

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ DİZEL ANA MAKİNELERİNDE
ATIK ISI GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ

Canberk HAZAR

Ocak, 2019

İZMİR

**GEMİ DİZEL ANA MAKİNELERİNDE
ATIK ISI GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ**

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Anabilim Dalı,
Deniz Ulaştırma Sistemleri Programı**

Canberk HAZAR

Ocak, 2019

İZMİR

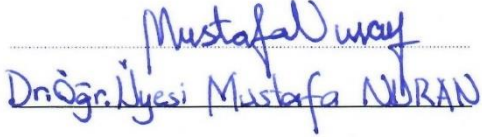
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

CANBERK HAZAR, tarafından DR. ÖĞR. ÜYESİ GÜNER ÖZMEN yönetiminde hazırlanan “GEMİ DİZEL ANA MAKİNELERİNDE ATIK ISI GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

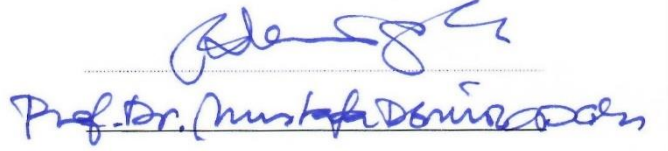


Dr. Öğr. Üyesi Güner ÖZMEN

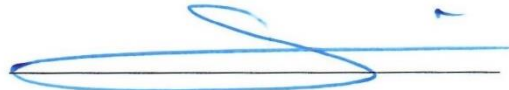
Yönetici



Jüri Üyesi



Jüri Üyesi



Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde bana her tŸrlŸ desteği veren değerli danıőman hocam Dr. Őęr. Őyesi GŸner ÖZMEN'e sonsuz teőekkŸr ederim.

Çalıőmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen Gemi Makineleri İşletme MŸhendislięi bŸlŸmŸndeki Araőtırma GŸrevlisi arkadaşlarıma çok teőekkŸr ederim.

BugŸnlere gelmemde çok bŸyŸk emeği olan ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen canım aileme teőekkŸr etmeyi bir borç bilirim.

Canberk HAZAR

GEMİ DİZEL ANA MAKİNELERİNDE ATIK ISI GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZ

Enerji talebinin arttığı ve mevcut enerji kullanımının çevreye olan olumsuz etkilerinin hissedilir boyutlara ulaştığı günümüzde, enerji verimliliği, enerji tasarrufu, yenilenebilir ve sürdürülebilir enerji konuları büyük önem taşımaktadır. Bu yüzden denizcilik sektörü, enerji verimliliği ve yakıt tüketimi konularında daha büyük zorluklarla karşı karşıyadır. Bu zorlukların başında dizel motorlardan çevreye salınan salımlar ve gemi işletme maliyetleri düşünüldüğünde ilk sırada yer alan yakıt masrafları gelmektedir. Atık ısı geri kazanım sistemleri uygulandığında ise yakıt tasarrufu sağlanacağı gibi birim yakıt başına çevreye salınan toplam CO₂ (carbon dioxide-karbon dioksit), NO_x (nitrogen oxides-azot oksitleri) ve SO_x (sulphur oxides-kükürt oksitleri) salımları miktarında da bir azalma görülecektir. Atık ısı geri kazanım sistemleri, ilave yakıt kullanmadan ve salıma sebep olmadan ısı kazanmakta ve kazanılan bu ısı enerjisini kullanarak güç üretmektedir.

Bu çalışmada, iki zamanlı altı silindirli ağır devirli bir dizel motor kullanılarak atık ısı geri kazanım sistemleri ele alınmıştır. Üç farklı ortam koşulu ve üç farklı dizel motor işletme yükü ele alınarak, güç türbini jeneratörü, buhar türbini jeneratörü ve kombine sistem için analizler yapılmış, her bir atık ısı geri kazanım sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, ekserji verimi, sistemin güç çıktıları ve verim artışları hesaplanmıştır. Ayrıca, atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulum maliyeti ve yıllık tasarruf edilen yakıtın maliyetine göre geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Yapılan termodinamik analizler sonucunda, bütün atık ısı geri kazanım sistemlerinde, üç dizel motor işletme yükünde ve üç ortam koşulunda en yüksek ekserji yıkım oranının dizel motorda olduğu görülmüştür. Geri ödeme süresi en düşük güç türbini jeneratörü sisteminde yüzde 100 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur.

Anahtar Kelimeler: Salımlar, atık ısı geri kazanım sistemleri, dizel motor işletme yükü, ortam koşulu, geri ödeme süresi

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF WASTE HEAT RECOVERY SYSTEMS IN MARINE DIESEL ENGINE

ABSTRACT

Energy efficiency, energy saving, renewable and sustainable energy issues are of great importance today as energy demand increases and the negative impacts of current energy use reach noticeable dimensions. So, the maritime sector faces greater challenges in energy efficiency and fuel consumption. At the beginning of these difficulties are the emissions from the diesel engines and the fuel costs which are the first place when considering the ship operating costs. When waste heat recovery methods are applied, there will be a reduction in the amount of total CO₂ (carbon dioxide), NO_x (nitrogen oxides) and SO_x (sulfur oxides) emissions per unit fuel per unit fuel as well as fuel savings. Waste heat recovery systems generate heat without using additional fuel and without emissions, and generate power using this heat energy recovered.

In this study, waste heat recovery systems are discussed by using a two-stroke six-cylinder low-speed diesel engine and analyzes were made for power turbine generator, steam turbine generator and combined system for three different ambient conditions and three different diesel engine operating loads were taken into consideration and exergy destructions, exergy destruction rates, exergy efficiencies, power outputs and efficiency increases of waste heat recovery systems components were calculated. Furthermore, the payback period was calculated based on the cost of the fuel saved per year and the cost of installation of the waste heat recovery systems. As a result of the thermodynamic analyses, it was seen that the highest exergy destruction rate occurred in diesel engine in all heat recovery systems, three diesel engine operating loads and three ambient conditions. The lowest payback period has been occurred in 100 percentage diesel engine operating load and winter conditions in power turbine generator system.

Keywords: Emissions, waste heat recovery systems, diesel engine operating load, environmental conditions, payback period

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xi
BÖLÜM BİR-GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Taraması	2
1.2 Çalışmanın Amacı.....	6
BÖLÜM İKİ-ATIK ISI GERİ KAZANIMI VE SALIMLAR.....	7
2.1 CO ₂ Salımı	8
2.2 SO _x Salımı	10
2.3 NO _x Salımı.....	12
BÖLÜM ÜÇ-GEMİLERDE POTANSİYEL ATIK ISI KAYNAKLARI.....	14
3.1 Atık Isı Geri Kazanımının Uygulanabilirliğini Etkileyen Faktörler	17
3.1.1 Isı Miktarı.....	17
3.1.2 Atık Isı Kaynağının Sıcaklığı/Kalitesi.....	17
3.2 Ortam Koşullarının Egzoz Gazı Sıcaklığı Üzerine Etkisi	18
3.3 Egzoz Gazı Bileşenleri	19
3.4 Egzoz Gazı Enerji Miktarı Hesabı.....	19

3.4.1 Egzoz Gazı Entalpi Değeri.....	20
3.4.2 Egzoz Gazı Entropi Değeri	21

BÖLÜM DÖRT-GEMİ DİZEL ANA MAKİNELERİNDE ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN METODOLOJİSİ VE VERİ ANALİZİ.....22

4.1 Termodinamik Analizlerde Kullanılan Enerji ve Ekserji Bağıntıları	22
4.2 Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri.....	24
4.2.1 Güç Türbini Jeneratörü	24
4.2.1.1 Güç Türbini Jeneratörü Sisteminin Termodinamik Performans Analizi.....	25
4.2.2 Buhar Türbini Jeneratörü	30
4.2.2.1 Buhar Türbini Jeneratörü Sisteminin Termodinamik Performans Analizi.....	32
4.2.2.2 Rankine Çevriminin Termal Verimi.....	36
4.2.3 Kombine Sistem	36
4.2.3.1 Kombine Sistemin Termodinamik Performans Analizi.....	38
4.2.3.2 Kombine Sistemde Rankine Çevriminin Termal Verimi.....	41
4.2.3.3 Kombine Sistemin Termal Verimi.....	42
4.3 Mühendislik Denklemleri Çözücü (Engineering Equation Solver-EES)	42
4.4 EES Programına Veri Girişİ	43
4.4.1 Güç Türbini Jeneratörü	44
4.4.2 Buhar Türbini Jeneratörü	47
4.4.3 Kombine Sistem	50
4.5 Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerinin Ekonomik Analizi.....	55
4.5.1 Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerinin Kurulum Maliyeti	56

BÖLÜM BEŞ-BULGULAR57

5.1 Güç Türbini Jeneratörü.....57

5.2 Buhar Türbini Jeneratörü.....62

5.3 Kombine Sistem.....69

5.4 Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerinin Geri Ödeme Süresi76

BÖLÜM ALTI-SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....80

KAYNAKLAR.....82

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Dünyadaki CO ₂ salımlarının dağılımı.....	8
Şekil 2.2 Belirlenen aşamalara göre EEDI değeri.....	10
Şekil 2.3 Bütün denizlerde ve salım kontrol bölgelerinde deniz taşımacılığı için SO _x limitleri.....	11
Şekil 2.4 Salım kontrol bölgeleri ve planlanan salım kontrol bölgeleri.....	12
Şekil 2.5 Tier I, Tier II ve Tier III kurallarına göre motor devir sayısına bağlı olarak oluşan NO _x limitleri.....	13
Şekil 3.1 Geniş cidarlı MAN B & W motor tipleri için, WHRS olmadan ve WHRS olan ile ısı dengesi.....	15
Şekil 3.2 Bir gemi dizel ana makinesinde enerji ve ekserji dağılımı.....	16
Şekil 3.3 MC / ME tipi ağır devirli dizel motorların tipik salımları.....	19
Şekil 4.1 Güç türbini jeneratörü sistemi.....	25
Şekil 4.2 Buhar türbini jeneratörü sistemi.....	31
Şekil 4.3 Rankine çevriminin T-s diyagramı.....	32
Şekil 4.4 Kombine sistem.....	37
Şekil 4.5 Kombine çevrimin T-s diyagramı.....	38
Şekil 4.6 EES akış diyagramı.....	43
Şekil 4.7 Atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulum maliyeti.....	56
Şekil 5.1 Güç türbini jeneratöründe dizel motor ekserji yıkım oranı.....	59
Şekil 5.2 Güç türbini jeneratörü sisteminin ekserji verimi.....	60
Şekil 5.3 Güç türbini jeneratörünün ekserji yıkım oranı.....	60
Şekil 5.4 Güç türbini jeneratörü sistemindeki verim artışı.....	61
Şekil 5.5 Güç türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı.....	62
Şekil 5.6 Buhar türbini jeneratöründe dizel motor ekserji yıkım oranı.....	66
Şekil 5.7 Buhar türbini jeneratörü sistemindeki ekserji verimi.....	66
Şekil 5.8 Buhar türbini jeneratöründe ekserji yıkım oranı.....	67
Şekil 5.9 Buhar türbini jeneratörü sistemindeki verim artışı.....	68
Şekil 5.10 Buhar türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı.....	68
Şekil 5.11 Kombine sistemde dizel motor ekserji yıkım oranı.....	72

Şekil 5.12 Kombine sistemdeki ekserji verimi.....	72
Şekil 5.13 Kombine sistemde güç türbini jeneratöründeki ekserji yıkım oranı.....	73
Şekil 5.14 Kombine sistemde buhar türbini jeneratöründeki ekserji yıkım oranı.....	74
Şekil 5.15 Kombine sistemdeki verim artışı.....	74
Şekil 5.16 Kombine sistemde güç türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı.....	75
Şekil 5.17 Kombine sistemde buhar türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı...76	
Şekil 5.18 Güç türbini jeneratöründen elde edilen yıllık yakıt tasarrufu.....	77
Şekil 5.19 Güç türbini jeneratöründe yıllık tasarruf edilen yakıtın maliyeti.....	78
Şekil 5.20 Güç türbini jeneratöründe geri ödeme süresi.....	79



TABLolar LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 Fuel oil kükürt limitleri.....	11
Tablo 2.2 MARPOL Ek VI NO _x salım limitleri.....	13
Tablo 3.1 Sıcaklık aralığına bağlı ısı kaynağı kalitesi sınıfları.....	18
Tablo 3.2 Kış, ISO ve tropikal ortam koşulları.....	18
Tablo 3.3 Özgül ısı kapasitesi hesabı için sabitler ve spesifik entalpi hesabı için bileşenlerin molar yüzdesi ve molekül ağırlığı.....	20
Tablo 3.4 Egzoz gazı entropi hesabı sabitleri.....	21
Tablo 4.1 Farklı işletme yüklerinde dizel motorun egzoz gazı sıcaklıkları ve kütle debileri, skavenç havası sıcaklıkları ve kütle debileri.....	43
Tablo 4.2 ISO, tropikal ve kış ortam koşulları.....	44
Tablo 4.3 Sistemlerdeki bileşenlerin verim değerleri.....	44
Tablo 4.4 Güç türbini jeneratöründe %75 işletme yükü-kış ortam koşulları.....	44
Tablo 4.5 Güç türbini jeneratöründe %90 işletme yükü-kış ortam koşulları	45
Tablo 4.6 Güç türbini jeneratöründe %100 işletme yükü-kış ortam koşulları.....	45
Tablo 4.7 Güç türbini jeneratöründe %75 işletme yükü-ISO ortam koşulları.....	45
Tablo 4.8 Güç türbini jeneratöründe %90 işletme yükü-ISO ortam koşulları.....	45
Tablo 4.9 Güç türbini jeneratöründe %100 işletme yükü-ISO ortam koşulları.....	46
Tablo 4.10 Güç türbini jeneratöründe %75 işletme yükü-tropikal ortam koşulları...46	46
Tablo 4.11 Güç türbini jeneratöründe %90 işletme yükü-tropikal ortam koşulları...46	46
Tablo 4.12 Güç türbini jeneratöründe %100 işletme yükü-tropikal ortam koşulları..46	46
Tablo 4.13 Buhar türbini jeneratöründe %75 işletme yükü-kış ortam koşulları.....47	47
Tablo 4.14 Buhar türbini jeneratöründe %90 işletme yükü-kış ortam koşulları.....48	48
Tablo 4.15 Buhar türbini jeneratöründe %100 işletme yükü-kış ortam koşulları.....48	48
Tablo 4.16 Buhar türbini jeneratöründe %75 işletme yükü-ISO ortam koşulları.....48	48
Tablo 4.17 Buhar türbini jeneratöründe %90 işletme yükü-ISO ortam koşulları.....49	49
Tablo 4.18 Buhar türbini jeneratöründe %100 işletme yükü-ISO ortam koşulları....49	49
Tablo 4.19 Buhar türbini jeneratöründe %75 işletme yükü-tropikal ortam koşulları.49	49
Tablo 4.20 Buhar türbini jeneratöründe %90 işletme yükü-tropikal ortam koşulları.50	50

Tablo 4.21 Buhar türbini jeneratöründe %100 işletme yükü-tropikal ortam koşulları	50
Tablo 4.22 Kombine sistemde %75 işletme yükü-kış ortam koşulları	51
Tablo 4.23 Kombine sistemde %90 işletme yükü-kış ortam koşulları	51
Tablo 4.24 Kombine sistemde %100 işletme yükü-kış ortam koşulları	52
Tablo 4.25 Kombine sistemde %75 işletme yükü-ISO ortam koşulları	52
Tablo 4.26 Kombine sistemde %90 işletme yükü-ISO ortam koşulları	53
Tablo 4.27 Kombine sistemde %100 işletme yükü-ISO ortam koşulları	53
Tablo 4.28 Kombine sistemde %75 işletme yükü-tropikal ortam koşulları	54
Tablo 4.29 Kombine sistemde %90 işletme yükü-tropikal ortam koşulları	54
Tablo 4.30 Kombine sistemde %100 işletme yükü-tropikal ortam koşulları	55
Tablo 5.1 Güç türbini jeneratöründe %75 işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar	58
Tablo 5.2 Güç türbini jeneratöründe %90 işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar	58
Tablo 5.3 Güç türbini jeneratöründe %100 işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar	59
Tablo 5.4 Buhar türbini jeneratöründe %75 işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar	63
Tablo 5.5 Buhar türbini jeneratöründe %90 işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar	64
Tablo 5.6 Buhar türbini jeneratöründe %100 işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar	65
Tablo 5.7 Kombine sistemde %75 işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar	69
Tablo 5.8 Kombine sistemde %90 işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar	70
Tablo 5.9 Kombine sistemde %100 işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar	71
Tablo 5.10 Atık ısı geri kazanım sistemlerinden elde edilen yakıt tasarrufları	76
Tablo 5.11 Atık ısı geri kazanım sistemlerinden tasarruf edilen yakıtın maliyeti	77
Tablo 5.12 Atık ısı geri kazanım sistemlerinin geri ödeme süresi	78

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Denizcilik sektörü, son on yılda sürekli olarak genişlemektedir ve bugün küresel ticaretin %80 ila %90'ından sorumludur. Günümüzde, küresel ticarete taşınan malların hacim ve değerinin, 1950'li yıllara kıyasla yüz kat daha büyük olduğunu düşündüğümüzde, ekonomide deniz taşımacılığının önemi ve rolü belirgindir. Bununla birlikte denizcilik artık önemli zorluklara tabidir. Bunker yakıt fiyatları günümüzde 1980'li yıllardakinden üç kat fazladır ve yakıt masraflarının, gemi tipine bağlı olarak toplam işletme giderlerinin %43 ila %67'sini oluşturduğu tahmin edilmektedir (Baldi ve Gabrielli, 2015).

Gemide bulunan dizel motorlar yaklaşık %48-51'lik bir verimliliğe sahiptir ve geri kalan girdi enerjisi egzoz gazı ve ceket suyu ile atmosfere verilir. Atmosfere verilen ısı enerjisinden etkin bir şekilde yararlanılması, sistem verimliliğini artırabilir ve salımları azaltabilir. Sistem verimliliğinin artırılması ve salımların azaltılması çabalarında önemli bir odak noktası atık ısı geri kazanım sistemleridir. Atık ısı geri kazanım sistemleri, motor atık ısını kullanarak elektrik enerjisi üretmek için tasarlanmıştır (Larsen, Sigthorsson ve Haglind, 2014).

Dizel motor atık ısından geri kazanılan enerji, dizel motor işletme yükü ve ortam koşullarına büyük ölçüde bağlıdır. Atık ısı geri kazanımı için uygun bir yol seçmeden önce, dizel motor işletme yükü ve ortam koşulu dikkate alınmalıdır. Atık ısı geri kazanım potansiyelini bulmak için enerji dengesinin analizi yapılmalıdır. Enerji verimliliğinin değerlendirilmesi ve ısıl prosesleri daha doğru modellemek için “ekserji” ve “ekserji yıkımı” kavramlarının kullanılmasına artan bir ilgi vardır.

Geleneksel enerji analizinin sınırlamalarının üstesinden gelmek için ekserji kavramı geliştirilmiştir. Ekserji, bir sistemin, ilk durumundan son durumuna kadar iş olarak teslim edebileceği maksimum kullanılabilir enerji olarak tanımlanabilir. Enerji miktarını veren ilk yasa analiz tekniklerinden farklı olarak, enerjinin kalitesini de değerlendiren ikinci yasa analizinin bir aracıdır. Ekserji analizi, bir sistemdeki enerji

kayıplarının nedenlerini belirlemenin ve bu sayede verimliliği artırmanın en iyi yolunu sunmaktadır (Uludağ, 2014).

Bu çalışmada, birinci bölümde konu ile ilgili daha önce yapılmış çalışmalardan bir kısmı ele alınmış, ikinci bölümde atık ısı geri kazanımının önemi ve atmosfere salınan zararlı gazlardan bahsedilmiştir. Üçüncü bölümde gemilerde potansiyel atık ısı kaynakları verilmiş, dördüncü bölümde atık ısı geri kazanım sistemleri incelenmiş ve veri analizi yapılmıştır. Beşinci bölümde elde edilen bulgular verilmiş, altıncı bölümde elde edilen bulgular yorumlanmış ve öneriler sıralanmıştır.

1.1 Literatür Taraması

Oldukça yüksek yakıt fiyatları ve hem denizde hem de karada kullanılan dizel motorlardan çevreye salınan sera gazlarının azaltılmasının gerekliliği, dizel motor egzoz gazı atık ısı geri kazanım sistemlerini çekici hale getirmiştir. Bu sistemler, büyük yakıt tüketimleri ve uzun işletme dönemleri nedeniyle özellikle iki zamanlı dizel motorlar için özel bir öneme sahiptir. Bu tip motorlar göreceli olarak daha düşük egzoz gazı sıcaklığına sahip olmasına rağmen egzoz gazından enerji geri kazanımı için hala iyi bir potansiyele sahiptir. Bu nedenle iki zamanlı dizel motorlar ile atık ısı geri kazanımı üzerine son on yılda birçok çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmaların bazılarında aşağıda kısaca bahsedilmiştir (Hountalas, Katsanos ve Mavropoulos, 2012).

Ersayın ve Özgener (2015), çalışmalarında güç santrali kontrol ünitesinden alınan gerçek işletme verileri ile kombine çevrim güç santralinin performans analizini yapmışlardır. Güç santralinin her bir bileşeninin enerji ve ekserji verimini hesaplamışlar ve kombine çevrim santralinin enerji ve ekserji verimini sırasıyla %56 ve %50,04 bulmuşlardır. Yanma odasının bileşenler arasında en fazla ekserji yıkım oranına sahip olduğunu hesaplamışlardır. Ayrıca ortam sıcaklığına göre her bir bileşen için parametrik bir analiz yapmışlardır ve ortam sıcaklığının her bir bileşenin performansı üzerinde önemli etkilere sahip olduğunu göstermişlerdir. Yanma odasındaki yüksek enerji kaybı için yanma odasına giren karışımın hava-yakıt

oranını ayarlayarak ve fazla havayı azaltarak verimin artırılabilceğini belirtmişlerdir.

İbrahim ve diğeri (2017), çalışmalarında gaz türbinli güç santralının enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Yanma odasının en yüksek ekserji yıkım oranına sahip olduğunu hesaplamışlardır. Sistemdeki bileşenlerin ekserji verimlerini sırasıyla hava kompresörü için %94,9, yanma odası için %67,5 ve gaz türbini için %92 olarak bulmuşlardır. Sistemin toplam ekserji verimini ise %32,4 olarak hesaplamışlardır. Verimi artırmak için, giriş havası sıcaklığının azaltılmasını, yanma odasının daha iyi hava-yakıt oranına sahip olacak şekilde değiştirilmesini ve gaz türbininin yüksek giriş sıcaklığını alma kapasitesinin artırılmasını önermişlerdir.

Abuşoğlu ve Kanoğlu (2009), Gaziantep'te kurulan gerçek bir dizel motorlu kojenerasyon tesisinin ekserji ve termoeekonomik analizini yapmışlardır. Tüm tesis ve bileşenler için ekserji yıkımlarını, ekserji verimlerini hesaplamışlardır. Tesisteki bileşenler içinde en yüksek ekserji yıkım oranına sahip bileşenin dizel motor olduğunu bulmuşlardır. Dizel motorun ekserji yıkım oranını %83,32 ve tesisin ekserji verimini ise %40,6 olarak hesaplamışlardır. Motor tasarımıdaki ve işletimindeki küçük gelişmelerin, diğeri bileşenlerdeki büyük iyileştirmelere kıyasla, tesis verimini daha çok artıracığını belirtmişlerdir.

Aydın (2013), çalışmasında LM6000 model gaz türbini motoruna dayalı iki tip enerji santralini incelemiştir. Birincisi (A) normal enerjisi santrali ikincisi (B) ise buhar türbini çevrimine sahip enerji santralidir. Her iki enerji santralindeki her bir bileşen için ekserji verimini ve ekserji yıkım oranını hesaplamıştır. Maksimum güç işletmesinde, A enerji santralinin gücünü 43,3 MW olarak hesaplariken, buhar türbini çevrimi katkısı sayesinde B enerji santralinin gücünü 54,3 MW olarak bulmuştur. A enerji santralinin ekserji verimini %39 olarak bulurken, B enerji santralinin ekserji verimini %48,8 olarak bulmuştur. Böylece, buhar türbini çevriminin, enerji santralinin genel verimliliğinde belirgin bir şekilde iyileştirme sağladığını göstermiştir.

Xia ve diğeri (2016), bir içten yanmalı motordan atık ısının kademeli olarak kullanılması için bir CO₂ Brayton çevrimi, bir organik Rankine çevrimi ve bir ejektör soğutma çevrimini içeren bir kombine soğutma ve güç sistemi geliştirmiştir. Genel sistemi simüle etmek için matematiksel model kurarak, kompresör basınç oranı, kompresör giriş sıcaklığı, Brayton çevrimi türbin giriş sıcaklığı, organik Rankine çevrimi türbin giriş basıncı dahil olmak üzere ana parametrelerin etkilerini incelemişler ve sistemdeki net gücü ve ekserji verimini kompresör basınç oranına, kompresör giriş sıcaklığına, Brayton çevrimi türbininin giriş sıcaklığına ve organik Rankine çevrimi türbinini giriş basıncına göre hesaplamışlardır.

Ameri ve diğeri (2008), işletilmekte olan bir buhar santrali için enerji ve ekserji analizleri yapmışlardır. Santralin her bir bileşeni için ekserji yıkımını hesaplamışlar, çeşitli yüklerde ve çeşitli ortam sıcaklıklarında ekserji verimini belirlemişlerdir. Enerji kayıplarını kondenserde 306,9MW ve kazanda sadece 67,63MW olarak bulmuşlar ve ortam sıcaklığı arttıkça her bir bileşendeki ekserji veriminin azaldığını göstermişlerdir.

Ohijeagbon ve diğeri (2013), endüstriyel buhar kazanlarının termodinamik analizini yapmışlardır. Kütle, enerji ve ekserji analizlerini yaparak ortam koşullarına göre yanma ünitesindeki, ısı değiştirici ünitesindeki ve tüm kazandaki ekserji verimini hesaplamışlardır. Ortam sıcaklığı arttıkça yanma ünitesindeki, ısı değiştirici ünitesindeki ve tüm kazandaki ekserji veriminin azaldığını göstermişlerdir.

Mito ve diğeri (2018), süpürme havası soğutma prosesinden ısı çekilmesi ve tek ve çift basınçlı buhar gücü üretim çevriminde egzoz gazının entegre edilmesiyle üç tip model üzerinden yeni bir teknik ortaya koymuşlardır. Model I'de, kızgın buhar üretmek için öncelikle dizel motor egzoz gazlarına bağlı olarak basit bir Rankine çevrimi dikkate alınmıştır. Model II'de, tek basınçlı Rankine çevrimini işletmek için süpürme havası ve egzoz gazı birlikte kullanılmıştır. Model III'ün, Model II'den farkı, hava kazanına kızdırıcı ekleyerek çift basınçlı kazan kullanılmasıdır. Üç model için enerji ve ekserji analizlerini yaparak, kapalı tasarım koşullarında uygulanabilirliğini ve güç çıkışını değerlendirmişler, dizel motor yüküne göre güç

çıktılarını hesaplamışlardır. Model I'deki güç çıktısını 672 kW, model II'deki güç çıktısını 1210 kW ve model III'deki güç çıktısını 1230 kW olarak bulmuşlardır. Ayrıca yıllık yakıt tasarruflarını hesaplayarak ekonomik bir analiz ortaya koymuşlardır ve Model I'deki yakıt tasarrufunu 854 ton/yıl, model II'deki yakıt tasarrufunu 1538 ton/yıl ve model III'deki yakıt tasarrufunu 1564 ton/yıl olarak belirlemişlerdir.

Kanoğlu ve Dinçer (2009), enerji ve ekserji verimi hesabı yaparak çeşitli kojenerasyon sistemlerinin performans analizini yapmışlardır. Dikkate aldıkları kojenerasyon tesisleri arasında buhar türbini sistemi, gaz türbini sistemi ve dizel motor sistemi bulunmaktadır. Buhar basıncı ve su sıcaklığı gibi parametrelerin enerji ve ekserji verimliliği üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Gaz türbini kojenerasyon sisteminin ekserji verimini %22,6, buhar türbini ekserji verimini %23,1 ve dizel motor kojenerasyon sisteminin ekserji verimini %47,7 olarak bulmuşlardır.

Ballı ve Aras (2007), Eskişehir'de kurulan birleşik ısı ve güç sisteminin enerji analizini yapmışlar, sistemin bileşenlerine ve tüm birleşik ısı ve güç sistemine uygulamışlardır. Toplam çıkış enerjisi dikkate alındığında, gaz türbini çevriminin (elektrik ve termal), ısı geri kazanım buhar jeneratörünün, buhar çevriminin ve tüm birleşik ısı ve güç sisteminin toplam enerji verimini sırasıyla %95,3, %83,56, %76,7 ve %79,3 olarak hesaplamışlardır. Toplam yararlı enerji çıkışına dayanarak, gaz türbini çevriminin, ısı geri kazanım buhar jeneratörünün buhar çevriminin ve tüm birleşik ısı ve güç sisteminin toplam yararlı enerji verimlerini sırasıyla %82,3, %65,2, %18,5 ve %40,02 olarak hesaplamışlardır.

Guo ve diğerleri (2012), 9K98ME-C7 model dizel motorun işletim özelliklerine göre, atık ısıyı geri kazanmak ve sistem enerji verimliliğini artırmak için kombine türbin-egzoz gazı atık geri kazanım sistemi kurmuşlardır. Farklı egzoz gazı kazanı çalışma basıncındaki kızgın buhar verimi, toplam elektrik gücü verimi, ekserji verimi ve farklı besleme suyu sıcaklığı altında ekserji veriminin değişimini analiz etmişlerdir. Buldukları sonuçlara göre, en uygun egzoz gazı kazan basıncının

0,8 MPa olduğunu ve kombine türbin düzenlemesi ile toplam ısı verimliliğinin %48,5'ten %53,8'e yükseldiğini belirlemişlerdir.

Güneş (2013), düşük, orta ve yüksek güçlü üç adet iki zamanlı dizel motor seçerek, aşırı doldurma, güç türbini jeneratörü, buhar türbini jeneratörü ve kombine atık ısı geri kazanım sistemlerini teknik ve ekonomik açıdan incelemiştir. Güç türbini jeneratöründe %4, buhar türbini jeneratöründe %7 ve kombine sistemde %11 verim artışı sağlandığını belirtmiştir. Ayrıca ekonomik bir analiz yaparak, dizel motor gücüne göre atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulum maliyetlerini grafik halinde göstermiştir.

1.2 Çalışmanın Amacı

Bu çalışmada, iki zamanlı altı silindirli ağır devirli bir dizel motor kullanılarak atık ısı geri kazanım sistemleri ele alınmıştır. Üç farklı ortam koşulu ve üç farklı dizel motor işletme yükü ele alınarak, güç türbini jeneratörü, buhar türbini jeneratörü ve kombine sistem için analizler yapılmış, her bir atık ısı geri kazanım sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, ekserji verimi, sistemin güç çıktıları ve verim artışları hesaplanmıştır. Ayrıca her bir atık ısı geri kazanım sisteminden elde edilen yakıt tasarrufları hesaplanarak, yıllık tasarruf edilen yakıtın maliyeti belirlenmiştir. Atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulum maliyeti ve yıllık tasarruf edilen yakıtın maliyetine göre geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Bu çalışmanın amacı, atık ısı geri kazanım sistemlerinin hangi dizel motor işletme yükünde ve hangi ortam koşulunda daha verimli çalıştığını hesaplamak ve ekonomik bir analiz yaparak hangi atık ısı geri kazanım sisteminin daha ekonomik olduğunu belirlemektir.

BÖLÜM İKİ

ATIK ISI GERİ KAZANIMI VE SALIMLAR

Atık ısı geri kazanım sistemlerini (Waste Heat Recovery System-WHRS) kullanarak enerji kazanılır ve salımlarda dolaylı azalma meydana gelir. Bu nedenle, atık ısı geri kazanım sistemlerinin uygulanması, salımların azaltılmasına yardımcı olabilecek bir teknoloji olarak önem kazanmaktadır. Atık ısı geri kazanım sistemlerinin kullanımında, IMO (International Maritime Organization-Uluslararası Denizcilik Örgütü), 2050 yılına kadar, CO₂ salımlarının gemi tipine bağlı olarak yaklaşık %2 ila %6 oranında, MAN, Enerji Verimliliği Dizayn İndeksinde (Energy Efficiency Design Index-EEDI) %9,2 oranında bir düşüşe neden olacağını tahmin etmektedir. Atık ısı geri kazanım sistemlerinin kullanımı yakıt tüketimini azaltır, böylece atık ısı geri kazanım sistemlerinin kullanımı CO₂'yi azaltmakla kalmaz, NOx ve diğer sera gazı salımlarını da azaltır (Fuente ve Greig, 2013).

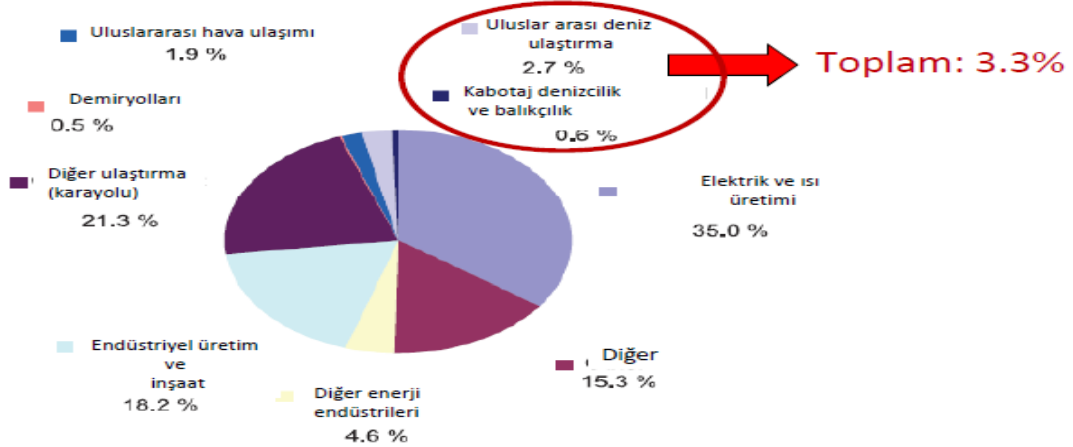
Büyük gemilerin yaklaşık %85'i iki zamanlı dizel motorlarla tahrik edilmektedir. İki zamanlı dizel motorlar, yüksek verimlilik ve ucuz ağır yakıt olan fuel oil kullanma kabiliyeti nedeniyle baskın hale gelmiştir. Bu nedenle, bu tür bir sistemin çevreye etkisini ve yakıt tüketimini azaltmak, küresel ölçekte kaynakların çevre ve tüketim üzerindeki etkisini azaltmaya yönelik önemli bir adım olabilir (Nielsen, Haglind ve Larsen, 2014).

Gemilere kurulacak olan atık ısı geri kazanım sistemleri, kurulacak sistemlerin karmaşıklık seviyesine ve gemideki gerçek elektrik enerjisi tüketimine bağlı olarak seçilebilir. Gemilerde kullanılmak üzere seçilebilecek atık ısı geri kazanım sistemleri üçe ayrılmaktadır. Bu sistemlerin birincisi, kurulumu en basit ve en ucuz olan güç türbini jeneratörüdür. Güç türbini jeneratörü ile sistemde dizel motor gücüne bağlı olarak %3 ile %5 arasında bir verim artışı sağlamak mümkündür. Dizel motor gücü 15000 kW'ın altında olan gemilerde güç türbini jeneratörü uygulanması teknik ve ekonomik olarak uygundur. Bu sistemlerin ikincisi buhar türbini jeneratörüdür. Buhar türbini jeneratörü ile sistemde dizel motor gücüne bağlı olarak %5 ile %8 arasında bir verim artışı sağlamak mümkündür. Dizel motor gücü 25000 kW'ın

altında olan gemilerde buhar türbini jeneratörü uygulanması teknik ve ekonomik olarak uygundur. Üçüncü sistem ise, konteyner gemileri gibi çok yüksek elektrik ihtiyacı olan gemilere uygulanabilecek olan güç türbini ile buhar türbininin birlikte kullanıldığı kombine sistemlerdir. Gemilerde kombine sistemler kullanıldığında dizel motor gücüne bağlı olarak %8 ile %11 arasında bir verim artışı sağlamak mümkündür. Dizel motor gücü 25000 kW'ın üstünde olan gemilerde kombine sistemlerin uygulanması teknik ve ekonomik olarak uygundur. Bunlara bağlı olarak belirli bir gemi projesi için en uygun sistemi seçmek, yakıt verimliliği, düzenleme kısıtlamaları, salım gereksinimleri, gemi için operasyonel profil, geri ödeme süresi vb. gibi gerekliliklere dayalı dikkatli değerlendirme gerektirir (MAN B&W, 2014).

2.1 CO₂ Salımı

Şekil 2.1'de dünyadaki CO₂ salımlarının dağılımı görülmektedir. Dünyadaki CO₂ salımlarının %3,3'ü denizcilik sektöründen kaynaklanmaktadır. Bunun yanında havayolu taşımacılığı %1,9, demiryolu taşımacılığı %0,5 ve karayolu taşımacılığı %21,3 paya sahiptir (Ergin, 2017).



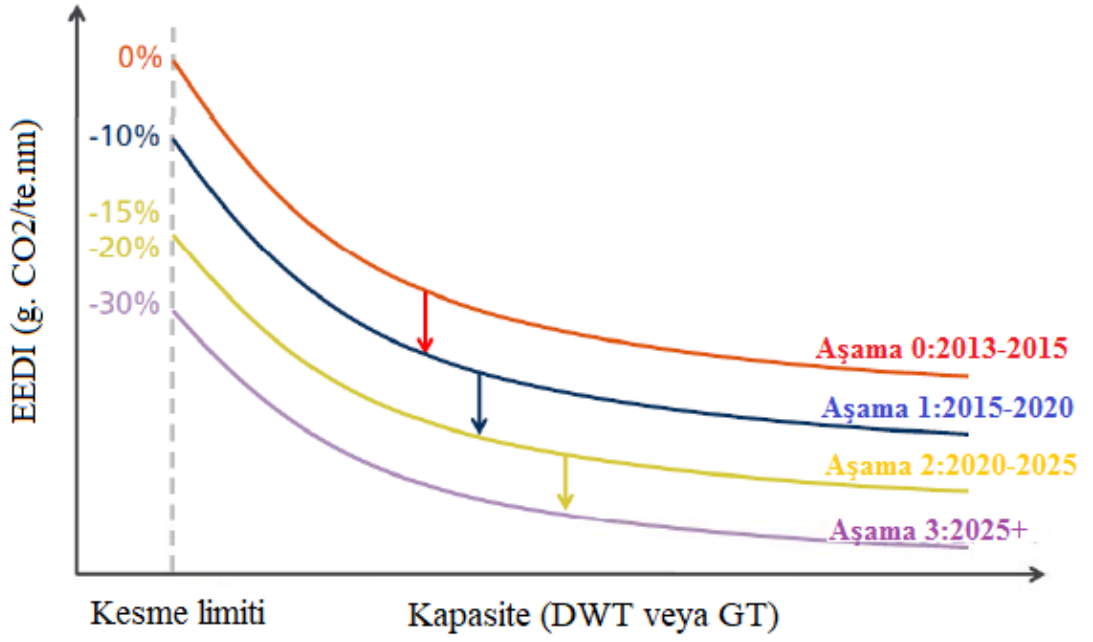
Şekil 2.1 Dünyadaki CO₂ salımlarının dağılımı (Ergin, 2017)

CO₂ salımları düşünüldüğünde 1 Ocak 2013'te yürürlüğe giren Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi yönetmeliği göz önüne alınmalıdır. Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi, yeni inşa gemilerin dizaynı aşamasında enerji verimliliğini arttırarak CO₂ salımını azaltmayı amaçlamaktadır ve yeni gemilerin dizaynı ve inşası esnasında,

enerji verimliliğini hesaplamak için üniform bir yaklaşım sunmaktadır. Ayrıca Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi, gelecekte inşa edilecek yeni gemiler tarafından salınacak CO₂ seviyelerini kontrol ederek, gemi dizaynında yeni gelişmeleri teşvik etmektedir ve gemilerin enerji verimliliğini arttırarak, gemi kaynaklı sera gazı salımını azaltmak amacıyla, MARPOL (The International Convention for the Prevention of Pollution from Ships-Denizlerin Gemi Kaynaklı Kirliliğinin Önlenmesi Uluslararası Sözleşmesi) EK VI'ya yeni bir bölüm olarak eklenmiştir. EEDI, ton-mil başına (yük taşıma kapasitesi) salınan CO₂ miktarını göstermektedir. EEDI denklem (2.1) ile hesaplanır (Ergin, 2017).

$$EEDI = \frac{\text{Hava kirliliği (Yayılan CO}_2\text{)}}{\text{Taşıma işi}} \quad (2.1)$$

Yeni gemiler için EEDI en önemli teknik önlem olup, daha enerji verimli (daha az kirletic) ekipman ve makinelerin kullanımını teşvik etmeyi amaçlamaktadır. 1 Ocak 2013'ten beri ilk iki yıllık değer sıfır olarak kabul edilerek, yeni dizayn gemiler için referans seviyesi oluşturulmuştur. Referans seviyesi, her beş yılda bir artırılarak sıkılaştırılacaktır, böylece EEDI'nin, bir geminin yakıt verimliliğini etkileyen tüm bileşenlerin, tasarım aşamasından itibaren devam eden yenilikçiliğini ve teknik gelişimini tetikleme beklenmektedir (International Maritime Organization, 2017a). Şekil 2.2'de görüldüğü gibi birinci aşama için CO₂ azaltma seviyesi (ton mil başına CO₂ gramı) %10 olarak belirlenmiştir ve yeni verimlilik ve azaltma önlemlerinin teknolojik gelişmelerine ayak uydurmak için her beş yılda bir sıkılaştırılacaktır. 5 yıllık sıkılaştırmalarla 2025 yılında CO₂ azaltma seviyesinin %30 kadar düşürülmesi hedeflenmektedir (IMO, 2017a).



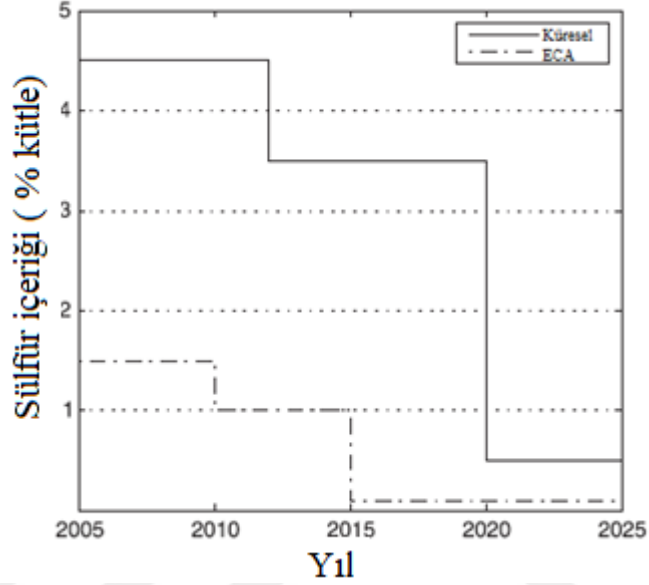
Şekil 2.2 Belirlenen aşamalara göre EEDI değeri (Ergin, 2017)

2.2 SO_x Salımı

Ağır fuel oil, rafine etme işleminin "alt ucunda" üretilir ve önemli miktarda sülfür içerir, dünya ortalama kükürt içeriği %2,7'dir. Yakıtların yanmasıyla oluşan kükürt oksitlerin (SO_x) egzoz salımı, kükürt içeren deniz hava kirlilik düzenlemeleri (MARPOL'a Ek VI) yoluyla Uluslararası Denizcilik Örgütü tarafından düzenlenir. Küresel olarak, deniz yakıtlarındaki kükürt içeriği 2012'de en çok %3,5'e düşürülmüş ve 2020'den sonra büyük oranda %0,5'e düşürülecektir (Nielsen ve diğer., 2014). Fuel oil kükürt limitleri (kütle olarak % m/m cinsinden ifade edilir) yıllar boyunca bir dizi basamak değişikliğine tabidir. Bu fuel oil kükürt limitleri Tablo 2.1'de gösterilmektedir. Bütün denizlerde ve salım kontrol bölgelerinde yıllara göre değişen sülfür içerikleri Şekil 2.3'de gösterilmektedir (IMO, 2017b).

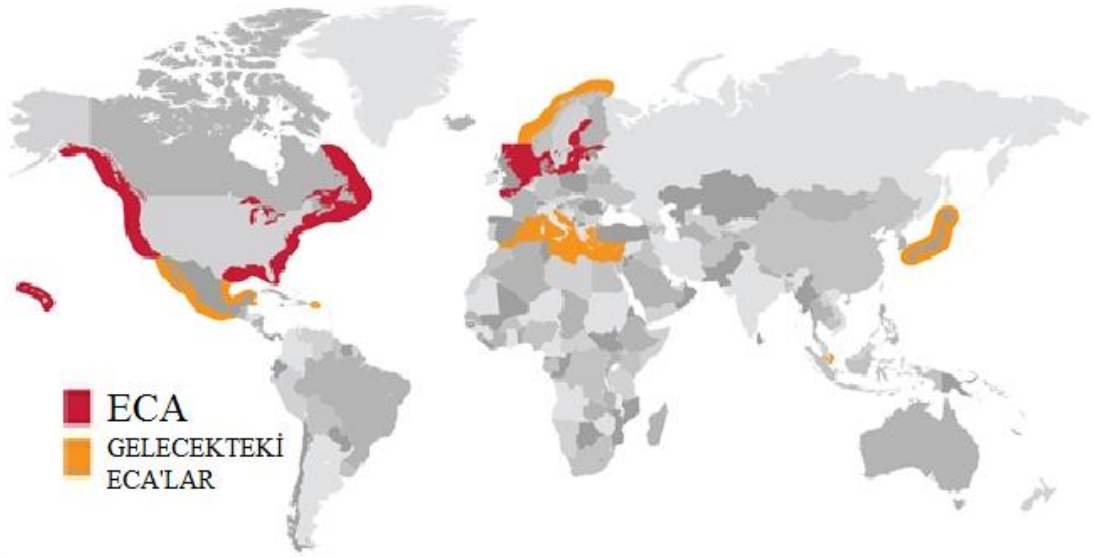
Tablo 2.1 Fuel oil kükürt limitleri (IMO, 2017b)

SO_x ve partiküler madde limitleri- ECA bölgesi dışında	SO_x ve partiküler madde limitleri- ECA bölgesi içinde
1 Ocak 2012'den önce %4,50	1 Temmuz 2010'dan önce %1,50
1 Ocak 2012'de ve sonrasında %3,50	1 Temmuz 2010 ve sonrasında %1,00
1 Ocak 2020 ve sonrası %0,50	1 Ocak 2015 ve sonrası %0,10



Şekil 2.3 Bütün denizlerde ve salım kontrol bölgelerinde deniz taşımacılığı için SO_x limitleri (Nielsen ve diğer., 2014)

SO_x için MARPOL Ek VI kapsamında oluşturulan salım kontrol bölgeleri şunlardır: Baltık Denizi bölgesi, Kuzey Denizi bölgesi, Kuzey Amerika bölgesi (Amerika Birleşik Devletleri ve Kanada'da belirlenmiş kıyı bölgelerini kapsar) ve Amerika Birleşik Devletleri Karayip Denizi alanı (Porto Riko ve Amerika Birleşik Devletleri Virgin Adaları) (IMO, 2017b). Şekil 2.4'de ECA (Emission Control Areas-Salım Kontrol Bölgeleri) ve ECA olması planlanan bölgeler gösterilmektedir.



Şekil 2.4 Salım kontrol bölgeleri ve planlanan salım kontrol bölgeleri (Maritime Cyprus, 2017)

Gemi dizel motorlarından SO_x salımını azaltmak için kullanılan yöntemler ve teknolojiler aşağıda belirtilmiştir (Marineinsight, 2017).

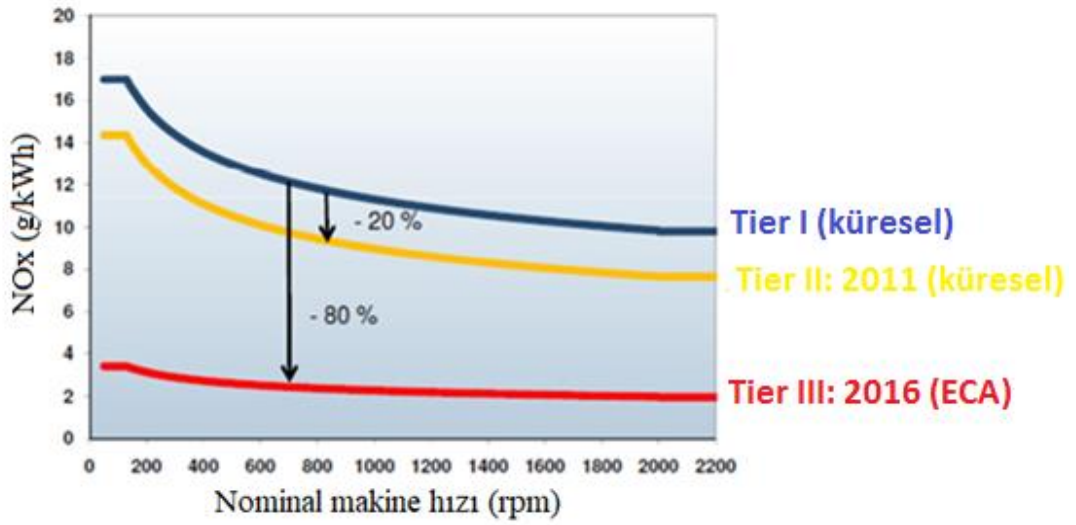
- Düşük kükürtlü yakıt kullanımı
- Egzoz gazı yıkama teknolojisi
- İyi kalitede silindir yağlaması ve Pulse veya Alpha yağlama sistemleri gibi verimli kontrol sistemleri kullanma

2.3 NO_x Salımı

NO_x salım limitleri, motorun maksimum çalışma hızına (n, rpm) bağlı olarak, Tablo 2.2'de gösterildiği gibi ayarlanır. Şekil 2.5, motor devir sayısına bağlı olarak oluşan NO_x limitlerini göstermektedir. Tier I ve Tier II limitleri küresel, Tier III limitleri sadece NO_x salım kontrol bölgelerinde geçerlidir (Dieselnet, 2016).

Tablo 2.2 MARPOL Ek VI NO_x salım limitleri (IMO, 2017c)

Tier	Gemi inşaat tarihi veya sonrasında	Toplam ağırlıklı çevrim salım limiti (g/kWh)		
		n: motorun nominal hızı (rpm)		
		n < 130	n = 130 - 1999	n ≥ 2000
I	1 Ocak 2000	17,0	$45 \cdot n^{(-0.2)}$ e.g., 720 rpm – 12.1	9,8
II	1 Ocak 2011	14,4	$44 \cdot n^{(-0.23)}$ e.g., 720 rpm – 9.7	7,7
III	1 Ocak 2016	3,4	$9 \cdot n^{(-0.2)}$ e.g., 720 rpm – 2.4	2,0



Şekil 2.5 Tier I, Tier II ve Tier III kurallarına göre motor devir sayısına bağlı olarak oluşan NO_x limitleri (Ergin, 2017)

Tier III kontrolleri, sadece Tier II kontrollerinin uygulandığı alanların dışında NO_x salımlarını sınırlandırmak için kurulan salım kontrol bölgelerinde (ECA) çalışan gemilere uygulanır. 1 Ocak 2016'da ve sonrasında inşa edilen ve Kuzey Amerika ECA ve Amerika Birleşik Devletleri Karayip Denizi ECA'sında çalışan gemiler, Tier III NO_x standartlarına uyacaktır (IMO, 2017c).

BÖLÜM ÜÇ

GEMİLERDE POTANSİYEL ATIK ISI KAYNAKLARI

Ana makine egzoz gazı enerjisi, ısı akışı ve sıcaklığından dolayı gemideki atık ısı kaynakları arasında en önemlisidir. Buhar ve güç türbinlerini içeren bir atık ısı geri kazanım sisteminde egzoz gazı enerjisini kullanarak ana makine gücünün %11'ine kadar bir elektrik enerjisi üretmek mümkündür.

Ana makinelerin bugün yakıt enerji verimliliği %50 civarındadır. Bu yüksek verim, özgül yakıt tüketimi değerlerinin ve turboşarjlerden sonra egzoz gazı sıcaklığının düşük olmasına neden olmaktadır (MAN B&W, 2014). Atık ısı geri kazanım sistemlerinin motor yakıt tüketimi ile NO_x salımları arasında doğal bir denge oluşturması önemli bir faktördür (Wartsila, 2004).

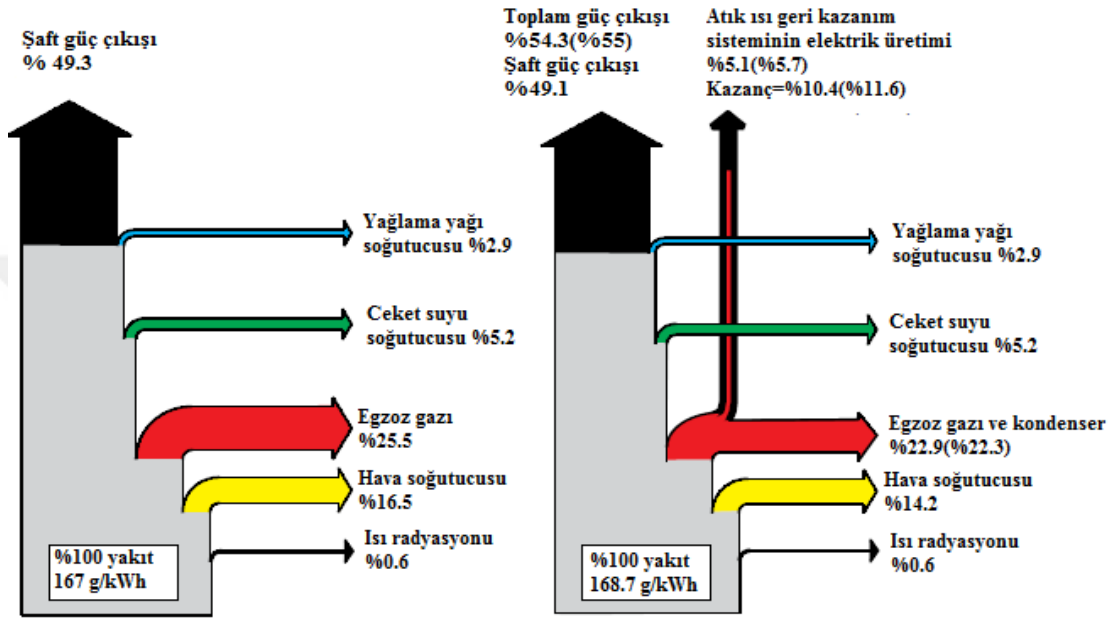
Ana makinenin atık ısısının birincil kaynağı, toplam atık ısının yaklaşık yarısını yani toplam yakıt enerjisinin yaklaşık %25'ini oluşturan egzoz gazıdır. Şekil 3.1, atık ısı geri kazanım sistemlerinin bulunduğu ve bulunmadığı durumda motor ısı dengelerinin karşılaştırmasını göstermektedir. Motorun, atık ısı geri kazanım sistemi ile kombinasyon halinde toplam verimliliğin yaklaşık %55'e yükseleceği görülmektedir (MAN B&W, 2014).

Gemide ana makine tarafından önemli miktarda ısı açığa çıkar. Modern dizel motorlar, fuel oilin yanmasıyla üretilen enerjinin %50'sinden fazlasını mekanik enerjiye dönüştürür ancak tam yükte çalışırken büyük miktarda ısıyı çevreye kaybeder. Isı birçok biçimde motordan çevreye kaybedilmektedir. Motorun toplam enerji üretiminin yaklaşık %5'i motor soğutma suyu sistemine, yaklaşık %25'i de egzoz gazı içerisine girmektedir. Her iki formda da ısı, diğer sistemler için bir ısı kaynağı olarak yararlıdır (ABS, 2013). Egzoz gazı sıcaklığı esas olarak içten yanmalı motorların nominal gücüne bağlı iken, ceket suyu sıcaklığı her motor için neredeyse aynıdır. Genellikle egzoz gazı sıcaklığı 673 K üzerindedir, ceket suyu için çıkış sıcaklığı 363 K ile 368 K arasında ve dönüş sıcaklığı 343 K ile 358 K arasındadır. Atık ısının egzoz gazı ve ceket suyundan geri kazanılmasının, motor verimliliğini

önemli ölçüde artırabileceği, önemli ekonomik ve çevresel faydalar sağlayabilecek değerli fırsatlar sağladığı kabul edilmektedir (Ma, Liu, Zhu ve Zhang, 2016).

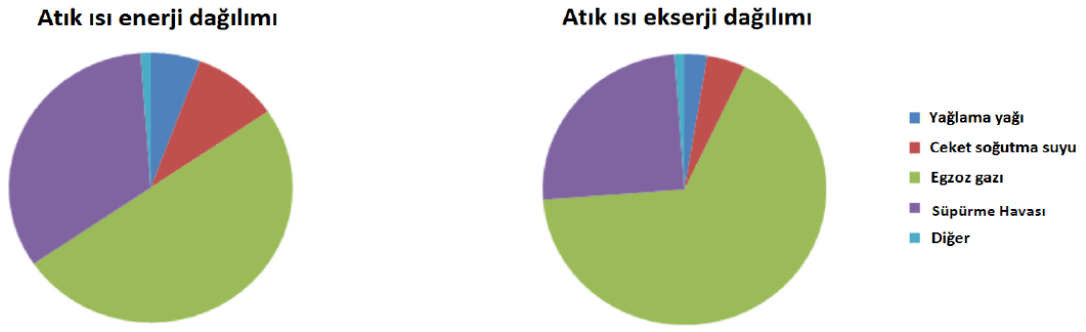
12S90ME-C9.2 standart makine
SMCR: 69,720 kW at 84 rpm

12S90ME-C9.2 atık ısı geri kazanım sistemli makine
SMCR: 69,720 kW at 84 rpm



Şekil 3.1 Geniş cidarlı MAN B & W motor tipleri için, WHRS olmadan ve WHRS olan ile ısı dengesi (MAN B&W, 2014)

Makinenin ceket suyu soğutma sistemi (343 ila 363 K arasında), şarj havası soğutucusu (363 ila 473 K arasında) ve egzoz gazları (523 ila 625 K arasında) yoluyla hatırı sayılır derecede ısı miktarı kaybolmaktadır. Örneğin 68.640 kW'lık maksimum sürekli çıkış üreten bir Sulzer 12RTA96C motorunda eşdeğer enerji miktarı boşa gitmektedir. Bu 68.640 kW şaft gücünü üretmek için motorun günde yaklaşık 300 ton ağır fuel oil tüketmesi gerekmektedir (Wartsila, 2004). Modern bir dizel ana makinedeki atık ısının enerji ve ekserji dağılımı Şekil 3.2'de gösterilmektedir (Bellolio, Lemort ve Rigo, 2015). Görüldüğü gibi gemideki farklı atık ısı kaynakları arasında ana makine egzoz gazları, yüksek ekserji içeriğinden dolayı en önemli gazlardır.



Şekil 3.2 Bir gemi dizel ana makinesinde enerji ve ekserji dağılımı (Akman, 2016)

Gemilerde kullanılması için geliştirilen WHRS aşağıdaki özelliklere sahip olmalıdır (Singh ve Pedersen, 2016).

1. Atık ısının kullanılmasında yüksek verimlilik
2. Büyük güç talepleri için yüksek güç yoğunluğu
3. Geçici ısı kaynağı ile başa çıkabilmek
4. Değişen gemi operasyon profiline uyulanabilme
5. Gemide diğer güç sistemleri ile kolay entegrasyon
6. Operasyonda güvenilirlik
7. Alan ve ağırlık sınırlamaları nedeniyle daha küçük kaplama alanı
8. Güvenli kullanım ve elleçleme

Günümüzde birçok farklı atık ısı geri kazanım sistemleri kullanılmaktadır (MAN B&W, 2014);

- PTG- Güç Türbini Jeneratör ünitesi (Güç türbin, dişli ve jeneratör ünitesi)
- STG- Buhar Türbini Jeneratör ünitesi (Buhar türbini, dişli ve jeneratör ünitesi, tek veya çift buhar basıncı)
- ST-PT- Buhar Türbini-Güç Türbini jeneratör ünitesi (Güç türbini, buhar türbini, tek veya çift basınçlı buhar türbinli dişli ve jeneratör ünitesi)

3.1 Atık Isı Geri Kazanımının Uygulanabilirliğini Etkileyen Faktörler

Atık ısı geri kazanımının uygulanabilirliğinin değerlendirilmesi için, iki atık yığının parametresi belirlenmelidir.

- ısı miktarı
- ısı kaynağı sıcaklığı / kalitesi

Bu parametreler, akışın kalitesini ve miktarını analiz etmeyi sağlar. Atık ısı geri kazanımının uygulanabilirliğini belirleyen bu kavramlardan aşağıda kısaca bahsedilmiştir.

3.1.1 Isı Miktarı

Isı miktarı, atık ısı akışının ne kadar enerji içerdiğinin bir ölçüsüdür. Isı kalitesi ise atık ısının yararlılığının bir ölçüsüdür. Atık yığımında bulunan atık ısı miktarı, akışın hem sıcaklığının hem de kütle debisinin bir fonksiyonudur.

$$E = \dot{m} * h(T) \quad (3.1)$$

E, atık ısı kaybı, \dot{m} atık yığını kütle akış hızı ve $h(T)$, atık yığınının spesifik entalpisidir.

Mevcut atık ısı miktarı önemli bir parametre olmasına rağmen, atık ısı geri kazanım elverişliliğinin tek başına etkili bir ölçüsü değildir. Atık ısı kalitesinin, atık ısı kaynağının sıcaklığı ile belirlendiği göz önünde bulundurulmalıdır (U.S. Department of Energy, 2008).

3.1.2 Atık Isı Kaynağının Sıcaklığı/Kalitesi

Atık ısı kaynağının sıcaklığı, atık ısı geri kazanımının uygulanabilirliğini belirleyen önemli bir faktördür. Atık ısı kalitesi, sıcaklık aralıklarına göre düşük, orta ve yüksek kalite olarak sınıflandırılmış ve Tablo 3.1’de gösterilmiştir.

Tablo 3.1 Sıcaklık aralığına bağlı ısı kaynağı kalitesi sınıfları (U.S. Department of Energy, 2008)

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

3.2 Ortam Koşullarının Egzoz Gazı Sıcaklığı Üzerine Etkisi

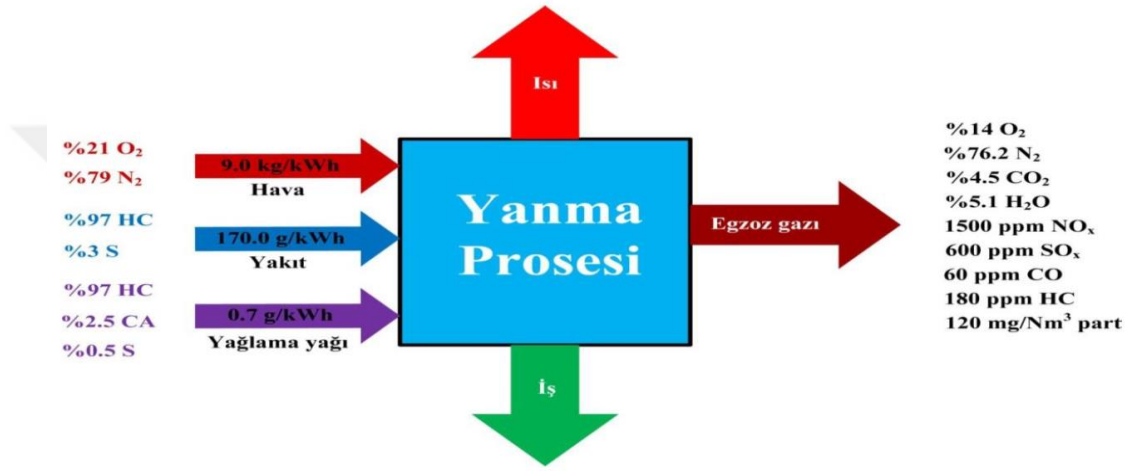
Gemilerde kullanılan dizel motorlar genelde iki zamanlıdır ve yüksek güç sağlamak için turboşarjerli türlerdir. Bu motorların, diğer tüm termal motorlara karşı önemli bir avantaj sağlayan yüksek bir termal verimliliği vardır. Fakat turboşarjerin varlığı nedeniyle operasyonları karmaşıktır ve çeşitli parametrelerden etkilenmektedir. Silindir çıkışındaki ve türbin önündeki egzoz gazı sıcaklık seviyesi, genellikle bu motorların güç çıkışını sınırlar. Bu nedenle, her ikisini de kabul edilebilir seviyelerde tutmak çok önemlidir. Öte yandan motorun verimi, motor silindiri içindeki yanma mekanizmasından büyük ölçüde etkilenir. Dolayısıyla bu mekanizmayı etkileyen herhangi bir parametrenin motorun performansı üzerinde belirgin bir etkisi vardır. Ortam koşullarının dizel motorun çalışması ve özellikle turboşarjerli motorlar üzerinde önemli bir etkisi olduğu bilinmektedir. Motor silindiri içindeki yanma mekanizması, şarj havasının sıcaklığı ve basıncından fazlasıyla etkilenir. Bu nedenle, bu iki parametreyi etkileyen tüm koşullar, motorun çalışması için kritik öneme sahiptir (Hountalal, Antonopoulos, Sakellaridis, Zovanos, Pariotis ve Papagiannakis, 2012). Standart bir ana makine için çalıştığı ortam koşulları kış, ISO ve tropikal ortam koşulu olmak üzere üçe ayrılmaktadır. Tablo 3.2’de kış, ISO ve tropikal ortam koşulu için kabul edilen değerler verilmektedir.

Tablo 3.2 Kış, ISO ve tropikal ortam koşulları (MAN B&W, 2014a)

	Kış	ISO	Tropikal
Barometrik basınç (bar)	1	1	1
Turboşarjer hava emiş sıcaklığı (°C)	10	25	45
Şarj havası soğutma suyu sıcaklığı (°C)	10	25	32
Bağıl hava nem oranı (%)	60	30	60

3.3 Egzoz Gazı Bileşenleri

İki zamanlı ağır devirli dizel motorlar, düşük kalitedeki yakıtların kullanımı, düşük yakıt tüketimi ve yüksek güvenilirlik bakımından öncü olmuştur. Operasyonel bir bakış açısıyla bakıldığında, egzoz gazı içinde zararlı gazların bulunması kaçınılmazdır. En çok tartışılan kirleticilerden olan, NO_x , SO_x , CO, HC ve partiküllerin salım değerleri Şekil 3.3'de gösterilmektedir (MAN B&W, 2014b).



Şekil 3.3 MC / ME tipi ağır devirli dizel motorların tipik salımları (MAN B&W, 2014b)

Hava, fuel oil ve yağlama yağı gibi üç ana bileşen, yanma işleminde motora girmektedir. Havanın %21'i Oksijen (O_2) ve %79'u Azot (N_2) içerir. Fuel oil, %97 hidrokarbon (HC) grupları ve %3 kükürt (S) içerir. Yanma işleminde bazı yağlama yağları da yanmaya dahildir ancak oranı düşüktür. Yağlama yağı %97 HC grupları, %2,5 CA grupları ve %0,5 kükürt içerir. HFO (Heavy Fuel Oil-Ağır Fuel Oil)'dan yayılan egzoz gazı %76,2 N_2 , %14 O_2 , %5,1 H_2O ve %4,5 CO_2 içerir.

3.4 Egzoz Gazı Enerji Miktarı Hesabı

Egzoz gazındaki enerji miktarını değerlendirmek için egzoz gazlarının termofiziksel özelliklerini elde etmek gerekir. CO, yanmamış hidrokarbon ve NO_x salım bileşenleri gibi az miktarda tamamlanmamış yanma ürünü ihmal edilebilir ve

egzoz gazlarının bileşimleri, CO₂, H₂O, N₂ ve O₂ karışımı olarak düşünülebilir (Wang, Zhang, Zhang, Shu ve Peng, 2013).

3.4.1 Egzoz Gazı Entalpi Değeri

Yanma gazlarının özgül ısı kapasitesi, her bileşen için kütle yüzdesinde denklemlerin bileşimi ile elde edilir. Yanma gazlarının özgül ısı kapasitesi denklem (3.2) ile elde edilir. Bu denklem 300 ile 1000 K sıcaklıkları arasında geçerlidir (Çengel ve Boles, 2006). Her bir bileşenin spesifik entalpisi, sıcaklık ve özgül ısı kapasitesi kullanılarak denklem (3.3) ile ve egzoz gazı ideal koşulu göz önüne alındığında, spesifik entalpi değeri denklem (3.4) ile hesaplanabilir. Denklem (3.4)'de, x_i, M_i ve h_i sırasıyla her bir bileşenin molar yüzdesi, molekül ağırlığı ve spesifik entalpidir (Wang ve diğer., 2013). Denklem (3.2)'deki α, β, γ, δ ve ε değerleri ve denklem (3.4)'deki x_i ve M_i değerleri Tablo 3.3'de verilmektedir.

$$\bar{C}_P = (\alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \epsilon T^4) \bar{R} \quad (3.2)$$

$$\bar{h}_i = h_0 + \int_{T_0}^T \bar{C}_P dT \quad (3.3)$$

$$h = \sum_i x_i M_i \bar{h}_i \times 10^{-3} \quad (3.4)$$

Tablo 3.3 Özgül ısı kapasitesi hesabi için sabitler ve spesifik entalpi hesabi için bileşenlerin molar yüzdesi ve molekül ağırlığı (Çengel ve Boles, 2006; MAN B&W, 2014b)

Yanma ürünleri	α	βx10 ³ (1/K)	γx10 ⁶ (1/K ²)	δx10 ⁹ (1/K ³)	εx10 ¹² (1/K ⁴)	x _i (%)	M _i (kg/kmol)
N ₂ (Azot)	3,675	-1,208	2,324	-0,632	-0,226	76,2	28,01
O ₂ (Oksijen)	3,626	-1,878	7,055	-6,764	2,156	14	32
CO ₂ (Karbon dioksit)	2,401	8,375	-6,607	2,002	0	4,5	44,01
H ₂ O (Su)	4,070	-1,108	4,152	-2,964	0,807	5,1	18,02

3.4.2 Egzoz Gazı Entropi Değeri

Egzoz gazındaki tüm bileşenlerin entropi değerleri hesaplanmalı ve toplam entropi değeri bulunmalıdır. Her bir bileşenin entropi değeri denklem (3.5) ile hesaplanabilir. Denklem (3.5)'deki S^+ , a, b, c ve d değerleri Tablo 3.4'de verilmektedir. Denklem (3.5)'den hesaplanan entropi değerleri denklem (3.6) ile basınç düzeltmesine tabi tutulur. Denklem (3.6)'da \bar{s}_k^o denklem (3.5)'den elde edilen değer, R ideal gaz sabiti, X_k egzoz gazlarındaki ilgili bileşenin kütle kesri, P egzoz basıncı, P_o standart ortam basıncıdır. Hesaplanan \bar{s}_k değeri ilgili bileşenin entropi değeridir. Egzoz gazının entropi değeri denklem (3.7) ile bulunur (Güneş, Üst ve Karakurt, 2015).

$$\bar{s}^o = S^+ + a \cdot \ln(T) + b \cdot 10^{-3} \cdot T - \frac{c}{2} \cdot 10^6 \cdot T^{-2} + \frac{d}{2} \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \quad (3.5)$$

$$\bar{s}_k = \bar{s}_k^o - R \cdot \ln\left(\frac{X_k \cdot P}{P_o}\right) \quad (3.6)$$

$$\sum_k X_k \cdot \bar{s}_k \quad (3.7)$$

Tablo 3.4 Egzoz gazı entropi hesabı sabitleri (Güneş ve diğer., 2015; MAN B&W, 2014b)

Yanma ürünleri	%(x)	S^+	a	b	c	d
N ₂ (Nitrojen)	76,2	16,203	30,418	2,544	-0,238	0
O ₂ (Oksijen)	14	36,116	29,154	6,477	-0,184	-1,017
CO ₂ (Karbondioksit)	4,5	-87,078	51,128	4,268	-1,469	0
H ₂ O(Su)	5,1	-11,750	34,376	7,841	-0,423	0

BÖLÜM DÖRT

GEMİ DİZEL ANA MAKİNELERİNDE ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN METODOLOJİSİ VE VERİ ANALİZİ

4.1 Termodinamik Analizlerde Kullanılan Enerji ve Ekserji Bağlıları

Aşağıdaki korunum denklemleri, geçici başlangıç periyodu tamamlandıktan ve sabit bir çalışma kurulduktan sonra, türbin, kompresör, pompa, kazan ve ısı eşanjörü gibi cihazlar için kullanılabilir (Abuşoğlu ve Kanoğlu, 2008). Sınırlı bir zaman aralığı boyunca bir sistemdeki bir akış işlemi için enerji ve ekserji denklileri (4.1) ve (4.2) denklemleri ile yazılabilir:

$$\text{Enerji girişi} - \text{Enerji çıkışı} = \text{Enerji birikimi} \quad (4.1)$$

$$\text{Ekserji girişi} - \text{Ekserji çıkışı} - \text{Ekserji tüketimi} = \text{Ekserji birikimi} \quad (4.2)$$

Yukarıdaki denklemler, enerji ile ekserji arasında önemli bir farklılığın olduğunu, yani geri dönüşümlüklerden ötürü ekserji tüketildiğinde enerjinin korunduğunu göstermektedir. Ekserji, enerjinin kalitesini gösterir ve herhangi bir gerçek süreçte korunmaz, ancak yok edilir veya kaybedilir. Bu çalışma sırasında yapılan kabuller aşağıda sıralanmıştır (Abuşoğlu ve Kanoğlu, 2009).

- Atık ısı geri kazanım sistemleri, kararlı durumda çalışır.
- Hava ve egzoz gazlarına ideal gaz prensipleri uygulanır.
- Dizel motorda yanma reaksiyonu tamamlanmıştır.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişiklikleri ihmal edilmiştir.
- Çevre durumunun sıcaklığı ve basıncı gerçek ortam koşulları olarak alınır.
- Egzozdaki suyun durumu genellikle içten yanmalı makinelerde buhar olduğundan, yakıtın alt ısı değeri (LHV-lower heating value) kullanılır.

Yukarıdaki kabullerle, herhangi bir kararlı durum sistemi için kütle denkliği denklem (4.3), enerji denkliği denklem (4.4) ve ekserji denkliği denklem (4.5) ile yazılabilir:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (4.3)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g \quad (4.4)$$

$$\dot{E}_{isl} + \dot{W} = \sum \dot{m}_ç e_ç - \sum \dot{m}_g e_g + \dot{E}_y \quad (4.5)$$

Burada \dot{Q} net ısı giriş hızı, \dot{W} net iş giriş hızı, \dot{m} akışkanın kütleli debisi, h özgül entalpi değeri, \dot{E}_y ekserji yıkım oranı, \dot{E}_{isl} net ekserjidir (Abuşoğlu ve Kanoğlu, 2008). Spesifik akış ekserjisi ve toplam ekserji denklem (4.7) ve (4.8) ile hesaplanabilir. Denklem (4.7)'de T_0 çevre koşullarındaki sıcaklıktır. \dot{E}_y sistem içindeki tersinmezliklere bağlı olarak ortaya çıkan ekserji yıkımı, (4.9) numaralı denklemle verilmiştir; denklem (4.9)'da toplam ekserji yıkımı, çevrimin her bileşeninde ekserji yıkımı göz önüne alınarak tüm sistem için hesaplanmaktadır. Denklem (4.10) ile hesaplanabilecek olan ekserji yıkım oranı (λ), toplam ekserji yıkımına göre her bileşenden kaynaklanan enerji kaybı ve tersinmezlik hızını değerlendirmek için hesaplanır. Bir ekserji analizinin gerçekleştirilmesinde bir başka önemli parametre, atık ısı geri kazanım sisteminin ekserji çıkışı ($\dot{E}_ç$) ile ekserji girişi (\dot{E}_{isl}) arasındaki oranı temsil eden ekserji verimidir. Ekserji verimi (ϵ) denklem (4.11) ile hesaplanabilir (Mito, Teamah, El-Maghlany ve Shehata, 2018; Kanoğlu ve Dinçer, 2009).

$$\dot{E}_{isl} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (4.6)$$

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.7)$$

$$\dot{E} = \dot{m}e \quad (4.8)$$

$$\dot{E}_y = \sum \dot{m}_g e_g - \sum \dot{m}_c e_c + \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \dot{W} \quad (4.9)$$

$$\lambda = \frac{\dot{E}_{y,i}}{\dot{E}_{y,t}} \quad (4.10)$$

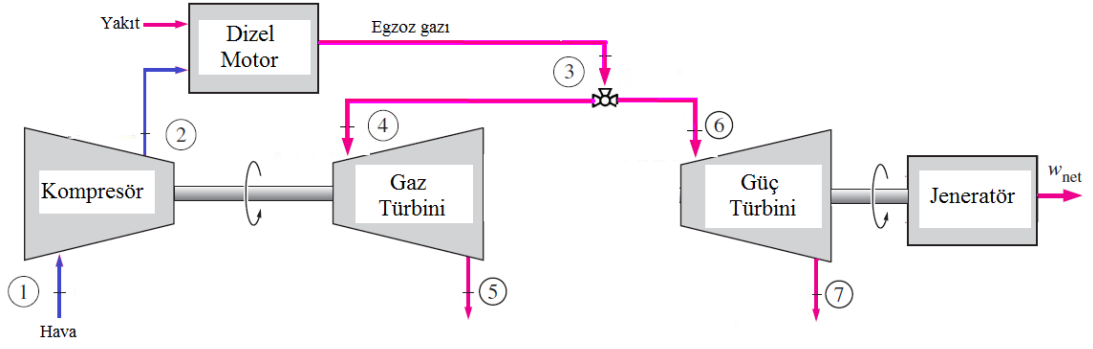
$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_c}{\dot{E}_{tsl}} = 1 - \frac{\dot{E}_y}{\dot{E}_{tsl}} \quad (4.11)$$

4.2 Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri

Bu bölümde atık ısı geri kazanım sistemlerinden bahsedilmiş, atık ısı geri kazanım sistemlerinin her bir bileşeni için termodinamik performans analizlerinde kullanılan denklemler sırasıyla verilmiştir.

4.2.1 Güç Türbini Jeneratörü

Atık ısı geri kazanım sistemlerinin içinde kurulumu en basit ve en ucuz olan güç türbini jeneratörü, Şekil 4.1'de gösterildiği gibi, egzoz gazı yan yoluna yerleştirilmiş güç türbini ve bu türbine bağlı bir jeneratörden oluşur. Sistemin turboşarjer kısmı ise, ortak bir mil üzerine monte edilen bir türbin ve bir kompresörden oluşur. Makineden çıkan egzoz gazları, kompresör için gerekli mil işini yapmak için turboşarjerin türbini üzerinden akar (Abuşoğlu ve Kanoğlu, 2009). Güç türbini, turboşarjere yollanmayan egzoz gazı akışının bir kısmını kullanarak, elektrik enerjisi üretimi için çıkış gücü üretir. Egzoz gazı yan yol vanası %50 SMCR (Specified maximum continuous rating-Belirli maksimum sürekli güç) den düşük bir makine yükünden sonra kapatıldığı için, hesaplamalarda %50 SMCR'dan büyük üç işletme yükü ele alınmıştır (Saeed, 2014; Man Diesel&Turbo, 2014). Ana makine gücü 15.000 kW'nın altında olan makinelere güç türbini jeneratörü uygulanması teknik olarak uygundur. Gemilerde güç türbini jeneratörü kullanılarak, sistemde ana makine gücüne bağlı olarak %3 ile %5 arasında bir verim artışı sağlamak mümkündür (MAN B&W, 2014).



Şekil 4.1 Güç türbini jeneratörü sistemi (Çengel ve Boles, 2006)

4.2.1.1 Güç Türbini Jeneratörü Sisteminin Termodinamik Performans Analizi

Ortam koşullarındaki temiz hava, sıcaklığının ve basıncının yükseldiği kompresöre çekilir. Yüksek basınçlı hava, yakıtın sabit bir basınçla yakıldığı yanma odasına girer. Elde edilen yüksek sıcaklıktaki gazlar daha sonra türbine girer, burada güç üretirken atmosfer basıncına doğru genişlerler (Çengel ve Boles, 2006).

Bir güç türbini sisteminin termodinamik analizi genelde sistem bileşenlerinin performanslarının değerlendirilmesini içerir. Güç türbini sistemlerinde, türbin ve kompresör kullanılan bileşenler arasındadır (Abuşoğlu ve Kanoğlu, 2009).

4.2.1.1.1 Kompresör İçin Termodinamik Performans Analizi. Kompresöre giren hava ile kompresörden çıkan hava kütleli debileri birbirine eşittir ve kompresör için kütle dengesi denklem (4.17) ile verilmiştir. Adyabatik kompresörün izentropik verimi denklem (4.18) ile hesaplanabilir. Denklem (4.18)'de W_g ve W_i sırasıyla gerçek ve izentropik işlerdir ve alt indis i izentropik durumu ve alt indis g gerçek durumu ifade eder (Abuşoğlu ve Kanoğlu, 2009).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_h \quad (4.17)$$

$$\eta_{komp} = \frac{W_i}{W_g} = \frac{h_{ç,i} - h_g}{h_{ç} - h_g} \quad (4.18)$$

Gaz türbini sistemi için enerji analizleri, Brayton çevrimi prensiplerine göre yapılmıştır. Analizler, sistemin enerji girdisini ve enerji çıktısını bulmayı içerir. Denklem (4.19), kompresör tarafından tüketilen gücü hesaplamak için kullanılır. Denklem (4.20) kompresör çıkışındaki sıcaklığı bulmak için kullanılır. Denklem (4.20)'de T_1 ve T_2 , sırasıyla kompresörün giriş ve çıkış bölümlerindeki havanın sıcaklığı, r_K kompresörün basınç oranı, k özgül ısıların oranı ve η_K kompresörün izentropik verimidir. Denklem (4.21) kompresör çıkışındaki basıncı bulmak için kullanılır. Denklem (4.21)'de P_1 ve P_2 , sırasıyla kompresörün giriş ve çıkış bölümlerindeki havanın basıncı, Denklem (4.22) ile, değişen sıcaklığa bağlı olarak havanın özgül ısı ($C_{P,h}$) bulunur (Ersayın ve Özgener, 2015; Ganjehkaviri, Mohd Jaafar ve Hosseini, 2015; İbrahim, Basrawi, Awad, Abdullah, Najafi, Mamot ve Hagos, 2017). Kompresör girişindeki ekserji denklem (4.23) ile hesaplanabilir. Kompresör çıkışındaki ekserji denklem (4.24), kompresörün ekserji yıkımı denklem (4.25), kompresörün ekserji verimi denklem (4.26) ve kompresörün ekserji yıkım oranı (λ) denklem (4.27) ile hesaplanabilir (Güneş, 2013; İbrahim ve diğer., 2017).

$$\dot{W}_K = \dot{m}_1 C_{P,h} (T_2 - T_1) / \eta_K \quad (4.19)$$

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_K} \left(r_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (4.20)$$

$$P_2 = P_1 \left[\frac{\eta_K (T_2 - 1) + 1}{T_1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.21)$$

$$C_{P,h}(T) = 1,048 - \left(\frac{1,83T}{10^4} \right) + \left(\frac{9,45T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{5,49T^3}{10^{10}} \right) + \left(\frac{7,92T^4}{10^{14}} \right) \quad (4.22)$$

$$\dot{E}_1 = \dot{m}_1 [(h_1 - h_0) - T_0 (S_1 - S_0)] \quad (4.23)$$

$$\dot{E}_2 = \dot{m}_1 [(h_2 - h_0) - T_0 (S_2 - S_0)] \quad (4.24)$$

$$\dot{E}_{y,K} = \dot{E}_1 + \dot{W}_K - \dot{E}_2 \quad (4.25)$$

$$\varepsilon_K = \frac{\dot{E}_2}{\dot{E}_1 + \dot{W}_K} = 1 - \frac{\dot{E}_{y,K}}{\dot{W}_K + \dot{E}_1} \quad (4.26)$$

$$\lambda_K = \frac{\dot{E}_{y,K}}{\dot{E}_{y,t}} \quad (4.27)$$

4.2.1.1.2 *Dizel Motor İçin Termodinamik Performans Analizi.* Dizel motor yanma odası için kütle denkleği yazılırsa denklem (4.28) elde edilir (Ohijeagbon, Waheed ve Jekayinfa, 2013). Yakıtın ekserji değeri denklem (4.29) ile bulunur. e_y yakıtın kimyasal ekserji değeri ve \dot{m}_y yakıt debisidir (Güneş, 2013). Dizel motorun ekserji verimi denklem (4.30) ile bulunur. \dot{W}_{DM} dizel motorun gücü, $\dot{E}_{yakıt}$ yakıtın ekserji değeridir (Abuşoğlu ve Kanoğlu, 2009). Dizel motorun ekserji yıkımı denklem (4.30) ile bulunabilir (Güneş, 2013).

$$\dot{m}_h + \dot{m}_y = \dot{m}_g \quad (4.28)$$

$$\dot{E}_{yakıt} = e_y \dot{m}_y \quad (4.29)$$

$$\varepsilon_{DM} = \frac{\dot{W}_{DM}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (4.30)$$

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

4.2.1.1.3 *Yakıtın Kimyasal Ekserji Değeri.* Yakıtın kimyasal ekserji değeri e_y , denklem (4.32) kullanılarak hesaplanır. ξ , yakıtın ekserji akışının oranı, LHV_y yakıtın alt ısıl değeridir (İbrahim ve diğer., 2017). Gemilerdeki dizel ana makinelerde kullanılan HFO (heavy fuel oil-ağır yakıt) yakıtı için yakıtın ekserji akışının oranı 1,065 (Mito ve diğer., 2018), LHV değeri ise 40420 kJ/kg alınmıştır (Ntziachristos, Saukko, Lehtoranta, Rönkkö, Timonen, Simonen, Karjalainen ve Keskinen, 2016).

$$\xi = \frac{e_y}{LHV_y} \quad (4.32)$$

4.2.1.1.4 *Gaz Türbini İçin Termodinamik Performans Analizi.* Gaz türbinine giren egzoz kütlesi, gaz türbininden çıkan egzoz kütlesine eşittir ve denklem (4.33) ile verilmiştir (Abuşoğlu ve Kanoğlu, 2009). Adyabatik türbinin izentropik verimi denklem (4.34) ile hesaplanabilir. W_g ve W_i sırasıyla gerçek ve izentropik işlerdir ve alt indis i izentropik durumu ve alt indis g gerçek durumu ifade eder (Abuşoğlu ve Kanoğlu, 2008). Gaz türbinin ürettiği iş denklem (4.35) ile hesaplanabilir (Ganjehkaviri ve diğer., 2015). Gaz türbini çıkış sıcaklığı denklem (4.36) ile hesaplanır. Gaz türbini çıkış sıcaklığı (T_5), gaz türbini izentropik verimi (η_{GT}), gaz türbini giriş sıcaklığı (T_4) ve gaz türbini basınç oranı (P_4/P_5) olarak verilmiştir. Gaz türbini girişindeki ekserji denklem (4.37), gaz türbini çıkışındaki ekserji denklem (4.38), gaz türbininde meydana gelen ekserji yıkımı denklem (4.39), gaz türbinin ekserji verimi denklem (4.40) ve gaz türbininde meydana gelen ekserji yıkım oranı (λ) denklem (4.41) ile hesaplanabilir (Güneş, 2013; Ersayın ve Özgener, 2015; İbrahim ve diğer., 2017).

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.33)$$

$$\eta_{turb} = \frac{W_g}{W_i} = \frac{h_g - h_c}{h_g - h_{c,i}} \quad (4.34)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_4 C_{p,g} (T_4 - T_5) \eta_{GT} \quad (4.35)$$

$$T_5 = T_4 \left[1 - \eta_T \left(1 - \left(\frac{P_4}{P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right] \quad (4.36)$$

$$\dot{E}_4 = \dot{m}_4 [(h_4 - h_0) - T_0 (S_4 - S_0)] \quad (4.37)$$

$$\dot{E}_5 = \dot{m}_4 [(h_5 - h_0) - T_0 (S_5 - S_0)] \quad (4.38)$$

$$\dot{E}_{y,GT} = \dot{E}_4 - \dot{W}_{GT} - \dot{E}_5 \quad (4.39)$$

$$\varepsilon_{GT} = \frac{\dot{E}_5 + W_{GT}}{\dot{E}_4} = 1 - \frac{\dot{E}_{y,GT} + W_{GT}}{\dot{E}_4} \quad (4.40)$$

$$\lambda_{GT} = \frac{\dot{E}_{y,GT}}{\dot{E}_{y,t}} \quad (4.41)$$

Yanma odasından çıkan egzoz gazının %12'lik kısmı güç türbinine verilir, geri kalan kısım turboşarjerin türbinine gönderilir (MAN B&W, 2014). Denklem (4.42) ve (4.43) ile gaz türbini ve güç türbininin kütleli debileri verilmiştir.

$$\dot{m}_4 = (\%88)\dot{m}_3 \quad (4.42)$$

$$\dot{m}_6 = (\%12)\dot{m}_3 \quad (4.43)$$

4.2.1.1.5 Güç Türbini Jeneratörü İçin Termodinamik Performans Analizi. Güç türbinine giren egzoz gazı kütlesiyle, güç türbininden çıkan egzoz gazı kütlesi birbirine eşittir ve denklem (4.44) ile verilmiştir. Güç türbini jeneratörünün ürettiği iş denklem (4.45) ile hesaplanabilir (Ganjehkaviri ve diğer., 2015). Güç türbini jeneratörünün girişindeki ekserji denklem (4.46), güç türbini jeneratörünün çıkışındaki ekserji denklem (4.47), güç türbini jeneratörünün ekserji yıkımı denklem (4.48), güç türbini jeneratörünün ekserji verimi denklem (4.49) ve güç türbin jeneratöründe meydana gelen ekserji yıkım oranı (λ) denklem (4.50) ile hesaplanabilir (Ersayın ve Özgener, 2015; İbrahim ve diğer., 2017). Toplam ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,t}$) denklem (4.51) ile hesaplanabilir. Kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,K}$), dizel motorda meydana gelen ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,DM}$), gaz türbininde meydana gelen ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,GT}$) ve güç türbin jeneratöründe meydana gelen ekserji yıkımı ($\dot{E}_{y,PTG}$)'dir. Güç türbini jeneratörü ile dizel motorun toplam ekserji verimi denklem (4.52) ile bulunur (Güneş, 2013).

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (4.44)$$

$$\dot{W}_{PTG} = \dot{m}_6 C_{p,g} (T_6 - T_7) \eta_{PTG} \quad (4.45)$$

$$\dot{E}_6 = \dot{m}_6[(h_6 - h_0) - T_0(S_6 - S_0)] \quad (4.46)$$

$$\dot{E}_7 = \dot{m}_6[(h_7 - h_0) - T_0(S_7 - S_0)] \quad (4.47)$$

$$\dot{E}_{y,PTG} = \dot{E}_6 - \dot{W}_{PTG} - \dot{E}_7 \quad (4.48)$$

$$\varepsilon_{PTG} = \frac{\dot{E}_7 + \dot{W}_{PTG}}{\dot{E}_6} = 1 - \frac{\dot{E}_{y,PTG} + \dot{W}_{PTG}}{\dot{E}_6} \quad (4.49)$$

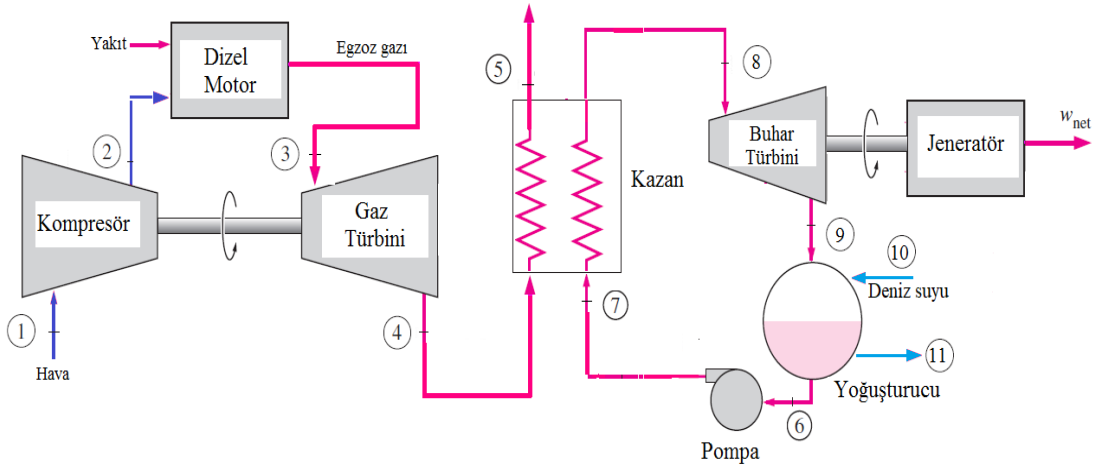
$$\lambda_{PTG} = \frac{\dot{E}_{y,PTG}}{\dot{E}_{y,t}} \quad (4.50)$$

$$\dot{E}_{y,t} = \dot{E}_{y,K} + \dot{E}_{y,DM} + \dot{E}_{y,GT} + \dot{E}_{y,PTG} \quad (4.51)$$

$$\varepsilon_{sistem,PTG} = \frac{(\dot{E}_5 + \dot{E}_7 + \dot{W}_{PTG} + \dot{W}_{DM})}{(\dot{E}_1 + \dot{E}_{yakıt})} \quad (4.52)$$

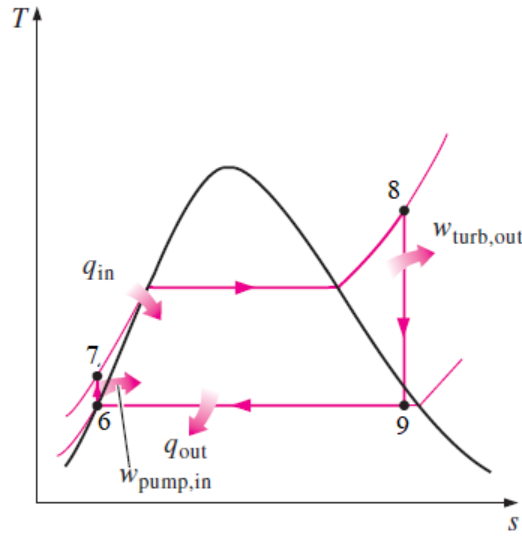
4.2.2 Buhar Türbini Jeneratörü

Buhar türbinli güç sistemleri için ideal çevrim Rankine çevrimidir. Rankine çevrimi (RC), ısı enerjisini mekanik işe dönüştüren bir termodinamik çevrimdir. Sirkülasyonlu bir çalışma sıvısı, operasyon sırasında sürekli olarak buharlaştırılır ve yoğunlaştırılır (Singh ve Pedersen, 2016). Buhar türbini, kızgın buharla tahrik edilir. Buhar ana makine egzoz gazı boru sistemine monte edilmiş büyük bir egzoz gazı kazanı ile üretilir. Kızgın buhardaki entalpi düşmesi türbin kinetik enerjisine dönüşür. Jeneratör, bir dişli kutusu vasıtasıyla buhar türbinine bağlanır. Şekil 4.2’de buhar türbin sistemi gösterilmektedir. Ana makine gücü 25.000 kW’nın altında olan makinelere buhar türbini jeneratörü sistemi uygulanması teknik olarak uygundur. Gemilerde buhar türbini jeneratörü kullanılarak sistemde ana makine gücüne bağlı olarak %5 ile %8 arasında bir verim artışı sağlamak mümkündür (MAN B&W, 2014).



Şekil 4.2 Buhar türbini jeneratörü sistemi (Çengel ve Boles, 2006)

Rankine çevrimi kazan, türbin, kondenser ve besleme pompası bileşenlerinden oluşur. Şekilde görüldüğü gibi kazana giren egzoz gazı (4) sahip olduğu enerjiyi kazandaki suya vererek bacadan (5) atmosfere atılır. Kazana giren ve kazandan çıkan egzoz gazının debisi turboşarjler sonrası egzoz gazının debisine eşittir ($\dot{m}_4 = \dot{m}_5$). Buhar türbini sistemi kapalı bir sistem olduğu için sistemin her noktasındaki debiler birbirine eşittir ($\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$). Pompaya giren (6) suyun basıncı artırılarak kazana (7) girer. 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. Doymuş su, buharlaştırıcıdan kazanın kızdırıcı bölümüne gönderilir. Kızdırıcıdan sonra (8), kızgın buhar türbine gönderilir. Buhar, türbinde genişlerken enerjisini türbin kanatlarına bırakarak buhar türbin çıkışında (9) kondensere girerek yoğunlaşır ve çevrimin başlangıç şartları olan noktaya geri döner (6). Rankine çevriminin T-s diyagramı Şekil 4.3’de gösterilmektedir (Çengel ve Boles, 2006).



Şekil 4.3 Rankine çevriminin T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2006)

Buhar türbini jeneratörü sistemi için yapılan kabuller aşağıda sıralanmıştır.

- Sistemin kararlı durumda olduğu varsayılmaktadır.
- Kazanda buhar tarafında ve ısıtma sıvısı tarafında basınç düşüşü olmamaktadır.
- Her bileşendeki ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kondenser çıkışındaki çalışma sıvısı, doymuş sıvıdır. Kazan çıkışındaki çalışma akışkanı doymuş buhardır.
- Ortam referans koşulları $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $P_0 = 1 \text{ bar}$ olarak alınmıştır.
- Türbinlerin izentropik verimi %89, kompresörün izentropik verimi %84 ve besleme pompasının izentropik verimi %70 olarak alınmıştır.

4.2.2.1 Buhar Türbini Jeneratörü Sisteminin Termodinamik Performans Analizi

Buhar türbini jeneratörü sisteminin termodinamik performans analizi, aşağıda kısaca anlatılmaktadır.

4.2.2.1.1 *Pompa İçin Termodinamik Performans Analizi.* Su, pompaya (6) noktasında doymuş sıvı olarak girer ve kazanın çalışma basıncına izentropik olarak sıkıştırılır. Bu izentropik sıkıştırma işlemi sırasında su sıcaklığı, özgül hacmindeki hafif bir azalma nedeniyle bir miktar artar. Pompanın tükettiği güç ve izentropik verimi, denklem (4.53) ve (4.54) ile hesaplanabilir (Shu, Wang ve Tian, 2016). Pompa girişindeki ekserji denklem (4.55), pompa çıkışındaki ekserji denklem (4.56), pompada oluşan ekserji yıkımı denklem (4.57), pompanın ekserji verimi denklem (4.58) ve pompada oluşan ekserji yıkım oranı denklem (4.59) ile hesaplanabilir (Güneş, 2013; Xia, Wang, Lou, Zhao ve Dai, 2016).

$$\dot{W}_P = \dot{m}_7(h_7 - h_6)/\eta_P \quad (4.53)$$

$$\eta_P = \frac{h_{7,i} - h_6}{h_7 - h_6} \quad (4.54)$$

$$\dot{E}_6 = \dot{m}_6[(h_6 - h_0) - T_0(S_6 - S_0)] \quad (4.55)$$

$$\dot{E}_7 = \dot{m}_6[(h_7 - h_0) - T_0(S_7 - S_0)] \quad (4.56)$$

$$\dot{E}_{y,P} = \dot{E}_6 + \dot{W}_P - \dot{E}_7 \quad (4.57)$$

$$\varepsilon_P = \frac{\dot{E}_7}{\dot{E}_6 + \dot{W}_P} \quad (4.58)$$

$$\lambda_P = \frac{\dot{E}_{y,P}}{\dot{E}_{y,RC,t}} \quad (4.59)$$

4.2.2.1.2 *Kazan İçin Termodinamik Performans Analizi.* Pompadan çıkan (7) su, gaz türbininden (4) çıkan egzoz gazı vasıtasıyla kazanda ısıtılarak kızgın buhar elde edilir. Kazanda egzoz gazından suya aktarılan ısı miktarı denklem (4.60), kazan çıkışındaki ekserjiler denklem (4.61) ve (4.62) ile, kazanda meydana gelen ekserji yıkımı denklem (4.63), kazanın ekserji verimi denklem (4.64) ve kazanda meydana

gelen ekserji yıkım oranı denklem (4.65) ile hesaplanabilir (Khaljani, Khoshbakhti Saray ve Bahlouli, 2015).

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_4(h_5 - h_4) = \dot{m}_7(h_8 - h_7) \quad (4.60)$$

$$\dot{E}_5 = \dot{m}_4[(h_5 - h_0) - T_0(S_5 - S_0)] \quad (4.61)$$

$$\dot{E}_8 = \dot{m}_7[(h_8 - h_0) - T_0(S_8 - S_0)] \quad (4.62)$$

$$\dot{E}_{y,K} = \dot{E}_4 + \dot{E}_7 - \dot{E}_5 - \dot{E}_8 \quad (4.63)$$

$$\varepsilon_K = \frac{\dot{E}_8 - \dot{E}_7}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5} \quad (4.64)$$

$$\lambda_K = \frac{\dot{E}_{y,K}}{\dot{E}_{y,RC,t}} \quad (4.65)$$

4.2.2.1.3 *Buhar Türbini İçin Termodinamik Performans Analizi.* Kazandan çıkan kızgın buhar (8) noktasında buhar türbinine girer ve izentropik olarak genişleyerek enerjisini türbin kanatlarına bırakarak türbini terk eder. Burada bir jeneratöre bağlı olan şaftı döndürerek iş üretir. Buhar türbininin yaptığı iş denklem (4.66), buhar türbini çıkışındaki ekserji denklem (4.67), buhar türbininde meydana gelen ekserji yıkımı denklem (4.68), buhar türbininin ekserji verimi denklem (4.69) ve buhar türbininde meydana gelen ekserji yıkım oranı denklem (4.70) ile hesaplanabilir (Khaljani ve diğer., 2015).

$$\dot{W}_{BT} = \dot{m}_8(h_8 - h_9)\eta_{BT} \quad (4.66)$$

$$\dot{E}_9 = \dot{m}_8[(h_9 - h_0) - T_0(S_9 - S_0)] \quad (4.67)$$

$$\dot{E}_{y,BT} = \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{W}_{BT} \quad (4.68)$$

$$\varepsilon_{BT} = \frac{\dot{W}_{BT}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_9} \quad (4.69)$$

$$\lambda_{BT} = \frac{\dot{E}_{y,BT}}{\dot{E}_{y,RC,t}} \quad (4.70)$$

4.2.2.1.4 Yoğuşturucu (Kondenser) İçin Termodinamik Performans Analizi. Çevrimde (9) noktasında türbinden çıkan genişmiş buhar, kondensere gönderilir. Düşük basınçtaki buhar, sabit basınç ve sıcaklıkta başlangıç koşullarına kadar yoğunlaşır. (6) noktasında kondenserden çıkan su besleme pompası ile tekrar kazana gönderilerek çevrim tamamlanmış olur (Boz, 2017). Kondenser ile sistemden atılan ısı denklem (4.71), kondenserde meydana gelen ekserji yıkımı denklem (4.72), (4.73) ve (4.74), (10) noktasında kondensere giriş ve (11) noktasında kondenserden çıkış ekserjileri denklem (4.75) ve (4.76), kondenserin ekserji verimi denklem (4.77) ve kondenserde meydana gelen ekserji yıkım oranı denklem (4.78) ile hesaplanabilir

$$\dot{Q}_{Ko} = \dot{m}_9(h_6 - h_9) = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10}) \quad (4.71)$$

$$\dot{E}_{y,Ko} = \dot{m}_9 T_0 \left[(s_6 - s_9) - \left(\frac{h_6 - h_9}{T_{deniz\ suyu}} \right) \right] \quad (4.72)$$

$$\dot{E}_{y,Ko} = \dot{E}_9 - \dot{E}_6 + \dot{Q}_{Ko} \quad (4.73)$$

$$\dot{E}_{y,Ko} = \dot{E}_9 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_6 - \dot{E}_{11} \quad (4.74)$$

$$\dot{E}_{10} = \dot{m}_{10} [(h_{10} - h_0) - T_0 (S_{10} - S_0)] \quad (4.75)$$

$$\dot{E}_{11} = \dot{m}_{11} [(h_{11} - h_0) - T_0 (S_{11} - S_0)] \quad (4.76)$$

$$\varepsilon_{Ko} = \frac{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}}{\dot{E}_9 - \dot{E}_6} \quad (4.77)$$

$$\lambda_{Ko} = \frac{\dot{E}_{y,Ko}}{\dot{E}_{y,RC,t}} \quad (4.78)$$

4.2.2.2 Rankine Çevriminin Termal Verimi

Rankine çevriminin verimliliği, kazandan alınan ısıya göre üretilen net güç olarak tanımlanabilir. Rankine çevriminin net güç çıktısı denklem (4.79), termal verimliliği denklem (4.80) ve toplam ekserji yıkımı denklem (4.81) ile hesaplanabilir (Yang ve diğer., 2015).

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{BT} - \dot{W}_P \quad (4.79)$$

$$\eta_{RC} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_K} \quad (4.80)$$

$$\dot{E}_{y,RC,t} = \dot{E}_{y,P} + \dot{E}_{y,K} + \dot{E}_{y,BT} + \dot{E}_{y,Ko} \quad (4.81)$$

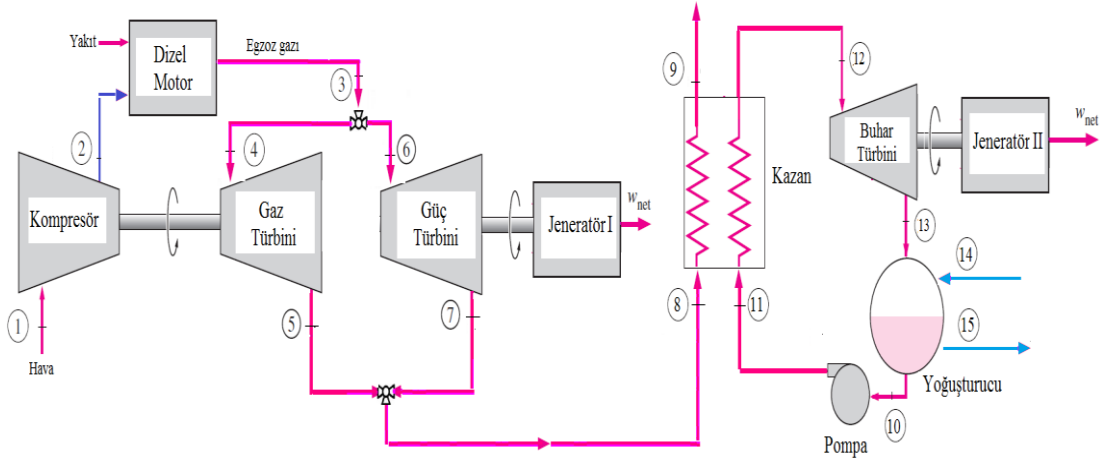
4.2.2.3 Buhar Türbini Jeneratörü Sisteminin Termal Verimi

Buhar türbini jeneratörü sisteminin termal verimi denklem (4.82) ile hesaplanabilir (Güneş, 2013).

$$\epsilon_{sistem,BT} = \frac{(\dot{E}_5 + \dot{E}_{11} + \dot{W}_{BT} + \dot{W}_{DM})}{(\dot{E}_1 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{yakıt})} \quad (4.82)$$

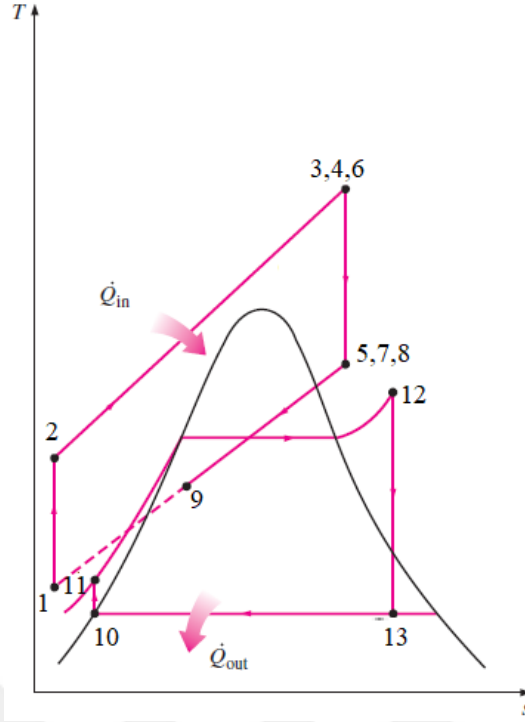
4.2.3 Kombine Sistem

Gemideki elektrik gücü talebi çok yüksekse, güç türbini ve buhar türbini kombine bir sistem oluşturmak için birlikte kullanılabilir. İlk olarak buhar türbini jeneratörü %30-35 SMCR ana makine gücünden sonra devreye girer, buhar türbini jeneratörünü takiben %40-50 SMCR ana makine gücünden sonra güç türbini jeneratörü devreye girecektir. Ana makine gücü 25.000 kW'nın üstünde olan gemilerde kombine sistemlerin uygulanması teknik olarak uygundur. Gemilerde kombine sistemler kullanılarak sistemde ana makine gücüne bağlı olarak %8 ile %11 arasında bir verim artışı sağlamak mümkündür (MAN B&W, 2014). Şekil 4.4'de kombine sistem gösterilmektedir.



Şekil 4.4 Kombine sistem (Çengel ve Boles, 2006)

Şekil 4.4’de güç türbini, turboşarjere yollanmayan egzoz gazı akışının bir kısmını kullanarak, elektrik enerjisi üretimi için çıkış gücü üretir. Sonrasında turboşarjer türbini ve güç türbininden gelen egzoz gazı (8) kazana girerek sahip olduğu enerjiyi kazandaki suya verir ve bacadan (9) atmosfere atılır. Kazana giren egzozun debisi turboşarjer sonrası egzoz debisine eşittir ($\dot{m}_8 = \dot{m}_9$). Buhar türbini sistemi kapalı bir sistem olduğu için sistemin her noktasındaki debiler birbirine eşittir ($\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$). Pompaya giren (10) suyun basıncı artırılarak (11) kazana girer. 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. Doymuş su, buharlaştırıcıdan kazanın kızdırıcı bölümüne gönderilir. Kızdırıcıdan sonra (12), kızgın buhar türbine gönderilir. Buhar, türbinde genişlerken enerjisini türbin kanatlarına bırakarak buhar türbin çıkışında (13) kondensere girerek yoğuşur ve çevrimin başlangıç şartları olan noktaya geri döner (10). Kombine çevrimin T-s diyagramı Şekil 4.5’de verilmektedir (Çengel ve Boles, 2006).



Şekil 4.5 Kombine çevrimin T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2006)

4.2.3.1 Kombine Sistemin Termodinamik Performans Analizi

Kombine sistemin performans analizi, aşağıda kısaca anlatılmaktadır.

4.2.3.1.1 Pompa İçin Termodinamik Performans Analizi. Su, pompaya (10) noktasında doymuş sıvı olarak girer ve kazanın çalışma basıncına izentropik olarak sıkıştırılır. Bu izentropik sıkıştırma işlemi sırasında su sıcaklığı, özgül hacmindeki hafif bir azalma nedeniyle bir miktar artar (Çengel ve Boles, 2006). Pompanın tükettiği güç ve izentropik verimi, denklem (4.83) ve (4.84) ile hesaplanabilir (Shu ve diğer., 2016). Pompa girişindeki ve çıkışındaki ekserjiler denklem (4.85) ve (4.86) ile hesaplanabilir (Xia ve diğer., 2016). Pompada oluşan ekserji yıkımı denklem (4.87), pompanın ekserji verimi denklem (4.88) ve ekserji yıkım oranı denklem (4.89) ile hesaplanabilir (Güneş, 2013).

$$\dot{W}_{K,P} = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10})/\eta_P \quad (4.83)$$

$$\eta_P = \frac{h_{11,i} - h_{10}}{h_{11} - h_{10}} \quad (4.84)$$

$$\dot{E}_{10} = \dot{m}_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(S_{10} - S_0)] \quad (4.85)$$

$$\dot{E}_{11} = \dot{m}_{10}[(h_{11} - h_0) - T_0(S_{11} - S_0)] \quad (4.86)$$

$$\dot{E}_{y,K,P} = \dot{E}_{10} + \dot{W}_{K,P} - \dot{E}_{11} \quad (4.87)$$

$$\varepsilon_{K,P} = \frac{\dot{E}_{11}}{\dot{E}_{10} + \dot{W}_{K,P}} \quad (4.88)$$

$$\lambda_{K,P} = \frac{\dot{E}_{y,K,P}}{\dot{E}_{y,K,t}} \quad (4.89)$$

4.2.3.1.2 *Kazan İçin Termodinamik Performans Analizi.* Çevrimde (8) noktasında kazana giren sıcak egzoz gazı sayesinde pompadan çıkan ve (11) noktasında kazana giren su, ısıtılır ve ilk önce buharlaştırılır. Sonra kızdırıcıdan geçirilerek kızdırılır (nemi alınır). Elde edilen kızgın buhar, buhar türbinine gönderilir. Kazanda egzoz gazından suya aktarılan ısı miktarı denklem (4.90) ile hesaplanabilir. Kazan çıkışındaki ekserjiler denklem (4.91) ve (4.92) ile hesaplanabilir (Abuşoğlu ve Kanoğlu, 2009). Kazanda meydana gelen ekserji yıkımı denklem (4.93), kazanın ekserji verimi denklem (4.94) ve kazanda meydana gelen ekserji yıkım oranı denklem (4.95) hesaplanabilir (Khaljani ve diğer., 2015).

$$\dot{Q}_{K,K} = \dot{m}_8(h_9 - h_8) = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11}) \quad (4.90)$$

$$\dot{E}_9 = \dot{m}_9[(h_9 - h_0) - T_0(S_9 - S_0)] \quad (4.91)$$

$$\dot{E}_{12} = \dot{m}_{12}[(h_{12} - h_0) - T_0(S_{12} - S_0)] \quad (4.92)$$

$$\dot{E}_{y,K,K} = \dot{E}_8 + \dot{E}_{11} - \dot{E}_9 - \dot{E}_{12} \quad (4.93)$$

$$\varepsilon_{K,K} = \frac{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_9} \quad (4.94)$$

$$\lambda_{K,K} = \frac{\dot{E}_{y,K,K}}{\dot{E}_{y,K,t}} \quad (4.95)$$

4.2.3.1.3 *Buhar Türbini İçin Termodinamik Performans Analizi.* Kazandan çıkan kızgın buhar (12) noktasında buhar türbinine girer ve izentropik olarak genişleyerek, enerjisini türbin kanatlarına bırakarak türbini terk eder. Burada bir jeneratöre bağlı olan şaftı döndürerek iş üretir (Çengel ve Boles, 2006). Buhar türbininin yaptığı iş denklem (4.96), buhar türbini çıkışındaki ekserji denklem (4.97), buhar türbininde meydana gelen ekserji yıkımı denklem (4.98), buhar türbininin ekserji verimi denklem (4.99) ve buhar türbininde meydana gelen ekserji yıkım oranı denklem (4.100) ile hesaplanabilir (Güneş, 2013; Khaljani ve diğer., 2015).

$$\dot{W}_{K,BT} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})\eta_{BT} \quad (4.96)$$

$$\dot{E}_{13} = \dot{m}_{12}[(h_{13} - h_0) - T_0(S_{13} - S_0)] \quad (4.97)$$

$$\dot{E}_{y,K,BT} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} - \dot{W}_{K,BT} \quad (4.98)$$

$$\varepsilon_{K,BT} = \frac{\dot{W}_{K,BT}}{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}} \quad (4.99)$$

$$\lambda_{K,BT} = \frac{\dot{E}_{y,K,BT}}{\dot{E}_{y,K,t}} \quad (4.100)$$

4.2.3.1.4 *Yoğuşturucu (Kondenser) İçin Termodinamik Performans Analizi.* Çevrimde (13) noktasında türbinden çıkan kullanılmış buhar, kondensere gönderilir. Düşük basınçtaki buhar, sabit basınç ve sıcaklıkta başlangıç koşullarına kadar yoğunlaşır. (10) noktasında kondenserden çıkan su besleme pompası ile tekrar kazana gönderilerek çevrim tamamlanmış olur (Güneş, 2009; Boz, 2017). Kondenser ile sistemden atılan ısı denklem (4.101), kondenserde meydana gelen ekserji yıkımı denklem (4.102), (4.103) ve (4.104), (14) noktasında kondensere giriş ekserjisi

denklem (4.105), (15) noktasında kondenserden çıkış ekserjisi denklem (4.106), kondenserin ekserji verimi denklem (4.107) ve kondenserde meydana gelen ekserji yıkım oranı denklem (4.108) ile hesaplanabilir (Domingues, Santos ve Costa, 2013; Wang, Zhang, Zhang, Peng, Shu, 2014; Khaljani ve diğer., 2015; Xia ve diğer., 2016).

$$\dot{Q}_{K,Ko} = \dot{m}_{13}(h_{10} - h_{13}) = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14}) \quad (4.101)$$

$$\dot{E}_{y,K,Ko} = \dot{m}_{13}T_0[(s_{10} - s_{13}) - \left(\frac{h_{10}-h_{13}}{T_{deniz\ suyu}}\right)] \quad (4.102)$$

$$\dot{E}_{y,K,Ko} = \dot{E}_{13} - \dot{E}_{10} + \dot{Q}_{K,Ko} \quad (4.103)$$

$$\dot{E}_{y,K,Ko} = \dot{E}_{13} + \dot{E}_{14} - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{15} \quad (4.104)$$

$$\dot{E}_{14} = \dot{m}_{14}[(h_{14} - h_0) - T_0(S_{14} - S_0)] \quad (4.105)$$

$$\dot{E}_{15} = \dot{m}_{15}[(h_{15} - h_0) - T_0(S_{15} - S_0)] \quad (4.106)$$

$$\varepsilon_{K,Ko} = \frac{\dot{E}_{15} - \dot{E}_{14}}{\dot{E}_{13} - \dot{E}_{10}} \quad (4.107)$$

$$\lambda_{K,Ko} = \frac{\dot{E}_{y,K,Ko}}{\dot{E}_{y,K,t}} \quad (4.108)$$

4.2.3.2 Kombine Sistemde Rankine Çevriminin Termal Verimi

Rankine çevriminin verimliliği, kazandan alınan ısıya göre üretilen net güç olarak tanımlanabilir. Rankine çevriminin net güç çıktısı denklem (4.109), termal verimliliği denklem (4.110) ve toplam ekserji yıkımı denklem (4.111) ile hesaplanabilir (Güneş, 2013; Yang ve diğer., 2015).

$$\dot{W}_{K,net} = \dot{W}_{K,BT} - \dot{W}_{K,P} \quad (4.109)$$

$$\eta_{K,RC} = \frac{\dot{W}_{K,net}}{\dot{Q}_{K,K}} \quad (4.110)$$

$$\dot{E}_{y,K,t} = \dot{E}_{y,K,P} + \dot{E}_{y,K,K} + \dot{E}_{y,K,BT} + \dot{E}_{y,K,Ko} \quad (4.111)$$

4.2.3.3 Kombine Sistemin Termal Verimi

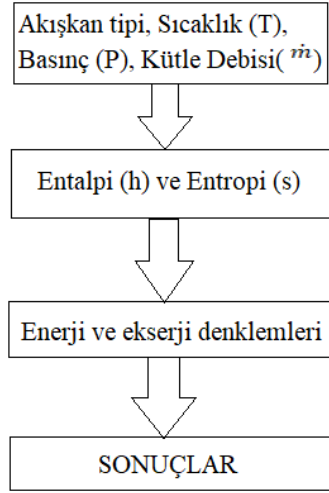
Kombine sistemin termal verimi denklem (4.112) ile hesaplanabilir (Güneş, 2013).

$$\varepsilon_{sistem,K} = \frac{(\dot{E}_9 + \dot{E}_{15} + \dot{W}_{K,BT} + \dot{W}_{PTG} + \dot{W}_{DM})}{(\dot{E}_1 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{yakıt})} \quad (4.112)$$

4.3 Mühendislik Denklemleri Çözücü (Engineering Equation Solver-EES)

Engineering Equation Solver (EES), eşzamanlı doğrusal olmayan denklem sistemlerinin çözümü için kullanılan ticari bir yazılım paketidir. Termodinamik ve ısı transferi problemlerinin çözümü için çok kullanışlı özel fonksiyonlar ve denklemler sağlar, bu da onu bu alanlarda çalışan mühendisler için kullanışlı ve yaygın olarak kullanılan bir program haline getirir. EES, diferansiyel denklemleri, karmaşık değişkenler ile denklemleri çözebilir, optimizasyon yapabilir, doğrusal ve doğrusal olmayan regresyon sağlayabilir, yayın kalitesinde grafikler oluşturabilir, belirsizlik analizlerini basitleştirebilir ve animasyonlar sağlayabilir (F-Chart Software, 2018).

Yukarıda sıralanan nedenlerden dolayı enerji ve ekserji analizleri yapılırken EES paket programı kullanılmıştır. Çevrimin her bir noktasındaki sıcaklık ve basınç değerleri programa girilerek entalpi ve entropi değerleri elde edilmiştir. Elde edilen entalpi ve entropi değerleri dördüncü bölümde verilen atık ısı geri kazanım sistemlerinin bileşenleri için verilen denklemlerde yerine yazılarak her bir bileşenin ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, ekserji verimi ve her bir sistemin ekserji verimi ve verim artışı hesaplanmıştır. Şekil 4.6'da analizler için akış diyagramı verilmektedir.



Şekil 4.6 EES akış diyagramı

4.4 EES Programına Veri Girişi

Atık ısı geri kazanım sistemlerinde kullanılan HYUNDAI-WARSTILA 6RT-flex58T-E model 13,94 MW güç çıkışına sahip dizel motorun ele alınan üç işletme yükü için egzoz gazı sıcaklığı ve kütle debisi ile skavenç havası sıcaklığı ve kütle debisi değerleri Tablo 4.1’de verilmektedir. Standart bir dizel motor için, kış, ISO ve tropikal ortam koşulları için alınan değerler Tablo 4.2’de verilmektedir. Hesaplamalarda sistemlerin bileşenleri için kabul edilen verim değerleri Tablo 4.3’de verilmektedir.

Tablo 4.1 Farklı işletme yüklerinde dizel motorun egzoz gazı sıcaklıkları ve kütle debileri, skavenç havası sıcaklıkları ve kütle debileri (Mito ve diğer., 2018)

İşletme yükü (%)		75	90	100
Makine devri (rpm)		95	101	104,6
Egzoz gazı	Sıcaklık (°C)	249	251	261
	Kütle debisi (kg/s)	24,1	28,8	32,7
Skavenç havası	Sıcaklık (°C)	190	213	230
	Kütle debisi (kg/s)	23,5	28,2	31,9

Tablo 4.2 ISO, tropikal ve kış ortam koşulları (MAN B&W, 2014a)

	Kış	ISO	Tropikal
Barometrik basınç (bar)	1	1	1
Turboşarjer hava emiş sıcaklığı (°C)	10	25	45
Şarj havası soğutma suyu sıcaklığı (°C)	10	25	32
Bağıl hava nem oranı (%)	60	30	60

Tablo 4.3 Sistemlerdeki bileşenlerin verim değerleri (Larsen ve diğer., 2014)

Kompresör izentropik verimi	84%
Turboşarjer türbini izentropik verimi	89%
Güç türbini izentropik verimi	89%
Buhar türbini izentropik verimi	89%
Pompa verimi	70%

4.4.1 Güç Türbini Jeneratörü

Güç türbini jeneratörü için üç dizel motor işletme yükü ve ortam koşulu ele alınarak analizler yapılmıştır. Her bir dizel motor işletme yükü ve her bir ortam koşulu için çevrimin her noktasında programa girilen sıcaklık, basınç ve kütle debisi değerleri ile programdan elde edilen entalpi ve entropi değerleri Tablo 4.4 %75 işletme yükü ve kış ortam koşulları, Tablo 4.5 %90 işletme yükü ve kış ortam koşulları, Tablo 4.6 %100 işletme yükü ve kış ortam koşulları için verilmektedir. Tablo 4.7 %75 işletme yükü ve ISO ortam koşulları, Tablo 4.8 %90 işletme yükü ve ISO ortam koşulları, Tablo 4.9 %100 işletme yükü ve ISO ortam koşulları, Tablo 4.10 %75 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları, Tablo 4.11 %90 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları ve Tablo 4.12 %100 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları için verilmektedir.

Tablo 4.4 Güç türbini jeneratöründe %75 işletme yükü ve kış ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	283	1	23,5	283,1	6,81
2	Hava	463	3,04	23,5	499,9	7,022
3	Egzoz gazı	522	3,04	24,1	628	5,887
4	Egzoz gazı	522	3,04	21,2	628	5,887
5	Egzoz gazı	439,5	1	21,2	527,6	6,048
6	Egzoz gazı	522	3,04	2,9	628	5,887
7	Egzoz gazı	439,5	1	2,9	527,6	6,048

Tablo 4.5 Güç türbini jeneratöründe %90 işletme yükü ve kış ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	283	1	28,2	283,1	6,81
2	Hava	486	3,6	28,2	528	7,024
3	Egzoz gazı	524	3,6	28,8	630,1	5,84
4	Egzoz gazı	524	3,6	25,34	630,1	5,84
5	Egzoz gazı	425,8	1	25,34	510,7	6,015
6	Egzoz gazı	524	3,6	3,46	630,1	5,84
7	Egzoz gazı	425,8	1	3,46	510,7	6,015

Tablo 4.6 Güç türbini jeneratöründe %100 işletme yükü ve kış ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	283	1	31,9	283,1	6,81
2	Hava	503	4,06	31,9	548,8	7,025
3	Egzoz gazı	534	4,06	32,7	641	5,084
4	Egzoz gazı	534	4,06	28,77	641	5,084
5	Egzoz gazı	420,2	1	28,77	502,6	6,004
6	Egzoz gazı	534	4,06	3,93	641	5,804
7	Egzoz gazı	420,2	1	3,93	502,6	6,004

Tablo 4.7 Güç türbini jeneratöründe %75 işletme yükü ve ISO ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	298	1	23,5	298,2	6,862
2	Hava	463	2,54	23,5	497,1	7,074
3	Egzoz gazı	522	2,54	24,1	628,2	5,94
4	Egzoz gazı	522	2,54	21,2	628,2	5,94
5	Egzoz gazı	454,77	1	21,2	546,2	6,083
6	Egzoz gazı	522	2,54	2,9	628,2	5,94
7	Egzoz gazı	454,77	1	2,9	546,2	6,083

Tablo 4.8 Güç türbini jeneratöründe %90 işletme yükü ve ISO ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	298	1	28,2	298,2	6,862
2	Hava	486	3,01	28,2	525,1	7,075
3	Egzoz gazı	524	3,01	28,8	630,2	5,894
4	Egzoz gazı	524	3,01	25,34	630,2	5,894
5	Egzoz gazı	441,9	1	25,34	530,3	6,054
6	Egzoz gazı	524	3,01	3,46	630,2	5,894
7	Egzoz gazı	441,9	1	3,46	530,3	6,054

Tablo 4.9 Güç türbini jeneratöründe %100 işletme yükü ve ISO ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	298	1	31,9	298,2	6,862
2	Hava	503	3,39	31,9	545,9	7,077
3	Egzoz gazı	534	3,39	32,7	641,2	5,879
4	Egzoz gazı	534	3,39	28,77	641,2	5,879
5	Egzoz gazı	437,4	1	28,77	523,4	6,043
6	Egzoz gazı	534	3,39	3,93	641,2	5,879
7	Egzoz gazı	437,4	1	3,93	523,4	6,043

Tablo 4.10 Güç türbini jeneratöründe %75 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	318	1	23,5	318,4	6,927
2	Hava	463	2,02	23,5	493,3	7,14
3	Egzoz gazı	563	2,02	24,1	628,3	6,009
4	Egzoz gazı	563	2,02	21,2	628,3	6,009
5	Egzoz gazı	473,4	1	21,2	568,9	6,124
6	Egzoz gazı	563	2,02	2,9	628,3	6,009
7	Egzoz gazı	473,4	1	2,9	568,9	6,124

Tablo 4.11 Güç türbini jeneratöründe %90 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	318	1	28,2	318,4	6,927
2	Hava	486	2,39	28,2	521,3	7,142
3	Egzoz gazı	524	2,39	28,8	630,4	5,963
4	Egzoz gazı	524	2,39	25,34	630,4	5,963
5	Egzoz gazı	461,25	1	25,34	553,8	6,098
6	Egzoz gazı	524	2,39	3,46	630,4	5,963
7	Egzoz gazı	461,25	1	3,46	553,8	6,098

Tablo 4.12 Güç türbini jeneratöründe %100 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	318	1	31,9	318,4	6,927
2	Hava	503	2,7	31,9	542,1	7,142
3	Egzoz gazı	534	2,7	32,7	641,3	5,947
4	Egzoz gazı	534	2,7	28,77	641,3	5,947
5	Egzoz gazı	458	1	28,77	548,5	6,091
6	Egzoz gazı	534	2,7	3,93	641,3	5,947
7	Egzoz gazı	458	1	3,93	548,5	6,091

4.4.2 Buhar Türbini Jeneratörü

Buhar türbini jeneratörü için üç dizel motor işletme yükü ve ortam koşulu ele alınarak analizler yapılmıştır. Her bir dizel motor işletme yükü ve her bir ortam koşulu için çevrimin her noktasında programa girilen sıcaklık, basınç ve kütle debisi değerleri ile programdan elde edilen entalpi ve entropi değerleri Tablo 4.13 %75 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşulları, Tablo 4.14 %90 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşulları, Tablo 4.15 %100 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşulları için verilmektedir. Tablo 4.16 %75 dizel motor işletme yükü ve ISO ortam koşulları, Tablo 4.17 %90 dizel motor işletme yükü ve ISO ortam koşulları, Tablo 4.18 %100 dizel motor işletme yükü ve ISO ortam koşulları, Tablo 4.19 %75 dizel motor işletme yükü ve tropikal ortam koşulları, Tablo 4.20 %90 dizel motor işletme yükü ve tropikal ortam koşulları ve Tablo 4.21 %100 dizel motor işletme yükü ve tropikal ortam koşulları için verilmektedir.

Tablo 4.13 Buhar türbini jeneratöründe %75 işletme yükü ve kış ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	283	1	23,5	283,1	6,81
2	Hava	463	3,04	23,5	499,9	7,022
3	Egzoz gazı	522	3,04	24,1	628	5,887
4	Egzoz gazı	483	1,3	24,1	580,6	6,076
5	Egzoz gazı	423	1	24,1	520,8	5,989
6	Tatlı su	313	0,08	0,5799	166,9	0,5703
7	Tatlı su	313	4,5	0,5799	167,2	0,5702
8	Kızgın buhar	478	4,5	0,5799	2868	7,133
9	Kızgın buhar	313	0,07	0,5799	2537	8,421
10	Deniz suyu	283	2	33,35	41,55	0,1487
11	Deniz suyu	293	2	33,35	83,39	0,294

Tablo 4.14 Buhar türbini jeneratöründe %90 işletme yükü ve kış ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	283	1	28,2	283,1	6,81
2	Hava	486	3,6	28,2	528	7,024
3	Egzoz gazı	524	3,6	28,8	630,1	5,84
4	Egzoz gazı	483	1,5	28,8	580,3	6,033
5	Egzoz gazı	423	1	28,8	520,8	5,989
6	Tatlı su	313	0,08	0,6922	166,9	0,5703
7	Tatlı su	313	4,5	0,6922	167,2	0,5702
8	Kızgın buhar	478	4,5	0,6922	2868	7,133
9	Kızgın buhar	313	0,07	0,6922	2537	8,421
10	Deniz suyu	283	2	39,81	41,55	0,1487
11	Deniz suyu	293	2	39,81	83,39	0,294

Tablo 4.15 Buhar türbini jeneratöründe %100 işletme yükü ve kış ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	283	1	31,9	283,1	6,81
2	Hava	503	4,06	31,9	548,8	7,025
3	Egzoz gazı	534	4,06	32,7	641	5,804
4	Egzoz gazı	483	1,45	32,7	578,9	6,049
5	Egzoz gazı	423	1	32,7	520,8	5,989
6	Tatlı su	313	0,08	0,7862	166,9	0,5703
7	Tatlı su	313	4,5	0,7862	167,2	0,5702
8	Kızgın buhar	478	4,5	0,7862	2868	7,133
9	Kızgın buhar	313	0,07	0,7862	2537	8,421
10	Deniz suyu	283	2	45,21	41,55	0,1487
11	Deniz suyu	293	2	45,21	83,39	0,294

Tablo 4.16 Buhar türbini jeneratöründe %75 işletme yükü ve ISO ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	298	1	23,5	298,2	6,862
2	Hava	463	2,54	23,5	497,1	7,074
3	Egzoz gazı	522	2,54	24,1	628,2	5,94
4	Egzoz gazı	483	1,1	24,1	580,6	6,125
5	Egzoz gazı	423	1	24,1	520,8	5,989
6	Tatlı su	313	0,08	0,5804	166,9	0,5703
7	Tatlı su	313	4,5	0,5804	167,2	0,5702
8	Kızgın buhar	478	4,5	0,5804	2868	7,133
9	Kızgın buhar	313	0,07	0,5804	2537	8,421
10	Deniz suyu	298	2	33,38	41,55	0,1487
11	Deniz suyu	308	2	33,38	83,39	0,294

Tablo 4.17 Buhar türbini jeneratöründe %90 işletme yükü ve ISO ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	298	1	28,2	298,2	6,862
2	Hava	486	3,01	28,2	525,1	7,075
3	Egzoz gazı	524	3,01	28,8	630,2	5,894
4	Egzoz gazı	483	1,25	28,8	580,3	6,088
5	Egzoz gazı	423	1	28,8	520,8	5,989
6	Tatlı su	313	0,08	0,6931	166,9	0,5703
7	Tatlı su	313	4,5	0,6931	167,2	0,5702
8	Kızgın buhar	478	4,5	0,6931	2868	7,133
9	Kızgın buhar	313	0,07	0,6931	2537	8,421
10	Deniz suyu	298	2	39,86	41,55	0,1487
11	Deniz suyu	308	2	39,86	83,39	0,294

Tablo 4.18 Buhar türbini jeneratöründe %100 işletme yükü ve ISO ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	298	1	31,9	298,2	6,862
2	Hava	503	3,39	31,9	545,9	7,077
3	Egzoz gazı	534	3,39	32,7	641,2	5,879
4	Egzoz gazı	483	1,2	32,7	579	6,103
5	Egzoz gazı	423	1	32,7	520,8	5,989
6	Tatlı su	313	0,08	0,7872	166,9	0,5703
7	Tatlı su	313	4,5	0,7872	167,2	0,5702
8	Kızgın buhar	478	4,5	0,7872	2868	7,133
9	Kızgın buhar	313	0,07	0,7872	2537	8,421
10	Deniz suyu	298	2	45,27	41,55	0,1487
11	Deniz suyu	308	2	45,27	83,39	0,294

Tablo 4.19 Buhar türbini jeneratöründe %75 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	318	1	23,5	318,4	6,927
2	Hava	463	2,02	23,5	493,3	7,14
3	Egzoz gazı	522	2,02	24,1	628,3	6,009
4	Egzoz gazı	483	0,85	24,1	580,7	6,148
5	Egzoz gazı	423	1	24,1	520,8	5,989
6	Tatlı su	313	0,08	0,5807	166,9	0,5703
7	Tatlı su	313	4,5	0,5807	167,2	0,5702
8	Kızgın buhar	478	4,5	0,5807	2868	7,133
9	Kızgın buhar	313	0,07	0,5807	2537	8,421
10	Deniz suyu	305	2	33,4	41,55	0,1487
11	Deniz suyu	315	2	33,4	83,39	0,294

Tablo 4.20 Buhar türbini jeneratöründe %90 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	318	1	28,2	318,4	6,927
2	Hava	486	2,39	28,2	521,3	7,142
3	Egzoz gazı	524	2,39	28,8	630,4	5,963
4	Egzoz gazı	483	1	28,8	580,4	6,154
5	Egzoz gazı	423	1	28,8	520,8	5,989
6	Tatlı su	313	0,08	0,694	166,9	0,5703
7	Tatlı su	313	4,5	0,694	167,2	0,5702
8	Kızgın buhar	478	4,5	0,694	2868	7,133
9	Kızgın buhar	313	0,07	0,694	2537	8,421
10	Deniz suyu	305	2	39,91	41,55	0,1487
11	Deniz suyu	315	2	39,91	83,39	0,294

Tablo 4.21 Buhar türbini jeneratöründe %100 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	318	1	31,9	318,4	6,927
2	Hava	503	2,7	31,9	542,1	7,142
3	Egzoz gazı	534	2,7	32,7	641,3	5,947
4	Egzoz gazı	483	0,95	32,7	579	6,156
5	Egzoz gazı	423	1	32,7	520,8	5,989
6	Tatlı su	313	0,08	0,788	166,9	0,5703
7	Tatlı su	313	4,5	0,788	167,2	0,5702
8	Kızgın buhar	478	4,5	0,788	2868	7,133
9	Kızgın buhar	313	0,07	0,788	2537	8,421
10	Deniz suyu	305	2	45,32	41,55	0,1487
11	Deniz suyu	315	2	45,32	83,39	0,294

4.4.3 Kombine Sistem

Kombine sistem için üç dizel motor işletme yükü ve ortam koşulu ele alınarak analizler yapılmıştır. Her bir dizel motor işletme yükü ve her bir ortam koşulu için çevrimin her noktasında programa girilen sıcaklık, basınç ve kütle debisi değerleri ile programdan elde edilen entalpi ve entropi değerleri Tablo 4.22 %75 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşulları, Tablo 4.23 %90 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşulları, Tablo 4.24 %100 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşulları için verilmektedir. Tablo 4.25 %75 dizel motor işletme yükü ve ISO ortam koşulları, Tablo 4.26 %90 dizel motor işletme yükü ve ISO ortam koşulları, Tablo 4.27 %100 dizel motor işletme yükü ve ISO ortam koşulları, Tablo 4.28 %75 dizel motor işletme yükü ve tropikal ortam koşulları, Tablo 4.29 %90 dizel motor işletme yükü ve

tropikal ortam koşulları ve Tablo 4.30 %100 dizel motor işletme yükü ve tropikal ortam koşulları için verilmektedir.

Tablo 4.22 Kombine sistemde %75 işletme yükü ve kış ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	283	1	23,5	283,1	6,81
2	Hava	463	3,04	23,5	499,9	7,022
3	Egzoz gazı	522	3,04	24,1	628	5,887
4	Egzoz gazı	522	3,04	21,2	628	5,887
5	Egzoz gazı	483	1,3	21,2	580,6	6,076
6	Egzoz gazı	522	3,04	2,9	628	5,887
7	Egzoz gazı	483	1,3	2,9	580,6	6,076
8	Egzoz gazı	483	1,3	24,1	585,8	6,055
9	Egzoz gazı	423	1	24,1	520,8	5,989
10	Tatlı su	313	0,08	0,5797	166,9	0,5703
11	Tatlı su	313	4,5	0,5797	167,2	0,5702
12	Kızgın buhar	478	4,5	0,5797	2868	7,133
13	Kızgın buhar	313	0,07	0,5797	2537	8,421
14	Deniz suyu	283	2	33,31	41,55	0,1487
15	Deniz suyu	293	2	33,31	83,39	0,294

Tablo 4.23 Kombine sistemde %90 işletme yükü ve kış ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	283	1	28,2	283,1	6,81
2	Hava	486	3,6	28,2	528	7,024
3	Egzoz gazı	524	3,6	28,8	630,1	5,84
4	Egzoz gazı	524	3,6	25,34	630,1	5,84
5	Egzoz gazı	483	1,5	25,34	580,3	6,033
6	Egzoz gazı	524	3,6	3,46	630,1	5,84
7	Egzoz gazı	483	1,5	3,46	580,3	6,033
8	Egzoz gazı	483	1,5	28,8	585,7	6,012
9	Egzoz gazı	423	1	28,8	520,8	5,989
10	Tatlı su	313	0,08	0,6921	166,9	0,5703
11	Tatlı su	313	4,5	0,6921	167,2	0,5702
12	Kızgın buhar	478	4,5	0,6921	2868	7,133
13	Kızgın buhar	313	0,07	0,6921	2537	8,421
14	Deniz suyu	283	2	39,76	41,55	0,1487
15	Deniz suyu	293	2	39,76	83,39	0,294

Tablo 4.24 Kombine sistemde %100 işletme yükü ve kış ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	298	1	23,5	298,2	6,862
2	Hava	463	2,54	23,5	497,1	7,074
3	Egzoz gazı	522	2,54	24,1	628,2	5,94
4	Egzoz gazı	522	2,54	21,2	628,2	5,94
5	Egzoz gazı	483	1,1	21,2	580,6	6,125
6	Egzoz gazı	522	2,54	2,9	628,2	5,94
7	Egzoz gazı	483	1,1	2,9	580,6	6,125
8	Egzoz gazı	483	1,1	24,1	585,9	6,105
9	Egzoz gazı	423	1	24,1	520,8	5,989
10	Tatlı su	313	0,08	0,5803	166,9	0,5703
11	Tatlı su	313	4,5	0,5803	167,2	0,5702
12	Kızgın buhar	478	4,5	0,5803	2868	7,133
13	Kızgın buhar	313	0,07	0,5803	2537	8,421
14	Deniz suyu	298	2	33,41	104,3	0,3648
15	Deniz suyu	308	2	33,41	146,1	0,5029

Tablo 4.25 Kombine sistemde %75 işletme yükü ve ISO ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	283	1	31,9	283,1	6,81
2	Hava	503	4,06	31,9	548,8	7,025
3	Egzoz gazı	534	4,06	32,7	641	5,804
4	Egzoz gazı	534	4,06	28,77	641	5,804
5	Egzoz gazı	483	1,45	28,77	579	6,049
6	Egzoz gazı	534	4,06	3,93	641	5,804
7	Egzoz gazı	483	1,45	3,93	579	6,049
8	Egzoz gazı	483	1,45	32,7	585,8	6,022
9	Egzoz gazı	423	1	32,7	520,8	5,989
10	Tatlı su	313	0,08	0,7862	166,9	0,5703
11	Tatlı su	313	4,5	0,7862	167,2	0,5702
12	Kızgın buhar	478	4,5	0,7862	2868	7,133
13	Kızgın buhar	313	0,07	0,7862	2537	8,421
14	Deniz suyu	283	2	45,16	41,55	0,1487
15	Deniz suyu	293	2	45,16	83,39	0,294

Tablo 4.26 Kombine sistemde %90 işletme yükü ve ISO ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	298	1	28,2	298,2	6,862
2	Hava	486	3,01	28,2	525,1	7,075
3	Egzoz gazı	524	3,01	28,8	630,2	5,894
4	Egzoz gazı	524	3,01	25,34	630,2	5,894
5	Egzoz gazı	483	1,25	25,34	580,3	6,088
6	Egzoz gazı	524	3,01	3,46	630,2	5,894
7	Egzoz gazı	483	1,25	3,46	580,3	6,088
8	Egzoz gazı	483	1,25	28,8	585,8	6,067
9	Egzoz gazı	423	1	28,8	520,8	5,989
10	Tatlı su	313	0,08	0,6931	166,9	0,5703
11	Tatlı su	313	4,5	0,6931	167,2	0,5702
12	Kızgın buhar	478	4,5	0,6931	2868	7,133
13	Kızgın buhar	313	0,07	0,6931	2537	8,421
14	Deniz suyu	298	2	39,9	104,3	0,3648
15	Deniz suyu	308	2	39,9	146,1	0,5029

Tablo 4.27 Kombine sistemde %100 işletme yükü ve ISO ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	298	1	31,9	298,2	6,862
2	Hava	503	3,39	31,9	545,9	7,077
3	Egzoz gazı	534	3,39	32,7	641,2	5,879
4	Egzoz gazı	534	3,39	28,77	641,2	5,879
5	Egzoz gazı	483	1,2	28,77	579	6,103
6	Egzoz gazı	534	3,39	3,93	641,2	5,879
7	Egzoz gazı	483	1,2	3,93	579	6,103
8	Egzoz gazı	483	1,2	32,7	585,8	6,079
9	Egzoz gazı	423	1	32,7	520,8	5,989
10	Tatlı su	313	0,08	0,7872	166,9	0,5703
11	Tatlı su	313	4,5	0,7872	167,2	0,5702
12	Kızgın buhar	478	4,5	0,7872	2868	7,133
13	Kızgın buhar	313	0,07	0,7872	2537	8,421
14	Deniz suyu	298	2	45,31	104,3	0,3648
15	Deniz suyu	308	2	45,31	146,1	0,5029

Tablo 4.28 Kombine sistemde %75 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	318	1	23,5	318,4	6,927
2	Hava	463	2,02	23,5	493,3	7,14
3	Egzoz gazı	563	2,02	24,1	628,3	6,009
4	Egzoz gazı	563	2,02	21,2	628,3	6,009
5	Egzoz gazı	483	1	21,2	580,7	6,148
6	Egzoz gazı	563	2,02	2,9	628,3	6,009
7	Egzoz gazı	483	1	2,9	580,7	6,148
8	Egzoz gazı	483	1	24,1	585,9	6,133
9	Egzoz gazı	423	1	24,1	520,8	5,989
10	Tatlı su	313	0,08	0,5806	166,9	0,5703
11	Tatlı su	313	4,5	0,5806	167,2	0,5702
12	Kızgın buhar	478	4,5	0,5806	2868	7,133
13	Kızgın buhar	313	0,07	0,5806	2537	8,421
14	Deniz suyu	305	2	33,43	133,6	0,4619
15	Deniz suyu	315	2	33,43	175,4	0,5968

Tablo 4.29 Kombine sistemde %90 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	318	1	28,2	318,4	6,927
2	Hava	486	2,39	28,2	521,3	7,142
3	Egzoz gazı	524	2,39	28,8	630,4	5,963
4	Egzoz gazı	524	2,39	25,34	630,4	5,963
5	Egzoz gazı	483	1	25,34	580,4	6,154
6	Egzoz gazı	524	2,39	3,46	630,4	5,963
7	Egzoz gazı	483	1	3,46	580,4	6,154
8	Egzoz gazı	483	1	28,8	585,9	6,133
9	Egzoz gazı	423	1	28,8	520,8	5,989
10	Tatlı su	313	0,08	0,6938	166,9	0,5703
11	Tatlı su	313	4,5	0,6938	167,2	0,5702
12	Kızgın buhar	478	4,5	0,6938	2868	7,133
13	Kızgın buhar	313	0,07	0,6938	2537	8,421
14	Deniz suyu	305	2	39,95	133,6	0,4619
15	Deniz suyu	315	2	39,95	175,4	0,5968

Tablo 4.30 Kombine sistemde %100 işletme yükü ve tropikal ortam koşulları

	Akışın tipi	T (K)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Hava	318	1	31,9	318,4	6,927
2	Hava	503	2,7	31,9	542,1	7,142
3	Egzoz gazı	534	2,7	32,7	641,3	5,947
4	Egzoz gazı	534	2,7	28,77	641,3	5,947
5	Egzoz gazı	483	1	28,77	579	6,156
6	Egzoz gazı	534	2,7	3,93	641,3	5,947
7	Egzoz gazı	483	1	3,93	579	6,156
8	Egzoz gazı	483	1	32,7	585,9	6,133
9	Egzoz gazı	423	1	32,7	520,8	5,989
10	Tatlı su	313	0,08	0,7878	166,9	0,5703
11	Tatlı su	313	4,5	0,7878	167,2	0,5702
12	Kızgın buhar	478	4,5	0,7878	2868	7,133
13	Kızgın buhar	313	0,07	0,7878	2537	8,421
14	Deniz suyu	305	2	45,36	133,6	0,4619
15	Deniz suyu	315	2	45,36	175,4	0,5968

4.5 Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerinin Ekonomik Analizi

Önerilen atık ısı geri kazanım sistemleri için ekonomik analiz, ek atık ısı geri kazanım sistemlerinin gücünün bir sonucu olarak yıllık yakıt tüketimi ve yakıt maliyetinde azalma şeklinde sunulmuştur. Motor işletme maliyetinin düşürülmesi, denizcilik şirketlerinin nakliye ücretlerinde bir azalmaya dönüştüğü ve böylece navlun rekabeti içindeki konumlarını iyileştirdiği için son derece faydalı olduğu düşünülmektedir. Özgül yakıt tüketimi, motor gücü ve ek atık ısı geri kazanım sisteminin gücü dikkate alınarak denklem (4.113) kullanılarak hesaplanır. Özgül yakıt tüketimindeki azalma, atık ısı geri kazanım sistemlerini kullanırken tasarruf edilen yakıt miktarını temsil eder. Yıllık tasarruf edilen yakıt miktarı (YTYM) denklem (4.114), yıllık tasarruf edilen yakıtın maliyeti denklem (4.115) ve atık ısı geri kazanım sistemlerinin geri ödeme süresi denklem (4.116) ile hesaplanır. HFO fiyatı 5.9.2018 tarihinde küresel piyasalarda ortalama 468 USD/ton seviyelerindedir (Ship and Bunker, 2018). Atık ısı geri kazanım sistemlerinin, sürekli hizmet derecelendirmesi olarak yılda 300 gün çalıştığı varsayılmaktadır (Mito ve diğ., 2018). Özgül yakıt tüketimi hesaplanırken motorun yaktığı yakıt %75 işletme yükü için 40 ton/gün, %90 işletme yükü için 49 ton/gün ve %100 işletme yükü için 56 ton/gün olarak alınmıştır (WIN GD, 2017).

$$\text{Ö.Y.T.} = \frac{m_{\text{yakıt}}}{\dot{W}_{\text{motor}} + \dot{W}_{\text{WHRS}}} \quad (4.113)$$

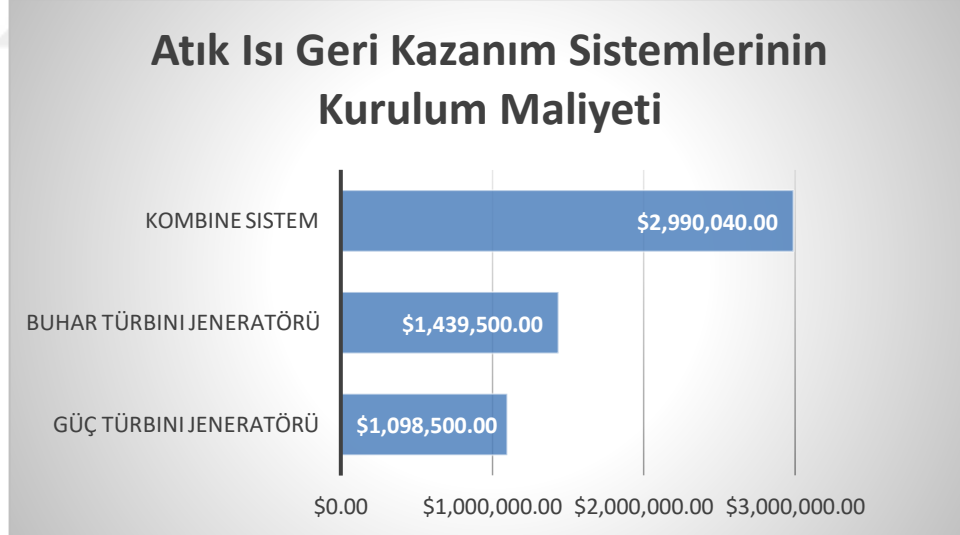
$$YTYM = \left(\frac{m_{\text{yakıt}}}{\dot{W}_{\text{motor}}} - \frac{m_{\text{yakıt}}}{\dot{W}_{\text{motor}} + \dot{W}_{\text{WHRS}}} \right) (\dot{W}_{\text{motor}} + \dot{W}_{\text{WHRS}}) \quad (4.114)$$

$$\text{Yakıtın maliyeti} = (YTYM)(\text{HFO fiyatı}) \quad (4.115)$$

$$\text{Geri ödeme süresi} = \frac{\text{Kurulum maliyeti}}{\text{Yakıtın maliyeti}} \quad (4.116)$$

4.5.1 Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerinin Kurulum Maliyeti

Atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulum maliyetleri daha önceki çalışmalarda ana makine gücüne bağlı olarak grafiklerle verilmiştir. Bu çalışmada atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulum maliyetleri ana makine gücüne göre belirlenmiştir ve Şekil 4.7’de gösterilmektedir.



Şekil 4.7 Atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulum maliyeti (Güneş, 2013)

BÖLÜM BEŞ

BULGULAR

Güç türbini jeneratörü, buhar türbini jeneratörü ve kombine sistem için, üç farklı dizel motor işletme yükü ve üç farklı ortam koşulu ele alınarak her bir bileşenin ekserji verimleri, ekserji yıkımları, ekserji yıkım oranları, güç çıktıları, sistemin verimi ve verim artışları hesaplanmıştır. Ayrıca, her bir atık ısı geri kazanım sisteminden elde edilen yakıt tasarrufları hesaplanarak, geri ödeme süresi belirlenmiştir. Tablolarda kullanılan kısaltmalar dizel motor (dm), gaz türbini (gt), güç türbini jeneratörü (ptg), kompresör (komp), buhar türbini jeneratörü (bt), kazan (k), kondenser (ko) ve pompa (p) şeklindedir.

5.1 Güç Türbini Jeneratörü

EES programından elde edilen entalpi ve entropi değerleri denklemlerde yerine konularak her bir dizel motor işletme yükü ve her bir ortam koşulu için ayrı ayrı olacak şekilde her bir bileşenin ekserji verimi, ekserji yıkımı ve ekserji yıkım oranı hesaplanmıştır. Ayrıca güç türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktıları ve sistemden elde edilen verim artışları hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler Tablo 5.1'de %75 dizel motor işletme yükü için, Tablo 5.2'de %90 dizel motor işletme yükü için ve Tablo 5.3'de %100 dizel motor işletme yükü için gösterilmektedir.

Tablo 5.1 Güç türbini jeneratöründe %75 dizel motor işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar

Dizel motor işletme yükü	75%		
Ortam koşulu	Kış	ISO	Tropikal
ϵ_{dm}	0,4311	0,4311	0,4311
ϵ_{gt}	0,6332	0,654	0,6931
ϵ_{komp}	0,7086	0,6822	0,6391
ϵ_{ptg}	0,6332	0,654	0,6931
ϵ_{sistem}	0,4798	0,4863	0,4944
$E_{y, dm}$	13797	13797	13797
λ_{dm}	0,8141	0,8252	0,8407
λ_{ptg}	0,011	0,01	0,008
W_{ptg}	230,7	188,3	136,4
Verim artışı	0,0487	0,0552	0,0633

Tablo 5.2 Güç türbini jeneratöründe %90 dizel motor işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar

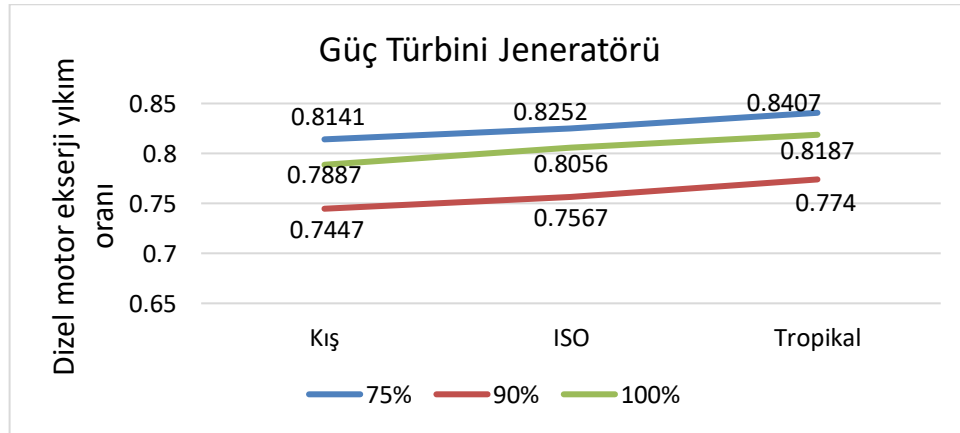
Dizel motor işletme yükü	90%		
Ortam koşulu	Kış	ISO	Tropikal
ϵ_{dm}	0,5173	0,5173	0,5173
ϵ_{gt}	0,6227	0,6361	0,6655
ϵ_{komp}	0,7403	0,7201	0,6864
ϵ_{ptg}	0,6227	0,6361	0,6655
ϵ_{sistem}	0,5691	0,5768	0,5862
$E_{y, dm}$	11706	11706	11706
λ_{dm}	0,7447	0,7567	0,774
λ_{ptg}	0,016	0,015	0,012
W_{ptg}	327,2	274	209,9
Verim artışı	0,0518	0,0595	0,0689

Tablo 5.3 Güç türbini jeneratöründe %100 dizel motor işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar

Dizel motor işletme yükü	100%		
Ortam koşulu	Kış	ISO	Tropikal
ϵ_{dm}	0,4311	0,4311	0,4311
ϵ_{gt}	0,6087	0,6395	0,6611
ϵ_{komp}	0,7596	0,7419	0,715
ϵ_{ptg}	0,6087	0,6395	0,6611
ϵ_{sistem}	0,4723	0,4797	0,488
$E_{y, dm}$	18396	18396	18396
λ_{dm}	0,7887	0,8056	0,8187
λ_{ptg}	0,014	0,012	0,01
W_{ptg}	430,8	366,5	289
Verim artışı	0,0412	0,0486	0,0569

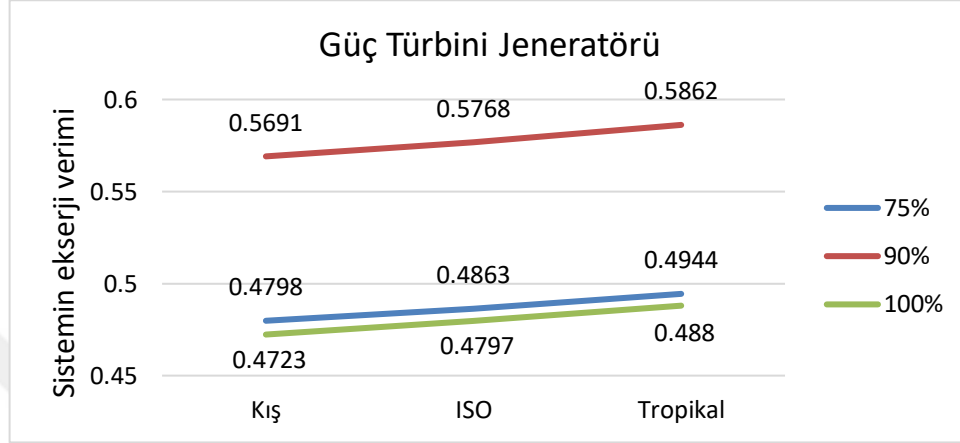
Güç türbini jeneratörü sisteminde;

- Dizel motordaki en küçük ekserji yıkımı 11706 kW ile %90 işletme yükünde, en büyük ekserji yıkımı 18396 kW ile %100 işletme yükünde oluşmuştur.
- Dizel motordaki en büyük ekserji yıkım oranı %84 ile %75 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük ekserji yıkım oranı %74 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur. Güç türbini jeneratöründe dizel motor ekserji yıkım oranı Şekil 5.1'de gösterilmektedir.



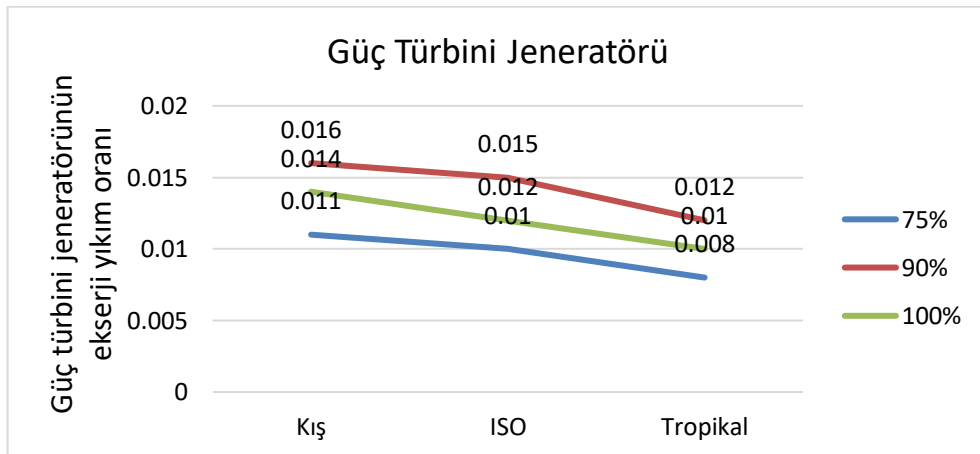
Şekil 5.1 Güç türbini jeneratöründe dizel motor ekserji yıkım oranı

- Sistemdeki en yüksek ekserji verimi %58,62 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük ekserji verimi ise %47,23 ile %100 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur. Güç türbini jeneratörü sisteminin ekserji verimi Şekil 5.2’de gösterilmektedir.



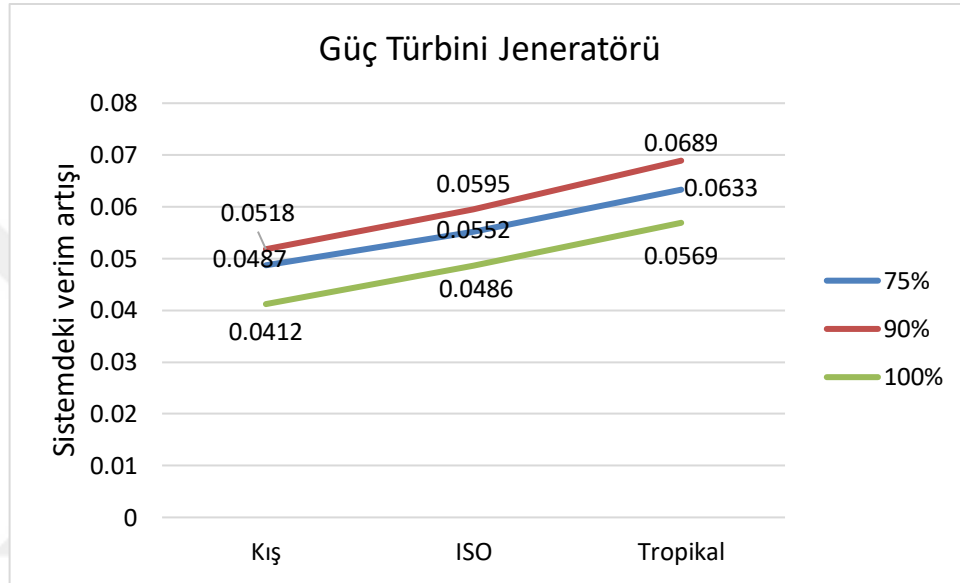
Şekil 5.2 Güç türbini jeneratörü sisteminin ekserji verimi

- Güç türbini jeneratöründe en büyük ekserji yıkım oranı %1,6 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında, en küçük ekserji yıkım oranı ise %0,8 ile %75 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında oluşmaktadır. Güç türbini jeneratörünün ekserji yıkım oranı Şekil 5.3’de gösterilmektedir.



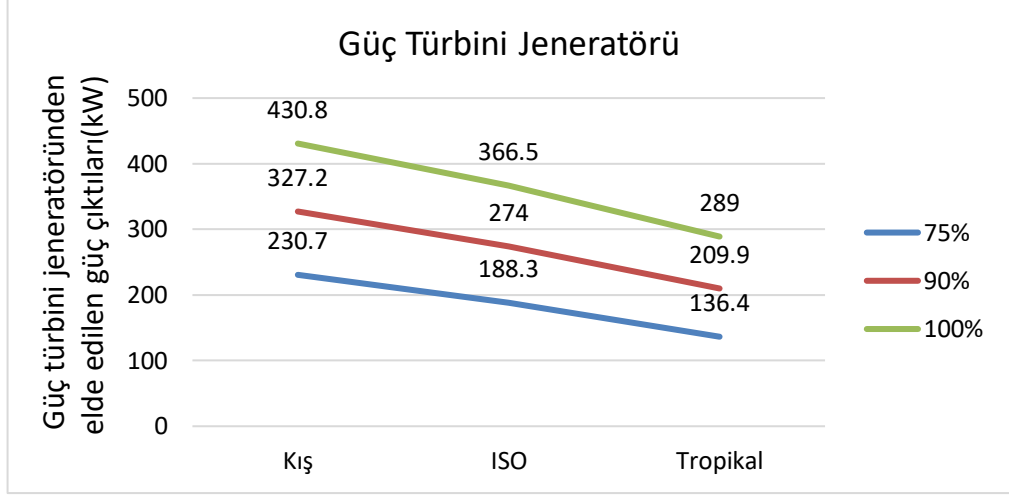
Şekil 5.3 Güç türbini jeneratörünün ekserji yıkım oranı

- 3 ana makine işletme yükünde de sistemde en büyük verimin tropikal iklim koşullarında, en küçük verimin ise kış koşullarında elde edildiği görülmüştür.
- Sistemde elde edilen en büyük verim artışı %6,89 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük verim artışı %4,12 ile %100 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur. Güç türbini jeneratörü sistemindeki verim artışı Şekil 5.4’de gösterilmektedir.



Şekil 5.4 Güç türbini jeneratörü sistemindeki verim artışı

- Güç türbini jeneratöründen elde edilen en büyük güç çıktısı 430,8 kW ile %100 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında, en küçük güç çıktısı 136,4 kW ile %75 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında oluşmuştur. Güç türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı kW cinsinden Şekil 5.5’de gösterilmektedir.



Şekil 5.5 Güç türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı

5.2 Buhar Türbini Jeneratörü

EES programından elde edilen entalpi ve entropi değerleri denklemlerde yerine konarak her bir dizel motor işletme yükü ve her bir ortam koşulu için ayrı ayrı olacak şekilde her bir bileşenin ekserji verimi, ekserji yıkımı ve ekserji yıkım oranı hesaplanmıştır. Ayrıca buhar türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktıları ve sistemden elde edilen verim artışları hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler Tablo 5.4 %75 dizel motor işletme yükü, Tablo 5.5 %90 dizel motor işletme yükü ve Tablo 5.6 %100 dizel motor işletme yükü için gösterilmektedir.

Tablo 5.4 Buhar türbini jeneratöründe %75 dizel motor işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar

Dizel motor işletme yükü	75%		
	Kış	ISO	Tropikal
ϵ_{dm}	0,4311	0,4311	0,4311
ϵ_{gt}	0,6483	0,6234	0,6611
ϵ_{komp}	0,7086	0,6822	0,6391
ϵ_{bt}	0,3939	0,3939	0,3939
ϵ_k	0,81	0,9798	0,9187
ϵ_{ko}	0,1321	0,1321	0,1321
ϵ_p	0,8749	0,8749	0,8749
ϵ_{sistem}	0,4865	0,4867	0,4864
λ_{dm}	0,7842	0,8017	0,812
λ_{bt}	0,01491	0,01526	0,01547
$E_{y, dm}$	13797	13797	13797
W_{dm}	10455	10455	10455
W_{bt}	152	152,2	152,4
Verim artışı	0,0554	0,0556	0,0553

Tablo 5.5 Buhar türbini jeneratöründe %90 dizel motor işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar

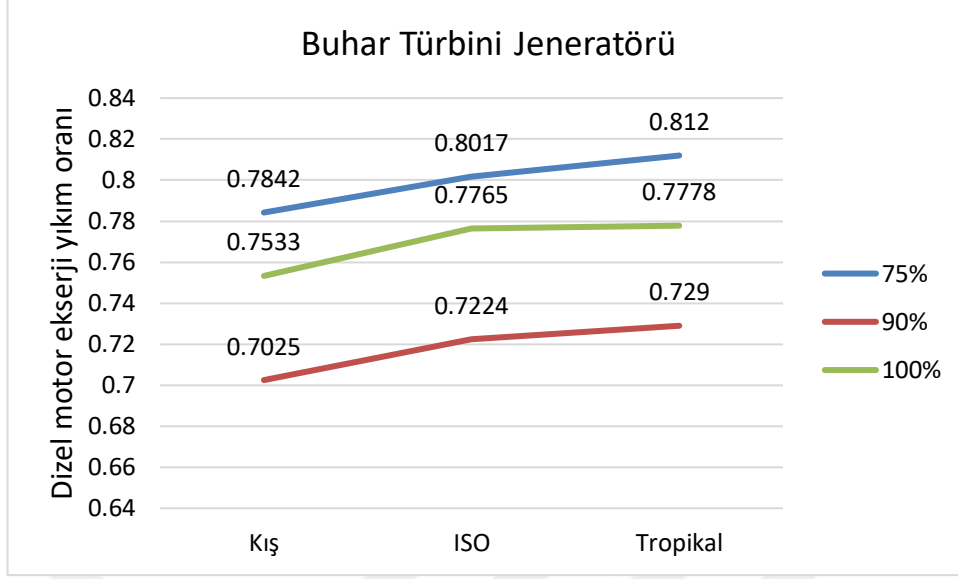
Dizel motor işletme yükü	90%		
	Kış	ISO	Tropikal
ϵ_{dm}	0,5173	0,5173	0,5173
ϵ_{gt}	0,6673	0,6377	0,5984
ϵ_{komp}	0,7403	0,7201	0,6864
ϵ_{bt}	0,3939	0,3939	0,3939
ϵ_k	0,7073	0,8493	0,8902
ϵ_{ko}	0,1321	0,1321	0,1321
ϵ_p	0,8749	0,8749	0,8749
ϵ_{sistem}	0,5832	0,5835	0,5831
λ_{dm}	0,7025	0,7224	0,729
λ_{bt}	0,0188	0,01936	0,01956
$E_{y, dm}$	11706	11706	11706
W_{dm}	12546	12546	12546
W_{bt}	181,5	181,7	181,9
Verim artışı	0,0659	0,0662	0,0658

Tablo 5.6 Buhar türbini jeneratöründe %100 dizel motor işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar

Dizel motor işletme yükü	100%		
	Kış	ISO	Tropikal
ϵ_{dm}	0,4311	0,4311	0,4311
ϵ_{gt}	0,6191	0,6084	0,5902
ϵ_{komp}	0,7596	0,7419	0,715
ϵ_{bt}	0,3939	0,3939	0,3939
ϵ_k	0,7545	0,917	0,862
ϵ_{ko}	0,1321	0,1321	0,1321
ϵ_p	0,8749	0,8749	0,8749
ϵ_{sistem}	0,4875	0,4877	0,4874
λ_{dm}	0,7533	0,7765	0,7778
λ_{bt}	0,01457	0,01504	0,01508
$E_{y, dm}$	18396	18396	18396
W_{dm}	13940	13940	13940
W_{bt}	206,1	206,4	206,6
Verim artışı	0,0564	0,0566	0,0563

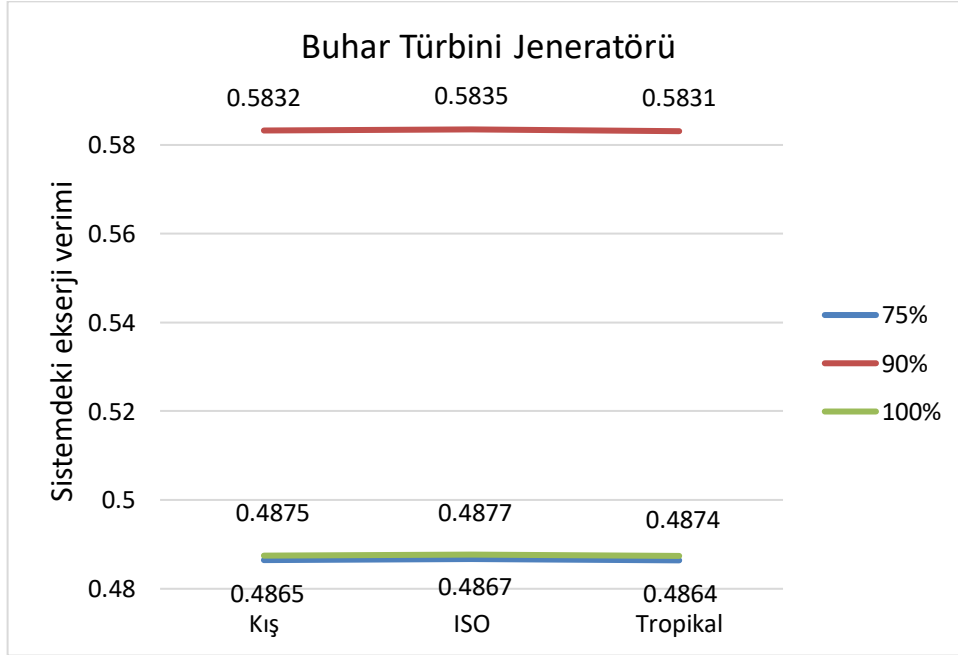
Buhar türbini jeneratörü sisteminde;

- Dizel motordaki en küçük ekserji yıkımı 11706 kW ile %90 işletme yükünde, en büyük ekserji yıkımı 18396 kW ile %100 işletme yükünde oluşmuştur.
- Dizel motordaki en büyük ekserji yıkım oranı %81 ile %75 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük ekserji yıkım oranı %70 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur. Buhar türbini jeneratöründe dizel motor ekserji yıkım oranı Şekil 5.6'da gösterilmektedir.



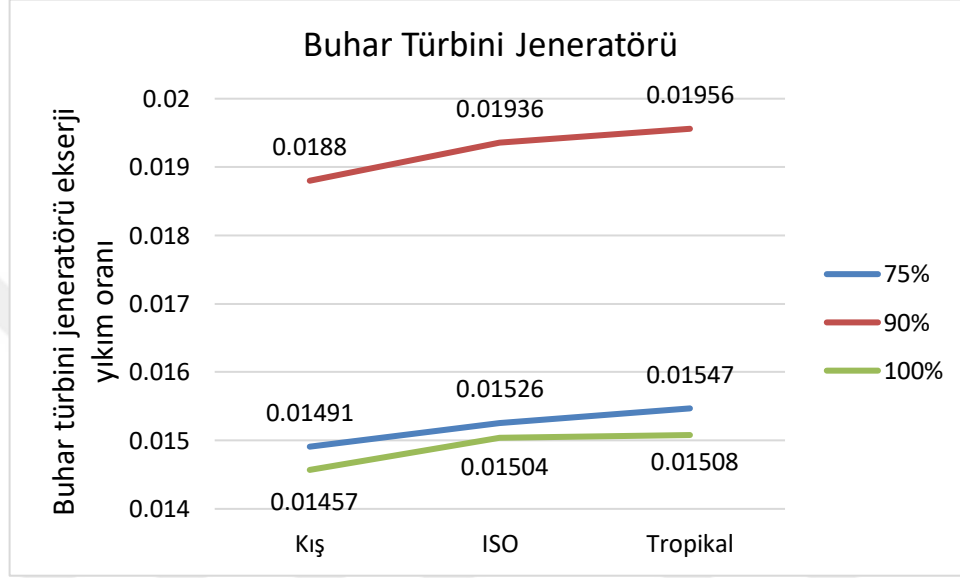
Şekil 5.6 Buhar türbini jeneratöründe dizel motor ekserji yıkım oranı

- Sistemdeki en yüksek ekserji verimi %58,35 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve ISO ortam koşullarında, en küçük ekserji verimi ise %48,64 ile %75 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında oluşmuştur. Buhar türbini jeneratörü sistemindeki ekserji verimi Şekil 5.7’de gösterilmektedir.



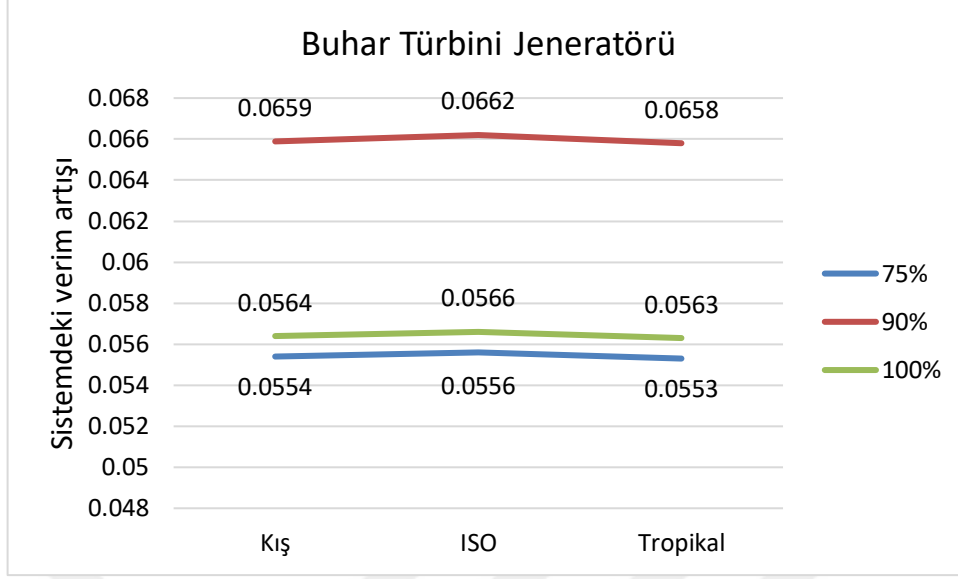
Şekil 5.7 Buhar türbini jeneratörü sistemindeki ekserji verimi

- Buhar türbini jeneratöründe en büyük ekserji yıkım oranı %1,9 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük ekserji yıkım oranı ise %1,4 ile %100 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmaktadır. Buhar türbini jeneratöründe ekserji yıkım oranı Şekil 5.8’de gösterilmektedir.



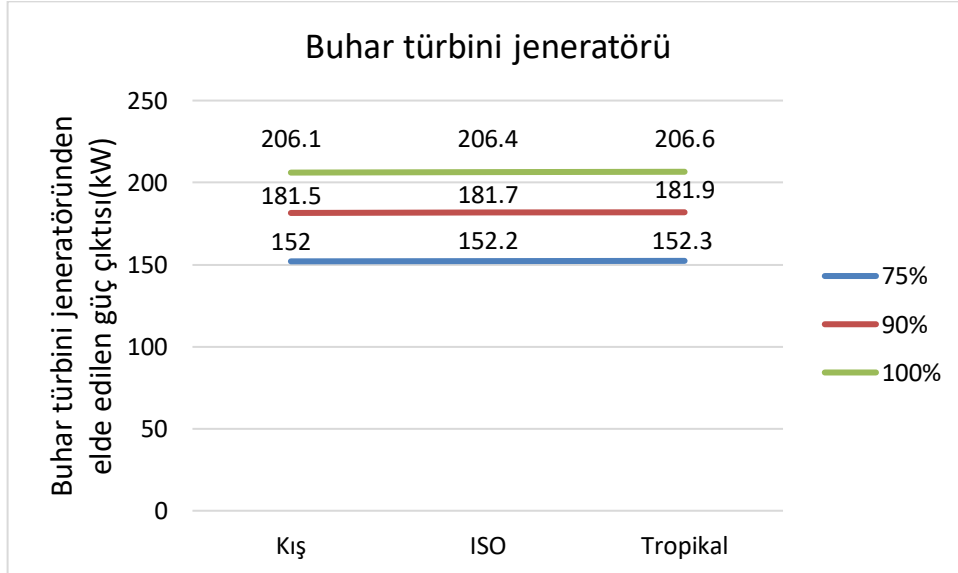
Şekil 5.8 Buhar türbini jeneratöründe ekserji yıkım oranı

- 3 ana makine işletme yükünde de sistemde en büyük verimin ISO ortam koşullarında, en küçük verimin ise tropikal ortam koşullarında elde edildiği görülmüştür.
- Sistemde elde edilen en büyük verim artışı %6,6 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve ISO ortam koşullarında, en küçük verim artışı %5,5 ile %75 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında oluşmuştur. Buhar türbini jeneratörü sistemindeki verim artışı Şekil 5.9’da gösterilmektedir.



Şekil 5.9 Buhar türbini jeneratörü sistemindeki verim artışı

- Buhar türbini jeneratöründen elde edilen en büyük güç çıktısı 206,6 kW ile %100 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük güç çıktısı 152 kW ile %75 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur. Buhar türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı kW cinsinden Şekil 5.10’da gösterilmektedir.



Şekil 5.10 Buhar türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı

5.3 Kombine Sistem

EES programından elde edilen entalpi ve entropi değerleri denklemlerde yerine konarak her bir dizel motor işletme yükü ve her bir ortam koşulu için ayrı ayrı olacak şekilde her bir bileşenin ekserji verimi, ekserji yıkımı ve ekserji yıkım oranı hesaplanmıştır. Ayrıca kombine sistemden elde edilen güç çıktıları ve sistemden elde edilen verim artışları hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler Tablo 5.7 %75 dizel motor işletme yükü, Tablo 5.8 %90 dizel motor işletme yükü ve Tablo 5.9 %100 dizel motor işletme yükü için gösterilmektedir.

Tablo 5.7 Kombine sistemde %75 dizel motor işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar

Dizel motor işletme yükü	75%		
	Kış	ISO	Tropikal
ϵ_{dm}	0,4311	0,4311	0,4311
ϵ_{gt}	0,6484	0,6235	0,6611
ϵ_{komp}	0,7086	0,6822	0,6391
ϵ_{bt}	0,3946	0,3946	0,3946
ϵ_k	0,7135	0,8436	0,9414
ϵ_{ko}	0,1321	0,8061	0,4775
ϵ_p	0,412	0,4122	0,4124
ϵ_{ptg}	0,6484	0,6235	0,6611
ϵ_{sistem}	0,4906	0,4919	0,4914
λ_{dm}	0,7721	0,792	0,8149
λ_{bt}	0,01467	0,01506	0,0155
λ_{ptg}	0,01074	0,0108	0,008829
$E_{y, dm}$	13797	13797	13797
W_{dm}	10455	10455	10455
W_{bt}	152,4	152,5	152,6
W_{ptg}	109	109,2	109,4
Verim artışı	0,0595	0,0608	0,0603

Tablo 5.8 Kombine sistemde %90 dizel motor işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar

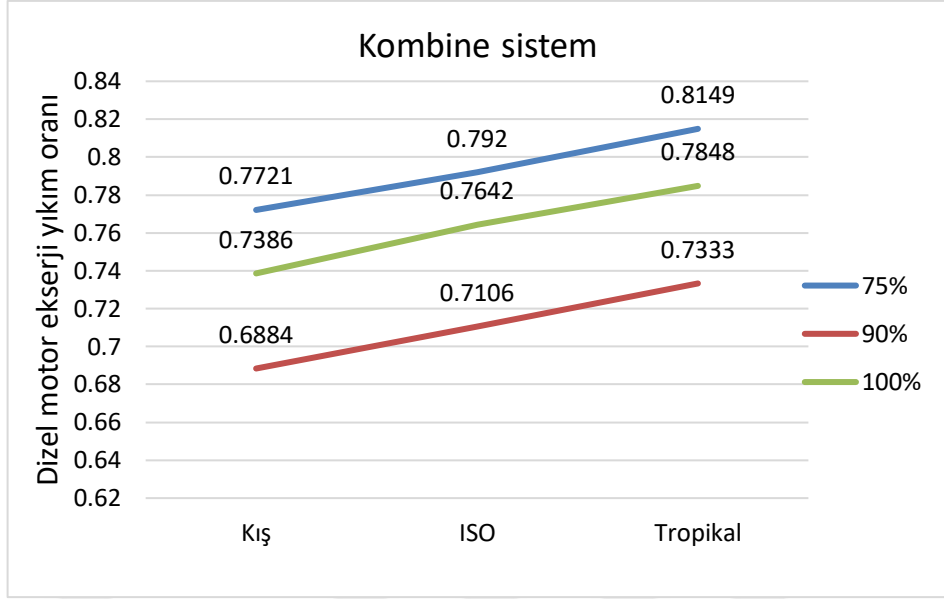
Dizel motor işletme yükü	90%		
	Kış	ISO	Tropikal
ϵ_{dm}	0,5173	0,5173	0,5173
ϵ_{gt}	0,6673	0,6378	0,5985
ϵ_{komp}	0,7403	0,7201	0,6864
ϵ_{bt}	0,3946	0,3946	0,3946
ϵ_k	0,6303	0,7403	0,9414
ϵ_{ko}	0,1321	0,8061	0,4775
ϵ_p	0,4121	0,4125	0,4128
ϵ_{ptg}	0,6673	0,6378	0,5985
ϵ_{sistem}	0,5884	0,5903	0,5895
λ_{dm}	0,6884	0,7106	0,7333
λ_{bt}	0,0184	0,01902	0,01965
λ_{ptg}	0,01381	0,01432	0,01461
$E_{y, dm}$	11706	11706	11706
W_{dm}	12456	12546	12546
W_{bt}	181,9	182,1	182,3
W_{ptg}	136,6	136,8	137
Verim artışı	0,0711	0,073	0,0722

Tablo 5.9 Kombine sistemde %100 dizel motor işletme yükü ve kış, ISO ve tropikal ortam koşullarında elde edilen sonuçlar

Dizel motor işletme yükü	100%		
	Kış	ISO	Tropikal
ϵ_{dm}	0,4311	0,4311	0,4311
ϵ_{gt}	0,6191	0,6084	0,5903
ϵ_{komp}	0,7596	0,7419	0,715
ϵ_{bt}	0,3946	0,3946	0,3946
ϵ_k	0,6482	0,7704	0,9414
ϵ_{ko}	0,1321	0,8061	0,4775
ϵ_p	0,4121	0,4124	0,4127
ϵ_{ptg}	0,6191	0,6084	0,5903
ϵ_{sistem}	0,4931	0,4944	0,4939
λ_{dm}	0,7386	0,7642	0,7848
λ_{bt}	0,01427	0,01478	0,01519
λ_{ptg}	0,01356	0,01301	0,0126
$E_{y, dm}$	18396	18396	18396
W_{dm}	13940	13940	13940
W_{bt}	206,6	206,8	207
W_{ptg}	193,1	193,6	193,9
Verim artışı	0,062	0,0633	0,0628

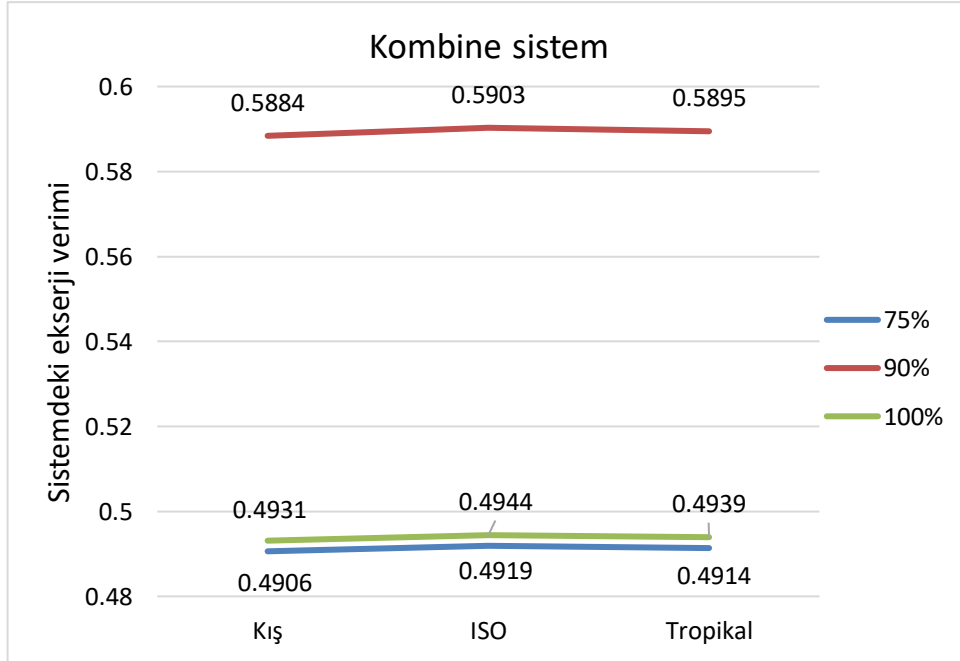
Kombine sistemde;

- Dizel motordaki en küçük ekserji yıkımı 11706 kW ile %90 işletme yükünde, en büyük ekserji yıkımı 18396 kW ile %100 işletme yükünde oluşmuştur.
- Dizel motordaki en büyük ekserji yıkım oranı %81 ile %75 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük ekserji yıkım oranı %68 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur. Kombine sistemde dizel motor ekserji yıkım oranı Şekil 5.11'de gösterilmektedir.



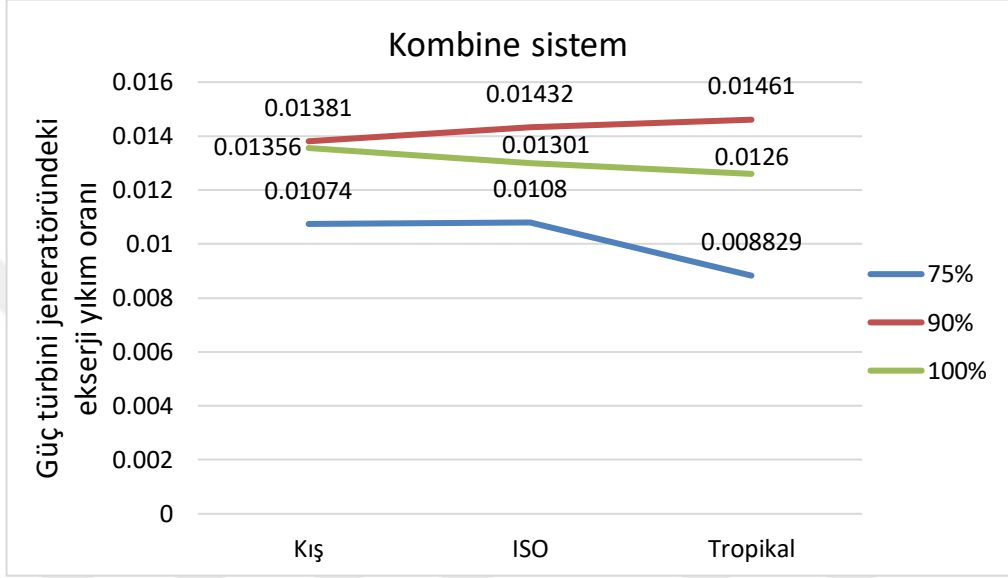
Şekil 5.11 Kombine sistemde dizel motor ekserji yıkım oranı

- Sistemdeki en yüksek ekserji verimi %59,03 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve ISO ortam koşullarında, en küçük ekserji verimi ise %49,06 ile %75 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur. Kombine sistemdeki ekserji verimi Şekil 5.12’de gösterilmektedir.



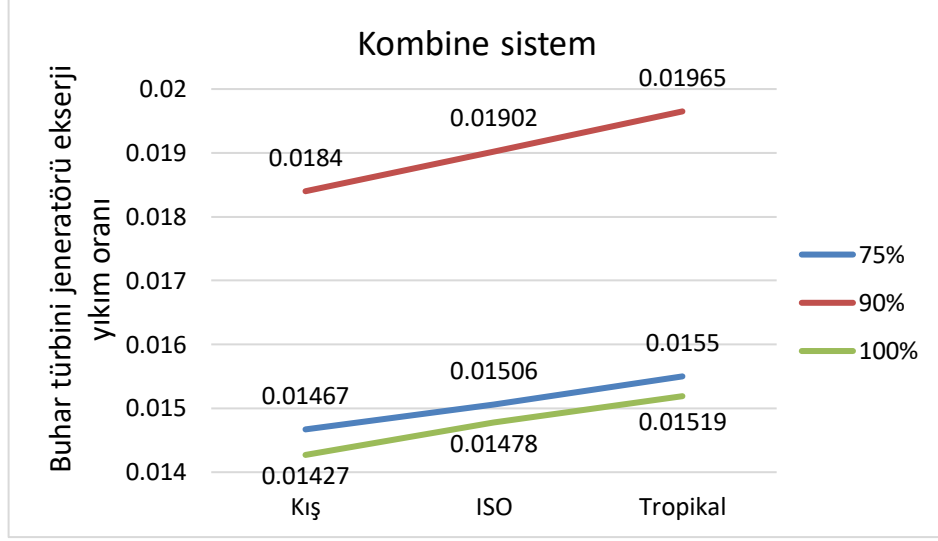
Şekil 5.12 Kombine sistemdeki ekserji verimi

- Güç türbini jeneratöründe en büyük ekserji yıkım oranı %1,4 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük ekserji yıkım oranı ise %0,8 ile %75 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında oluşmaktadır. Kombine sistemde güç türbini jeneratöründeki ekserji yıkım oranı Şekil 5.13’de gösterilmektedir.



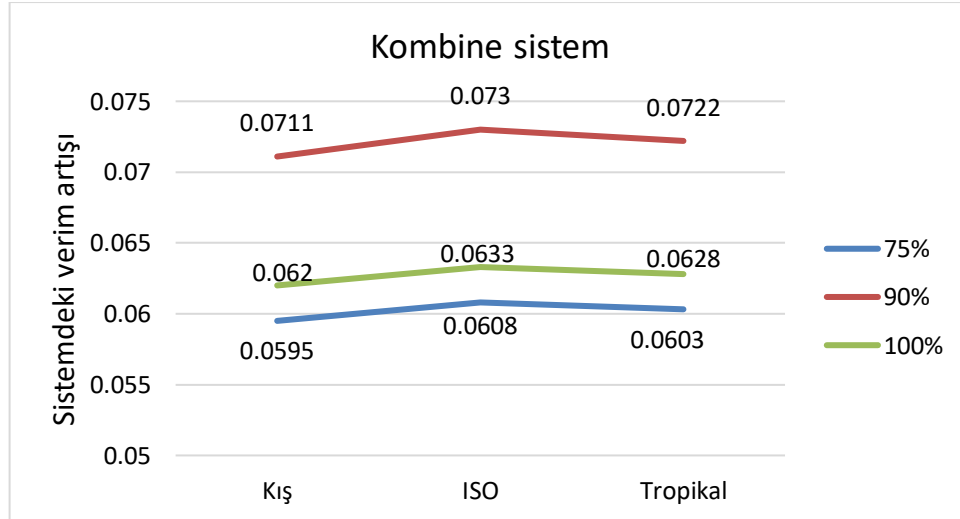
Şekil 5.13 Kombine sistemde güç türbini jeneratöründeki ekserji yıkım oranı

- Buhar türbini jeneratöründe en büyük ekserji yıkım oranı %1,9 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük ekserji yıkım oranı ise %1,4 ile %100 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmaktadır. Kombine sistemde buhar türbini jeneratöründeki ekserji yıkım oranı Şekil 5.14’de gösterilmektedir.



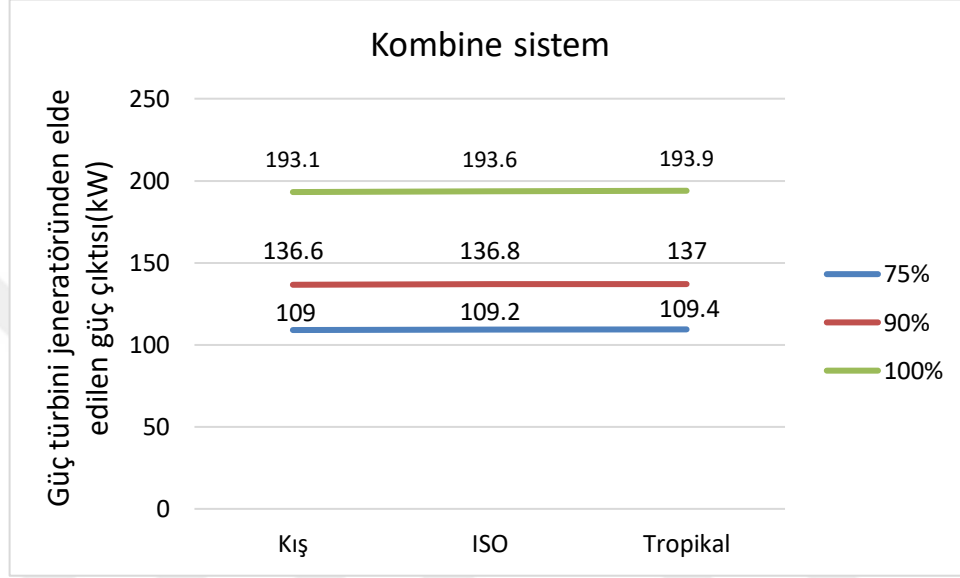
Şekil 5.14 Kombine sistemde buhar türbini jeneratöründeki ekserji yıkım oranı

- 3 ana makine işletme yükünde de sistemde en büyük verimin ISO ortam koşullarında, en küçük verimin ise tropikal ortam koşullarında elde edildiği görülmüştür.
- Sistemde elde edilen en büyük verim artışı %7,3 ile %90 dizel motor işletme yükünde ve ISO ortam koşullarında, en küçük verim artışı %5,9 ile %75 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur. Kombine sistemdeki verim artışı Şekil 5.15’de gösterilmektedir.



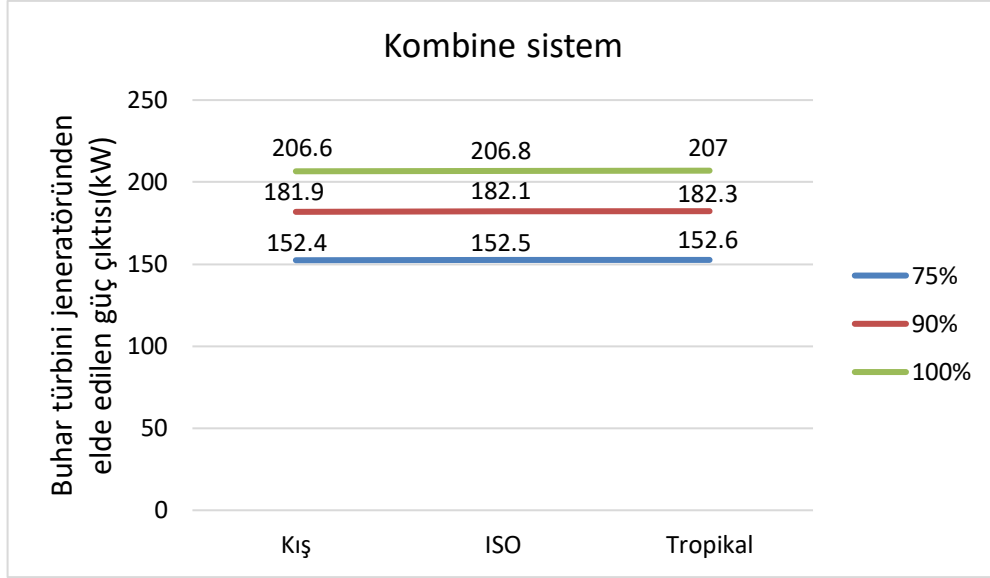
Şekil 5.15 Kombine sistemdeki verim artışı

- Güç türbini jeneratöründen elde edilen en büyük güç çıktısı 193,9 kW ile %100 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük güç çıktısı 109 kW ile %75 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur. Kombine sistemde güç türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı kW cinsinden Şekil 5.16’da gösterilmektedir.



Şekil 5.16 Kombine sistemde güç türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı

- Buhar türbini jeneratöründen elde edilen en büyük güç çıktısı 207 kW ile %100 dizel motor işletme yükünde ve tropikal ortam koşullarında, en küçük güç çıktısı 152,4 kW ile %75 dizel motor işletme yükünde ve kış ortam koşullarında oluşmuştur. Kombine sistemde buhar türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı kW cinsinden Şekil 5.17’de gösterilmektedir.



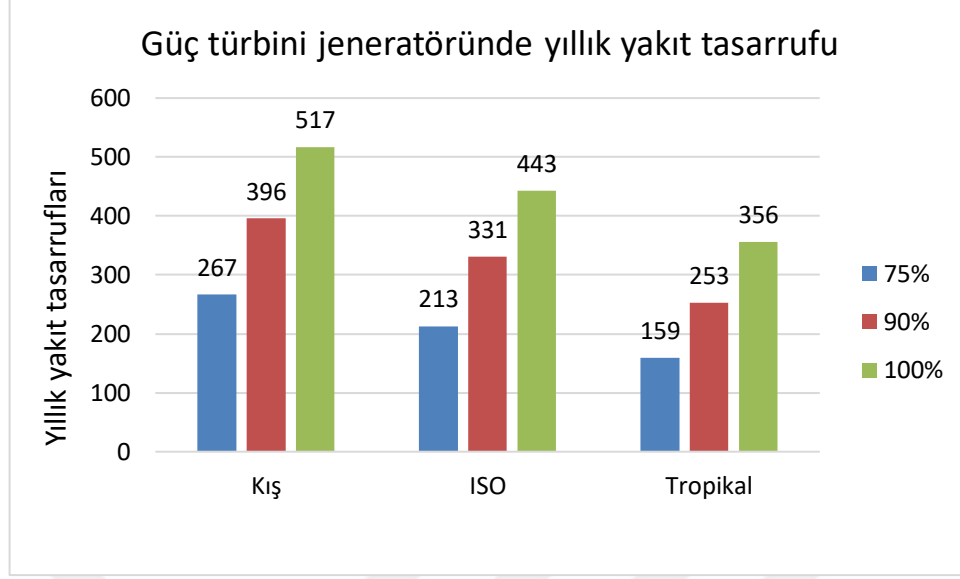
Şekil 5.17 Kombine sistemde buhar türbini jeneratöründen elde edilen güç çıktısı

5.4 Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerinin Geri Ödeme Süresi

Denklem (4.114)'e dayanarak her bir atık ısı geri kazanım sistemi için hesaplanan yakıt tasarrufları ton/yıl cinsinden Tablo 5.10'da gösterilmektedir. En yüksek yakıt tasarrufu 517 ton/yıl ile güç türbini jeneratöründe %100 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşullarında, en küçük yakıt tasarrufu 159 ton/yıl ile güç türbini jeneratöründe %75 dizel motor işletme yükü ve tropikal ortam koşullarında elde edilmiştir. Buhar türbini jeneratörü ve kombine sistemde ortam koşulları yıllık yakıt tasarrufunu etkilememektedir. Güç türbini jeneratöründen elde edilen yıllık yakıt tasarrufu ton/yıl cinsinden Şekil 5.18'de gösterilmektedir.

Tablo 5.10 Atık ısı geri kazanım sistemlerinden elde edilen yakıt tasarrufları (ton/yıl olarak verilmiştir)

Dizel motor işletme yükü	%75			%90			%100		
	Kış	ISO	Tropikal	Kış	ISO	Tropikal	Kış	ISO	Tropikal
Güç Türbini Jeneratörü	267	213	159	396	331	253	517	443	356
Buhar Türbini Jeneratörü	170	170	170	215	215	215	255	255	255
Kombine Sistem	300	300	300	383	383	383	487	487	487

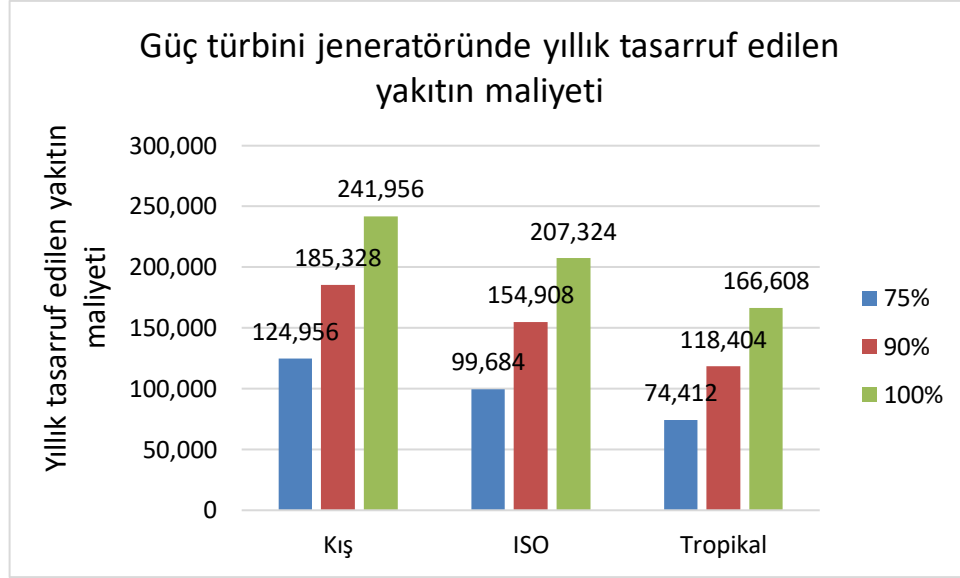


Şekil 5.18 Güç türbini jeneratöründen elde edilen yıllık yakıt tasarrufu

Denklem (4.115)'e dayanarak her bir atık ısı geri kazanım sistemi için hesaplanan yıllık tasarruf edilen yakıtın maliyeti Tablo 5.11'de gösterilmektedir. Tasarruf edilen en büyük yakıt maliyeti 241.956 USD/yıl ile güç türbini jeneratöründe %100 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşullarında, tasarruf edilen en küçük yakıt maliyeti 74.412 USD/yıl ile güç türbini jeneratöründe %75 dizel motor işletme yükü ve tropikal ortam koşullarında elde edilmiştir. Güç türbini jeneratöründe yıllık tasarruf edilen yakıtın maliyeti USD/yıl cinsinden Şekil 5.19'da gösterilmektedir.

Tablo 5.11 Atık ısı geri kazanım sistemlerinden tasarruf edilen yakıtın maliyeti (USD/yıl olarak verilmiştir)

Dizel motor işletme yükü	%75			%90			%100			
	Ortam koşulu	Kış	ISO	Tropikal	Kış	ISO	Tropikal	Kış	ISO	Tropikal
Güç Türbini Jeneratörü		124.956	99.684	74.412	185.328	154.908	118.404	241.956	207.324	166.608
Buhar Türbin Jeneratörü		79.560	79.560	79.560	100.620	100.620	100.620	119.340	119.340	119.340
Kombine Sistem		140.400	140.400	140.400	179.244	179.244	179.244	227.916	227.916	227.916

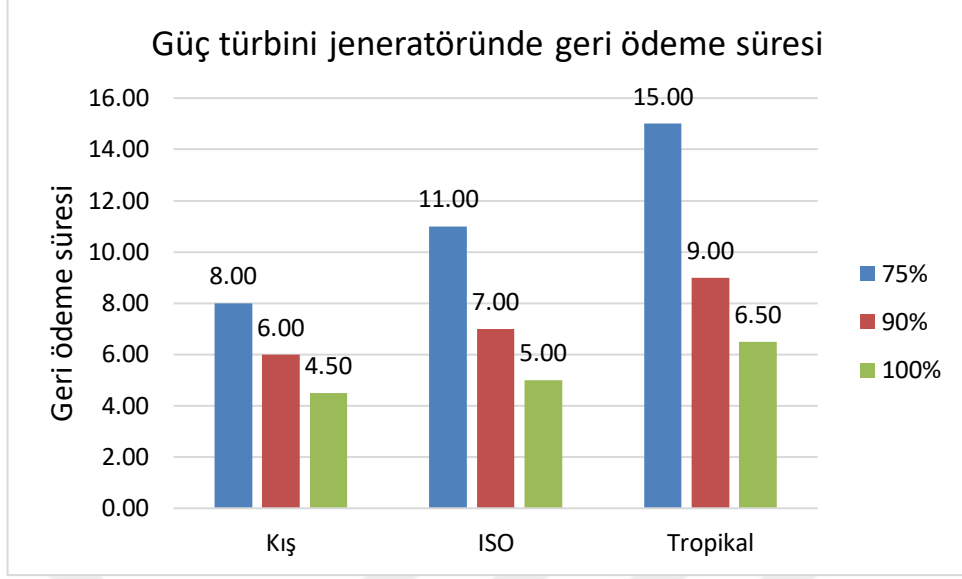


Şekil 5.19 Güç türbini jeneratöründe yıllık tasarruf edilen yakıtın maliyeti

Atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulum maliyeti daha önce Şekil 4.4’de verilmiştir. Denklem (4.116)’e dayanarak her bir atık ısı geri kazanım sistemi için hesaplanan geri ödeme süresi Tablo 5.12’de verilmektedir. Geri ödeme süresi en az 4,5 yıl ile güç türbini jeneratöründe %100 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşullarında, en fazla 21 yıl ile kombine sistem %75 dizel motor işletme yükünde elde edilmiştir. Güç türbini jeneratöründe geri ödeme süresi yıl cinsinden Şekil 5.20’de gösterilmektedir.

Tablo 5.12 Atık ısı geri kazanım sistemlerinin geri ödeme süresi (yıl olarak verilmiştir)

Dizel motor işletme yükü	%75			%90			%100		
	Kış	ISO	Tropikal	Kış	ISO	Tropikal	Kış	ISO	Tropikal
Güç Türbini Jeneratörü	8,00	11,00	15,00	6,00	7,00	9,00	4,50	5,00	6,50
Buhar Türbin Jeneratörü	18,00	18,00	18,00	14,00	14,00	14,00	12,00	12,00	12,00
Kombine Sistem	21,00	21,00	21,00	16,50	16,50	16,50	13,00	13,00	13,00



Şekil 5.20 Güç türbini jeneratöründe geri ödeme süresi

BÖLÜM ALTI

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, iki zamanlı altı silindirli ağır devirli bir dizel motor kullanılarak atık ısı geri kazanım sistemleri ele alınmıştır. Üç farklı ortam koşulu ve üç farklı dizel motor işletme yükü ele alınarak, güç türbini jeneratörü, buhar türbini jeneratörü ve kombine sistem için analizler yapılmış, her bir atık ısı geri kazanım sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, ekserji verimi, sistemin güç çıktıları ve verim artışları hesaplanmıştır. Ayrıca her bir atık ısı geri kazanım sisteminden elde edilen yakıt tasarrufları hesaplanarak yıllık tasarruf edilen yakıtın maliyeti belirlenmiştir. Atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulum maliyeti ve yıllık tasarruf edilen yakıtın maliyetine göre geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Ortam sıcaklığı arttıkça kompresörün ve dizel motorun ekserji yıkım oranının artması ve her ortam koşulunda en büyük ekserji yıkım oranının dizel motorda oluşması, daha önce yapılan benzer çalışmalar ile uyuşmaktadır.

Yapılan analizlerde, aynı ortam koşulu ve dizel motor işletme yükü için en büyük güç çıktısının güç türbini jeneratöründe olduğu görülmüştür. Güç türbini jeneratörü için en büyük güç çıktısı %100 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşullarında, en küçük güç çıktısı %75 dizel motor işletme yükü ve tropikal ortam koşullarında meydana gelmiştir. Öte yandan aynı ortam koşulları için en büyük verim artışı %90 dizel motor işletme yükünde, en küçük verim artışı %100 dizel motor işletme yükünde oluşmuştur. Buhar türbini jeneratörü ve kombine sistemde aynı ortam koşulları için en büyük güç çıktısı %100 dizel motor işletme yükünde, en küçük güç çıktısı %75 dizel motor işletme yükünde meydana gelmiştir. Öte yandan aynı ortam koşulları için en büyük verim artışı %90 dizel motor işletme yükünde, en küçük verim artışı %75 dizel motor işletme yükünde oluşmuştur. Bulunan bu sonuçlar, buhar türbini jeneratörü ve kombine sistemde ortam koşullarının, sistemin güç çıktısını ve sistemdeki verim artışını etkilemediğini göstermektedir.

Her bir atık ısı geri kazanım sisteminden elde edilen güç çıktıları ile özgül yakıt tüketimi hesabı yapılarak yıllık yakıt tasarrufları belirlenmiş, kurulum maliyeti ile yıllık tasarruf edilen yakıt miktarının maliyetine göre geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Yapılan ekonomik analize göre, her ortam koşulu ve her dizel motor işletme yükü için geri ödeme süresi en kısa olan sistemin güç türbini jeneratörü olduğu görülmüştür. Güç türbini jeneratörü sistemi kendi içinde değerlendirildiğinde, geri ödeme süresinin en kısa olduğu durumun %100 dizel motor işletme yükü ve kış ortam koşulu olduğu görülmüştür.

Elde edilen sonuçlara göre sistemden elde edilen verim artışı ve güç çıktıları aynı koşullar altında oluşmamaktadır. Bu nedenle atık ısı geri kazanım sistemlerini gemilerine uygulamak isteyen gemi işletmecilerinin, kendi istekleri ve geminin ihtiyaçlarına göre bir optimizasyon çalışması yapması faydalı olacaktır. Bu çalışma, geminin daha çok hangi ortam koşulunda ve dizel motor işletme yükünde çalıştığına bağlı olarak gemi işletmecileri için referans oluşturacaktır.

KAYNAKLAR

- ABS (2013). *Ship Energy Efficiency Measures*. 19 Eylül 2017, https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/advisories-and-debriefs/ABS_Energy_Efficiency_Advisory.pdf
- Abuşoğlu, A. ve Kanoğlu, M. (2009). Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations. *Applied Thermal Engineering*, 29, 234-241
- Abuşoğlu, A. ve Kanoğlu, M. (2008). First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems. *Energy Conversion and Management*, 49, 2026-2031
- Akman, M. (2016). *Bir petrol tankeri için Organik Rankine çevrimi atık ısı geri kazanım sisteminin termodinamik analizi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Ameri, M., Ahmadi P. ve Hamidi A. (2008). Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study. *International Journal of Energy Research*, 33, 499- 512.
- Aydın, H. (2013). Exergetic sustainability analysis of LM6000 gas turbine power plant with steam cycle. *Energy*, 57, 766-774
- Baldi, F., ve Gabriellii, C. (2015). A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications. *Energy*, 80, 64-665
- Ballı, Ö. ve Aras, H. (2007). Energetic analyses of the Combined Heat and Power (CHP) System. *Energy Exploration & Exploitation*, 25, 39-62.

- Bellolio, S., Lemort, V., ve Rigo, P. (2015). Organic Rankine Cycle systems for waste heat recovery in marine applications. *University of Liège. Liège: sn.*
- Boz, B. (2017). *A Numerical Study of Waste Heat Recovery Potential of The Exhaust Gases From A Power Generation Diesel Engine.* Yüksek Lisans Tezi, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, İzmir.
- Cengel, Y. A., ve Boles, M. A. (2006). *Thermodynamics: an engineering approach* fifth edition, New York: Mcgraw-Hill.
- Dieselnet (2016). *NOx Emission Standards.* 21 Eylül 2017, <https://www.dieselnet.com/standards/inter/imo.php>
- Domingues, A., Santos, H. ve Costa, M. (2013). Analysis of vehicle exhaust waste heat recovery potential using a Rankine cycle. *Energy, 49,* 71-85.
- Ergin, S. (2017). *Gemilerde Enerji Verimliliği.* 19 Eylül 2017, gigm.itu.edu.tr/wp-content/uploads/projeSERGIN.pdf.
- Ersayın, E. ve Özgener, L. (2015). Performance analysis of combined cycle power plants: A case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 43,* 832-842
- F-Chart Software (2018). *Engineering Equation Solver.* 26 Kasım 2018, <http://www.fchart.com/ees/>
- Fuente, S. S. ve Greig A. R. (2013). Making shipping greener: ORC modelling under realistic operative conditions. *Low Carbon Shipping Conference.*
- Ganjekaviri, A., Mohd Jaafar, M. N. ve Hosseini, S. E. (2015). Optimization and the effect of steam turbine outlet quality on the output power of a combined cycle power plant. *Energy Conversion and Management, 89,* 231-243

Guo, Q., Ma, Z. ve Yang, D. (2012). Conceptual design and performance analysis of an exhaust gas waste heat recovery system for a 10000TEU container ship. *Polish Maritime Research*, 19, 31-38.

Güneş, S. (2009). *Atık ısıdan faydalanma ve özel bir fabrika uygulaması*. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya.

Güneş, Ü. (2013). *Gemilerde atık ısı geri kazanım yöntemlerinin teknik ve ekonomik yönden incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Güneş, Ü., Üst, Y., ve Karakurt, A. S. (2015). Performance analysis of turbocharged 2-stroke diesel engine. *International Conference on Engineering and Natural Science*

Hountalal, D. T., Antonopoulos, A. K., Sakellaridis, N. F., Zovanos, G. N., Pariotis, E. G., ve Papagiannakis, R. G. (2012). Computational investigation of the effect of ambient conditions on the performance of turbocharged large scale Marine Diesel Engines. *In The 25th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems, Perugia, Italy*.

Hountalas, D.T., Katsanos, C. ve Mavropoulos G.C. (2012). Efficiency improvement of large scale 2-stroke diesel engines through the recovery of exhaust gas using a Rankine cycle. *Procedia -Social and Behavioral Sciences*, 48, 1444-1453.

İbrahim, T. K., Basrawi, F., Awad, O. I, Abdullah, A. N., Najafi, G., Mamat, R. ve Hagos, F. Y. (2017). Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. *Applied Thermal Engineering*, 115, 977-985.

International Maritime Organization (2017a). *Energy Efficiency Measures*. 20 Eylül 2017, <http://www.imo.org/en/ourwork/environment/pollutionprevention/airpollution/pages/technical-and-operational-measures.aspx>.

International Maritime Organization (2017b). *Sulphur oxides (SOx) – Regulation 14*. 21 Eylül 2017, [http://www.imo.org/en/OurWork/environment/pollution prevention /airpollution/pages/sulphur-oxides-\(sox\)-%E2%80%93regulation-14.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/environment/pollution%20prevention/airpollution/pages/sulphur-oxides-(sox)-%E2%80%93regulation-14.aspx).

International Maritime Organization (2017c). *Nitrogen Oxides (NOx) – Regulation 13*. 21 Eylül 2017, [http://www.imo.org/en/OurWork/environment/ pollution pre vention/airpollution/pages/nitrogen-oxides-\(nox\)-%E2%80%93regulation13.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/environment/pollution%20prevention/airpollution/pages/nitrogen-oxides-(nox)-%E2%80%93regulation13.aspx)

Kanoğlu, M. ve Dinçer, İ. (2009). Performance assessment of cogeneration plants. *Energy Conversion and Management*, 50, 76-81.

Khaljani, M., Khoshbakhti Saray, R. ve Bahlouli, K. (2015). Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 97, 154-165.

Larsen, U., Sigthorsson, O., ve Haglind, F. (2014). A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships. *Energy*, 74, 260-268

Larsen, U., Wronski, J., Andreasen, J. G., Baldi, F., ve Pierobon, L. (2016). Expansion of organic Rankine cycle working fluid in a cylinder of a low-speed two-stroke ship engine. *Energy*, 1-9.

Ma, J., Liu, L., Zhu, T., ve Zhang, T. (2016). Cascade utilization of exhaust gas and jacket water waste heat from an internal combustion engine by a single loop Organic Rankine cycle system. *Applied Thermal Engineering*, 107, 218-226.

MAN B&W. (2014). *Waste Heat Recovery System (WHRS) for reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI*. 27 Eylül 2017, [http://www.turbomachinery.man.eu/docs/librariesprovider4/Turbomachinery_doc/waste-heat-recovery-system-\(whrs\).pdf](http://www.turbomachinery.man.eu/docs/librariesprovider4/Turbomachinery_doc/waste-heat-recovery-system-(whrs).pdf).

MAN B&W. (2014a). *Influence of Ambient Temperature Conditions Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines*. 3 Ekim 2017, <http://www.marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/influence-of-ambient-temperature-conditions.pdf>

MAN B&W. (2014b). *Soot Deposits and Fires in Exhaust gas Boilers*. 4 Ekim 2017, <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/soot-deposits-and-fires-in-exhaust-gas-boilers.pdf>

Man Diesel&Turbo (2014). *Thermo efficiency system for reduction of fuel consumption and CO₂ emission*. 16 Ekim 2017, <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/thermo-efficiency-system.pdf>

Marineinsight (2017). *10 Technologies/Methods for Controlling NO_x & SO_x Emissions from Ships*. 21 Eylül 2017, <http://www.marineinsight.com/tech/10-technologiesmethods-for-controlling-nox-sox-emissions-from-ships/>

Maritime Cyprus (2017). *International Maritime News Forum*. 20 Eylül 2017, <https://maritimecyprus.com/2014/11/19/10-reasons-why-ship-operators-should-be-nervous-about-the-2015-eca-regulations/>

Mito, M. T., Teamah, M. A., El-Maghlany, W. M., ve Shehata, A. I. (2018). Utilizing the scavenge air cooling in improving the performance of marine diesel engine waste heat recovery systems. *Energy*, 142, 264-276

Nielsen, R. F., Haglind, F., ve Larsen, U. (2014). Design and modeling of an advanced marine machinery system including waste heat recovery and removal of sulphur oxides. *Energy Conversion and Management*, 85, 687-693.

- Ntziachristos, L., Saukko, E., Lehtoranta, K., Rönkkö, T., Timonen, H., Simonen, P., Karjalainen, P. ve Keskinen, J. (2016). Particle emissions characterization from a medium-speed marine diesel engine with two fuels at different sampling conditions. *Fuel*, 186, 456-465
- Ohijeagbon, I. O., Waheed, M. A. ve Jekayinfa, S. O. (2013). Methodology for the physical and chemical exergetic analysis of steam boilers. *Energy*, 53, 153-16
- Saeed, K. (2014). Review on advances in marine Diesel engines and its impact on ship designs. *and Authors Pages*, 13, (1).
- Ship and Bunker (2018). *Average Bunker Prices*. 5 Eylül 2018, <https://shipandbunker.com/prices/av>.
- Shu, G., Wang, X. ve Tian, H. (2016). Theoretical analysis and comparison of rankine cycle and different organic rankine cycles as waste heat recovery system for a large gaseous fuel internal combustion engine. *Applied Thermal Engineering*, 108, 525-537.
- Singh, D. V., ve Pedersen, E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 315-328
- Uludağ, O. (2014). *Performance assessment of three different hrsg's in a combined cycle power plant by exergy analysis*. Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, İzmir.
- U.S. Department of Energy. (2008). *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*. 29 Eylül 2017, https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf.

Wang, T., Zhang, Y., Zhang, J., Peng, Z. ve Shu, G. (2014). Comparisons of system benefits and thermo-economics for exhaust energy recovery applied on a heavy-duty diesel engine and a light-duty vehicle gasoline engine. *Energy Conversion and Management*, 84, 97-107.

Wang, T., Zhang, Y., Zhang, J., Shu, G., ve Peng, Z. (2013). Analysis of recoverable exhaust energy from a light-duty gasoline engine. *Applied Thermal Engineering*, 53, 414-419.

Wartsila. (2004). *Less Emissions Through Waste Heat Recovery*. 28 Eylül 2017, <http://marineengineering.co.za/technical-information/motor-docs/waste-heat-recovery.pdf>

WIN GD (2017). *Low-speed Engines 2017*. 13 Eylül 2018, <http://www.hsdengine.com/download/pdf/product/marine/Doosan-WinGD.pdf>

Xia, J., Wang, J., Lou, J., Zhao, P., ve Dai, Y. (2016). Thermo-economic analysis and optimization of a combined cooling and power (CCP) system for engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 128, 303-316.