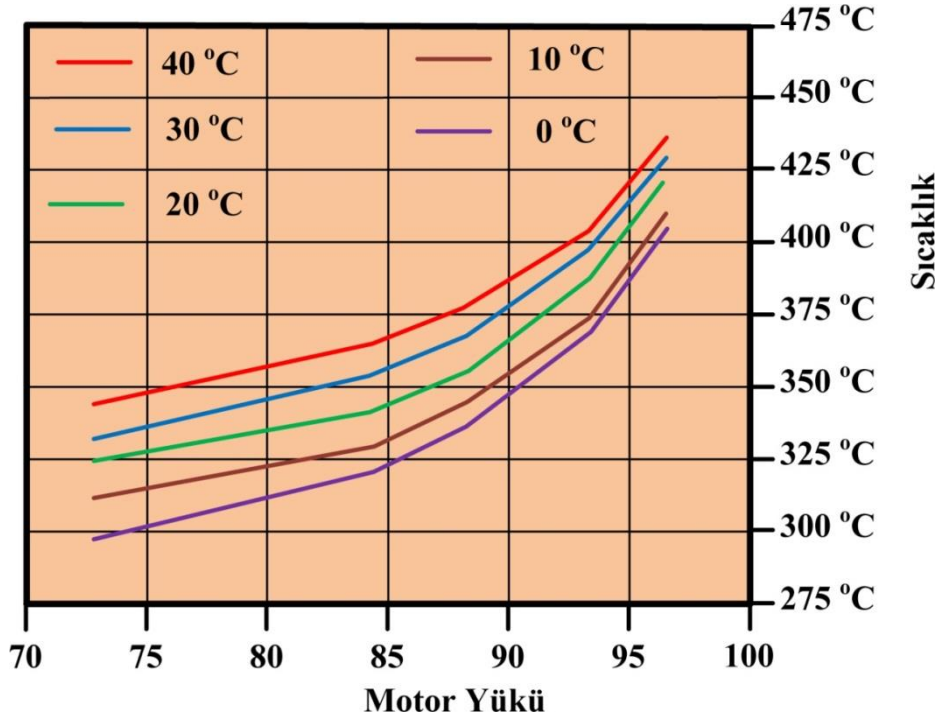
Şekil 3.2 Makine yüküne göre aşırı doldurma veriminin değişimi [21]

Şekil 3.2’de MAN 7S80MC-C (29260 kW ve 78 Rpm) ana makinesinde kullanılan MAN TCA77-2 aşırı doldurmanın verim karakteristik eğrisi görülmektedir [21]. Bu örneğe göre motor yükü %75-%80 arasında aşırı doldurma verimi en büyük olmaktadır. Aşırı doldurma veriminin yüksek olması egzozun türbin kanatlarına bırakacağı enerjinin daha fazla olmasına da neden olmaktadır. Egzoz enerjisi türbin kanatlarına ne kadar fazla bırakılırsa aşırı doldurma sonrası egzoz gazı sıcaklığı da buna bağlı olarak düşmektedir.



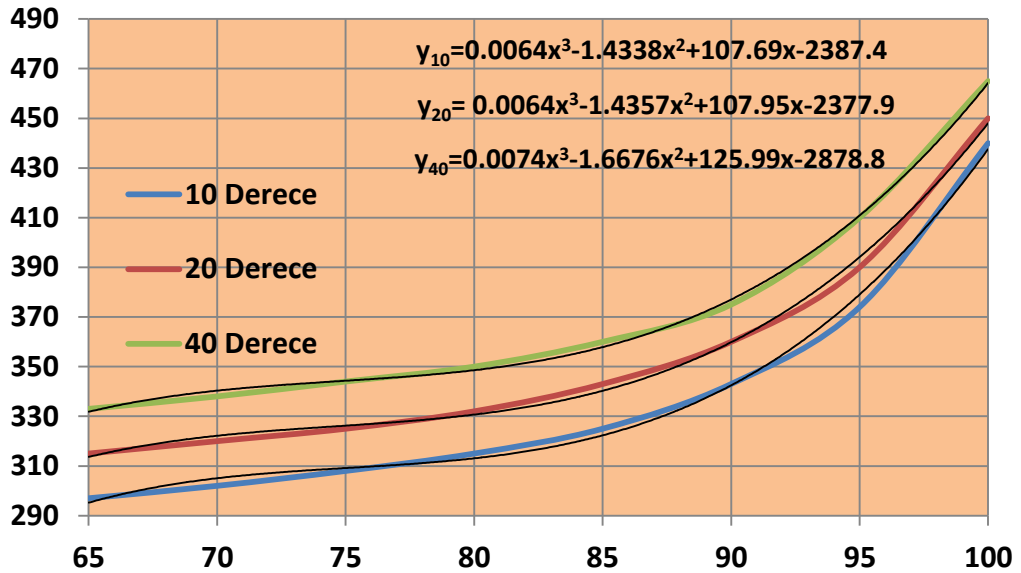
Şekil 3.3 Makine yüküne göre aşırı doldurma çıkışındaki egzoz sıcaklığının değişimi [22]

Şekil 3.3’de 7K98ME-C7-TII modelindeki motora ait aşırı doldurma sonrası egzoz değerleri bulunmaktadır. Şekil 3.2’deki verimin en yüksek olduğu noktada aşırı doldurma egzoz çıkış sıcaklığının en düşük olduğu görülmektedir. Egzoz sıcaklık değerinin tropikal çevre koşullarında en yüksek, kış çevre koşullarında ise en düşük olduğu gözlenmektedir.



Şekil 3.4 Motor yüküne ve çevre koşullarına bağlı olarak silindir çıkışındaki egzoz sıcaklıkları [23]

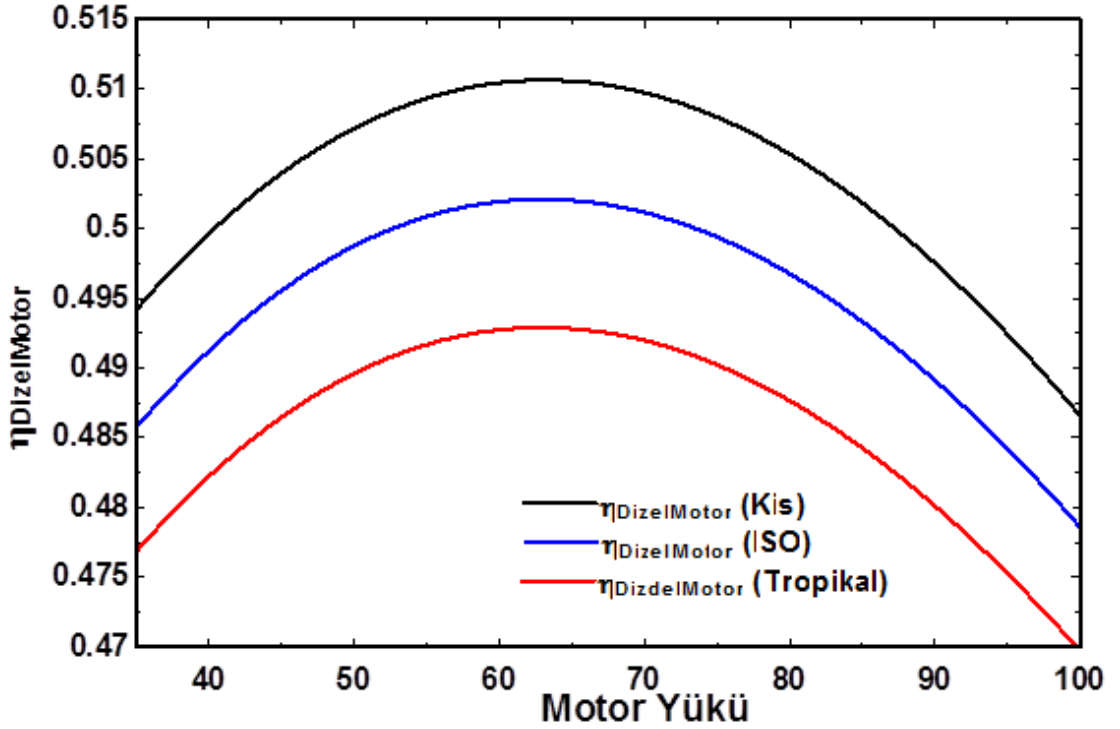
Şekil 3.4’de 6 silindirli MAN-MC706S motoruna ait, motor yüküne ve çevre koşullarına göre silindir çıkışındaki egzoz sıcaklıkları verilmiştir. Buna göre çevre sıcaklığı arttıkça silindirlerden çıkan egzoz gazı sıcaklığı da azalmaktadır. Ayrıca Motor yükü de arttıkça yine silindir çıkışındaki egzoz sıcaklığı da artmaktadır.



Şekil 3.5 Motor yüküne çevre koşullarına bağlı olarak türbin girişindeki egzoz sıcaklıkları [23]

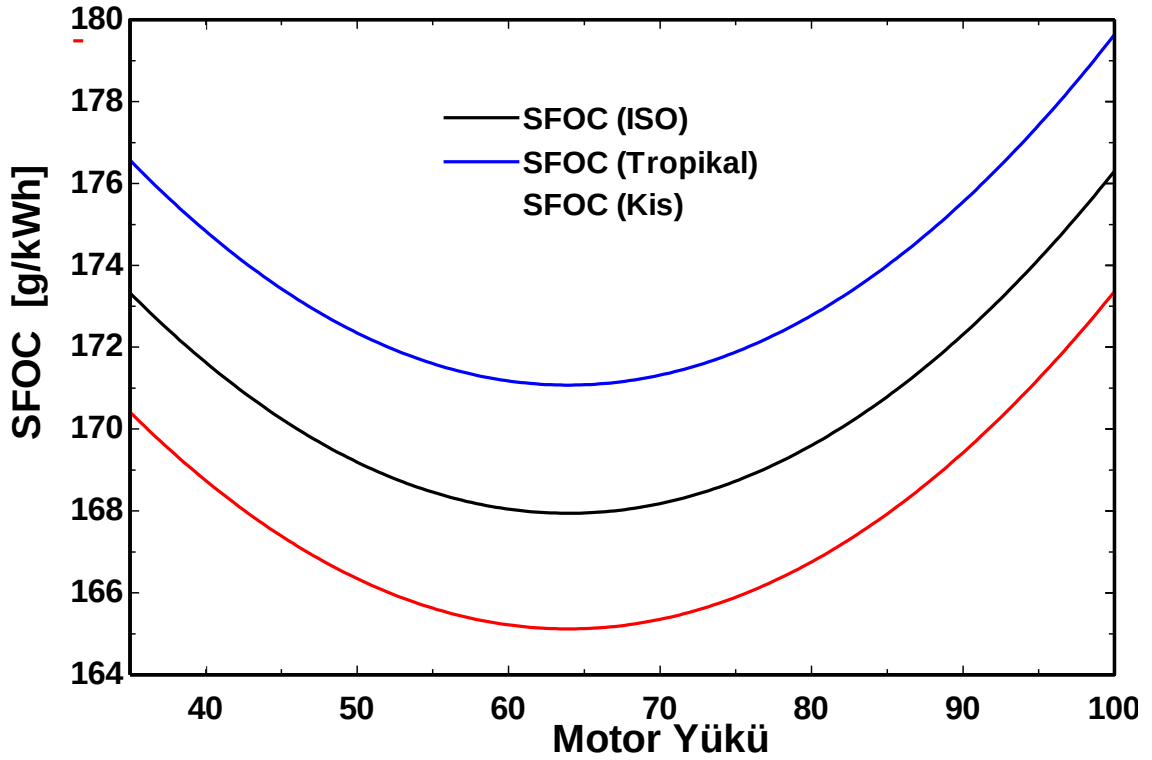
Şekil 3.3, Şekil 3.5'deki motorun, motor yükü ve çevre koşullarına bağlı olarak türbin girişindeki egzoz sıcaklığı verilmiştir. Şekil 3.3'deki ile Şekil 3.4'de egzoz sıcaklıklarının aynı olması gerekirken silindir çıkışındaki egzoz gazlarının kinetik enerjisi türbin girişine geldiğinde entalpi değerine dönüştüğü için türbin girişindeki sıcaklık silindir çıkışındaki sıcaklıktan bir miktar fazla olmaktadır [23].

Şekil 3.5'de, Hountalal vd. [23] te yapmış oldukları çalışmaya göre farklı ortam sıcaklığına göre motor türbin girişindeki sıcaklıklar verilmiştir. Buna göre motor yüküne ve ortam sıcaklığına göre denklemler yazılabilir. Bu denklemlere göre türbin çıkış sıcaklığı bilinen bir motorun yaklaşık olarak türbin giriş sıcaklığı bulunabilir. Bu çalışmada ele alınan motorların türbin giriş sıcaklıkları bu yaklaşıma göre hesaplanmıştır.



Şekil 3.6 Hava sıcaklığının motor verimi üzerine etkisi

Şekil 3.6'da MAN 7K98ME-C7-TII motorunda dışarıdan emilen havanın motor verimine etkisi görülmektedir. Buna göre dış ortamdaki havanın sıcaklığı düştükçe motor verimi daha fazla olmaktadır. Motorun en verimli olduğu koşul kış koşulları, en az verimli olduğu koşul ise tropikal koşullardır.

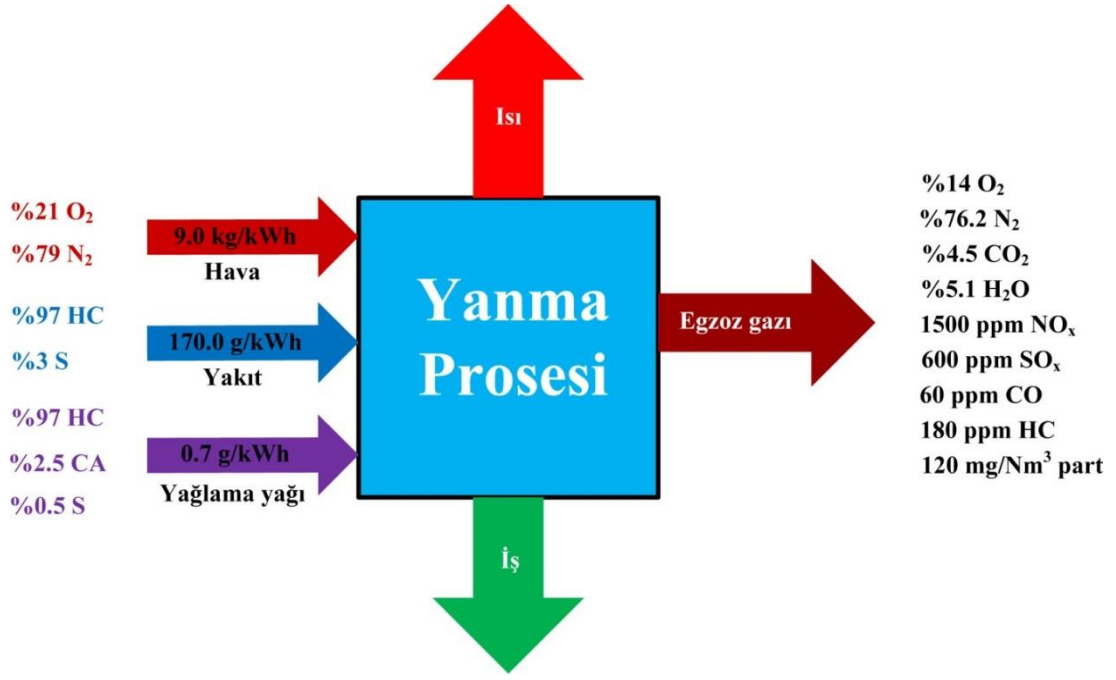


Şekil 3.7 Hava sıcaklığının özgül yakıt tüketimine etkisi

Şekil 0.7’de MAN 7K98ME-C7-TII modeline ait motorda dışarıdan emilen havanın özgül yakıt tüketimine olan etkisi görülmektedir. Bun göre dış ortamdaki havanın sıcaklığı düştükçe motorun özgül yakıt tüketimi de düşmektedir. Özgül yakıt tüketiminin bir sonucu olarak da Şekil 3.6’daki verim grafiği elde edilmektedir. Özgül yakıt sarfiyatının düşmesi, birim güç başına harcanması gereken yakıt miktarının azalmasını sağlar. Bunun sonucu olarak ise motor verimi yükselmektedir. Motorun özgül yakıt sarfiyatının en düşük olduğu koşul kış koşulları, en yüksek olduğu koşul ise tropikal koşullardır.

2.3 Egzoz gazı bileşenleri

Egzoz gazı bileşenleri birçok faktöre göre değişmektedir. Bunlardan en önemlileri yanma verimliliği ve yakıtın özellikleridir. İki zamanlı Dizel motorlarda büyük çoğunlukla Ağır Dizel Yakıtı (HFO) kullanılmaktadır. Şekil 0.8’de genel olarak HFO yakıtının bileşenleri ve yanma sonrası ürünleri görülmektedir.



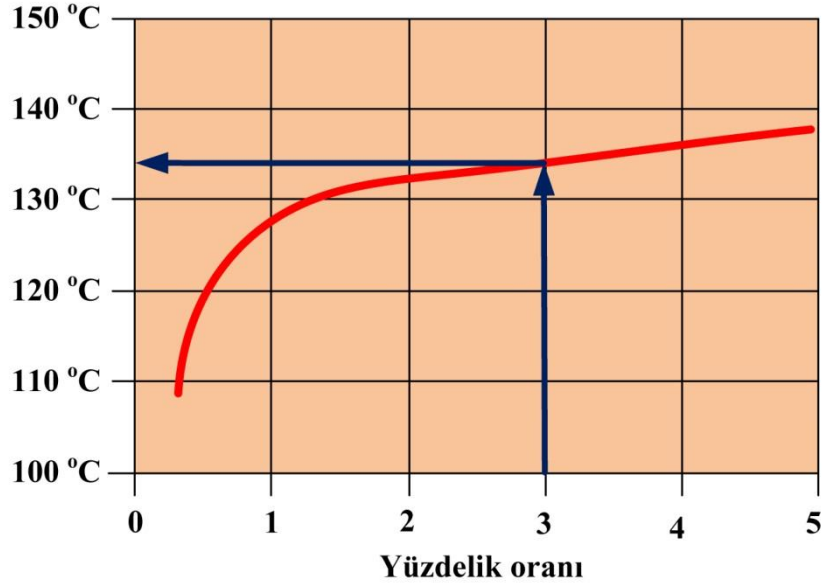
Şekil 3.8 HFO kullanan motorlarda yanma sonucu meydana gelen bileşikler [24]

Makineye giren bileşenler hava, yakıt ve yağlama yağı olmak üzere üç ana grupta incelenebilir. Havanın %21'i Oksijen (O₂) ve %79'u Azot (N₂) gazıdır. Yakıtın %97'ini Hidrokarbon (HC) grubu ve %3'ünü ise Sülfür (S) oluşturmaktadır. Yanma olayı sırasında motora gönderilen bir miktar yağlama yağı da yanmaya katılmaktadır. Yağlama yağının oranı çok düşüktür. Yağlama yağının içerisinde %97 oranında HC grubu, %2.5 oranında CA grubu ve %0.5 oranında ise Sülfür bulunmaktadır.

Egzoz gazı bileşenlerine bakıldığı zaman %76.2 oranında N₂, %14 oranında O₂, %5.1 oranında H₂O ve %4.5 oranında CO₂ bulunmaktadır. Bu çalışmada egzoz gazının dört ana bileşenden oluştuğu kabul edilip, tüm hesaplar bu dört ana bileşen ve oranlarına göre yapılmaktadır.

2.3.1 Baca çıkışındaki egzoz gazı sıcaklığı

Yakıt içerisinde bulunan SO_x, düşük sıcaklıklarda yoğuştuğunda suyla bileşik oluşturarak üretilen sülfirik asit korozyona sebep olmaktadır. Dolayısıyla bacadan dışarı atılan egzoz gazının sıcaklığını sülfürün yoğuşma noktasından ötürü istenildiği kadar düşürmek mümkün değildir. Sülfür oranı gemi dizel HFO yakıtlarında %3 civarındadır [25].



Şekil 3.9 Yakıttaki sülfür oranına bağlı olarak sülfür yoğuşma sıcaklığı [24]

Şekil 3.9'de %3 sülfür oranına sahip yakıtlar 135 °C civarında yoğuşmaktadır. Bu ise gemilerde atık ısıdan enerji geri kazanımı için kullanılacak sistemlerde egzoz gazının en az 135°C olmasını zorunlu kılar. Kullanılan gerçek sistemlere bakıldığında ise bu sıcaklık 160°C'nin altına düşmemektedir [24].

2.3.2 Egzoz gazı entalpi hesabı

Egzoz gazının entalpi değerini hesaplamak için deneylerden yararlanılarak Domingues vd. tarafından [26] denklem (3.1) geliştirilmiştir.

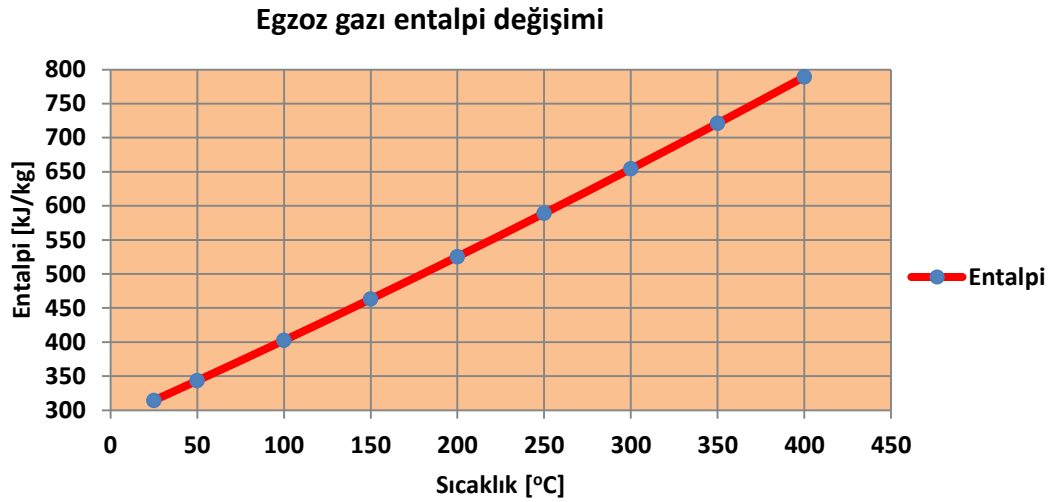
$$C_{p,E} = (956 + 0,3386 \cdot (T_E + 273) - 2,476 \cdot 10^{-5}) \cdot (T_E + 273)^2 \quad (3.1)$$

Sıcaklık değeri 400 K ile 1200 K arasında olması durumunda egzoz gazının özgül ısı değeri denklem (3.1)'e göre hesaplanabilir.

Egzoz gazının entalpi değeri, özgül ısı ve sıcaklıkla çarpılarak bulunabileceği için denklem (3.2) ile ifade edilebilir.

$$h_E = C_{p,E} \cdot T_E \quad (3.2)$$

Denklem (3.2) yardımıyla farklı egzoz sıcaklığına bağlı olarak Şekil 3.10'daki grafik sıcaklık ve entalpi değerine bağlı olarak çizilebilir.



Şekil 3.10 Sıcaklık ve basınca bağlı olarak egzoz gazının entalpi değişimi

2.3.3 Egzoz gazı entropi hesabı

Egzoz gazı entropi hesabı, entalpi hesabına göre daha zor bir durumdur. Egzoz gazlarının entropi hesabında Bejan [27] tarafından verilmiş olan ifadelerden istifade edilmiştir. Entropi hesabında egzoz gazı içerisindeki tüm bileşenlerin ayrı ayrı entropi değerleri hesaplanarak toplam entropi değerinin bulunması gerekmektedir.

Her bir bileşenin entropi değeri denklem (3.4)'e göre hesaplanmaktadır.

$$\bar{s}^o = S^+ + a \cdot \ln T + b \cdot y - \frac{c}{2} y^{-2} + \frac{d}{2} y^2 \quad (3.3)$$

Denklem (3.3)'teki S^+ a, b, c ve d değerleri Çizelge 3.2'den okunmaktadır. Ayrıca $y = 10^{-3} T$ 'dir.

Bileşenlerin bulunan entropi değerleri daha sonra denklem (3.4)'teki gibi basınç düzeltmesine tabi tutulur.

$$\bar{s}_k = \bar{s}_k^o - R \ln \frac{X_k \cdot P}{P_0} \quad (3.4)$$

Burada ($\bar{s}_k^o$) değeri denklem (3.3)'de bulunan değer, R değeri gaz sabiti, X_k değeri o bileşenin egzozdaki kütleli oranı, P değeri egzoz gazının basıncı, P_0 değeri standart atmosfer basıncını ifade etmektedir. İşlem sonunda bulunan ($\bar{s}_k$) değeri basınç düzeltmeleri yapıldıktan sonra ilgili bileşene ait entropi değerini bize vermektedir.

Daha sonra bileşenlerin entropi değerleri toplanarak egzoz gazının entropi değeri bulunur.

$$\sum_k X_k \bar{s}_k \quad (3.5)$$

Denklem (3.5)'da görüldüğü gibi bulunan tüm bileşenlerin entropi değerleri toplanarak egzoz gazının entropi değeri hesaplanmaktadır.

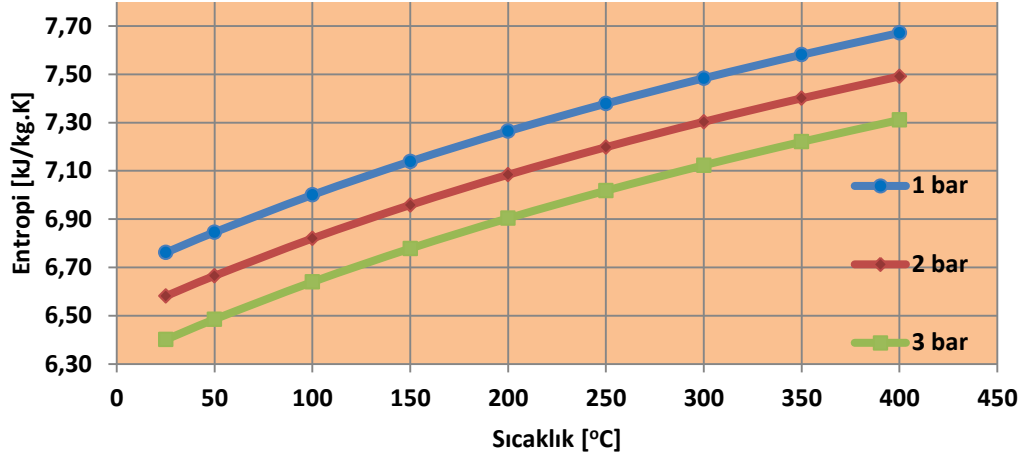
Çizelge 3.2 Egzoz gazının bileşenlerine bağlı olarak entropi hesap sabitleri [27]

Madde	Formülü	% (x)	S^+	a	b	c	d	$\bar{s}_k^o$
Nitrojen	$N_2(g)$	14	16.203	30.418	2.544	-0.238	0	191.610
Oksijen	$O_2(g)$	76.2	36.116	29.154	6.477	-0.184	-1.017	205.146
Karbondioksit	$CO_2(g)$	4.5	-87.078	51.128	4.268	-1.469	0	213.794
Su	$H_2O(g)$	5.1	-11.750	34.376	7.841	-0.423	0	188.824

Çizelge 3.2'de egzoz gazının bileşenlerine bağlı olarak entropi hesabı için gerekli olan sabitler verilmiştir. Çizelge 3.2'deki ($\bar{s}^o$) değeri referans koşullar olan 25 °C sıcaklık ve 1 bar basınca göre hesaplanmıştır.

Egzoz gazının bileşenlerine, bileşenlerin kütlece yüzdelerine, egzoz gazının basıncına ve sıcaklığına bağlı olarak entropi grafiği Şekil 3.11'de çizilmiştir.

Egzoz gazı entropi değişimi

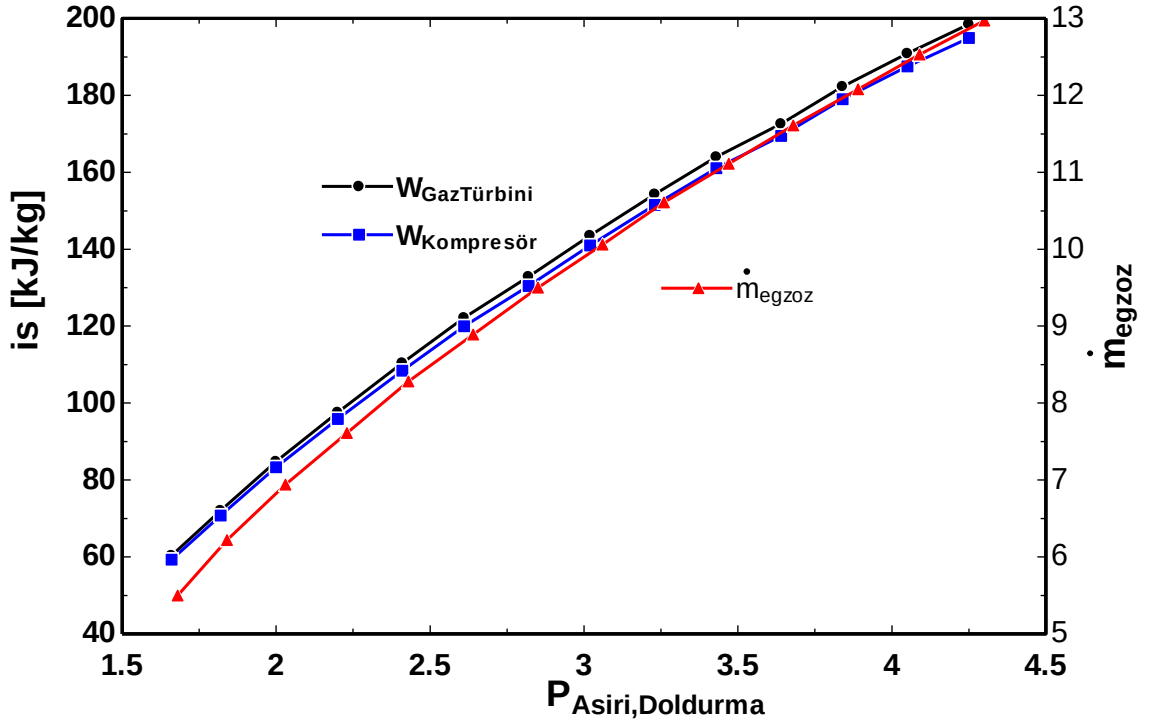


Şekil 3.11 Sıcaklık ve basınca bağlı olarak egzoz gazının entropi değişimi [27]

Şekil 3.11’de üç farklı basınç için sıcaklığa bağlı entropi değişimi yer almaktadır. Yeşil renkle gösterilen grafik motor çıkışında basıncı 3 bar olan egzozun entropi değerini göstermektedir. Mavi renkle gösterilen grafik ise bacadan atmosfere atılan yaklaşık basıncı 1 bar olan egzozun entropi değerini göstermektedir. Buna göre basınç arttıkça egzoz gazının entropi değerinde azalma görülmektedir.

2.4 Aşırı doldurma basıncı

Aşırı doldurma, daha düşük hacimli motorlardan daha büyük güç elde etme prensibine göre çalışmaktadır. Buna göre motora giren havanın basıncı ne kadar büyük olursa motordan elde edilecek güç de o kadar artmaktadır. Bununla beraber aşırı doldurmanın kompresör kısmında giren havanın basıncı ne kadar arttırılırsa kompresörün ihtiyaç duyduğu güç de o kadar fazla olmaktadır.



Şekil 3.12 Havanın aşırı doldurmadaki basıncına bağlı olarak ihtiyaç duyulan güç

Şekil 3.12’de 7L60ME-C8-TII motorundaki bir aşırı doldurma sistemindeki havanın aşırı doldurmadaki basıncına bağlı olarak ihtiyaç duyulan güç görülmektedir. Buna göre giren havanın basıncı arttıkça ihtiyaç duyulan güç de lineer olarak artmaktadır.

$$\dot{m}_{Kompresör} = 0,982 * \dot{m}_{GazTurbini} \quad (3.6)$$

Denklem 3.6’da kompresördeki havanın debisi ile gaz türbinindeki egzozun debisi arasındaki ilişki verilmiştir [28]. Buna göre egzoz ile hava debisi hemen hemen birbirine eşittir. Kompresörde havanın belli bir basınca kadar sıkıştırılması için gereken güç gaz türbininden sağlanacaktır. Şekil 3.12’den havanın hangi basınca kadar sıkıştırılacağı belli ise, buna bağlı olarak gaz türbininde kompresör için gerekli olan güç bulunur. Kompresör ve gaz türbinlerinin debileri eşit düşünüldüğünde Şekil 3.10’da gaz türbininde kompresörü sıkıştırmak için gerekli olan sıcaklık farkı bulunur.

**GEMİLERDE EGZOZ GAZLARININ ATIK ENERJİSİNİN GERİ
KAZANIM YÖNTEMLERİ VE TEKNO-EKONOMİK ANALİZİ****3.2 Enerji ve ekserji analizi****4.1.1 Enerji analizi**

Egzoz gazından geri kazanım yöntemlerinden önce sistemin termodinamik modelinde kullanılacak enerji ve ekserji ifadelerinin incelenmesi gerekmektedir.

Atık ısıdan geri kazanım yöntemleri sürekli akışlı açık sistemlerdir. Denklem (4.1)'de yazıldığı gibi giren madde miktarı çıkan madde miktarına eşittir.

$$\sum_g \dot{m} = \sum_{\zeta} \dot{m} \quad (4.1)$$

Aynı zamanda bu sistemler için enerjinin korunumu kanunu ile denklem (4.2)'deki gibi yazılır:

$$\sum_g \dot{E} = \sum_{\zeta} \dot{E} \quad (4.2)$$

Denklem (4.2)'deki $(\dot{E}_g)$ ifadesi birim zamanda ısı, iş ve kütle ile kontrol hacmine giren enerjiyi, $(\dot{E}_{\zeta})$ ifadesi ise birim zamanda ısı, iş ve kütle ile kontrol hacminden çıkan enerjiyi göstermektedir.

Sürekli açık sistemler için genel enerji dengesi denklem (4.3)'de olduğu gibi yazılır.

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum_g \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_\varphi + \dot{W}_\varphi + \sum_\varphi \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (4.3)$$

ifadesi elde edilir. Denklem (4.3)'de $(\dot{Q}_g)$ sisteme giren ısıyı, $(\dot{Q}_\varphi)$ ise sistemden çıkan ısıyı ifade etmektedir. $(\dot{W}_g)$ sisteme giren işi, $(\dot{W}_\varphi)$ ise sistemden çıkan işi ifade etmektedir. $(\dot{m}_g h)$ sisteme giren entalpi değerini, $(\dot{m}_\varphi h)$ ise sistemden çıkan entalpi değerini göstermektedir. $\left(\dot{m}_g \frac{V^2}{2} \right)$ sisteme giren kinetik enerjiyi, $\left(\dot{m}_\varphi \frac{V^2}{2} \right)$ ise sistemden çıkan kinetik enerji ifade etmektedir. Son olarak $(\dot{m}_g gz)$ giriş kısmındaki sistemin potansiyel enerjisini ve $(\dot{m}_\varphi gz)$ çıkış kısmındaki sistemin potansiyel enerjisini göstermektedir.

4.1.2 Ekserji analizi

Sürekli açık sistemlerde her bir nokta için ekserji değerinin hesaplanması denklem (4.4)'e göre hesaplanır.

$$\dot{E}_i^F = \dot{m} \left[(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) \right] \quad (4.4)$$

Denklem (4.4)'deki $(\dot{E}_i^F)$ ifadesi o noktadaki fiziksel ekserji vermektedir. $(\dot{m})$ sistemdeki debiyi, (h_i) o noktanın entalpi değerini, (s_i) ise o noktaya ait olan entropi değerini vermektedir. Alt indis "0" ise çevre koşullarındaki özellikleri ifade etmektedir.

Denklem (4.5)'deki $(\dot{E}_{g,i})$ giren ekserji değerini, $(\dot{E}_{\varphi,i})$ çıkan ekserji değerini ve $(\dot{E}_{y,i})$ ise prosesteki ekserji yıkımını göstermektedir.

$$\dot{E}_{g,i} = \dot{E}_{\varphi,i} + \dot{E}_{y,i} \quad (4.5)$$

Sürekli akışlı bir sistemde kontrol hacminde meydana gelen ekserji yıkımı denklem (4.6)'daki gibi yazılabilir.

$$\dot{E}_{y,i} = \left\{ \sum_g \left[\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right]_g - \sum_\varphi \left[\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right]_\varphi \right\} + \sum (\dot{W}_g - \dot{W}_\varphi) + \sum (\dot{E}_g - \dot{E}_\varphi) \quad (4.6)$$

Burada ($\dot{Q}_g$) sisteme giren ısıyı, ($\dot{Q}_ç$) ise sistemden atılan ısıyı ifade etmektedir.

Prosesin ekserji verimi ise denklem (4.7)'ye göre ifade edilir.

$$\epsilon_i = \frac{\dot{E}_ç}{\dot{E}_g} = 1 - \frac{\dot{E}_y}{\dot{E}_g} \quad (4.7)$$

İlgili elemanın ekserjitik performans katsayısı (EPC) ise denklem (4.8)'e göre bulunur.

$$EPC_i = \frac{\dot{E}_ç}{\dot{E}_{y,i}} = \frac{\dot{E}_g}{\dot{E}_{y,i}} - 1 \quad (4.8)$$

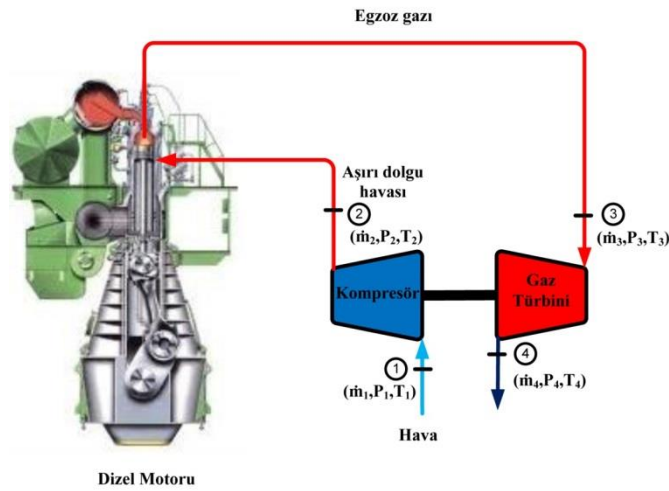
Her bir elemanda meydana gelecek ekserji yıkımlarının toplam sistemdeki toplam ekserji yıkımı oranı (γ) ise denklem (4.9)'a göre bulunur.

$$\gamma_i = \frac{\dot{E}_{y,i}}{\dot{E}_{y,T}} \quad (4.9)$$

4.2 Aşırı doldurma

4.2.1 Aşırı doldurmanın çalışma prensibi

Aşırı doldurma, motora, egzoz gazının enerjisini kullanarak atmosferik basıncın üzerinde hava vererek motora daha düşük hacimlerde daha yüksek hava gönderilmesini sağlayan sistemdir. Bu sayede aşırı doldurma yaparak daha küçük silindir hacimlerinden daha yüksek güç alınması sağlanır.



Şekil 4.1 Aşırı doldurmanın genel görünümü

Şekil 4.1’de dizel motora bağlı bir aşırı doldurma sisteminin genel görünümü verilmektedir. Aşırı doldurma, türbin ve kompresör olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Türbin ve kompresör bir şaft yardımıyla birbirine bağlıdır. Türbin egzoz tarafında, kompresör emme tarafında yer almaktadır. Türbinde egzoz gazının enerjisiyle üretilen iş, havayı sıkıştırmaya gerekli olan iş için, kendisine bağlı olan şaft aracılığıyla kompresöre aktarılır. Motordan çıkan egzoz gazının çıkış basıncı ve sıcaklığı türbinde mekanik işe dönüştürülür. Bu sayede, motor silindrine önemli ölçüde artan bir hava girişi sağlanır.

4.2.2 Aşırı doldurmanın termodinamik modeli

Aşırı doldurma sisteminde kompresör, havayı sıkıştırarak basıncının artmasını dolayısıyla daha düşük hacimlerde daha yüksek hava gönderilmesini sağlayan elemandır. Kompresörde harcanan iş türbinde üretilen işe eşittir. Kompresörde harcanılan iş hava debisinin ($\dot{m}_1$) havanın sabit basınçtaki özgül ısısı ($C_{p,H}$) ve kompresöre giriş (T_1) ve kompresörden çıkış (T_2) sıcaklıkları arasındaki farkın çarpımıyla bulunur. Kompresör gerçek gücü, kompresör ideal gücünün kompresör verimine ($\eta_{k,M}$) bölünmesiyle bulunur.

Kompresörde harcanılan denklem (4.10)’a göre bulunur.

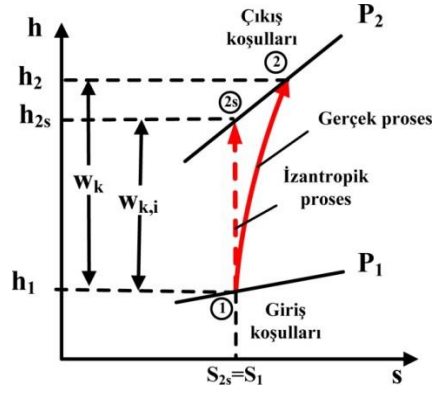
$$\dot{W}_k = \frac{\dot{m}_1 \cdot C_{p,H} \cdot (T_1 - T_2)}{\eta_{k,M}} \quad (4.10)$$

Aynı zamanda, sabit basınçtaki özgül ısısı ile sıcaklık farkının çarpımı o sıcaklığa ait entalpi değerini vereceği için kompresörün harcayacağı iş denklem (4.11) ile bulunur.

$$\dot{W}_k = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2)}{\eta_{k,M}} \quad (4.11)$$

Basınç oranına göre kompresör gücü yazılırsa denklem (4.12) elde edilir.

$$\dot{W}_k = \frac{\dot{m}_1 \cdot k \cdot R \cdot T_1}{k - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \quad (4.12)$$



Şekil 4.2 Pompa ve kompresörde harcanılan gerçek ve ideal iş

Kompresörde sıkıştırma işlemi sonucunda genişleme sırasında çeşitli kayıplar oluşmaktadır. Bu kayıplardan dolayı kompresörde yapılan iş, izantropik sıkıştırma işinden küçük olmaktadır.

Kompresör izantropik verimi ise denklem (4.13) ile hesaplanır.

$$\eta_{k,i} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.13)$$

İzantropik sıkıştırmada basınçların oranına göre sıcaklıkların oranı denklem (4.14)'e göre yazılabilir.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.14)$$

Kompresör girişindeki ekserji ise denklem (4.15)'e göre hesaplanır.

$$\dot{E}_1 = \dot{m} \cdot [(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)] \quad (4.15)$$

Kompresör çıkışındaki ekserji ise denklem (4.16)'ya göre hesaplanır.

$$\dot{E}_2 = \dot{m} \cdot [(h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0)] \quad (4.16)$$

Kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı denklem (4.17) ile ifade edilir.

$$\dot{E}_{Y,K} = \dot{E}_1 + \dot{W}_K - \dot{E}_2 \quad (4.17)$$

Kompresörün ekserji verimi denklem (4.18) ile gösterilir.

$$\epsilon_k = \frac{\dot{E}_2}{(\dot{E}_1 + \dot{W}_K)} \quad (4.18)$$

Kompresörün EPC değeri ise denklem (4.19) ile yazılır.

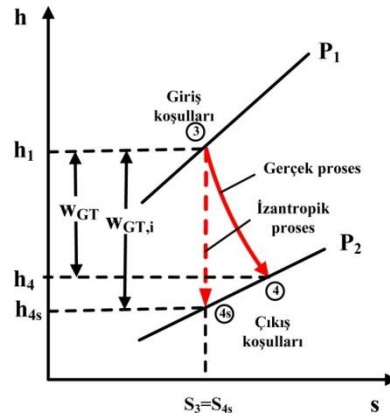
$$EPC_K = \frac{\dot{E}_2}{\dot{E}_{Y,K}} \quad (4.19)$$

Kompresörde meydana gelen ekserji yıkım oranı (γ) denklem (4.20) ile gösterilir.

$$\gamma_K = \frac{\dot{E}_{Y,K}}{\dot{E}_{Y,T}} \quad (4.20)$$

Burada ($\dot{E}_{Y,T}$) ifadesi kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı ($\dot{E}_{Y,K}$) ile gaz türbininde meydana gelen ekserji yıkımının ($\dot{E}_{Y,GT}$) toplamına eşittir.

Gaz türbini, egzoz gazının sahip olduğu enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren sistemdir. Gaz türbininden elde edilen ideal net güç, gaz türbinine giren egzozun debisinin ($\dot{m}_3$) egzoz gazının sabit basınçtaki özgül ısısı ($C_{p,E}$) ve türbine giriş (T_3) ve türbinden çıkış (T_4) sıcaklıkları arasındaki farkın çarpımıyla bulunur. Türbin gerçek gücü, ideal türbin gücünün gaz türbini mekanik verimi ($\eta_{GT,M}$) ile çarpılmasıyla bulunabilir.



Şekil 4.3 Türbinde üretilen gerçek ve ideal iş

Bir türbinde genişleme sırasında çeşitli kayıplar oluşmaktadır. Bu kayıplardan dolayı türbinde yapılan iş, izantropik genişleme işinden küçük olmaktadır.

Türbin izantropik verimi denklem (4.21) ile ifade edilir.

$$\eta_{GT,i} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (4.21)$$

Gaz türbinin üretmiş olduğu iş denklem (4.22) ile gösterilir.

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_3 \cdot C_{p,E} \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_{GT} \quad (4.22)$$

Aynı zamanda, sabit basınçtaki özgül ısı ile sıcaklık farkının çarpımı o sıcaklığa ait entalpi değerini vereceği için gaz türbininin üretmiş olduğu iş denklem (4.23) ile bulunur.

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4) \cdot \eta_{GT} \quad (4.23)$$

Gaz türbini girişindeki ekserji değeri denklem (4.24) ile bulunur.

$$\dot{E}_3 = \dot{m}_3 \cdot [(h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0)] \quad (4.24)$$

Gaz türbini çıkışındaki ekserji değeri ise denklem (4.25) ile bulunur.

$$\dot{E}_4 = \dot{m}_4 \cdot [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)] \quad (4.25)$$

Gaz türbininde meydana gelen ekserji yıkımı ise denklem (4.26) ile bulunur.

$$\dot{E}_{Y,GT} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{W}_{GT} \quad (4.26)$$

Gaz türbininin ekserji verimi denklem (4.27) ile hesaplanır.

$$\epsilon_{GT} = \frac{(\dot{E}_4 + \dot{W}_{GT})}{\dot{E}_3} \quad (4.27)$$

Motora giren yakıtın kimyasal ekserji değeri denklem (4.28)'e göre hesaplanır [29].

$$e_Y^K = \left[1.0401 + 0.1728 \cdot \frac{H}{C} + 0.0432 \cdot \frac{O}{C} + 0.2169 \cdot \frac{S}{C} \cdot \left(1 - 2.0628 \cdot \frac{H}{C} \right) \right] \cdot LHV \quad (4.28)$$

Denklem (4.9)'de $\left(\frac{H}{C} \right)$, $\left(\frac{O}{C} \right)$ ve $\left(\frac{S}{C} \right)$ değerleri yakıt içerisindeki Hidrojen (H), Karbon (C), Oksijen (O) ve Sülfür (S) maddelerinin kütlelerini simgelemektedir. HFO içerisindeki maddelerinin oranı Karbon %87.4, Hidrojen %9.5 ve Sülfür ise %3 oranında olduğu göz önüne alınmıştır [30]. HFO için LHV ise 42700 alınmıştır [31]. Buna göre HFO yakıtının motora giriş kimyasal ekserji değeri hesaplanırsa 45499.3 [kJ/kg] değeri elde edilir.

Yanma reaksiyonlarında ekserji değeri hesaplanırken kimyasal ekserji değeri önemli unsurdur. Fiziksel ekserji değeri yanma reaksiyonları için ihmal edilebilecek kadar küçüktür.

Yakıt miktarı denklem (4.29)'daki gibi egzoz debisinden hava debisi çıkartılarak bulunur.

$$\dot{m}_y = \dot{m}_E - \dot{m}_H \quad (4.29)$$

Yakıtın kimyasal ekserji değeri ise kimyasal ekserji değerinin yakıt debisi ile çarpılmasıyla Denklem (4.30)'daki gibi bulunur.

$$\dot{E}_y = e_y^K \cdot \dot{m}_y \quad (4.30)$$

Dizel motorda meydana gelen ekserji yıkımı ise Dizel motora giren yakıtın ekserji değerinden Dizel motor çıkartılarak denklem (4.31)'deki gibi bulunur.

$$\dot{E}_{Y,DM} = \dot{E}_y - \dot{W}_{DM} \quad (4.31)$$

Dizel motorun ekserji verimi denklem (4.32)'ye göre bulunur.

$$\epsilon_{DM} = \frac{\dot{W}_{DM}}{\dot{E}_y} = 1 - \frac{\dot{E}_{Y,DM}}{\dot{E}_y} \quad (4.32)$$

Dizel motorun EPC değeri ise denklem (4.33)'e göre bulunur.

$$EPC_{DM} = \frac{\dot{W}_{DM}}{\dot{E}_{Y,DM}} = \frac{\dot{E}_y}{\dot{E}_{Y,DM}} - 1 \quad (4.33)$$

Denklem (4.34) ile ise aşırı doldurma sistemi ile dizel motorun toplam ekserji verimi bulunur.

$$\epsilon_{Sistem} = \frac{(\dot{E}_4 + \dot{W}_{DM})}{(\dot{E}_1 + \dot{E}_y)} \quad (4.34)$$

Gaz türbininin EPC değeri ise denklem (4.35) ile hesaplanır.

$$EPC_{GT} = \frac{(\dot{E}_4 + \dot{W}_{GT})}{\dot{E}_{Y,GT}} \quad (4.35)$$

Denklem (4.36) ile ise aşırı doldurma sistemi ile dizel motorun toplam EPC değeri bulunur.

$$EPC_{\text{sistem}} = \frac{(\dot{E}_4 + \dot{W}_{DM})}{(\dot{E}_{Y,GT} + \dot{E}_{Y,DM})} \quad (4.36)$$

Gaz türbininde meydana gelen ekserji yıkımı oranı (γ) ise denklem (4.37) ile hesaplanır.

$$\gamma_{GT} = \frac{\dot{E}_{Y,GT}}{\dot{E}_{Y,T}} \quad (4.37)$$

4.2.3 Sonuçlar ve tartışma

Aşırı doldurma sistemi için verilen termodinamik model ve Çizelge 4.1’de temel parametrelere göre Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3 hesaplanmıştır. Çizelgedeki sonuçlar MAN 7L60ME-C8-TII motoru için, ISO çevre koşullarında ve %80 motor yükü için hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1 Aşırı doldurma sistemi için temel parametreler

Mekanik verim (η_m)	(%)	98
Kompresör izantropik verimi ($\eta_{k,i}$)	(%)	65
Türbin izantropik verimi ($\eta_{T,i}$)	(%)	90

Çizelge 4.1’de aşırı doldurma sistemindeki elamanlar için temel parametreler görülmektedir.

Çizelge 4.2 Aşırı doldurma sisteminde her bir noktadaki değerler

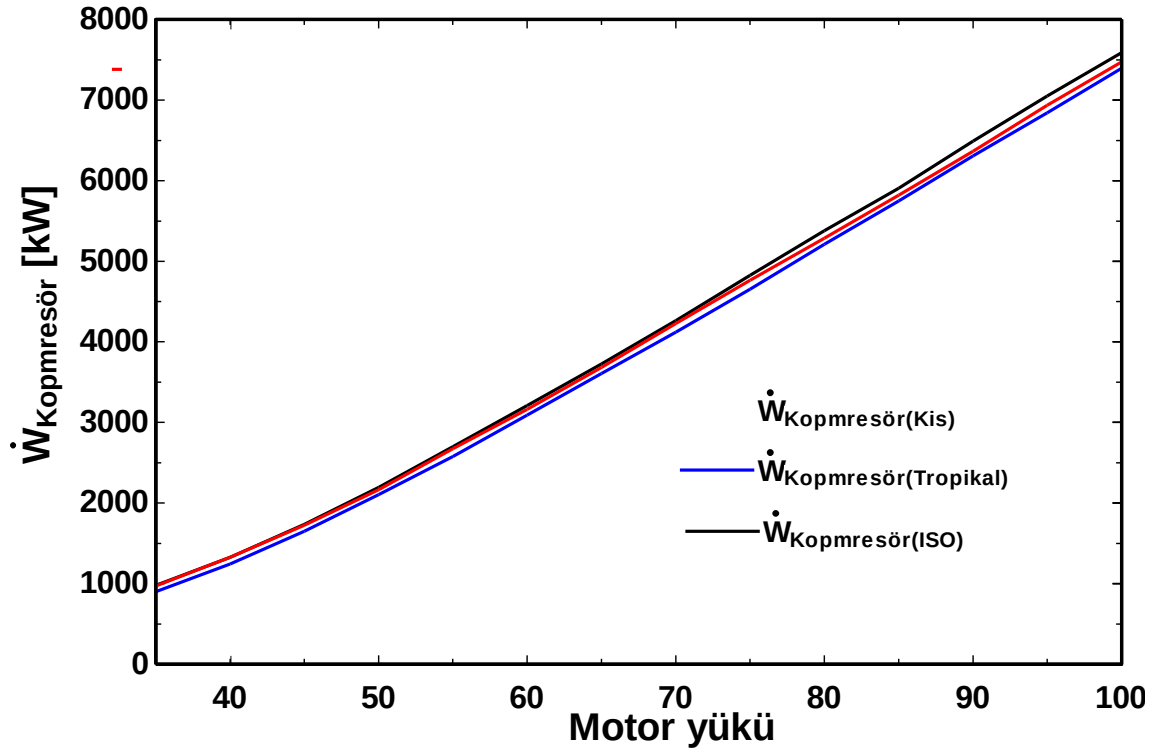
Nokta	T (°C)	P (bar)	$h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	$s \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right)$	$\dot{E}$ (kW)
1	25	1	299.5	6.867	30.26
2	180	3.43	455.2	6.933	5087
3	322.8	3.99	684.5	7.194	12004
4	216	1.50	521	7.132	6597

Çizelge 4.2’de MAN 7L60ME-C8-TII motoruna ait ISO koşullarında %80 motor yükünde aşırı doldurma sisteminde yer alan noktalardaki değerler görülmektedir.

Çizelge 4.3 Aşırı doldurma sisteminde ekserjitik performans değerleri

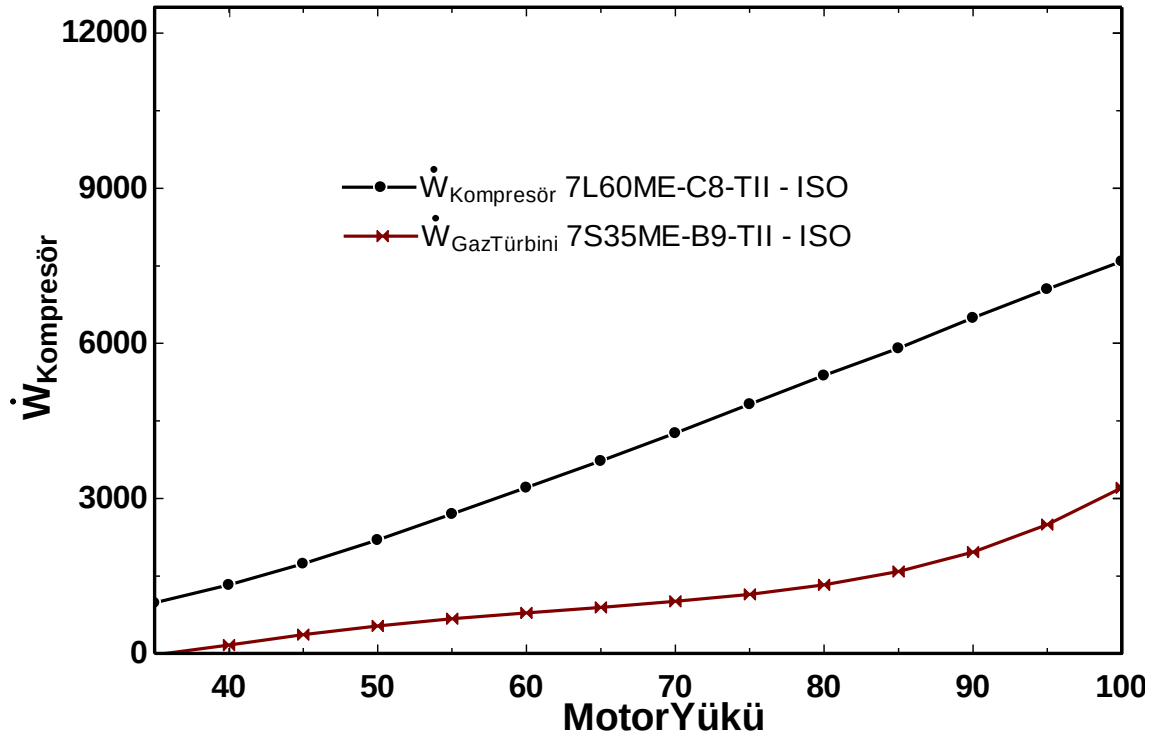
Sistem elemanları	E_y (kW)	EPC_i	ϵ_i	γ_i
Dizel motor	13286	0,9863	0.4966	0.9606
Kompresör	323	15.75	0.94	0.02336
Gaz türbini	221.5	53.19	0.959	0.01602
Toplam	13830	0,9487	0,7257	1

Çizelge 4.3’de MAN 7L60ME-C8-TII motoruna ait ISO koşullarında %80 motor yükünde sistem elemanlarındaki ekserjitik performans değerleri görülmektedir. Çizelge 4.3’e göre ekserji yıkımın en çok olduğu eleman kompresördür. Bunun sonucu olarak sistemde ekserji yıkım oranının en büyük olduğu eleman da kompresördür.



Şekil 4.4 MAN 7L60ME-C8-TII motorunda motor yüküne ve ortam şartlarına göre kompresör güçleri

Şekil 4.4’de MAN 7L60ME-C8-TII motoruna ait ISO koşullarında değişen yüklere göre aşırı doldurma sistemindeki kompresör güçleri verilmiştir. Bu grafiğe motor yükü arttıkça kompresörün sıkıştırdığı hava miktarı arttığı için kompresörün gücü de artmaktadır. Kompresörün ihtiyaç duyduğu en az güç ise tropikal hava koşullarında gerekmektedir.



Şekil 4.5 Motor yüküne göre 7L60ME-C8-TII ve 7S35ME-B9-TII aşırı doldurma değerleri

Şekil 4.5'e göre motor gücü büyüdükçe kompresör ve türbin gücü de büyümektedir. Bir aşırı doldurma sisteminde gaz türbini ile kompresör güçleri birbirine hemen hemen eşittir.

4.3 Güç Türbini Jeneratörü

4.3.1 Güç türbin jeneratörünün çalışma prensibi

Güç Türbini Jeneratörü (PTG) sistemi, kompresörün çalışması için egzoz gazından güç üreten gaz türbinine paralel olarak egzoz gazının enerjisini kullanarak jeneratör yardımıyla enerji üreten bir sistemdir. PTG sisteminde, egzoz gazı enerjisi yardımıyla türbini döndürür. Bir şaft ile dişli kutusuna bağlıdır. Bu dişli kutusu yardımıyla şaftın devir sayısı jeneratör için gerekli olan devir sayısına kadar düşürülür. Şaftın mekanik hareketinden elektrik enerjisi üretilir.

$$\dot{E}_{Y,PTG} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{W}_{PTG} \quad (4.41)$$

PTG'nin ekserji verimi denklem (4.42)'deki gibi hesaplanır.

$$\epsilon_{PTG} = \frac{(\dot{E}_7 + \dot{W}_{PTG})}{\dot{E}_6} \quad (4.42)$$

Denklem (4.43) ile ise PTG sistemi ile dizel motorun toplam ekserji verimi bulunur.

$$\epsilon_{Sistem} = \frac{(\dot{E}_5 + \dot{E}_7 + \dot{W}_{PTG} + \dot{W}_{DM})}{(\dot{E}_1 + \dot{E}_Y)} \quad (4.43)$$

PTG sisteminin EPC değeri ise denklem (4.44)'deki ifade ile bulunur.

$$EPC_{PTG} = \frac{(\dot{E}_7 + \dot{W}_{PTG})}{\dot{E}_{Y,PTG}} \quad (4.44)$$

Denklem (4.45) ile ise PTG sistemi ile dizel motorun toplam EPC değeri bulunur.

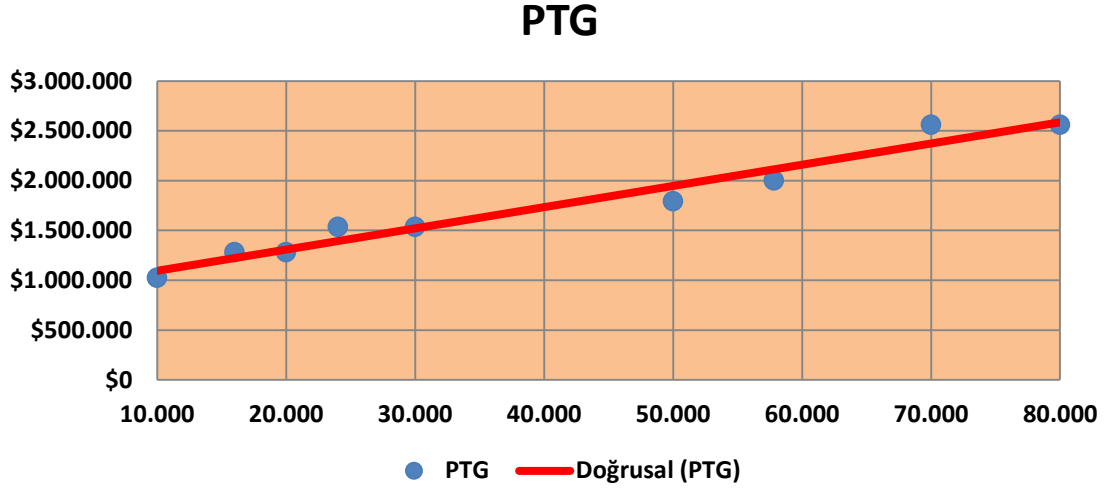
$$EPC_{Sistem} = \frac{(\dot{E}_4 + \dot{W}_{PTG} + \dot{W}_{DM})}{(\dot{E}_{Y,GT} + \dot{E}_{Y,PGT} + \dot{E}_{Y,DM})} \quad (4.45)$$

PTG'de meydana gelen ekserji yıkımı oranı (γ) ise denklem (4.46) ile bulunur.

$$\gamma_{PTG} = \frac{\dot{E}_{Y,PTG}}{\dot{E}_{Y,T}} \quad (4.46)$$

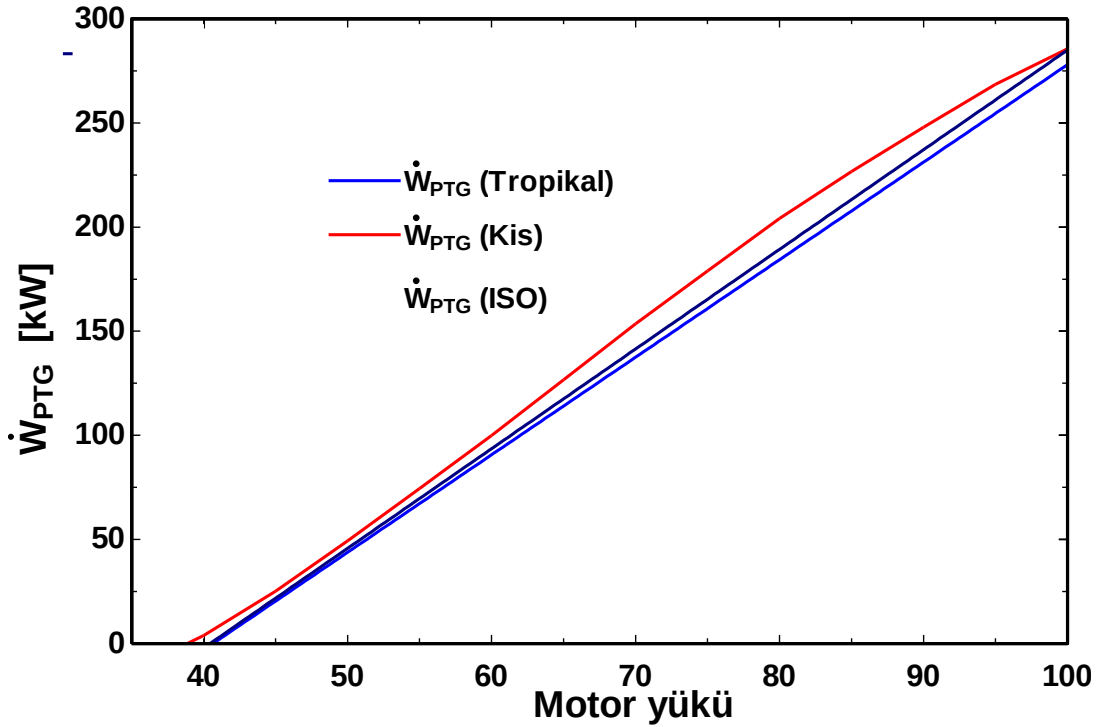
Burada $(\dot{E}_{Y,PTG})$ ifadesi kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı $(\dot{E}_{Y,K})$, gaz türbininde meydana gelen ekserji yıkımı $(\dot{E}_{Y,GT})$ ve PTG sisteminde meydana gelen ekserji yıkımının $(\dot{E}_{Y,PTG})$ toplamına eşittir.

4.3.3 Güç türbin jeneratörünün ekonomik analizi



Şekil 4.6 Ana makine gücüne bağlı olarak PTG sisteminin fiyatları [32]

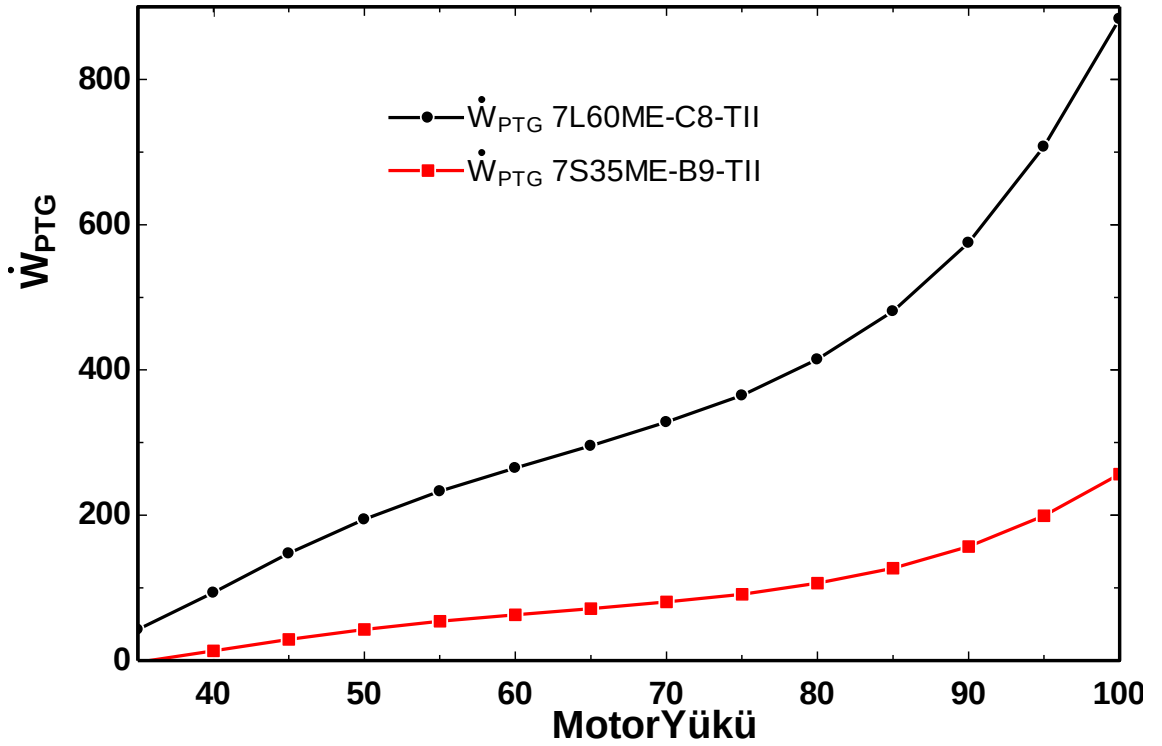
Şekil 4.6’de 9 farklı PTG sisteminin fiyatlarıyla oluşturulmuş grafik görülmektedir. MAN Diesel & Turbo’ya ait PTG sisteminin en küçük modeli PTG18 (1.040 kW)’dir. PTG sistemi %50 yükün altında çalışması teknik olarak mümkün olsa bile ekonomik olarak uygun değildir [32]. Dolayısı PTG sisteminin bir gemiye uygulanabilmesi için PTG gücünün en az 500 kW olması gerekmektedir [19].



Şekil 4.7 MAN 7S35ME-B9-TII motoruna ait PTG güç bilgileri

Şekil 4.7’de MAN 7S35ME-B9-TII motoruna ait PTG güç bilgileri verilmektedir. PTG sisteminin ekonomik olması açısından PTG gücünün en az 500 kW olması gerekmektedir. MAN 7S35ME-B9-TII motorunda PTG sisteminin teknik olarak uygulanması mümkün olmasına rağmen ekonomik olarak uygun değildir.

Şekil 4.8’da 7S35ME-B9 ve 7L60ME-C8-TII motorlarına PTG sistemi uygulanması durumunda elde edilecek net PTG güçleri görülmektedir. Buna göre MAN 7L60ME-C8-TII motoruna bakıldığında bu motora uygulanacak PTG sistemlerinin güçleri 500 kW üzeri olduğu için bu motorlarda PTG sisteminin uygulanması teknik ve ekonomik açıdan uygundur.



Şekil 4.8 7S35ME-B9 ve 7L60ME-C8-TII motorlarında PTG sistemi

4.3.4 Sonuçlar ve tartışma

PTG için verilen termodinamik model ve Çizelge 4.4’de temel parametrelere göre Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6 hesaplanmıştır. Çizelgedeki sonuçlar MAN 7L60ME-C8-TII motoru için, ISO çevre koşullarında ve % 80 motor yükü için hesaplanmıştır.

Çizelge 4.4 PTG sistemi için temel parametreler

Mekanik verim (η_m)	(%)	95
Kompresör izantropik verimi ($\eta_{K,i}$)	(%)	65
Türbin izantropik verimi ($\eta_{T,i}$)	(%)	90
Gaz türbininden PTG sistemine gönderilen egzoz oranı	(%)	12

Çizelge 4.5 PTG sisteminde her bir noktadaki değerler

Nokta	T (°C)	P (bar)	$h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	$s \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right)$	$\dot{E}$ (kW)
1	26	1	299.5	6.867	30.26
2	180	3.43	455.2	6.933	5087
3	322.8	3.99	684.5	7.194	12004
4	322.8	3.99	684.5	7.194	11044
5	216	1.5	521	7.132	6069
6	322.8	3.99	684.5	7.194	960.3
7	216	1.5	521	7.132	527.8

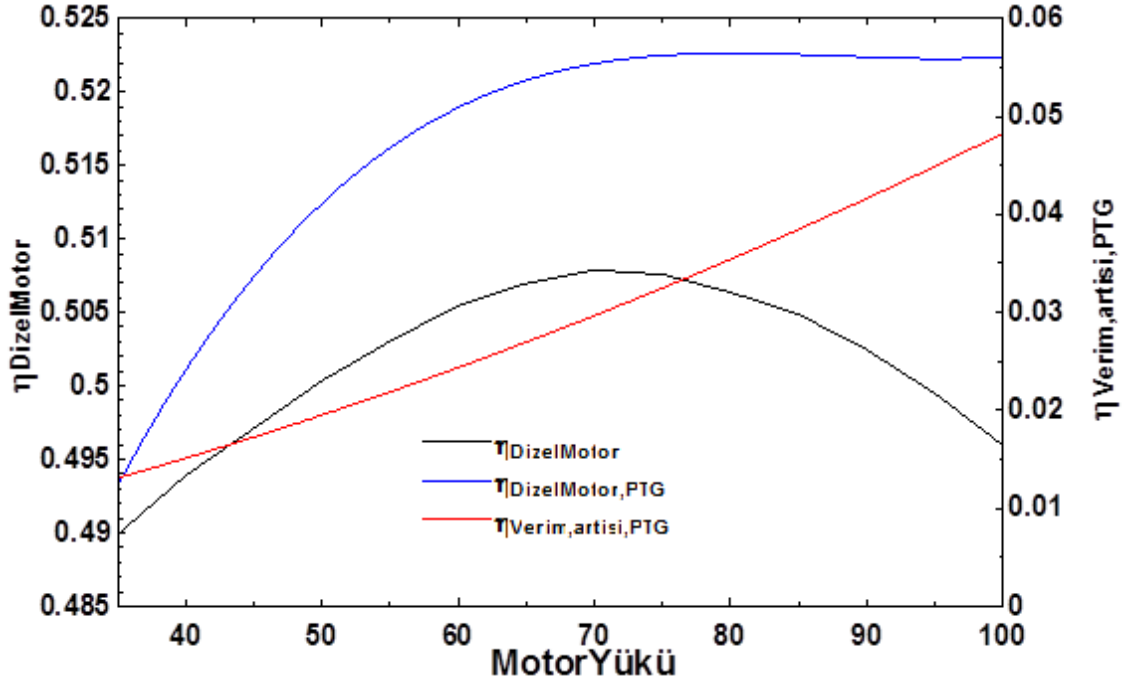
Çizelge 4.5’de MAN 7L60ME-C8-TII motorunda PTG sisteminin uygulanması durumunda her bir noktanın özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.6 PTG sisteminde ekserjitik performans değerleri

Sistem elemanları	E_y (kW)	EPC_i	ϵ_i	γ_i
Dizel motor	13286	0,9863	0.4966	0.9606
Kompresör	323	15.75	0.5932	0.02336
Gaz türbini	203.8	53.19	0.3743	0.01474
PTG	17.72	53.19	0.03254	0.001281
Toplam	13830	0,9775	0,7614	1

Çizelge 4.6’da MAN 7L60ME-C8-TII motoruna ait ISO koşullarında %80 motor yükünde ekserjitik performans değerleri verilmiştir. Gaz türbini ile PTG sistemi hemen hemen aynı karakteristiğe sahip olduğu için EPC değerleri ve ekserji verimleri aynıdır. Toplam debinin ($\dot{m}_3$) %12’si PTG sistemine ($\dot{m}_6$) ve %88’i ise gaz türbinine gittiği için ($\dot{m}_4$) güç, ekserji yıkımları ve ekserji yıkım oranı, debi oranlarına bağlı olarak değişmektedir. Güçlere bakıldığında kompresör yine aşırı doldurma sistemindeki güçtedir. Fakat toplam debinin bir kısmı gaz türbini ve PTG sistemi arasında bölüşüldüğü için gaz türbini gücünde belli bir miktar azalma olmuştur. Gaz türbininin gücündeki bu azalma kompresörde sıkıştırılan havanın maksimum sıkışma basıncını azaltır. Basıncın azalmasından dolayı kompresördeki hacimsel debi azalır. Hacimsel debinin azalması birim hacimdeki oksijen miktarını azaltır. Bu ise yakıt sarfiyatında 1-2 g/kWh oranında yakıt sarfiyatının artmasına neden olur [19].

PTG sisteminin kullanılmasının az da olsa yakıt sarfiyatının artmasına neden olduğu ifade edilmişti. PTG sistemine geçilirken kompresöre gönderilen güç değeri düştüğü için daha küçük bir gaz türbini tercih edilebilir. Bu durum yakıt sarfiyatının artmasının önüne geçer. Fakat küçük gaz türbini büyük güç isteyen durumlarda (örneğin geminin havaya girmesi) büyük gaz türbinine göre daha fazla zorlanır. Bu ise istenmeyen durumların oluşmasına neden olur.



Şekil 4.9 MAN 7L60ME-C8-TII motorunda PTG sistemi ve verim artışına etkisi

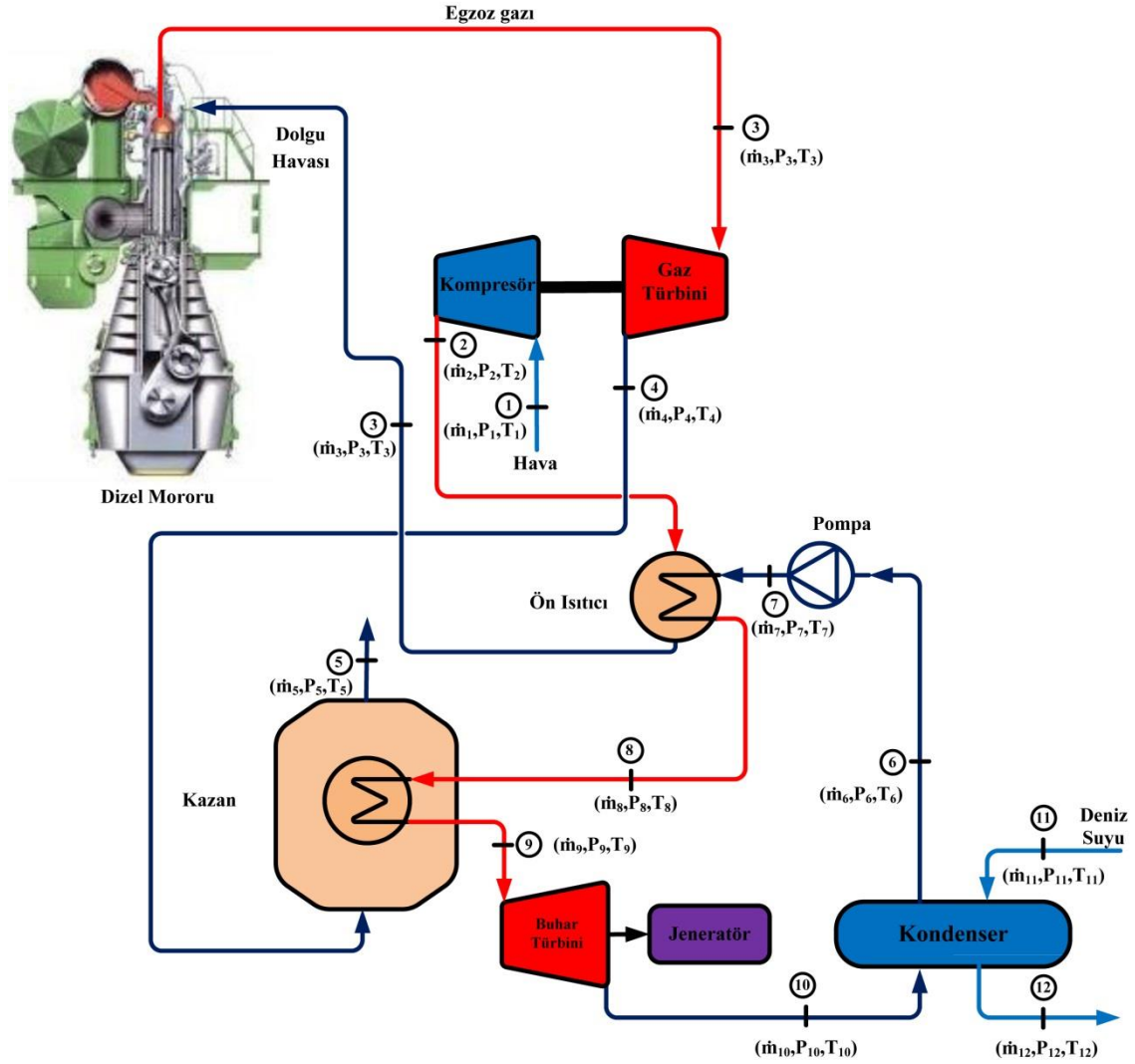
Şekil 4.9’de MAN 7L60ME-C8-TII motoruna ait ISO koşullarında motor yüküne göre PTG sisteminin sistemdeki verim artışı ve toplam sistem verimi görülmektedir. PTG sistemi ile %5’e varan verim artışı elde etmek mümkündür.

4.4 Buhar Türbin Jeneratörü

4.4.1 Buhar güç jeneratörünün çalışma prensibi

Buhar güç jeneratörü (STG) sisteminin temelinde Rankine Çevrimi (RC) yatmaktadır. RC’de sıcak ısı kaynağından alınan enerji (egzoz gazı) buhar kazanına verilerek kazandaki suya ısı geçişi olur. Kazanda ısı artmış olan su daha sonra buhar türbinine gönderilerek sahip olduğu potansiyel enerjiyi türbin kanatlarına bırakır. Türbine aktarılan bu enerji mekanik enerjiye dönüşür. Bu sistem PTG sistemlerine nazaran daha büyük sistemler olduğu için yatırım maliyeti daha fazladır. Yatırım maliyeti daha fazla olmasına rağmen elde edilecek güç ise PTG sistemine oranla daha büyüktür [10]. STG sisteminin bir diğer dezavantajı ise gemilerde kapladığı yer sorunudur. Bu sistemde egzoz enerjisinin ısını alabilmesi için büyük kazanlara ihtiyaç duyulur. Bu ise gemide daha fazla yer gereksinimi doğurmaktadır. STG sistemleri 15.000 kW üzerindeki gemiler

için teknik ve ekonomik olarak uygundur [10].



Şekil 4.10 Aşırı doldurma ile birlikte motor sonrasına konulan tek kademeli STG

Gerçek bir buhar güç sisteminde bulunan elemanlar pompa, ön ısıtıcı, kazan, türbin ve kondenser olmak üzere beş ana sistemden oluşmaktadır.

Şekil 4.10'de kazana giren egzoz (4 noktası) sahip olduğu enerjiyi kazandaki suya vererek bacadan (5 noktası) atmosfere atılır. Kazana giren egzozun debisi aşırı doldurma sonrası egzoz debisine eşittir ($\dot{m}_4 = \dot{m}_5$). STG sistemi kapalı bir sistem olduğu için sistemin her yerindeki debiler birbirine eşittir ($\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$). Kuruluk derecesi sıfır olarak pompaya giren (6 noktası) suyun basıncı pompa yardımıyla

arttırılarak (7noktası) önce kompresördeki havanın sıkıştırılması sonucunda açığa çıkan ısı ile buhar kazanı ön ısıtıcı şartı olan 120 °C'ye kadar ısıtılır (8 noktası) [3]. Isınan su buharı kazana gönderilir. Kazan üç kısımdan oluşmaktadır. Bunlardan birincisi, belli bir basınçtaki suyu, doyma sıcaklığına kadar çıkartan ön ısıtıcı bölümüdür. Ön ısıtıcıdan çıkan doymuş su daha sonra kazanın ikinci bölümü olan buharlaştırıcı bölümüne gönderilir. Buharlaştırıcıdan doymuş su kazanın kızdırıcı bölümüne gönderilir. Kızdırıcıdan sonra (9 noktası) kızgın buhar türbine gönderilir. Buhar, türbinde genişlerken enerjisini türbin kanatlarına bırakarak buhar türbin çıkışında (10 noktası) kondensere girerek yoğunlaşır ve çevrimin başlangıç şartları olan noktaya geri döner (6 noktası).

4.4.5 Buhar güç jeneratörünün termodinamik modeli

4.4.5.1 Pompa prosesi

Su pompaya 6 halinde doymuş sıvı olarak girer ve pompada izantropik olarak sıkıştırılarak basınç kazan çalışma basıncına kadar yükseltilir. Suyun izantropik sıkıştırılması sırasında, özgül hacminde meydana gelen az miktardaki azalma nedeniyle sıcaklığı bir miktar artar. RC gerçek pompa işi ($\dot{W}_{R,P}$) ideal pompa işinin ($\dot{W}_{R,P,i}$) pompa verimine ($\eta_{R,P,M}$) bölünmesiyle bulunur. Pompa işi sistemde bulunan akışkanın debisi ile ($\dot{m}_7$) pompaya giren basıncı düşük akışkanın entalpi değeri ile (h_6) ve pompadan çıkan ve basıncı kazan basıncına kadar yükseltilmiş olan akışkanın entalpi (h_7) farkının çarpımıyla denklem (4.47) ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{R,P} = \frac{\dot{W}_{R,P,i}}{\eta_{R,P,M}} = \frac{\dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_6)}{\eta_{R,P,M}} \quad (4.47)$$

Pompa izantropik verimi Şekil 4.2'de gösterildiği gibi denklem (4.48) ile hesaplanır.

$$\eta_{R,P,i} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.48)$$

Pompa öncesindeki ekserji değeri denklem (4.49)'a göre hesaplanır.

$$\dot{E}_6 = \dot{m}_6 \cdot [(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)] \quad (4.49)$$

Pompa çıkışındaki ekserji değeri ise denklem (4.50)'ye göre bulunur.

$$\dot{E}_7 = \dot{m}_7 \cdot [(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] \quad (4.50)$$

Pompanın yaptığı iş ($\dot{W}_{R,P}$) ve giriş ($\dot{E}_6$) ve çıkış ($\dot{E}_7$) ekserji değerleri sisteme giren ve sistemden çıkan cinsinden yazıldığında denklem (4.51) yazılır.

$$\dot{E}_{Y,R,P} = \dot{E}_6 + \dot{W}_{R,P} - \dot{E}_7 \quad (4.51)$$

Pompanın ekserji verimi ise denklem (4.52)'e göre yazılır.

$$\epsilon_{R,P} = \frac{\dot{E}_7}{(\dot{E}_6 + \dot{W}_{R,P})} \quad (4.52)$$

Pompanın EPC değeri ise denklem (4.53)'a göre hesaplanır.

$$EPC_{R,P} = \frac{\dot{E}_7}{\dot{E}_{Y,R,P}} \quad (4.53)$$

Pompada meydana gelen ekserji yıkımı oranı (y) ise denklem (4.54)'a göre hesaplanır.

$$y_{R,P} = \frac{\dot{E}_{Y,R,P}}{\dot{E}_{Y,T}} \quad (4.54)$$

Burada ($\dot{E}_{Y,T}$) ifadesi, kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı ($\dot{E}_{Y,K}$), gaz türbininde meydana gelen ekserji yıkımı ($\dot{E}_{Y,GT}$) ve STG sisteminde yer alan pompadaki ekserji yıkımı ($\dot{E}_{Y,R,P}$), ön ısıtıcıdaki ekserji yıkımı ($\dot{E}_{Y,R,O}$), kazandaki ekserji yıkımı ($\dot{E}_{Y,R,Ka}$), türbindeki ekserji yıkımı ($\dot{E}_{Y,R,T}$) ve kondenserdeki ekserji yıkımının ($\dot{E}_{Y,R,Ko}$) toplamına eşittir.

4.4.5.2 Ön ısıtıcı prosesi

Şekil 4.11'de doymuş su, kazana gönderilmeden önce (7 noktası) kompresörde sıkıştırılmış ve sıcaklığı artmış olan havayı soğutmak için kullanılır. Böylelikle hem motorda verimli yanma olması için dolgu havasının sıcaklığı düşürülmüş olur hem de

kazana gönderilen suya ön ısıtma uygulanmış olur. Ön ısıtıcıya 5 halinde sıkıştırılmış sıvı olarak giren su sabit basınçta sıcaklığı artırılarak 6 halinde ön ısıtıcıdan 120 °C’de çıkar [5]. RC’de ön ısıtıcıdan sisteme giren ısı ($\dot{Q}_{R,\ddot{O}}$), sistemde bulunan akışkanın debisi ile ($\dot{m}_8$) ön ısıtıcı giriş (h_7) ve çıkış (h_8) entalpi farklarının çarpımıyla denklem (4.55) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{R,\ddot{O}} = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_7) \quad (4.55)$$

Ön ısıtıcı çıkışındaki ekserji denklem (4.56)’e göre hesaplanır.

$$\dot{E}_8 = \dot{m}_8 \cdot [(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)] \quad (4.56)$$

Ön ısıtıcıda meydana gelen ekserji yıkımı ise denklem (4.57)’ye göre bulunur.

$$\dot{E}_{Y,R,\ddot{O}} = \dot{m}_8 \cdot T_0 \cdot \left[(s_8 - s_7) + \frac{h_7 - h_8}{T_{H,H}} \right] \quad (4.57)$$

Buradaki ($T_{H,H}$) ifadesi ön ısıtıcıya ısı transferi olan dolgu havasının sıcaklığıdır. Ön ısıtıcının ekserji verimi denklem (4.58)’e göre hesaplanır.

$$\epsilon_{R,\ddot{O}} = \frac{(\dot{E}_3 + \dot{E}_8)}{(\dot{E}_2 + \dot{E}_7)} = 1 - \frac{\dot{E}_{Y,R,\ddot{O}}}{(\dot{E}_2 + \dot{E}_7)} \quad (4.58)$$

Ön ısıtıcının EPC değeri denklem (4.59) ile bulunur.

$$EPC_{R,\ddot{O}} = \frac{(\dot{E}_3 + \dot{E}_6)}{\dot{E}_{Y,R,\ddot{O}}} = \frac{(\dot{E}_2 + \dot{E}_7)}{\dot{E}_{Y,R,\ddot{O}}} - 1 \quad (4.59)$$

Ön ısıtıcıda meydana gelen ekserji yıkım oranı (γ) ise denklem (4.60)’e göre hesaplanır.

$$\gamma_{R,\ddot{O}} = \frac{\dot{E}_{Y,R,\ddot{O}}}{\dot{E}_{Y,T}} \quad (4.60)$$

4.4.5.3 Kazan prosesi

Şekil 4.11’de ön ısıtıcıda sıcaklığı 120 °C civarında olan sıkıştırılmış su, kazana 8

noktasından girer ve kazanda sabit basınçta sıcaklığı arttırılarak 9 halinde kazandan kızgın buhar olarak çıkar. RC'de kazandan sisteme giren ısı ($\dot{Q}_{R,Ka}$) sistemde bulunan akışkanın debisi ($\dot{m}_9$) ile kazana giriş (h_8) ve çıkış (h_9) entalpi farklarının çarpımıyla bulunur.

Kazanda egzoz gazında suya aktarılan toplam ısı miktarı denklem (4.61)'ya göre bulunur.

$$\dot{Q}_{R,Ka} = \dot{m}_9 \cdot (h_9 - h_8) \quad (4.61)$$

Kazan çıkışındaki ekserji denklem (4.62)'ye göre bulunur.

$$\dot{E}_9 = \dot{m}_9 \cdot [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)] \quad (4.62)$$

Kazanda meydana gelen ekserji yıkımı ise denklem (4.63)'e göre hesaplanır.

$$\dot{E}_{Y,R,Ka} = \dot{m}_9 \cdot T_0 \cdot \left[(s_9 - s_8) + \frac{h_8 - h_9}{T_{H,E}} \right] \quad (4.63)$$

Buradaki ($T_{H,E}$) ifadesi kazana ısı transferi olan egzoz gazının sıcaklığıdır. Kazanın ekserji verimi denklem (4.64)'a göre hesaplanır.

$$\epsilon_{R,Ka} = \frac{(\dot{E}_5 + \dot{E}_9)}{(\dot{E}_4 + \dot{E}_8)} = 1 - \frac{\dot{E}_{Y,R,Ka}}{(\dot{E}_4 + \dot{E}_8)} \quad (4.64)$$

Kazanın EPC değeri ise denklem (4.65)'ye göre hesaplanır.

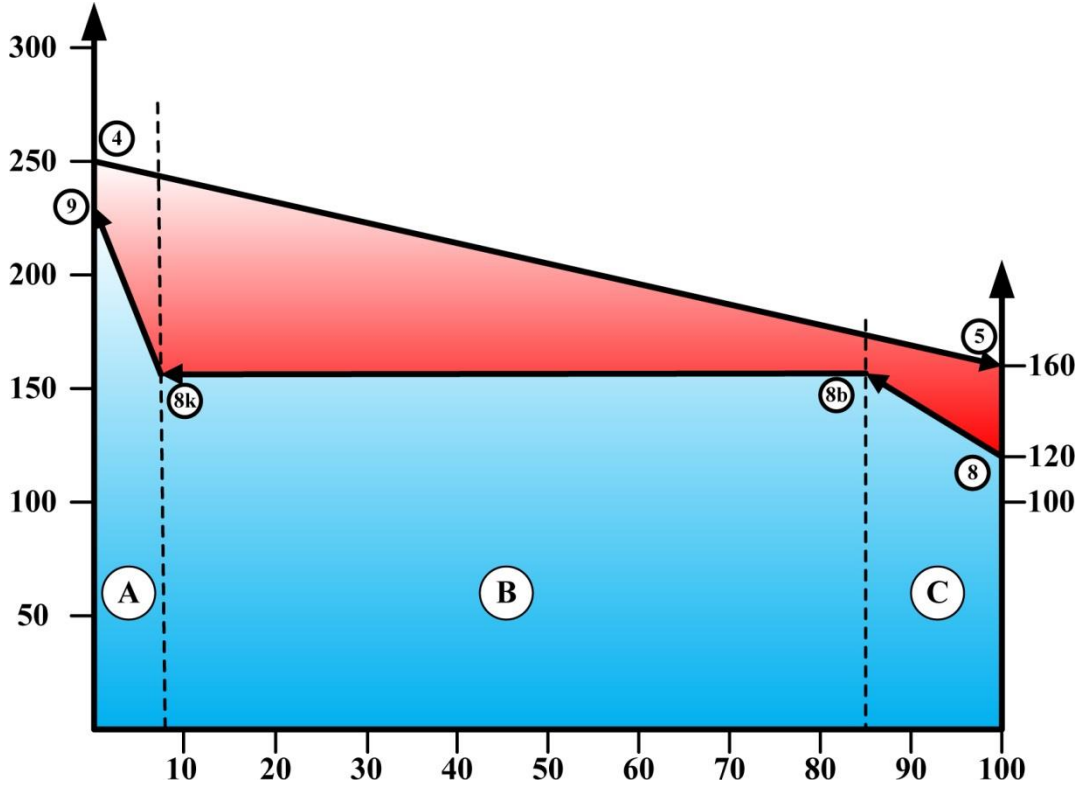
$$EPC_{R,Ka} = \frac{(\dot{E}_7 + \dot{E}_5)}{\dot{E}_{Y,R,Ka}} = \frac{(\dot{E}_4 + \dot{E}_8)}{\dot{E}_{Y,R,Ka}} - 1 \quad (4.65)$$

Kazanda meydana gelen ekserji yıkım oranı (y) denklem (4.66)'ya göre hesaplanır.

$$y_{R,Ka} = \frac{\dot{E}_{Y,R,Ka}}{\dot{E}_{Y,T}} \quad (4.66)$$

Egzoz kazanı tasarlanırken en önemli nokta egzoz gazı ile su arasındaki en uygun sıcaklık farkıdır. Genel olarak egzoz gazının sıcaklığı aşırı doldurmadan çıkan egzozun sıcaklığına eşittir. Çıkış sıcaklığı ise sülfürün yoğunlaşmasından dolayı yaklaşık 160 °C'ye

kadar düşürülebilmektedir. Kazan tasarlanırken suyun buhar kazanına 120°C ile girmesi istenmektedir [3]. Bu kısıtlara göre sisteme bakıldığında egzoz ile bu su arasındaki sıcaklık farkının kritik olduğu yer doymuş su bölgesi olduğu bölgedir (7 noktası). Bu sıcaklık farkını kazan basıncı belirlemektedir.



Şekil 4.11 Tek kademeli kazandaki ısı transferi

Kazan basıncını belirlerken öncelikle kazandan egzoz gazından suya verilen toplam ısı miktarı bulunur ($\dot{Q}_T$). Toplam ısı miktarı, ön ısıtıcıdaki ısı transferi ($\dot{Q}_{R,K,\ddot{O}}$), buharlaştırıcıdaki ısı transferi ($\dot{Q}_{R,K,E}$) ve kızdırıcıdaki ısı transferinin ($\dot{Q}_{R,K,K}$) toplamına eşittir.

Daha sonra bölümlerde meydana gelen ısı transfer oranları denklem (4.67), (4.68) ve (4.69)'e göre hesaplanır ve bu oranların toplamı 100'e eşittir.

$$\text{Ön ısıtıcıdaki ısı transfer yüzdesi } (C) = \frac{(\dot{Q}_{R,K,\ddot{O}})}{(\dot{Q}_T)} \cdot 100 \quad (4.67)$$

$$\text{Buharlaştırıcıdaki ısı transfer yüzdesi (B)} = \frac{(\dot{Q}_{R,K,B})}{(\dot{Q}_T)} \cdot 100 \quad (4.68)$$

$$\text{Kızdırıcıdaki ısı transfer yüzdesi (A)} = \frac{(\dot{Q}_{R,K,A})}{(\dot{Q}_T)} \cdot 100 \quad (4.69)$$

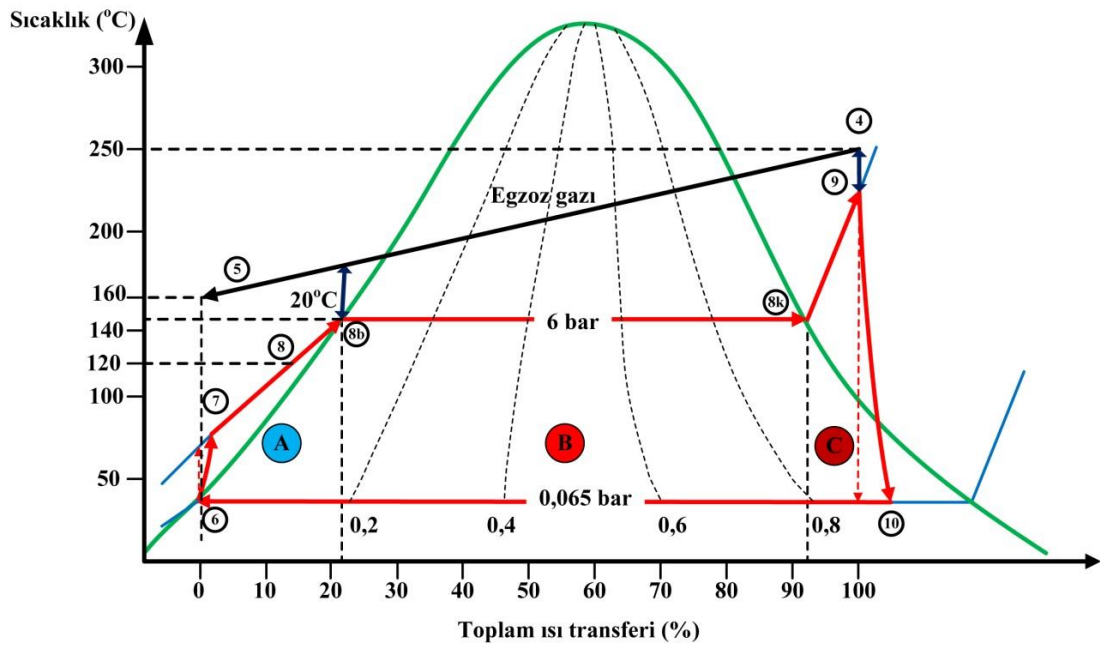
Daha sonra egzoz gazının sıcaklık azalması lineer olarak kabul edilerek egzoz gazının sıcaklığının azalma fonksiyonu olan lineer doğrunun eğimi bulunur. Eğim bulunurken egzoz gazının kazan giriş sıcaklığından ön ısıtıcıdaki ısı transfer yüzdesi (T_4) bacadan çıkış sıcaklığı (T_5) denklem (4.70)'daki gibi çıkartılıp 100'e bölünür.

$$\text{Tan}_E = \frac{T_4 - T_5}{100} \quad (4.70)$$

Egzoz gazının doymuş su bölgesindeki kritik sıcaklığı ise ön ısıtıcısının ısı transfer oranı (C) ile egzoz gazının sıcaklık değişim fonksiyonunun çarpılıp egzoz gazı baca çıkış sıcaklığı ile toplanmasıyla denklem (4.71)'deki gibi bulunur.

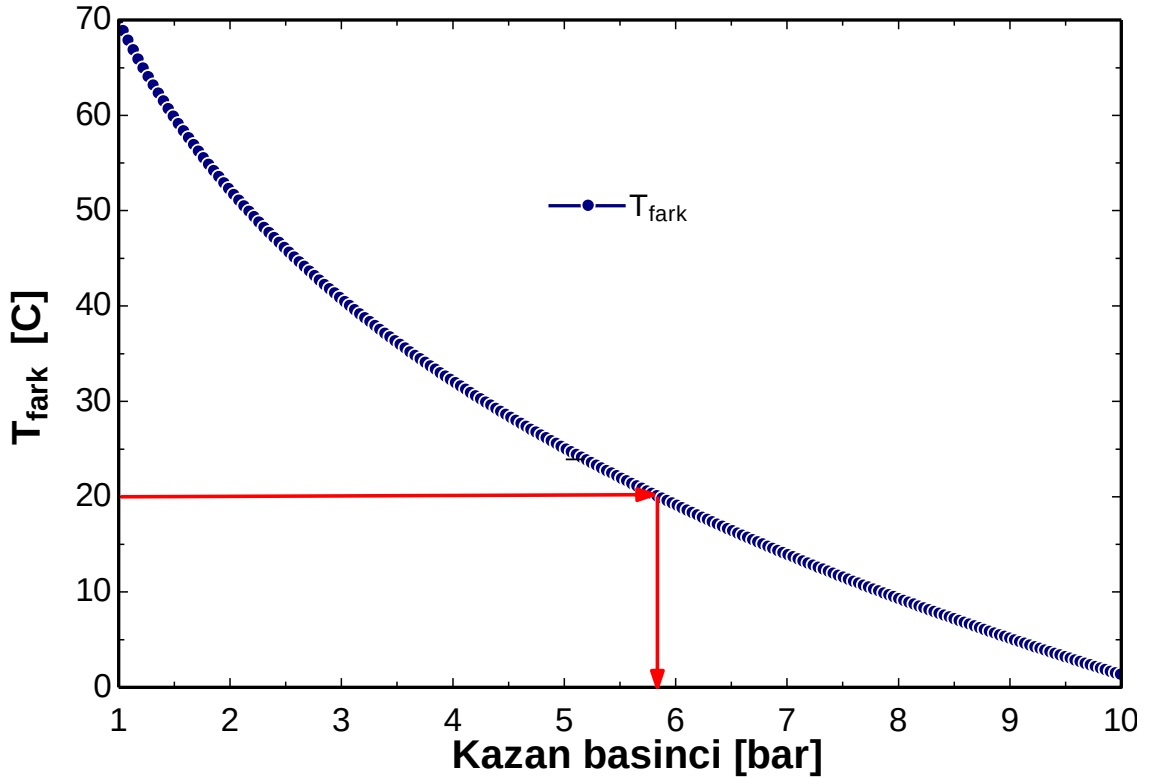
$$T_{\text{kritik}} = C \cdot \text{Tan}_E + 160 \quad (4.71)$$

Isı transferinin optimum olabilmesi için suyun o basınçtaki doyma sıcaklığı ile yukarıda bulunan egzoz gazı kritik sıcaklığı arasındaki farkın 20°C olması gerekmektedir [10].



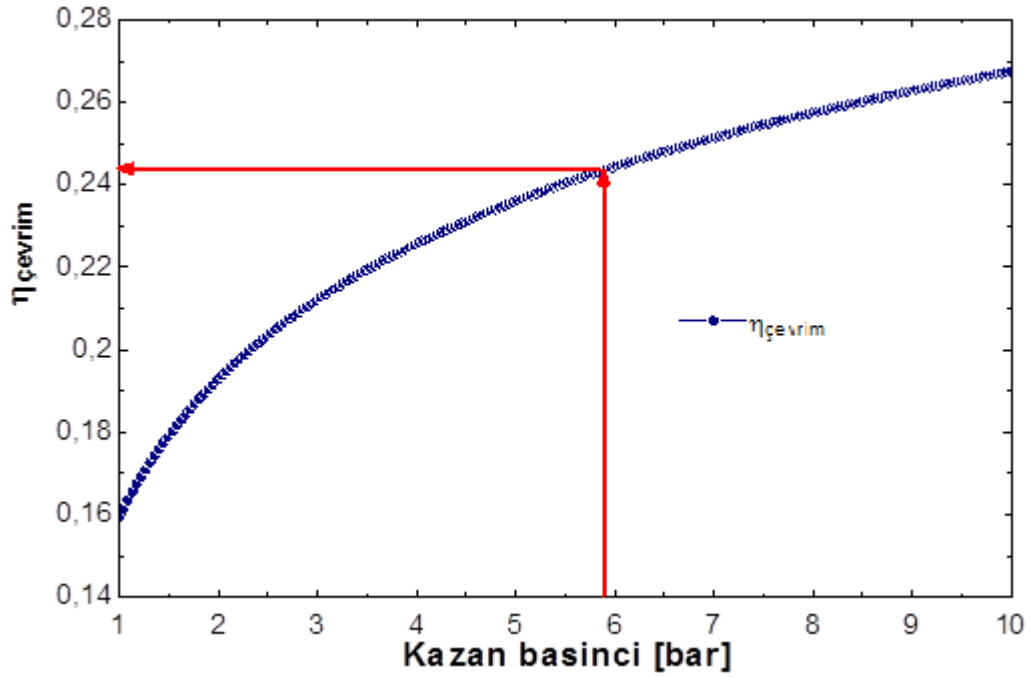
Şekil 4.12 Egzoz gazı sıcaklığına bağlı olarak ısı transferi

Şekil 4.12’de normal çevre koşullarındaki doyma sıcaklığında (0.065 bar) olan su egzoz gazı sıcaklığı 250 °C’den 160 °C’ye kadar düşmektedir. Bu sistem için kritik nokta suyun doymuş sıvı olduğu “k” noktasıdır. Bu noktada egzoz gazıyla arasındaki sıcaklık farkının en az 20 °C olması istenir. Buna göre kazan basıncı parametrik olarak arttırılabilir. Egzozun bu noktadaki sıcaklığının 20 °C daha düşük sıcaklığa sahip olan doymuş suyun basıncı bulunur. Bu basınç, kazanın çalışabileceği en büyük basıncı vermektedir. Egzoz gazının kazana giriş sıcaklığının 250 °C ve çıkış sıcaklığının 160 °C olduğu bir kazanda kazan basıncı 6 bar civarındadır.



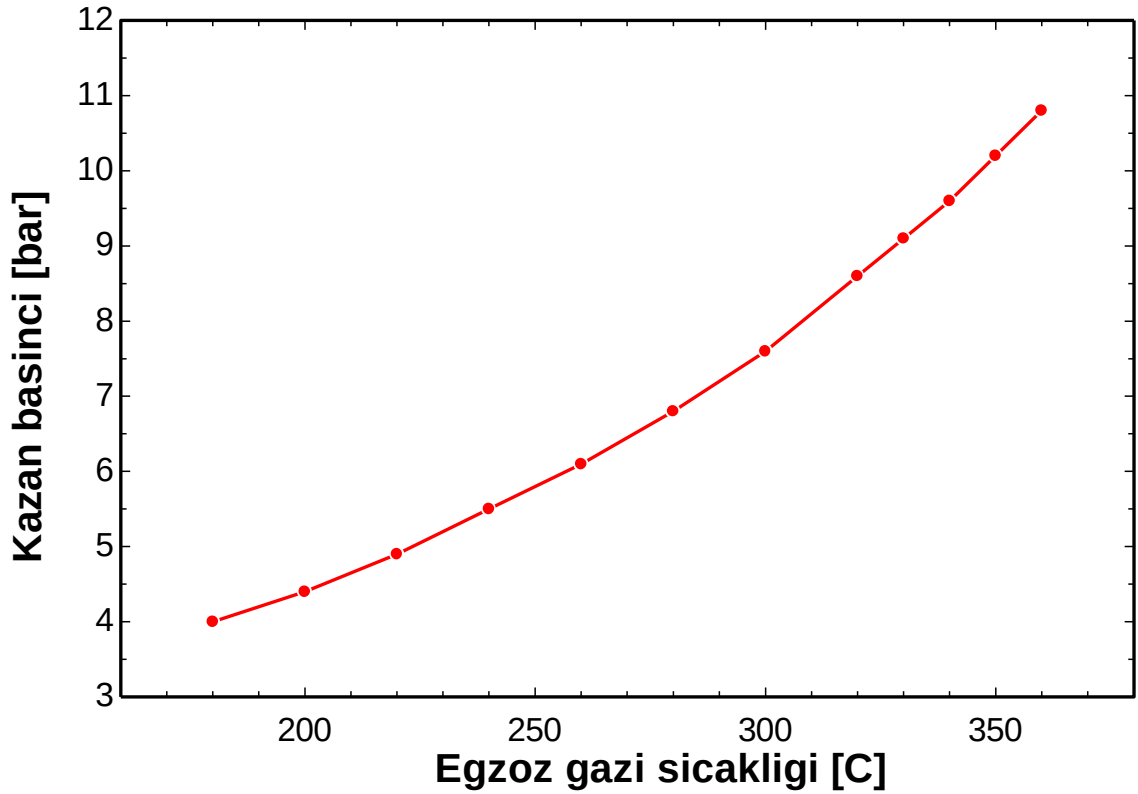
Şekil 4.13 Kazan basıncına bağlı kritik sıcaklık farkı

Şekil 4.13’de kazandaki basıncının artmasına bağlı olarak egzoz gazı ile su arasında ısı transferinin optimum olduğu kritik sıcaklık farkının değişimi görülmektedir. Buna göre kazan basıncı 6 bara yükseldiğinde akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının 20 °C olduğu gözükmemektedir. Kazan basıncının daha da artması durumunda bu sıcaklık farkı azalacak, daha fazla ısı transferi olacak ama bu sefer gerekli olan alan çok fazla büyümüş olacaktır.



Şekil 4.14 Kazan basıncına bağlı olarak RC sistem verimi

Şekil 4.14’de kazan basıncına bağlı olarak RC sisteminin verimi görülmektedir. Şekil 4.13’de belirlenen kazan basıncı 6 bar olduğu göz önüne alınırsa RC sistem verimi %23 civarı olmaktadır. Kazan basıncının artması sistemimizi olumlu yönde etkilemektedir. Fakat egzoz gazı ile olan ısı transferinin kritik nokta kısıtından dolayı, egzoz gazının kazana giriş sıcaklığının 250 °C ve çıkış sıcaklığının 160 °C olduğu bir kazanda, kazan basıncının çıkabileceği en büyük değer 6 bar civarındadır.



Şekil 4.15 Egzoz sıcaklığının STG kazan basıncına etkisi

Gemilerde egzoz sıcaklığı sabit bir değere sahip değildir. Aynı gemide bile yükten yüke egzoz sıcaklığı değişeceği gibi çevre koşullarına göre de egzoz sıcaklığı değişmektedir. Şekil 4.16'daki grafik kazana giren değişen egzoz sıcaklığına göre bu egzoz sıcaklık aralığında çalışacak kazana ait en yüksek kazan basıncını vermektedir. Grafiğe göre kazana giren egzoz sıcaklığı arttıkça kazan basıncı da artmaktadır.

4.4.5.4 Türbin prosesi

4 halindeki kızgın buhar bir türbinde izantropik olarak genişleyerek basıncı ve sıcaklığı azalır. Genişleme sırasında elektrik jeneratörüne bağlı olan türbin milini döndürerek iş üretir. RC gerçek türbin işi ($\dot{W}_{R,T}$) ideal türbin işinin ($\dot{W}_{R,T,i}$) türbin verimi ile ($\eta_{R,T,M}$) çarpılmasıyla bulunur. Aynı zamanda türbin işi sistemde bulunan akışkanın debisi ile ($\dot{m}_{10}$) türbine giren basıncı ve sıcaklığı yüksek akışkanın entalpi (h_9) değeri ile ve türbinden çıkan basıncı ve sıcaklığı düşük akışkanın entalpi (h_{10}) farkının çarpımıyla denklem (4.72)'deki gibi bulunur.

$$\dot{W}_{R,T} = \dot{W}_{R,T,i} \cdot \eta_{R,T} = \dot{m}_{10} \cdot (h_9 - h_{10}) \cdot \eta_{R,T,M} \quad (4.72)$$

Türbin çıkışındaki ekserji denklem (4.73)'e göre hesaplanır.

$$\dot{E}_{10} = \dot{m}_{10} \cdot [(h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0)] \quad (4.73)$$

Türbin prosesinde meydana gelen ekserji yıkımı türbinin yaptığı iş ($\dot{W}_{R,T}$) ve giriş ($\dot{E}_9$) ve çıkış ($\dot{E}_{10}$) ekserji değerleri sisteme giren ve sistemden çıkan cinsinden yazıldığında denklem (4.74)'deki gibi hesaplanır.

$$\dot{E}_{Y,R,T} = \dot{E}_9 - \dot{W}_{R,T} - \dot{E}_{10} \quad (4.74)$$

Türbinin ekserji verimi ise denklem (4.75) ile bulunur.

$$\epsilon_{R,T} = \frac{(\dot{W}_{R,T} + \dot{E}_{10})}{\dot{E}_9} \quad (4.75)$$

Türbinin EPC değeri denklem (4.76)'ya göre hesaplanır.

$$EPC_{R,T} = \frac{(\dot{W}_{R,T} - \dot{E}_{10})}{\dot{E}_{Y,R,T}} \quad (4.76)$$

Türbinde meydana gelen ekserji yıkım oranı (γ) ise denklem (4.77)'ye göre hesaplanır.

$$\gamma_{R,T} = \frac{\dot{E}_{Y,R,T}}{\dot{E}_{Y,T}} \quad (4.77)$$

4.4.5.5 Kondenser prosesi

Şekil 4.11'e göre türbinde enerjisini kaybeden buhar 8 haline gelir. Bu noktadaki buhar yüksek kuruluk derecesine sahip bir doymuş sıvı-buhar karışımıdır. Daha sonra buhar, çevrimin tamamlanması için kondenserden ısısını atarak tekrar pompaya gönderilir. RC'nin tamamlanması için kondenser ile sistemden atılan ısı ($\dot{Q}_{R,KO}$) sistemde bulunan akışkanın debisi ($\dot{m}_6$) ile kondensere giriş (h_{10}) ve çıkış (h_6) entalpi farklarının çarpımıyla denklem (4.78) ile bulunur.

$$\dot{Q}_{R,Ko} = \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_{10}) \quad (4.78)$$

Kondenserde meydana gelen ekserji yıkımı ise denklem (4.79)'a göre bulunur.

$$\dot{E}_{Y,R,Ko} = \dot{m}_6 \cdot T_0 \cdot \left[(s_6 - s_{10}) + \frac{h_{10} - h_6}{T_{L,16}} \right] \quad (4.79)$$

Buradaki $(T_{L,16})$ ifadesi kondenserden dışarıya ısı atılması için dış ortamdan kondensere alınan deniz suyunun sıcaklığını ifade etmektedir. Kondenserin ekserji verimi denklem (4.80)'e göre hesaplanır.

$$\epsilon_{R,Ko} = \frac{(\dot{E}_6 + \dot{E}_{17})}{(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16})} = 1 - \frac{\dot{E}_{Y,R,Ko}}{(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16})} \quad (4.80)$$

$$\epsilon_{Sistem} = \frac{(\dot{E}_{10} + \dot{W}_{STG} + \dot{W}_{DM} + \dot{E}_{17})}{(\dot{E}_1 + \dot{E}_Y + \dot{E}_{16})} \quad (4.81)$$

Kondenserin EPC değeri ise denklem (4.82)'ye göre hesaplanır.

$$EPC_{R,Ko} = \frac{(\dot{E}_6 + \dot{E}_{17})}{\dot{E}_{Y,R,Ko}} = \frac{(\dot{E}_{10} + \dot{E}_{16})}{\dot{E}_{Y,R,Ko}} - 1 \quad (4.82)$$

$$EPC_{Sistem} = \frac{(\dot{E}_{10} + \dot{W}_{STG} + \dot{W}_{DM} + \dot{E}_{17})}{(\dot{E}_{Y,GT} + \dot{E}_{Y,SGT} + \dot{E}_{Y,DM})} \quad (4.83)$$

Kondenserde meydana gelen ekserji yıkım oranı (y) denklem (4.84)'e göre hesaplanır.

$$y_{R,Ko} = \frac{\dot{E}_{Y,R,Ko}}{\dot{E}_{Y,T}} \quad (4.84)$$

4.4.5.6 Çevrim verimi

Suya ait T-S diyagramında pompa çıkışından türbin girişine kadar olan eğrinin altında kalan alan suya kazanda verilen ısıyı, kondenser girişinden kondenser çıkışına kadar olan eğrinin altında kalan alan da kondenserden çevreye atılan ısıyı göstermektedir. Çevrimi gösteren eğrinin içinde kalan alan çevrim boyunca üretilen net işi vermektedir [33]. Sistemin toplam verimi, türbin işinden $(\dot{W}_{R,T})$ pompa işinin $(\dot{W}_{R,P})$ çıkartılmasıyla

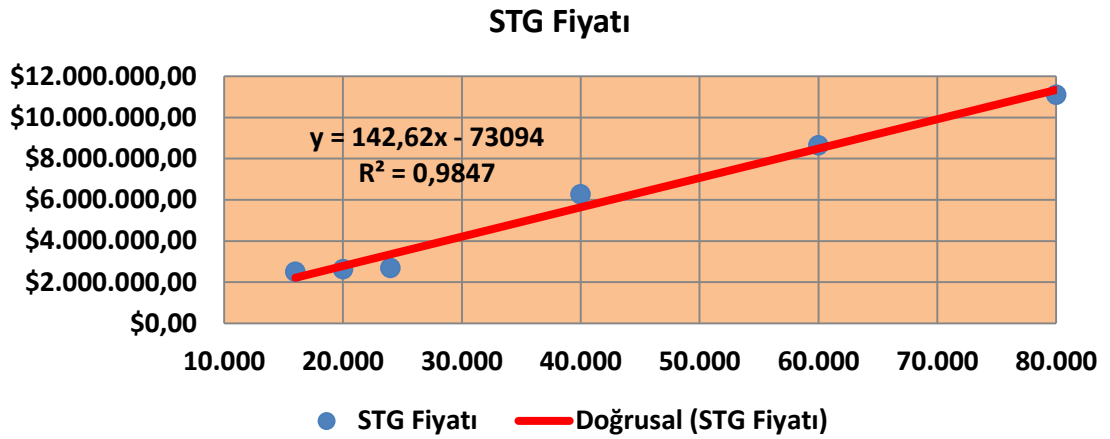
bulunan net işin, öz ısıtıcıdan ($\dot{W}_{R,P,\ddot{O}}$) ve kazandan ($\dot{W}_{R,Ka}$) sisteme giren ısıya bölünmesiyle denklem (4.85)'daki gibi bulunur.

$$\eta_{T,R} = \frac{\dot{W}_{R,T} - \dot{W}_{R,P}}{\dot{Q}_{R,\ddot{O}} + \dot{Q}_{R,E}} = \frac{\dot{W}_{R,Net}}{\dot{Q}_{R,\ddot{O}} + \dot{Q}_{R,Ka}} \quad (4.85)$$

RC toplam ekserji yıkımı ise denklem (4.86)'daki gibi hesaplanır.

$$E_{Y,R} = \dot{m}_6 \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{h_8 - h_9}{T_{H,E}} \right) + \left(\frac{h_7 - h_8}{T_{H,H}} \right) - \left(\frac{h_6 - h_{10}}{T_L} \right) \right] \quad (4.86)$$

4.4.6 Buhar türbin jeneratörünün ekonomik analizi



Şekil 4.16 Ana makine gücüne bağlı olarak STG sisteminin fiyatları [19]

Şekil 4.17'de altı farklı STG sisteminin fiyatlarıyla oluşturulmuş grafik görülmektedir. MAN Diesel & Turbo'ya ait STG sisteminin uygulanabilmesi için en küçük STG değeri 1.500 kW olmalıdır. Bu STG güce denk gelen motor gücü ise 15.000 kW'tır [10]. 15.000 kW'ın altındaki motorlarda STG sistemi teknik olarak uygun olmasına rağmen kapladığı yer açısından ve ekonomikliği açısından uygun değildir.

4.4.7 Sonuçlar ve tartışma

STG için verilen termodinamik model ve Çizelge 4.7'deki temel parametrelere göre Çizelge 4.8 ve Çizelge 4.9 hesaplanmıştır. Çizelgedeki sonuçlar MAN 7L60ME-C8-TII motoru için, ISO çevre koşullarında ve %80 motor yükü için hesaplanmıştır.

Çizelge 4.7 STG sistemi için temel parametreler

Egzoz gazı baca çıkış sıcaklığı (T_E)	(°C)	160
Kondenser sıcaklığı (T_{Kon})	(°C)	25
Isı transferi sırasındaki minimum sıcaklık (T_{pinch})	(°C)	20
Mekanik verim (η_m)	(%)	95
Pompa izantropik verimi ($\eta_{R,p,i}$)	(%)	85
Türbin izantropik verimi ($\eta_{R,T,i}$)	(%)	85
Kazan verimi ($\eta_{R,Ka}$)	(%)	90

Çizelge 4.8 STG sisteminde her bir noktadaki değerler

Nokta	T (°C)	P (bar)	x	$h \left(\frac{kJ}{kg} \right)$	$s \left(\frac{kJ}{kg.K} \right)$	$\dot{E}$ (kW)
1	25	1	-	299.5	6.867	30.26
2	180	3.43	-	455.2	6.933	5087
3	32	3.43		305	6.532	486.2
4	325	3.99	-	687.5	7.18	1452
5	216	1.50	-	510.1	7.132	747.7
6	37	0.065	0	157.6	0.5414	45.97
7	37	4.8	-100	158.3	1.528	46.65
8	120	4.8	-100	504	7.06	351.4
9	196	4.8	+100	2847	7.273	2445
10	37	0.065	0.87	2250	0.2242	1873

Çizelge 4.8 STG sisteminde her bir noktadaki değerler (devamı)

Nokta	T (°C)	P (bar)	x	$h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	$s \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right)$	$\dot{E}$ (kW)
11	15	2	+100	63	0.3669	-28,23
12	25	2	+100	104.8	6.867	1645

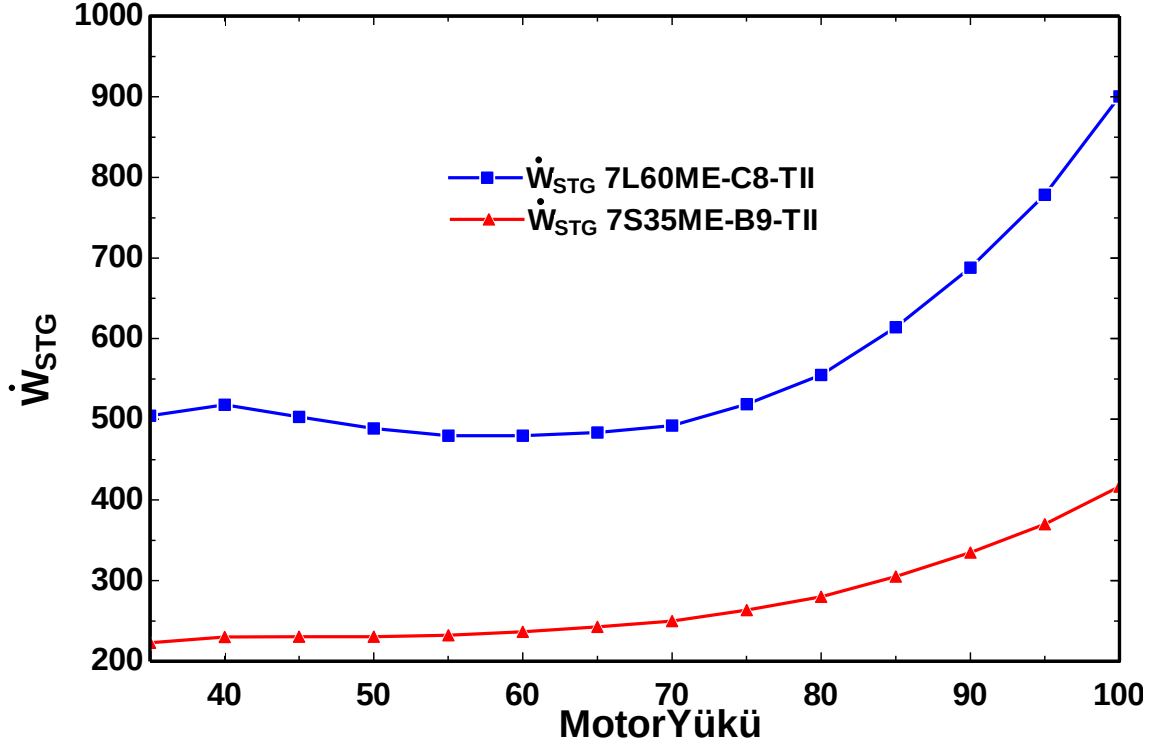
Çizelge 4.8’de MAN 7L60ME-C8-TII motorunda STG sisteminin uygulanması durumunda her bir noktanın özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.9 STG sisteminde ekserjitik performans değerleri

Sistem elemanları	E_y (kW)	EPC_i	ϵ_i	γ_i
Dizel motor	13286	0,9863	0.4966	0,7973
Kompresör	323	15,75	0,94	0,01939
Gaz türbini	203,8	53,19	0,959	0,01223
STG - Kondenser	89,8	18,79	0,947	0,005389
STG – Pompa	0,1314	326,7	0,8261	$7,89 \cdot 10^{-6}$
STG – Ön ısıtıcı	58,07	6161	0,9887	0,003485
STG – Kazan	2687	2,564	0,624	0,1613
STG – Türbin	15,1	148	0,9713	0,000906
Toplam	16663	1,194	0,754	1

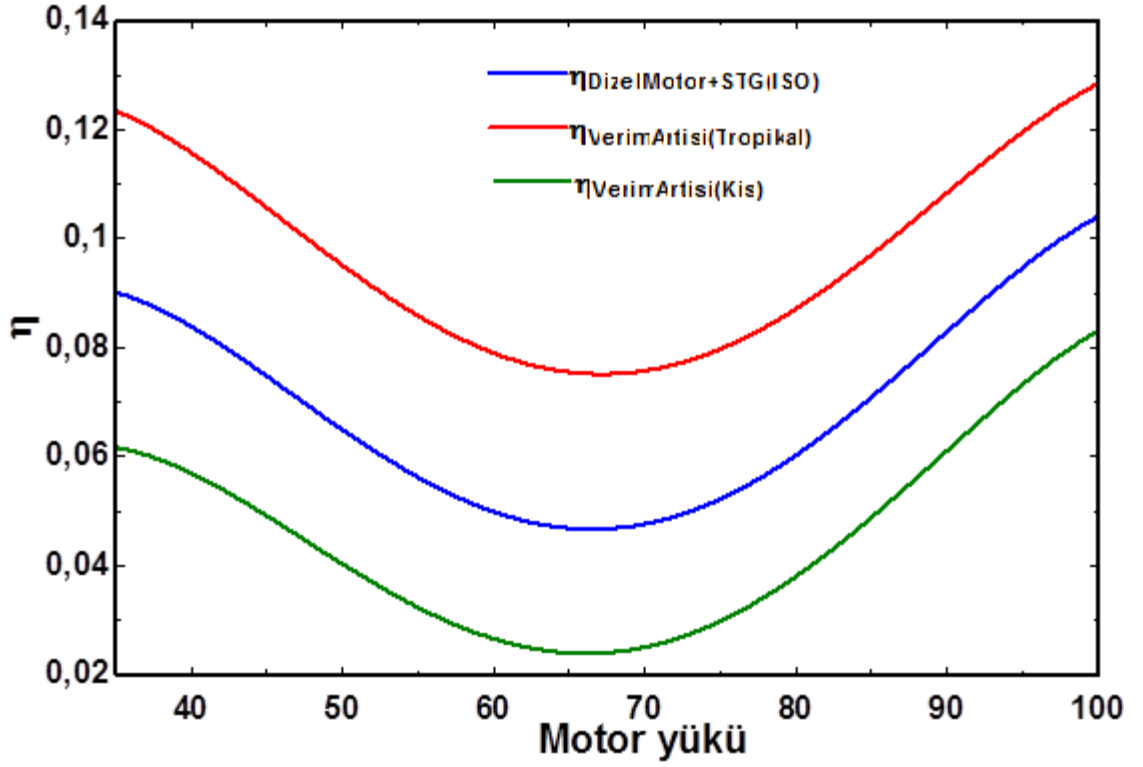
Çizelge 4.9’da MAN 7L60ME-C8-TII motoruna ait ISO koşullarında %80 motor yükünde STG sistemi için EPC değerleri verilmiştir. Sisteme bakıldığında dizel motordan sonra ekserji yıkımının en fazla olduğu yer STG kazan elemanıdır. İkinci sırada STG kondenser elemanı ve üçüncü sırada ise STG ön ısıtıcı elemanı yer almaktadır. Buna bağlı olarak dizel motordan sonra ekserji yıkımının büyük olduğu elemanlarda ekserji yıkım oranı (γ) değerleri de daha büyüktür.

Gemilerde normal şartlar altında, atık ısı geri kazanım sitemi yoksa aşırı doldurma havasını kompresör sonrasında soğutmak için deniz suyu kullanılmakta ve bu ısı denize gönderilmektedir. STG sistemi için ön ısıtma yapması durumunda bile bu ısının tamamı kullanılamamaktadır. Bundan dolayı aşırı doldurma havasını soğutmak için kullanılan sistemin atık ısı geri kazanım yöntemleri ile faydalı enerjiye dönüştürülmesi büyük önem arz etmektedir.



Şekil 4.17 Motor yüküne göre farklı motorlardan elde edilecek STG gücü

Şekil 4.18’de farklı motorlar için STG sisteminin güçleri verilmiştir. STG sisteminden en fazla güç egzoz debisi en büyük olan 7K98ME-C7-TII motorundan elde edilmektedir. STG sistemi teknik olarak uygulanabilirliğinin yanında ekonomik olarak uygunluğu da önemlidir. 1.500 kW altında güç üreten STG sistemleri ekonomik değildir [10]. 7S35ME-B9-TII motoruna uygulanacak STG sisteminin gücü 250 kW civarında olmaktadır. Bu durumda 7S35ME-B9-TII motorunda STG sisteminin uygulanması teknik olarak mümkün olmasına rağmen ekonomik olarak uygun değildir.



Şekil 4.18 STG sistemine ait verim değerleri

Şekil 4.19’de MAN 7L60ME-C8-TII motoruna ait ISO koşullarında motor yüküne göre STG sisteminin verim artışı üzerindeki etkisi ve toplam verim görülmektedir. STG sisteminin veriminin motor yükünün %80 olduğu durumda azalmasının nedeni aşırı doldurmadır. Çünkü aşırı doldurma verimi %80 motor yükünden daha verimli olduğu için gaz türbini kanatlarına bırakılan egzoz enerjisi de o kadar fazla olmaktadır. Bunun sonucu olarak ise STG sistemine geçen egzoz enerjisi daha az olduğu için STG sisteminin verimi %80 motor yükünde daha düşüktür.

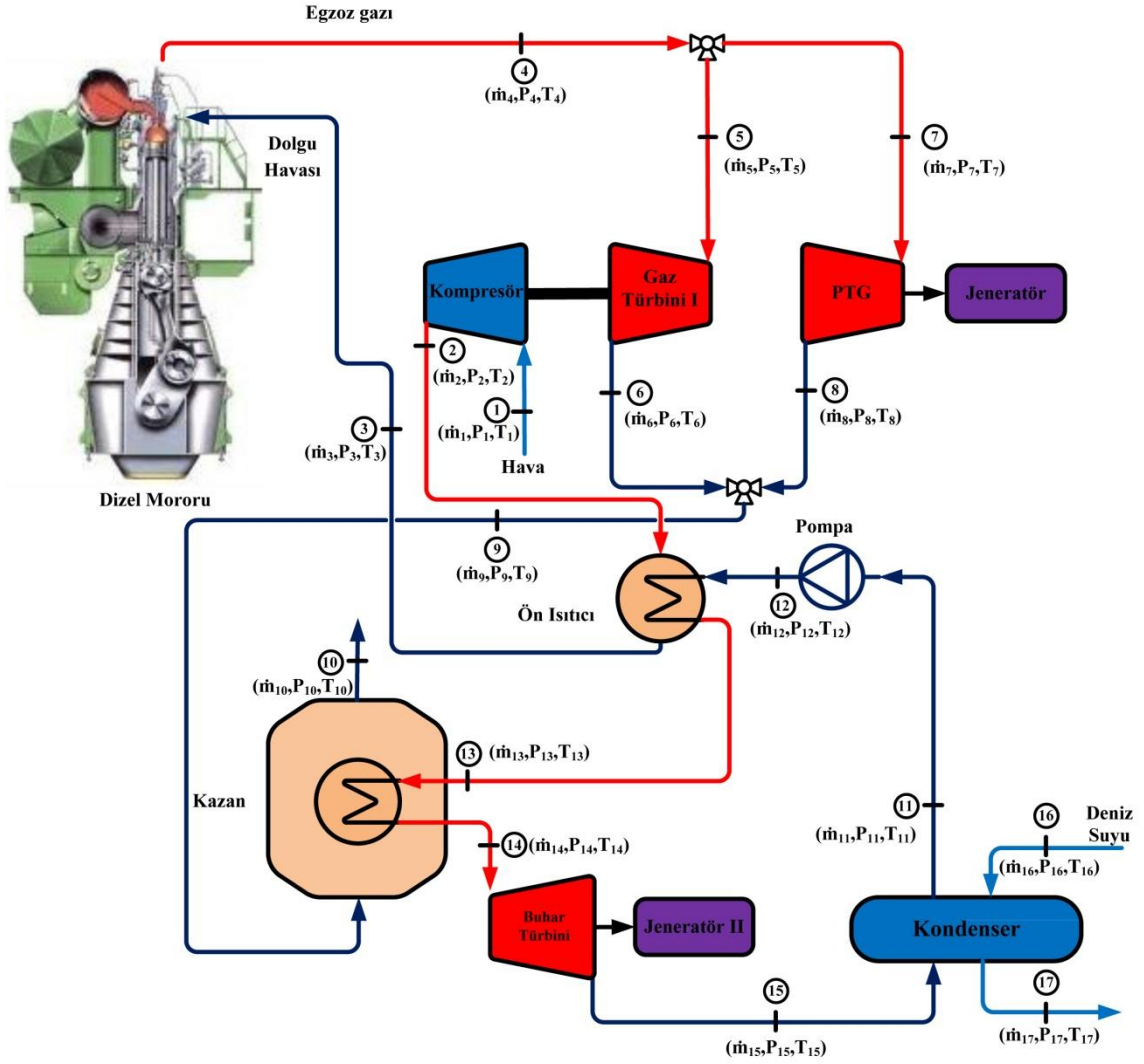
4.5 Kombine sistemler

4.5.1 Kombine sistemin çalışma prensibi

Kombine sistemlerde ise PTG ve STG sistemleri beraber kullanılır. Bu sistemi kullanmanın en büyük avantajı egzoz gazından daha fazla enerji geri kazanımını mümkün kılmasıdır. Aynı zamanda bu sistem gemilerde %10’a varan verim artışına vesile olmaktadır [10]. Bunun yanı sıra bu iki sistemi bir arada kullanmak daha büyük yatırım maliyetlerini beraberinde getirmektedir. Bu sistemlerin 25.000kW ve üzeri

gemilerde kullanımı teknik ve ekonomik açıdan uygundur [10]. PTG sisteminin %50 motor yükünün altında kullanılması mümkün olmazken STG sisteminin %35 motor yükünde bile kullanılması mümkündür [11].

Kombine sistemlerinin uygulanmasında çeşitli alternatifler mevcuttur. Bunların içerisinde en yaygın olarak kullanılan sistem ise aşırı doldurma ve PTG sisteminin arkasına konulan bir kazan yardımıyla buhar üretilip PTG'nin yanında STG'den de güç üreten yöntemdir. PTG sonrası konulan STG sistemi ile oluşturulan kombine sistemin çalışma prensibi STG sisteminin çalışma prensibi ile aynıdır. STG sisteminden farklı olarak STG sistemine gönderilen egzoz sadece aşırı doldurmadan gelmez, bir kısmı da PTG sisteminden gelir. Sonuç olarak bakıldığında kombine sistemdeki STG'ye gönderilen egzozun özellikleri (sıcaklık, basınç, debi) ile PTG olmadan çalışan STG sisteme gönderilen egzoz özellikleri aynıdır. Şekil 4.16'da kombine sisteminin genel görünüşü ve sistem elemanları verilmiştir.



Şekil 4.19 Kombine sistemin genel görünümü ve sistem elemanları

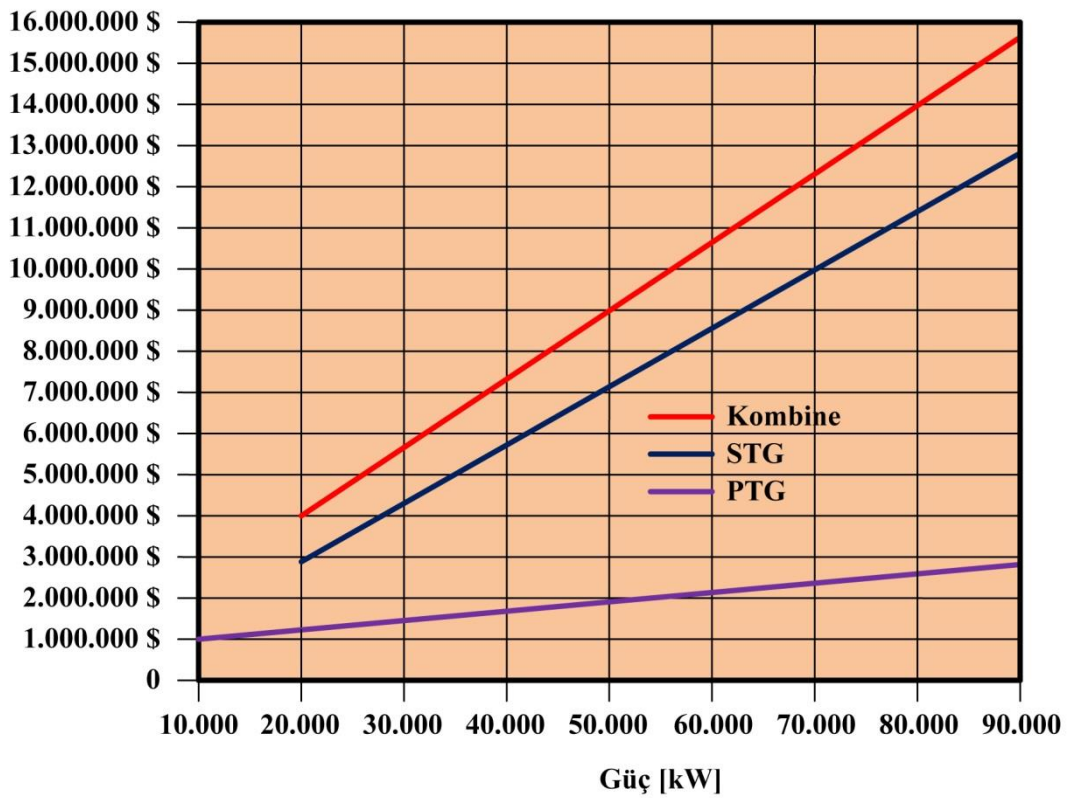
Gemilerde STG sistemi kullanılmasıyla %6'lara varan oranda güç artışı mümkündür [3]. Bu oran STG ve PTG sistemleri paralel çalışmasıyla kullanıldığında %10'lara kadar çıkmakta ve %10-%12 civarında yakıt tasarrufu yapmaya olanak sağlamaktadır [2]. STG ve PTG kombine sisteminde türbine giren egzozun seri bağlanması durumunda ise %6.9-%14.6 verim artışı olmakta ve yakıt sarfiyatında %6.4-%13 aralığında bir azalma meydana gelmektedir [5].

4.5.2 Kombine sistemin termodinamik modeli

Kombine sistem PTG ve STG sistemlerinde oluşmaktadır. Bundan dolayı kombine sistemin termodinamik modeli PTG ve STG sistemlerinin birleşiminden oluşmaktadır.

Bu sistemlere ilave olarak kombine sistemde ekserji yıkım oranında ($\dot{E}_{y,T}$) ifadesi değişmektedir. Kombine sistemdeki Burada ($\dot{E}_{y,T}$) ifadesi kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,K}$), gaz türbininde meydana gelen ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,GT}$), PTG sisteminde meydana gelen ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,PTG}$) ve STG sisteminde yer alan pompadaki ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,R,P}$), ön ısıtıcıdaki ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,R,\phi}$), kazandaki ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,R,Ka}$), türbindeki ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,R,T}$) ve kondenserdeki ekserji yıkımının ($\dot{E}_{y,R,Ko}$) toplamına eşittir.

4.5.3 Kombine sistemin ekonomik analizi



Şekil 4.20 Ana makine gücüne bağlı olarak PTG, STG ve PTG+STG sistemlerinin fiyatları

Şekil 4.21’de PTG, STG, PTG+STG sisteminin fiyatlarıyla oluşturulmuş grafik görülmektedir. MAN Diesel & Turbo’ya ait kombine sisteminin uygulanabilmesi için en küçük kombine sistem değeri 2.000 kW olmalıdır. Bu kombine güce denk gelen motor gücü ise 25.000 kW’tır [10]. 25.000 kW’ın altındaki motorlarda kombine sistem teknik

olarak uygun olmasına rağmen kapladığı yer açısından ve ekonomikliği açısından uygun değildir.

4.5.4 Sonuçlar ve tartışma

PTG+STG için verilen termodinamik model ve Çizelge 4.10'daki temel parametrelere göre Çizelge 4.11 ve Çizelge 4.12 hesaplanmıştır. Çizelgedeki sonuçlar MAN 7L60ME-C8-TII motoru için, ISO çevre koşullarında ve %80 motor yükü için hesaplanmıştır.

Çizelge 4.10 PTG + STG sisteminde her bir noktadaki değerler

Nokta	T (°C)	P (bar)	x	$h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	$s \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right)$	$\dot{E}$ (kW)
1	25	1	-	299.5	6.867	30.26
2	180	3.43	-	455.2	6.933	5087
3	32	3.43	-	305	6.532	486.2
4	216	3.99	-	684.5	7.194	12004
5	322	3.99	-	684.5	7.132	11044
6	216	1.5	-	521	7.194	6069
7	332	3.99	-	684.5	7.132	960.3
8	216	1.5	-	521	7.132	527.8
9	216	1.5	-	545.6	7.167	7416
10	160	1.5	-	475.4	0.5406	5045
11	37	0.065	0	157.6	0.5414	45.97
12	37	4.8	-100	158.3	1.528	46.65
13	120	4.8	-100	504	7.06	351.4
14	196	4.8	+100	2847	7.273	2445
15	37	0.065	0.87	2250	0.2242	1873

Çizelge 4.10 PTG + STG sisteminde her bir noktadaki değerler (devamı)

Nokta	T (°C)	P (bar)	x	$h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	$s \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right)$	$\dot{E}$ (kW)
16	15	2	+100	63	0.3669	-28,23
17	25	2	+100	104.8	6.867	1645

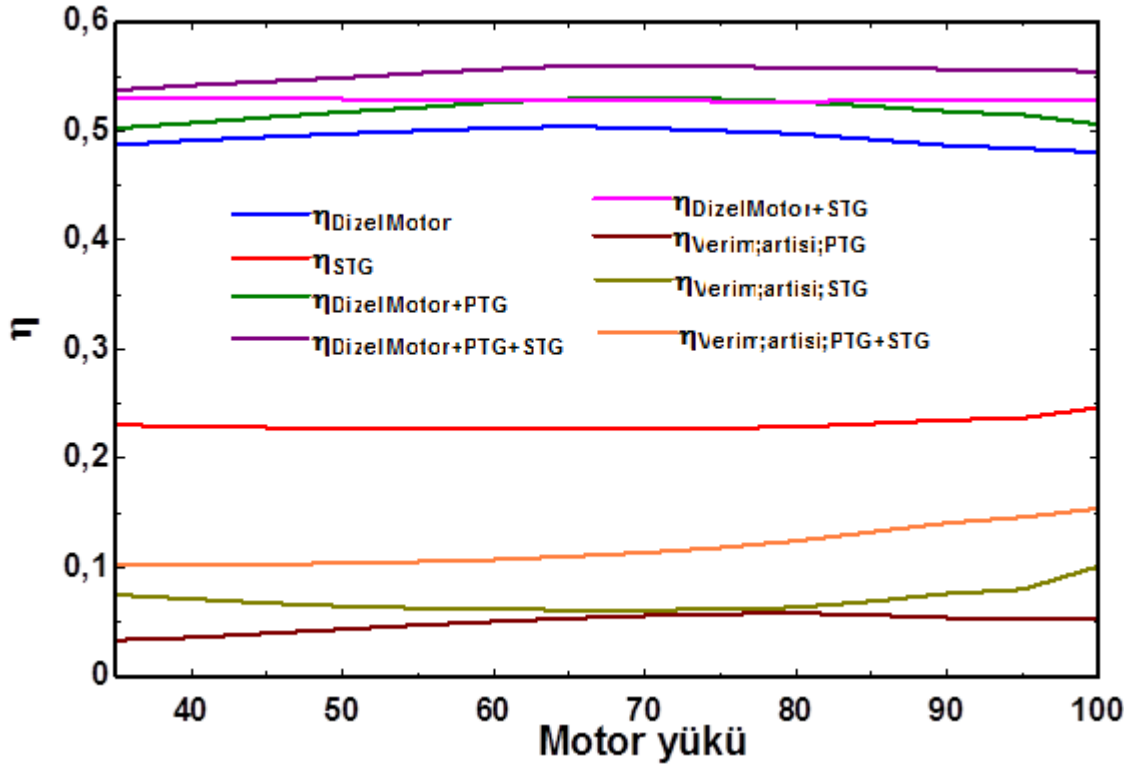
Çizelge 4.10'da MAN 7L60ME-C8-TII motorunda PTG + STG sisteminin uygulanması durumunda her bir noktanın özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.11 PTG + STG sisteminde ekserjitik performans değerleri

Sistem elemanları	E_v (kW)	EPC_i	ϵ_i	γ_i
Dizel motor	13286	0,9863	0.4966	0,7848
Kompresör	323	15,75	0,94	0,01908
Gaz türbini	203,8	53,19	0,959	0,01204
PTG	17,72	53,19	0,959	0,001047
STG - Kondenser	97,61	18,79	0,947	0,005766
STG - Pompa	0,1428	326,7	0,8261	$8,44 \cdot 10^{-6}$
STG – Ön ısıtıcı	63,12	5865	0,9877	0,003729
STG - Kazan	2921	2,564	0,624	0,1725
STG - Türbin	16,41	148	0,9713	0,000969
Toplam	16928	1,235	0,7922	1

Çizelge 4.11'de MAN 7L60ME-C8-TII motoruna ait ISO koşullarında %80 motor yükünde PTG + STG sistemi için ekserjitik performans değerleri verilmiştir. Sisteme bakıldığında sistem değerlerinin STG sistemindeki değerlere yakın olduğu görülmektedir. STG sisteminden farklı olarak STG sisteminde olmayan PTG sisteminin ekserji yıkımı ve buna bağlı olarak toplam sistemdeki ekserji yıkım oranıdır. Sistem incelendiğinde dizel

motordan sonra yine ekserji yıkımının en fazla olduğu yer STG kazan elemanıdır. İkinci sırada ise STG kondenser elemanında ekserji yıkımı vardır. Buna bağlı olarak tüm sistemdeki ekserji yıkım oranı dizel motordan sonra STG kazan elemanında en fazla, STG kondenserde ikinci sırada ve STG ön ısıtıcı elemanında ise üçüncü sıradadır. STG sistemine göre bu elemanlarının ekserji yıkım oranları azalmıştır; çünkü sistemde PTG sistemi de bulunmaktadır.



Şekil 4.21 PTG+STG sistemi için verim değerleri

Şekil 4.22’de kombine sistemde bulunan elamanların verimleri verilmiştir. Buna göre %80 motor yükünde STG sisteminin kendine ait termik verimi %24, dizel motoru ile beraber kullanılması durumunda verim artışı %6 civarında olmaktadır. STG sistemi PTG sistemi ile kombine kullanılması durumunda ise toplam sistem verimi %10 civarında artmaktadır. Bu sayede %50 olan dizel motorunun verimi %55’lere kadar arttırılabilmektedir.

4.6 Organik Rankine Çevrimi

Günümüzde düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarının enerjisinin kullanımı daha önemli hale gelmektedir. Bu kaynakların başında jeotermal kaynaklar, güneş enerjisi ve egzoz

enerjisi gelmektedir [12]. Bu kaynakların kullanımı yakıt sarfiyatının çevreye olan zararlı etkilerini azaltmaktadır. Organik Rankine Çevrim (ORC) sistemi, su yerine kaynama noktası daha düşük akışkanlar kullanarak düşük sıcaklık (70-300°C) aralığında olan ısı kaynaklarından elektrik üretilmesini sağlar [13]. Günümüzde jeotermal ve atık ıslardan güç üretimi için birçok ORC sistemi kullanılmaktadır. ORC sisteminde kullanılacak akışkanın seçimi hem verim hem de çevresel etkiler bakımından çok önemlidir.

ORC sistemi taşıtlarda geri kazanım yöntemi olarak da kullanılmaktadır. Normal bir araçta %10 daha fazla güç üreterek yakıt sarfiyatında %5 ile %30 arasında azalma gözlenmektedir. BMW ve Honda gibi araç üreticileri bu konudaki araştırmalarını yoğun şekilde sürdürmektedir. 2008’de sunulan sonuçlara göre saatte 62 mil ile giden bir araçta ORC sistemini kullanmak verimde %3.8 oranında artış sağlamaktadır [34].

4.6.1 ORC’nin çalışma prensibi

Temel olarak ORC akışkanları üç sınıfa ayrılmaktadır. Bunlar kuru, izantropik ve ıslak akışkanlardır. Bu akışkanların bu şekilde isimlendirilmesinin nedenleri ise T-S eğrisinin eğiminden $\left(\frac{dT}{dS}\right)$ dolayı verilen isimlerdir. Kuru akışkanların eğimi pozitif, izantropik akışkanların eğimi sonsuz ve ıslak akışkanların eğimi negatiftir. İzantropik kuru akışkanlar ORC sistemleri için daha uygundur. Çünkü kuru ve izantropik akışkanlar izantropik genişleme sonrasında türbin kanatlarında sıvı damlacıkların sıkışma endişelerini ortadan kaldırmaktadır [35].

Kaynama noktası düşük olmasından dolayı ORC’deki kritik nokta basınç ve sıcaklık değerleri RC’ye göre oldukça düşüktür. Sistemin düşük ısı kaynaklarında çalışması, düşük ısı kaynaklarının ısını kullanmayı avantaj haline getirirse de RC’ye göre sistemin verimi oldukça düşüktür.

ORC’de çalışan akışkanların kondenser basıncını belirlemek önemlidir. Pompa ancak doymuş sıvıların basıncını arttırabilir. Dolayısıyla pompadaki akışkanının kuruluk derecesi 0 olmalıdır ($x=0$). Kondenserde akışkanın yoğuşabilmesi için bir soğuk ısı kaynağına ihtiyaç vardır. Bu soğuk ısı kaynağı hava olabileceği gibi su da olabilir.

Gemilerde genel olarak soğutma işleminde su kullanılır. Kondenserdeki akışkan ile soğuk kaynak arasında bir sıcaklık farkı (Δt) olması gerekir. Suyun ortalama sıcaklığı 20 °C ve sıcaklık farkının da 10 °C olduğu kabulü yapılırsa, kondenser çıkışındaki akışkanın sıcaklığı 30 °C civarında olur. Bu sıcaklığa karşılık gelen basınç ise kondenser çıkış (ya da pompa giriş) basıncını verir.

Çizelge 4.10'da literatürde kullanılan yirmi dokuz ORC akışkanına ait özellikler verilmiştir. Çizelgede belirtilen akışkanların özellikleri hangi koşullarda çalışıldığına bağlı olarak değişmektedir. Özellikle kazan basıncı (P_{Kazan}) tamamıyla hangi koşullarda çalışıldığı ile alakalıdır.

Çizelge 4.12 Literatürde kullanılan ORC akışkanları ve özellikleri

Akışkan türleri	T_k (°C)	P_k (bar)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	$P_{Kon.}$ (bar)	$P_{Kaz.}$ (bar)	η_{th} (%)	x	Ref.	η_p (%)	η_T (%)
R11	198	44.08	82.09	29.26	1.06	5.5	12	-	[36]	0.6	0.85
R12	112	41.14	75	35	8.47	20.9	3.84	1	[37]	0.8	0.7
R32	78.11	57.84	75	35	21.9	54.2	2.61	0.73	[37]	0.8	0.7
R41	44.25	58.7	100	70.83	44.4	89.4	3.45	-	[12]	0.65	0.85
R114	145.7	32.89	75	35	2.9	8.26	4.12	1	[37]	0.8	0.7
R123	183.7	36.62	83.23	38.44	0.91	5.3	11.8	-	[38]	0.6	0.85
R123	183.7	36.68	75	35	1.3	4.31	4.46	1	[37]	0.8	0.7
R125	66,18	36,3	40,06	30	15,6	20	2,32	0,99	[12]	0,65	0,85
R134	118,7	46,4	107,6	28,7	6	38	11,6	-	[36]	0,8	0,8
R134a	101	40,56	67,75	30	7,72	20	7,74	0,99	[12]	0,65	0,85
R134a	101	40,59	75	35	8,87	23,7	3,7	0,99	[37]	0,8	0,7
R141b	204,2	42.5	81.72	33.5	0.79	4.4	11.9	-	[38]	0.6	0.85
R141b	204.2	42.49	75	35	1.12	3.71	4.53	1	[37]	0.8	0.7

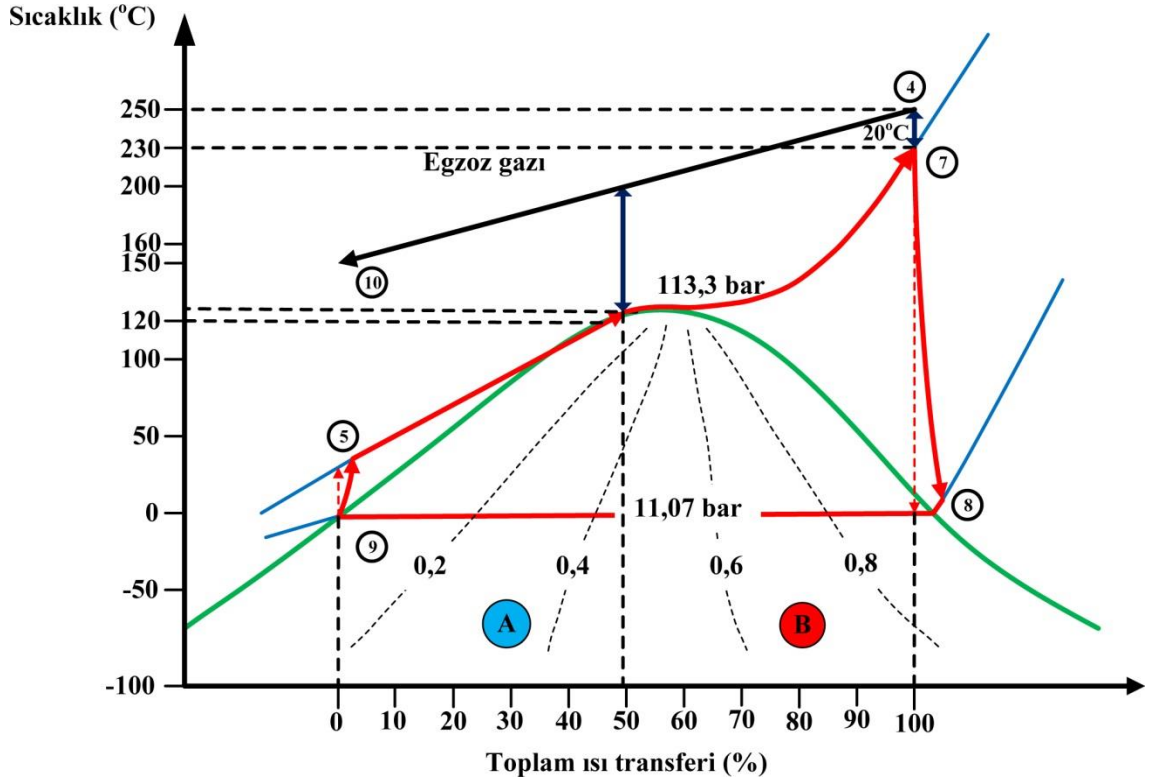
Çizelge 4.12 Literatürde kullanılan ORC akışkanları ve özellikleri (devamı)

Akışkan türleri	T_k (°C)	P_k (bar)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	$P_{kon.}$ (bar)	$P_{kaz.}$ (bar)	η_{th} (%)	x	Ref.	η_p (%)	η_T (%)
R143a	72.73	37.64	100	51.72	14.4	56.9	8.64	-	[12]	0.65	0.85
R143a	72.73	37.64	43.59	30	14.4	20	3.14	0.98	[12]	0.65	0.85
R152a	113.5	44.95	72.59	30	6.89	20	8.82	0.96	[12]	0.65	0.85
R152a	113.3	4.52	75	35	7.94	21.1	3.99	0.98	[37]	0.8	0.7
R218	71.89	26.8	58.99	33.68	10	20	5.22	-	[12]	0.65	0.85
R218	73.2	26.8	68.6	32.7	10	25	4.6	-	[36]	0.8	0.8
R227ea	101.7	29.29	83.88	44.19	5.33	20	9.2	-	[12]	0.65	0.85
R236fa	139.3	35.02	87.73	45.42	2.06	12	11.5	-	[38]	0.6	0.85
R245fa	154.1	36.4	100	50.7	1.8	12.7	12.5	-	[12]	0.65	0.85
R290	96.68	42.47	5	35	12.2	28.5	3.43	0.99	[37]	0.8	0.7
R290	96.65	0	57.14	30	10.8	20	5.91	1	[12]	0.65	0.85
R407C	86.79	45.97	75	35	15.4	37.4	3.09	0.91	[37]	0.8	0.7
R500	105.5	44.55	75	35	10	24.8	3.71	0.99	[37]	0.8	0.7
R600	152.1	38	100	48.43	2.85	15.3	12.6	-	[12]	0.65	0.85
R600	152	37.96	75	35	3.29	9.07	4.24	1	[37]	0.8	0.7
R600	152.3	37.96	145	61.9	4	34	14.1	-	[36]	0.8	0.8
Ammonia	132.3	113.33	135	37.01	10	39	12.1	-	[38]	0.6	0.85
Cyclohexane	280.5	40.75	269	145	0.2	35	26.5	-	[36]	0.8	0.8
Cyclohexane	280.5	40.75	75	35	0.2	0.84	4.61	1	[37]	0.8	0.7
Ethanol	240.8	61.48	75	35	0.13	0.88	4.8	0.98	[37]	0.8	0.7
Isobutane	134.7	36.4	87.15	40.1	3.5	15.5	11.5	-	[38]	0.6	0.85

Çizelge 4.12 Literatürde kullanılan ORC akışkanları ve özellikleri (devamı)

Akışkan türleri	T_k (°C)	P_k (bar)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	$P_{Kon.}$ (bar)	$P_{Kaz.}$ (bar)	η_{th} (%)	x	Ref.	η_p (%)	η_T (%)
Isopentane	187.2	33.7	178.5	86.8	1	30	27.2	-	[36]	0.8	0.8
Methanol	240.2	81.04	75	35	0.27	1.48	4.85	0.95	[37]	0.8	0.7
n-heptane	267	27.27	260.3	155.7	0.08	25	29.7	-	[36]	0.8	0.8
n-hexane	234.7	30.58	229	127.7	0.3	28	29.8	-	[36]	0.8	0.8
n-hexane	234.7	30.1	100	61.89	0.25	2.48	13	-	[12]	0.65	0.85
n-pentane	196.5	33.64	188.7	94.4	1	30	16.7	-	[36]	0.8	0.8
n-octane	296.2	24.97	289.7	195.1	0.08	23	33.8	-	[36]	0.8	0.8
Steam	374	220.64	135	25	0.03	0.46	12.5	0.95	[38]	0.6	0.85
Toluene	318.9	41.1	262.9	89.85	0.54	20	23.2	1	[39]	0.8	0.8
Toluene	319	41	308.4	156.8	0.08	35	29.4	-	[36]	0.8	0.8

ORC’de kullanılan akışkan için pompa çıkış basıncı için bir aralık belirlemek gerekmektedir. Bu basınç ORC akışkanlarının çoğunda kritik (P_k) basınca denk gelmektedir. Şekil 4.10’da kritik basınçta çalışan bir ORC sisteminin ısı transferi şeması görülmektedir. Kritik basınçta çalışan akışkanlar önce kritik basınçta ön ısıtıcıya girer (5 noktası). Daha sonra egzoz gazının giriş sıcaklığının (4 noktası) 20 °C altına kadar ısıtılır(7 noktası). Daha sonra kondenser basıncına kadar türbinde genişleyerek sahip olduğu enerjinin bir kısmını türbin kanatlarına bırakır. Kondenserde kuruluk derecesi sıfır oluncaya kadar yoğuşur; böylece çevrim tamamlanmış olur.



Şekil 4.22 Kritik basınçta çalışan Amonyak akışkanı için ısı transferi

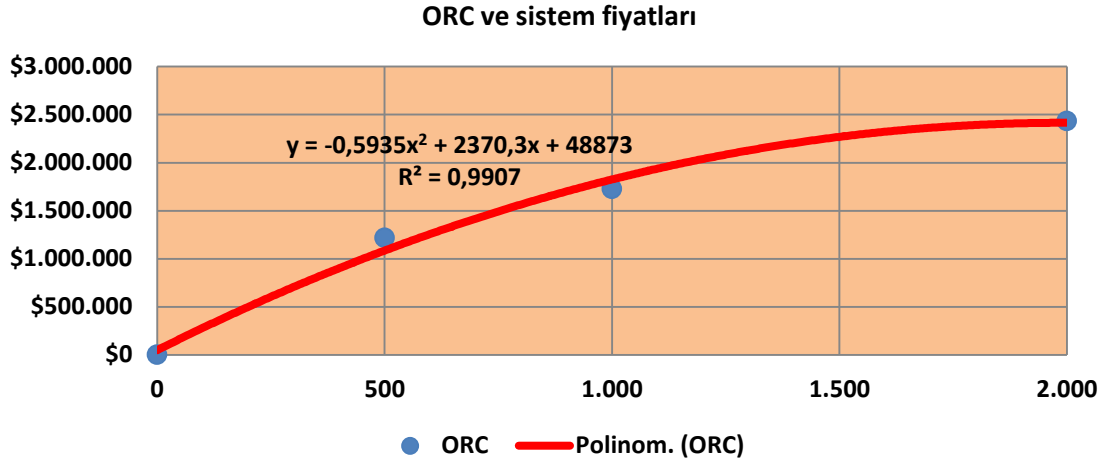
ORC sisteminin termodinamik modeli STG sisteminin termodinamik modeli ile hemen hemen aynıdır. RC'den farkı sadece sistemde dolaşan akışkan su değil; ORC akışkanlarıdır.

4.6.2 ORC sisteminin ekonomik analizi

Şekil 4.22'de güç aralığına bağlı olarak verilen bilgilerinden bir grafik elde edilmiştir [40]. Bu üç noktadan ikinci dereceden bir denklem geçirildiği zaman Denklem (4.87) elde edilir.

$$y = -0,5935x^2 + 2370,3x + 48873 \quad (4.87)$$

Bu denklem ihtiyaç duyulan bir güç için yaklaşık olarak ORC sistem maliyetini göstermektedir.



Şekil 4.23 ORC sisteminin fiyatının sistemden üretilen toplam güce bağlı olarak değişimi [40]

4.6.3 Gemilerde ORC sisteminin kullanılabilirliği

ORC akışkanlarının belirli bir sıcaklıkta ne kadar verimle çalışacağını ORC akışkanının karakteristiği belirlemektedir. Akışkan özelliklerinin yanı sıra hangi koşullarda çalışacağı da büyük önem arz etmektedir. Bunun için de en önemli faktör sıcak kaynağın giriş ve çıkış şartlarıdır. Çünkü akışkan hiçbir zaman sıcak akışkan sıcaklık eğrisinin üzerine çıkamaz. ORC akışkanı ile egzoz sıcaklığı eğrisinin birbirine yaklaştığı en kısa sıcaklık aralığı 20 °C ya da daha fazla olmalıdır. 20 °C'nin altına düşerse daha fazla transfer olur; ancak gerekli olan ısı transfer alanı büyür. 20 °C'den daha büyük olması durumunda ise bu sefer ihtiyaç duyulan alan daha küçük hale gelir fakat bu sefer de ısı transfer oranı düşmektedir.

Çizelge 4.13 Kritik altı basınçta çalışan ORC akışkanların verim ve diğer özellikleri

Sıra no	Akışkan	$P_{\text{kondenser}}$	P_k	T_k	P_{kazan}	x	η_{th}
1	Steam	0.042	220.6	374	6	0.82	0.244
2	Methanol	0.214	81.04	240.2	20	0.81	0.242
3	Ethanol	0.105	61.48	240.8	18	0.9	0.240
4	Toluene	0.049	41.26	152	4.5	-	0.233

Çizelge 4.13 Kritik altı basınçta çalışan ORC akışkanların verim ve diğer özellikleri (devamı)

Sıra no	Akışkan	$P_{\text{kondenser}}$	P_k	T_k	P_{kazan}	x	η_{th}
5	Cyclohexane	0.162	40.75	280.5	10.5	-	0.224
6	n-hexane	0.25	30.58	234.7	15	-	0.209
7	n-heptane	0.078	27.27	267	9	-	0.208
8	n-octane	0.024	24.97	296.2	4.5	-	0.206

Çizelge 4.13’de egzoz giriş ve çıkış sıcaklığı (250-160°C) arasında kullanılan akışkanların özellikleri ve verimleri verilmiştir. Bu sekiz akışkana bakıldığı zaman bu sıcaklık arasında en verimli olan akışkanın %24.4 verimle su olduğu görülmektedir. Daha sonra %24.2 verimle Metanol, %24 verimle ile Etanol, %23.3 verim ile Toluen, %22.4 verim ile Siklohegzan, %20.9 verim ile n-Hekzan, %20.8 verim n-Heptan ve %20.6 verim ile n-Oktan akışkanları gelmektedir.

Çizelge 4.14 ORC’de kullanılan akışkanlar ve özgül ısı kapasiteleri

Sıra no	Akışkan	$C_p \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right]$
1	Steam	4.183
2	Methanol	2.567
3	Ethanol	2.567
4	Toluene	1.175
5	Cyclohexane	1.184
6	n-hexane	2.351
7	n-heptane	2.260
8	n-octane	2.245

Çizelge 4.14’de egzoz gazı için kullanılabilecek ORC akışkanları ve 30 °C ’de doymuş sıvı olduğu koşullardaki özgül ısı kapasiteleri verilmiştir.

$$\dot{Q} = \dot{m}.c_p.\Delta t \quad (4.88)$$

Denklem (4.88)’de görüldüğü üzere birim ısı transferi için aynı sıcaklık aralığında bir akışkanın C_p ’si ne kadar artarsa bu ısı transferinin gerçekleşmesi için gerekli olan kütle miktarı o kadar azalmaktadır. Çizelge 4.12’de akışkanların özgül ısı kapasitelerine göre özgül ısı kapasitesi en büyük olanının su olduğu görülmektedir. Suyun özgül ısı kapasitesinden sonra özgül ısı kapasitesi en büyük olan Metanol’dür.

Çizelge 4.13 ve Çizelge 4.14 beraber değerlendirildiği zaman su. gemi egzoz sıcaklık koşullarında en verimlisidir. Ayrıca su birim ısı transferi için daha az kütleye ihtiyaç duyduğu için diğer akışkanlara göre aynı güçteki sistem için daha az debiye sahip olacak ve diğer akışkanların kullanıldığı sisteme göre daha küçük bir sistem olacaktır. Dolayısıyla suyun daha ekonomik olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.15 Kritik basınçta çalışan ORC akışkanların verim ve diğer özellikleri

Sıra no	Akışkan	$P_{\text{kondenser}}$	P_{kritik}	T_{kritik}	$T_{\text{türbin giriş}}$	x	η_{th}
1	n-pentane	0.826	33.64	196.5	230	-	0.204
2	R123	1.097	36.68	183.7	230	-	0.198
3	Isopentane	1.09	33.7	187.2	230	-	0.194
4	R11	1.253	44.08	198	230	0.87	0.185
5	R141b	0.942	42.49	101	230	0.982	0.185
6	R245fa	1.772	36.51	102.8	166	0.982	0.166
7	R600	2.836	37.96	105.5	230	0.936	0.160
8	Ammonia	11.674	113.3	132.3	230	0.59	0.157
9	Isobutane	4.045	36.4	134.7	230	0.968	0.148
10	R114	2.498	32.89	145.7	230	-	0.131

Çizelge 4.15 Kritik basınçta çalışan ORC akışkanların verim ve diğer özellikleri (devamı)

Sıra no	Akışkan	$P_{\text{kondenser}}$	P_{kritik}	T_{kritik}	$T_{\text{türbin giriş}}$	x	η_{th}
11	R152a	6.907	45.2	72.7	159	0.676	0.120
12	R290	10.791	42.47	154	230	0.78	0.105
13	R134a	7.706	40.59	112	186	0.705	0.103
14	R227ea	5.265	29.99	71.87	201	0.879	0.100
15	R12	7.443	41.14	78.11	230	0.762	0.082
16	R32	19.275	57.84	44.13	161	0.5	0.075
17	R407C	13.509	45.97	96.68	230	0.676	0.073
18	R143a	14.35	37.61	204.2	230	0.705	0.071
19	R500	8.788	44.55	86.79	230	0.737	0.071
20	R218	9.963	26.4	113.3	166	0.9	0.066
21	R125	15.685	36.18	66.02	226	0.668	0.057
22	R41	42.919	58.97	40.75	151	0.59	0.026

Çizelge 4.15'te kritik basınçta çalışan akışkanlar görülmektedir. Gemi egzoz gazı koşullarında kritik basınçta çalışan akışkanlar kritik altı basınçta çalışan akışkanlara göre daha az verimlidir.

Kazan basıncının suyun kondenser basıncı gibi 0.065 bar olması durumunda ORC akışkanları daha verimli hale gelmektedir. Örneğin R41, 60 bar kazan basıncında %42 verime ulaşırken, R32, 60 bar kazan basıncında %38 verime ulaşmaktadır. Fakat kondenser basıncının 0.65 bar olması durumunda en yüksek verime sahip olan R42 ve R32 gibi akışkanlarının doyma sıcaklıkları (kondenser basınçlarında) R42 için -119.9°C , R32 için ise -96.92°C 'dir. Bu sıcaklıklar çok düşük olduğu için gemilerde bu akışkanların yoğuşmasını sağlamak mümkün değildir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Günümüz şartlarında atık enerjinin geri kazanımında çevresel ve ekonomik faktörler etkin rolü oynamaktadır. Çevresel faktörlerin içerisinde gemilerden çevreye salınan CO₂, NO_x, SO_x emisyonları yer almaktadır. Atık enerjinin geri kazanımı yöntemleri, birim yakıt başına daha fazla güç elde etmeyi amaçladığından, bu sayede emisyonların azaltılması temin edilmiş olmaktadır.

Gemilerde atık enerji kazanım yöntemleri incelendiğinde, enerji geri kazanımı için en önemli potansiyelin egzoz gazlarında olduğu görülmüştür. Bu çalışmada egzoz gazlarının enerji geri kazanımındaki kullanımı teknik ve ekonomik açıdan detaylı olarak incelenmiştir.

Egzoz gazlarının sıcaklığını etkileyen faktörlerden bir tanesi çevre koşullarıdır. Bu amaçla çevre koşulları üç farklı işletme durumu için analizlerde ele alınmıştır. Silindir ya da motor çıkışındaki egzoz gazları incelendiğinde kış ortam koşullarında egzoz sıcaklığının en düşük olduğu ve motor veriminin de en yüksek olduğu görülmüştür. Ayrıca motor yüküne bağlı olarak da egzoz sıcaklığı değişmektedir. Silindir çıkışında, motor yükü arttıkça egzoz sıcaklığı artarken, aşırı doldurma çıkışında yük arttıkça egzoz sıcaklığı önce azalmakta daha sonra ise artmaktadır.

Egzoz sıcaklığına bağlı olarak motora entegre edilecek PTG ve STG sistemleri bu durumdan etkilenmektedir. Egzoz sıcaklığı düştükçe buharın ulaşabileceği en yüksek

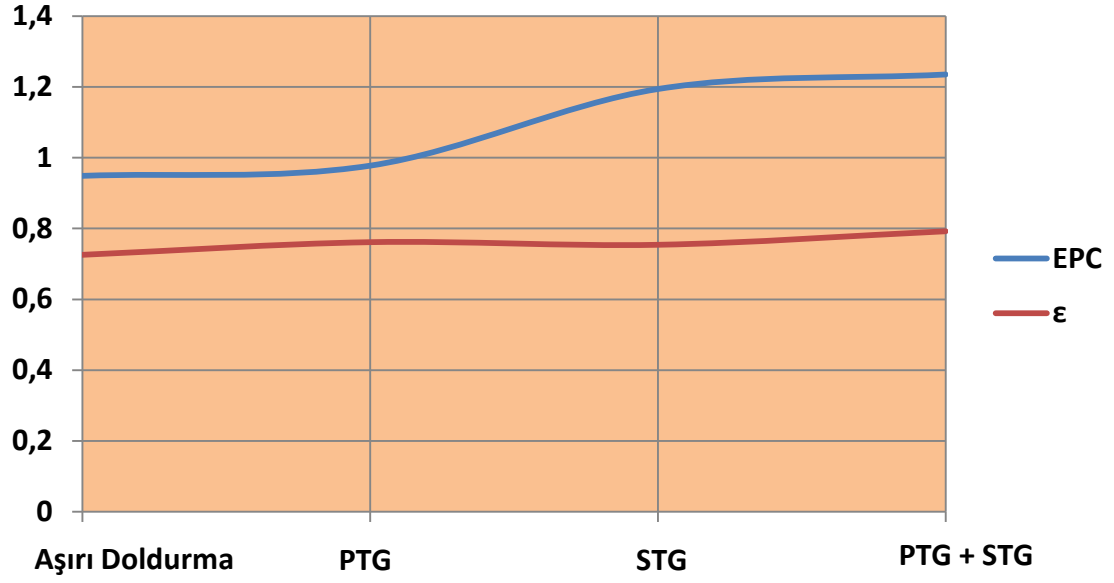
sıcaklık ve basınç değeri de düşmektedir. Buna bağlı olarak da STG sisteminin gücü ve verimi de düşmektedir.

Bu çalışmada egzoz gazlarının enerjisinden ORC yardımıyla ilave güç üretilmesi yöntemi de incelenmiştir. Bu amaçla 29 farklı ORC akışkanı modelde kullanılmış olup seçilen motorların egzoz gazı sıcaklık aralığında termik verimlerinin suya eşit ya da daha düşük olduğu görülmüştür. Akışkanların özgül ısı kapasiteleri dikkate alındığında ise suya göre çok küçük olan özgül ısı kapasiteli akışkanların kullanılması durumunda gerekli olan akışkan debisi büyümektedir. Bu çalışmada kullanılan akışkanların özgül ısıları suyun özgül ısısından küçük olması sebebiyle çalışmada incelenen ORC akışkanlarının gemi dizel motorlarında suyun yerine kullanımının olumlu sonuçlar vermediği görülmüştür.

Gemilerde kullanılan yakıtların sülfür oranından dolayı bacadan yaklaşık 160 °C'de atılması gerekmektedir. ORC sistemi düşük sıcaklıktaki kaynaklar açısından avantajlı olduğu için gemi egzoz baca çıkış sıcaklığının düşmesi durumunda ORC sisteminin gemilerde uygulanma potansiyeli olabilir. Gemi baca çıkış sıcaklığının düşmesini etkileyecek en önemli faktör ise gemilerde kullanılan yakıtlardaki sülfür oranının düşük olmasıdır.

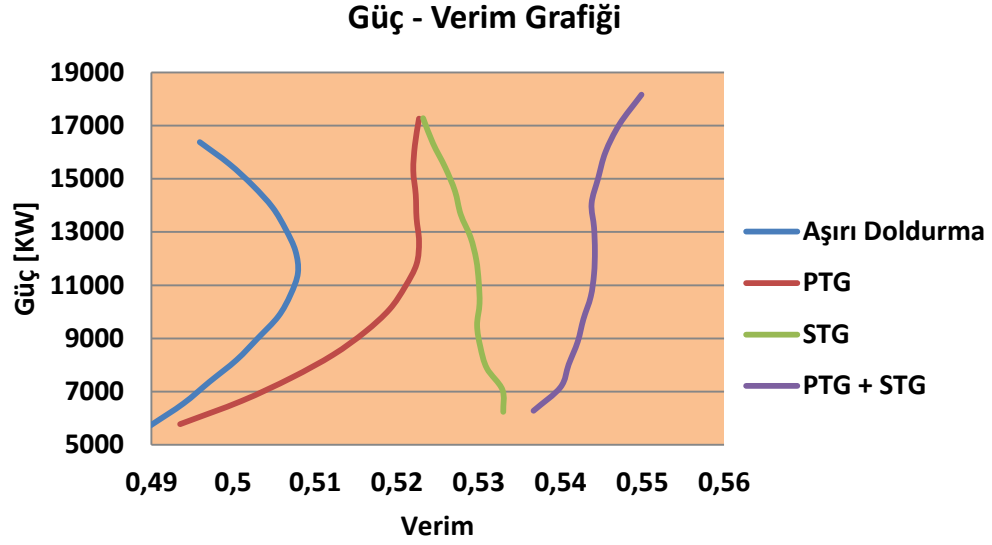
STG ya da PTG+STG sisteminde ekserji yıkımının en fazla olduğu yer, Dizel motorundan sonra STG ön ısıtıcıdır. Bunun sebebi ise aşırı doldurma havasının sıkışmasından dolayı oluşan ısının STG ön ısıtıcı elemanında STG sistemine aktarılmasıdır. Fakat bu ısının tamamı aktarılamadığı için bu elemandaki ekserji yıkımı oldukça büyük olmaktadır. İkinci sırada STG kondenser elemanı ve üçüncü sırada ise STG kazan elemanı yer almaktadır. Buna bağlı olarak ekserji yıkımının büyük olduğu elemanlarda ekserji yıkım oranı (y) değerleri de daha büyüktür.

Gemilerde aşırı doldurma havasını kompresör sonrasında soğutmak için deniz suyu kullanılmakta ve bu ısı denize gönderilmektedir. STG sistemi için ön ısıtma yapılması durumunda bile bu ısının tamamı kullanılamamaktadır. Bundan dolayı aşırı doldurma havasını soğutmak için kullanılan sistemin atık ısı geri kazanım yöntemleri ile faydalı enerjiye dönüştürülmesi büyük önem arz etmektedir.



Şekil 5.1 Sistemlere göre EPC ve ekserji verim değerleri

Bu çalışmada incelenen sistemlerin 7L60ME-C8-TII motoru için, ISO koşullarında ve %80 yükteki EPC ve ekserji verimleri değeri Şekil 5.1’de verilmiştir. Buna göre egzoz gazından ne kadar fazla geri kazanım yapılırsa tüm sistemin ekserji verimi buna bağlı olarak artmaktadır. EPC değeri de sistemden elde edilen toplam güç arttıkça artmaktadır.



Şekil 5.2 Sistemlere göre verim ve güç değerleri

Sistemlere 7L60ME-C8-TII motoru için ISO koşullarında verim ve güç değerleri Şekil 5.2’de verilmiştir. Güç değerleri aynı zamanda motor yüküne göre değişimi de vermektedir. Sistemler beraber incelendiğinde %100 yükte en az güç elde edilen sistem aşırı doldurma sistemi, en fazla güç elde edilen sistem ise PTG + STG sisteminde olduğu görülmektedir. Verim açısından incelendiğinde ise en düşük verim değerine sahip olan sistem aşırı doldurma sistemi, en yüksek verime sahip olan sistem ise PTG +STG sistemidir.

PTG+STG sisteminin gemilerde kullanılabilmesi için egzoz gazı miktarının belirli bir değerin üzerinde olması gerekmektedir. PTG sisteminin ekonomik olarak uygulanabilmesi için PTG’nin gücünün en az 500kW civarında olması beklenmektedir [10]. Bu değer ise ana makine gücünün yaklaşık 15.000 kW olması anlamına gelmektedir. Bu güç değerinin altında çalışan gemiler için PTG ya da STG ile atık ısıdan enerji geri kazanımı teknik olarak mümkün olsa bile ekonomik değildir [10]. 15.000 kW ile 25.000 kW arasında olan gemiler için PTG ve STG sistemlerinin ayrı ayrı kullanılması ekonomik olarak uygundur. 25.000 kW’ın üzerindeki gemilerde ise bu sistemlerin kombine şeklinde kullanılması ekonomik olmaktadır. Bu sistemlerin kendini amorti süresi yaklaşık 3-6 yıl arasındadır [10].

KAYNAKLAR

- [1] A. Kılıç, (2009). "Marmara Denizi'nde Gemilerden Kaynaklanan Egzoz Emisyonları," *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilim. Enstitüsü*, 11: 2, 124–134.
- [2] D. Marek, (2009). "On the possible increasing of efficiency of ship power plant with the system combined of marine diesel engine, gas turbine and steam turbine in case of main engine cooperation with the gas turbine fed in parallel and the steam turbine," *Pol. Marit. Res.*, 16:60, 40–44.
- [3] D. Marek, (2009). "On the possible increasing of efficiency of ship power plant with the system combined of marine diesel engine, gas turbine and steam turbine, at the main engine - steam turbine mode of cooperation," *Pol. Marit. Res.*, 16:59, 47–52.
- [4] T. C. Hung, T. Y. Shai, and S. K. Wang, (1997). "A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat," *Energy*, 22:7, 661–667.
- [5] D. Marek, (200). "On the possible increasing of efficiency of ship power plant with the system combined of marine Diesel engine, gas turbine and steam turbine in case of main engine cooperation with the gas turbine fed in series and the steam turbine," *Pol. Marit. Res.*, 16: 61, 26–31.
- [6] International Maritime Organization (IMO), "2012 Guidelines on Survey and Certification of the Energy Efficiency Design Index (EEDI)." International Maritime Organization (IMO), 03-Feb-2012.
- [7] International Maritime Organization (IMO), "2012 Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships." International Maritime Organization (IMO), 03-Feb-2012.
- [8] International Maritime Organization (IMO), "Guidelines on the Method of Calculation Of Reference Lines for Use with the Energy Efficiency Design Index (EEDI)." International Maritime Organization (IMO), 03-Feb-2012.
- [9] International Maritime Organization (IMO), "Amendments to the Annex of the Protocol of 1997 to Amend the International Convention for the Prevention of

- Pollution from Ships, 1973, As Modified by the Protocol of 1978 Relating Thereto." International Maritime Organization (IMO), 15-Jun-2011.
- [10] MAN Diesel & Turbo, "Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI." .
 - [11] Y. Ichiki, K. Shiraish, T. Kanabos, Y. Ono, and Y. Ohta, (2009). "Development of Super Waste-Heat Recovery System for Marine Diesel Engines," 48:1, 17–21.
 - [12] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, and J. Fischer, (2007). "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles," *Energy*, 32:12, 1210–1221.
 - [13] S. V. Loo and J. Koppejan, *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing*. Earthscan, 2007.
 - [14] MAN Diesel & Turbo, "Technology for Ecology," presented at the MET, Jun-2012.
 - [15] J. Gørtz, "EEDI Energy Efficiency Design Index," 10-Jan-2011.
 - [16] MAN Diesel & Turbo, "Legal Regulation Shipping," *LegalRegulation Shipping*, 07-Apr-2013. [Online]. Available: <http://www.mandieselturbo-greentechnology.com/0000540/Our-Motivation/Legal-Regulations/Shipping.html>. [Accessed: 07-Apr-2013].
 - [17] Mükerrerem Fatma İlkışık, *Birleştirilmiş 2011 Baskısı*. İstanbul: Baskı Mas Matbaacılık A.Ş.
 - [18] 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*, 36:5, 3406–3418.
 - [19] Bent Ørndrup Nielsen, "Waste Heat Recovery System," 07-Jan-2011.
 - [20] MAN Diesel & Turbo, "Influence of Ambient Temperature Conditions Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines." .
 - [21] Volkmar Galke, "Turbo Compound System with Power Turbine and Generator," 28-Jul-2011.
 - [22] MAN Diesel & Turbo, "Engine room and performance data for 7S80MC-C8.2-TII with 2 x MAN TCA77-21 and high load tuning." MAN Diesel & Turbo, 25-Jun-2013.
 - [23] Dimitrios T. Hountalal, Antonis K. Antonopoulos, Nikolaos F. Sakellaridis, Georgios N. Zovanos, Efthimios G. Pariotis, and Roussos G. Papagiannakis, (2012). "Computational Investigation of the Effect of Ambient Conditions on the Performance of Turbocharged Large Scale Marine Diesel Engines," presented at the The 25th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems, Perugia, Italy.
 - [24] MAN Diesel & Turbo, "Soot Deposits and Fires in Exhaust gas Boilers." .
 - [25] MAN Diesel & Turbo, *MAN B&W S70ME-C8-TII Project Guide Electronically Controlled Two-stroke Engines*, 1st Edition. MAN Diesel & Turbo, 2010.
 - [26] A. Domingues, H. Santos, and M. Costa, (2013). "Analysis of vehicle exhaust waste heat recovery potential using a Rankine cycle," *Energy*, 49, 71–85

- [27] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. Moran, (1995). *Thermal Design and Optimization*, 1st ed. Wiley-Interscience.
- [28] MAN Diesel & Turbo, *MAN B&W L60ME-C8-TII Project Guide Electronically Controlled Two-stroke Engines*, 1st Edition. MAN Diesel & Turbo, 2010.
- [29] Perihan Sekmen and Zeki Yılbaşı, (2011). "Application of Energy and Exergy Analyses To A CI Engine Using Biodiesel Fuel," *Math. Comput. Appl.*, 16:4, 797–808.
- [30] K. D. Bartle, J. M. Jones, A. R. Lea-Langton, M. Pourkashanian, A. B. Ross, J. S. Thillaimuthu, P. R. Waller, and A. Williams, (2013). "The combustion of droplets of high-asphaltene heavy oils," *Fuel*, 103, 835–842.
- [31] MAN Diesel & Turbo, *MAN B&W S35ME-B9-TII Project Guide Electronically Controlled Two-stroke Engines*, 1st Edition. MAN Diesel & Turbo, 2010.
- [32] MAN Diesel & Turbo, "TCS-PTG." MAN Diesel, 19-Mar-2012.
- [33] Y. A. Cengel and M. A. Boles, (2005). *Thermodynamics: An Engineering Approach w/ Student Resources DVD*, 5th ed. McGraw-Hill Science/Engineering/Math.
- [34] Reza Rowshanzadeh, "Performance and cost evaluation of Organic Rankine Cycle at different technologies," Kungl Tekniska Högskolan.
- [35] B. T. Liu, K. H. Chien, and C. C. Wang, (2004). "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery," *Energy*, 29:8, 1207–1217.
- [36] J. C. Bruno, J. López-Villada, E. Letelier, S. Romera, and A. Coronas, (2008). "Modelling and optimisation of solar organic rankine cycle engines for reverse osmosis desalination," *Appl. Therm. Eng.*, 28:17–18, 2212–2226.
- [37] B. F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, and A. Frangoudakis, (2009). "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle," *Appl. Therm. Eng.*, 29:11–12, 2468–2476, Aug. 2009.
- [38] Y. Dai, J. Wang, and L. Gao, (2009). "Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery," *Energy Convers. Manag.*, 50:3, 576–582.
- [39] U. Drescher and D. Brüggemann, (2007). "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants," *Appl. Therm. Eng.*, 27:1, 223–228.
- [40] Bruno Vanslambrouck, "Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle," presented at the 2nd European Conference on Polygeneration, Tarragona, Spain, 31-Mar-2011.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ümit GÜNEŞ
Doğum Tarihi ve Yeri : 15. 03.1987
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : umitgunes87@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2013
Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lise	Fen Bilimleri	Çarşamba Anadolu Lisesi	2005

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2012	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2011	İstanbul Ulaşım A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi

YAYINLARI

Bildiri

- 1.Çelik, F. , Arıkan Y. , Güneş Ü, Cooling System Design for a Fuel Cell Powered Pleasure Boat, 1st International Symposium on Naval Architecture and Maritime, (2011)
- 2.Güneş, Ü. Organik Rankine Çevrimi Teknolojisi ve Gemilerde Uygulanma Potansiyeli, Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi, (2012)