



**T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İSDEMİR KUVVET SANTRALİ ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZİ**

Ahmet KURTARAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

**Ağustos-2019
BATMAN
Her Hakkı Saklıdır**

TEZ ONAY SAYFASI

Ahmet KURTARAN tarafından hazırlanan “İSDEMİR Kuvvet Santrali Enerji ve Ekserji Analizi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ

Jüri Üyeleri :

Başkan

Doç. Dr. İlker SUGÖZÜ

Mersin Üniversitesi Makine Mühendisliği ABD

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ

Batman Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği ABD

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Hakan KARAKAYA

Batman Üniversitesi Makine Mühendisliği ABD

İmza

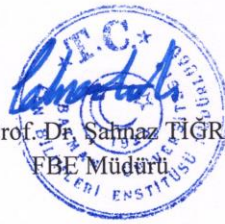
.....

.....

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saim TIGREK
FBE Müdürü



...../...../.....

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all materials and results that are not original to this work.

Ahmet KURTARAN

15.08.2019

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ İSDEMİR KUVVET SANTRALİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Ahmet KURTARAN

Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ
2019, , 98 Sayfa

Jüri
Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ
Doç. Dr. Öğr. Üyesi İLKER SUGÖZÜ
Dr. Öğr. Üyesi Hakan KARAKAYA

Fosil yakıtların sınırlı, maliyetli olması ve küresel ısınma gibi problemler fosil enerji tüketimlerinde optimizasyon ve tasarruf gerektirmektedir. Termik santrallerde yakıt ısısının ancak üçte birinin elektrığe dönüşmesi, ısı verimi artırmaya yönelik yapılan çalışmaların ne kadar önemli olduğunu göstermektedir. Çevrimdeki tersinmezlikler, gerçek ısı verimlerin Carnot ısı veriminden çok daha düşük olmasına neden olmaktadır. Isı makinelerinde ısı verim artırmanın bir yolu da hal değişimlerinde görülen bu tersinmezliklerin tespit edilmesi ve minimize edilmeye çalışılmasıdır.

Bu nedenle bu çalışmada İSDEMİR Enerji tesisleri kuvvet santralinde çevrimdeki tersinmezliklerin tespit edilmesi amacıyla ekserji analizleri yapılmıştır. Kuvvet santrali ara buhar almalı bir Rankine çevrimidir. İşletme halindeki verilerden çevrimin ısı verimi %29 ve II. yasa verimi ise %66.7 bulunmuştur. Ejektör ve kondenser en düşük ikinci yasa verimine sahipken, kazan ve P_1 pompası ise en yüksek II. yasa verimine sahip olmuştur. Türbin ve kazan dışında en yüksek ekserji kaybı degazörde tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: ekserji, ikinci yasa verimi, ısı verim, izantropik verim, Rankine çevrimi

ABSTRACT

MASTER'S THESIS

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF İSDEMİR POWER PLANT

Ahmet KURTARAN

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE
OF BATMAN UNIVERSITY**

**THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE OF PHILOSOPHY
IN AUTOMOTİVE ENGINEERING**

Advisor: Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ

2019, 98 Pages

Jury

Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ

Doç. Dr. Öğr. Üyesi İLKER SUGÖZÜ

Dr. Öğr. Üyesi Hakan KARAKAYA

Problems such as the limited cost of fossil fuels and global warming require optimization and savings in fossil energy consumption. The fact that only one third of the fuel heat is converted to electricity in thermal power plants shows how important the studies are carried out to increase the thermal efficiency. The irreversibility in the cycle causes the actual thermal yields to be much lower than the Carnot thermal yield. One way to increase the thermal efficiency in heat machines is to detect these irreversibilities and try to minimize them.

Therefore, in this study, exergy analyzes were performed to determine the irreversibility of the cycle in the power plant of İSDEMİR Power Plants. The power plant is a Rankine cycle with intermediate steam. The thermal efficiency of the cycle was 29% and the second law efficiency was 66.7%. Ejector and condenser had the lowest second law efficiency and boiler and P1 pump had the second highest law efficiency. Except for turbine and boiler, the highest exergy loss was found in degasser.

Keywords: exergy, second law yield, thermal yield, isentropic yield, rankine cycle

ÖNSÖZ

Öncelikle bu çalışmayı yapmam için beni yüreklendiren ve tezim ile ilgili konularda beni yönlendirip yardımlarını bir an olsun esirgemeyen Sayın Dr. Öğr. Üyesi Hasan DÜZ' e teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmada kullanılan kuvvet santrali verilerinin sağlanmasında ve diğer teknik konularda ilgi ve yardımlarını esirgemeyen İSDEMİR Kuvvet Santrali Başmühendisi Sayın Fatih Mehmet CANLAR' a, santral çalışanlarına ve değerli iş arkadaşlarıma, santral verilerinin kullanımı için gereken izni veren İskenderun Demir ve Çelik A.Ş.'ye, içten teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak da, hayatım boyunca desteklerini eksik etmeyen, beni bu günlere getiren değerli aileme sevgi ile teşekkür ederim.

AĞUSTOS 2019

AHMET KURTARAN

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	ii
ABSTRACT.....	iii
ÖNSÖZ.....	iv
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	ix
SİMGELER.....	xi
KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1.Literatür Araştırması.....	2
2. TERMODİNAMİĞİN TEMEL KAVRAMLARI.....	4
2.1. Termodinamik ve Enerji.....	4
2.2. Termodinamiğin I. Yasası ve Termodinamik Sistem.....	4
2.3. Kapalı Sistem (Kontrol Kütlesi).....	4
2.4. Açık Sistem (Kontrol Hacmi).....	5
2.5 Kapalı Sistemlerde Enerjinin Korunumu.....	5
2.6 Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu.....	7
2.7. Termodinamiğin II. Yasası ve Çözümlemesi.....	8
2.7.1. Isı Makineleri.....	8
2.7.2. Isı Makinelerinin Isıl Verimi.....	10
2.8. Tersinir Hal Değişimi.....	10
2.8.1. Carnot Çevrimi.....	11
2.8.2. Carnot Isı Makinesi Isıl Verimi.....	13
2.9. Entropi.....	13
2.9.1. Clausius Eşitsizliği.....	14
2.10. Ekserji (Kullanılabilirlik).....	14

2.10.1.Tersinir ve Tersinmezlikler.....	15
2.11. Saf Maddelerin İzantropik Hal Değişimleri.....	16
2.12.Buharlı Güç Çevrimleri (Rankine Çevrimi).....	17
2.12.1.İdeal Rankine Çevrimi.....	17
2.12.2. Rankine çevrimi verimini arttırma yöntemleri.....	19
3. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ.....	26
3.1.Ekserji.....	26
3.2. Enerji, Entropi ve Ekserji İlişkisi.....	28
3.3. Ekserji Analizinin Önemi.....	30
3.4 Ekserji Bileşenleri.....	31
3.4.1. Kinetik ve potansiyel ekserji.....	31
3.4.2. Fiziksel ekserji.....	32
3.4.3. Kimyasal ekserji.....	32
3.4.4. Termal ekserji.....	35
3.5 Ekserji Transfer Mekanizmaları.....	35
3.5.1. İş ile ekserji transferi.....	35
3.5.2. Isı ile ekserji transferi.....	35
3.6.Ekserji Kaybı ve Tahribi.....	36
3.7. Kapalı ve Açık Sistemlerde Ekserji Analizi	37
3.7.1. Kapalı Sistemlerde Ekserji Analizi.....	37
3.7.2 Açık Sistemlerde Ekserji Analizi.....	37
3.8. II. YASA VERİMİ.....	38
3.8.1. Ekserji verimini arttırma yöntemleri.....	40
3.8.2 Saf Maddelerin İzantropik Hal Değişimleri.....	41
4. İSDEMİR KUVVET SANTRALİNİN TANITIMI.....	43
4.1 İsdemir Kuvvet Santrali Sistem ve Ekipmanları.....	43
4.2. Buhar Kazanları.....	45
4.3. Turbo Jeneratörler.....	46
5. MATERYAL VE METOD.....	48
6. İSDEMİR KUVVET SANTRALİNİN ENERJİ ve EKSERJİ ANALİZİ.....	52

6.1 Çevrim Enerji Ve Ekserji Analizi.....	52
6.2 Türbin.....	53
6.3 K-50-90-4 Tg Güç Ve Verim Hesabı.....	53
6.3.1 Türbin Enerji Ve Ekserji Analizi.....	54
6.4 Kondenser (Yoğuşturucu).....	69
6.5. Kondensat Pompası	60
6.6.Ejektör.....	61
6.7 Alçak Basınç Isıtıcısı 2 (ABI2).....	62
6.8 Kondensat Aktarma Pompası.....	63
6.9 Alçak Basınç Isıtıcı 3 (ABI3).....	64
6.10 Alçak Basınçlı Isıtıcı 4 (ABI4).....	65
6.11 Alçak Basınçlı Isıtıcı 5 (ABI5).....	66
6.12 Degazör (Deaerator-Hava Giderici).....	67
6.13 Pompa 2.....	68
6.14 Yüksek Basınç Isıtıcısı 1 (YBI1).....	69
6.15 Yüksek Basınç Isıtıcısı (YBI2).....	69
6.16 Yüksek Basınç Isıtıcısı (YBI3).....	70
6.17 Buhar Kazanı.....	71
6.17.1. Kazanda Ekserji Tahribi.....	73
7.SONUÇLARIN ANALİZ EDİLMESİ.....	76
8.KAYNAKLAR.....	80
ÖZGEÇMİŞ.....	83

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Tablo 3.1 Enerji ve ekserjinin karşılaştırılması (Rosen ve Dinçer, 2013).....	28
Tablo 3.2 Ekserji ve entropinin karşılaştırılması.....	29
Tablo 3.3 P_0 ve T_0 şartlarında hava bileşenlerinin standart kimyasal ekserjileri	33
Tablo 4.1 1-2 No'lu Turbo Generatörler: (Steam extraction-condensing turbine).....	46
Tablo 4.1 3-4-5 No'lu Turbo Generatörler: (Condensing turbine).....	46
Tablo 5.1. Santrale ait belirlenen düğüm noktaları değerleri ve işletme parametreleri.....	50
Tablo 6.1 K50-90-4 Türbin enerji ve ekserji analiz sonuçları.....	56
Tablo 6.2 kondenser enerji ve ekserji analiz değerleri.....	60
Tablo 6.3 kondensat pompası ekserji analiz değerleri.....	60
Tablo 6.4 Ejektör analiz değerleri.....	62
Tablo 6.5 Alçak basınç ısıtıcısı ekserji değerleri.....	63
Tablo 6.6 kondensat aktarma pompası ekserji analiz değerleri.....	64
Tablo 6.7 Alçak basınç ısıtıcısı 3 (ABI3) ekserji analiz değerleri.....	65
Tablo 6.8 Alçak basınçlı ısıtıcısı 4 (ABI4) analiz değerleri.....	66
Tablo 6.9 Alçak basınçlı ısıtıcı 5 (ABI5) analiz değerleri.....	67
Tablo 6.10 Degazör (Deaerator-Hava Giderici) analiz değerleri.....	68
Tablo 6.11 Pompa 2 analiz değerleri.....	69
Tablo 6.12 Yüksek Basınç Isıtıcısı 1 (YBI1) analiz değerleri.....	69
Tablo 6.13 Yüksek basınç ısıtıcısı 2 (YBI2) analiz değerleri.....	70
Tablo 6.14 Yüksek basınç ısıtıcısı (YBI3) analiz değerleri.....	71
Tablo 6.15 Kuvvet santralinde kullanılan gazların alt ısı kalorifik değerleri.....	72
Tablo 6.16 yakıtların bileşenleri, hacimsel oranları ve hacimsel debileri.....	73
Tablo 6.17 Buhar kazanı enerji ve ekserji analiz değerleri.....	75
Tablo 6.18 Çevrim elemanlarının II.yasa verimleri.....	77
Şekil 6.19 Çevrim elemanlarında oluşan ekserji kayıpları.....	78

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil 1.1 İsdemir Kuvvet santrali çevrim aşamaları.....	3
Şekil 2.1 Termodinamik sistem, çevre ve hareketli sınır işi.....	4
Şekil.2.2 Kapalı sistem (kontrol kütlesi).....	5
Şekil.2.3 Açık sistem (kontrol hacmi).....	5
Şekil 2.4 Isı makinesi çalışma prensibi.....	9
Şekil.2.5 Bir buharlı güç santrali.....	10
Şekil 2.6 Carnot çevrimi tersinir sabit sıcaklıkta genişleme.....	11
Şekil 2.7 Carnot çevrimi tersinir adyabatik genişleme.....	11
Şekil 2.8 Carnot çevrimi tersinir sabit sıcaklıkta sıkıştırma.....	12
Şekil 2.9 Carnot çevrimi tersinir adyabatik sıkıştırma.....	12
Şekil 2.10 Carnot çevrimi P-V diyagramları.....	13
Şekil 2.11 İdeal rankine çevrimi ve T-S diyagramı.....	15
Şekil 2.12 Gerçek buharlı güç çevrimi ile ideal Rankine çevriminin karşılaştırılması.....	19
Şekil 2.13 Yoğuşturucu basıncının düşürülmesinin çevrime etkisi.....	20
Şekil 2.14 Kazan buhar basıncının yükseltilmesinin çevrim üzerine etkisi.....	21
Şekil 2.15 Buharın kızdırılmasının çevrim üzerine etkisi.....	22
Şekil 2.16 İki kademeli ideal ara ısıtmalı rankine çevrimi.....	22
Şekil 2.17 İdeal Rankine çevrimine kazanda düşük sıcaklıkta ısı geçişi.....	23
Şekil 2.18. Açık besleme suyu ısıtıcılı ara buhar alma işlemi.....	24
Şekil 2.19 kapalı besleme suyu ısıtıcılı ara buhar alma işlemi.....	24
Şekil 2.20 Besleme suyu ısıtıcılarına sahip ara buhar almalı güç santrali çevrimi.....	25
Şekil 3.1 Enerji, çevre ve sürdürülebilirliğin ekserji ile bağıntısı.....	26
Şekil 3.2 Enerjinin bileşenleri.....	28
Şekil 3.3 Enerji, entropi ve ekserji arasındaki ilişki.....	29
Şekil 3.4 Bir prosesin ekserji verimi ile, kaynak tüketimi ve kayıp ekserji emisyonları arasındaki ilişki	30

Şekil 3.5 Sistem sınırından geçen akış halindeki bir maddenin ekserji bileşenleri.....	31
Şekil 4.1 İsdemir Kuvvet Santrali akış şeması.....	44
Şekil 4.2 Santralde elektrik üretim süreci.....	44
Şekil 4.3 İsdemir Kuvvet Santrali Buhar Kazanları.....	45
Şekil 4.4 İsdemir Kuvvet Santrali Turbo Generatör holü.....	47
Şekil 5.1 Kuvvet Santrali akış diyagramı.....	49
Şekil 6.1 55MW gücündeki türbinin akış şeması.....	54
Şekil 6.2 55 MW türbine giren ve çıkan buharın tüm özellikleri.....	55
Şekil 6.3 Kondenser.....	59
Şekil 6.4 Kondensat pompası.....	60
Şekil 6.5 Ejektör.....	61
Şekil 6.6 Alçak basınç ısıtıcısı 2(ABI2).....	62
Şekil 6.7 Kondensat aktarma pompası.....	63
Şekil 6.8 Alçak basınç ısıtıcısı 3 (ABI3)	65
Şekil 6.9 Alçak basınçlı ısıtıcısı 4 (ABI4).....	65
Şekil 6.10 Alçak Basınçlı Isıtıcı 5 (ABI5).....	66
Şekil 6.11 Degazör (Deaerator-Hava Giderici).....	68
Şekil 6.12 Yüksek Basınç Isıtıcısı 1 (YBI1).....	69
Şekil 6.13 yüksek basınç ısıtıcısı 2 (YBI2).....	70
Şekil 6.14 Yüksek basınç ısıtıcısı (YBI3).....	70
Şekil 6.15 Buhar kazanları.....	71
Şekil 6.16 Buhar kazanı şematik gösterimi.....	72

SİMGELER

A	Akış Yönüne Dik Kesit Alanı, (m ²)
$\dot{E}_x$	Birim Zamandaki Toplam Ekserji, (kW, MW)
e_x	Birim Kütle İçin Ekserji, (kJ/kg)
$\dot{E}_{x_D}$	Birim Zamandaki Toplam Ekserji Tahribi, (kW, MW)
$\dot{E}_{x_F}$	Birim Zamandaki Toplam Yakıt Ekserjisi, (kW, MW)
$\dot{E}_{x_L}$	Birim Zamandaki Toplam Isı Aktarımıyla Kaybedilen Ekserji, (kW, MW)
$\dot{E}_{x_P}$	Birim Zamandaki Toplam Ürünlerin Ekserjisi, (kW, MW)
$\dot{E}$	Birim Zamandaki Toplam Enerji, (kW, MW)
e	Birim Kütle İçin Enerji, (kJ/kg)
$\bar{e}_i^{km}$	Standart Kimyasal Ekserji, (kJ/kmol)
$\dot{G}_{pot}$	Birim Zamandaki Toplam Geliştirme Potansiyeli, (kW, MW)
g	Yerçekimi İvmesi, (m ² /s)
h	Entalpi, (kJ/kg)
h_0	Çevre Şartlarındaki (Ölü Hal) Entalpi, (kJ/kg)
H_u	Yakıtın Alt Isıl Değeri, (kJ/kg)
$\dot{I}$	Tersinmezlik, (kW)
$\dot{m}$	Kütlesel Debi, (kg/s)
P	Basınç, (bar)
P_0	Çevre Şartlarındaki (Ölü Hal) Basınç, (bar)
$\dot{Q}$	Birim Zamandaki Isı Geçişi, (kW)
$Q_{kayıp}$	Çevreye Olan Isı Aktarımı, (kW)
s	Entropi, (kJ/kg.K)
s_0	Çevre Şartlarındaki (Ölü Hal) Entropi, (kJ/kg.K)
$S_{üretim}$	Entropi Üretimi, (kJ/kg.K)
T	Sıcaklık, (K, °C)
T_0	Çevre Şartlarındaki (Ölü Hal) Sıcaklık, (K, °C)
T_y	Sistemin Yüzey Sıcaklığı, (K, °C)

U	İç Enerji, (kJ)
V	Akış Yönündeki Ortalama Hız, (m/s)
$\dot{v}$	Hacimsel Debi, (m ³ /s)
$\dot{W}$	Birim Zamandaki İş, (kW)
W_{tr}	Tersinir İş, (kW) Yararlı İş,
z	Yerden Yükseklik, (m)
ρ	Yoğunluk, (kg/m ³)
η	Enerji Verimi
ε	Ekserji Verimi

KISALTMALAR

ABI	Alçak Basınç Isıtıcısı
YBI	Yüksek Basınç Isıtıcısı
BFP	Kazan Besleme Suyu Pompası
KE	Kinetik Enerji
PE	Potansiyel Enerji
E	Enerji
EX	Ekserji
OG	Çelikhane Gazı (Konverter Gazı)
BFG	Yüksek Fırın Gazı
COG	Kok Gazı
NG	Doğal Gaz

1. GİRİŞ

Bugünün yaşamı teknoloji ile bütünleşmiş bir yaşamdır. İnsan popülasyonunun her geçen gün artması ve rahat yaşama isteği teknolojik gelişmelerin önünü açmıştır. Dolayısıyla teknolojik büyüme enerjiye olan talebi her geçen gün artırmaktadır. Bugün enerjinin en büyük kısmı fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. Fosil yakıtlar ise petrol ürünü olup sınırlı bir rezerve sahiptir ve kısa bir ömürleri olduğu görülmektedir. Fosil yakıt tüketimlerinden her gün tonlarca karbondioksit gazı atmosfere salınmakla birlikte bazı zararlı emisyonlar beraberinde salınmaktadır. Atmosferde yıllarca birikmiş olan bu karbondioksit vb. sera gazları bugün küresel ısınma problemini oluşturmuştur. Küresel ısınma gelecekte iklimsel bunalımlara, buzların erimesine, sellere, kuraklıklara ve asit yağmurları gibi pek çok çevre sorununa yol açacağı öngörülmektedir. Bu sorunlarla karşılaşmamak için yenilebilir enerji kaynakların kullanılması ve fosil tüketimlerin azaltılması artık bir zorunluluk olarak görülmektedir. Bugün yenilenebilir enerji kaynakları bazı gelişmiş ülkelerde kullanılmakta ve enerjilerin bir kısmını karşılar durumdadır. Hükümetler yenilenebilir enerjilerin kullanılması ve fosil tüketimlerin azaltılması gibi teşvikler ve yasal yükümlülükler getirmektedir. Fosil tüketimleri azaltmak için yüksek verimli motor ve makineler kullanmak, enerji dönüşüm verimlerini artırmak ve atık ısıları değerlendirmek gibi enerji verimlilik çalışmaları yapılmaktadır.

Fosil tüketimli güç üretim sistemlerinde optimizasyon enerji mühendisliği alanında en önemli konulardan biridir. Yüksek enerji fiyatları ve fosil yakıtların sınırlı olması nedeniyle, optimum enerji uygulamaları ve enerji tüketimi yönetimi metotları çok kritik olmaktadır. Bu tez çalışmasında güçlü üretim sistemlerinde ekserji analizlerin yapılması, sistem tersinmezliklerin bulunması ve bunların azaltılması konu olarak seçilmiştir.

İSDEMİR Enerji tesisleri kuvvet santral ünitesi iki adet 25 MW ve üç adet 55 MW gücünde olmak üzere beş adet buhar turbo jeneratörlü bir sistemden oluşmaktadır. Kuvvet santrali ünitesi Rankine çevrimine uygun olarak elektrik üretimi yapan bir güç üretim santralidir. Isıl verimi artırmak için ara buhar almalı bir Rankine çevrimidir İşletme atık gazların (yüksek fırın gazı, kok gazı, Fueloil, çelikhane gazı) ve doğalgazın yedi ayrı kazanda yakılması sonucu üretilen yüksek basınçlı kızgın buhar beş adet buhar turbo jeneratörlü türbinlerde elektrik üretiminde ve işletmede buhar gerektiren işlemlerde kullanılmaktadır. Buhar kazanlarında yüksek fırın gazı, kok gazı, doğal gaz, Fueloil, çelikhane gazı yakılarak 90 bar basınç ve 540°C sıcaklıktaki buhar üretimi yapılmaktadır. Üretilen yüksek basınçlı buhar turbo jeneratörlü türbinlere gönderilerek elektrik üretimi gerçekleştirilmektedir. Türbinden ayrılan buhar yoğunlaştırıcuda Deniz suyu ile soğutulmaktadır. Yoğunlaştırıcudan ayrılan kondensat, içerisindeki oksijenin ve çözünmüş diğer gazların alınması için pompalarla deaeratlara gönderilir. Deaerörden sonra ise kazan besleme pompaları ile önce ısıtılmak üzere ısıtıcılara ve daha sonra tekrar kazana verilerek çevrim tamamlanmış olur. Kuvvet santrali ünitesinin toplam ısı verimi %24 tür.

Güç santralinde yakıt tüketim debisi, çevrim akışkanının ayrı ayrı noktalarındaki basınç, sıcaklık ve debisi gibi akış özellikleri otomasyon ekranında izlenmekte ve ısı verim hesaplanarak sistem her daim kontrol edilmektedir. Bu çalışmada elektrik üretim güç santralindeki elemanların ekserji analizleri yapılmış ve tersinmezlikleri hesaplanmıştır.

1.1.Literatür Araştırması

Güç üretim sistemlerinin analiz edilmesi bilimsel çalışmaların ilgisinde olmakla birlikte enerji kaynaklarının verimli kullanılması için gerekli olmaktadır. Enerji dönüşüm analizlerinde en çok kullanılan metot termodinamiğin birinci kanunudur. Bununla birlikte, mevcut enerji tüketimi ile ilgili verimi hesaplamak için Ekserji ve ekserji yıkımı gibi kavramları kullanarak termodinamiğin birinci ve ikinci kanunun birleşiminden yararlanmak önemli bir ilgi alanı haline gelmiştir. Ekserjistik analiz, proseslerde çevreye olan enerji kayıpları ve iç tersinmezlikler arasında açık bir ayrımı gösterir.

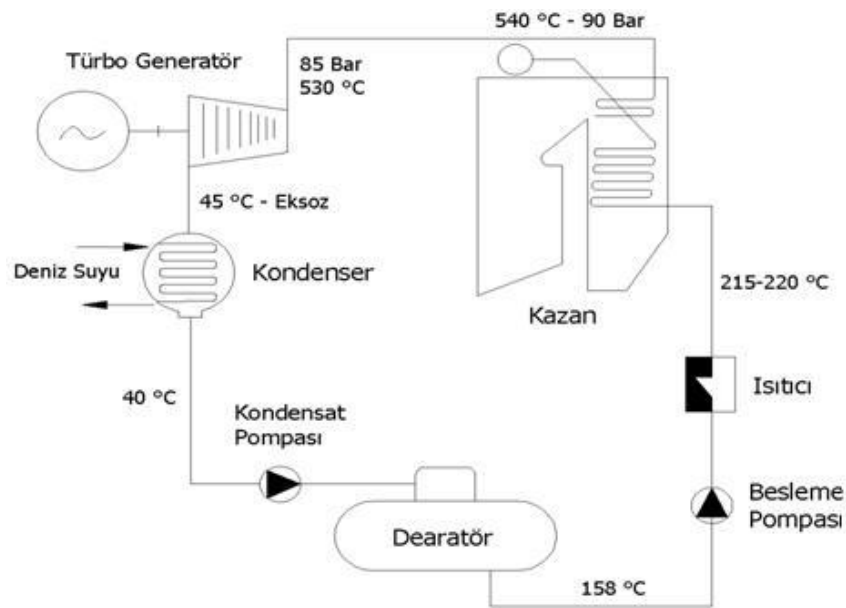
Ekserji analizi, cihazları ve proseslerin performanslarının hesaplanması için bir metodoloji olduğu gibi her enerji dönüşüm adımında ekserjinin incelenmesini içerir. Bu bilgilerle, verimler hesaplanabilir ve en büyük kayba sahip proses adımları tanımlanabilir (Rosen ve Dincer, 2003). Bu nedenlerden dolayı, Analizleri gerçekleştirmek için en modern yaklaşım, mühendislik hesaplamaları için kullanışlı ve prosesin gerçekçi yönünü gösteren ekserji analizi olmaktadır (Utlü&Hepbaslı, 2007). Gerçekte pek çok araştırmacı (Kopac&Hilalci,(2007), Szargut v.a., (1988); Rosen&Dincer,(2001); Dincer&Cengel (2001); Alefeld (1993)) enerji analizlerine ek olarak kaynakların tahsisini (Sermaye, araştırma ve geliştirme, optimizasyon, yaşam döngü analizleri, malzemeler vb.) ilgilendiren kararların alınmasında yardımcı bir kaynak olarak ekserji analizlerinin kullanılmasını tavsiye etmişlerdir (Rosen ve Dincer, 2003). Ekserji analizleri prosesleri daha iyi anlamak verimsiz kaynak miktarını belirlemek ve kullanılan enerjinin kalitesini öğrenmek için iyi bir göstericidir Dincer&Al-Muslim (2001). Bazı araştırmacılar çalışmalarını eczacı analizi ve verim iyileştirmelerini ayırırken (Badran, 1999; Carcasci&Facchini (2000)) diğerleri ise sistem tasarımı ve analizi üzerinde odaklanmışlardır (Huang (1990); Verkhivker&Kosoy (2001); Marrero v.a. (2002); Bilgen (2000); Sue&Chuang, (2004))

Örneğin Isam H. Aljundi Mısırdaki bulunan Al-Hussein güç santrali için enerji ve Ekserji analizleri yapmıştır. Çalışmada sistem elemanları ayrık bir şekilde analiz edilmiş ve en büyük enerji ve Ekserji kayıplarının olduğu alanlar tanımlanarak enerji yıkım miktarları belirlenmiştir. Çalışmalarında referans çevre şartlarının değişmesinin analizler üzerindeki etkisi de ayrıca araştırılmıştır. Analiz sonuçlarına göre başlıca enerji kayıpları 134 MW ile yoğunlaştırıcıda oluşurken 13 MW enerji kaybının ise kazan sisteminde gerçekleştiği görülmüştür. Ekserji yıkımının toplam çevrim Ekserji yıkımına olan oranın yüzdelik diliminde kazan sisteminde %77 ile maksimumken, türbinde %13 ve yoğunlaştırıcı fanlarında ise %9 olduğu hesaplanmıştır. Güç çevriminde Ekserji veriminin %26 olduğu bulunurken, Alt ısı değerle hesaplanan çevrim ısı

veriminin ise %25 olduğu hesaplanmıştır. Referans çevre sıcaklığının orta seviyeli değişimlerin de önemli elemanların performanslarında kayda değer bir değişim olduğu görülmemiştir. Güç çevriminde kazan en büyük tersinmezlik kaynağı olmuştur. Bir kazan sisteminde kimyasal reaksiyonlar En önemli Ekserji yıkım kaynağı olarak görüldüğünden, yanma havasının ön ısıtılması ve hava-yakıt oranının düşürülmesi ise Ekserji yıkımının azaltılabileceği önerilmiştir.

Ameri v.a (2008) 420 MW birleşik güç çevrim santralinde (Neka CCPP) Ekserji analizlerinde bulunmuşlardır. Ekserji analizleri kullanılarak her elemandaki tersinmezlikler hesaplanmıştır. Sonuçlar, yanma odası, gaz türbini, brülör ve ısı dönüşüm buhar jeneratörü (HRSG) toplam Ekserji kayıplarının %83'ten fazlasını gösterdiğinden temel tersinmezlik kaynakları olarak göstermişlerdir. Gaz türbininde, en büyük Ekserji kaybı yüksek tersinmezlikler nedeniyle yanma odasında oluşurken ikinci büyük Ekserji kaybı ise HRSG de oluşmuştur. HRSG nin optimizasyonu ise toplam çevrimin Ekserji kaybına azaltılmasında önemli bir role sahip olduğu vurgulanmıştır. LP-SH En kötü ısı transfer işlemidir. Brülör olmaksızın Neka CCPP 'nin ısı verimi ve ekserji verimi sırasıyla %47 ve %45.5 olarak hesaplanmıştır. Eğer brölür HRSG eklenirse bu verimler %46 ve %44 olarak azalmaktadırlar. Bununla birlikte brölür kullanması durumunda CCPP Çıkış gücünün %7.38 oranında arttığı hesaplanmıştır.

Bu çalışmada İskenderun Demir Çelik fabrikasına ait İSDEMİR enerji tesislerinde Enerji üretiminin yapıldığı kuvvet santrali ünitesi için Enerji ve Ekserji Analizi yapılmıştır. Çevrimin tüm elemanlarında taşınmaz yükler hesaplanarak ve enerji yıkım oranı verimleri ayrı ayrı hesaplanarak önemli tersinmezlik kaynakları belirlenmeye çalışılmıştır.



Şekil 1.1 İsdemir Kuvvet santrali çevrim aşamaları

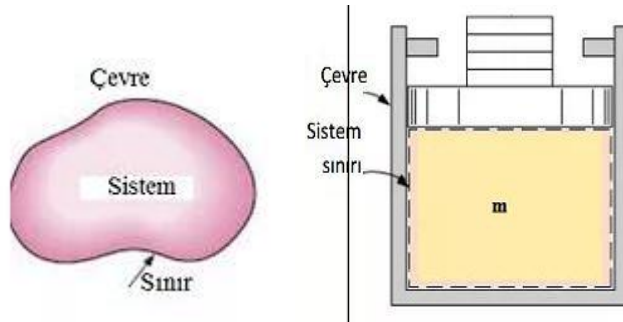
2. TERMODİNAMİĞİN TEMEL KAVRAMLARI

2.1. Termodinamik ve Enerji

Termodinamik terimi ilk defa, İngiliz bilim adamı Lord Kelvin tarafından, 1849 senesinde icra ettiği bir yayında kullanılmıştır. Termodinamik kelimesi, Latince therme (ısı) ve dynamis (güç) kelimelerinden türetilmiştir ve geçmiş zamanlardan beri süre gelen ısıyı işe dönüştürme uğraşlarının uygun bir tanımlaması olmuştur. Termodinamik, fiziğin enerji ve enerjinin şekil değiştirmesi ile uğraşan bilim dalı olarak tanımlanabilir. Günümüzde bu tanımlama güç üretimi, soğutma ve maddenin özellikleri arasındaki ilişkileri de kapsayan , enerji ve enerji transformasyonlarının tüm yönlerini içeren bir anlam taşımaktadır.

2.2. Termodinamiğin I. Yasası ve Termodinamik Sistem

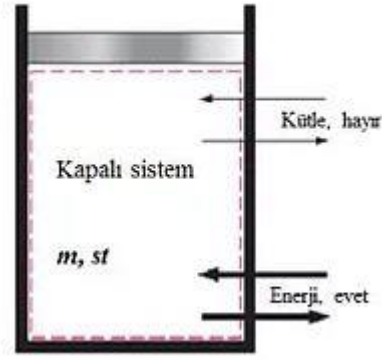
Sistem belirli bir kütleyi veya uzayın incelenmek üzere ayrılan bir bölgesini belirtir. Başka bir deyişle termodinamikte bir organizma, bir hücre veya birbiri ile reaksiyona giren iki madde sistem olarak tanımlanır. Sistemin dışında kalan kütleye veya bölgeye çevre denir. Sistemi çevresinden ayıran hayali veya gerçek yüzeye sınır denir. Sistem sınırı hareketli veya sabit olabilir. Termodinamik sistemler açık ve kapalı olmak üzere ikiye ayrılır.



Şekil 2.1 Termodinamik sistem, çevre ve hareketli sınır işi

2.3. Kapalı Sistem (Kontrol Kütlesi)

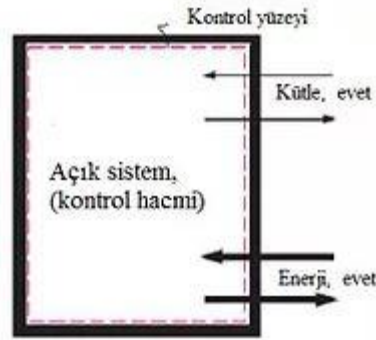
Sistem sınırlarında kütle girişi veya çıkışı olmayan sistemlerdir. Kapalı sistemlerde ısı ve iş enerjisi sistem sınırlarını geçebilmektedir.



Şekil.2.2 Kapalı sistem (kontrol kütlesi)

2.4. Açık Sistem (Kontrol Hacmi)

Kütle ve enerji sistem sınırlarından geçebilmektedir. Kontrol hacmi problemin çözümüne uygun bir şekilde seçilmiş uzayda bir alandır. Açık sistemler genellikle kompresör, türbin ve lüle gibi içinden kütle akışının olduğu bir makineyi içine alır.



Şekil.2.3 Açık sistem (kontrol hacmi)

2.5 Kapalı Sistemlerde Enerjinin Korunumu

Termodinamiğin birinci yasası deneysel gözlemlere dayanarak enerjinin var edilemeyeceğini ve var olan enerjinin de yok edilemeyeceğini vurgulamaktadır. Yani enerjinin bir formdan başka bir enerji formuna dönüşebileceğini vurgular. Örneğin; hareket enerjisi sürtünmeyle tamamıyla ısı enerjisine dönüşür. Kapalı bir sistem için termodinamiğin birinci kanunu uygulanırsa aşağıdaki sonuçlar elde edilir. İçerisinde hava bulunan bir adyabatik kapa bir elektrikli ısıtıcı ile belirli bir süre ısıtılırsa ısıtıcının toplam harcadığı elektrik işi 20 kJ ise bu kapalı sistemin iç enerjisini 20 kJ kadar arttıracaktır Enerji korunumu bu sisteme uygulanırsa;

Tüketilen elektrik işi = Sistemin iç enerji değişimi

$$W_e = 20 \text{ kJ} = \Delta E_{\text{sistem}}$$

Adyabatik sistem çevresiyle herhangi bir ısı alışverişi olmayan sisteme denir. Bu da mükemmel yalıtımlı sistem olmaktadır. Öneğin; eğer adyabatik olmayan kapalı sisteme belirli bir süre için 20 kJ ısı verilirse ve kapalı sistem bu süre zarfında 5kJ ısı enerjisini çevreye yayarsa enerji korunumu yasasına göre sistemin net bir enerji değişimi olacaktır.

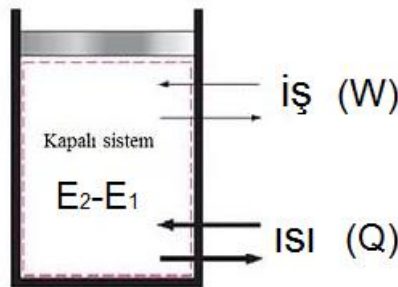
$$Q_{net} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \quad (2.1)$$

$$Q_{net} = 20 - 5 = 15 \text{ kJ}$$

$$Q_{net} = \Delta E_{sistem}$$

Sistemin iç enerjisi bu işlem sonunda 15 kJ artmış olacaktır. Bu nedenle kapalı bir sisteme termodinamiğin birinci yasası gereğince enerji korunumu yasası uygulanırsa;

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Sistem sınırlarından} \\ \text{ısı ve iş olarak} \\ \text{net enerji geçişi} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Sistemdeki} \\ \text{toplam enerjisindeki} \\ \text{net artış veya azalma} \end{array} \right\}$$



$$Q - W = \Delta E \quad (2.2)$$

$$Q = \sum Q_{giren} - \sum Q_{çıkan} \quad \text{sistem sınırından net ısı geçişi} \quad (2.3)$$

$$W = \sum Q_{çıkan} - \sum Q_{giren} \quad \text{sistem sınırından net iş enerjisi geçişi} \quad (2.4)$$

ΔE : sistemin toplam enerjisindeki değişimdir.

$\Delta E = E_2 - E_1$ sistemin son hali ile ilk hali arasındaki enerji değişimidir.

$\Delta E = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE$ olmaktadır.

$$\Delta U = m(U_2 - U_1) \quad (\text{sistemin iç enerji değişimi}) \quad (2.5)$$

$$\Delta U = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) \quad (\text{sistemin kinetik enerji değişimi}) \quad (2.6)$$

$$\Delta PE = mg(Z_2 - Z_1) \quad (\text{sistemin potansiyel enerji değişimi}) \quad (2.7)$$

Sisteme iş girişi negatif alınır ve sistemde iş çıkışı pozitif alınır. Bunun sebebi ise sisteme giren iş enerjisi bizim harcadığımız enerjidir. Bize bir fayda sağlamaz. Fakat bir sistemden iş çıkışı varsa bize fayda sağlar. Uygulamalarda karşılaşılan sistemlerin çoğu hareketsiz sistemler olduklarından hal değişimi sırasında herhangi bir makroskobik enerji değişimi olmadığından ΔKE ve $\Delta PE = 0$ olmaktadır. Bu durumda hareketsiz sistemler için enerji korunumu denklemi aşağıdaki gibidir.

$$Q - W = \Delta U \quad (2.8)$$

2.6 Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu

Sistem sınırlarından iş ve ısı geçişinden başka kütle geçişi de varsa bu tür sistemler açık sistemlerdir. Açık sistemlere kontrol hacmi de denir.

Açık sistem için kütle korunumu yasası uygulanırsa;

$$\sum m_g - \sum m_c = \Delta m_{KH} \quad \text{denkleme çıkarılır.} \quad (2.9)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{kontrol hacme} \\ \text{giren toplam kütle} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{kontrol hacimden} \\ \text{ayrılan toplam kütle} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{kontrol hacmi içinde} \\ \text{kütle değişimi} \end{array} \right\}$$

kütlesel debi birim zamanda bir kesitten akan kütle miktarına denir.

$$\dot{m} = \rho * V * A \quad (\text{kg/s}) \quad (2.10)$$

Bir termodinamik açık sistemde, termodinamiğin birinci kanunu gereğince enerjinin korunumu yasası uygulanırsa;

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Kontrol hacmi} \\ \text{sınırdan geçen} \\ \text{ısı ve iş enerjisi} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Kontrol hacmi} \\ \text{sınırdan giren} \\ \text{kütlenin toplam enerjisi} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Kontrol hacminden} \\ \text{çıkan kütlenin} \\ \text{toplam enerjisi} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Kontrol hacminden} \\ \text{net enerji} \\ \text{değişimi} \end{array} \right\}$$

$$Q - W + \sum E_g - \sum E_\varphi = \Delta E_{KH} \quad (2.11)$$

Enerjinin korunumu kanunu birim zaman için düzenlenirse;

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\varphi = \Delta \dot{E}_{KH} \quad (2.12)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \dot{e}_g - \sum \dot{m}_\varphi \dot{e}_\varphi = \frac{d}{dt} \dot{E}_{KH} \quad (2.13)$$

2.7. Termodinamiğin II. Yasası ve Çözümlemesi

Termodinamiğin I. Kanunu bir hal değişimi sırasında enerjinin korunduğunu söyler. Enerjinin korunumunu açık ve kapalı sistemlere uygulayarak çözüm üretir. Termodinamiğin II. Kanunu ise hal değişimlerinin hangi yönde gerçekleşebileceği hususunda fikir verir, enerjinin bir miktarı olduğu gibi bir niteliğinin de (kalitesinin de) olduğunu vurgular. II. yasa enerji dönüşümlerinde enerjinin nasıl azaldığını açıklar ve bunu somut yöntemler ile hesaplar. Termodinamiğin II. kanunu, yaygın olarak kullanılan ısı makineleri ve soğutma makineleri gibi mühendislik sistemlerinin verimlerinin kuramsal sınırlarının ve kimyasal tepkimelerin tamamlanma oranlarının belirlenmesinde kullanılmaktadır. Termodinamiğin II. yasası ısı makinelerini ve soğutma makinelerini açıklar ısı verim ve etkenlik katsayıları hesaplar. Isıl enerji kaynağının kullanılabilirliği (ekserji) hakkında fikir verir.

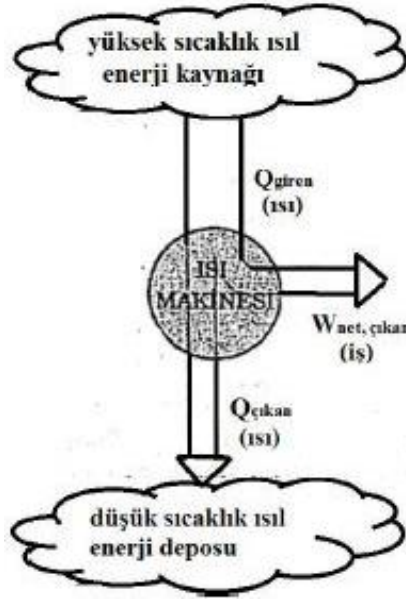
2.7.1. Isı Makineleri

İş enerjisi ısı enerjisine tümüyle dönüşebilirken ısı enerjisi iş enerjisine tümüyle dönüşmemektedir. Isı makineleri ısı enerjisini iş enerjisine dönüştüren makinelerdir. Yüksek sıcaklıktaki bir ısı enerji kaynağından çektikleri ısıya bir kısmını iş enerjisine dönüştürürken kalan ısıyı ise düşük sıcaklıktaki bir ısı enerji deposuna atan makinelere ısı makinesi denir. Gönümüzde kullanılan bu tür makineler aşağıda sıralanmıştır.

- 1- **termik güç santralleri:** kömür, doğalgaz, nükleer, jeotermal su ve güneş gibi kaynaklardan alınan ısınn döner mil gücüne dönüştürüldüğü güç santralleridir.
- 2- **içten yanmalı motorlar:** uçak, araba, tren, gemi vb. yerlerde kullanılan motorlardır.
- 3- **dıştan yanmalı motorlar:** stirling motoru, eski buharlı vapurlar ve trenler

Bir ısı makinesi yüksek sıcaklıktaki bir ısıl enerji kaynağından ısı çeker, çektiği ısınn bir kısmını mekanik işe dönüştürür ve kalan ısıyı ise (buna atık ısı denilir) akarsu, göl, çevre ve hava gibi düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna atarlar.

Isı makinelerine örnek olarak buharlı güç santralleri verilebilir.



Şekil 2.4 Isı makinesi çalışma prensibi

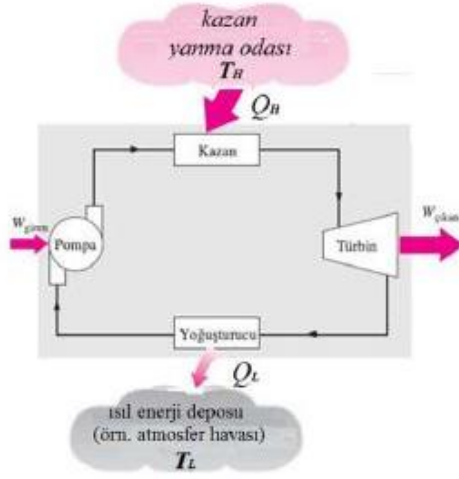
Isı makinelerine örnek olarak buharlı güç santralleri verilebilir.

Türbin: kızgın buhar enerjisinin mil işine dönüştüğü elemandır.

Kazan: yanmadan oluşan ısınn çevrim akışkanına geçmesini sağlayan büyük bir ısı değiştiricisidir.

Yoğuşturucu: türbinden çıkan düşük basınçlı buharın ısınnın çevre bir akışkana atarak yoğuşmasını sağlayan elemandır

Pompa: besleme suyunu kazan hattı üst basıncına çıkartan ve akışı sürdüren çevrim elemanıdır



- Q_H : yanma odasında yanan yakıtın verdiği ısı enerjisidir (yakıtın alt ısı veya üst ısı değeri ile hesaplanır)
- $W_{cıkış}$: buhar türbinden geçen türbinden çıkan mil işidir.
- Q_L : yoğusturucuda yoğuşan buhardan ve santralin diğer kısımlarından yayılan ısınin düşük sıcaklıktaki çevre ortama (çevre hava veya akarsu) atılan ısıdır. İşe dönüştürülemeyen atık ısı enerjisidir.

Şekil.2.5 Bir buharlı güç santrali

2.7.2. Isı Makinelerinin Isıl Verimi

$$W_{net,\zeta} = Q_H - Q_L \quad (\text{kJ}) \quad (\text{belirli bir süre için enerji korunumu}) \quad (2.14)$$

$$\dot{W}_{net,\zeta} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (\text{birim zamanda enerji korunumu}) \quad (2.15)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net,\zeta}}{\dot{Q}_H} = \frac{(\dot{Q}_H - \dot{Q}_L)}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \quad (\text{ısı verim}) \quad (2.6)$$

Bugünkü ısı makineleri ısı verimleri ise ;

- Benzin motorlarında ısı verimler: % 20 - 30 arasında
- Dizel motorlarda ısı verimler : % 30 - 40 arasında
- Termik santrallerde ısı verimler: %35-45 arasındadır.

2.8. Tersinir Hal Değişimi

Hal değişimi bir yönde gerçekleştikten sonra çevre üzerinde hiçbir etki bırakmadan ters yönde gerçekleşebilen hal değişimlerine tersinir hal değişimi denir. Hal değişimi sonunda çevre ve sistem ilk hallerine dönmüş olurlar.

- tersinir olmayan hal değişimlerine tersinmez hal değişimi (veya gerçek hal değişimi) denir.
- tersinir hal değişimleri gerçek hal değişimlerinin karşılaştırılabileceği bir modeldir.
- ısı makineleri en çok işi tersinir hal değişiminde üretebilirler.
- kompresör, pompa ve fanlar ancak tersinir hal değişimlerinde en az güç tüketebilirler

Tersinmezlikler

- sürtünme
- sonlu sıcaklık farkında ısı geii (bir sıcaklık farkı ile ısı geii)
- dengesiz genişleme ve sıkıştırma
- iki gazın karışması
- kimyasal reaksiyonlar

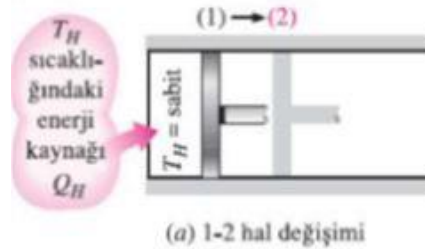
2.8.1 Carnot evrimi

İkisi sabit sıcaklıkta ve ikisi adyabatik olmak üzere dört tersinir hal değişiminden oluşan çevrime carnot çevrimi denir. Piston-silindir düzeneğinde bulunan bir gazın tersinir genişlemesi ve sıkıştırılması sonucunda kapalı bir çevrimde ilk hallerine dönmesi sonucu oluşan tersinir bir çevrimdir. Kapalı evrim sonunda net bir i enerjisi elde edildiğinden Carnot evrimi tersinir bir ısı makinesi çevrimi olmaktadır. Bu dört tersinir hal değişimi aşağıda sıralanmıştır.

Adyabatik: sistem ve evre arasında herhangi bir ısı geçişinin olmadığı sistemdir. Mkemmekel yalıtımlı sitemlere denir.

1) Tersinir sabit sıcaklıkta genişleme

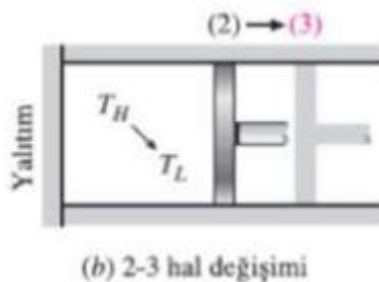
Sonsuz küçük sıcaklık farkı ile ısı kaynakından sisteme ısı geçerek 1'den 2'ye doğru tersinir bir genişleme ii olmuştur. Bu hal değişiminde sıcaklık (T_H) sabit kalmaktadır.



Şekil 2.6 Carnot evrimi tersinir sabit sıcaklıkta genişleme

2) Tersinir Adyabatik Genişleme

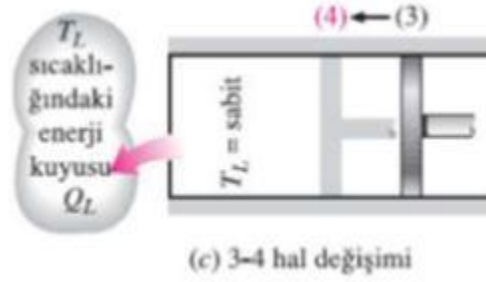
Sistemin çevreden ısı almaması için yalıtım uygulanmıştır. Sistem zerine 2 'den 3' e doğru tersinir bir genişleme ii yapılarak gazın sıcaklığı T_H den T_L 'ye düşürülmektedir.



Şekil 2.7 Carnot evrimi tersinir adyabatik genişleme

3) Tersinir sabit sıcaklıkta sıkıştırma

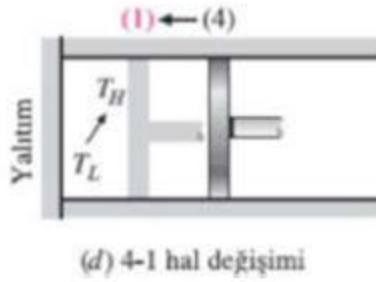
Sonsuz küçüklükte sıcaklık farkı ile 3 'ten 4 'te doğru sabit sıcaklıkta tersinir hal değişimi ile enerji deposuna ısının atılması.



Şekil 2.8 Carnot çevrimi tersinir sabit sıcaklıkta sıkıştırma

4) Tersinir adyabatik sıkıştırma

Yalıtım uygulanarak sistem adyabatik yapılmıştır. 4 'ten 1 'e doğru tersinir sıkıştırma işi yapılarak gazın sıcaklığı T_L den T_H 'ye çıkartılmıştır. Bu hal değişimi sonunda sistem ilk haline döndüğü için sistem bir çevrimi tamamlamış oluyor.



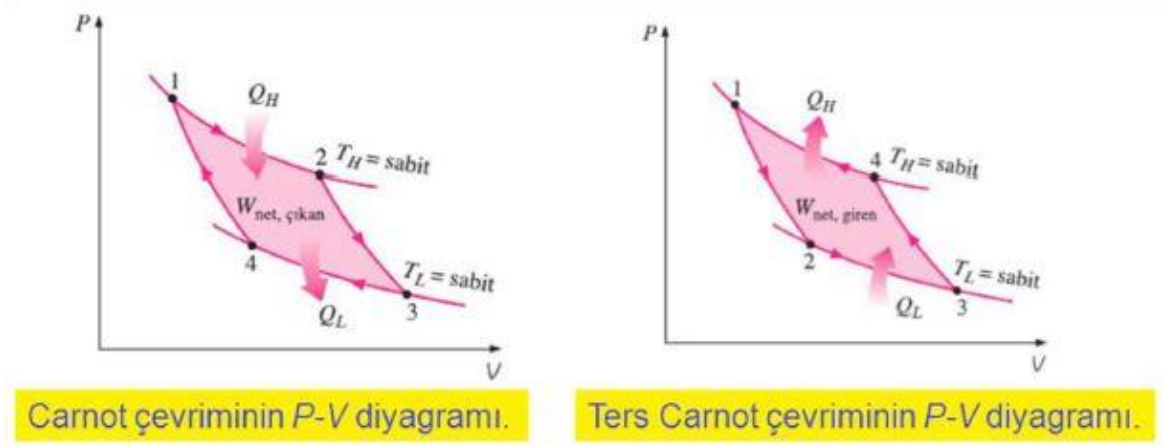
Şekil 2.9 Carnot çevrimi tersinir adyabatik sıkıştırma

Yukarıda açıklanan Carnot ısı makinesi çevrimi tümünden tersinir bir çevrimdir. Dolayısıyla çevrimdeki tüm hal değişimleri ters yönde de gerçekleştirilebilir. Ters yönde gerçekleşen çevrime de Carnot soğutma makinesi çevrimi veya tersinir soğutma çevrimi denir.

Dört tersinir hal değişimi sonunda Carnot ısı makinesinden net çıkan iş enerjisi aşağıdaki gibi olur.

$$W_{net,\zeta} = Q_H - Q_L \quad (kJ) \quad (2.17)$$

Çevrimin P-V diyagramı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2.10 Carnot çevrimi P-V diyagramları

2.8.1.Carnot Isı Makinesinin Isıl Verimi

Hiçbir ısı makinesi ısıl enerji kaynağından aldığı ısının hepsini işe dönüştüremez. Aynı ısıl enerji kaynağı ve deposu arasında çalışan tersinmez ve tersinir makinelerin ısıl verimi aşağıdaki gibidir.

$$\eta_{th,1} < \eta_{th,2} = \eta_{th,3} \quad (2.18)$$

Carnot çevrimiyle çalışan sanal ısı makinesine Carnot ısı makinesi denir. Carnot ısı makinesinin ısıl verimi tersinir bir ısı makinesinin ısıl verimi olup $(\eta_{th})_{tr}$ ile gösterilir.

$$(\eta_{th})_{tr} = \frac{\dot{W}_{net,\varsigma}}{\dot{Q}_H} = \frac{(\dot{Q}_H - \dot{Q}_L)}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.19)$$

$$(\eta_{th})_{carnot} = (\eta_{th})_{tr} \quad (2.21)$$

Carnot ısıl verimde T_H ve T_L sıcaklık farkı artması durumunda ısıl verimin arttığına dikkat ediniz. Isıl enerji kaynağı ile enerji deposu arasındaki sıcaklık farkı büyüdüğünde ısı makinelerinin verimleri artmaktadır. Bir güneş güç santrali ile bir doğalgaz santrali karşılaştırıldığında doğalgaz santralinin ısıl verimi daha yüksektir. Çünkü doğalgaz kazan sıcaklıkları çok daha yüksektir.

2.9. Entropi

Entropi termodinamik sistemdeki düzensizliklerdir. Enerjinin tersine entropi korunan bir özellik değildir. Hal değişimleri tersinir olmadıkça tüm hal değişimlerinde daima entropi üretimi vardır. Entropi maddedeki molekül veya atomların düzensizliklerinin bir göstergesidir.

2.9.1. Clausius Eşitsizliği

Termodinamikte önemli sonuçlara yol açan eşitsizliğe clausius eşitsizliği denir. Aşağıdaki bağıntıyla tanımlanmıştır.

$$\oint \frac{\partial Q}{T} \leq 0 \quad \Rightarrow \quad \text{clausius eşitsizliği denir.} \quad (2.22)$$

Eşitsizliğe göre $\frac{\partial Q}{T}$ nin bir çevrim üzerindeki integrali sıfır veya sıfırdan küçüktür. Bunun için ikiye ayrılır.

$$\text{Tersinir çevrimlerde : } \oint \frac{\partial Q}{T} = 0 \quad \text{Tersinmez çevrimlerde : } \oint \frac{\partial Q}{T} < 0$$

Entropi nedir: Entropi S ile gösterilir. Birimi ise kJ/K ($S = \frac{Q}{T}$) dir. Entropi sistemin yaygın bir özelliğidir. Entropi yararlı bir özellik olup mühendislik sistemlerinin ikinci yasa çözümlemesinde değerli bir araçtır. Entropi moleküler düzensizliğin bir ölçüsüdür. Bir sistem daha düzensiz bir hal aldıkça moleküllerin konumları belirsizleşir ve entropisi artar. Entropi termodinamik bir özellik olduğundan özellik tablolarında entropi değerleri verilmiştir.

Clausius eşitsizliği çevrim boyunca üretilen entropiyi veren bir bağıntı olarak da tanımlanmaktadır.

$$S_{\text{üretim, çevrim}} = - \oint_1^2 \frac{\partial Q}{T} \geq 0 \quad (2.23)$$

$S_{\text{üretim}}$ hal değişimlerinde oluşan tersinmezliklerin ve mükemmellikten uzaklaşmanın ölçüsüdür.

Tersinir hal değişimlerinde entropi üretimi yoktur : $S_{\text{üretim}} = 0$

Tersinmez hal değişimlerinde ise entropi üretimi her zaman vardır ve değeri daima sıfırdan büyüktür: $S_{\text{üretim}} \geq 0$

2.10. Ekserji (Kullanılabilirlik)

Termodinamiğin I. Yasası enerjinin niceliğiyle (miktarıyla) ilgilidir. Enerji dönüşümlerinde enerjiyi koruyarak kapalı ve açık sistemlerin çözümlemesini yapar. Termodinamiğin II. Yasası ise enerjinin niteliğiyle ve yönüyle ilgilenir. Bir hal değişimi sırasında enerji niteliğinin azalması, entropi üretimi ve iş yapma olanağının değerlendirilmemesi ile ilgili alanları II. yasa inceler.

Yeni bir iş kaynağı (örn. Yeraltı jeotermal sıcak su) bulunduğu zaman yapılan ilk işlem kaynakta bulunan enerji miktarını belirlemektir. Bu bilgiye sahip olmak bir güç santrali yapmaya karar vermek için yetersizdir. Asıl bilinmesi gereken kaynağın iş potansiyeli veya kaynağın iş yapabilme olanağını bilmektir. Bu enerji kaynağı en çok ne kadarlık bir elektrik gücü üretebilir bilgisi bu santralin kurulmasında 1. derece önemli olmaktadır. Belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edebilecek işi veren özelliğe ekserji (kullanılabilirlik) denir. İki hal değişimi arasında sistem tarafından yapılan en çok iş hal değişimi tersinir olduğunda gerçekleşir. Bir sistemde en çok iş elde edebilmek için hal değişimi sonunda sistem ölü halde olması gerekir.

Ölü Hal: Çevreyle termodinamik dengede bulunan haldir. Ölü halde sistem çevre sıcaklığında ve basıncında olur. Ölü halde sistem çevreyle ısı, mekanik ve kimyasal dengededir. Ayrıca ölü halde sistem çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır.

Sistemin ölü hal özellikleri: P_o , T_o , h_o , u_o ve s_o ile gösterilir.

Ölü hal belirtilmezse $T_o = 25^\circ\text{C}$ ve $P_o = 101325\text{ Pa}$ (çevre halleri alınır)

Sonuç olarak bir sistemden elde edilebilecek iş sistemin belirli bir başlangıç halinden tersinir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir. Bir sistemin kullanılabilirliği ile gerçekte yaptığı iş arasında büyük veya küçük her zaman bir fark vardır. Bu fark mühendisler için "daha iyinin" sınırlarını çizer.

2.10.1.Tersinir ve Tersinmezlikler

Tersinir ve tersinmezlikler karmaşık termodinamik sistem elemanların ayrı ayrı optimizasyonunda yararlı olmaktadır. İlk önce bir hal değişimi sırasında sistemin çevreye karşı veya çevrenin sistem üzerinde yaptığı iş ve çevre işi incelenmelidir. Örneğin bir piston silindir düzeneğinde genişleyen gaz ele alınırsa yapılan sınır işinin bir bölümü çevre havayı itmek içindir. Bu işe çevre işi denir. Geri kazanılması veya herhangi bir amaçla kullanılması mümkün değildir.

$$W_{sınır} = W_{çevre} = P_o(V_2 - V_1) = mP_o(v_2 - v_1) \quad (2.27)$$

gerçek iş ile çevre işi arasındaki fark yararlı iştir.

$$W_y = W - W_ç \quad W_y = \text{yararlı iştir} \quad (2.28)$$

genişlemede çevre işi sistem için bir kayıpkken sıkıştırmada ise çevre işi sisteme sınır işi olarak geçtiğinden sistem için bir kazançtır.

Tersinir İş: Hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iştir. W_{tr} ile gösterilir. Tersinir iş ile yararlı iş arasındaki fark hal değişimi sırasında oluşan tersinmezlikleri gösterir.

$$I = W_{tr} - W_y \quad (I = \text{tersinmezliktir}) \quad (2.29)$$

İş üreten makinalarda : $W_{tr} > W_y$

İş gerektiren makinalarda : $W_{tr} < W_y$ (Pompa, kompresör, fan)

Karmaşık bir mühendislik sisteminin daha etkin çalışmasını sağlamak için sistemin her elemanında ilgili tersinmezlikleri bulmak ve bunları alabildiğince azaltmak gerekir.

2.11. Saf Maddelerin İzantropik Hal Değişimleri

İçten tersinir ve adyabatik hal değişiminde saf maddenin entropisi değişmezdir. Bu tür hal değişimlerine izantropik hal değişimi denir. Pompa, türbin, lüle, yayıcı gibi makinalar hemen hemen adyabatik olarak çalışırlar. Bu makinelerde sürtünme ve benzeri tersinmezlikler en aza indirildiğinde en yüksek verimler elde edilir. İzantropik hal değişimleri gerçek hal değişimleri için uygun bir model olmaktadır. 1 'den 2 'ye izantropik hal değişiminde

$$S_1 = S_2 \quad \text{'dir.}$$

Bazı Makinelerin Adyabatik Verimleri

Gerçek hal değişimi izantropik hal değişimine ne kadar yakın olursa makinenin çalışması da o ölçüde verimli olur. Gerçek hal değişiminin izantropik hal değişimine yaklaşım derecesini gösteren parametreye izantropik veya adyabatik verim denir.

1) Türbinin Adyabatik Verimi

$$\eta_t = \frac{\text{gerçek türbin işi}}{\text{izantropik türbin işi}} = \frac{W}{W_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (p_e = k_e = 0 \text{ ihmal edilir})$$

h_{2s} : türbin çıkışında izantropik entalpi değeri

h_2 : türbin çıkışında gerçek entalpi değeri

2) Pompanın Adyabatik Verimi

$$\eta_p = \frac{\text{izantropik pompa işi}}{\text{gerçek pompa işi}} = \frac{W_s}{W} = \frac{v (P_2 - P_1)}{h_2 - h_1} \quad (p_e = k_e = 0 \text{ ihmal edilir})$$

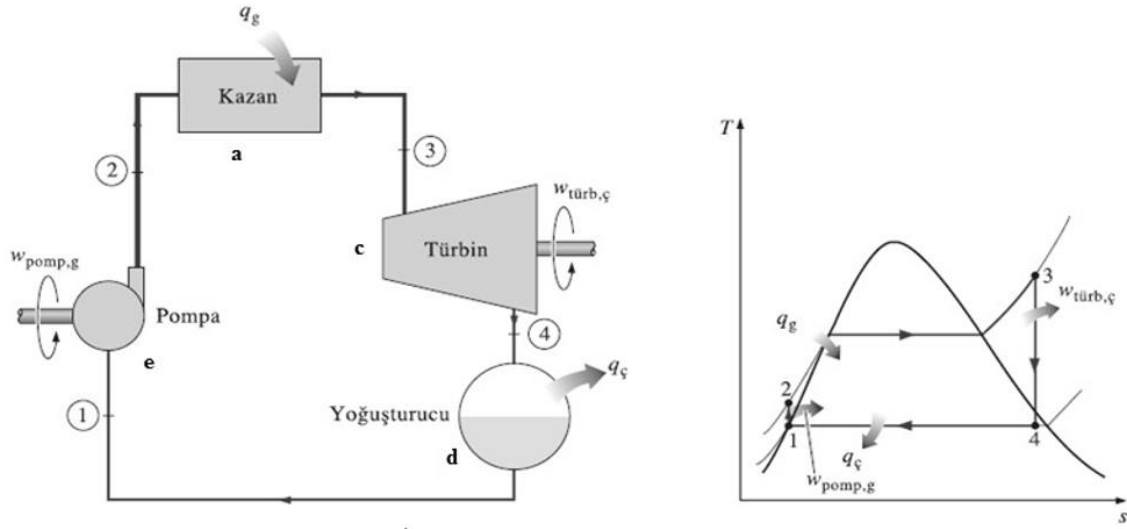
2.12. Buhar Güç Çevrimleri (Rankine Çevrimi)

Bir enerji kaynağından sağlanan ısı bir termodinamik çevrimle mekanik işe dönüştürüldüğü sistemlere güç çevrimleri denir. Bunlara ısı makinesi de denir. Buhar güç sistemlerinde üretilen mekanik güç jeneratörde elektrik gücüne dönüştürülerek kullanıma sokulmaktadır. Buhar güç çevrimlerinde ise aracı akışkanın çevrimde dönüşümlü olarak buharlaştığı ve yoğuştuğu çevrimlere buharlı güç çevrimleri denir. Su buharlı güç çevrimlerinde en yaygın olarak kullanılan akışkandır. Buharlı güç santralleri, kullanılan yakıtı veya ısı kaynağına bağlı olarak termik santral, nükleer santral, doğalgaz santrali gibi adlarla bilinirler. Fakat çevrim çözümlemeleri hepsi için aynıdır.

2.12.1. İdeal Rankine Çevrimi

Belirli iki sıcaklık sınırı arasında çalışan en yüksek verimli çevrim Carnot çevrimi olduğundan dolayı buharlı güç santralleri için ideal bir çevrim olarak öncelikle Carnot çevrimi akla gelmektedir. Fakat Carnot çevrimi, uygulanmasındaki bir takım zorluklardan dolayı buharlı güç santralleri için ne yazık ki ideal bir çevrim değildir. Bu zorluklar, kazanda suyun kızgın buhar haline ısıtılması ve kondenserde doymuş sıvı haline getirilmesiyle giderilebilir. Carnot çevriminin uyarlanması ve düzenlenmesi ile oluşan bu çevrim, buharlı güç santrallerinin ideal çevrimi olan Rankine çevrimidir. İdeal Rankine Çevrimi içten tersinir fakat dıştan tersinir olmayan bir çevrimdir. Şekil 2.11’de İdeal Rankine çevriminin çevrim şeması ve T-s diyagramı gösterilmiştir. Rankine çevrimi içten tersinir 4 hal değişiminden oluşur (Çengel ve Boles, 2012):

- 1-2 pompayla izantropik sıkıştırma
- 2-3 kazanda sisteme sabit basınçta ısı girişi
- 3-4 türbinde izantropik genişleme
- 4-1 yoğuşturucuda sistemden sabit basınçta ısı çıkışı



Şekil 2.11 İdeal Rankine çevrimi ve T-s diyagramı

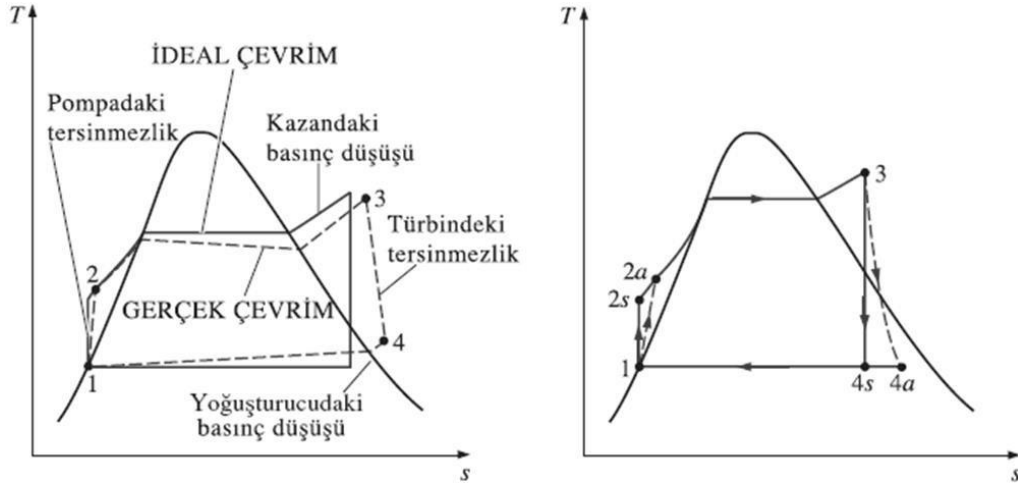
Kazan buharlaştırıcı bölümünde (a) yüksek basınç altında (kazan basıncı) bulunan besleme suyu, düşük bir sıcaklıktan (besleme suyu sıcaklığı) buharlaşma sıcaklığına kadar izobarik olarak ısıtılır ve buharlaştırılır. Doymuş buhar daha sonra kızdırıcılarda kızdırılır. Kızgın buhar daha sonra türbinde (c) izantropik şekilde kondenser basıncına kadar genişler. Bu genişleme esnasında buhar sıcaklığı da kondenser sıcaklığına varıncaya kadar düşer. Türbinden çıkan buhar kondenserde (d) izobarik ve izotermik olarak yoğuşturulur. Bu yoğuşmanın sağlanabilmesi için, soğutma suyu ile buharın kondenser ısısının alınması gerekir. Kondenserden çıkan kondens suyu son olarak besleme suyu pompası (e) ile tekrar izantropik olarak kazan basıncına kadar çıkartılır. Kazan borularındaki sürtünme ve ısı kayıpları dikkate alınmazsa, bu çevrimde besleme suyu pompası çıkışından türbin girişine kadar devam eden sabit basınca kazan basıncı, türbin çıkışından kazan besleme suyu pompası girişine kadar devam eden sabit basınca da kondenser basıncı denir. Yüksek basınç kazan besleme suyu pompasında, yüksek sıcaklık ise kazanda elde edilir. Her ikisi de türbinde düşüşe uğramaktadır. Bu çevrime Rankine çevrimi denilir (Heper, 2001).

İzobarik proses: basıncın sabit kaldığı termodinamik bir prosestir. Örneğin; termodinamikte izobarik bir proseste sisteme ısı ilavesi veya çıkarılması işlemi yapılmışsa, bu işlem sırasında sistemin basıncı değişmemiş demektir.

İzotermik proses, sıcaklık değişiminin olmadığı yani sıcaklığın sabit kaldığı sistemlerdeki termodinamik prosestir. Örneğin; izotermal bir sıkıştırma prosesinde akışkanın sıcaklığı sabit tutularak sıkıştırma işlemi gerçekleştirilir.

b) Gerçek Rankine Çevrimi

Farklı tersinmezliklerden dolayı buharlı güç santrallerinin çevrimi, Şekil 2.12’de görüldüğü gibi ideal Rankine çevriminden farklıdır. Sürtünme ve çevreye olan ısı kayıpları tersinmezliklerin temel iki sebebidir.



Şekil 2.12 Gerçek buharlı güç çevrimi ile ideal Rankine çevriminin karşılaştırılması

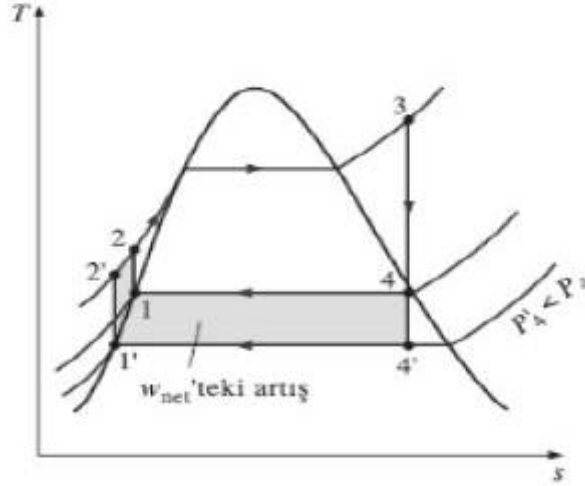
Akış sürtünmesi kazanda, kondenserde ve farklı elemanları birleştiren borularda basınç düşüşüne neden olmaktadır. Buna binaen buhar kazandan bir miktar alçak basınçta çıkar. Aynı zamanda türbin girişindeki basınçta azalmaktadır. Bu basınç düşüşlerinin karşılanabilmesi için suyun pompadan çıkış basıncı ideal olarak gerekenden yüksek olmalıdır. Tersinmezliklerin diğer bir ana kaynağı, çeşitli elemanlardaki akış esnasında buhardan çevreye olan ısı kayıplarıdır. Net işin aynı doğrultuda kalabilmesi için kazanda buhara daha çok ısı verilmesi gerekir. Bu da ısıl verimin azalmasına neden olur (Çengel ve Boles, 2012).

2.12.2. Rankine Çevriminde Verim Arttırma Yöntemleri

Dünyadaki elektrik üretiminin büyük kısmı buharlı güç santrallerinde üretilmektedir ve bu açıdan ısıl verim üzerindeki küçük iyileştirmeler bile yakıt tüketiminde önemli tasarruflar sağlamaktadır. Rankine çevriminin ısıl verimini arttırmaya yönelik tüm çalışmalar Carnot ısı makinesi verimine dayanır. Carnot ısı makinesinde ısının alındığı kaynak sıcaklığına (T_H) ve ısının atıldığı çevre ortam sıcaklığına (T_L) bağlı olarak değişmektedir. İki sıcaklık arasındaki farkın büyümesi Carnot ısıl verimini artırmaktadır. Bu sebeple buhar güç santralinde kazan sıcaklığı ve kondenser sıcaklığı önemli olmaktadır. Kazanda iş akışkanına ısı geçişinin sağlandığı ortalama sıcaklığın yükseltilmesi ve kondenserde iş akışkanından ısının atıldığı ortalama sıcaklığın düşürülmesi buhar güç çevrimin ısıl verim artırma yöntemleri olmaktadır. Bu düşünceler doğrultusunda Rankine çevriminin ısıl veriminin arttırılmasına yönelik yöntemler aşağıda verilmiştir.

Yoğuşturucu Basıncının Düşürülmesi

Türbinden sonra yoğuşturucuya geçen su yoğuşturucu basıncında doymuş su+buhar karışımıdır. Yoğuşturucu basıncının düşürülmesi aynı zamanda akışkan sıcaklığını da beraberinde düşürmektedir. Bu durum çevrimden atık ısının atıldığı ortalama sıcaklığı da düşürmüştür olur (Şekil 2.13).

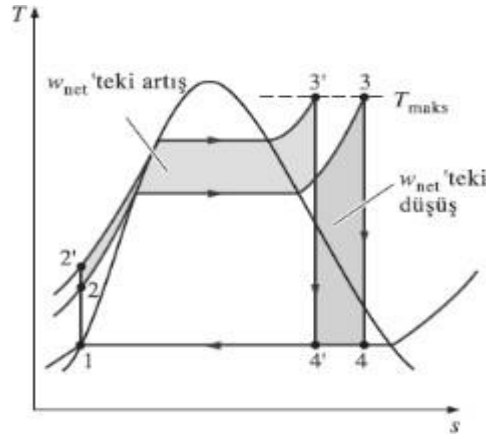


Şekil 2.13 Yoğuşturucu basıncının düşürülmesi ile çıkan net gücün artması

Isıl verimdeki artıştan faydalanmak için buharlı güç santrallerindeki yoğuşturucular genellikle atmosfer basıncının çok çok altında yani yüksek vakum basıncında çalıştırılırlar. Fakat yoğuşturucu basıncının düşürülebildiği bir alt sınır vardır. Yoğuşturucu basıncı, yoğuşturucudan atık ısının atıldığı çevre ortamın sıcaklığına denk gelen doyma basıncından daha düşük olduğundan türbinin son kademelerinde Şekil 2.13 te görüldüğü gibi kuruluk derecesinde azalma meydana gelmektedir. Buharın içinde sıvı taneciklerinin bulunması hem türbin veriminin azalmasına, hem de türbin kanatlarının aşınmasına yol açmaktadır.

Kazan buhar basıncının yükseltilmesi

Çevrime ısı girişi esnasında kazan ortalama sıcaklığın yükseltilmesinin bir başka yöntemi, kazan çalışma basıncının yükseltilmesidir. Kazan basıncının yükseltilmesiyle kazanda kaynayan suyun doyma sıcaklığı da yükselmiş olur. Böylece kazan suyuna ısının verildiği ortalama sıcaklık arttığından türbine giden buharın kızgınlık derecesini de artırmış olur buda çevrim ısıl verimini artırır, (Şekil 2.14).



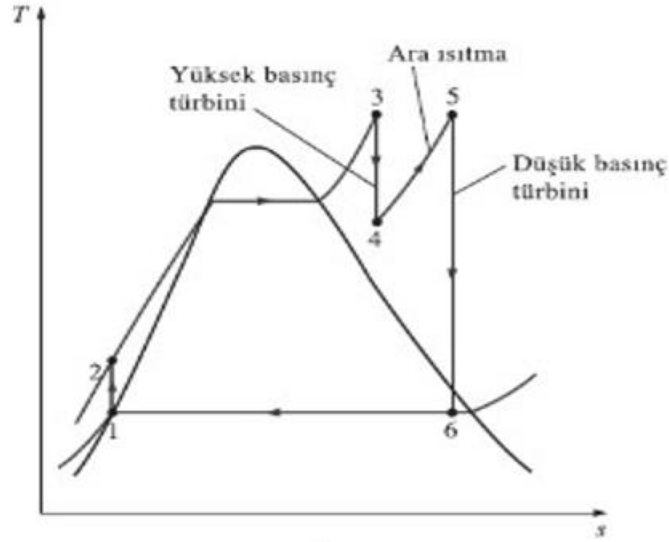
Şekil 2.14 Kazan buhar basıncının yükseltilmesinin çevrim üzerine etkisi

Bu yöntem uygulanırken, türbin giriş sıcaklığının sabit tutulması durumunda çevrimin sola doğru kaydığına ve türbin çıkışında buharın kuruluk derecesinin azaldığına dikkat edilmelidir.

Ara Isıtma Uygulaması:

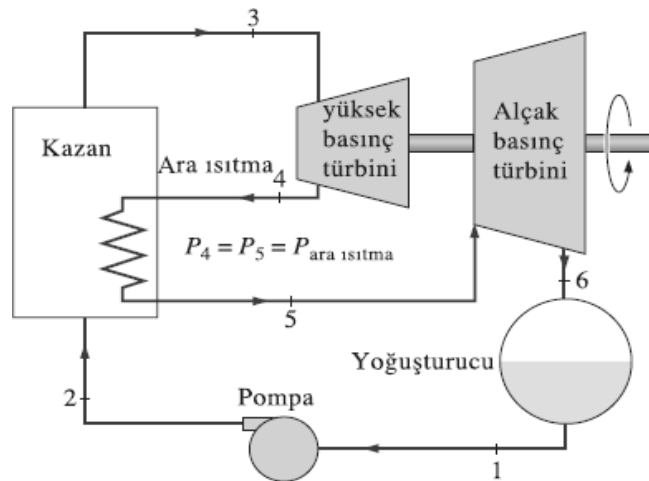
Yoğuşturucu basıncının düşürülmesi ve kazan buhar basıncının yükseltilmesi gibi teknikler Rankine çevriminin ısı verimini artırmakta fakat bunun yanında türbin çıkışında kuruluk derecesini kabul edilemez seviyede düşürmektedir. Termik ve mekanik sebeplerle türbin çıkışındaki buhar ıslaklığı %10 'dan büyük olmamalıdır. Aksi taktirde su damlacıkları türbin kanatlarında erozyona sebep olur. Bu sorunu ortadan kaldırmak için iki yöntem uygulanmaktadır.

Öncelikle, buhar türbine girmeden evvel buharın çok yüksek sıcaklıklara kızdırılması düşünülebilir. Kazan aracılığıyla bunu gerçekleştirmek mümkün değildir. Bunun yerine türbinde biraz işlem görmüş buharın türbinden alınarak kazanda tekrar ısıtılmasına ara kızdırma denir. Ara kızdırma buhar çevrimi veriminde %3-5 oranında bir artış sağlamaktadır. Günümüzde türbin girişinde izin verilebilen en yüksek buhar sıcaklığı yaklaşık olarak 620 °C dolaylarındadır. Buna karşın buharın kızdırılabileceği sıcaklık malzeme özelliği ve malzeme dayanımıyla sınırlı kalmaktadır. Ayrıca gerekli boru sayısı artacağından ve ara kızdırıcılar dahil edileceğinden dolayı kazan maliyeti yükselmektedir. Bu teknik güvenlik açısından uygulanabilir bir çözüm görülmemektedir.



Şekil 2.15 Buharın kızdırılmasının çevrim üzerine etkisi

Bu yöntemde buhar tek bir türbinde genişletmek yerine iki veya daha çok kademede genişletilir ve kademeler arasında ara ısıtma yapılabilir (Şekil 2.16). Ara ısıtma yöntemi türbin çıkışında buharın kuruluk derecesinin azalmasını önlemek için uygulanır ve günümüzde modern buharlı güç santrallerinde çok yaygın olarak uygulanmaktadır. Günümüz güç santrallerinde bir seviye ara ısıtmanın uygulanması, buhara ısı verilen ortalama sıcaklığı arttırdığı için çevrimin ısı verimini % 4-5 oranında artırmaktadır. Genişleme ve ara ısıtma kademe sayısı artırılarak, ara ısıtma esnasındaki ortalama sıcaklık yükseltilebilir. Ancak iki kademeden daha çok ara ısıtmanın yapılması ekonomik değildir. İkinci ara ısıtma kademesiyle sağlanan verim artışı, tek ara ısıtma kademesiyle sağlananın yaklaşık % 50'si kadar olmaktadır.



Şekil 2.16 İki kademeli ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimi

Sonuç olarak ara ısıtma uygulamasının tek gayesi türbin son çıkışında buharın kuruluk derecesini yüksek tutmaktır. Bu yöntem çok yüksek sıcaklıklara dayanabilecek türbin kanat malzemelerinin bulunması halinde uygulanabilir bir verim artırma yöntemidir.

Türbinden Ara Buhar Alınması

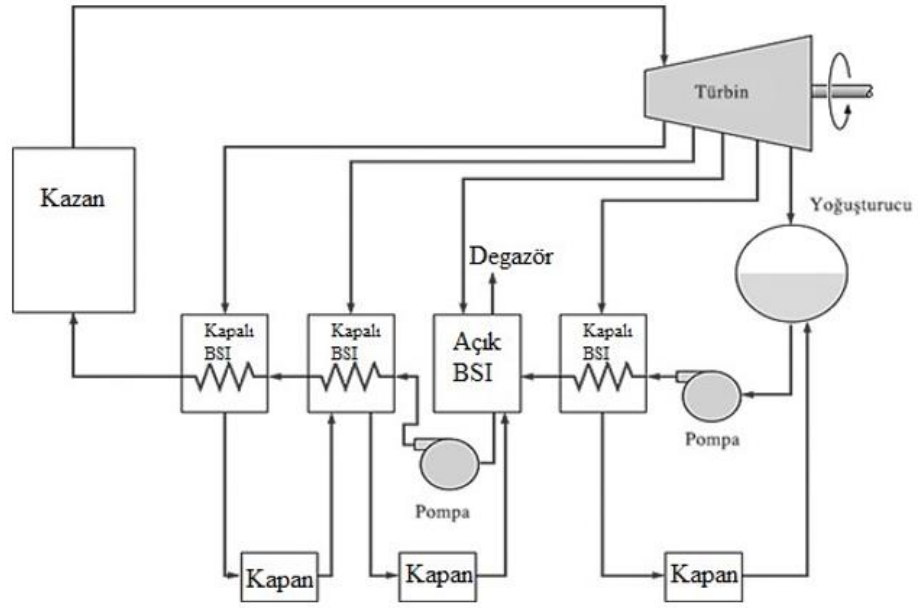
Şekil 2.17 de verilen Rankine çevriminin T-s diyagramına bakıldığında 2-2' hal değişimine çevrim akışkanına ısı geçişinin sağlandığı sıcaklığın ortalama olarak düşük olduğu gözlenmektedir. Bu durum, çevrime ısı girişinin sağlandığı ortalama sıcaklığın düşmesine ve böylece çevrim veriminin düşmesine neden olur.



Şekil 2.17 İdeal Rankine çevrimine kazanda düşük sıcaklıkta ısı geçişi

Rankine buhar çevriminin verimini yükseltmek için uygulanabilecek başka bir yöntem de türbinde biraz işlem görmüş buharın alınarak kazan besleme suyuna ön ısıtma için kullanılmasıdır. Bu yöntem rejeneratif yöntem de enir. İdeal bir çevrimde ısının tümü Carnot çevriminde olduğu gibi mümkün olan en yüksek sıcaklıkta türbine verilmeli ve en düşük sıcaklıkta çekilmelidir. Bu yöntemde, türbin içerisinde genişlemekte olan buharın bir kısmı genişlemesini tamamlamadan alınır ve kazan besleme suyunun ön ısıtılması için kazan besleme suyu ısıtıcılarına gönderilir. Ara buhar alma metodu ile Rankine çevriminin ısı verimi %10 kadar arttırılabilmektedir. Buhar santrallerinde ara buhar alma ve ara ısıtma çoğunlukla birlikte yapılmaktadır (Heper, 2001).

Şekil 2.18 de görüldüğü gibi ara buhar alma yöntemi, açık ve kapalı besleme suyu ısıtıcıları ile yapılmaktadır. Açık (veya doğrudan temaslı) besleme suyu ısıtıcısı, türbinden alınan buharla pompadan çıkan besleme suyunun karıştırılarak ön ısıtılmanın sağlandığı bir karışım odasıdır. İdeal durumda karışım ısıtıcı basıncında doymuş su halinde çıkmaktadır. Açık besleme suyu ısıtıcıları basit ve ucuz olup, çok iyi ısı geçiş özelliklerine sahiptir. Ancak her ısıtıcı için ayrı bir besleme pompası gerektirmektedir.



Şekil 2.20 Besleme suyu ısıtıcılarına sahip ara buhar almalı güç santrali çevrimi

Ara buhar alma işlemi çevrim ısı verimini yükseltmenin yanında kazan besleme suyuna yoğusturucuda karışmış olan havanın atılması içinde uygun bir ortam oluşturmaktadır. Ara buhar almanın bir başka faydası ise türbindeki genişlemenin son safhalarında özgül hacimdeki artıştan dolayı oluşan yüksek akış hızlarını kontrol etmektir (Çengel ve Boles, 2012).

3. ENERJİ ve EKSERJİ ANALİZİ

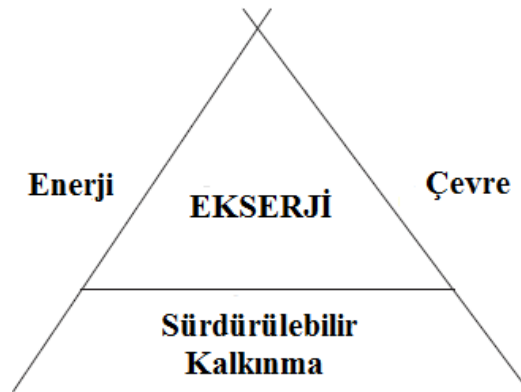
3.1. Ekserji

Enerjinin korunumu yasasını ifade eden Termodinamiğin birinci yasası her ne kadar enerji analizlerinde gerekli ise de, bu kanun ile enerjinin sahip olduğu iş potansiyeli, sistemin potansiyel kullanım kabiliyeti ve enerjinin kullanım sınırlamaları ile ilgili tam bir bilgi vermez. Bu durum enerji sistemlerinin tasarım, dizayn ve imalatında yeterli olmamaktadır. Halbuki ikinci yasa enerji sistemlerinin tasarımında ve elamanın performans analizinde yol göstericidir. Karmaşık çevrimlerin optimizasyonunda, ikinci yasa çok güçlü bir araç olduğu kanıtlanmıştır. Enerji sistem elemanların performanslarının belirlenebilmesi için; ekserji, tersinir iş, tersinmezlik ve ikinci yasa verimleri iyice tanımlanmalıdır.

Bir enerji kaynağının enerji miktarını bilmek, sistem kurulması için yeteri derecede bir bilgi olamamaktadır. Asıl bilinmesi gereken, enerji kaynağının iş potansiyeli veya enerji kaynağı ile üretilebilecek yararlı iş imkanındır. Kullanılabilirlik, verilen bir haldeki sistemden elde edilebilecek maksimum işi göstermektedir. Tersinir iş ise, izantropik hal değişiminde veya iki hal değişimi arasında sistemden elde edilebilecek maksimum işi göstermektedir. Bunun dışında tersinmezlik, hâl değişiminde kaybedilen iş potansiyelidir. Bu kayıp iş potansiyeli, sistemdeki tersinmezlikler sonucu oluşmaktadır. Kullanılabilirlik terimi, 1950 'lerde Avrupa'da Alman bilim adamı Rant tarafından önerilen Yunanca 'da "tersinir" anlamına gelen "ex" kelimesi ile "iş" anlamına gelen "ergon" (ergy) kelimelerinden denk bir terim olan ekserji şeklinde telaffuz edilmesi, küresel anlamda kullanılabilen bir kavram haline gelmiştir.

Ekserji yalnız kullanılabilir enerji kavramından ibaret değil, aynı zamanda enerji tasarrufunun sağlanması ve çevre dostu kaynakların kullanılması konularında geniş kapsamlı bir mühendislik yaklaşımı içermektedir (Çengel ve Boles, 2012).

Şekil 3.1'de geniş amaçlı olarak ele alındığında, ekserji; enerji, çevre ve sürdürülebilir gelişme arasında birleştirici bir rol almaktadır (Rosen&Dinçer (2013))



Şekil 3.1 Enerji, çevre ve sürdürülebilirliğin ekserji ile bağlantısı

Ekserji, termodinamik yasasına aykırı olmadan bir sistemin verebileceği iş miktarındaki üst sınırı temsil etmektedir. Bir sistemde üretilen gerçek iş ile ekserji arasında küçük ya da büyük her zaman bir fark var olacaktır ve bu fark sistemlerin geliştirilmesi ya da iyileştirilmesi için mühendislerin sahip olduğu imkanı temsil etmektedir.

Ekserji sadece sistemin değil, sistem-çevre birleşiminin bir özelliğidir. Kaynak ve çevre arasındaki fark ne kadar büyükse sistemden alınacak iş de o kadar büyük olur (Rosen vd, 2004). Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem tersinir bir hal değişimi ile çevrenin bulunduğu hale (ölü hal) getirilirse elde edilir. Bu nedenle iş potansiyeli belirlenirken tersinmezlikler göz önüne alınmaz. Ölü halde sistem çevresiyle termodinamik dengede olan sistemdir. Ölü haldeki bir sistem çevreyle ısı ve mekanik dengede olup hali çevre sıcaklığı ve basıncındadır.

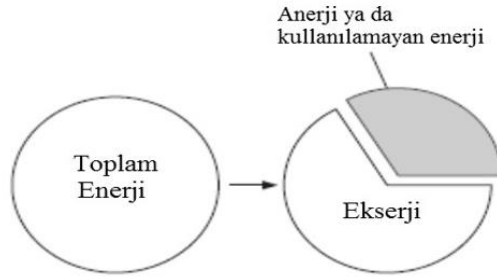
Ayrıca ölü halde sistem çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Sistem ölü halde iken kimyasal olarak korunduğundan çevresi ile tepkimeye giremez. Aynı zamanda sistem ve çevresi arasında dengelenmemiş manyetik, elektrik, ve yüzeysel gerilme etkileri yoktur. Ölü haldeki bir sistemin özellikleri P_0 , T_0 , h_0 , u_0 ve s_0 özelliklerinde olduğu gibi sıfır alt indisi ile gösterilir. Bir sistemin ölü haldeki kullanılabilirliği yani ekserjisi sıfırdır.

Ekserji, tersinir süreçler yoluyla bir madde doğal çevrenin temel elemanları ile termodinamik denge durumuna getirildiği zaman elde edilebilecek iş miktarı, o maddenin ekserjisine eşit olur şeklinde tanımlanmaktadır (Szargut, 1980).

Son hal ölü hal olduğunda, tersinir iş ekserjiye eşit olur. Tersinir iş ile yararlı iş arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki mevcut tersinmezliklerden kaynaklanır ve bu fark tersinmezlik olarak (I) adlandırılır. Tersinmezlik işe dönüştürülebileceği halde dönüştürülememiş olan enerjiyi temsil eder ve geri kazanılamazdır. Yani tersinmezlik ekserji yok oluşuna diğer bir deyişle ekserji tahribine eşittir. Bir maddeye bağlı ekserji, termik santrallerde baca gazı, soğutma suyu ve ısı kaybı şeklinde çevreye atılır. Hem ekserji tahribi hem de ekserji kaybı, termodinamiğin ikinci kanun analizi de denilen ekserji analizi ile saptanır. Ekserji, sistemler arasında transfer edilebilir ve sistemler içindeki tersinmezlikler yüzünden tahrip edilebilir. Bununla beraber ekserji, bir ekserji dengesi ile açıklanabilir (Erduranlı, 1997).

3.2 Enerji, Entropi ve Ekserji İlişkisi

Enerji, bir maddenin genellikle iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanmıştır. Ekserji ise, iş üretebilme kabiliyetidir. Enerji; anerji ve ekserji olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Anerji, enerjinin işe yaramayan kısmı yani atık enerjidir. Ekserji ise enerjinin iş yapan kısmı yani kullanılabilir enerjidir. Anerji ya da kullanılamayan enerji, enerjinin tersinir bir ısı makinası ile bile işe dönüştürülemeyen kısmıdır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 Enerjinin bileşenleri

Enerjiden farklı olarak, ekserji; korunum yasasına uymaz (ideal veya tersinir prosesler hariç olmak üzere). Çizelge 3.1 'de enerji ve ekserji kavramları açık olarak karşılaştırılmıştır (Rosen ve Dinçer, 2013).

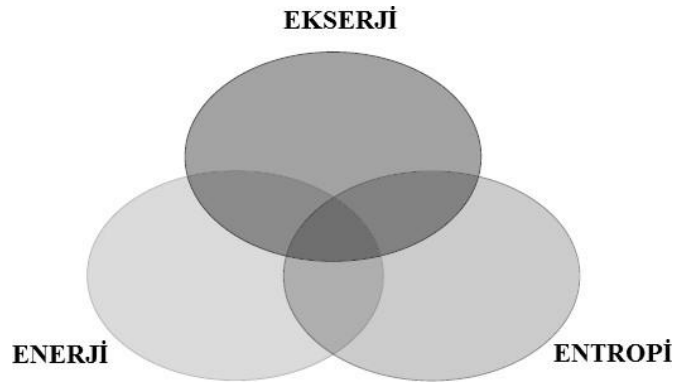
Tablo 3.1 Enerji ve ekserjinin karşılaştırılması

ENERJİ	EKSERJİ
Sadece enerji veya madde akışı parametrelerine bağlıdır ve çevre parametrelerinden bağımsızdır.	Madde veya enerji akışı ve çevre parametrelerinin her birine bağlıdır.
Çevre ile dengede iken sıfırdan farklı değerlere sahiptir (Einstein'ın denklemi üzerine mc^2 'ye eşittir).	Çevre ile tam dengede olması halinde (ölü durum) sıfıra eşittir.
Termodinamiğin birinci yasasına dayanarak tüm prosesler için korunur.	Termodinamiğin ikinci yasasına dayanarak tersinir prosesler için korunurken gerçek proseslerde (tersinmez proseslerde kısmen yada tamamen yok edilir) korunmaz.
Yok edilemez veya yoktan var edilemez.	Tersinir proseslerde yok edilemez veya yoktan var edilemez, ancak tersinmez proseslerde her zaman yok edilir (tüketilir).
Çeşitli formlarda görülür (kinetik enerji, potansiyel enerji, iş ve ısı gibi) ve bu formlarda ölçülür.	Çeşitli formlarda görülür (kinetik ekserji, potansiyel ekserji, iş ve ısı ekserjisi gibi) ve iş kapasitesine veya iş üretme yeteneğine göre ölçülür.
Sadece miktarın (niceliğin) bir ölçüsüdür.	Niceliğin ve niteliğin birlikte ölçüsüdür.

Kay (2002) tarafından yapılan bir çalışmadan ekserji ile entropi arasındaki fark ise Tablo 3.2'de gösterildiği şekilde özetlenmiştir (Hepbaşı, 2008).

Tablo 3.2 Ekserji ve entropinin karşılaştırılması

EKSERJİ	ENTROPİ
Enerjiyle neler yapılabileceğinin teorik olarak limitlerini açıklar.	Enerjinin gerçekte kullanılan şekilde ne kadar tersinmezlik ve belirsizlik üretildiğini açıklar.
Enerjiyle bir şey yapmanın potansiyeli hakkındadır.	Enerjiye gerçekten neyin olduğu hakkında biraz şeyler anlatır.
Durumun, dengenin ne kadar dışında olduğunu, gradyenlerin ne kadar büyük olduğunu ve yararlı bir şey yapma potansiyelini gösterir.	Bir proseste sadece oluşan tersinmezlikleri açıklar.
Ekserji, enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüştürüldüğünde kazanılan enerji hakkında sahip olunan yararlı bilgidir.	Entropi, enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüştürüldüğünde enerji hakkında ortaya çıkarılan belirsizliktir.

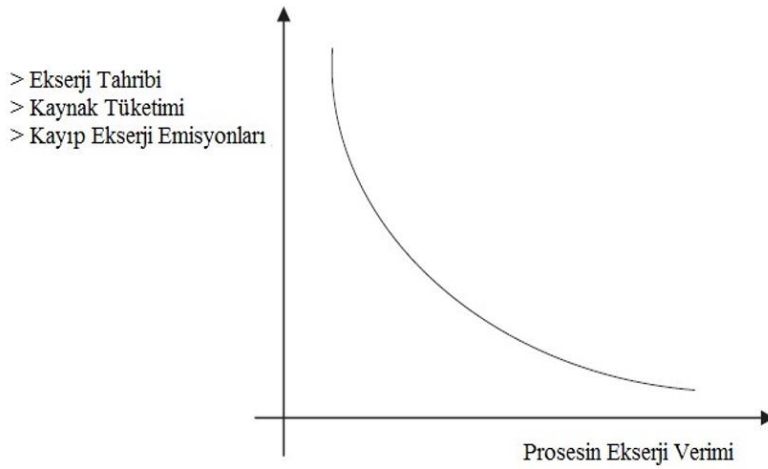


Şekil 3.3 Enerji, entropi ve ekserji arasındaki ilişki

Özetle, entropi ve ekserji (istatistik ve bilgi kuramı gibi) farklı alanlarda kullanılmaktadır ve bu nedenle enerjinin alt kümeleri değildirler. Ayrıca, enerjinin (şaftın çalışması gibi) bazı formları serbest entropilidir ve dolayısıyla entropi enerji alanının sadece bir parçasıdır. Aynı şekilde, hiçbir ekserjisi olmayan sistemler (atmosferik koşullar altında hava gibi) olduğundan ekserji ancak enerji alanının sadece bir parçası olarak kabul edilebilir.

3.3 Ekserji Analizinin Önemi

Fosil enerji kaynaklarının sınırlı olup rezervlerinin hızla azalıyor olması ve buna bağlı olarak da enerji maliyetlerinin hızla artmasından dolayı, ısıl güç sistemlerindeki enerji kayıplarının belirlenmesinde ekserji analizleri büyük önem taşımaktadır. Ekserji kayıplarının azalması, yani ekserji veriminin artması halinde hal değişiminde gerçekleşecek tahrip, kaynak tüketimi ve kayıp ekserji emisyonları ters orantılı olarak azalacaktır (Şekil 3.4) (Rosen ve Dinçer, 2013).



Şekil 3.4 Bir prosesin ekserji verimi ile, kaynak tüketimi ve kayıp ekserji emisyonları arasındaki ilişki

Ekserji analizinin önemi, faydaları ile beraber aşağıda sıralanmıştır (Dinçer, 2002, 2013).

- Ekserji analizi, enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte termodinamiğin birinci yasasını kullanan etkin bir yöntemdir.
- Ekserji verimleri, sistemin ideal noktaya ne kadar yaklaşabildiğini ölçebilmekte ve sistemlerin değerlendirilmesinde daha anlamlı mesajlar verebilmektedir.
- Ekserji analizi, belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri bu teknikle ortaya çıkarılır.
- Farklı ürün veya akışkanların çalıştığı karmaşık sistemlerin analizlerinde, ekserji metodu, farklı karakteristikte olan ürünleri ortak paydada değerlendirme imkanı tanımakta ve enerji kalitesinin belirlenmesini sağlamaktadır.
- Ekserji analizi, mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemleri tasarlamanın nasıl mümkün olup olamayacağını gösteren etkin bir tekniktir.
- Ekserji analizi yöntemi, termal sistemlerin tasarım ve Ar-Ge faaliyetlerinde sistemlerin uygulanabilirliği, ön tasarımı ve mevcut tasarımların iyileştirilmesi konuları hakkında eksergo-

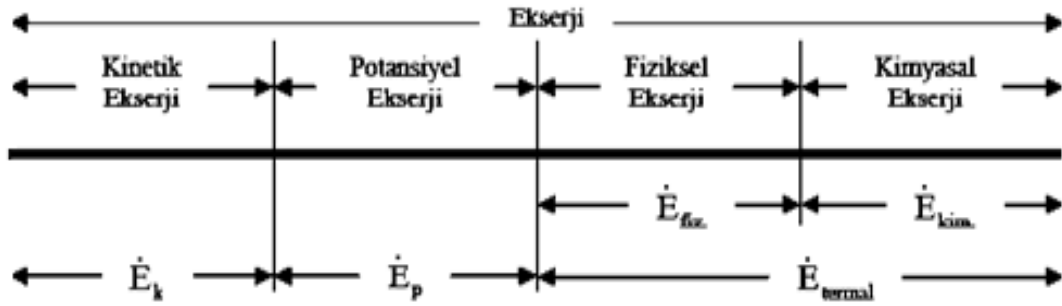
ekonomik, termo-ekonomik ve çevre-ekonomik uygulamaları ile yol gösterici olabilmektedir.

- Ekserji analizi, enerji krizleri hakkındaki problemlere daha tatmin edici cevaplar sağlayabilmekte ve enerji politikalarının oluşturulmasında kullanılabilecek önemli bir araç haline gelmektedir.

Yukarıdaki gibi faydalar sağlaması nedeniyle ekserji analizi, ısı sistemlerinin değerlendirilmesinde ve tasarımında enerji analizinin yanında bir tamamlayıcı olarak giderek daha fazla kullanılmaktadır.

3.4 Ekserji Bileşenleri

Sistem halinin ölü hale gelmesinde üretilebilecek maksimum işi veren özellik olarak tanımlanan ekserji Şekil 3.5'te verilen bileşenlere sahiptir.



Şekil 3.5 Sistem sınırından geçen akış halindeki bir maddenin ekserji bileşenleri

Nükleer ve manyetik etkiler göz ardı edildiğinde bir sistemin veya maddenin toplam ekserjisi dört bileşenden oluşur:

$$Ex = Ex^{kn} + Ex^{pt} + Ex^{fz} + Ex^{km} \quad (3.1)$$

Burada; Ex^{kn} , Ex^{pt} , Ex^{fz} ve Ex^{km} sırasıyla, kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserjiyi ifade etmektedir. Özgül ekserji şeklindeki ifadesi ise aşağıda tanımlanmıştır (Bejan vd, 1996):

$$ex = ex^{kn} + ex^{pt} + ex^{fz} + ex^{km} \quad (3.2)$$

3.4.1 Kinetik ve Potansiyel Ekserji

Potansiyel enerji ve kinetik enerji mekanik enerjinin formları olup çevrenin sıcaklık ve basınç değerlerinden bağımsızdır. Bu bağlamda bu enerjilerin tamamının işe dönüşmesi mümkündür.

Yani potansiyel ekserji ve kinetik ekserji kendi enerji miktarlarına eşittir ve aşağıdaki bağıntılarla ifade edilirler:

$$Ex^{pt} = mgz \quad (J) \quad (3.4)$$

$$Ex^{pt} = \frac{1}{2} mV^2 \quad (J) \quad (3.4)$$

Bu bağıntılarda, V hız ve z çevreden olan yükseklik farkıdır. Sistemin çevresiyle aynı referans değerlerde olduğu durumlarda Ex^{pt} ve Ex^{km} değerleri “0” olur. Burada tanımlanan çevre hali (Ölü hal) hızın sıfır ve yüksekliğin sıfır olduğu hal durumudur.

Bu durumlarda fiziksel ekserji daha çok ön plana çıkar. Birçok mühendislik uygulamalarında fiziksel ve kimyasal ekserjinin yanında kinetik ve potansiyel ekserjiler ihmal edilebilmektedir.

3.4.2 Fiziksel ekserji

Fiziksel ekserji, sıcaklık ve basıncı T ve P olan saf bir maddenin, sıcaklık ve basıncı T_0 ve P_0 olan çevre şartları (ölü hal) ile dengeye getirildiğinde bu hal değişiminde elde edilebilecek maksimum işi veya sistemin iş yapabilme potansiyelini göstermektedir (Kotas, 1995).

Saf maddelerin fiziksel ekserjisi genel olarak,

$$ex^{fz} = (u - u_o) - T_o(s - s_o) + P_o(v - v_o) \quad (kJ/kg) \quad (3.7)$$

şeklinde verilir. Burada u_o ve s_o sırasıyla, saf maddenin ısı kaynağı olarak kabul edilen T_o sıcaklığı ve P_o basıncındaki özgül iç enerji ve entropi değerleridir.

$$h - h_o = (u - u_o) + P_o(v - v_o) \quad \text{eşitliği yazılırsa fiziksel ekserji kısaca:}$$

$$ex^{fz} = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (kJ/kg) \quad (3.8)$$

şeklinde yazılabilir. Burada h ve s saf maddenin bulunduğu haldeki entalpisini ve entropisini, h_o ve s_o ise, çevre halindeki (P_o ve T_o) entalpisini ve entropisini temsil etmektedir.

3.4.3. Kimyasal ekserji

Kimyasal ekserji, hız, konum, sıcaklık ve basınç değerleri çevreninki ile aynı olan (kısıtlı ölü hal) bir maddenin çevre ile kimyasal dengeye (ölü hal) gelinceye kadar ısı transferi ve madde alışverişinden dolayı elde edilebilecek maksimum iş olarak tanımlanır.

Genel olarak saf maddeler için standart kimyasal ekserji tabloları tanımlanmıştır. Standart kimyasal ekserji tanımları standart bir çevre kabulü üzerine kurulur. Standart kimyasal ekserjiler, sıcaklığı T_0 ve basıncı P_0 olan (örneğin, bu çalışmada 18 °C ve 1 bar) standart bir çevreye dayandırılır. Saf maddeler için standart kimyasal ekserji değerleri ilgili çizelgelerden (Çizelge 3.3) okunarak hesaplamalarda kullanılabilir. Gaz karışımları için ise bu standart kimyasal ekserji değerleri kullanılarak aşağıdaki eşitlikten yararlanılır.(Bejan vd., 1996):

$$\bar{e}x^{km} = \sum y_i \bar{e}_i^{km} + R_u T_0 \sum y_i \ln y_i \quad (kJ/kmol) \quad (3.12)$$

Buradaki y_i , gaz karışımının çevre gaz fazındaki mol kesridir, $\bar{e}_i^{km}$ terimi gazların standart kimyasal ekserji değerlerini, R_u evrensel gaz sabitini, T_0 referans çevre sıcaklığını temsil etmektedir. Bu denklemde $\bar{e}_i^{km}$ terimi için standart kimyasal ekserji çizelgelerinden Model I veya Model II değerlerinden birisi seçilmelidir. Tablo 3.3'de P_0 ve T_0 şartlarında hava bileşenlerinin standart kimyasal ekserjileri (Bejan vd. 1996).

Tablo 3.3 P_0 ve T_0 şartlarında hava bileşenlerinin standart kimyasal ekserjileri

Bileşen	$\bar{e}_i^{km}$ (kJ/kmol) Model II	Bileşen	$\bar{e}_i^{km}$ (kJ/kmol) Model II
N ₂	0.72	He	30.37
O ₂	3.97	Ne	27.19
CO ₂	19.87	Ar	11.69
H ₂ O	9.49	Kr	34.36

Termik santrallerin ekserji analizlerinde çevrim boyunca genellikle akışkanın herhangi bir kimyasal tepkimeye girmediği kabul edilir. Fakat yakıt ekserjisinin hesaplanması ekserji analizi açısından önemlidir. Yakıtların kimyasal ekserjileri, yakıtı oluşturan bileşenlerden hareketle hesaplanabilir. Szargut ve Strylska; yakıtın spesifik kimyasal ekserjisinin (ex_F^{km}), yakıtın alt ısı değerine (H_u) oranını ifade eden Φ değerini geliştirmişlerdir. Bu oran;

$$\Phi = \frac{ex_F}{H_u} \quad (3.13)$$

olarak belirtilmiştir. O/C kütle oranı 0,667'den küçük olan ve nem içermeyen katı fosil yakıtlar için (H_u) oranı aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır:

$$\Phi_{katı} = 1,0437 + 0,1882 \frac{yH^2}{y_c} + 0,061 \frac{yO^2}{y_c} + 0,1882 \frac{yN^2}{y_c} \quad (3.14)$$

Burada y değerleri karbon, hidrojen, oksijen ve azotun yakıtın içindeki kütleli oranını ifade etmektedir. Yukarıdaki ifadede su buharının ekserjisi dikkate alınmamıştır. Su buharı dikkate alındığında, katı yakıtlar için yakıtın toplam kimyasal ekserjisi aşağıda belirtilen bağıntıdaki gibi hesaplanır (Çomaklı vd., 2004):

$$\dot{E}x_F = \dot{m}\Phi_{katı} (H_u + y_{su} * h_{fg}) \quad (kJ/s = kW) \quad (3.15)$$

3.4.4. Termal ekserji (Isıl Ekserji)

Bir sistemin termal ekserjisi, fiziksel ekserjisi ile kimyasal ekserjisinin toplamı olarak ifade edilmektedir.

$$\dot{E}x^{tr} = \dot{E}x^{tr} + \dot{E}x^{tr} \quad (kW) \quad (3.16)$$

3.5 Ekserji Transfer Mekanizmaları

Ekserji; iş, ısı geçişi ya da kütle ile olmak üzere 3 yolla transfer edilebilir. Ancak sabit kütleli kapalı sistemlerde ekserji yalnızca ısı geçişi ve iş ile transfer edilirken kütle geçişinin de olduğu açık sistemlerde ekserji her üç yollada transfer edilmektedir.

3.5.1 İş ile ekserji transferi

Ekserji, enerjiden elde edilebilecek maksimum iş potansiyeli olarak tanımlandığından tüm hal değişimlerinde tersinir iş, ekserjiye eşittir. Ancak, hacim değişikliği geçiren kapalı sistemlerde çevreye karşı yapılan iş kullanılmadığından yararlı iş olmamaktadır. Bu nedenle sınırları hareketli kapalı sistemlerde ekserji değeri hesaplanırken çevreye karşı yapılan iş, hareketli sınır işinden çıkarılır.

$$\dot{E}x = \dot{W} = W_{sınır} - P_0 (V_2 - V_1) \quad (3.17)$$

3.5.2. Isı ile ekserji transferi

Bir sistem için ısı geçişinin ekserji karşılığı, çevre sıcaklığı ile sistem sıcaklığı arasında çalışan bir ısı makinesinden elde edilebilecek işe eşit olmaktadır. Isı makinesinden elde edilebilecek maksimum iş ise tersinir çevrimli Carnot ısı makinesinden elde edilebilir. Carnot ısı makinesinden üretilen işe tersinir iş de denir. Isı geçişinin kullanılabilirliği veya ekserjisi ısı makinesinden elde edilebilecek tersinir işe eşittir.

$$\dot{E}x_Q = \dot{W}_{tr} = \left(1 - \frac{T}{T_o}\right) * \dot{Q} \quad (kW) \quad (3.18)$$

Burada Q ısı geçişini, T sistem sıcaklığını ve T_o çevre sıcaklığını belirtmektedir.

3.6.Ekserji Kaybı ve Tahribi

Ekserji kayıpları sistemden çevreye ısı olarak aktarılır. Ekserji tahribi ise sistem içindeki tersinmezliklerin bir sonucudur. Tersinmezlikler daima entropi üretir ve entropi üreten herhangi bir şey ekserjiyi yok eder. Bir sistemin etkinliği, kendisiyle ilgili olan tersinmezliklerin en aza indirilmesiyle geliştirilebilir. Ekserji kayıplarının ve tahribinin en aza indirilmesi en yeşil (çevre dostu) termodinamik uygulamadır.

Tersinmezliklerin oluşmasına neden olan başlıca etkenler şunlardır:

- Sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferi (çevre ve sistem arasında bir sıcaklık farkı olma durumu)
- Gazların ve sıvıların sanki dengeli olmayan sıkıştırılma ve genişleme hal değişimleri
- Kimyasal reaksiyonlar
- Farklı kimyasal potansiyele sahip maddelerin karıştırılması
- Sürtünmeler
- Direnç içerisindeki elektrik akımı
- Elastik olmayan deformasyonlar

Bir sistem için, ekserji denkliği aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{E}x_F = \dot{E}x_P + \dot{E}x_L + \dot{E}x_D \quad (3.19)$$

Burada, $F(fuel)$, $P(product)$, $L(loss)$ ve $D(destruction)$ alt indisleri sırasıyla yakıt, ürün, kayıp ve tahribi ifade etmektedir. Sistem ve çevre aynı sıcaklıkta ise oluşan ısı aktarımında dolayı tersinmezlik olmadığından ekserji kaybı söz konusu değildir. Buna göre; incelenen sistem için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir (Mert vd., 2012).

$$\dot{E}x_L = 0 \quad (3.20)$$

$$\dot{E}x_D = T_o \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.21)$$

Yukarıdaki denklemden de görülebileceği gibi ekserji tahribi net entropi üretimi ile çevre sıcaklığının çarpımına eşittir. Bu denkleme *Gouy–Stodola Yasası* adı verilir. Ayrıca aşağıdaki denklemde de ifade edildiği gibi ekserji tahribi, tersinmezliklerden dolayı ortaya çıkan kayıp işe eşittir.

$$\dot{E}x_D = I = W_{kayıp} = W_{tr} - W_y \quad (3.22)$$

W_y : bir sistemden elde edilen gerçek işi veya yararlı işi(örn. Türbinden çıkan yararlı iştir)

Türbin gibi makineler için ekserji en çok işi ve pompa fan gibi makineler için ekserji en az işi göstermektedir

3.7. Kapalı ve Açık Sistemlerde Ekserji Hesabı

3.7.1. Kapalı Sistemlerde Ekserji Hesabı

Basıncın P_o ve sıcaklığın T_o olduğu bir çevrede bulunan kapalı bir sistemden elde edilebilecek maksimum iş sistemin ekserjisi olup Φ ile gösterilir. Kapalı sistemin ekserjisi, kapalı sistemin tersinir bir hal değişimi ile çevre haline getirilmesinde üretilen tersinir işe eşittir.

$$\Phi = (U - U_o) - T_o(S - S_o) + P_o(V - V_o) \quad (kJ/kg) \quad (3.23)$$

Sistemin 1 ve 2 halleri arasındaki bir tersinir hal değişimi için tersinir iş aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$W_{tr} = (\Phi_1 - \Phi_2) \quad \text{kapalı sistemde tersinir işi verir.}$$

3.7.2. Açık Sistemlerde Ekserji Analizi

Ekserji analizi lüle, yayıcı, ısı değiştirici, karışım odaları, türbin, pompa ve kompresör gibi içinde akışın daimi olduğu açık sistemler üzerinde yapılabilir. Bu gibi açık sistemlerde akışın kullanılabilirliği veya ekserjisi ise sistemden çıkış hali ölü hal olarak seçilirse aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (kJ/kg) \quad (3.24)$$

h , s giren akışkanın entalpisi ve entropisidir. h_o , s_o açık sistemden çevre şartlarında (ölü halde) ayrılan akışkanın entalpi ve entropi değerleridir. $V^2/2$ ve gz girişte akışkanın sahip olduğu kinetik enerjisi ve potansiyel enerjisidir.

Gerçek sistemlerde sistemin giriş ve çıkış halleri arasında elde edilebilecek tersinir iş ise;

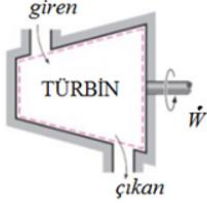
$$\dot{W}_{tr} = \sum_{giren} \dot{m} \psi - \sum_{çıkan} \dot{m} \psi \quad (kW) \quad (3.25)$$

Bir girişli ve bir çıkışlı daimi akışlı açık sistemler için tersinir iş

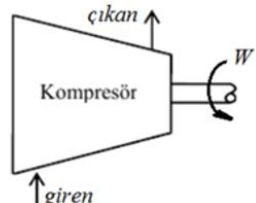
$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} (\psi_g - \psi_c) = \dot{m} \left((h_g - h_c) - T_o(s_g - s_c) + \frac{v_g^2 - v_c^2}{2} + g(z_g - z_c) \right) \quad (3.26)$$

Daimi akışlı açık sistemlerde giren ve çıkan kütlenin kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilirse ikinci yasa verimleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

1) Adyabatik Türbin

$$\eta_{II,t} = \frac{W}{W_{tr}} = \frac{(h_g - h_\phi)}{\psi_g - \psi_\phi}$$


2) Adyabatik Kompresör

$$\eta_{II,k} = \frac{W_{tr}}{W} = \frac{\psi_\phi - \psi_g}{h_\phi - h_g}$$


3) Adyabatik Karışım Odası

$$\eta_{II,ko} = \frac{W_{tr}}{W} = \frac{\dot{m}_2 (\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_1 (\psi_1 - \psi_3)}$$


Ayrıca, bir proses birimi için ekserji denkliği sisteme giren ekserjiler ve sistemden çıkan ekserjiler olarak tanımlanarak aşağıdaki gibi de ifade edilebilir:

$$\dot{E}x_F = \dot{E}x_P + \dot{E}x_L + \dot{E}x_D \quad (3.27)$$

Toplam yakıt ekserjisi sisteme giren maddelerin ekserjisini, toplam ürün ekserjisi sistemden çıkan maddelerin ekserjisini, toplam ekserji kaybı sonlu sıcaklık farkı ile çevreye aktarılan ısıda kaybedilen ekserjiyi, toplam ekserji yıkımı ise sistem sınırları içerisinde tersinmezliklerden kaynaklanan toplam ekserji yıkımını ifade etmektedir (Bejan vd, 1996).

3.8. II. YASA VERİMİ

Isı makineleri, soğutma makineleri ve ısı pompası gibi makinelerin ısıl verimi olabilecek en iyi ölçü olarak göstermemektedir. Bir sistemin iş üretiminin, ilk (giriş) ve son (çıkış) haller arasında tamamen tersinir değişime göre ürettiği iş ile karşılaştırılması bir ölçüt olarak görülebilir. Bu ölçüt ikinci yasa verimi ya da ekserji verimi adını alır. Ekserji verimi hesaplanarak; bir enerji kaynağının, bir santralin, bir ısı makinesinin ya da soğutucunun en iyi olmaktan ne kadar uzak olduğu anlaşılır. Örneğin ısı verimleri %30 olan iki ısı makinesi ele alınırsa birinci makine 600 K sıcaklığındaki diğeri ise 1000 K sıcaklığındaki bir kaynaktan ısı almaktadır. Her iki makine de 300 K deki bir ısı enerji deposuna ısı vermektedirler. Bu iki makinenin tersinir ısıl verimleri aşağıdaki gibi hesaplanır

$$(\eta_{th})_{tr, I} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300}{600} = 0.5 = \%50 \quad (3.28)$$

$$(\eta_{th})_{tr, II} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300}{1000} = 0.7 = \%70 \quad (3.29)$$

Bu sonuca göre II. makinenin iş yapabilme potansiyeli daha büyüktür. Her ikisinin gerçek verimlerinin %30 olması II. makinenin daha az başarılı olduğunu gösterir. Buradan birinci yasa veriminin mühendislik sistemleri için tek başına bir başarı ölçüsü olamayacağı görülmektedir. Bu yetersizlik II. Yasa ile giderilmektedir.

II. Yasa Verimi (ekserji verimi): Gerçek ısı verimin aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranıdır.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{(\eta_{th})_{tr}} \quad (3.30)$$

$$\text{I. makine için : } \eta_{II} = \frac{0,3}{0,5} = 0,6 = \%60$$

$$\text{II. makine için : } \eta_{II} = \frac{0,3}{0,7} = 0,43 = \%43$$

II. yasa verilerine göre I. makine kullanılabilir iş potansiyelinin %60 'ını yararlı işe dönüştürürken II. makine ise %43 'ünü dönüştürmektedir. II. yasa verimi aynı zamanda elde edilen yararlı işin en çok işe (tersinir işe) oranıdır.

$$\eta_{II} = \frac{W_y}{W_{tr}} \rightarrow \text{iş üreten makineler için (türbin, ısı makinesi)} \quad (3.31)$$

$$\eta_{II} = \frac{W_{tr}}{W_y} \rightarrow \text{iş gerektiren makineler için (pompa, kompresör)} \quad (3.32)$$

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{tr}} \rightarrow \text{soğutma makineleri ve ısı pompaları için} \quad (3.33)$$

II. yasa veriminin en genel ifadesi

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{tahrip edilen ekserji (tersinmezlik)}}{\text{sisteme sağlanan kullanılabilirlik}} \quad (3.34)$$

3.8.1. Ekserji verimini arttırma yöntemleri,

Enerji sistemlerinde tersinmezlikler ile ekserji kayıplarını azaltmaya ve ekserji verimini arttırmaya yönelik bazı temel yöntemler aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır (Hepbaşlı, 2008):

- Öncelikle ekserji kaybına neden olan temel unsurlar belirlenmelidir. Ekserji kayıpları genellikle ısı transferi, kimyasal reaksiyon, karışım, sürtünme ve gazların genleşmesini işlemlerinde oluşmaktadır.
- Ekserji kayıplarını azaltmak amacıyla sistemler kojenerasyon kullanımına sokulmalıdır.
- Kimyasal reaksiyonlar termodinamik verimsizliğin önemli bir kaynağı olduğundan, kimyasal reaksiyonlarda yanmanın gerekli olduğu yerlerde aşırı hava kullanımı en aza indirilmeli ve reaksiyona giren maddeler ön ısıtmaya tabi tutulmalıdır.
- Yüksek sıcaklıklarda ($T > T_0$ için), daha değerli miktarda ısı transferi meydana gelmekte, bundan dolayı da ısı transferinin direkt olarak havaya, soğutma suyuna veya soğutucuya transferini engellemeye yönelik tedbirler alınmalıdır.
- Isı transferi oluşan ($T < T_0$) çok düşük sıcaklıklarda da, değerli miktarda ısı transferi oluşmakta, sonuç olarak hava veya ısı akışı ile direkt ısı transferinin önlenmesine büyük ihtiyaç duyulmaktadır.
- Sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyondaki farklılıklarından dolayı, aşırı yoğun termodinamik sistemleri ve etkilerini içeren proseslerin tasarımından sakınılmalıdır.
- Akışkan karışımlarının, sıcaklık, basınç veya kimyasal kompozisyonu gibi önemli farklılıkları minimize edilmelidir. Mümkünse farklı akışkanların karışımları yapılmamalıdır.
- Yüksek sıcaklıktaki ısı, doğrudan çevre havasına veya soğutma suyuna aktarılmamalıdır. Soğutulan akımın, sıcak akımlarla veya sıcak suyla ısıtılmasından da kaçınılmalıdır.
- Karşıt akışlı prosesler, genellikle paralel akışlı proseslerden termodinamik olarak daha çok verimli olmaktadır.
- Bir ısı alışverişi için akımlar seçilirken, birinin son sıcaklığının diğerinin ilk sıcaklığına yakın olduğu akımların seçilmesine gayret edilmelidir.
- Isı alışverişinde bulunan farklı akımların ısı akış kapasiteleri benzer olmalıdır.
- İki akım arasında ısı alışverişi gerçekleşirken, ara ısı transfer akışkanının kullanımı minimize edilmelidir.
- Prosese girişteki sıcaklık ne kadar az ise, hidrolik sürtünme veya tersinmez ısı transferi nedeniyle ekserji kayıpları da o kadar fazla meydana gelmektedir.
- Akımların veya diğer gazların kısılma işlemi en aza indirilmelidir.
- Fanlar veya kompresörler, proseslerin en soğuk yerlerine konumlandırılmalıdır.

- Boru hatları, vanalar ve yanma odalarındaki sızıntı ve kaçaklar yok edilmelidir.
- Buharın sıkıştırılmasından kaçınılmalıdır.
- Termodinamik proseslerin zincirinin uzatılmasından kaçınılmalıdır.
- Enerji yönetiminde önerilen değişimlerin, sistemin diğer elemanlarındaki ekserji kayıplarına olan etkisi her zaman göz önüne alınmalıdır.
- Ekserji kayıplarının en büyük ve en pahalı olduğu yerlerdeki ekserji kayıplarını azaltmak öncelikli hedef olmalıdır.

3.8.2 Saf Maddelerin İzantropik Hal Değişimleri

İçten tersinir ve adyabatik hal değişiminde saf maddenin entropisi değişmemektedir. Bu tür hal değişimlerine izantropik hal değişimi denir. Pompa, türbin, lüle, yayıcı gibi makineler hemen hemen adyabatik olarak çalışırlar. Bu makinelerde sürtünme ve benzeri tersinmezlikler en aza indirildiğinde en yüksek verimler elde edilebilir. İzantropik hal değişimleri gerçek hal değişimleri için uygun bir model olmaktadır. 1 'den 2 'ye izantropik hal değişiminde entropi eşitliği vardır.

$$S_1 = S_2$$

Bazı Sürekli Akışlı Makinelerin Adyabatik Verimleri

Gerçek hal değişimi izantropik hal değişimine ne kadar yakın olursa makinenin çalışması da o ölçüde verimli olur. Gerçek hal değişiminin izantropik hal değişimine yaklaşım derecesini gösteren parametreye izantropik veya adyabatik verim olarak adlandırılır.

1) Türbinin İzantropik Verimi

$$\eta_t = \frac{\text{gerçek türbin işi}}{\text{izantropik türbin işi}} = \frac{W}{W_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (p_e = k_e = 0 \text{ ihmal edilir}) \quad (3.35)$$

h_{2s} : türbin çıkışında izantropik entalpi değeri

h_2 : türbin çıkışında gerçek entalpi değeri

2) Kompresör ve Pompanın İzantropik Verimi

a) Kompresörün İzantropik verimi

$$\eta_k = \frac{\text{izantropik kompresör işi}}{\text{gerçek kompresör işi}} = \frac{W_s}{W} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2g} - h_1} \quad (pe = ke = 0 \text{ ihmal edilir}) \quad (3.36)$$

b) Bir Pompanın İzantropik Verimi

$$\eta_p = \frac{\text{izantropik pompa işi}}{\text{gerçek pompa işi}} = \frac{W_s}{W} = \frac{v (P_2 - P_1)}{h_2 - h_1} \quad (pe = ke = 0 \text{ ihmal edilir}) \quad (3.37)$$

3) Lülenin İzantropik Verimi

$$\eta_L = \frac{\text{lüle çıkışında KE}}{\text{izantropik lüle çıkışı KE}} = \frac{V_2^2}{V_{2s}^2} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.38)$$

(lüle girişindeki hız ($V_1 \ll V_2$) çok küçük olduğundan ihmal edilmiştir)

.

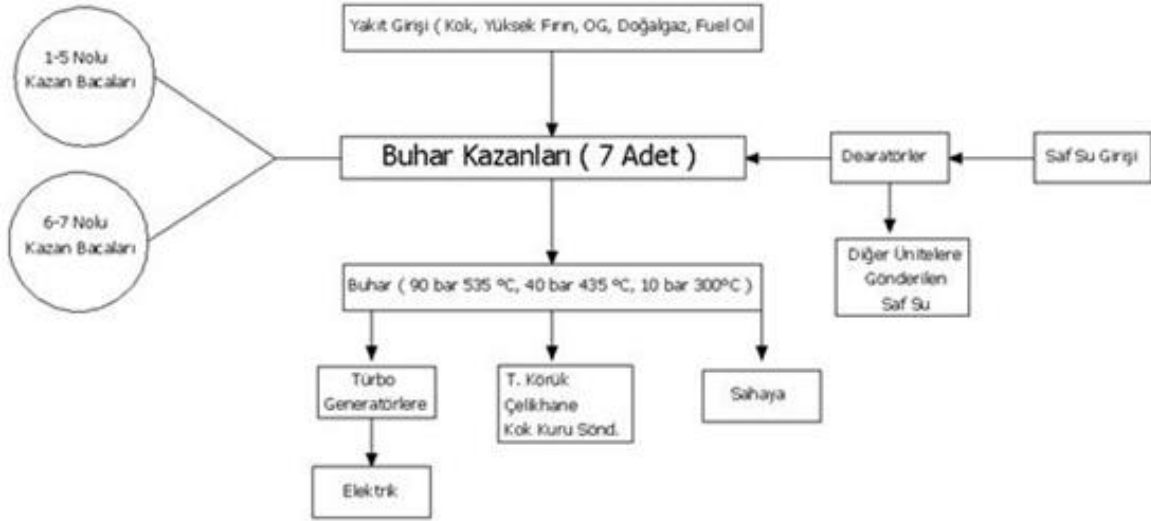
4. İSDEMİR KUVVET SANTRALİNİN TANITIMI

Bu kısımda, enerji ve ekserji analizleri yapılacak olan İskenderun Demir-Çelik A.Ş Kuvvet Santrali'nin sistem ve ekipmanlarının tanıtımına yer verilmiştir. İsdemir Kuvvet Santrali, OYAK Maden Metalurji bünyesindeki İskenderun Demir ve Çelik A.Ş tarafından Hatay ilinin İskenderun ilçesinde faaliyet göstermektedir. İsdemir Kuvvet Santrali, 220 MW gücünde 5 ayrı üniteden oluşmaktadır. Santralde kullanılan yakıt türleri üretim esnasında açığa çıkan kok gazı, yüksek fırın gazı, fuel oil ve çelikhane gazı (OG) ayrıca dışardan alınan doğal gazdan oluşmaktadır. Santralde günlük ortalama 9000 m³ doğalgaz, 8.950.000 m³ yüksek fırın gazı, 1.000.000 m³ kok gazı ve 1.455.000 m³ çelikhane gazı (OG) tüketilmektedir. Santral ayrıca fabrikanın çeşitli yerlerinde buhar ihtiyacını karşılamaktadır. Bunun için 18.340 ton 100 atm , 1.595 ton 40 atm ve 3.081 ton 10 atm buhar üretilmektedir. İsdemir Kuvvet Santrali, 2.580.867 kW günlük elektrik üretim kapasitesi ile İskenderun Demir ve Çelik A.Ş.'nin elektrik ihtiyacını karşılamada çok önemli bir paya sahiptir.

4.1 İsdemir Kuvvet Santrali Sistem ve Ekipmanları

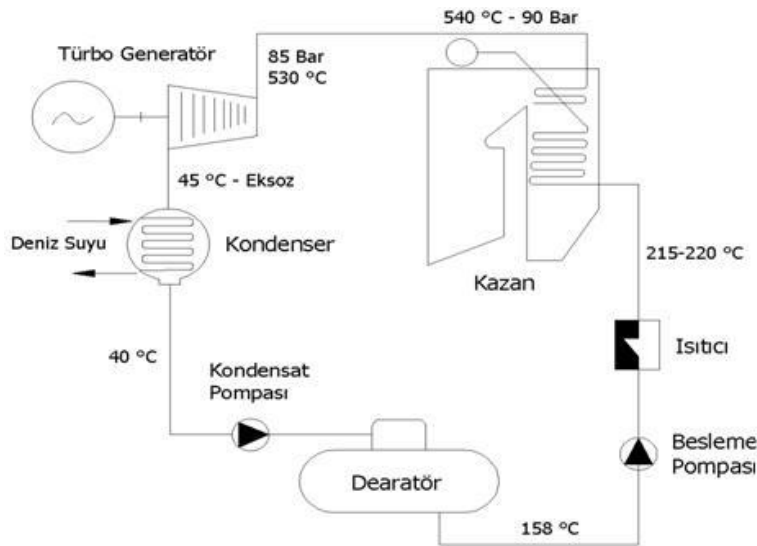
Sisteme, demir, çelik ve kömür üretimi esnasında açığa çıkan yüksek fırın gazı, çelikhane gazı, kok gazı, fuel oil ve dışardan alınan doğal gaz ve proses suyunun beslenmesi ile başlayan elektrik üretim süreci jeneratör sisteminin ürettiği elektrik enerjisinin kaliteli ve güvenilir bir şekilde müşteriye sunulması ile tamamlanmaktadır. Elektrik enerjisinin üretim sürecindeki enerji dönüşümleri şu şekilde meydana gelmektedir: Kimyasal Enerji (Yakıt)----Termal Buhar Enerjisi (Kazan)---Mekanik Enerji (Türbin)---Elektrik Enerjisi (Jeneratör)

Kuvvet Santrali ünitesinde Saf Su tesislerinden saf suyun alınması ile başlayan proses aşağıdaki şekilde özetlenmiştir.



Şekil 4.1 İsdemir Kuvvet Santrali akış şeması.

Kuvvet Santrali ünitesinde Rankine çevrimine uygun olarak elektrik üretimi yapılmaktadır. Buhar kazanlarında Yüksek fırın gazı, kok gazı, doğalgaz, fuel oil, çelikhane gazı yakılarak üretilen 90 bar basınç ve 540 °C sıcaklıktaki buhar turbo jeneratörlere gönderilmekte ve elektrik üretimi gerçekleştirilmektedir. Deniz suyu ile kondenserde yoğuşturulan çürük buhar tekrar pompalar ile içerisindeki oksijenin ve çözünmüş diğer gazların alınması için deaeratlara gönderilir. Dearatörden sonra ise kazan besleme pompaları ile önce ısıtılmak üzere besleme suyu ısıtıcılarına ve bunun sonrasında tekrar kazana verilir ve buhar haline getirilir. Kuvvet Santrali ünitesinin toplam çevrim verimi % 24'tür.



Şekil 4.2 Santralde elektrik üretim süreci

4.2. Buhar Kazanları

Buhar kazanları temel görevi kok, yüksek fırın gazı ve fuel-oil gibi yan ürünleri yakıt olarak kullanarak 90 bar 540 °C’de buhar üretmektir. Kazanlarda üretilen buhar Turbo jeneratörlere, turbo körükler, Çelikhane, Kok Kuru Söndürme ve saha ihtiyacına göre 40 bar 435 °C ve 10 bar 300 °C ye düşürülerek dağıtılmaktadır. Enerji Tesisleri Müdürlüğü bünyesinde toplam 1600 ton/h buhar üretim kapasiteli 7 adet buhar kazanı bulunmaktadır.

Bunlardan 5 adeti TGM-159 tip buhar kazanları olup sırasıyla 1975-1975-1977-1984-1985 yıllarında SSCB zamanında TGZ firması tarafından yapılmıştır. 1-5 Nolu Buhar kazanları su borulu, domlu, doğal sirkülasyonlu tip kazanlardır. Bu kazanların her biri 90 bar 540 °C özellikte 220 t/h buhar üretim kapasitesine sahiptir. 1,2,3,4 ve 5 Nolu buhar kazanlarının verimi % 87’dir. Bu 5 adet kazana ilave olarak 2008 yılında montaj ve devreye alması tamamlanan 6 ve 7 nolu buhar kazanları sisteme ilave edilmiştir. Bu kazanlar 90 bar 540 °C özellikte 250 t/h buhar üretim kapasitesine sahiptirler. Böylelikle buhar kazanlarının toplam üretim kapasitesi 1600 ton/h’e ulaşmıştır. 6 ve 7 Nolu buhar kazanlarının verimi % 92’dir.

Her bir kazanda toplam 8 adet brülör bulunmaktadır. İsdemir prosesi gereği açığa çıkan yan ürün gazları (Yüksek fırın gazı, kok gazı, çelikhane gazı) yakılarak üretim gerçekleştirilmektedir. Bu yakıtların kullanım oranı % 97’dir. Geriye kalan % 2-3’lük bölüm ise doğalgazdır.(İSDEMİR,2016)



Kazan Tarafı

Şekil 4.3 İsdemir Kuvvet Santrali Buhar Kazanları

4.3. Turbo Jeneratörler

İSDEMİR Enerji Tesisleri kuvvet Santralında iki adet 25 MW, üç adet 55 MW gücünde 5 adet Buhar Turbo jeneratör bulunmaktadır. Buhar Kazanlarında elde edilen 90 atm basınçta ve 540⁰ C sıcaklıkta kızgın buhar ile Yüksek Fırınların hava ihtiyacı için gerekli buhar ile saha için gerekli buhardan arta kalanla Turbo Generatörler çevrilerek, türbinlere akuple alternatörlerden elektrik enerjisi üretir. 25 MW'lık türbinlerin alternatörlerinden 6,3 kV, 55 MW'lık türbinlerin alterantörlerinden ise 10,5 kV'lık elektrik enerjisi üretilir. Kuvvet Santrali işletmeye alındığı 1975 yılından bu yana otoprodüktör statüde elektrik enerjisi üretilmektedir. Yıllık proje üretim değeri, 1,1 milyar kWh olan tesisler, dış enterkonnekte şebekeden elektrik alabilecek şekilde dizayn edilmiştir. Turbo generatörlerin teknik özellikleri aşağıdaki gibidir.

Tablo 4.1 1-2 No'lu Turbo Generatörler: (Steam extraction-condensing turbine)

MARKA	K-25-90/10 M
TÜRBİN GÜCÜ	25 MW
GENERATÖR GÜCÜ	30 MW
GENERATÖR ÇIKIŞ GERİLİMİ	6,3 kV
TÜRBİN DEVİRİ	3000 dev/dak
TÜRBİN BUHAR GİRİŞ SICAKLIĞI	540 °C
TÜRBİN MAX. BUHAR GİRİŞ DEBİSİ	157,5 ton/h
KONTROLLU ARA BUHAR ÇIKIŞI	10 Atm 280 °C - 120 t/h
KONTROLSUZ ARA BUHAR ÇIKIŞ SAYISI	5 adet

Tablo 4.2 3-4-5 No'lu Turbo Generatörler: (Condensing turbine)

MARKA	K-50-90-4
TÜRBİN GÜCÜ	55 MW
GENERATÖR GÜCÜ	63 MW
GENERATÖR ÇIKIŞ GERİLİMİ	10,5 kV
TÜRBİN DEVİRİ	3000 dev/dak
TÜRBİN BUHAR GİRİŞ SICAKLIĞI	540 °C
TÜRBİN MAX. BUHAR GİRİŞ DEBİSİ	216 ton/h
KONTROLSUZ ARA BUHAR ÇIKIŞ SAYISI	7 adet

Turbo Generatörlerin modernizasyonları 2006-2008 yılları arasında tamamlanmış olup modernizasyon sonrası verimlerde ve kullanılabilirlikte artışlar sağlanmıştır. 2012 yılında ek modernizasyonlar yapılmıştır ve ayrıca 6 ve 7 nolu buhar kazanları devreye alınmıştır.

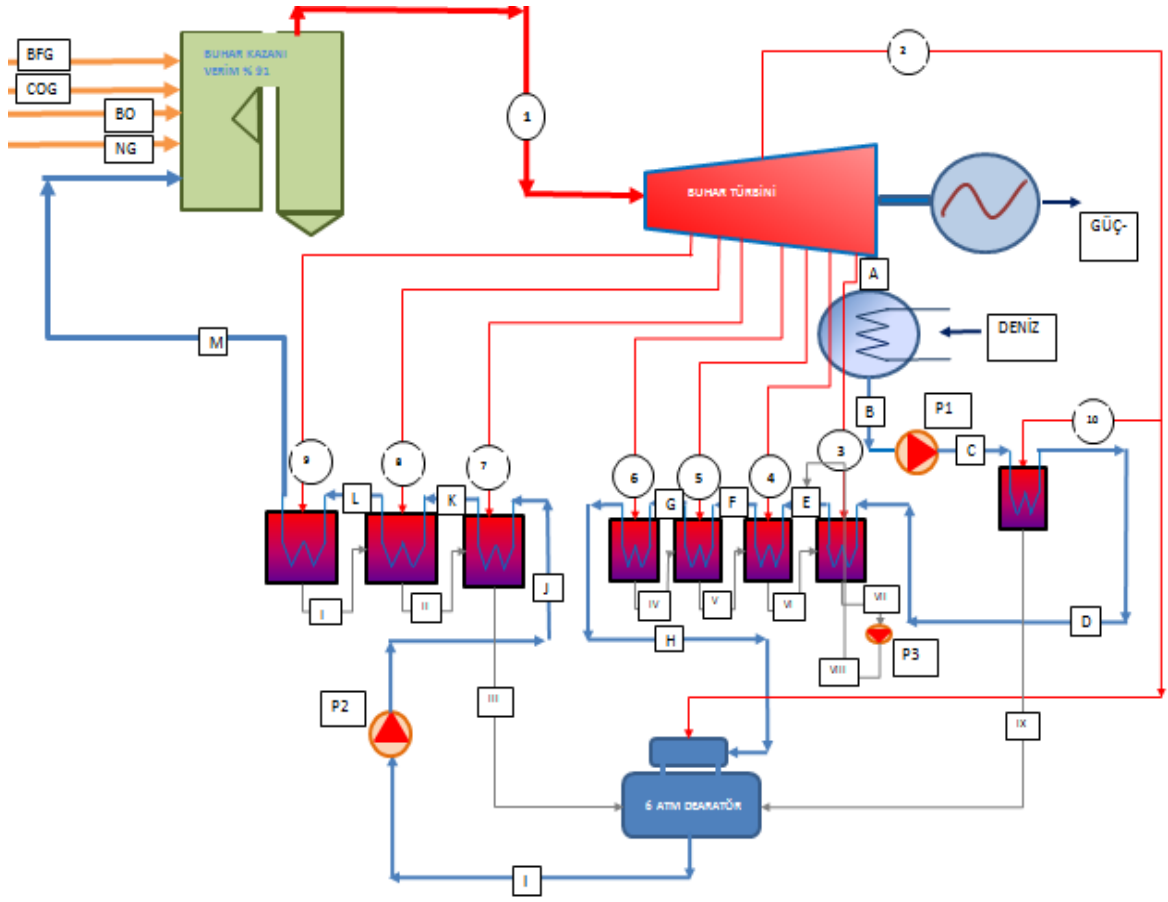


Türbo Generatör Holü

Şekil 4.4 İsdemir Kuvvet Santrali Turbo Generatör holü

5. MATERYAL VE METOD

Üzerinde çalışılacak olan santral İskenderun Demir ve Çelik A.Ş. tesisleri ile entegre olarak çalışan İsdemir Kuvvet Santrali'dir. Santral demir, çelik ve kok üretimi esnasında açığa çıkan yüksek fırın gazı, çelikhane gazı (OG) ve kok gazının değerlendirilmesi, atmosfere atılmasının önüne geçilmesi ve çevreye zarar vermemesi ayrıca doğal gaz maliyetinin azaltılması ve fabrikanın elektrik ihtiyacının karşılanması amacıyla tesis edilmiştir. Kuvvet Santrali tam yükte çalıştığı zaman 220 MW gücünde kapasitesi bulunmaktadır. Santralde 2 adet 25 MW ve 3 adet 55 MW kapasitesinde toplam 5 adet türbin, 7 adet buhar kazanı ve 7 adet besleme pompası ve her türbine ait kondenser bulunmaktadır. Çevrim santrali ara buhar almalı bir Rankine çevrimidir. Bu nedenle santralde alçak basınç ve yüksek basınç ısıtıcıları ile dearatör, degazör ile ekonomizer yer almaktadır. Türbin grubu, alçak basınç, orta basınç ve yüksek basınç türbininden oluşmaktadır. Santral'de 32 adet düğüm noktası belirlenmiş ve belirlenen düğüm noktaları için Santral'den alınan akış diyagramına göre işlemler yapılmıştır. İşlemlerde Santral'den her bir düğüm noktası için alınan sıcaklık, basınç ve debi değerlerine göre santralin düğüm noktalarında oluşan hal değerleri bulunmuştur. Santral'e ait akış diyagramı Şekil 5.1'de ve 32 adet düğüm noktasında çevrim akışkanında belirlenen basınç, sıcaklık ve debi değerleri ise Tablo 5.1' de verilmiştir.



Şekil 5.1 55MW Turbo Generatörlü Kuvvet Santrali akış diyagramı

Tablo 5.1. Santrale ait belirlenen düğüm noktaları değerleri ve işletme parametreleri

Hali	Akışkan	Basınç P (bar)	Sıcaklık T (°C)	Debi m (kg/s)
1	kızgın buhar	90	540	55,61
2	kızgın buhar	12	300	1,388
3	kızgın buhar	0,46	79	1,388
4	kızgın buhar	0,9	95	1,111
5	kızgın buhar	2,2	136	2,222
6	kızgın buhar	4,4	198	1,111
7	kızgın buhar	12	300	0,833
8	kızgın buhar	19	348	2,222
9	kızgın buhar	33	412	3,333
10	kızgın buhar	12	300	1,388
I	Doymuş su	33	240,92	3,333
II	Doymuş su	19	212,42	5,555
III	Doymuş su	12	191,66	6,388
IV	Doymuş su	4,4	154,85	1,111
V	Doymuş su	2,2	135,88	3,333
VI	Doymuş su	0,9	118,85	4,444
VII	Doymuş su	0,46	110,81	5,832
VIII	Doymuş su	12	191,66	5,832
IX	Doymuş su	12	191,66	1,388
A	Kızgın buhar	0,08	79	42,001
B	Doymuş su	0,04	42	42,001
C	su	12	42	42,001
D	su	12	60	42,001
E	su	12	76,4	47,833
F	su	12	88,5	47,833
G	su	12	112,25	47,833
H	su	12	124,5	47,833
I	su	6	158	55,61
J	su	144	158	55,61
K	su	144	165,6	55,61
L	su	144	185,5	55,61
M	su	144	214,95	55,61

Genel kabuller

Sistem elemanlarının analizi; enerji analizi için Termodinamiğin 1. kanunu ve ekserji analizi için 2. kanunundan faydalanılmıştır.

- Pompa - boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Pompadaki sıkıştırma izantropiktir
- Kuvvet santralinde dolaşan çevrim akışkan debisi sabittir.
- Sistem elemanlarından dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edilmiştir.
- Kazana yoğuşturucudan çıkan su haricinde başka bir kaynaktan su verilmemektedir.
- Yoğuşturucudan ısıнын tamamı soğutma suyuna verilmektedir.
- Dış ortamdan kazana ısı transferi olmayıp ısıнын tamamı yakılan yakıttan alınmaktadır.
- Türbindeki hal değişimi izantropiktir.
- Kazan ve yoğuşturucuda iş etkileşimi yoktur.
- 1. ve 2. kanun analizi bu değerlere ve kabullere bağlı alınarak yapılmıştır.

6. İSDEMİR KUVVET SANTRALİNİN ENERJİ ve EKSERJİ ANALİZİ

Çalışmanın bu kısmında, sistem ve ekipmanları daha önce tanıtılan İsdemir Kuvvet Termik Santrali 'nin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Santral ünitesinin enerji ve ekserji analizlerini yapabilmek için öncelikle santralin ünitesi ana bileşenlerine indirgenerek bu bileşenlere giren ve çıkan akımları gösteren Şekil 5.1'deki santralin ünite akış şeması oluşturulmuştur. Giren ve çıkan akımlar için 32 adet düğüm noktası belirlenmiş ve santralden alınan nominal işletme verileri doğrultusunda, belirlenen bu düğüm noktalarına ait kütleli debi ($\dot{m}$), sıcaklık (T) ve basınç (P) değerlerine göre entropi (s) ve entalpi (h) değerleri MS Excel'de Termodinamik Tablolardan, bu akımların enerji ve ekserji değerleri ise açık sistemler için daha önce de verilen aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanmıştır. Bu çalışma kapsamında incelenen açık sistemlerde kimyasal tepkime meydana gelmediğinden toplam ekserji, yalnızca fiziksel ekserjiden oluşmaktadır. Bu nedenle çevrim akışkanının açık sistem giriş ve çıkışlarında kinetik ve potansiyel etkileri ihmal edilmiştir. Daimi tek girişli ve çıkışlı açık sistem ekserjisi aşağıda verilen bağıntıdan hesaplanmıştır.

$$\psi = \dot{m} [(h - h_o) - T_o (s - s_o)] \quad (kW) \quad (6.1)$$

Çevre şartları $T_o = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_o = 1,013 \text{ bar}$ referans şartlarında çevrimdeki her bir elemanın kontrol hacmi için kütle, enerji ve ekserji denklikleri oluşturulmuştur. Akımların daha önce hesaplanan enerji ve ekserji değerleri bu denkliklerde yerlerine konularak; her bir ekipmanın enerji verimi (η), ikinci yasa verimi (η_{II}) ve ekserji tahribi ($\dot{E}_{XD}$) bulunmuş ve son olarak da tüm ünitenin brüt enerji ve ekserji verimi saptanmıştır. Şekil 5.1'de verilen kuvvet santralinin ünite akış şemasında santralin ısı çevrimi gösterilmiş olup, bu şemada gösterilmeyen santrale ait yardımcı ekipman ve sistemler enerji ve ekserji analizine dahil edilmemiştir. Dolayısıyla analizler sonucunda hesaplanan verimler bu ekipmanların elektrik tüketimlerini içermemekte ve brüt verim olarak tanımlanmaktadır.

6.1 Çevrim Enerji Ve Ekserji Analizi

Bu kısımda İsdemir Kuvvet Termik Santralinde çevrim elemanların enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Her eleman için enerji ve ekserji analizi için bulunan değerleri

tablolar halinde verilmiştir.

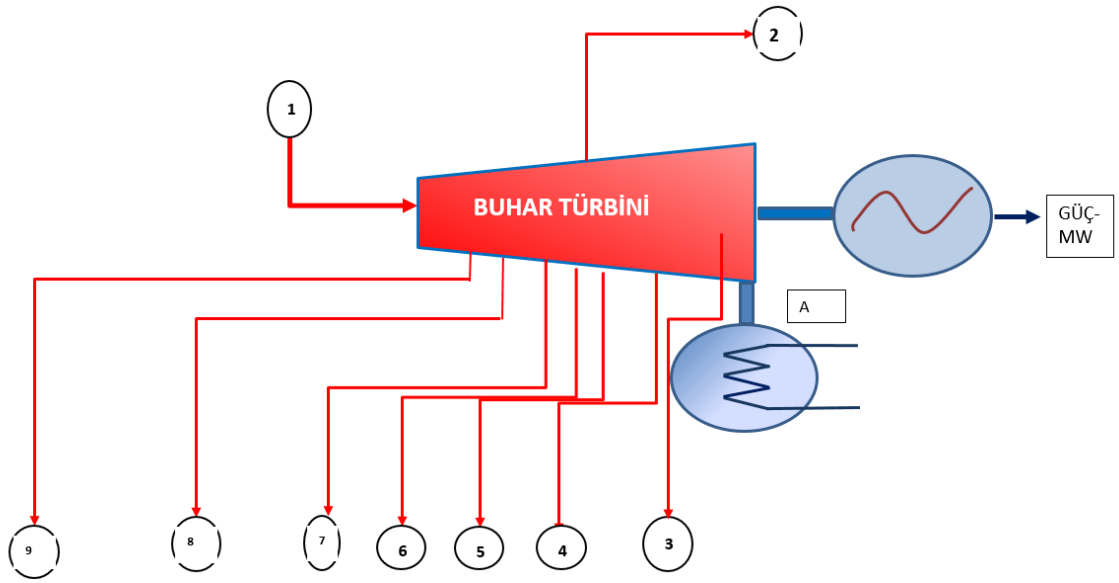
6.2. Türbin

Çevrimde kullanılan türbin ara buhar almalı bir Rankine türbinidir. Türbinden 8 ayrı noktada ara buhar alma vardır. Ara buharlar kazan besleme suyunu ısıtmak ve deaeratore gönderilmek üzere türbinin çeşitli kademelerinde çekilmektedir. Ara buhar almada ana amaç kazan besleme suyu sıcaklığını olabildiğince yüksek tutmaktır. Bu şekilde kazan ortalama sıcaklığı yüksek tutulup kızgın buhar elde edilebilmektedir. Kuvvet sanralinde 2 tane 25MW ve 3 tane 55MW güç üretebilen türbinler kullanılmaktadır (İSDEMİR,2016)

Burada enerji ve ekserji analizinde 25MW ve 55MW güç üretebilen türbinlerin ölçüm noktalarında alınan çevrim akışkanının sıcaklık ve basınç hal değerlerine göre termodinamik özellikleri bulunmuştur. Bu verilerden yararlanarak 55MW kapasiteli K-50-90-4 TG türbinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

6.3 K-50-90-4 Turbo Generator Enerji ve Ekserji Hesabı

Aşağıda şekil 6.1 'de 55MW gücündeki türbinin akış şeması verilmiştir. Türbin akış şemasına göre türbinden düşük basınçlarda alınan ara buhar 3, 4, 5, 6 nolu alçak basınç ısıtıcılarına (ABI) ve türbinden yüksek basınçlarda alınan ara buhar 7, 8, 9 nolu yüksek basınç ısıtıcılarına (YBI) gönderilmektedir. 2 nolu ara basınçta alınan buhar ise 6 atm deaeratore gönderilmektedir. Türbinden giriş ve çıkışlarında buharın ölçülen sıcaklık ve basınç hal değerlerine göre entalpi ve entropi değerleri termodinamik tablolarından çıkartılmıştır. Bulunan tablo değerlerine göre türbinin exergy ve enerji analizleri yapılmıştır.



Şekil 6.1 55MW gücündeki türbinin akış şeması

6.3.1 Türbin Enerji Ve Ekserji Analizi

Bulunan entalpi değerlerine göre türbin enerji analizi için aşağıda verilen açık sistem enerji korunum denklemi kullanılmıştır. Hesaplamalarda türbin akışında kinetik ve potansiyel değişimlerin etkileri çok küçük olduğundan ihmal edilmiştir.

$$\dot{Q}_c - \dot{W}_t = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \text{kW} \quad (6.2)$$

$\dot{Q}_c$: türbinden çevreye geçen ısı gücü
55MW

$\dot{W}_t$: türbinden çıkan mil gücü =

Mükemmel bir türbin gelen buharı ölü hale getirebilir ve en çok iş üretebilir. Türbinin üretebileceği bu en çok iş, türbin girişindeki buharın ekserjisi olmaktadır ve aşağıda verilen açık sistem bağıntısına göre hesaplanır.

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (6.3)$$

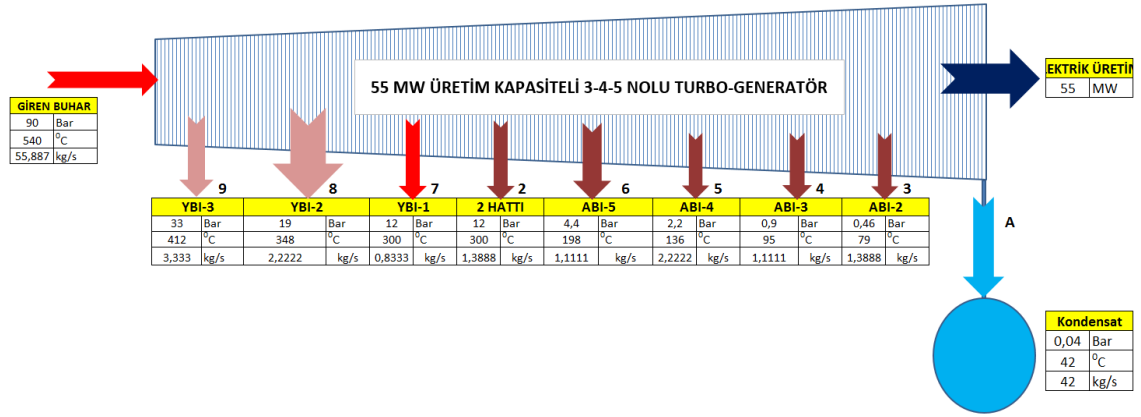
İzantropik bir hal değişimi ile türbinden geçen akışkandan elde edilecek en çok işe tersinir iş denir. Türbinde üretilen tersinir iş giren ve çıkan akışkanın ekserji farkıdır.

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} (\psi_g - \psi_\zeta) = \dot{m} \left((h_g - h_\zeta) - T_o(s_g - s_\zeta) + \frac{V_g^2 - V_\zeta^2}{2} + g(z_g - z_\zeta) \right) \quad (6.4)$$

Burada türbinin ekserji analizi yapılırken kinetik ve potansiyel enerji etkileşimleri ihmal edilmiştir. Dolayısıyla tersinir iş için verilen bağıntının son hali aşağıdaki gibi olur.

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}((h_g - h_\zeta) - T_o(s_g - s_\zeta)) \quad (6.5)$$

Ekserji analizinde türbinin II. yasa verimi, izantropik verim ve ekserji tahribi hesaplanmıştır. Aşağıda Şekil 6.2 'de türbine giren ve çıkan buharın tüm hal özellikleri, ekserji değerleri ve verimleri verilmiştir.



Şekil 6.2 55 MW türbine giren ve çıkan buharın tüm özellikleri

Tablo 6.2 K50-90-4 Türbin enerji ve ekserji analiz sonuçları

K-50-90-4 TG ENERJİ VE EKSERJİ HESABI								
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1$ bar : $h_o=75,56$ kJ/kg $s_o=0,2675$ kJ/kgK								
TÜRBİN GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ	SICAKLIK	DEBİ	ENTALPİ	İZANTROPİK ENTALPİ	ENTROPİ	Özgül Ekserji	Ekserji Oranı
	bar	°C	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	ex (kJ / kg)	Ex (kW)
ABI 2	0,460	79,000	1,388	2640,000	2345,860	7,600	430,683	597,787
ABI 3	0,900	95,000	1,111	2670,000	2450,000	7,415	514,518	571,629
ABI 4	2,200	136,000	2,222	2737,720	2592,200	7,163	655,570	1456,676
ABI 5	4,400	198,000	1,111	2854,148	2747,000	7,116	785,675	872,884
2 nolu ara buhar çıkışı	12,000	300,000	1,388	3047,077	2913,000	7,033	1002,640	1391,664
YBI 1	12,000	300,000	0,833	3047,077	2913,000	7,033	1002,756	835,597
YBI 2	19,000	348,000	2,222	3136,385	3027,000	6,977	1108,361	2462,778
YBI 3	33,000	412,000	3,333	3256,875	3109,000	6,160	1466,510	4887,877
A (kondensere)	0,080	42,000	42,001	2200,000	2100,000	7,112	132,691	5573,134
TOPLAM			55,61					18650,026
GİREN BUHAR	90,00	540,00	55,61	3487,2900		6,786	1514,847	84240,616
İZANTROPİK VERİM (%) :					90,607			
TÜRBİNDEN ÇIKAN MİL GÜCÜ (kW) :					51.000			
TÜRBİN TERSİNİR İŞ (W_{tr}) (kW) :					65590,590			
TÜRBİN II. YASA VERİMİ (%) :					77,76	EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_D) :	14590,6 kW	

Tablo 6.2'de görüldüğü gibi türbin giriş ve çıkışında iş, kütle ve ısı geçiş değerleri birarada verilmiştir. İlk önce bilinen hal özellikleri ile termodinamik tablolardan türbin giriş ve çıkışındaki entalpi ve entropi değerleri bulunmuştur. Bulunan bu değerlerden türbin giriş ve çıkışındaki ekserji ve daha sonra türbin izantropik ve II. yasa verimleri hesaplanmıştır. Buharın türbin giriş ve çıkışındaki ekserji değerleri yukarıda verilen ekserji bağıntısına göre hesaplanmıştır. Türbin tersinir işi ise yukarıda verilen bağıntısına göre hesaplanmıştır. Türbin izantropik verimi hesaplamak için türbin çıkışlarındaki buharın izantropik entalpi değerleri ayrıca bulunmuştur. İzantropik hal değişimlerinde entropi değeri değişmediğinden ($s_g = s_c$) giriş entropi değeri ve çıkış basınçları ile izantropik entalpi değerleri bulunmuştur.

Örnek 1: YBI1 gönderilmek üzere türbinin 7 nolu çıkışından alınan ara buharın hal özelliklerine göre entalpi ve entropi değerleri özellik tablolardan aşağıdaki bulunmuştur.

$P_7 = 12$ bar = 1200 kPa $T_7=300$ °C (akışkanın hali: kızgın buhardır)

Kızgın buhar Tablosundan: $h_7=3047.07$ kJ/kg $S_7=7.033$ kJ/kg*K

Türbinde İzantropik hal değişiminde:

$P_g = 90 \text{ bar}$ $T_g = 540^\circ\text{C}$ (kızgın buhar): $S_g = 6.786 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ (g =türbin girişi)

$P_7 = 12 \text{ bar}$ $S_{7s} = S_g = 6.786 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ (doymuş su+buhar karışımıdır)

Doymuş tablolardan: $h_{7s} = 2913 \text{ kJ/kg}$ (izantropik çıkış entalpi değeridir.)

Tablo verilerine göre $55,61 \cdot 3487.29 = 193932.3 \text{ kW}$ güç ile türbine giren buhar türbinden 132877.55 kW ile (tüm çıkışlardan) ayrılmaktadır. Buhar türbinden geçerken 61054.74 kW güç kaybetmiştir. Türbin aldığı bu gücün 55000 kW kadarını mekanik güce dönüştürmüştür. Kalan 6034 kW ise türbinde çevreye ısı şeklinde kaybolmuştur. İzantropik verime göre adyabatik türbinde buhardan çekilen gücün $\%(100-90.6)=9.4$ 'ü türbindeki tersinmezliklere yani türbin iç sürtünmelere harcanmıştır. Türbinde buhar geçişinde buhar gücünün $\%(100-83.85)=\%16.15$ tersinmezliklerden dolayı yararlı güce dönüşmemiştir.

Örnek 2. İzantropik ve adyabatik türbin verimlerinin hesaplanması

Gerçek hal değişimi izantropik hal değişimine ne kadar yakın olursa makinenin çalışması da o ölçüde verimli olur. Gerçek hal değişiminin izantropik hal değişimine yaklaşımla derecesini gösteren parametreye izantropik veya adyabatik verim denir. Türbinin İzantropik Verimi aşağıda verilen bağıntıdan hesaplanır.

$$\eta_t = \frac{\text{adyabatik türbin işi}}{\text{izantropik türbin işi}} = \frac{W}{W_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (p_e = k_e = 0 \text{ ihmal edilir})$$

h_{2s} : türbin çıkışında izantropik entalpi değeri

h_2 : türbin çıkışında gerçek entalpi değeri

55 MW 'lık türbin tek girişli olup fakat tek çıkışlı olmadığından izantropik verim hesabında tüm kütleli debiler, aşağıda gösterildiği, kullanılmıştır. Ayrıca izantropik verim hesaplanırken türbin adyabatik olduğu varsayılır. Bu nedenle adyabatik türbinden çıkan iş gerçek türbin işi olan 55 MW daha fazla olacaktır.

Adyabatik türbin işi :

$$\dot{W} = \dot{m}_g h_g - \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta \quad (6.6)$$

$$= \dot{m}_g h_g - (\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 \\ + \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_A h_A)$$

$$\begin{aligned} \dot{W} &= 55.6 * 3487.29 - (1.388 * 3047 + 1.388 * 2640 + 1.111 * 2670 + 2.222 * 273 \\ &\quad + 1.111 * 2854 + 0.833 * 3047 + 2.222 * 3136.4 + 3.333 * 3256.87 + 42 * 2200 \\ &= 61048 \text{ kW} \end{aligned}$$

İzantropik türbin işi :

$$\dot{W}_s = \dot{m}_g h_g - \sum \dot{m}_\zeta h_{\zeta s} \quad (6.7)$$

$$= \dot{m}_g h_g - (\dot{m}_2 h_{2s} + \dot{m}_3 h_{3s} + \dot{m}_4 h_{4s} + \dot{m}_5 h_{5s} + \dot{m}_6 h_{6s} \\ + \dot{m}_7 h_{7s} + \dot{m}_8 h_{8s} + \dot{m}_9 h_{9s} + \dot{m}_A h_{As})$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_s &= 55.6 * 3487.29 - (1.38 * 2913 + 1.388 * 2345 + 1.111 * 2450 \\ &\quad + 2.222 * 2592 + 1.111 * 2747 + 0.833 * 2913 + 2.222 * 3027 \\ &\quad + 3.333 * 3109 + 42 * 2100 \\ &= 67377 \text{ kW} \end{aligned}$$

Türbin izantropik verim:

$$\eta_t = \frac{W}{W_s} = \frac{61048}{67377} = 0.906 = \%90.6$$

Burada buhar gücünün %9.4 ü türbin iç sürtünmelerine harcandığını göstermektedir.

II. Yasa Verimi :

$$\eta_{II} = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{tr} &= \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta \\ &= \dot{m}_g \psi_g - (\dot{m}_2 \psi_2 + \dot{m}_3 \psi_3 + \dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_5 \psi_5 + \dot{m}_6 \psi_6 + \dot{m}_7 \psi_7 \\ &\quad + \dot{m}_8 \psi_8 + \dot{m}_9 \psi_9 + \dot{m}_A \psi_A) \end{aligned}$$

Yukarıdaki eşitlikte görüldüğü gibi çizelge 6.2'de tersinir iş hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{tr} = 65590 \text{ kW}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_y}{\dot{W}_{tr}} = \frac{51000}{65590} = 0.777 = \%77,76$$

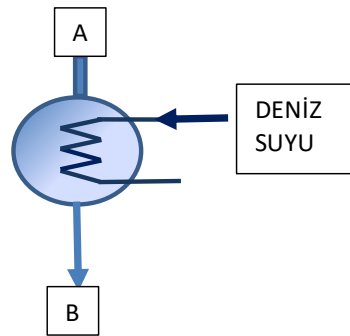
Türbindeki Tersinmezlik veya ekserji tahribi:

$$I = Ex_D = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = 65590 - 51000 = 14590 \text{ kW}$$

II. yasa verimi türbine verilen gücün %22,24 'sinin tersinmezliklere harcandığını göstermektedir.

6.4 Kondenser (Yoğuşturucu)

Yoğuşturucu, türbinden gelen çörük buharı (düşük halli buhar) sıvı hale getirmek için buharın duyulur ve gizli ısılarının çevre bir ortama atan elemandır. Çevrimin en büyük ekserji tahribi yoğuşturucudur. Çünkü yoğuşturucu ısı makinesinde atık ısının çevre ortama atıldığı elemandır. Aşağıda yoğuşturucu akış şeması gösterilmiştir. Yoğuşturucunun deniz suyuyla soğutulduğu görülmektedir. Tablo 6.3 'te kondenserin ekserji ve enerji hesaplanması verilmiştir.



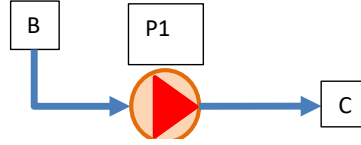
Şekil 6.3 kondenser (yoğuşturucu)

Tablo 6.3. yoğuşturucuda enerji ve ekserji analiz değerleri

KONDENSER							
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1\text{ bar}$: $h_o=75,56\text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675\text{ kJ/kgK}$							
KONDENSER GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ	SICAKLIK	DEBİ	ENTALPİ	ENTROPİ	Özgül Ekserji	Ekserji Oranı
	bar	$^\circ\text{C}$	kg/s	kJ/kg	kJ/kgK	ex (kJ / kg)	Ex (kW)
A	0,080	42,000	42,001	2200,000	7,112	132,691	5573,134
B	0,040	42,000	42,001	175,956	0,600	3,638	152,821
KONDENSERDEN ATILAN ISI :			85052,2 kW				
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			5420 kW				
TÜRBİN II. YASA VERİMİ (%) :			0			EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_o) :	5420,3 kW

6.5 Kondensat Pompası

Kondenserde yoğuşan su bir pompa ile istenilen basınca çıkarılmaktadır. Pompa akış şeması aşağıda verilmiştir. B 'de 0.04 bar basınçla pompaya giren su akışkanı C 'de 12 bar ile ayrılmaktadır.



Şekil 6.4 kondensat pompası

Pompa iş tüketen makinedir. Pompa entalpi ve gücü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$W_P = v_{f@B} * (P_C - P_B) = 0,001009 * (1200 - 4) = 1,206$$

$$h_C = h_C + W_P = 1,206 + 175,956 = 177,16$$

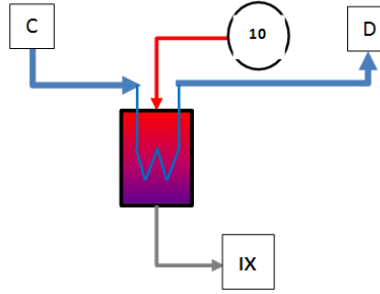
Pompa ile ilgili diğer değerler çizelge 6.4'de verilmiştir.

Tablo 6.4 Kondensat pompası ekserji analiz değerleri

KONDENSAT POMPASI (P1)							
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1\text{ bar}$: $h_o=75,56\text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675\text{ kJ/kgK}$							
POMPA GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ	SICAKLIK	DEBİ	ENTALPİ	ENTROPİ	Özgül Ekserji	Ekserji Oranı
	bar	$^\circ\text{C}$	kg/s	kJ/kg	kJ/kgK	ex (kJ / kg)	Ex (kW)
B	0,040	42,000	42,001	175,956	0,5989	3,959	166,265
C	12,000	42,000	42,000	177,163	0,5985	5,282	221,844
ADYABATİK POMPA GÜCÜ :			50,568kW				
POMPA TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			55,45kW				
TÜRBİN II. YASA VERİMİ (%) :			91,190			EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_o) :	4,882 kW

6.6.Ejektör

Ejektör yüksek basınçlı bir kapalı besleme suyu ısıtıcısıdır. Kondenserdan ayrılan konden-satın ilk ısıtıldığı yerdir. Isıtıcı akışkanların girip çıktığı açık bir sistem olduğundan açık sistem denklemleri uygulanmıştır.



Şekil 6.5 ejektör

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}[(h_c - h_g)] \quad (\text{kW}) \quad (6.9)$$

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (6.10)$$

Sistemin giriş ve çıkış halleri arasında elde edilebilecek tersinir iş ise

$$\dot{W}_{tr} = \sum_{giren} \dot{m} \psi - \sum_{çıkan} \dot{m} \psi \quad (\text{kW}) \quad (6.11)$$

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}_D(\psi_C - \psi_D) + \dot{m}_{10}(\psi_{10} - \psi_{IX}) \quad (6.12)$$

Birbiriyle karışmayan iki akış arasındaki bir ısı değiştirgeci için, sağlanan kullanılabilirlik, sıcak akışın kullanılabilirliğindeki azalmadır. Elde edilen veya geri kazanılan kullanılabilirlik ise soğuk akışın kullanılabilirliğindeki artıştır. Bu nedenle

$$II. \text{ yasa verimi: } \eta_{II} = \frac{\text{elde edilen ekserji}}{\text{sağlanan ekserji}} = \frac{\dot{m}_C(\psi_D - \psi_C)}{\dot{m}_{10}(\psi_{10} - \psi_{IX})} \quad (6.13)$$

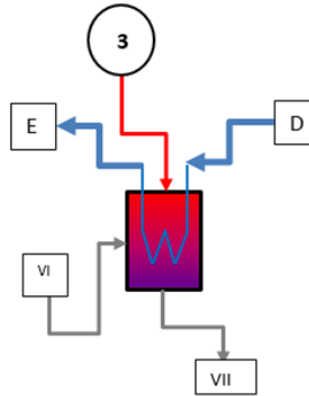
Yukarıda verilen bağıntılara göre hesaplanan değerler tablo 6.5 'te verilmiştir.

Tablo 6.5. Ejektör analiz değerleri

KAPALI ISITICI (EJEKTÖR)							
Ölü Hal: $T_o=18^{\circ}\text{C}$ $P_o=1\text{ bar}$: $h_o=75,56\text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675\text{ kJ/kgK}$							
EJEKTÖR GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ	SICAKLIK	DEBİ	ENTALPİ	ENTROPİ	Özgül Ekserji	Ekserji Oranı
	bar	$^{\circ}\text{C}$	kg/s	kJ/kg	kJ/kgK	ex (kJ / kg)	Ex (kW)
C	12,000	42,000	42,000	177,163	0,5985	5,282	221,844
D	12,000	60,000	42,000	252,170	0,8306	12,748	535,412
10	12,000	300,000	1,388	3046,318	7,0334	1001,881	1390,611
IX	12,000	187,960	1,388	798,000	2,216	155,456	215,772
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			814,717 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			26,700		EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_o) :		814,717 kW

6.7 Alçak Basınç Isıtıcısı 2 (ABI2)

ABI2 'nin akış şeması şekil 6.6 'da verilmiştir. Besleme suyunun türbinden 3 nolu çıkışta alınan alçak basınçlı buharla ısıtıldığı kapalı ısıtıcıdır. Bu ısıtıcıda 3 ve VI nolu gelen akışlar karışmakta ve VII nolu çıkış ile ısıtıcıdan ayrılmaktadır. Besleme suyu D 'de ısıtıcıya girmekte ve ısınarak aynı debiyle E 'de ısıtıcıdan ayrılmaktadır. ABI 2 için enerji ve ekserji analizleri ile ilgili hesaplanan değerler çizelge 6.6 'da gösterilmiştir.



Şekil 6.6 alçak basınç ısıtıcısı (ABI2)

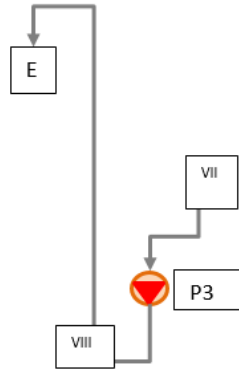
Çizelge 6.6 Alçak basınç ısıtıcısı ekserji değerleri

ALÇAK BASINÇ ISITICISI (ABI2)							
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1\text{ bar}$: $h_o=75,56\text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675\text{ kJ/kgK}$							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ	SICAKLIK	DEBİ	ENTALPİ	ENTROPİ	Özgül Ekserji	Ekserji Oranı
	bar	$^\circ\text{C}$	kg/s	kJ/kg	kJ/kgK	ex (kJ / kg)	Ex (kW)
3	0,460	79,000	1,388	2640,000	7,6000	430,683	597,787
D	12,000	60,000	42,000	252,170	0,8306	12,748	535,412
VI	0,900	94,000	4,444	397,600	1,2490	36,424	161,866
E	12,000	76,400	42,000	320,000	1,0318	22,029	925,205
VII	0,460	77,000	5,832	330,000	1,057	24,696	144,024
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			225,86 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			63,300		EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_D) :		225,86 kW

6.8 Kondensat Aktarma Pompası

Pompa 3 ABI 2 'den gelen kondensatın basıncını E besleme suyu basıncına çıkarmak için kullanılmıştır.

KONDENSAT AKTARMA POMPASI



Şekil 6.7 Kondensat aktarma pompası

Pompa çıkışı entalpi değeri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$W_P = v_{f@B} * (P_C - P_B) = 0.001027 * (1200 - 46) = 1.185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.14)$$

$$h_{VIII} = W_P + h_{VII} = 1.185 + 330 =$$

$$331.185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.15)$$

Pompa iş gerektiren makine olduğundan tersinmezlik ve II. yasa verimi aşağıda gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} * (\psi_{VII} - \psi_{VIII}) \quad (6.16)$$

Tablo 6.7 Kondensat aktarma pompası ekserji analiz değerleri

KONDENSAT AKTARMA POMPASI (P ₃)							
Ölü Hal: T _o =18°C P _o =1 bar : h _o =75,56 kJ/kg s _o =0,2675 kJ/kgK							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ	SICAKLIK	DEBİ	ENTALPİ	ENTROPİ	Özgül Ekserji	Ekserji Oranı
	bar	°C	kg/s	kJ/kg	kJ/kgK	ex (kJ / kg)	Ex (kW)
VII	0,460	77,000	5,832	330,000	1,057	24,696	144,024
VIII	12,000	79,000	5,832	331,185	1,0580	25,590	149,238
ADYABATİK POMPA GÜCÜ :			6,91 kW				
TERSİNİR İŞ (W _{tr}) :			5,214 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			75,440			EKSERJİ TAHRİBİ (Ex _D) :	1,696 kW

6.9 Alçak Basınç Isıtıcı 3 (ABI3)

Türbinden 4 nolu hattın gelen ara buhar ile besleme suyunun ısıtıldığı ısıtıcıdır. ABI3 ısıtıcısının akış şeması aşağıda verilmiştir. Kapalı ısıtıcıdaki giriş ve çıkış hallerinde akışkanın ekserjisi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (kJ/kg) \quad (6.17)$$

Sistemin giriş ve çıkış halleri arasında elde edilebilecek tersinir iş ise

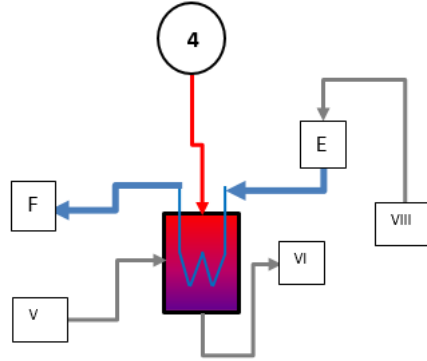
$$\dot{W}_{tr} = \sum_{giren} \dot{m} \psi - \sum_{çıkan} \dot{m} \psi \quad (kW) \quad (6.18)$$

$$\dot{W}_{tr} = (\dot{m}_E \psi_E + \dot{m}_{VIII} \psi_{VIII} + \dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_V \psi_V) - (\dot{m}_{VI} \psi_{VI} + \dot{m}_F \psi_F) \quad (6.19)$$

II yasa verimi

$$\eta_{II} = \frac{(\dot{m}_F \psi_F - (\dot{m}_E \psi_E + \dot{m}_{VIII} \psi_{VIII}))}{(\dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_V \psi_V) - \dot{m}_{VI} \psi_{VI}} \quad (6.20)$$

ALÇAK BASINÇ ISITICISI-3



Şekil 6.8 Alçak basınç ısıtıcısı 3

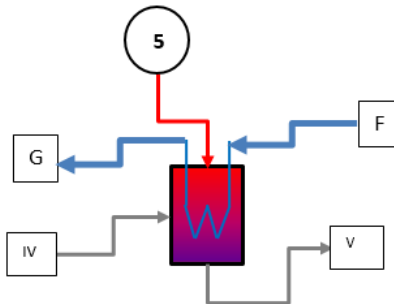
Tablo 6.8 Alçak basınç ısıtıcısı 3 (ABI3) ekserji analiz değerleri

ALÇAK BASINÇ ISITICISI (ABI3)							
Ölü Hal: $T_o=18^{\circ}\text{C}$ $P_o=1\text{ bar}$: $h_o=75,56\text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675\text{ kJ/kgK}$							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ bar	SICAKLIK $^{\circ}\text{C}$	DEBİ kg/s	ENTALPİ kJ/kg	ENTROPİ kJ/kgK	Özgül Ekserji ex (kJ / kg)	Ekserji Oranı Ex (kW)
4	0,900	95,000	1,111	2670,000	7,4150	514,518	571,629
V	2,200	135,880	3,333	520,000	1,5700	65,413	218,020
VI	0,900	94,000	4,444	397,600	1,2490	36,424	161,866
E	12,000	76,400	42,000	320,000	1,0318	22,029	925,205
VIII	12,000	79,000	5,832	331,185	1,0580	25,590	149,238
F	12,000	88,500	47,833	371,610	1,1750	31,968	1529,101
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			173,12 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			72,400		EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_D) :		173,12 kW

6.10 Alçak Basınçlı Isıtıcı 4 (ABI4)

Türbinden 6 nolu hattan alınan düşük basınçlı buharla akışkanlar karışmadan besleme suyunun ısıtıldığı kaptır. Diğer kapalı besleme suyu ısıtıcılarında olduğu gibi ısıtıcı ile ilgili hal değerleri ve ekserji analizi tablo 6.9 'da verilmiştir.

ALÇAK BASINÇ ISITICISI-4



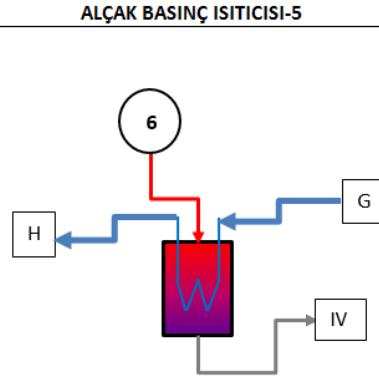
Şekil 6.9 Alçak basınçlı ısıtıcısı 4 (ABI4)

Tablo 6.9 Alçak basınçlı ısıtıcısı 4 (ABI4) analiz değerleri

ALÇAK BASINÇ ISITICISI (ABI4)							
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1\text{ bar}$: $h_o=75,56\text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675\text{ kJ/kgK}$							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ bar	SICAKLIK $^\circ\text{C}$	DEBİ kg/s	ENTALPİ kJ/kg	ENTROPİ kJ/kgK	Özgül Ekserji $ex\text{ (kJ / kg)}$	Ekserji Oranı $Ex\text{ (kW)}$
5	2,200	136,000	2,222	2738,110	7,1630	655,960	1457,542
F	12,000	88,500	47,833	371,610	1,1750	31,968	1529,101
IV	4,400	147,000	1,111	619,440	1,8117	94,518	105,009
G	12,000	112,250	47,833	471,690	1,4430	54,060	2585,828
V	2,200	122,450	3,333	520,000	1,5700	65,413	218,020
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			287,8 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			78,600		EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_D) :		287,8 kW

6.11 Alçak Basınçlı Isıtıcı 5 (ABI5),

Türbinden 6 nolu hattın alınan düşük basınçlı buharla akışkanlar karışmadan besleme suyunun ısıtıldığı kaptır. Diğer kapalı besleme suyu ısıtıcılarında olduğu gibi ısıtıcı ile ilgili hal değerleri ve ekserji analizi tablo 6.10'da verilmiştir.



Şekil 6.10 Alçak Basınçlı Isıtıcı 5 (ABI5)

Tablo 6.10 Alçak basınçlı ısıtıcı 5 (ABI5) analiz değerleri

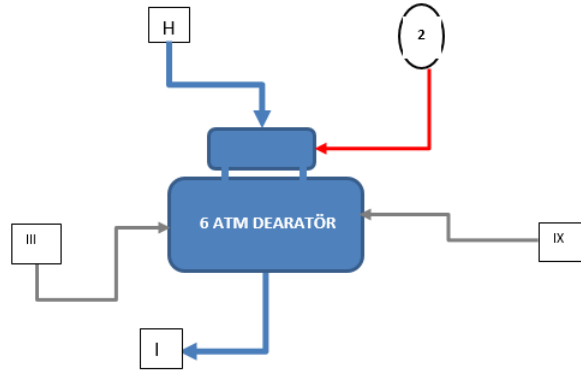
ALÇAK BASINÇ ISITICISI (ABI5)							
Ölü Hal: $T_o=18^{\circ}\text{C}$ $P_o=1$ bar : $h_o=75,56$ kJ/kg $s_o=0,2675$ kJ/kgK							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ	SICAKLIK	DEBİ	ENTALPİ	ENTROPİ	Özgül Ekserji	Ekserji Oranı
	bar	$^{\circ}\text{C}$	kg/s	kJ/kg	kJ/kgK	ex (kJ / kg)	Ex (kW)
6	4,400	198,000	1,111	2854,670	7,1160	786,197	873,464
G	12,000	112,250	47,833	471,690	1,4430	54,060	2585,828
IV	4,400	147,000	1,111	619,440	1,8117	94,518	105,009
H	12,000	124,500	47,833	523,610	1,5750	67,568	3231,956
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			122,33 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			84,000		EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_D) :		122,33 kW

6.12 Degazör (Deaerator)

Karbon çelikten mamul saclar ve borular ile imal edilen buhar kazanlarının sudaki erimiş oksijen nedeni ile "okside" olmaları, yani paslanmaları doğaldır (pasın kimyasal adı "demir oksitdir"). Buhar kazanı içindeki suda oksijen varsa, metal aksamın paslanması kaçınılmazdır, çünkü bu paslanma suyun yüksek pH derecesinde dahi olur. Kazan besleme suyundaki çözünmüş gazların giderilmesi buhar sisteminde önemli bir işlemdir. Besleme suyundaki çözünmüş oksijenin varlığı kazanlardaki hızlı lokal korozyona neden olur. Karbondioksit, suda çözünerek düşük pH seviyeleri ve korozif karbonik asit üretir. Besleme suyunda düşük pH seviyeleri kazan sisteminde ciddi asit ataklarına neden olur. Çözünmüş gazlar ve besleme suyundaki düşük pH seviyeleri kimyasal ilavelerle kontrol edilebilir veya kaldırılabilirken, bu gazların mekanik olarak uzaklaştırılması daha ekonomik ve termal olarak verimli olmaktadır. Bu mekanik süreç hava alma olarak bilinir ve buhar sisteminin ömrünü önemli ölçüde artıracaktır. Bir deaerator, kaynar suyun içindeki çözünmüş oksijen, karbon dioksit ve diğer yoğunlaşmayan gazları almak için kullanır. Besleme suyu, buhar atmosferine ince filmlerle püskürtülür ve doymuşluğa hızla ısıtılır. Besleme suyunu ince filmlerde püskürterek sıvı ile buharla temas eden yüzey alanı artar, bu da daha hızlı oksijen giderme ve daha düşük gaz konsantrasyonları ile sonuçlanır. Bu işlem tüm çözünmüş gazların çözünürlüğünü azaltır ve bunları besleme suyundan uzaklaştırır. Kurutulmuş gazlar daha sonra deaerörden havalandırılır.

Şekil 6.11 de görüldüğü gibi degazörde dört koldan gelen aynı basınçta ve farklı halde bulunan akışkanlar karışmakta ve degazörden yarı basınçla ayrılmaktadırlar. Tablo 6.11 'de ekserji analiz değerleri verilmiştir.

DEGAZÖR



Şekil 6.11 Degazör (Deaerator-Hava Giderici)

Tablo 6.11 Degazör (Deaerator-Hava Giderici) analiz değerleri

DEGAZÖR							
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1\text{ bar}$: $h_o=75,56\text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675\text{ kJ/kgK}$							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ bar	SICAKLIK $^\circ\text{C}$	DEBİ kg/s	ENTALPİ kJ/kg	ENTROPİ kJ/kgK	Özgül Ekserji ex (kJ / kg)	Ekserji Oranı Ex (kW)
H	12,000	124,500	47,833	523,610	1,5750	67,568	3231,956
2	12,000	300,000	1,333	3046,318	7,0334	1001,881	1335,508
III	12,000	191,660	6,388	2793,980	6,5440	891,959	5697,831
IX	12,000	187,960	1,333	798,000	2,2159	155,456	207,222
I	6,000	158,000	56,887	666,790	1,9220	109,771	6244,514
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			4228 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			59,630		EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_D) :		4228 kW

6.13 Pompa 2

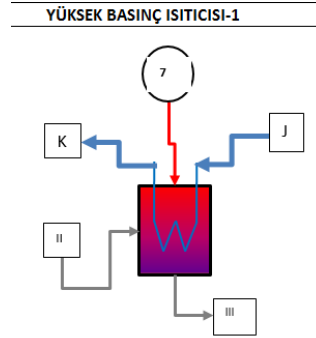
Pompa 2 degazörden gelen 6 bar basıncındaki suyu 144 bar basınca çıkaran kazan besleme suyu pompasıdır. Çevrimde üç tane kazan besleme pompası vardır. Bu en güçlü olanıdır. tablo 6.12 'de ilgili ekserji analiz değerleri verilmiştir.

Tablo 6.12 Pompa 2 analiz değerleri

POMPA 2							
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1\text{ bar}$: $h_o=75,56\text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675\text{ kJ/kgK}$							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ bar	SICAKLIK $^\circ\text{C}$	DEBİ kg/s	ENTALPİ kJ/kg	ENTROPİ kJ/kgK	Özgül Ekserji ex (kJ / kg)	Ekserji Oranı Ex (kW)
I	6,000	158,000	56,887	666,790	1,9220	109,771	6244,514
j	144,000	160,000	56,887	681,977	1,9300	122,630	6976,024
ADYABATİK POMPA GÜCÜ :			863,94 kW				
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			731,5 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			84,600		EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_D) :		132,43 kW

6.14 Yüksek Basınç Isıtıcısı 1 (YBI1)

Türbinin yüksek basınçlı kısmından alınan buhar kazan besleme suyunu ısıtmak için kullanılmaktadır. İki akış karışmadığından bunlara kapalı ısıtıcı da denir. Kapalı ısıtıcının akış şeması aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.13 Yüksek Basınç Isıtıcısı 1 (YBI1)

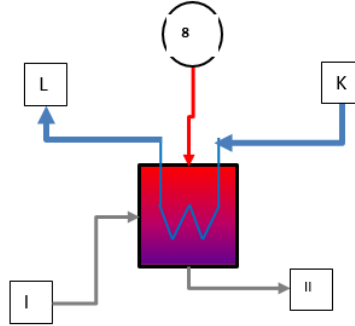
Tablo 6.13 Yüksek Basınç Isıtıcısı 1 (YBI1) analiz değerleri

YÜKSEK BASINÇ ISITICISI (YBI1)							
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1 \text{ bar}$: $h_o=75,56 \text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675 \text{ kJ/kgK}$							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ bar	SICAKLIK $^\circ\text{C}$	DEBİ kg/s	ENTALPİ kJ/kg	ENTROPİ kJ/kgK	Özgül Ekserji ex (kJ / kg)	Ekserji Oranı Ex (kW)
7	12,000	300,000	0,833	3046,320	7,0330	1002,000	834,666
II	19,000	212,000	5,555	900,000	2,4300	195,153	1084,072
III	12,000	191,660	6,388	798,000	2,1600	171,723	1096,963
J	144,000	160,000	56,887	681,977	1,9300	122,630	6976,024
K	144,000	165,600	56,887	707,710	1,9820	133,231	7579,083
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			218 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			73,380		EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_D) :		218 kW

6.15 Yüksek Basınç Isıtıcısı (YBI2)

Türbinin yüksek basınçlı kısmından alınan buhar kazan besleme suyunu ısıtmak için kullanılmaktadır. Kapalı ısıtıcının akış şeması aşağıda verilmiştir. Kapalı ısıtıcı giriş ve çıkış hal özellikleri, tersinmezlikler ve II yasa verimi tablo 6.14'de verilmiştir.

YÜKSEK BASINÇ ISITICISI-2



Şekil 6.14. Yüksek basınç ısıtıcısı 2 (YBI2)

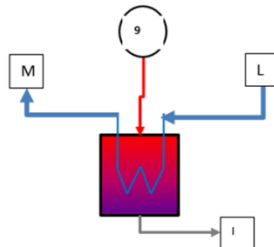
Tablo 6.14 yüksek basınç ısıtıcısı 2 (YBI2) analiz değerleri

YÜKSEK BASINÇ ISITICISI (YBI2)							
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1$ bar : $h_o=75,56$ kJ/kg $s_o=0,2675$ kJ/kgK							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ bar	SICAKLIK °C	DEBİ kg/s	ENTALPİ kJ/kg	ENTROPİ kJ/kgK	Özgül Ekserji ex (kJ / kg)	Ekserji Oranı Ex (kW)
8	19,000	348,000	2,222	3135,300	6,9770	1107,276	2460,366
I	33,000	240,930	3,333	1024,700	2,6770	247,976	826,502
II	19,000	212,000	5,555	900,000	2,4300	195,153	1084,072
K	144,000	165,600	56,887	707,710	1,9820	133,231	7579,083
L	144,000	185,500	56,887	793,974	2,1740	163,623	9307,993
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			473,8 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			78,480		EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_o) :		473,8 kW

6.16 Yüksek Basınç Isıtıcısı (YBI3)

Türbinin yüksek basınçlı kısmından alınan buhar kazan besleme suyunu ısıtmak için kullanılmaktadır. Kapalı ısıtıcının akış şeması aşağıda verilmiştir. Kapalı ısıtıcı giriş ve çıkış hal özellikleri, tersinmezlikler ve II yasa verimi tablo 6.15'de verilmiştir.

YÜKSEK BASINÇ ISITICISI-3



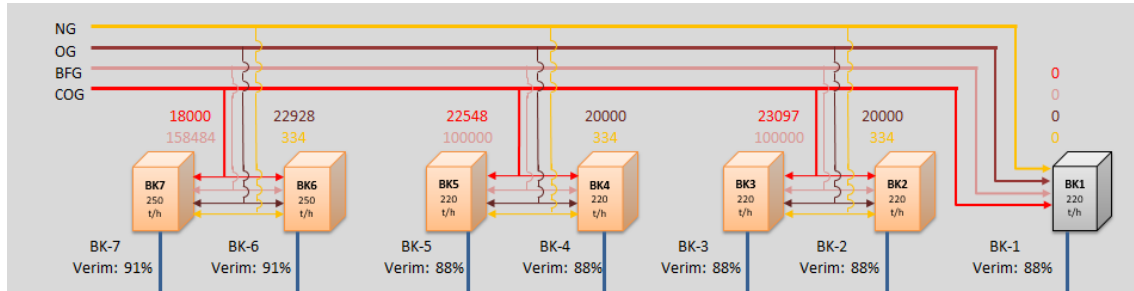
Şekil 6.15 Yüksek basınç ısıtıcısı (YBI3)

Çizelge 6.15 Yüksek basınç ısıtıcısı (YBI3) analiz değerleri

YÜKSEK BASINÇ ISITICISI (YBI3)							
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1\text{ bar}$: $h_o=75,56\text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675\text{ kJ/kgK}$							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ	SICAKLIK	DEBİ	ENTALPİ	ENTROPİ	Özgül Ekserji	Ekserji Oranı
	bar	$^\circ\text{C}$	kg/s	kJ/kg	kJ/kgK	ex (kJ / kg)	Ex (kW)
9	33,000	412,000	3,333	3254,170	6,9140	1244,479	4147,847
I	33,000	240,930	3,333	1024,700	2,6770	247,976	826,502
L	144,000	185,500	56,887	793,974	2,1740	163,623	9307,993
M	144,000	214,950	56,887	924,430	2,4490	214,054	12176,861
TERSİNİR İŞ (W_{tr}) :			452,47 kW				
II. YASA VERİMİ (%) :			86,370		EKSERJİ TAHRİBİ (Ex_D) :		452,47 kW

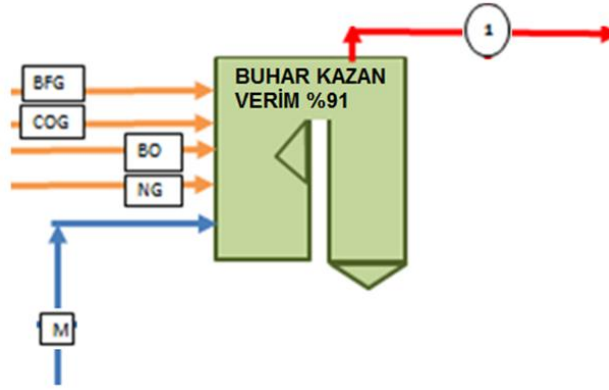
6.17 Buhar Kazanı

Kuvvet santralinde 7 adet kazan kullanılmıştır. Bunlar şekil 6.16 da BK-1 'den BK-7 'ye kadar sıralanmışlardır. BK-6 ve BK-7 kazanları işletmeye son alınan aynı özellikte kazanlardır ve diğer kazanlara göre verimleri daha yüksektir. BK-6 ve BK-7 kazanlarının maksimum buhar üretme kapasiteleri 250 t/h olup verimleri ise %91 'dir. Kalan diğer beş kazan ise aynı olup maksimum kapasiteleri 220t/h ve verimleri ise %88 'dir. Bu kazanlardan çıkan buhar elektrik üretmek üzere beş adet turbo generatöre ve fabrikanın proses işlemlerinde kullanılmak üzere sahaya gönderilir.



Şekil 6.16 Buhar kazanları

Şekil 6.16 'da gösterildiği gibi en son M hattı ile BK7 kazanına besleme suyu verilmektedir. M hattı 144 bar basınçta, 215 $^\circ\text{C}$ sıcaklıkta ve 56.887 kg/s debi ile kazana besleme suyu sağlamaktadır. Kazandan geçen su ısı almakta ve kızgın buhara dönüşmektedir. Şekil 6.17 'de gösterildiği gibi 1 haliyle kazandan ayrılan su 90 bar ve 450 $^\circ\text{C}$ sıcaklıkta kızgın buhardır. Yüksek sıcaklıktaki kızgın buhar türbinlere elektrik üretmek üzere gönderilmektedir.



Şekil 6.17 Buhar kazanı şematik gösterimi

Çeşitli yakıtların kazan brülörlerinde yakılmasıyla üretilen ısı kazandan geçen suyu ısıtmak için kullanılır. Fakat yanmada oluşan ısının hepsi suya geçememektedir ve bir kısmı baca gazı atık ısı olarak çevreye atılmaktadır. Bu nedenle bir kazanı verimli yapan atık baca ısısının, basınç kayıplarının ve kazan ısı kaybının az olmasıdır. Kuvvet santralinde kazanlarda kullanılan yakıtlar doğal gaz, yüksek fırın gazı, çelikhane gazı (OG) ve kok gazıdır. Santralde kullanılan kazanlar yoğuşmalı olmayıp yakıtın alt ısı değerine göre tasarlanmışlardır. Kazanlarda kullanılan bu gazların ortalama alt ısı değerleri Çizelge 6.16' da verilmiştir. Çizelge 6.17' de ise yakıtların bileşenleri ve kazan tüketim debileri verilmiştir.

Tablo 6.16 Kuvvet santralinde kullanılan gazların alt ısı kalorifik değerleri

Gaz Türü	Kazan Girişindeki Yoğunluğu (kg/m ³)	Alt Isıl Değeri Hu (kcal/kg)
Doğal gaz	0,851	8250
Yüksek fırın gazı	1,359	680
Çelikhane gazı (OG)	1,511	1500
Kok gazı	0,486	4263

Çizelge 6.17 Yakıtların bileşenleri, hacimsel oranları ve hacimsel debileri

Gaz yakıtlar	Yakıtların bileşenleri		Hacimsel (molar) oranları (%)	Hacimsel debi (m ³ /s)
Kok Gazı	Hidrojen	H ₂	57.58	0.5251
	Oksijen	O ₂	0.36	0.002
	Azot	N ₂	7.14	0.059
	Metan	CH ₄	22.9	0.1907
	Karbonmonoksit	CO	6.95	0.057
	Karbondioksit	CO ₂	3.2	0.025
	Etilen	C ₂ H ₄	1.46	0.01218
	Etan	C ₂ H ₆	0.49	0.004
	Asetilen	C ₂ H ₂	0.1	0.00083
Yüksek Fırın Gazı	Hidrojen	H ₂	1.74	0.0348
	Azot	N ₂	57.06	11.412
	Karbonmonoksit	CO	23.12	0.4624
	Karbondioksit	CO ₂	18.8	0.3616
Konverter Gazı	Azot	N ₂	29.0	0.8845
	Karbondioksit	CO ₂	21.0	0.6405
	Karbonmonoksit	CO	60.0	1.525
Doğalgaz	Metan	CH ₄	85.0	5.3125
	Etan	C ₂ H ₆	7	0.4375
	Propan	C ₃ H ₈	3.0	0.1875
	Bütan	C ₄ H ₁₀	2.0	0.1250
	Azot	N ₂	2.1	0.1312
	Karbondioksit	CO ₂	3.0	0.1875
	Diğerleri	-	0.4	0.025

Yüksek fırın gazı, çelikhane gazı (OG) ve kok gazı işletmede prosesler sonucu oluşan atık gazlardır. Bunlar birlikte kazanda kullanılmaktadır. Üretilen ısı her üçünün toplamı olmaktadır. Bu gazlar mevcut olmadığı durumlarda buhar üretiminin devamı için doğalgaz kullanılmaktadır.

6.17.1 Kazanda ekserji tahribi

Her özel durum için kazanda toplam tersinmezliğin hangi oranda olduğunu belirlemek prensip olarak mümkün değildir. Ancak proses adyabatik olarak dikkate alınırsa ekserji durumlarını ve şartlarını belirlemek mümkün olur. Kazanda gerçekleşen yanma sonucu oluşan ürünlerin ekserjilerini belirlemek ayrı bir çalışma konusudur. Bu nedenle yanma ürünlerinden, ekonomizerden ve kızdırıcıdan kaynaklanan ekserjiler bu çalışmaya dâhil edilmemiştir. Yalnızca yakıtın yakılması sonucu açığa çıkan ısı enerjisinin suya aktarıldığı kabul edilmiştir. Kazana giren ve kazandan çıkan güç akışkanının kütle miktarlarının değişmediği kabul edilerek, sürekli şartlarda çalışan buhar kazanının ekserji

hesabi yapılmıştır. Buhar kazanı ekserji analiz için elde edilen sonuçlar Çizelge 6.18' de verilmiştir.

Burada çalışan BK-7 kazanı $\eta_K = \% 91$ verimli kazandır. Kazanda suya geçen ısı kazan giriş ve çıkışı arasındaki entalpi farkından hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{1-M} = \dot{m}(h_1 - h_M) \quad (6.21)$$

Yakılan yakıtın kazanda kaybettiği ısı ise yanma sonucu oluşan ısının kazan çıkışındaki baca gazındaki enerji farkından hesaplanır.

$$\text{yanma sonucu üretilen ısı : } \dot{Q} = \dot{m}_{yakıt} * H_u \quad (6.22)$$

$$\text{kazana geçen ısı} = \dot{m}_{yakıt} * H_u - \dot{m}_{baca\ gazı} * h_{baca} \quad (6.23)$$

h_{baca} : baca gazı entalpi değeridir.

Burada baca gazının sıcaklığı bilinmediğinden entalpi değeri de bilinmemektedir. Birim zamanda üretilen ısının kazana geçen kısmı kazan veriminden hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_K = \frac{\dot{Q}_{1-M}}{\eta_K} \quad (6.24)$$

Kazan sisteminden çevreye ısı kaybı kazan verimi ile belirlendiğinden %91 kazan verimine göre kazanda bırakılan ısının %9 çevreye kaybolmaktadır. Bu nedenle kazandan çevreye birim zamanda kaybolan ısı gücü aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{kayıp} = \dot{Q}_K - \dot{Q}_{1-M} \quad (kW) \quad (6.25)$$

Kazanda yanma sonucu oluşan ısının ekserji değeri sağlayacağı tersinir iş olur. Kaynak sıcaklığı ve çevre sıcaklığı bilinen ısı makinesinin tersinir ısı verimi ve tersinir işi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{T_o}{T_K} \quad W_{tr} = \eta_{tr} * \dot{Q}_K \quad (6.26)$$

Burada T_o çevre sıcaklığı ve T_K kazan ortalama sıcaklığıdır. Kazan ortalama sıcaklığı kazana giren ve çıkan suyun ortalama sıcaklığına eşittir

$$T_K = \frac{T_M + T_1}{2} = \frac{540 + 215}{2} = 377,5$$

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{T_o}{T_K} = 1 - \frac{(273 + 18)}{(377,5 + 273)} = 0,447$$

$$W_{tr} = \eta_{tr} * \dot{Q} = \eta_{tr} * \dot{m} * H_u = 0,447 * 4,893 * 34542,75 = 75550,9 \text{ kW}$$

Kazan suyunun kazandığı ekserji değeri

$$\dot{W}_{tr,su} = \dot{m} * (\psi_g - \psi_\varsigma) = 56,887 * (1514,788 - 214,054) = 73995 \text{ kW}$$

Kazan dolayısıyla tahrip olan ekserji miktarı:

$$\dot{W}_{tr} - \dot{W}_{tr,su} = 75550,9 - 73995 = 1556 \text{ kW}$$

Tablo 6.18 Buhar kazanı enerji ve ekserji analiz değerleri

BK-7 KAZANI (VERİM=%91)							
Ölü Hal: $T_o=18^\circ\text{C}$ $P_o=1 \text{ bar}$: $h_o=75,56 \text{ kJ/kg}$ $s_o=0,2675 \text{ kJ/kgK}$							
GİRİŞ-ÇIKIŞ	BASINÇ	SICAKLIK	DEBİ	ENTALPİ	ENTROPİ	Özgül Ekserji	Ekserji Oranı
	bar	$^\circ\text{C}$	kg/s	kJ/kg	kJ/kgK	ex (kJ / kg)	Ex (kW)
1	90,000	540,000	56,887	3487,290	6,7862	1514,788	86171,762
M	144,000	214,950	56,887	924,430	2,4490	214,054	12176,861
YAKIT: DOĞALGAZ			4,893	34542,750			
YANMA SONUCU ISI:				169017,67 kW			
KAZANDA SUYA GEÇEN ISI:				145793,42 kW			
KAZANA GEÇEN TOPLAM YANMA ISISI:				160212,55 kW			
KAZANDAN ÇEVREYE KAYBOLAN ISI				14419,2 kW			
ÇIKAN BACA GAZI ISISI:				8805,13 kW			
KAZAN TERSİNİR İŞİ:				75551 kW			
KAZAN SUYUNUN KAZANDIĞI EKSERJİ:				73995			
II. YASA VERİMİ (%):				97.9		EKSERJİ TAHRİBİ (E_{x_D}) :	1556 kW

7. SONUÇLARIN ANALİZ EDİLMESİ

Şimdiye kadar verilen hesaplamalarda kuvvet santralinde her elemanın enerji ve ekserji hesaplamaları yapıldı. Her eleman için bulunan ekserji kayıp değerlerinden elemanlardaki tersinmezliklerin büyüklüğü tespit edildi. Bir ısı makinesi olarak çevrimin ısı verimi ve çevrimde oluşan toplam tersinmezlikler de hesaplanabilir. Bunun için kazan ortalama sıcaklığı ve çevre sıcaklığı arasında çalışan bir ısı makinesi olarak çevrim değerlendirildiğinde yanan yakıtın verdiği ısıнын kullanılabilirliği ısı makinesinin tersinir işine eşittir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$W_{tr} = \eta_{tr} * \dot{Q} = 75551 \text{ kW} \quad \text{bulunmuştur.}$$

Çevrimden çıkan net iş:

$$\dot{W}_y = \dot{W}_t - (\dot{W}_{P1} + \dot{W}_{P2} + \dot{W}_{P3}) = 75551 - (50.57 + 6.91 + 863.94) = 50078.6 \text{ kW}$$

Çevrimde oluşan tersinmezlik veya ekserji tahribi ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$I = 75551 - 50078.6 = 25472.4 \text{ kW}$$

Isı makinesinde 25472.4 kW kadar iş gücü potansiyeli bulunurken tersinmezliklerden dolayı işe dönüştürülememiştir. Bu durumda ısı makinesinin II. yasa verimi aşağıdaki gibi olur.

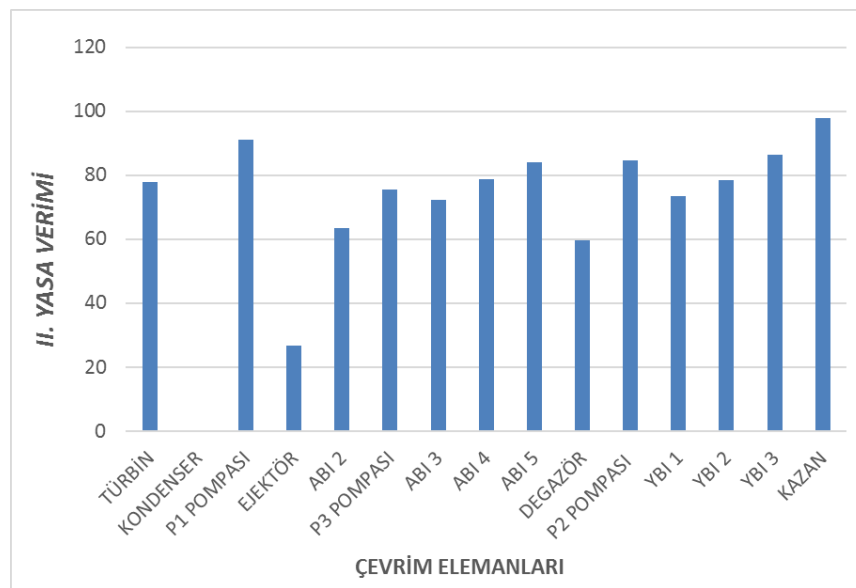
$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_y}{\dot{W}_{tr}} = \frac{50078.6}{75551} = 0.663 = \%66.3$$

İkinci yasa verimine göre bu ısı makinesi iş gücü potansiyelinin ancak %66 'sını işe dönüştürebilmiştir, %34 'ünü ise tersinmezlikler ve ısı kayıpları nedeniyle işe dönüştürülemedi. Çevrimin ısı verimi ise çevrimden çıkan net işin yakılan yakıtın çevrime sağladığı ısıya oranıdır.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_y}{\dot{Q}} = \frac{50078}{169017} = 0.296 = \%29.6$$

Aşağıda verilen Şekil 6.18 'de çevrim elemanlarının II. yasa verimleri verilmiştir. Şekil 6.18 verilen değerlere göre II. yasa verimi en düşük olan elemanlar ejektör ve kondenser iken kazan ve P₁ pompası II. yasa verimleri en yüksek elemanlar olduğu görülmektedir. Şekil 618 değerlerine göre kondenser, ejektör ve degazör tersinmezlik açısından üzerinde durulması gereken elemanlar olduğu görülmektedir. Kondenser atık ısının çevre bir ortama atılmasını sağlayan bir eleman olduğundan II yasa veriminin sıfır olması istenen bir durumdur. Çünkü çevrimin sürdürülebilmesi için atık ısının atılması gerekmektedir. Bu nedenle ısı kaybı yönünden herhangi bir işlem yapılmasına gerek duyulmayan bir elemandır. Ancak elemandaki basınç kayıplarının düşürülmesi pompa güç tüketimleri azaltacağından ısı verim üzerinde pozitif etkisi olur

Aynı şekilde Türbin doğrudan iş üreten makine olduğu halde II. yasa veriminin (%77.74) düşük olması iç sürtünmeler ve ısı kayıpları gibi tersinmezliklerin yüksek olduğunu göstermektedir. Türbinde iç sürtünmeleri ve ısı kayıpları azaltmaya yönelik uygulamalar II. yasa verimini biraz daha artırılabilir bir durum olabilir.

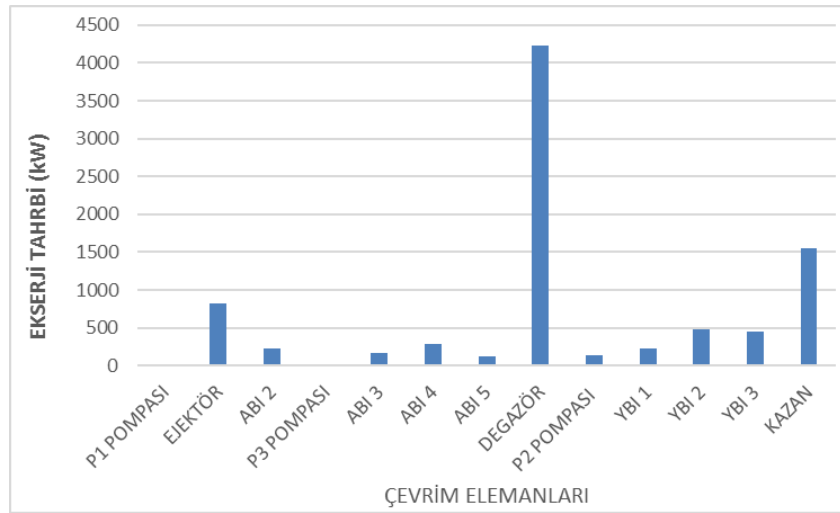


Şekil 6.18 Çevrim elemanların II. yasa verimleri

Aşağıda Şekil 6.19 'a göre türbin ve kondenser dışında diğer çevrim elemanların ekserji tahripleri gösterilmiştir. Şekilde verilenlere göre Degazörün ekserji tahribi diğerlerine göre çok daha yüksek çıkmıştır. Degazör çözünmüş oksijenin sudan ayrıldığı ve çevreye atıldığı elemandır. Çok işlemler gerektirmesi ekserji miktarının yüksek

olmasına neden olmuştur. Elemanda basınç kayıpları ve ısı kayıplarını azaltmaya yönelik işlemler uygulandığı takdirde bu değerler aşağı çekilebilir ve II. yasa verimi artırılabilir. Ejektör II. yasa verimi Degazöre göre çok düşük olmasına rağmen ekserji tahribi degazöre göre çok daha düşüktür. Bu nedenle Degazörü II. yasa verimini artırmaya yönelik uygulamalar yapmak ejektöre yapılacak uygulamalardan daha etkili olacağı görülmektedir.

Sonuç olarak ejektör ve degazör ekserji analizi yönünden tersinmezlikleri yüksek olan elemanlar olduğu görülmektedir. Bu nedenle tersinmezlikleri azaltmaya yönelik iyileştirmelerin uygulanması gereken elemanlardır.



Şekil 6.19 çevrim elemanlarında oluşan ekserji kayıpları

SONUÇ

Bu çalışmada İskenderun Demir-Çelik A.Ş tarafından işletilen İsdemir Kuvvet santralinde çevrim elemanların tersinmezlik derecelerini tespit etmek için ekserji analizleri yapılmıştır. İsdemir kuvvet santrali, çelik üretim işlemlerinde oluşan atık gazları değerlendirmek amacıyla kurulmuş bir santraldir. Atık gazlar 7 adet kazanda yakılarak kızgın buhar üretiminde kullanılmaktadır. Üretilen kızgın buhar santralde bulunan 5 ayrı türbinden geçirilerek işletme için gerekli elektrik gücü sağlandığı gibi proseslerde de kullanılmak üzere fabrika sahasına gönderilebilmektedir. Atık gazlar mevcut olmadığında doğalgaz ile de çalışabilen bir santraldir. Santralde iki adet 25MW ve üç adet 55MW turbo generatörle elektrik üretilmektedir. Santralin ısı verimini artırmak amacıyla ara buhar almalı Rankine çevrimi kullanılmıştır. Besleme suyunu ısıtmak ve degazörde kullanılmak üzere türbinin değişik kademelerinde buhar çekilmektedir. Besleme suyunu ısıtmak için kapalı besleme suyu ısıtıcıları kullanılmıştır.

Bu çalışmada 55MW turbo generatörlü buhar güç çevrim santralinde kullanılan elemanlarında tersinmezliklerin tespiti için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. İşletme halinde 51 MW güç üreten santralin 32 ayrı ölçüm noktasından alınan çevrim akışkanları hal özellikleri ve yakıt tüketim verileri ile enerji, ekserji ve verim hesaplamaları yapılmıştır. Analizlerde çevrimdeki ana elemanları dışında kullanılan boru hatlarında ve diğer elemanlarda oluşan akışkan tersinmezlikleri hesaplamalara dahil edilmemiştir.

İşletme aşamasında alınan verilere göre santralin ısı verimi %29.6 ve II yasa verimi ise %66.3 bulunmuştur. Türbin izantropik verimi %90.6 gibi yüksek bir değer çıkarken II. yasa verimi ise %77.7 gibi düşük çıkmıştır. İzantropik verimin yüksek olması içsel sürtünmelerin az olduğuna ve II. yasa veriminin düşük olmasının nedeni ise türbinde çok ara buhar alma sayısına bağlanmıştır. Hesaplanan II. yasa verimlerine göre ejektör ve kondenser en düşük, kazan ve P₁ pompası ise en yüksek II. yasa verimine sahip oldukları görülmüştür. Türbin ve kondenser ayrı tutulduğunda en yüksek ekserji kaybı degazörde görülürken ejektör ve kazanda da yüksek olduğu görülmüştür.

Sonuç olarak yapılan ekserji analizinde ejektör ve degazörün tersinmezliklerinin yüksek olduğu görülmüştür. Bu elemanlarda tersinmezlikleri minimize etmek için enerji kayıplarının olabildiğince azaltılması önemli olduğu görülmektedir.

8. KAYNAKLAR

- Isam H. Aljundi. 'Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan'. *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, Issues 2-3, February 2009, Pages 324-328
- M. Kopac, A. Hilalci. 'Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Çatalağzı power plant in Turkey'. *Applied Thermal Engineering*, 27(2007), pp. 1377-1385
- M. Rosen and I. Dincer. 'Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems'. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(2003), pp. 121-133
- Z. Utlu and A. Hepbasli. 'A review on analyzing and evaluating the energy utilization efficiency of countries'. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11(2007), pp. 1-29
- J. Szargut, D.R. Morris and F.R. Steward. 'Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes Hemisphere'. New York(1988)
- M. Rosen, I. Dincer. 'Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development Exergy'. *International Journal*, 1(1) (2001), pp. 1-11
- I. Dincer and Y. A. Cengel. 'Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering Entropy'. 3 (3) (2001), pp. 116-149
- G. Alefeld. 'Heat Conversion Systems'. CRC Press, Boca Raton, FL (1993)
- I. Dincer, H. Al-Muslim. 'Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plant'. *International Journal of Energy Research*, 25(2001), pp.727-739
- O. Badran. 'Gas-turbine performance improvements'. *Applied Energy*, 64(1999), pp. 263-273
- C. Carcaschi and B. Facchini 'Comparison between two gas turbine solutions to increase combined power plant efficiency'. *Energy Conversion and Management*, 41 (2000), pp. 757-773

- F. F. Huang. ‘ Performance evaluation of selected combustion gas turbine cogeneration systems based on first and second- law analysis’. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 112(1990), pp. 117-121
- G. Verkhivker, B. Kosoy, ‘On the exergy analysis of power plants’. *Energy Conversion and Management*’ 42(2001), pp. 117-121
- I. Marrero, A. Lefsaker, A. Razani, K. Kim. ‘ Second law analysis and optimization of a combined triple power cycle’. *Energy Conversion and Management*, 43(2002), pp. 557-573
- E. Bilgen. ‘Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration systems’. *Energy*, 25 (2000), pp. 1215-1229
- D. Sue and C. Chuang. ‘Engineering design and exergy analyses for combustion gas turbine based power generation System’. *Energy*, 29(2004), pp. 1183-1205
- M. Ameri, P. Ahmadi and S. Khanmohammadi. ‘Exergy analysis of 420 MW combined cycle power plant’. *International journal of energy research*, 2008; 32:175-183
- Çengel, Y.A. ve Boles, M.A. (2012), “Termodinamik, Mühendislik Yaklaşımıyla”, Güven Bilimsel, İstanbul, 2012
- Heper, Y. (2001), “Buhar Santralleri Teorisi ve Uygulaması”, Metu Press, Ankara.
- Rosen, M.A. ve Dinçer, İ. (2004), “Effect of Varying Dead-State Properties on Energy and Exergy Analysis of Thermal Systems”, *International Journal of Thermal Science*, 43,121-133.
- Szargut, J. (1980), “International Progress in Second Law Analysis”, *Energy* 5, 709.
- Erduranlı, P. (1997), “Enerji Santralına Ekserji Analizinin Uygulanması”, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak.
- Hepbaşlı, A. (2008), “Endüstriyel İşletmelerde Ekserji Yönetim Sisteminin Kurulması Gerekli Mi?”, *Termodinamik*, Sayı 190.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M. (1996), “Thermal Design and Optimization”, John Wiley and Sons, USA.

Kotas, T.J. (1995), “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, Kreiger Publishing Company, Malabar, Florida.

İsdemir, (2016) Kuvvet Santrali, İşletme Mühendis Notları

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ahmet KURTARAN
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : SOLHAN / 29.11.1989
Telefon : 05397754617
Faks : -
e-mail : ahmetkurtaran33@gmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı,	İlçe,	İl	Bitirme Yılı
Lise	: Mersin Teknik Lisesi Merkez		Mersin	2004
Üniversite	: Batman Üniversitesi Merkez		Batman	2012

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2013	Maltepe E.M.L.	Otomotiv Öğretmeni
2013-2014	K.K.K.Astsubay M.Y.O.	Öğretim Görevlisi
2014-Halen	İsdemir	Amir Yrd.

UZMANLIK ALANI

Enerji, Mekanik Bakım, Hidrolik-Pnömatik, Otomotiv, Emisyon

YABANCI DİLLER

İngilizce (orta)

YAYINLAR*

* Yakıt Hücrelerinin Taşıtlara Uygulanması	Batman Üniversitesi, 2016
* İSDEMİR Kuvvet Santrali Enerji ve Ekserji Analizi	Batman Üniversitesi, 2019