



**TEKSTİLDE BOYAMA İŞLEMİ GERÇEKLEŞTİREN BİR
KOJENERASYON TESİSİNİN ENERJİ VE EKSERJİ
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Beyza Nur BEŞTEPE

Anabilim Dalı: Enerji Sistemleri Mühendisliği

Programı: Enerji Planlaması ve Verimliliği

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Emre TURGUT

EKİM-2018

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEKSTİLDE BOYAMA İŞLEMİ GERÇEKLEŞTİREN BİR KOJENERASYON
TESİSİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Beyza Nur BEŞTEPE

Anabilim Dalı: Enerji Sistemleri Mühendisliği
Programı: Enerji Planlaması ve Verimliliği

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Emre TURGUT

EKİM-2018

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEKSTİLDE BOYAMA İŞLEMİ GERÇEKLEŞTİREN BİR KOJENERASYON
TESİSİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Beyza Nur BEŞTEPE
(161135108)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 6 Eylül 2018

Tezin Savunulduğu Tarih : 12 Ekim 2018

Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Emre TURGUT (F.Ü.)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Mehmet ESEN (F.Ü.)

Dr. Öğr. Üyesi Erdem IŞIK (M.Ü.)

EKİM-2018

ÖNSÖZ

Hazırlamış olduğum bu tez, birçok kişi ve kurumun desteği sayesinde gerçekleşmiştir. Lisans ve yüksek lisans eğitimim boyunca ve bu tezin hazırlanmasında her konuda ilgisini ve desteğini esirgemeyen danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Emre TURGUT'a teşekkür ederim.

Enerji ve ekserji alanındaki bilgisini aktaran, her konuda desteğini ve yardımlarını esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Dr. Mert GÜRTÜRK'e teşekkür ederim.

Tezde yer alan analizleri yapmama olanak sağlayan Arıkan Mensucat A.Ş. bünyesinde çalışan Sayın Makine Enerji Müdürü Harun BİLGİNER'e, Sayın Makine Mühendisi Resul AKBABA'ya, Sayın Elektrik-Elektronik Mühendisi Seydi DOĞAN'a ve ekip arkadaşlarına, yardımlarından dolayı teşekkür ederim.

Desteğini, sevgisini ve şefkatini esirgemeyen, okumam için hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan Annem Yasemin BEŞTEPE'ye, varlığıyla ilham veren, bugünlere gelmemi sağlayan ve beni her zaman destekleyen Babam Ahmet BEŞTEPE'ye, anlayışı ve sevgisiyle her zaman yanımda olan biricik Kardeşim Muhammed İkbâl BEŞTEPE'ye ve her anımda sevgilerini ve desteklerini gösteren arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Bu tez, Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (FÜBAP) birimi tarafından proje numarası TEKF. 17.10. ile desteklenmiştir. FÜBAP birimine desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Beyza Nur BEŞTEPE

ELAZIĞ – 2018

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	I
İÇİNDEKİLER.....	II
ÖZET	IV
SUMMARY	V
ŞEKİLLER LİSTESİ	VI
TABLolar LİSTESİ	VIII
SEMBOLLER LİSTESİ	IX
KISALTMALAR.....	XI
1. GİRİŞ	1
1.1. Dünya’da ve Türkiye’de Enerji.....	1
1.2. Birleşik Isı ve Güç Sistemleri	6
1.2.1. Kojenerasyon Sistemlerinin Dünya’da ve Türkiye’deki Tarihsel Gelişimi.....	8
1.3. Literatür Araştırması	11
1.4. Termodinamik Analiz	18
1.4.1. Termodinamiğin Temel Kavramları ve Bağlıntılar	18
1.4.1.1. Termodinamiğin 1.Kanunu	19
1.4.1.2. Sürekli Akışlı Açık Sistem.....	20
1.4.1.3. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerin Enerji Analizleri	20
1.4.1.4. Termodinamiğin 2. Kanunu	21
1.4.1.5. Entropi.....	22
1.4.1.6. Sürekli Akışlı Açık Sistem İçin Entropi Dengesi	23
1.4.1.7. Saf Maddeler İçin Entropi Değişimi	24
1.4.1.8. Sıvı ve Katıların Entropi Dengesi	24
1.4.1.9. Mükemmel Gazların Entropi Değişimleri.....	25
1.4.1.10. Entropi Değişiminin Nedenleri ve Sonuçları	25
1.4.1.11. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi	25
1.4.2. Ekserji	26
1.4.2.1. Ekserji Bileşenleri	27
1.4.2.2. Ekserji Kaybı ve Yıkımı	28
1.4.2.3. Referans Çevre.....	29

2.	MATERYAL VE METOD.....	30
2.1.	Kojenerasyon Tesisinin Tanıtılması	30
2.2.	Motorun Yanma Analizi	34
2.3.	Sistemde Bulunan Ünitelerin Enerji ve Ekserji Dengeleri	38
2.3.1.	Turboşarj	38
2.3.2.	ID ₁	40
2.3.3.	ID ₂	41
2.3.4.	ID ₃	43
2.3.5.	ID ₄	44
2.3.6.	Motor.....	46
2.3.7.	Atık Isı Kazanı	47
2.3.8.	Ekonomizer	49
2.3.9.	Degazör	50
2.3.10.	Kondens Tankı	52
2.3.11.	Pompa 1	53
2.3.12.	Pompa 2	54
2.3.13.	Pompa 3	56
2.3.14.	Pompa 4	57
2.3.15.	Kojenerasyon Sistemi	58
3.	BULGULAR.....	60
3.1.	Enerji Analizi Bulguları	61
3.2.	Ekserji Analizi Bulguları	63
3.3.	Kojenerasyon Sisteminin Enerji ve Ekserji Bulguları	65
4.	SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	67
5.	ÖNERİLER	70
	KAYNAKLAR	71
	ÖZGEÇMİŞ.....	75

ÖZET

Bu tezde, Kahramanmaraş'ta bulunan bir tekstil fabrikasının buhar ve elektrik ihtiyacını karşılamak amacıyla kurulmuş bir kojenerasyon tesisinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerde, sistemde bulunan ünitelerin birbirleriyle ve çevreyle olan etkileşimleri incelenerek performans değerlendirilmesi gerçekleştirilmiştir. Yakıt olarak doğalgaz kullanılan kojenerasyon tesisinde, içten yanmalı bir motor sayesinde elektrik üretilmektedir. Motordan çıkan baca gazlarının ısısı, bir atık ısı kazanına aktararak buhar üretilmektedir. Üretilen buhar, tekstil boyama işlemi için kullanılmaktadır.

Yapılan enerji ve ekserji analizleri sonucunda, kojenerasyon tesisinin enerji kaybı 13098.7 kW, enerji verimi %68.9, ekserji kaybı 7018.74 kW ve ekserji verimi %56.48 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen verim ifadeleri, üretici firma tarafından hazırlanan katalogdaki verim ifadeleri ile karşılaştırılmıştır. Kojenerasyon tesisinde enerji veriminin en yüksek olduğu ünite %99.76 ile 2 numaralı su devir daim pompası (P_2) ve en düşük olduğu ünite %3.8 ile ekonomizerdir. Ekserji veriminin en yüksek olduğu ünite, %96.91 ile P_2 ve en düşük olduğu ünite %3.33 ile ekonomizer olmuştur. Kojenerasyon tesisinde, en yüksek enerji ve ekserji kaybının 8083.42 kW ile turboşarj ünitesinde meydana geldiği görülmüştür. Enerji kaybının en düşük olduğu ünite, 2.2 kW ile 3 numaralı devir daim pompası (P_3) ve ekserji kaybının en düşük olduğu ünite 2.18 kW ile 4 numaralı su devir daim pompası (P_4) olmuştur.

Analizleri yapılan kojenerasyon tesisinde, enerji ve ekserji kaybının motorda ve motora bağlı sistemlerde (Turboşarj (TŞ), ısı değiştiriciler (ID) ve atık ısı kazanı (AIK)) yüksek olduğu sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Termodinamik, kojenerasyon, enerji analizi, ekserji analizi, verim

SUMMARY

Energy And Exergy Analysis of a Cogeneration System Textile Painting Process

In this thesis, energy and exergy analysis of a cogeneration power plant established to meet the steam and electricity needs of a textile factory in Kahramanmaraş was carried out. In this analysis, performance evaluation was done by examining interactions among the units in system and their environment. In a cogeneration plant where natural gas is used as fuel, electricity is produced by an internal combustion engine. Steam is produced by transferring the heat of the flue gases by motor to a waste heat boiler. The steam that is produced, is used for textile dyeing process.

As a result of the energy and exergy analyses been done, the energy loss of the cogeneration plant was calculated as 13098.7 kW, energy yield as 68.9%, exergy loss as 7018.74 kW and exergy yield as 56.48%. The yield expressions obtained are compared to the ones in the catalog prepared by the manufacturer. In the cogeneration plant, the unit with the highest energy efficiency is water circulation pump number 2 (P2) with 99.76% and the lowest is economiser with 3.8%. The unit with the highest exergy efficiency is the water circulation pump number 2 (P2) with 96.91% and the lowest is economizer with 3.33%. In the cogeneration plant, it is observed that the unit with the highest loss of energy and exergy is turbocharged with 8083.42 kW. The unit with the lowest energy loss is the P3 with 2.2 kW, and the unit with the lowest loss of exergy was P4 with 2.18 kW.

In the cogeneration plant where the analyses performed, it is concluded that the loss of energy and exergy is high in the engine and engine related systems (Turbocharger, heat exchanger (ID) and waste heat boiler (AIK)).

Key words: Thermodynamics, cogeneration, energy analysis, exergy analysis, efficiency

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1.	Nüfus, GSYİH büyüme oranı ve birincil enerji talebi projeksiyonları..... 2
Şekil 1.2.	Türlerine göre fosil yakıt rezervlerinin kalan ömürleri 2
Şekil 1.3.	2016-2040 yılları arasında yeni politikalar senaryosu dikkate alındığında kaynaklara göre enerji arzı altyapısı için yatırımlar 3
Şekil 1.4.	Toplam birincil enerji tüketimi 5
Şekil 1.5.	Kaynak bazında birincil enerji tüketimi 6
Şekil 1.6.	Klasik uygulama ve kojenerasyon uygulamasının karşılaştırılması 7
Şekil 1.7.	Türkiye’de kojenerasyon kapasitesinin 1992-2013 yılları arasındaki gelişimi 10
Şekil 1.8.	Türkiye’deki kojenerasyon santrallerinin kullanım alanları 10
Şekil 1.9.	Sistem, sınır ve çevre 18
Şekil 1.10.	Kapalı ve açık sistem şematik görünümü 19
Şekil 2.1.	Kojenerasyon tesisinin akış şeması 31
Şekil 2.2.	Turboşarj akış şeması 39
Şekil 2.3.	ID ₁ akış şeması 40
Şekil 2.4.	ID ₂ akış şeması 42
Şekil 2.5.	ID ₃ akış şeması 43
Şekil 2.6.	ID ₄ akış şeması 45
Şekil 2.7.	Motor akış şeması 46
Şekil 2.8.	Atık ısı kazanı akış şeması 48
Şekil 2.9.	Ekonomizer akış şeması 49
Şekil 2.10.	Degazör akış şeması 51
Şekil 2.11.	Kondens tankı akış şeması 52
Şekil 2.12.	P ₁ akış şeması 53
Şekil 2.13.	P ₂ akış şeması 55
Şekil 2.14.	P ₃ akış şeması 56
Şekil 2.15.	P ₄ akış şeması 57
Şekil 2.16.	Kojenerasyon sistemi akış şeması 58
Şekil 3.1.	Sistemde bulunan ünitelerin enerji kayıpları ve enerji kayıp oranları 62
Şekil 3.2.	Sistemde bulunan ünitelerin enerji verimleri 63
Şekil 3.3.	Sistemde bulunan ünitelerin ekserji kayıpları ve ekserji kayıp oranları 64

Şekil 3.4.	Sistemde bulunan ünitelerin ekserji verimleri	65
Şekil 3.5.	Kojenerasyon sistemi enerji ve ekserji değerleri	66
Şekil 3.6.	Kojenerasyon sisteminin teorideki ve uygulamadaki enerji verim değerleri ...	66



TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No:

Tablo 1.1. Dünya Birincil Enerji Tüketimi (Milyon TEP)	4
Tablo 1.2. Birincil ve nihai enerji tüketiminin yıllık bazda ortalama artış oranları	5
Tablo 1.3. Enerji ve ekserji arasındaki farklar	27
Tablo 1.4. Referans çevre modeli	29
Tablo 2.1. Kojenerasyon sisteminde bulunan düğüm noktaları ve termodinamik özellikleri.	32
Tablo 2.2. Motorun katalog değerleri	33
Tablo 2.3. Yanma havası bileşenleri ve özellikleri	34
Tablo 2.4. Doğalgaz bileşenleri ve özellikleri	35
Tablo 2.5. Baca gazı bileşenleri ve özellikleri	36
Tablo 2.6. Eşitlik (19)'da verilen katsayı değerleri	36
Tablo 2.7. Kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan bileşenlerin enerji eşitlikleri	37
Tablo 3.1. Kojenerasyon tesisinde bulunan düğüm noktalarının enerji ve ekserji değerleri ..	60
Tablo 3.2. Ünitelerin enerji değerleri.....	62
Tablo 3.3. Ünitelerin ekserji değerleri	64

SEMBOLLER LİSTESİ

$\bar{C}_p$	:Spesifik özgül ısı kapasitesi, kJ/kmol.K
C_{ort}	:Ortalama özgül ısı kapasitesi, kJ/kg.K
C_p	:Özgül ısı kapasitesi, kJ/kg.K
$\dot{E}$	:Enerji, kW
E_k	:Enerji kaybı, kW
$\dot{E}_x$	:Ekserji, kW
ex	:Spesifik ekserji, kJ/kg
$\dot{E}_x^{fiz}$	:Fiziksel ekserji, kW
$\dot{E}_x^{kim}$	:Kimyasal ekserji, kW
$\dot{E}_x^{kin}$	:Kinetik ekserji, kW
$\dot{E}_x^{pot}$	:Potansiyel ekserji, kW
$\dot{E}_x^{top}$	:Toplam ekserji, kW
g	:Yer çekim ivmesi, m/s ²
h	:Entalpi, kJ/kg
i	:Tersinmezlik, kJ
i	:Özgül tersinmezlik, kJ/kg
ke	:Kinetik enerji, J
m	:Kütle, kg
$\dot{m}$	:Kütleli debi, kg/s
M	:Molar kütle, kg/kmol
P	:Basınç, Pa
P_0	:Atmosfer basıncı, Pa
Pe	:Potansiyel enerji, J
Q	:Isı enerjisi, kJ
R	:İdeal gaz sabiti, kJ/kg.K
s	:Entropi, kJ/kgK
S	:Entropi, kJ/K
$S_{üretim}$	:Entropi üretimi, kJ/K
T	:Sıcaklık, (°C, K)
t	:Zaman, s
T_0	:Çevre sıcaklığı, (°C, K)
$T_{yüzey}$	:Yüzey sıcaklığı (°C, K)
V	:Hacim, m ³
v	:Hız, m/s
v	:Özgül hacim, m ³ /kg
W	:İş, J
x	:Kuruluk derecesi, birimsiz
y	:Yok edilen ekserji oranı, birimsiz
z	:Yükseklik, m
η_I	:Birinci yasa verimi, birimsiz

η_{II}	:İkinci yasa verimi, birimsiz
η_{tr}	:Tersinir verim, birimsiz
γ	:Enerji kayıp oranı, birimsiz
δ	:Ekserji kayıp oranı, birimsiz
ε^0	:Özgöl ekserji, kJ/kmol.K
λ	:Hava-yakıt oranı, birimsiz



KISALTMALAR

A	: Alternatör
ACWaterLiBr	: Lityum Bromür Absorbsiyonlu Soğutucu (Water/lithium bromide absorption chiller)
AIK	: Atık Isı Kazanı
B	: Baca
bg	: Baca gazı
CHP	: Kojenerasyon/Birleşik ısı-güç sistemi (Combined Heat and Power)
ç	: Çıkan
D	: Degazör
dg	: Doğalgaz
E	: Ekonomizer
FBCC	: Akışkan Yataklı Kömür Yakıcı (Fluidized Bed Coal Combustion)
Fiz.	: Fiziksel enerji
FPSH	: Ön Kızdırıcı (Front Platen Superheater)
g	: Giren
GSYİH	: Gayri Safı Yurt İçi Hasıla
GT	: Gaz Türbini (Gas Turbine)
HPT	: Yüksek Basınç Türbini (High Pressure Turbine)
HRVG	: Isı Geri Kazanımı Buhar Jeneratörü (Heat Recovery Vapor Generator)
ID	: Isı Değiştirici
K	: Kompresör
Kim.	: Kimyasal enerji
Kin.	: Kinetik enerji
KT	: Kondens Tankı
LPT	: Alçak Basınç Türbini
M	: Motor
OECD	: Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Teşkilatı (Organisation for Economic Co-operation and Development)
ORC	: Organik Rankine Çevrimi (Organic Rankine Cycle)
P	: Pompa
Pot.	: Potansiyel enerji
RO	: Ters Ozmos (Reverse Osmosis)
RPSH	: Arka Kızdırıcı (Rear Platen Superheater)
SPECO	: Ekserji Maliyet Metodu
T	: Türbin
TEP	: Ton Eşdeğer Petrol
TRIGEN (CCHP)	: Trijenerasyon/Birleşik güç-ısı-soğutma sistemi (Combined Cooling, Heat and Power)
TŞ	: Turboşarj

yh	: Yanma havası
Yİ	: Yap-İşlet
YİD	: Yap-İşlet-Devret
tr	: Tersinir
k	: Komponent



1. GİRİŞ

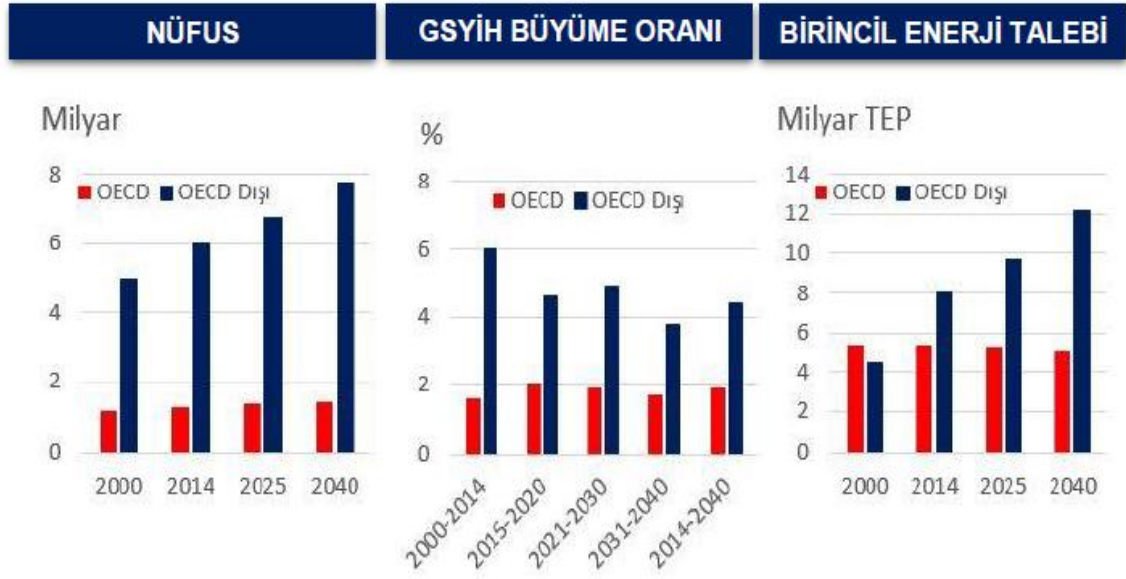
Hızlı sanayileşme ve artan nüfus ile birlikte, ülkemizin enerji ihtiyacı gün geçtikçe artmaktadır. Türkiye'nin enerji üretiminde sınırlı imkânlarla sahip olması, mevcut sistemlerde, yurt dışından temin edilen enerji kaynaklarının kullanması ve ülkenin kendi potansiyelinin verimli bir şekilde değerlendirilememesi, ülke ekonomisi açısından büyük bir problemdir. Ülkemizde gelişen sanayinin artan enerji talebini karşılamak amacı ile gün geçtikçe artan enerji üretim tesislerinin değerlendirilmesi ve analizlerinin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Ülkemizde enerji politikalarının ana hedefi; ihtiyacımız olan enerjinin zamanında, güvenilir, ucuz, kaliteli, temiz ve öngörülen kalkınma hızı ile sosyal gelişmeyi destekleyecek şekilde temin edilmesi olarak belirlenmiştir. Enerji üretiminde verimliliğin artırılması, mümkün olduğu kadar yerli kaynakların kullanımına öncelik verilmesi ve yerli kaynakların değerlendirilmesinin yanı sıra daha temiz enerji kaynaklarının kullanılması ile kaynak çeşitliliğinin sağlanmasına da özen gösterilmesi, enerji politikalarımızın önemli prensipleridir. Yukarıda belirtilen genel enerji politikaları çerçevesinde elektrik enerjisi üretiminde ağırlıklı olarak hidrolik kaynaklar ve yerli linyitler kullanılmaktadır.

Termik santrallerde elektrik enerjisi üretiminde ağırlıklı olarak, sanayide ve ısınmada kullanılması mümkün olmayan düşük kaliteli yerli linyitler değerlendirilmektedir. Bu linyitlerin ısı değerlerinin düşük, kül ve kükürt oranlarının yüksek olması termik santrallerimizden kaynaklanan çevre sorunlarına neden olmaktadır. Ancak gelişmiş emisyon kontrol ve kazan yakma teknolojilerinin kullanılması ve gerekli diğer önlemlerin alınması ile olumsuz çevresel etkilerin minimum düzeye indirilmesi mümkün olabilmektedir. Diğer taraftan kaynak çeşitliliğinin sağlanması verimliliğinin artırılması ve temiz enerji üretimine özen gösterilmesi açısından doğal gaz kombine çevrim santralleri kurulmakta ve elektrik enerjisi üretiminde doğalgaz kullanımı arttırılmaktadır.

1.1. Dünya'da ve Türkiye'de Enerji

Dünya'da nüfus artışı, enerji tüketiminin en temel etkenlerinin başında gelmektedir. Nüfus artışı ile birlikte sanayi ve kentleşmeye bağlı olan küresel enerji ihtiyacı artmaktadır. GSYİH büyüme oranına bağlı olarak OECD dışı ülkelerin etkisi Şekil 1.1'de görülmüştür [1].



Şekil 1.1. Nüfus, GSYİH büyüme oranı ve birincil enerji talebi projeksiyonları [1]

Fosil yakıt rezervleri gün geçtikçe azalmaktadır. Buna rağmen, fosil yakıtların kullanılmasının gittikçe artacağı öngörülmektedir. Ayrıca nükleer enerji kaynaklarının tüketimdeki payının artmasının yanında yenilenebilir enerji kaynaklarının payının da 2040 yılında %16.1 olacağı tahmin edilmektedir. Mevcut durumlar değerlendirildiğinde küresel elektrik talebinin 2040 yılına kadar ortalama %2.3 artacağını ve elektrik tüketim payının %80 artacağı düşünülmektedir. [1].

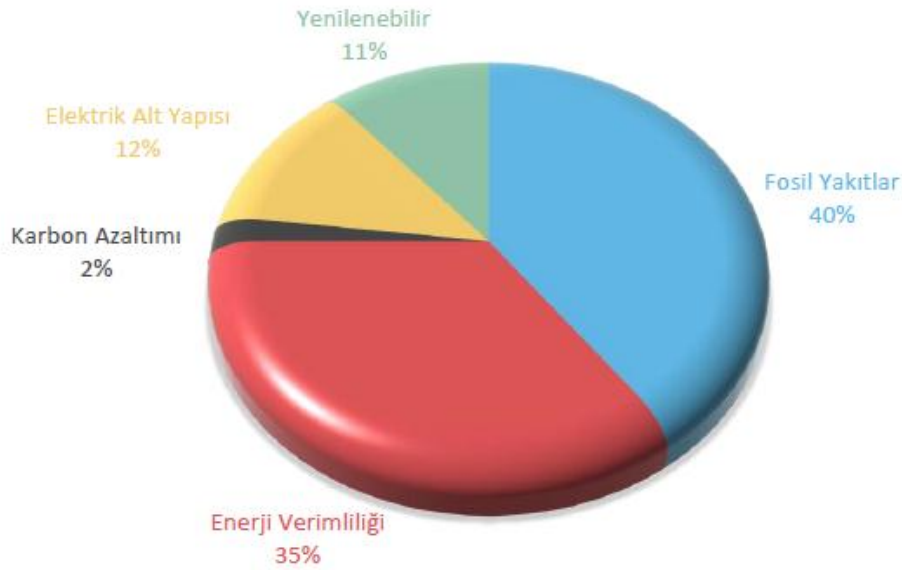
Fosil yakıtların tüketimi, özellikle doğalgaz ve petrol rezervlerinin kritik seviyelere yaklaşmasına sebep olmaktadır. Şekil 1.2’de, dünyadaki kömür, doğalgaz ve petrol rezervleri ile ilgili bilgiler verilmektedir. [1].



Şekil 1.2. Türlerine göre fosil yakıt rezervlerinin kalan ömürleri [1]

Dünyada bulunan toplam petrol rezervlerinin, yaklaşık 1.7 trilyon varil olduğu ve en fazla 51 yıllık tüketimi karşılayacağı bilinmektedir. Dünyada bulunan toplam doğalgaz rezervlerinin, yaklaşık 187 trilyon m³ olduğu ve en fazla 53 yıllık tüketime yeteceği öngörülmektedir. Dünyada en yüksek rezerv üretimine sahip kömürün ise küresel tüketimi 114 yıl karşılamaya yeteceği tahmin edilmektedir. Yerel rezervlere sahip olan ülkelerin başında Amerika, daha sonra Rusya ve Çin yer almaktadır. [1].

Küresel enerji yatırımları, dünya enerji talebini karşılamak amacıyla her yıl artmaktadır. UEA verilerine göre, 2016 ve 2040 yılları arasında enerji sektörüne 66.5 trilyon dolar yatırım yapılacağı öngörülmektedir. [1]. Şekil 1.3'teki grafikte küresel enerji yatırımının sektörlere göre dağılımı görülmektedir. Grafığe göre, yatırımların en çok fosil yakıtlara ardından da enerji verimliliğine yapılması planlanmaktadır. Bu oranlar göz önüne alındığında, tükenmekte olan fosil yakıtların daha verimli kullanılabilmesi amacıyla kojenerasyon gibi tek kaynaktan birden fazla enerji üreten sistemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Kurulan bu santrallerin daha verimli çalışabilmesi için enerji ve ekserji analizlerinden elde edilen sonuçlar doğrultusunda santrallerin iyileştirmesi sağlanabilir.



Şekil 1.3. 2016-2040 yılları arasında yeni politikalar senaryosu dikkate alındığında kaynaklara göre enerji arzı altyapısı için yatırımlar [1]

Ülkemiz dünyada, birincil enerji tüketiminde 19. sırada yer almaktadır. Bazı ülkelerin birincil enerji tüketimleri Tablo 1.1'de verilmiştir [2].

Tablo 1.1. Dünya Birincil Enerji Tüketimi (Milyon TEP) [1]

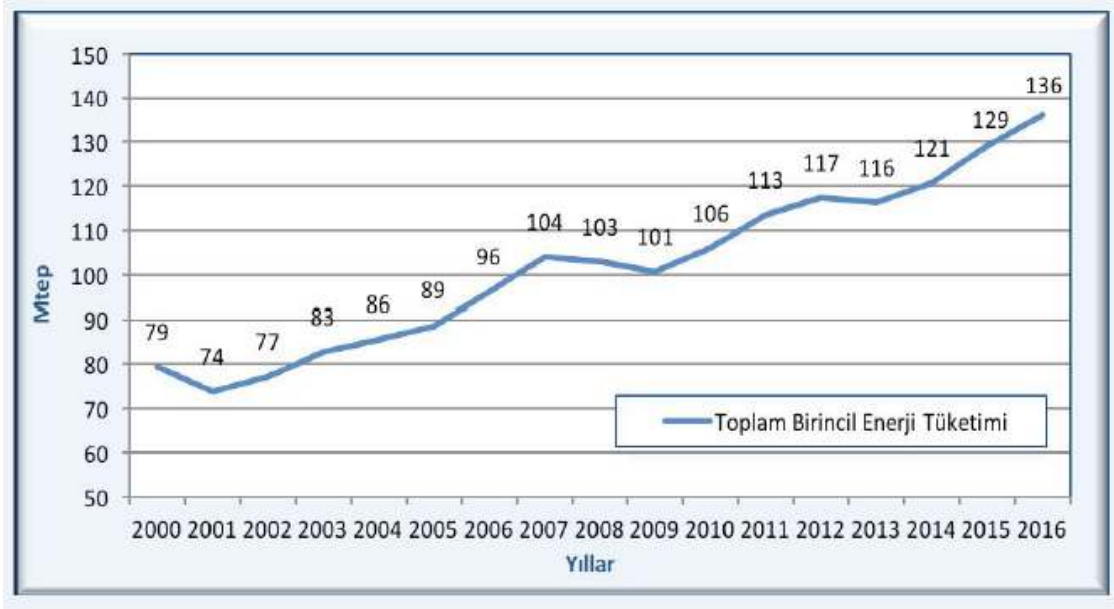
ÜLKE	2013	2014	2015	Dünya Toplamındaki Payı (%)	Sıra
Çin	2.903,9	2.970,3	3.014,0	22,9%	1
ABD	2.271,7	2.300,5	2.280,6	17,3%	2
Hindistan	626,0	666,2	700,5	5,3%	3
Rusya	688,0	689,8	666,8	5,1%	4
Japonya	465,8	453,9	448,5	3,4%	5
Kanada	335,0	335,5	329,9	2,5%	6
Almanya	325,8	311,9	320,6	2,4%	7
Brezilya	290,0	297,6	292,8	2,2%	8
Güney Kore	270,9	273,1	276,9	2,1%	9
İran	247,6	260,8	267,2	2,0%	10
Suudi Arabistan	237,4	252,4	264,0	2,0%	11
Fransa	247,4	237,5	239,0	1,8%	12
Endonezya	175,0	188,3	195,6	1,5%	13
Birleşik Krallık	201,4	188,9	191,2	1,5%	14
Meksika	188,9	190,0	185,0	1,4%	15
İtalya	155,7	146,8	151,7	1,2%	16
İspanya	134,2	132,1	134,4	1,0%	17
Avustralya	130,7	129,9	131,4	1,0%	18
Türkiye	120,3	123,9	126,9	1,0%	19
Tayland	120,3	123,4	124,9	0,9%	20
Güney Afhka	124,6	128,0	124,2	0,9%	21
Tayvan	109,9	111,4	110,7	0,8%	22
BAE	97,2	99,0	103,9	0,8%	23
Polonya	96,0	92,4	95,0	0,7%	24
Ukrayna	114,7	101,0	85,1	0,6%	25
TOPLAM	12.873,1	13.020,6	13.147,3	100,0%	

* (1 Ocak 2017 itibarıyla en güncel verilerdir.)

Türkiye'nin birincil enerji tüketimi, 2000 yılından 2016 yılına kadar yaklaşık %71.5 artış göstermiştir. 2016 yılında ise 136.2 değerini görmüştür. Tablo 1.2'de, Türkiye'nin 16 yıllık birincil enerji tüketimi verilmiştir. Bu tabloya göre yıllık ortalama artış miktarının %3.4 olduğu görülmüştür. Şekil 1.4'teki grafikte, yıllara göre birincil enerji tüketimi verilmektedir. Bu grafiğe göre, sadece 2001, 2008, 2009 ve 2013 yıllarında birincil enerji tüketiminde azalma olduğu görülmektedir. [2].

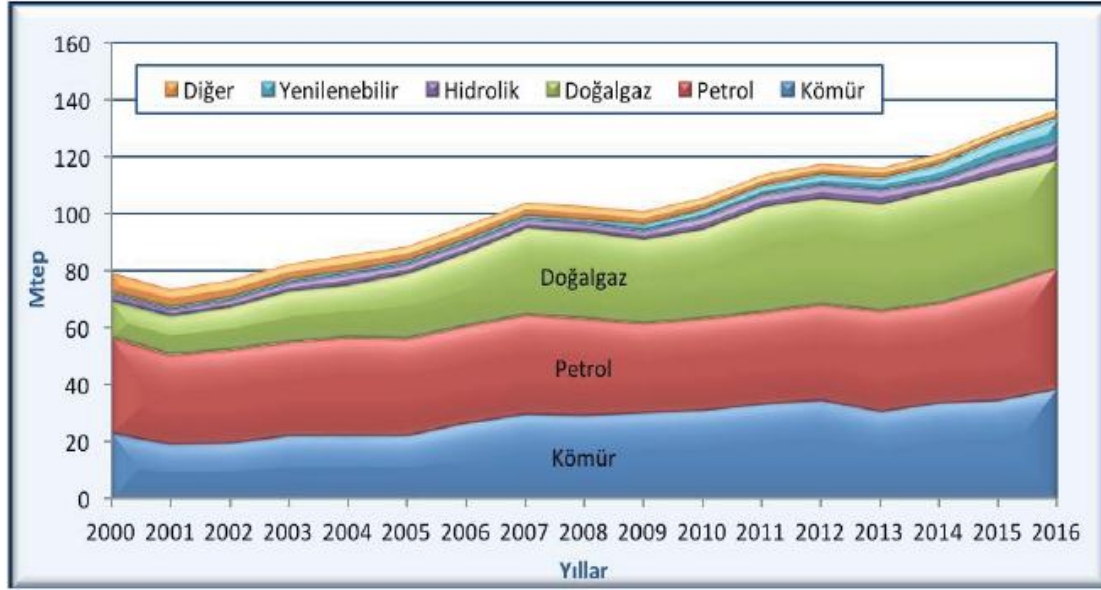
Tablo 1.2. Birincil ve nihai enerji tüketiminin yıllık bazda ortalama artış oranları [2]

	2000-2008	2008-2016	2000-2016	2015-2016
Birincil Enerji Tüketimi	3,3%	3,6%	3,4%	5,5%
Nihai Enerji Tüketimi	3,0%	3,8%	3,4%	5,0%



Şekil 1.4. Toplam birincil enerji tüketimi [2]

Şekil 1.5’te verilen grafikte, kaynaklara göre Türkiye’nin birincil enerji tüketimi incelenirse, kömür, petrol ve doğalgazın tüketim miktarının birincil enerji tüketimindeki payı 2016 yılı itibariyle %87.3 olduğu görülmüştür. 2000 yılından 2016 yılına kadar olan 16 yıllık dönemde, petrol ve kömürün tüketim miktarı artmış olmasına rağmen birincil enerji tüketim payları azalmıştır. Kömürün tüketimdeki 2000 yılında %28.9 iken, 2016 yılında %28.2’ye düşmüştür. Doğalgazın enerji tüketimindeki payı 2000 yılında %15.7 iken, 2016 yılında payı %28.1’e yükselerek yaklaşık %208 oranında bir artış göstermiştir. Doğalgazın yıllık tüketimindeki artışı işe %7.3 olmuştur. Petrol ise 2000 yılında %42.3’lük bir paya sahipken, 2016 yılı itibariyle payı %31’e düşmüştür. Yenilenebilir enerji kaynaklarına (güneş, rüzgar, jeotermal ısı, biyoyakıt) bakacak olursak, 16 yıllık süreçte tüketimde çok fazla paya sahip olmamasına rağmen yıllık bazda yaklaşık %14.4 oranında artış göstermiştir. [2].



Şekil 1.5. Kaynak bazında birincil enerji tüketimi [2]

2 Mayıs 2007 tarihinde yürürlüğe konulan 5627 sayılı Enerji Verimliliği Kanunu'na göre, enerjinin aktif olarak kullanılması, israfın önlenmesi, ekonomik açıdan enerji maliyetlerinin azaltılması ve enerji verimliliğinin yaygınlaştırılması hedeflenmektedir. [2].

1.2. Birleşik Isı ve Güç Sistemleri

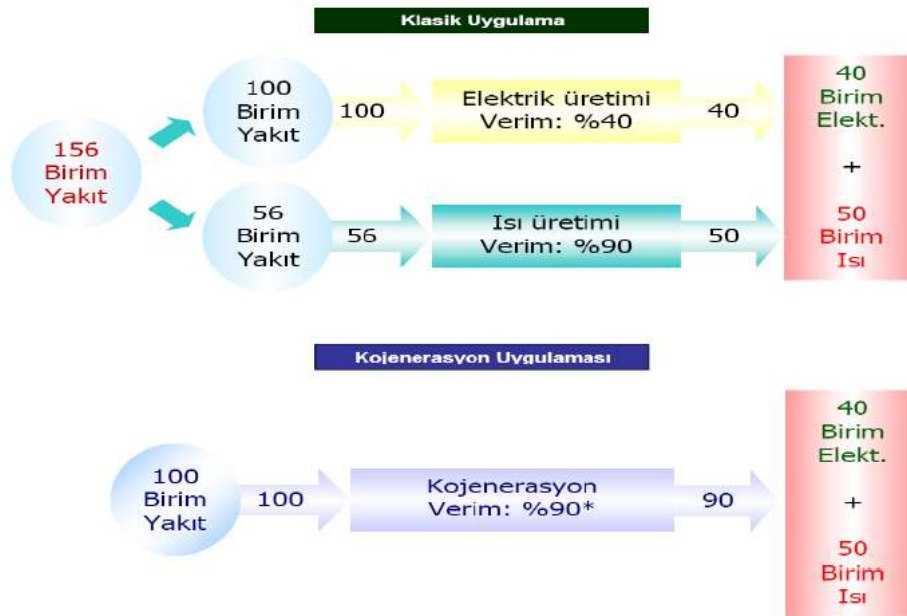
Isıl işlem gerçekleştiren endüstrilerin elektrik ihtiyacı da çok fazla olmaktadır. Bu endüstrilerde iş yapma potansiyeline sahip ısıyı dışarı atmak yerine elektrik üretiminde kullanmak mühendislik açısından olduğu kadar ekonomik açıdan da gereklidir. Bunun sonucunda, bazı endüstriyel işlemler için ısı kullanan santraller aynı zamanda elektrik üretmeye de başlamıştır. Bu santraller, birleşik ısı-güç santralleri olarak adlandırılmaktadır. Kojenerasyon ifadesi, enerjinin ısı ve elektrik gücü gibi biçimlerinin aynı enerji kaynağından üretilmesi olarak ifade edilebilir. [3].

İki enerji biçiminin ayrı ayrı üretilmesinden tek bir kaynaktan üretilmesi daha ekonomik sonuçlar doğurmaktadır. Bir gaz türbini ya da motorunun kullandığı bir sistem, kullanılan enerjinin ancak %30 ya da %40'ını elektriğe çevirebilmektedir. Bu sistem, kojenerasyon sistemi olarak kullanılsaydı, sistemden dışarıya atılan ısı enerjisinin büyük bir bölümü elektrik enerjisine dönüştürülecekti. Bu sayede, kullanılan enerjinin %70 ile %90'ı faydalı işe dönüştürülerek değerlendirilecekti. Bu metotla kurulan sistemlere, CHP yani kojenerasyon (birleşik ısı-güç) sistemleri denir. [4].

Kojenerasyon teknolojisi, endüstriyel tesislerde karbon miktarının azaltılmasında ve enerjinin etkili bir biçimde kullanılmasında etkili olduğu için endüstriyel tesisler için alternatif bir yöntem olmaktadır. Kullanılan yakıttan yaklaşık %10 ile %30 oranında tasarruf sağlayan kojenerasyon sistemleri, kâğıt üretimi, gıda, tekstil ve gübre sanayi gibi birçok endüstride tercih edilen bir sistem olmaktadır. [4].

Mekanik ve ısı enerjisinin aynı anda üretilmesi, termodinamik açıdan enerjinin korunumunu sağlayan birkaç yöntemden biri olarak bilinmektedir. Endüstriyel ihtiyacın karşılanması açısından kojenerasyon ilgi çeken bir sistem haline gelmiştir. Ulusal ekonomi açısından sınırlı ve az enerji kaynağına sahip ülkeler, endüstriyel sistemlerde kojenerasyon kullanarak mevcut enerji üretimine katkıda bulunmaktadır. Çünkü ekonomik büyüme ve enerji arzının yetersiz olması gelişmekte olana ülkeler için sorun teşkil etmektedir. [5].

Klasik uygulama ve kojenerasyon tesisleri Şekil 1.6 'da karşılaştırılmaktadır. 40 birim elektrik ve 50 birim ısı ihtiyacını karşılamak için ısı ve elektrik iki farklı sistemde üretildiği klasik uygulamada 156 birim yakıtı ihtiyaç duyulmaktadır. Aynı enerji ihtiyacı kojenerasyon tesisinde 100 birim yakıt ile sağlanmaktadır. Bu durumda, kojenerasyon sistemleri klasik sistemlere göre ($100/156=0.64$) %64 daha az yakıt tüketmektedir.



Şekil 1.6. Klasik uygulama ve kojenerasyon uygulamasının karşılaştırılması [6]

1.2.1.Kojenerasyon Sistemlerinin Dünya’da ve Türkiye’deki Tarihsel Gelişimi

Kojenerasyonun pratik olarak kullanımı elektrik üretiminin kendisi kadar eskilere dayanmaktadır. Evlerde ve ticari tesislerde gaz yağı aydınlatmasının yerini almak üzere geniş alanların elektrik sistemi planlanırken merkezi enerji üretimi kavramı ortaya çıkmıştır. Bölgesel ısıtma ise, evleri ve ortak banyoları ısıtmak amacıyla açılan çukurlarda ılık su sirkülasyonunun sağlanması Roma dönemine kadar uzanmaktadır.

1882 yılında Thomas Edison, New York’ta kurmuş olduğu elektrik santralinde bulunan jeneratörlerin soğutulmasında kullanılan su ile birkaç evin ısıtılmasını sağlamıştır. O dönemlerde elektrik üretiminin büyük endüstriyel tesislerde olması ve endüstriyel alanlarda atık ısının doğrudan kullanılması kojenerasyon uygulamalarını azaltmıştır. Endüstriyel sistemler, kendi elektriklerini üretmeye başladığı için elektrik üretimi daha ucuz hale gelmiştir. Ayrıca, büyük elektrik santralleri şehir merkezlerine kurulduğu için kojenerasyon sistemleri, bölgesel ısıtma hatlarının uzun ve masraflı olmasından ve yakıtın ucuz olmasından dolayı sona ermiştir. Kojenerasyon sistemleri, 1973-1979 petrol krizlerinin ardından geliştirilerek yeniden uygulanmaya konulmuştur [5].

19. yüzyılın sonu ve 20. yüzyılın başlarında, bölgesel ısıtma sistemleri kurulmaya başlanmıştır. Almanya, Danimarka, İsveç, Fransa, Hollanda, Avusturya, Norveç, İsviçre, Belçika, İngiltere, SSCB ve Polonya gibi birçok Avrupa ülkesi, bölgesel ısıtma sistemlerinde öncü olmuştur. Moskova’da kurulan bölgesel ısıtma sistemi, 600 km’den fazla olan boru uzunluğuyla kurulan sistemlerin en büyüklerinin biri olmuştur. Avrupa’da bölgesel ısıtma sistemi, İkinci Dünya Savaşı’ndan sonra girdiği yapılanma sürecinde büyük bir öneme sahipti. Polonya bu dönemde kurduğu bölgesel ısıtma sistemleriyle, 1958 yılında kapasitesini iki katına çıkarmıştır. Bugün ise bu ülkelerde kurulu bulunan bölgesel ısıtma sistemleri, elektrik, gaz ve su kadar yaygınlaşmıştır. Özellikle İskandinav ülkeleri, ısıtmasının büyük bir kısmını bölgesel ısıtma sistemleri ile sağlamaktadır ve bu konuda dünya lideri konumundadır. İsveç, 2000 yılında 45.6 TWh ısı üretimiyle toplam ürettiği enerjinin %15’ini bölgesel ısıtmayla sağlamıştır. [5,7].

Türkiye’de kojenerasyon sistemleri, şeker, kağıt, ve demir-çelik gibi fabrikaların kendi enerjilerini üretme ihtiyaçlarından dolayı kurulmuştur. 19 Mayıs 1984 tarih ve 18610 sayılı Resmi Gazete’de yayımlanan 3096 sayılı yasa ile Türk Elektrik Kurumu (TEK)

haricindeki ulusal ve yabancı firmaların elektrik üretimi, iletimi, dağıtımı, ticareti ve anlaşma yapabilmelerine izin verilmiştir.

Türkiye’de bu alandaki yatırım modelleri, yap-işlet-devret (YİD), yap-işlet (Yİ), otoprodüktör, üretim haklarının devri ve Türk Elektrik Üretim ve Dağıtım Şirketi’yle (TEDAŞ) kiraya verme olmak üzere 5 tanedir [9].

Endüstriyel firmalarının kendileri için elektrik üretmesine otoprodüktör denilmektedir. Otoprodüktör sistemini kuran firmalar hem ısı hem de elektrik üretmek amacıyla kojenerasyon sisteminden yararlanmaktadırlar.

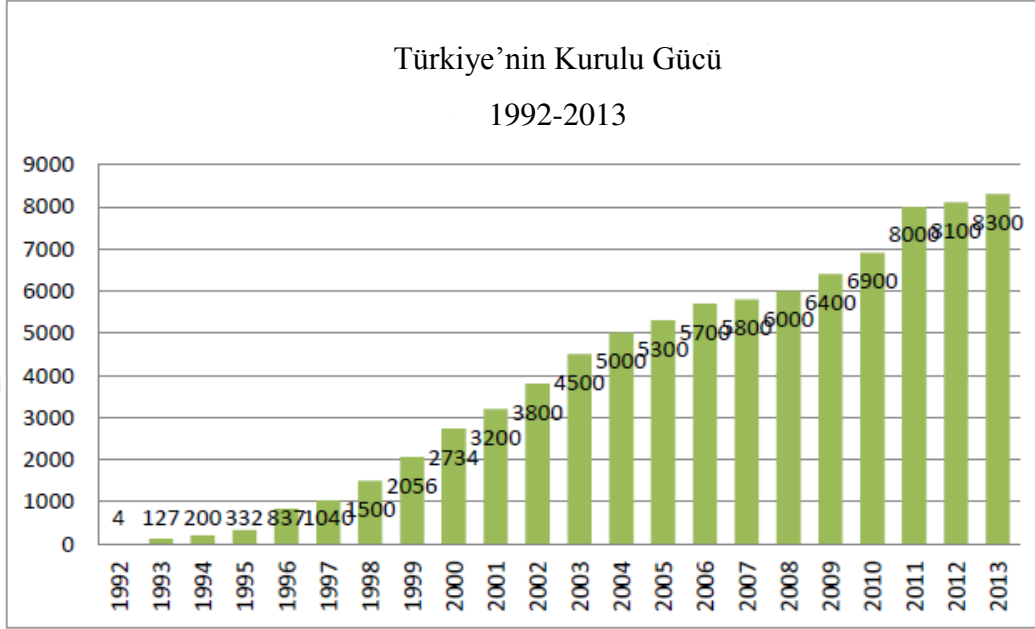
Otoprodüktör ile ilgili yasal düzenlemeler birkaç madde ile şöyledir:

- Kişisel ve kurumsal otoprodüktör sahiplerinin izin ve yetkileri, 4 Eylül 1985’ te Resmi Gazete’ de yayımlanan 85/9799 sayılı düzenleme ile verilmiştir. Bu düzenlemeye göre, kendi ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla elektrik üretmek isteyenler fizibilite raporlarını düzenleyebilirler.
- 17 Mayıs 1996’da Resmi Gazete ’de yayımlanan, 96/8007 sayılı düzenleme ile yetkinin kimde olacağı, üretim fazlasının satış miktarının ne olacağı ve üretilen elektriğin diğer fabrikalara nasıl dağıtılacağı ve maliyeti gibi konular ele alınmıştır.
- Konutsal gelişim projeleri, 5000 konutun üzeri, hastaneler, atık ısı ve buharın zorunlu kullanımı, atık enerji satışları, yakıt kullanımı, ticaret terimleri ve otoprodüktör firmalarının haklarına 2 Eylül 1997’de Resmi Gazete’ de yayımlanan 96/9670 sayılı düzenlemede yer verilmiştir [8,9].

• Türkiye’de ilk kojenerasyon uygulaması, 1992 yılında Yalova Elyaf Fabrikası bünyesinde kurulan 3.7 MW’lık bir gaz türbini uygulamasıyla başlatılmıştır. 1994 yılında 30 MWe’lık toplam 4 adet konejerasyon sistemi vardı. O yıllarda ülkede yaşanan elektrik kesintileri ve yasal düzenlemelerin yayımlanmasıyla otoprodüktör firmaları tarafından 600 MWe’ı konvensiyonel olan toplam kapasitesi 2663 MWe’lık elektrik üretim sistemleri kurulmuştur. 1999 yılında otoprodüktörlerin ürettiği elektrik toplam elektrik gücünün %10.6’sını oluştuyordu. 2001 yılında ise Türkiye’de 3200 MWe’lık üretim kapasitesine sahip kojenerasyon tesisleri bulunmaktaydı. [9].

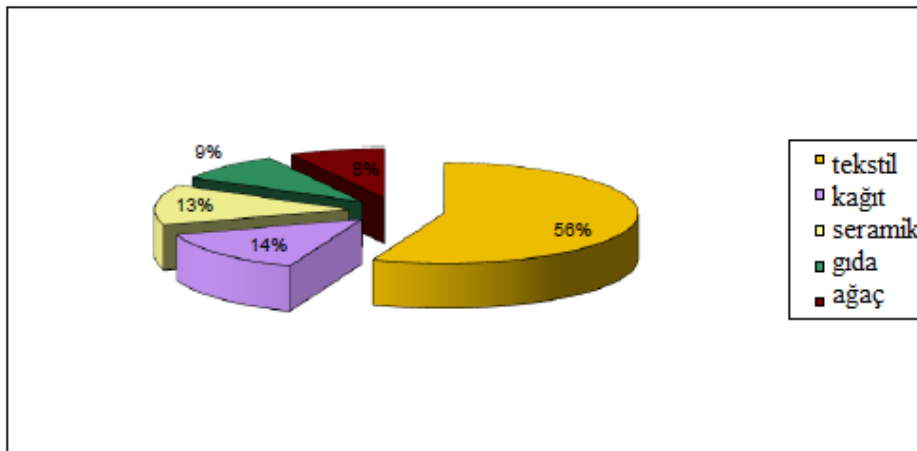
Türkiye’de kojenerasyon sistemlerinin 1992-2013 yılları arasındaki değişimi, Şekil 1.7’deki grafikte görülmektedir. Grafiğe göre, 2013’ün ilk periyodunun sonunda kojenerasyon tesislerinin toplam kapasitesi 8300 MW’a ulaşmıştır. Türkiye’nin toplam

kurulu gücü 60000 MW'a ulaşmış ve üretilen elektrik 2012 yılı sonunda 240 TWh olmuştur. Kojenerasyon tesislerinin toplam kapasitesi, toplam kurulu gücün %14'ünü oluşturmaktadır [10].



Şekil 1.7. Türkiye’de kojenerasyon kapasitesinin 1992-2013 yılları arasındaki gelişimi [10]

Türkiye’de kojenerasyon santrallerinin kullanım alanları, tekstil, demir-çelik sanayi, kimya fabrikaları, seramik endüstrisi ve kağıt fabrikalarıdır. Şekil 1.8 ‘de bu sektörlerin dağılımı görülmektedir. Organize sanayi bölgeleri ve özel serbest bölgeler, kojenerasyon veya kombine kojenerasyon tasarım ve teknolojisinin uygulanabileceği en iyi yerlerdir [10].



Şekil 1.8. Türkiye’deki kojenerasyon santrallerinin kullanım alanları [10]

1.3. Literatür Araştırması

Enerji ve ekserji analizleri, sistemlerin Termodinamik açıdan değerlendirilmesinde önemli bir yöntemdir. Bu analizlerin enerji verimliliği açısından değerlendirilerek, sistemlerin iyileştirilmesi ve yapılacak çözüm önerileri ile daha az enerji ile ürün kalitesinden taviz vermeden maliyetlerin düşürülmesi hedeflenmiştir. Değerlendirme, enerji ve ekserji analizleri yapılan sisteme göre değişkenlik gösterebilir. Bu analizlerle ilgili pek çok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalardan bazıları aşağıda verilmiştir.

Kaushik vd. yaptıkları çalışmada, enerji analizinin bu tür çalışmalar için yeterli olamayacağını belirterek, ekserji analizlerinin yapılmasının gerekliliğini vurgulamışlardır [11].

Enerji ve ekserji sistemlerinin bir kazan sistemine uygulanması ile ilgili bir çalışma Saidur vd. tarafından gerçekleştirilmiştir. Kazanda, enerji verimi %72.46 ve ekserji verimi ise %24.89 olarak belirlenmiştir. Kazan sisteminde ekserji yıkımına neden olan en önemli faktörün yanma odası olduğu ve bunu ısı değiştirgecinin takip ettiğini belirlemişlerdir [12].

Aljundi Ürdün' de kurulu Al-Husein güç santralinin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Sistemin bileşenlerini analiz ederek, en fazla enerji ve ekserji kayıplarını hesaplamışlardır. Yapılan çalışmada, tersinmezliğin ana kaynağının kazan olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, kazan sistemindeki ekserji yıkımının en önemli kaynağının da kimyasal reaksiyonlar olduğu ve bunun da yanma havasının ön ısıtılması ve hava yakıt oranının indirilmesi ile önüne geçilebileceği vurgulanmıştır [13].

Bilgen, gaz türbin esaslı kojenerasyon sisteminin ekserji ve enerji analizini gerçekleştirmiştir. Bu işlemleri yapabilmek için, bir algoritma geliştirmiştir. Biri gaz türbini diğeri ise gaz ve buhar türbininden oluşan iki kojenerasyon çevrimini incelemiştir. İki sistemde de elektrik ve proses ısısı üretilmektedir. Analiz ile elde edilen veriler, ölçülen veriler ile karşılaştırılmış ve birbiri ile uyumlu sonuçlar bulunmuştur [14].

Yılmazoğlu ve Amirabedin, Ankara' da kurulu kombine bir çevrim santrali için ekserji ve duyarlılık analizi gerçekleştirmişlerdir. Her bir bileşen ve tüm santral için ekserji analizi yapılmıştır. Ortam sıcaklığı, son yakıcı çıkış sıcaklığı, buhar enjeksiyonu farkı, yüksek basınç ve düşük basınç ekonomizeri, aşırı soğutma sıcaklığı etkileri duyarlılık analizi ile incelenmiştir [15].

Yazıcı ve Selbaş, 500 MW gücündeki buharlı bir güç santraline Termodinamiğin I. kanunu uygulayarak enerji denklemlerini yazmış; buhar türbininden gerekli gücün elde edilebilmesi için farklı kazan sıcaklıklarında kazana verilen ısı, güç akışkanının debisi, pompa gücü ve yoğuşturucudan soğutma suyuna aktarılan ısı miktarlarını ayrı ayrı hesaplamışlardır [16].

Ballı, ısı ve elektriği birlikte üreten bir CHP ve TRIGEN sistemlerinin; enerji, ekserji ve eksergoekonomik analiz yöntemlerini kullanarak performans değerlendirmesi yapmıştır. Yaptığı çalışmada CHP ve TRIGEN sistemlerinin enerji verimini sırasıyla %40.78 ve %58.97 bulmuştur.[9]. Benzer bir çalışma yine bir kojenerasyon tesisi için, Çolpan tarafından gerçekleştirilmiştir [17]. Yine, Çolpan ve Yeşin tarafından Bilkent Kombine çevrimli kojenerasyon tesisi için; enerjetik, ekserjetik ve termoeekonomik analizler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, başta güç santralleri olmak üzere, yüksek enerji tüketimi olan tesislerin ekserji ve ekonomik analizlerinin yapılmasının tesisteki enerjiye dayalı maliyetlerin düşürülmesi bakımından son derece önemli olduğunu vurgulamıştır [18]. Bu kapsamda, Özdemir ve Hepbaşlı tarafından akışkan yataklı ve kömür yakan bir yakıcının eksergoekonomik analizi yapılmıştır [19].

Sevilgen, yaptığı çalışmada, gaz-türbin gruplu kojenerasyon tesisine eksergoekonomik analiz uygulamıştır. Analizde belirlediği parametrelerin; ekserji verimi, net iş ve buharın ekserji toplamı olarak tanımlanan toplam ekserji üzerine olan etkilerini incelemiştir [20].

Abuşoğlu, yaptığı çalışmada, Gaziantep'te bulunan 25.32 MW elektrik ve 8100 kg/saat buhar üretimi olan dizel motorlu kojenerasyon santralinin enerji ve ekserji analizini yapmış ve elde edilen değerler ile sistemin termoeekonomik optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Dizel motorlu kojenerasyon sisteminde bulunan kazan, türbin ve tüm santralin ekserji verimlerini sırasıyla %11.4, %88.1 ve %40.7 olarak bulmuştur [21]. Benzer olarak, Abuşoğlu, Demir ve Kanoğlu yaptıkları çalışmada, biyogaz beslemeli gaz motorlu bir kojenerasyon sisteminin termoeekonomik analizini yapmışlardır. Termoeekonomik analiz yapılırken özgül ekserji maliyetlendirme (SPECO) yöntemi temelinde, sistem bileşenlerinin maliyet akışlarını ifade eden ilişkiler geliştirmişlerdir [22].

Kaba, yaptığı çalışmada, 46181 kW ısı ve 43700 kW elektrik enerjisi üreten doğalgazlı bir kojenerasyon santraline enerji ve ekserji analizlerini uygulamıştır. Analizin sonucunda santralin enerji ve ekserji verimlerini sırasıyla %82.12 ve %50 olarak

bulmuştur. Enerji ve ekserji analizleri ile birlikte oluşturulan özgül ekserji maliyeti (SPECO) eksergoekonomik analiz yönetimi kullanılarak kojenerasyon santralinin eksergo ekonomik analizlerini yapmıştır [23].

Ege, yaptığı çalışmada, Afşin-Elbistan B termik santraline ve bileşenlerinin tasarımsal/işletme koşullarında enerji ve ekserji verimlerini ve verimlerden doğan belirsizliği saptayarak termoekonomik açıdan değerlendirmesini yapmıştır [24].

Nemati vd., Organik Rankine ve Kalina çevrimlerinin avantajlarını, dezavantajlarını ve kojenerasyon sisteminden atık ısının geri kazanımını karşılaştırmak için bir termodinamik modelleme ve optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Kalina ve Organik Rankine çevrimi arasındaki kapsamlı karşılaştırma sonucunda Organik Rankine çevriminin, atık ısının geri kazanılmasında önemli rol oynadığı sonucuna varmışlardır [25].

Xie vd., 1 kW elektrik üreten yakıt hücresine dayalı bir mikro kombine ısı ve güç (CHP) sistemi için enerji ve ekserji bozulmalarını incelemiştir. Proton değişimli membran yakıt hücresinin, tüm bileşenler arasında en az enerji ve ekserji verimine sahip olduğunu gözlemlemiştir [26]

Khaljani vd., organik rankine çevrimi ve gaz türbini kullanılan bir kojenerasyon sisteminin ekserji ve eksergoekonomik analizini yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada, ekserji yıkımının en çok yanma odasında, ısı geri kazanımı buhar jeneratöründe ve gaz türbininde gerçekleştiği sonucuna ulaşmışlardır. Sistemin maliyetini göz önünde bulundurarak veriminin artırılması için önerilerde bulunmuşlardır [27].

Karellas ve Braimakis, bir Organik Rankine Çevrimi (ORC) ve bir buhar sıkıştırmalı çevrimin (VCC) bir araya gelmesiyle oluşan tri/kojenerasyon sisteminin termodinamik modellemesini ve ekonomik analizlerini yapmışlardır. Yaz aylarında trijenerasyon, kış aylarında kojenerasyon olarak çalışan sistemde, net elektrik verimi %2.38, elektrik çıkışı 1.42 kWe ve 53.5 kWth ısı çıkışı olduğu bulunmuştur. Organik Rankine çevriminin ekserji verimi ise %7 olarak bulunmuştur [28].

Gürtürk ve Öztıp, tuz üretimi için gereken buhar ihtiyacını karşılamak amacıyla kurulan bir kojenerasyon tesisinin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Kojenerasyon tesisinin en önemli kısmını oluşturan sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanın enerji ve ekserji verimliliği, sırasıyla% 84.65 ve% 29.43 olarak bulunmuştur. Sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanın ekserji yıkımı 21789.39 kW ile ekserji yıkımının

%85.89.'unu oluşturduğu sonucuna varılmıştır. Kojenerasyon tesisinin ekserji verimi, %20 olarak hesaplanmıştır [29].

Anvari vd., gaz türbininin ısını geri kazanmak için ısı geri kazanım buhar jeneratörünün kullanıldığı bir rejenerasyon organik Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Çalışmanın sonucunda, yeniden ısıtma çevrimi yerine rejenerasyon çevrimi kullanan sistemin birinci ve ikinci yasa verimlerinin sırasıyla %2.62 ve % 2.6 oranında arttığı görülmüştür [30].

Mohammadi vd., bir organik Rankine döngüsü ve bir absorpsiyonlu soğutma sisteminden oluşan kombine soğutma, ısıtma ve güç çevriminin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Yapılan analizler sonucunda, sistemin enerji veriminin %53.94 olduğu, 33.67 kW elektrik, 2.56 kW soğutma ve günde 1.82 ton sıcak su üretebildiği görülmüştür. Ekserji analizleri, ekserji yıkımının sırasıyla rüzgar türbini, yanma odası basınçlı hava depolama sisteminde olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca gaz türbinin sistemin performansı üzerinde önemli bir etkisinin olduğu görülmüştür [31].

Sun vd., yaptıkları çalışmada, orta ve düşük sıcaklıkta ısı kaynağı kullanılan bir Rankine ve absorpsiyonlu soğutma çevriminden oluşan kojenerasyon sistemine, enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Kojenerasyon sisteminin analiz sonuçlarına göre, ısı güç ve ekserji verimlerinin sırasıyla %18.6 ve %42'ye ulaşabileceği görülmektedir. Analizi yapılan sistem aynı çıkış gücü ile, ayrı güç ve soğutma sistemleri ile karşılaştırıldığında %17.1 daha az ısı tüketmektedir [32].

Li vd., enerji tasarrufu mekanizması ve kömürün sentetik/yedek doğalgaz ve enerji santrali için farklı şemalar üzerine verimliliği artırmak için ve sistem performansı üzerindeki etkileri araştırmak için çalışma yapmışlardır. Şema A, CO₂ yakalama olmayan sistemi, Şema B, CO₂ yakalama ve sentez bileşen ayarlaması olmayan ancak kimyasal dönüştürülmemiş gazın kısmi geri dönüşümü olan sistemi, Şema C, CO₂ yakalama ve kimyasal dönüştürülmemiş gazın kısmi geri dönüşümü ile sentezleme ve sentezleme bileşeni ayarı olmadan SNG ve güç kojenerasyonunu temsil eder. Yapılan enerji analiz sonuçları, Şema A, B ve C'nin ekserji verimliliğinin sırasıyla % 56 ile % 62, % 57 ile % 67,% 52 ile % 62 arasında olduğunu göstermektedir [33].

Esfahani ve Yoo, bir GT (gaz türbini) santralini, bir RO (ters ozmos) tuz giderme sistemini ve temiz su kojenerasyon sistemini ekserji analizi bakımından karşılaştırmıştır. İlk sistemde, GT ve RO sistemleri mekanik olarak birleştirilmiştir. İkinci ve üçüncü

sistemlerde, kompresör giriş havasını soğutmak ve atık ısıyla RO giriş suyunu ısıtmak için sırasıyla VCR (buhar sıkıştırımlı soğutma) döngüsü ve tek etkili ACWATEReLiBr (su / lityum bromür absorpsiyonlu soğutucu) kullanılmıştır. Sonuçlar, enerji ve enerji verimliliğinin yanı sıra net enerji üretimini sırasıyla% 3.79,% 4.21 ve% 38 oranında artırabilmesinden dolayı AC ile kojenerasyon sisteminin üç sistem arasında en iyi sistem olduğunu göstermiştir [34].

Gholamian vd., yaptıkları çalışmada, biyokütle gazlaştırıcı, gaz türbini, S-CO₂ çevrimi ve ev tipi su ısıtıcıdan oluşan yeni bir kojenerasyon sistemini analiz etmişlerdir. Yapılan analizler sonucunda, yanma odası ve gazlaştırıcının, sistemde iki ana tersinmezlik kaynağı olduğunu ve gaz türbini ile S-CO₂ türbin basınç oranlarının sistem performansında önemli rol oynadığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca analizleri yapılan bu sistemlerin, çevresel etki değerlendirmesi yapılmıştır [35].

Almutairi vd., kombine çevrim santrali (elektrik üretimi) ve termal buhar sıkıştırımlı bir tesisten (tuz giderme) oluşan kojenerasyon santralinin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Yapılan çalışmaların sonucunda, gaz türbini motorlarının toplam yakıt girişinin yaklaşık% 34'ünde sistemdeki en yüksek düzeyde faydalı iş sağladığını ve tersinmezliğin en düşük olduğu kaynak, % 3,3'lük buhar türbini olduğunu göstermektedir. Tuz giderme ünitesinde, en fazla tersinmezlik kaynağı, ekserji kaybının %40.6'sını oluşturan termo kompresörde görülmektedir [36].

Nami vd., bir gaz türbini, bir ısı geri kazanım buhar jeneratörü, bir süperkritik karbondioksit yeniden sıkıştırımlı Brayton döngüsü ve bir organik Rankine çevrimi içeren yeni bir kojenerasyon sistemi üzerine enerji, ekserji ekonomik analizler yapmışlardır. Sonuç olarak, kojenerasyon sisteminde, ekserjinin %40.63'ünün elektrik üretmek için, % 12.25'inin buhar üretmek için kullanıldığını ve kalan kısımların ünitelerde yok edildiğini göstermektedir. Birinci, ikinci ve üçüncü en yüksek ekserji tahribat oranlarının sırasıyla yanma odasında, hava kompresöründe ve gaz türbininde meydana geldiğini göstermektedir. Ayrıca yapılan ekonomik analiz, toplam maliyetin % 24,28 olduğunu, toplam maliyetin% 75.32'sinin sistem bileşenlerinde ekserji tahribatı ile ilişkili olduğunu ortaya koymuştur [37].

Abdul Khalid, yaptığı çalışmada, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları, R141b'yi bir çalışma sıvısı olarak kullanan iki farklı eşzamanlı çıktı üreten yeni bir güneş tabanlı entegre sistemin enerji ve ekserji performanslarını değerlendirmiştir. Analiz

sonuçları, merkezi alıcı ve heliostatın HRVG, ejektör ve kondenser tarafından takip edilen en büyük tersinmezlik kaynağı olduğu gösterilmiştir. Ayrıca genişletici giriş basıncı, kondenser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı ve genleştirici geri basıncının, güç çıkışı, soğutma kapasitesi ve kojenerasyon sisteminin enerji ve ekserji verimliliği üzerinde güçlü bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir [38].

Atif ve Al-Sulaiman yaptıkları çalışmada, solar termal kule sistemleri ile çalışan süperkritik karbondioksit (sCO₂) sıkıştırma Brayton döngülerinin enerji ve ekserji analizleri yapmışlardır. Analizleri Suudi Arabistan'da altı farklı şehir için uygulamışlardır. Bulgular, en yüksek ortalama ısının Medine (938.400 kWh / gün), ve Tabuk'ta (933,100 kWh / gün) olduğunu göstermiştir. Sonuç olarak,% 5.82'lik en düşük yıllık ortalama yakıt hibridizasyonu Medine içindir ve bunu gündüz saatlerinde Tabuk (% 6.34) izlemektedir. Öte yandan, en yüksek yıllık ortalama toplam ekserji yok etme oranı sırasıyla, Tahran (199,250 kW), Riyad (192,699 kW), Medine (173.690 kW) ve Tabuk (175,692 kW)'tur. Ayrıca, en yüksek ortalama ekserji tahribi heliostat (güneş enerji kulesi) alanında ve ikinci en yüksek yanma odasında gerçekleşir [39].

Wu vd. Çin'de bulunan 600 MW'lık tipik bir kömür santralinde ekserji analizi yapmışlardır. Ekserji analizi bileşen ve sistem bazlı olarak değerlendirilmiştir. Bileşen bazlı ekserji, fırın, FPSH (ön kızdırıcı), RPSH (arka kızdırıcı) ve hava ön ısıtıcısının kazan sisteminin ana verimsizlik kaynakları olduğunu ve HPT (yüksek basınç türbini)'nin ilk aşamasının, LPT(alçak basınç türbini)'nin son aşamasının hala geliştirilmesinin gerekliliğini ortaya çıkarmıştır. Proses bazlı ekserji analizine göre, baca gazı ile çalışma akışkanı arasındaki ısı transferinden kaynaklanan toplam tersinmezliğin % 39.2'sini ve yanma sürecinin % 32.8'ini oluşturduğu gözlenmiştir. Ayrıca emisyon süreci, egzoz baca gazı ve soğutma suyunun kaybı ile oluşan % 18'lik tersinmezliğe neden olduğunu göstermişlerdir [40].

Kamate ve Gangavati yaptıkları çalışmada, bir şeker fabrikasının ısı geçişli küspe bazlı yoğuşmalı ve geri basınç buhar türbini kullanılan kojenerasyon tesisinin ekserji analizini sunmuşlardır. Sonuçlar, 61 bar ve 475 °C'lik optimum buhar giriş koşullarında, geri basınç buhar türbini kojenerasyon tesisinin enerji ve ekserji verimi sırasıyla; 0.863 ve 0.307, yoğuşmalı buhar türbini tesisinin enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla; 0.682 ve 0.260 olarak hesaplamışlardır. Kojenerasyon sisteminde, en yüksek verime sahip ünite türbin iken en düşük verime sahip ünite kazan olmuştur [41].

Kamate ve Gangavati yaptıkları çalışmada; Belgaum, Hindistan'da ısıyla eşleştirilmiş, küspe bazlı bir kojenerasyon tesisinin enerji ve ekserji analizini sunmuşlardır. Kojenerasyon santralının enerji ve ekserji verimlerini sırasıyla %65 ve %25 olarak bulmuşlardır. Enerji kaybının en fazla olduğu üniteler 35 MW ile buhar kazanı ve 27 MW ile kondenserde meydana gelmiştir. Kazandaki ekserji yıkımının toplam ekserji yıkımına oranı %71, kojenerasyon sisteminin ekserji yıkımının fiziksel enerjinin %58'i ve yakıt tasarruf oranı %82 olduğu sonucuna ulaşmışlardır [42].

Solheimsliid vd. yaptıkları çalışmada; Bergen, Norveç'te yer alan hem evsel hem de endüstriyel atıkları, elektrik ve bölgesel ısıtmaya dönüştüren birleşik ısı ve güç santralının, birinci ve ikinci yasa verimlerini hesaplayarak sistem performansını değerlendirmişlerdir. Analiz sonuçlarına göre, birleşik ısı ve güç santralının birinci yasa verimi %40 ve ikinci yasa verimi %17 olarak bulunmuştur. Yakma fırınlarında yakılan atığın içerisindeki nem ihmal edilmektedir. Atık içerisindeki nemin ihmal edilmemesi durumunda ikinci yasa veriminin %20 ya da daha fazla olabileceği düşünülmektedir [43].

Callak vd., Torbalı, İzmir'de bulunan bir tekstil fabrikasında akışkan yataklı kömür yakıcı (FBCC) ve bir ısı geri kazanımlı buhar jeneratörünün (HRSG) ileri ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Ekserji analizi sonucunda, verimleri sırasıyla %44.2 ve %46.2 olarak bulmuşlardır. İleri ekserji analizi, ünitelerin ekserji yıkımlarının önlenabilir ve önlenemez kısımlara ayrılmasıyla yapmışlardır. İleri ekserji analizi sonuçlarına göre; FBCC ve HRSG'nin önlenabilir ekserji yok oluş oranları, 2999 kW ve 760 kW olarak belirlemiş ve ekserji verimlerini sırasıyla %53.1 ve %48.1 olarak bulmuşlardır [44].

Liao vd., Çin'in bölgesel ısıtma sistemlerinde kullanılan kömürle çalışan CHP (birleşik ısı ve güç) tesislerinin verimliliği, HYSYS programında bir termodinamik model ile analiz ederek dört parametrenin etkilerini Taguchi yöntemi ile değerlendirmişlerdir. Sonuçlar, ara buhar alma akış oranı ve ara buhar basıncının sırasıyla enerjilik ve ekserjilik verim için en önemli parametreler olduğunu göstermiştir. Yapılan çalışmanın belirli bir bölge ısıtma sistemi için CHP tesisini tasarlamak veya seçmek için bir gösterge olarak kullanılabileceğini ifade etmişlerdir [45].

Eskin vd., 7.7 MW'lık bir FBCC (akışkan yataklı kömür yakıcı) kullanan buhar santralının aşırı hava, kömür tipi ve buhar basıncı gibi parametrelerin birinci ve ikinci yasa verimleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yapılan analizler sonucunda hava giriş oranı %10'dan %70'e çıktıkça, birinci ve ikinci yasa verimlerinin %5.1 ve %5.2 oranında

azaldığını, buhar basıncı 4'ten 12 bar'a çıktıkça, sistemin enerji verimliliği % 2.1'e düşerken, ekserji verimliliği % 19,9'a çıktığını gözlemlemişlerdir. Sistemde verimsiz yanma işleminden dolayı sistemdeki toplam tersinmezliğin %80.4'ünü FBCC' nin (akışkan yataklı kömür yakıcı) oluşturduğunu ve kömür türünün birinci ve ikinci yasa verimlerini önemli ölçüde etkilemediğini gözlemlemişlerdir [46].

1.4. Termodinamik Analiz

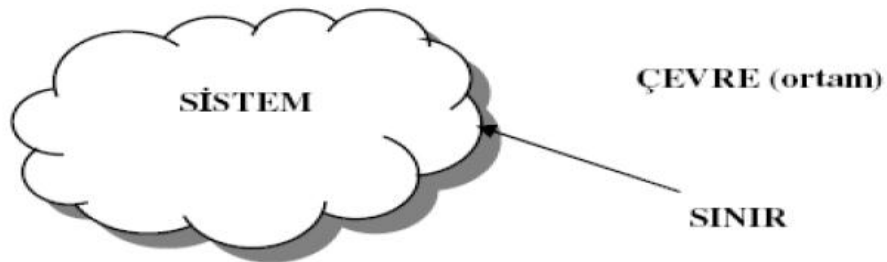
Güç üretim tesislerinin enerji ve ekserji analizlerinin yapılması, sistemin verimini ve verim değerini arttırmaya yönelik önemli parametrelerin belirlenmesi açısından çok önemlidir. Sistemde meydana gelen kayıpların belirlenmesi ve optimizasyonunda önemli bir analizdir.

Enerji ve ısı mühendisliği alanlarında, enerji kaynaklarının en iyi şekilde değerlendirilmesi, performanslarının artırılması amacıyla termodinamik analiz yöntemleri kullanılmaktadır. Kısaca termodinamik analiz, sistemlerin birinci ve ikinci yasaya göre analizlerini içeren bir değerlendirme yöntemidir.

1.4.1. Termodinamiğin Temel Kavramları ve Bağlılıklar

Latince therme (ısı) ve dynamis (güç) sözcüklerinden türetilmiş olan termodinamik, enerji bilimi olarak bilinir. Eski zamanlardan beri ısıyı işe dönüştürme çabasının sonucu olarak ortaya çıkmıştır. Günümüzde ise termodinamik, enerji ve ekserji dönüşümlerini içine alan bir kavramı karşılamaktadır [3].

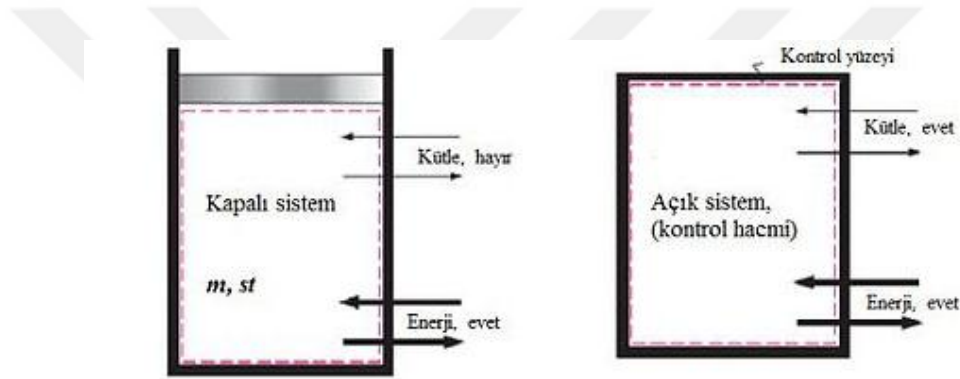
Termodinamik açıdan sistem, belirli bir kütleyi ya da incelenmek üzere seçilen uzayın bir bölümünü kapsayan bölüm olarak ifade edilir. Sistemin dışında kalan alan ise çevre olarak adlandırılır. Sistem ve çevresi arasındaki gerçek veya hayali çizgiye sınır denmektedir. Sınır sabit olabileceği gibi hareketli de olabilir [3]. Şekil 1.9'da sistem, sınır ve çevre terimleri gösterilmektedir.



Şekil 1.9. Sistem, sınır ve çevre [47]

Sistemler, incelenen bölümün çözümlenmesine bağlı olarak açık veya kapalı olabilir. Sınırlarından kütle geçişi olmayan sabit kütleye sahip sisteme kapalı sistem ya da kontrol kütlesi denir. Şekil 1.10’ da görüldüğü gibi, kapalı sisteme kütle girişi veya çıkışı olmaz. Fakat enerji, iş veya ısı biçiminde kapalı sistemin sınırlarından geçebilir [3].

Sınırlarından kütle geçişi olan sisteme ise açık sistem ya da kontrol hacmi denir. Kompresör, türbin, lüle gibi içinde kütle akışı olan sistemler kontrol hacmine örnek verilebilir. Bu makinelerin içindeki akış termodinamik açıdan incelenirken, sistem sınırları makinenin fiziksel sınırı kabul edilir. Açık sistemlerde kütle ve enerji girişi ve çıkışı olabilir. Şekil 1.10’ da görüldüğü gibi açık sistemde, sistem ile çevre arasında hem kütle hem de enerji girişi ve çıkışı olmaktadır [3].



Şekil 1.10. Kapalı ve açık sistem şematik görünümü [3]

1.4.1.1. Termodinamiğin 1. Kanunu

Enerji korunumu ilkesine dayanan termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin yoktan var edilemez ya da var olan enerjinin yok edilemez olduğunu, enerjinin yalnızca şekil değiştirebileceğini ifade eder. Kapalı bir sistemde, sistem sınırlarında enerji geçişi olacaktır. Sınırlardan geçen enerji, sistem ve çevre arasında sıcaklık farkından oluşuyorsa ısı, sıcaklık farkı oluşmuyorsa iş olarak ifade edilir.

Termodinamik denklemlerde, sisteme ısı geçişi oluyorsa ve sistem çevreye karşı iş yapıyorsa pozitif işaretli, sistemden çevreye ısı geçişi oluyorsa ve çevre sistem üzerinde iş yapıyorsa negatif işaretli olur [3].

1.4.1.2. Sürekli Akışlı Açık Sistem

Bu çalışmada incelenen kojenerasyon santrali ve santralde bulunan bileşenler, sürekli akışlı açık sistem olarak incelenecektir. Sürekli akışlı açık sistemlerle ilgili olarak aşağıdaki kabuller yapılabilir.

- Kontrol hacmi içerisinde, yeğin ve yaygın özellikler değişmemektedir. Kontrol hacminin kütlesi (m), hacmi (v) ve toplam enerjisi (E), sürekli akışlı açık sistemde sabit olmaktadır. Kontrol hacmine giren toplam kütle ve enerji korunur. Yani kontrol hacmine giren ve çıkan toplam kütle ve enerji eşit olmalıdır.
- Kontrol hacmi sınırlarındaki özellikler zamanla değişmemektedir. Kontrol hacmine giren ve çıkan akışkan özellikleri zamana bağlı değildir. Sistemin çevresiyle birim zamanda yaptığı ısı ve iş alışverişi sabit olmaktadır [3].

1.4.1.3. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerin Enerji Analizleri

Sürekli akışlı açık bir sistemin kütle dengesi Eşitlik 1.1’de verilmiştir [3].

$$\sum_g \dot{m} = \sum_{\dot{c}} \dot{m} \quad (1.1)$$

Sürekli akışlı açık sistemler için enerjinin korunumu Eşitlik 1.2’deki gibi veya enerjinin korunumu ilkesine göre Eşitlik 1.3 ve Eşitlik 1.4 ile ifade edilebilir [3].

$$\dot{E}_g - \dot{E}_{\dot{c}} = d\dot{E}_{sistem}/dt = 0 \quad (1.2)$$

$$\dot{E}_g = \dot{E}_{\dot{c}} \quad (1.3)$$

$$\left(\begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı, iş veya kütle ile} \\ \text{kontrol hacmine} \\ \text{giren enerji} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı, iş veya kütle ile} \\ \text{kontrol hacminden} \\ \text{çıkan enerji} \end{array} \right) \quad (1.4)$$

Akışkanın birim kütlesinin enerjisi Eşitlik 1.5’teki gibi olduğundan sürekli akışlı açık bir sistemde ısı, iş ve kütle ile aktarılan enerji için enerjinin korunumu denklemi Eşitlik 1.6 ile ifade edilebilir. Eşitlik 1.6 düzenlenirse Eşitlik 1.7 elde edilir [3].

$$\Theta = h + ke + pe = h + \frac{v^2}{2} + gz \quad (1.5)$$

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum_g \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{\dot{c}} + \dot{W}_{\dot{c}} + \sum_{\dot{c}} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (1.6)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{m}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_g \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (1.7)$$

Sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi Eşitlik 1.8’de verildiği gibidir [83]. Burada $\dot{E}_k$, enerji kaybını, $\dot{W}_{kh}$, kontrol hacim işini ifade etmektedir [48,49].

$$\dot{E}_k - \dot{W}_{kh} + \sum_{giren} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) = \sum_{çıkan} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) \quad (1.8)$$

Kinetik ve potansiyel enerjinin ihmal edilmesi ve sistemde herhangi bir iş yapılmaması durumunda Eşitlik 1.9 elde edilir [50,49].

$$\dot{E}_k + \sum_{giren} \dot{m}(h) = \sum_{çıkan} \dot{m}(h) \quad (1.9)$$

1.4.1.4. Termodinamiğin 2. Kanunu

Termodinamiğin birinci kanunu ya da enerji korunumu ilkesi, hal değişiminin belirlenmesi için gereklidir. Ancak hal değişiminin gerçekleşmesi sadece birinci yasa ile sağlanamaz. Birinci yasanın hal değişimlerinin yönü konusunda bir kısıtlama koymamaktadır. Birinci yasanın gerçekleşmesi de hal değişimleri olacağını göstermemektedir. Bu nedenle bir hal değişiminin olması ile ilgili eksiklikler termodinamiğin ikinci yasası ile kapatılmaktadır. Kısaca, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları sağlanmadığı sürece hal değişimleri gerçekleşmez [3].

Termodinamiğin ikinci yasası, bir hal değişiminin sadece yönünü değil aynı zamanda enerjinin niteliğini de ortaya çıkarmaktadır. Birinci yasa enerjinin niceliği ile ilgilenerek enerji türleri arasındaki değişimleri sayısal olarak ifade etmekte kullanılır. Termodinamiğin ikinci yasası ise bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğini ve bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamakta ve sonucu somut olarak ifade etmekte kullanılmaktadır [3].

Bir ısı makinesinin ısı verimi Eşitlik 1.10 ile ifade edilebilir [3].

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (1.10)$$

Burada $W_{net,çıkan}$ ısı makinesinden elde edilen işi, Q_H ısı makinesine verilen toplam ısı miktarını ve Q_L ısı makinesinden atılan ısı miktarını belirtmektedir [3].

1.4.1.5. Entropi

Bir sistem oluşurken, sistem ve çevresini oluşturan başlangıç şartları değişmiyorsa yani sistem ve çevresi arasında hiçbir etkileşim meydana gelmiyorsa bu sistem termodinamiğin ikinci kanununa göre tersinir bir sistemdir. Gerçekte tersinir bir sürecin olması imkânsızdır [3].

Gerçekte tüm sistemler tersinmezdir. Tersinmez sistemler, sürtünme, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi, sonlu basınç farkında genleşme, yanma işlemleri ve kimyasal reaksiyonlar gibi birçok etkene bağlıdır ve bu etkenler tersinmezlik olarak adlandırılmaktadır [3].

Carnot çevrimi, dört tersinir hal değişiminden (ikisi sabit sıcaklıkta ikisi de adyabatik olmak üzere) meydana gelen tersinir bir çevrimi ifade eder. Carnot ilkelerine göre, aynı ısı enerji kaynakları arasında çalışan ısı makinelerinin verimleri eşittir. Ayrıca, aynı ısı enerji kaynakları arasında çalışan ısı makineleri arasından tersinir makinenin ısı veriminin daha yüksektir [3].

Eşitlik 1.11’de, tersinir bir makinenin aldığı ve verdiği ısı ile enerji kaynaklarının sıcaklıkları arasındaki ilişki verilmiştir.

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right) = \frac{T_H}{T_L} \quad (1.11)$$

Bu eşitliğe göre tersinir bir makinede Q_H/Q_L oranı yerine T_H/T_L oranı kullanılabilir. Burada, ısı enerji kaynaklarının mutlak sıcaklıkları T_H ile T_L ile gösterilmektedir [3].

Bu durumda, Carnot ısı makinesinin ısı verimi 1.12 ile ifade edilir [3].

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (1.12)$$

Termodinamiğin ikinci kanunu, entropi olarak ifade edilen bir kavramı da beraberinde getirmektedir. Entropi kısaca, düzensizliğin nicel bir ölçüsü olarak ifade edilebilir. Entropiyi tanımlayabilmek için, Eşitlik 1.13’te verilen Clausius eşitsizliğine bakmak gerekir. [51,3].

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (1.13)$$

Clausius eşitsizliği, tersinir proseslerde Eşitlik 1.14 ile ifade edilmektedir [51,3].

$$\int \left(\frac{1}{T}\right)_{tersinir} \delta Q = 0 \quad (1.14)$$

Entropi kavramının anlayabilmek için aynı Q_H ve Q_L ısısı verilen iki kaynak arasında çalışan biri tersinir diğeri tersinmez iki makineyi incelersek; tersinmez makinenin yaptığı iş tersinir makinenin yaptığı işten daha az olacaktır. aynı zamanda, tersinmez makinenin dışarıya verdiği ısı da tersinir makinenin dışarıya verdiği ısıdan fazla olacaktır. Bu durumda, $Q_{L,tersinmez} > Q_{L,tersinir}$ olmaktadır [3].

Tersinmez ve tersinir sistem arasındaki fark pozitif bir değer olduğuna göre, tersinmez bir sistemin döngüsel integrali Eşitlik 1.15 ile ifade edilir [3].

$$\oint \left(\frac{1}{T} \right)_{tersinmez} \delta Q < 0 \quad (1.15)$$

Entropi kavramının daha iyi anlaşılabilmesi için yukarıda verilen denklemlerden yararlanılmaktadır. Clausius eşitsizliği, entropi üretimine eşitlenirse Eşitlik 1.16 elde edilir [3].

$$\dot{S}_{\text{üretim},\text{çevrim}} \geq - \int \frac{\delta Q}{T} \quad (1.16)$$

Süretim, çevrim ifadesi bir sistemde çevrim boyunca üretilen entropiyi ifade etmektedir. Çevrim boyunca üretilen entropi, tersinmezliklerden kaynaklanmaktadır ve mükemmellikten uzaklaşmayı ifade etmektedir. Eşitlik 1.6'da verilen ifadede T sistemin sıcaklığını, Q ise sistem ve çevresi arasındaki ısı geçişini göstermektedir. Hal değişimi esnasında üretilen entropi, hiçbir zaman sıfırdan küçük değildir. Sistemde ısı geçişi olmuyorsa entropi üretimi sadece tersinmezliklerden dolayı oluşur. Tersinmezlikler, entropiyi her zaman artırma eğilimindedir. Eğer bir hal değişimi esnasında entropi üretimi negatif oluyor böyle bir hal değişiminin varlığından bahsedilemez [3].

1.4.1.6. Sürekli Akışlı Açık Sistem İçin Entropi Dengesi

Sürekli akışlı açık sistem için toplam entropi üretimi, Eşitlik 1.17'de verilmiştir [3].

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g - \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \geq 0 \quad (1.17)$$

Bu eşitlik birim zamanda gerçekleşmekte, $\dot{S}_{\text{üretim}}$ entropi üretimini, $\dot{m}_g$ ve $\dot{m}_c$ sisteme giren ve çıkan kütle miktarını, s_g ve s_c sisteme giren ve çıkan entropileri ifade etmektedir. Bu eşitlikte, sistemin T_R sıcaklığında ve ısı enerji kaynağı ile Q_R miktarda ısı veriş yaptığı bir kontrol hacmi içinde olduğu görülebilir. Çevresiyle ısı alışverişinde

bulunan bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için yukarıdaki bağıntı sadeleştirilirse, Eşitlik 1.18 elde edilir [3].

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_g - s_f) - \sum \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad (1.18)$$

1.4.1.7. Saf Maddeler İçin Entropi Değişimi

Bir hal için verilen entropi ifadesi, diğer özellikleri belirlemekte kullanılan yöntemlerle bulunur. Verilen entropi değeri sıkıştırılmış sıvı ya da kızgın buhar bölgesindeyse, termodinamik tablolar yardımıyla doğrudan belirlenebilir. Eğer doymuş sıvı-buhar karışımı bölgesindeyse Eşitlik 1.19'da verilen denklem ile hesaplanabilir. Eşitlikte görülen x kuruluk derecesini, s_f ve s_{fg} ifadeleri ise sıkıştırılmış sıvı ve sıvı-buhar karışımı bölgelerindeki doyma değerlerini ifade etmektedir.

$$s = s_f + x s_{fg} \quad (1.19)$$

Saf bir maddenin entropi değişimi, hal değişimi esnasında bulunduğu ilk ve son hallerdeki entropi değerlerinin farkını ifade eder. Entropi değişimi Eşitlik 1.20'de verilmiştir. Eşitlik 1.21'de verilen denklem hem kapalı bir sisteme hem de kontrol hacminden geçen birim kütleyle uygulanabilir [3].

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) \quad (1.20)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 \quad (1.21)$$

1.4.1.8. Sıvı ve Katıların Entropi Dengesi

Sıvı ve katılar, bir hal değişimi esnasında neredeyse sabit oldukları için sıkıştırılmaz kabul edilir. Bir hal değişimi esnasında entropi değişimi, özgül ısı olan C'nin sıcaklıkla değişiminin ihmal edilebilecek kadar küçük olmasından dolayı $C = C_p = C_v$ olarak alınabilir. Bu durumda entropi değişimi, Eşitlik 1.22'de verildiği şekilde yazılabilir [3].

$$s_2 - s_1 = C_{ort} \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (1.22)$$

1.4.1.9. Mükemmel Gazların Entropi Değişimleri

Mükemmel gazlar için entropi değişimi, bir hal değişimi esnasında özgül ısı'nın sabit olduğu kabul edilerek elde edilen bağıntı Eşitlik 1.23'te görülmektedir. Burada s entropi, $C_{v,ort}$ ortalama özgül ısı, T sıcaklık, v hacim, P basınç ve R ideal gaz sabitidir [3].

$$s_2 - s_1 = C_{v,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = C_{p,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (1.23)$$

1.4.1.10. Entropi Değişiminin Nedenleri ve Sonuçları

Bir sistemin entropisi üç etkenden dolayı değişir. Bu etkenler şöyledir:

- Sisteme çevreden ısı geçişi varsa entropi üretimi artar, sistemden çevreye ısı geçişi varsa entropi azalır.
- Kütlenin enerjisi ile birlikte entropisi de olur. Kütle akışı ile bir sistemin hem enerji hem de entropi taşımaya yardım eder.
- Tersinmezliğe neden olan tüm etkenler, entropinin her zaman artmasına sebep olur. Tersinir bir hal değişimi için $S_{üretim}$ sıfırdır. Bir hal değişimi esnasında ısı geçişi yoksa ya da sistem sınırlarında tersinmezlik meydana gelmiyorsa, kütle sabit kaldığı sürece entropi de sabit kalır.

Entropi değişimi ile verilen etkenler doğrultusunda ulaşılan sonuçlar şöyledir:

- Hal değişimleri sadece tek bir yönde gerçekleşebilir. Entropinin artış ilkesine uygun olan bu yöndeki hal değişimi esnasında $\Delta S \geq 0$ olmalıdır. Bir hal değişimi bu ilkeye uymuyorsa gerçekleşmesi mümkün değildir.
- Entropi korunmaz. Entropi sadece teorik bir ifade olan tersinir hal değişimleri esnasında sabittir. Gerçekteki tersinmez hal değişimlerinde entropi sürekli olarak artar. Bundan dolayı çevrenin entropisi sürekli artmaktadır.
- Bir sistemdeki tersinmezlikler, entropi üretimine neden olur. Tersinmezlikler arttığı sürece entropi de artmaya devam edecektir [52].

1.4.1.11. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

Lüle, türbin, kompresör, pompa ve ısı değiştiricisi gibi SASA prensibiyle çalışan sistemlerde ikinci yasa çözümlemesi Eşitlik 1.24'teki denklem kullanılarak yapılır[3].

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\zeta s_\zeta - \sum \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_0} \geq 0 \quad (1.24)$$

Burada, birinci kanun denklemi de kullanılarak ısı geçişi terimi yok edilirse Eşitlik 1.25 elde edilir. Bu denklemde verilen $\dot{W}$, açık sistemlerde yapılan gerçek işi ifade etmektedir [3].

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{v_\zeta^2}{2} + gz_\zeta - T_0 s_\zeta \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (1.25)$$

Tersinir iş olan $\dot{W}_{tr}$ ifadesi Eşitlik 1.25 ile verilen denklemde toplam entropi üretimi terimi olan $\dot{S}_{\text{üretim}}$ sıfıra eşitlenerek Eşitlik 1.26 denklemi elde edilir [3].

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{v_\zeta^2}{2} + gz_\zeta - T_0 s_\zeta \right) \quad (1.26)$$

Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse tersinir iş, Eşitlik 1.27’de görüldüğü gibi olur [3].

$$\dot{W}_{tr} = \left((h_g - h_\zeta) - T_0 (s_g - s_\zeta) \right) \quad (1.27)$$

Bir açık sistemde tersinmezlik, $\dot{I}$; veya birim kütle için tersinmezlik, i ; tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır. Eşitlik 1.28 ve Eşitlik 1.29’da tersinmezlik denklemleri verilmiştir [3,52].

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (1.28)$$

$$i = \dot{w}_{tr} - \dot{w}_y = T_0 \dot{s}_{\text{üretim}} \quad (1.29)$$

1.4.2. Ekserji

İş yapabilme yeteneği olarak tanımlanan enerji, kullanılabilir enerji (ekserji) ve kullanılamaz enerji (anerji) olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Enerjinin iş yapan kısmı yani kullanılabilir enerji, ekserji olarak ifade edilmektedir [53,54].

Ekserji, Yunanca ‘tersinir’ anlamındaki ‘ex’ kelimesi ve ‘iş’ anlamına gelen ‘ergon’ kelimelerinden oluşmaktadır. Ekserji kelimesinin ilk kez 1824 yılında S. Carnot tarafından kullanıldığı düşünülmektedir [55].

Ekserji kısaca, bir akımın ölü hale ulaştığında kazabileceği en fazla iş olarak tanımlanır [56]. Daha anlaşılır bir tanımlama ile ekserji, enerjinin belirli termodinamik

koşullar altında diğer bir tür enerji şekline dönüşebilen bölümdür. Tersinmez işlemlerde her zaman belirli bir miktar entropi artışı ile birlikte iş kaybı oluşmasına karşın, en fazla iş sadece tersinir işlemlerde elde edilir. Ekserji, ideal veya tersinir işlemler dışında, enerji gibi korunan bir büyüklük değildir. Bu nedenle, enerjinin korunumu yasasına uymaz. Gerçek işlemlerde, tersinmezlikler nedeni ile ekserji tüketilir veya yok edilir. İşlem süresince gerçekleşen ekserji tüketimi, işleme ilişkin tersinmezlikler nedeni ile yaratılan entropi ile orantılıdır. Enerji ve ekserji kavramları Tablo 1.3' te karşılaştırılmıştır [56,57].

Tablo 1.3. Enerji ve ekserji arasındaki farklar [56,57]

ENERJİ	EKSERJİ
Sadece kütle veya enerji akışının özelliklerine bağlıdır. Ortam özelliklerinden bağımsızdır.	Kütle veya enerji akışının özellikleri ile birlikte, ortamın özelliklerine de bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerlere sahiptir. Einstein yasasına göre mc^2 değerine eşittir.	Ortam ile denge durumunda sıfıra eşittir.
Bütün işlemler için Termodinamiğin Birinci Yasasını dikkate alır.	Sadece tersinir işlemler için Termodinamiğin Birinci Yasasını dikkate alır. Tersinmez işlemlerde tamamen veya kısmen ekserji tüketilir.
Tersinir işlemlerde dahil olmak üzere, bütün işlemler için Termodinamiğin İkinci Yasası ile sınırlıdır.	Termodinamiğin İkinci Yasası nedeni ile tersinir işlemler için sınırlı değildir.
Hareket veya hareket üretme yeteneğidir.	İş veya iş üretme yeteneğidir.
Bir işlemde sürekli olarak korunur. Diğer bir deyişle, ne yok olur, ne de üretilebilir.	Sadece tersinir bir işlemde sürekli olarak korunur. Tersinmez bir işlemde sürekli olarak tüketilir.
Miktarın bir ölçütüdür.	Entropi nedeniyle, hem kalite hem de miktarın bir ölçütüdür.

1.4.2.1. Ekserji Bileşenleri

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin olmadığı bir sistemde toplam ekserji $\dot{E}x$ Eşitlik 1.30'da görüldüğü gibi, fiziksel ekserji $\dot{E}x^{fiz}$, kinetik ekserji $\dot{E}x^{kin}$, potansiyel ekserji $\dot{E}x^{pot}$ ve kimyasal ekserji $\dot{E}x^{kim}$ olmak üzere dört ayrı bileşenin toplamından oluşur [51].

$$\dot{E}x = \dot{E}x^{fiz} + \dot{E}x^{kin} + \dot{E}x^{pot} + \dot{E}x^{kim} \quad (1.30)$$

Özgül ekserji ise Eşitlik 1.31 ile ifade edilmektedir [51].

$$ex = ex^{fiz} + ex^{kin} + ex^{pot} + ex^{kim} \quad (1.31)$$

Fiziksel ekserji Eşitlik 1.32'de toplam fiziksel ekserji akımı ise Eşitlik 1.33'te verilen denklemlerle ifade edilmektedir [51].

$$ex^{fiz} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1.32)$$

$$\dot{E}x^{fiz} = \dot{m} \cdot ex^{fiz} \quad (1.33)$$

Kimyasal ekserjiyi hesaplamak için bu konuyla ilgili ortaya çıkan tablolardan yararlanılabilir. Gaz karışımlarının kimyasal ekserjisini birim kütle için hesaplamakta Eşitlik 1.34 ve kimyasal ekserjiyi hesaplama için Eşitlik 1.35 kullanılır. [51,49].

$$\bar{e}x^{kim} = \sum x_k \bar{e}x_k^{kim} + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (1.34)$$

$$\dot{E}x^{kim} = \dot{m} \cdot ex^{kim} \quad (1.35)$$

1.4.2.2. Ekserji Kaybı ve Yıkımı

Ekserji dengesinin genel denklemi ise Eşitlik 1.35'te ifade edilmiştir [9, 48, 49 50,]. Eşitlik 1.36'da kontrol hacmine giren akımların ekserji değerini $\dot{E}x_{giren}$ ile kontrol hacminden çıkan akımların ekserji değerini $\dot{E}x_{çıkan}$ ve $\dot{E}x_{yıkımı}$ 'da kontrol hacminin ekserji yıkımını göstermektedir.

$$\sum \dot{E}x_{giren} - \sum \dot{E}x_{çıkan} = \sum \dot{E}x_{yıkımı} \quad (1.36)$$

Sistemin herhangi bir elemanı için birim zamanda kaybedilen ekserji miktarı E_{ky} Eşitlik 1.37 ile ifade edilir [48,50,49,9].

$$\dot{E}x_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey}}\right) Q - W + \sum \dot{m}ex_g - \sum \dot{m}ex_{\dot{c}} \quad (1.37)$$

Sistemin tümünde yok edilen ekserji ise, Eşitlik 1.38'de görüldüğü gibi, her bir elemanda yok edilen ekserjinin toplamıdır [52].

$$\sum_{x=1}^n \dot{E}x_{ky_x} = \dot{E}x_{ky_1} + \dot{E}x_{ky_2} + \dot{E}x_{ky_3} + \dots + \dot{E}x_{ky_n} \quad (1.38)$$

Herhangi bir ünite veya elemanda yok edilen ekserjinin sistemin tümünde yok edilen ekserjiye oranı (γ), ele alınan birimin kayıp enerjisinin ne kadarına neden olduğunu gösterir ve eşitlik 1.39 ile ifade edilmektedir [51].

$$\gamma = \frac{\dot{E}x_{ky}}{\sum \dot{E}x_{ky}} \quad (1.39)$$

Herhangi bir işlemin verimliliğini belirlemede Termodinamiğin I. Kanunu yeterli olmayabilir. Bununla beraber II. Kanun analizi ile, kullanılabilir enerji tanımından faydalanılarak işlemin ne derece mükemmele yakın ne derece mükemmelden uzak olduğu incelenebilir [58].

I.ve II. Kanun verimi Eşitlik 1.39 [51] ve Eşitlik1.40 [59] ile ifade edilmektedir.

$$\eta_I = 1 - \frac{\text{kayıp enerji}}{\text{giren enerji}} = 1 - \frac{\dot{E}_{ky}}{\dot{E}_g} \quad (1.40)$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{kayıp ekserji}}{\text{giren ekserji}} = 1 - \frac{\dot{E}_{x_{ky}}}{\dot{E}_{x_g}} \quad (1.41)$$

1.4.2.3. Referans Çevre

Çevresi ile termodinamik bir denge halinde olan sistemde, çevrenin sistem üzerinde bir etkisi kalmaz ve sistem bundan sonra iş yapamaz. Çevresi ile dengede olan, basıncın P_0 çevre basıncı, sıcaklığın T_0 çevre sıcaklığı, kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edilebilecek kadar az olduğu bir sistemin iş yapamayacağı hali ‘Ölü Hal’ olarak adlandırılır [58]. Bu durumda ölü hale ulaşan bir sistemden en fazla iş elde edileceği sonucuna ulaşılabilir [3].

Ekserji; bir sistemin veya maddenin referans çevreye gelinceye kadar üretebileceği maksimum iş olarak tanımlandığına göre ekserji değerlerinin hesaplanmasından önce referans bir çevrenin tanımlanması gerekir.

1 atm basınç ve 298.15 K sıcaklığına sahip atmosfer şartlarında bir çevre modeli Tablo 1.’de verilmiştir.

Tablo 1.4. Referans çevre modeli [51]

Atmosfer şartları: $P_0=1$ atm $T_0=298.15$ K $=25$ °C		
Kompozisyon	(i) T_0 ve P_0 ‘da suyla doyurulmuş atmosferik hava	
	Maddeler	Mol oranları
	Nitrojen (N_2)	0.7567
	Oksijen (O_2)	0.2035
	Su (H_2O)	0.0303
	Argon (Ar)	0.0091
	Karbondioksit (CO_2)	0.0003
	Helyum (He)	0.0001
	(ii) T_0 ve P_0 ‘da aşağıdaki doymuş fazlar	
	Su (H_2O)	
	Kireç taşı ($CaCO_3$)	
	Alçıtaşı (Gypsum) ($CaSO_4 \cdot 2H_2O$)	

2. MATERYAL VE METOD

Tezin materyal ve metod bölümünde, gaz motorlu bir kojenerasyon tesisi incelenmiştir. Kojenerasyon tesisinin akış şeması verilmiş ve çalışma prensibi anlatılmıştır. Tesisten gereken ölçümler alınmış, enerji ve ekserji dengeleri kurularak analizler gerçekleştirilmiştir.

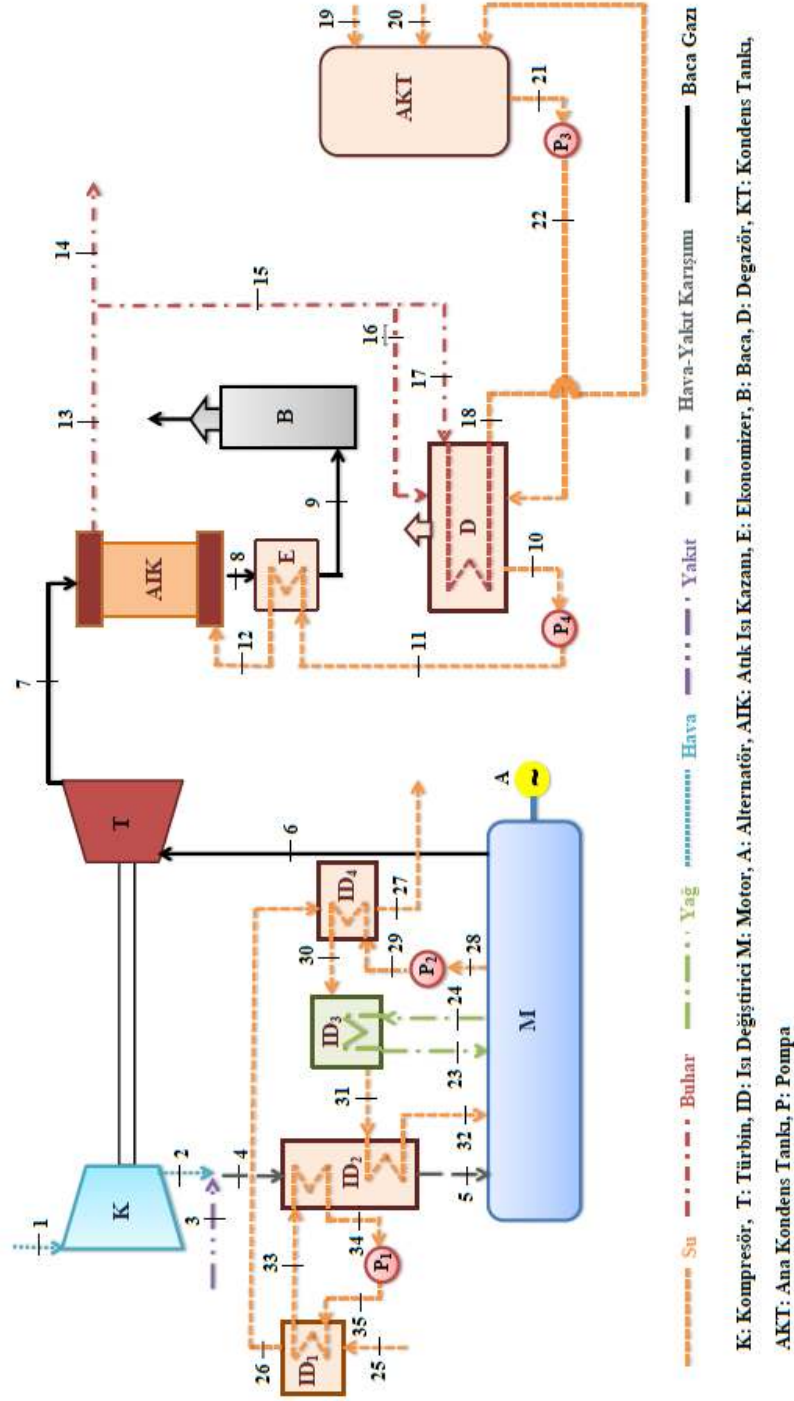
2.1. Kojenerasyon Tesisinin Tanıtılması

Analizleri gerçekleştirilen kojenerasyon tesisi, Kahramanmaraş'ta Arıkan Mensucat Sanayi ve Ticaret A.Ş. bünyesinde çalışmaktadır. Kojenerasyon tesisi, fabrikanın buhar ve elektrik ihtiyacını karşılamaktadır. Sistemde üretilen buhar, tekstilde boyama işlemi için kullanılmaktadır [60].

Kojenerasyon tesisi, gaz motoru (elektrik üretimi) ve atık ısı kazanı (ısı üretimi) olmak üzere iki ana bölümden oluşmaktadır. Sistemde bulunan gaz motorundan maksimum üretilen elektrik 4.5 MW ve atık ısıdan elde edilen buhar 4.8 MW'tır. Kojenerasyon tesisinin akış şeması Şekil 2.1'de verilmiştir. Bu şemaya göre; ana bölümlerle birlikte sistem, bir kompresör (K), bir türbin (T), dört ısı değiştirici (ID), bir motor (M), bir alternatör (A), bir atık ısı kazanı (AIK), bir ekonomizer (E), bir baca (B), bir kondens tankı (KT), bir degazör (D) ve dört pompadan (P) oluşmaktadır [60].

Şekil 2.1' de kojenerasyon tesisinde bulunan her bir ünite ve ünitelere giren akımlar görülmektedir. Bu akımlar düğüm noktası olarak adlandırılmış ve her bir nokta numaralandırılmıştır. Verilen düğüm noktalarının sıcaklık, basınç ve debi değerleri kojenerasyon tesisinin otomasyon sisteminden alınmıştır. Otomasyon sisteminde bulunmayan noktalarda ise gereken ölçümler yapılmıştır. Sistemden alınan veriler ve ölçümler doğrultusunda düğüm noktalarının sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak entalpi ve entropi gibi termodinamik özellikleri hesaplanmıştır. Düğüm noktalarının termodinamik özellikleri Tablo 2.1 'de verilmiştir. Bu tablo, her bir akımın enerji ve ekserji değerlerinin hesaplanmasında kullanılacaktır [60].

KOJENERASYON TESİSİ AKIŞ ŞEMASI



Şekil 2.1. Kojenerasyon tesisinin akış şeması [60]

Tablo 2.1. Kojenerasyon sisteminde bulunan düğüm noktaları ve termodinamik özellikleri

Düğüm No	Akışkan	Sıcaklık[60]	Basınc[60]	Debi[60]	Entalpi	Entropi
		T(°C)	P(bar(g))	m(kg/s)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg.K)
0	Hava	25	1	-	299.835	7.637
0	Su	25	1	-	104.970	0.366
0	Yağ	25	1	-	575.985	1.9
1	Hava	25	1	11.76	299.835	7.637
2	Hava	170	2.9	11.76	372.414	7.137
3	Yakıt	25	1	0.182	740.803	11.022
4	Hava-Yakıt	167	5.2	11.94	1184.670	10.963
5	Hava-Yakıt	52.7	3.75	11.94	634.227	10.571
6	Baca Gazı	367	20.6	11.94	748.488	8.604
7	Baca Gazı	366	20.4	11.94	748.488	8.604
8	Baca Gazı	196	6.7	11.94	530.762	8.205
9	Baca Gazı	170	5.4	11.94	497.817	8.137
10	Su	103	0.2	0.58	431.770	1.340
11	Su	103	0.6	0.58	431.800	1.340
12	Su	168	0.4	0.58	431.785	1.340
13	Buhar	178	8.6	0.58	2776.24	6.599
14	Buhar	178	8.6	0.497	2776.24	6.599
15	Buhar	178	2.8	0.083	2814.81	7.093
16	Buhar	178	2.8	0.012	2814.81	7.093
17	Buhar	178	2.8	0.071	2814.81	7.093
18	Su	140	2.6	0.071	589.279	1.739
19	Su	25	1	0.087	104.970	0.366
20	Su	90	1	0.422	377.070	1.192
21	Su	86	1	0.58	360.263	1.145
22	Su	86	1	0.58	360.263	1.145
23	Yağ	80	5.6	20	706	2.336
24	Yağ	85	5.8	20	759.278	2.458
25	Su	25	1	11.11	104.970	0.336
26	Su	32	0.9	11.11	134.241	0.464
27	Su	77	0.8	11.11	322.489	1.039
28	Su	90	2.1	31.37	377.155	1.192
29	Su	90	2.5	31.37	377.186	1.192
30	Su	70	2.4	31.37	293.297	0.954
31	Su	75	2.2	31.37	314.220	1.015
32	Su	76	2.1	31.37	318.402	1.027
33	Su	37	1.8	17.93	155.234	0.531
34	Su	40	1.7	17.93	180.316	0.612
35	Su	40	2	17.93	180.343	0.612

Sistemde bulunan içten yanmalı motorun özellikleri, motorun üretici ve tedarikçi firması tarafından sağlanmakta olup Tablo 2.2’de verilmiştir [61]. Bu tabloda motorun teknik özellikleri, enerji değerleri, sistem parametreleri ve ölçüleri yer almaktadır.

Tablo 2.2. Motorun katalog değerleri[61]

Motor Tipi		TCG 2032B V16
Elektrik çıkış gücü	kW	4500
Devir sayısı	dev/dak	1000
Egzoz sıcaklığı	°C	385
Egzoz debisi	kg/h	24734
Yanma havası debisi	kg/h	23941
Havalandırma debisi	kg/h	116200
Silindir çapı/stroke mesafesi	mm	260/320
Piston deplasman hacmi	dm ³	272
Sıkıştırma oranı		12:01
Ortalama piston hızı	m/s	10.7
Enerji Değerleri		
Elektrik çıkış gücü	kW	4500
Ceket suyu ısısı	kW ± %8	1655
Intercooler ısısı (ID ₁)	kW ± %8	359
Egzoz ısısı	kW ± %8	1983
Motor/Gen. Radyasyonu	kW ± %8	680
Yakıt tüketimi	kW ± %5	10089
Elektrik verimi	%	44.6
Isı verimi	%	46.3
Genel verim	%	90.9
Sistem Parametreleri		
Ceket suyu akış miktarı	m ³ /h	117
Ceket/Intc. akış miktarı	dm ³	570/51
Intercooler suyu akış miktarı	m ³ /h	65
Ceket/Intc. basınç kaybı	bar	1.8/1.1
Ceket suyu sıcaklığı giriş/çıkış	°C	77/90
Intc. Su sıcaklığı giriş/çıkış	°C	40/46
Egzoz karşı basınç	mbar	30/50
Yağlama yağı hacmi	dm ³	1850
Yağlama yağı tüketimi	g/kWh ± %20	0.3
Ölçüler		
Uzunluk	mm	9200
Genişlik	mm	2690
Yükseklik	mm	3390
Makine seti ağırlığı	kg	51.4

Analiz için sistemde yapılan kabuller aşağıda verilmektedir [62]:

- Sistemin zamanla değişmeyen SASA (sürekli akışlı açık sistem) prensibine uyduğu varsayılmıştır.
- Motora giren hava ve yakıtın tamamen yandığı kabul edilmiştir.
- Yanma reaksiyonuna giren (yakma havası ve doğalgaz) ve çıkan (baca gazı) gazlar ideal olarak kabul edilmiştir.
- Motorun ve pompaların giriş ve çıkışında basınç değerleri 1 atm olarak alınmıştır.
- Borulardaki basınç kaybı göz ardı edilmiştir.
- Kontrol hacmine giren ve çıkan materyallerin potansiyel enerjileri ihmal edilmiştir.
- Motorun sabit sınır koşullarında çalıştığı kabul edilmiştir. Dolayısıyla kontrol hacim içerisinde zamana bağlı kütle değişimi olmadığı varsayılmıştır.
- Referans çevre şartları $T_0=298$ K ve $P_0=1$ atm olarak alınmıştır.

2.2.Motorun Yanma Analizi

Çevre şartlarında, motorun kompresörüne giren hava sıkıştırılır. Sıkışan hava çevre şartlarındaki doğalgaz ile birleştirildikten sonra motor silindirlerine gönderilir. Burada yanma işlemi gerçekleşir ve baca gazı oluşur [62].

Hassas bir anemometre yardımıyla ölçülen havanın hacimsel debisi $34560 \text{ m}^3/\text{h}$ 'dır.[60,62]. Hava, motora 298 K sıcaklığında girmektedir. Havasının 298 K'deki yoğunluk değeri kullanılarak, yanma havasının debisi 11.77 kg/s olarak bulunur. Yanma havasını oluşturan bileşenler ve bu bileşenlerin özellikleri Tablo 2. 3'te gösterilmektedir [62].

Tablo 2.3. Yanma havası bileşenleri ve özellikleri [62]

Bileşen	Kimyasal formül [3]	Hacimsel oran (%) [51]	Molar kütle (kg/kmol) [3]	Hacimsel debi (m^3/h)	Yoğunluk (kg/m^3)	Kütlesel debi (kg/s)
Azot	N_2	77.48	28.013	26777.088	1.137*	8.761
Oksijen	O_2	20.59	31.998	7115.904	1.299*	2.660
Su(g)	H_2O (g)	1.9	44.01	656.64	1.787*	0.335
Karbondioksit	CO_2	0.03	18.015	10.368	0.731*	0.002
*298 K						

Doğalgaz, 0.258 m³/h kütleli debi ve 298 K sıcaklığında motora girmektedir. Doğalgazı oluşturan bileşenler ve bu bileşenlerin özellikleri Tablo 2.4'te gösterilmektedir [63].

Tablo 2.4. Doğalgaz bileşenleri ve özellikleri[62]

Bileşen	Kimyasal formül [51]	Hacimsel oran (%) [51]	Kütleli oran (%)	Molar kütle (kg/kmol) [3]	Alt ısı değeri (kJ/kg) [3]	Hacimsel debi (m ³ /h)	Yoğunluk (kg/ m ³)	Kütleli debi (kg/s)
Metan	CH ₄	91.94	84.46	16.043	50.050	853.938	0.651*	0.154
Etan	C ₂ H ₆	3.53	6.08	30.070	47.520	32.78	1.221*	0.011
Propan	C ₃ H ₈	0.90	2.27	44.097	46.340	8.359	1.791*	0.004
Bütan	C ₄ H ₁₀	0.38	1.26	58.123	45.370	3.529	2.356*	0.002
Pentan	C ₅ H ₁₂	0.11	0.45	72.150	44.910	1.021	2.931*	0.0008
Azot	N ₂	2.66	4.27	28.013	-	24.706	1.137*	0.007
Karbondioksit	CO ₂	0.48	1.21	44.01	-	4.458	1.787*	0.002

*298 K

Baca gazının kütleli debisi hesaplanırken, baca gazını oluşturan bileşenleri dikkate almak gerekir. Baca gazı bileşenleri ölçülemediği için tam yanma olduğu kabul edilmiştir. Tam yanma işlemi sonucunda hava ve doğalgazın bileşenleri, baca gazının bileşenlerini de oluşturacaktır. Böylece, baca gazının debisi hesaplanır. Eşitlik 2.1 ve Eşitlik 2.2'de verilen denklemlerle hava-yakıt oranı belirlenebilir [62].

$$\left(\frac{\dot{m}_{yakıt}}{M_{yakıt}}\right) / \left(\frac{\dot{m}_{yh}}{M_{yh}}\right) = \lambda \text{ ya da } \frac{\dot{n}_{yü}}{\dot{n}_{yh}} = 1 + \lambda \quad (2.1)$$

$$\frac{\left(\frac{\dot{m}_{CH_4}}{M_{CH_4}} + \frac{\dot{m}_{C_2H_6}}{M_{C_2H_6}} + \frac{\dot{m}_{C_3H_8}}{M_{C_3H_8}} + \frac{\dot{m}_{C_4H_{10}}}{M_{C_4H_{10}}} + \frac{\dot{m}_{C_5H_{12}}}{M_{C_5H_{12}}} + \frac{\dot{m}_{N_2}}{M_{N_2}} + \frac{\dot{m}_{CO_2}}{M_{CO_2}}\right)_{doğalgaz}}{\left(\frac{\dot{m}_{O_2}}{M_{O_2}} + \frac{\dot{m}_{N_2}}{M_{N_2}} + \frac{\dot{m}_{H_2O}}{M_{H_2O}} + \frac{\dot{m}_{CO_2}}{M_{CO_2}}\right)_{yanma\ havası}} = \frac{0.0104}{0.4036} = \lambda \quad (2.2)$$

λ ile gösterilen hava-yakıt oranının değeri, Eşitlik 2.2 ile 0.0259 olarak hesaplanmıştır. Bulunan bu değer genel yanma denklemine yerleştirilirse Eşitlik 2.3 elde edilir [62].

$$\lambda(0.0096CH_4 + 0.0003C_2H_6 + 9.42 \times 10^{-5}C_3H_8 + 3.97 \times 10^{-5}C_4H_{10} + 1.151 \times 10^{-5}C_5H_{12} + 2.786 \times 10^{-4}N_2 + 5.0283 \times 10^{-5}CO_2) + (0.3127O_2 + 0.0831N_2 + 7.629 \times 10^{-3}H_2O + 1.20 \times 10^{-4}CO_2) \xrightarrow{yanma} [1 + \lambda](x_{CO_2}CO_2 + x_{O_2}O_2 + x_{N_2}N_2 + x_{H_2O}H_2O) \quad (2.3)$$

Baca gazı bileşenlerinin molar debileri Eşitlik 2.3 denkleminin denkleştirilmesi ile elde edilir. Genel yanma denkleminin denkleştirilmesi sonucunda baca gazı bileşenlerinin toplam molar debisi 0.4 kmol/s olarak bulunur. Molar kütle yardımıyla da kütleli debi hesaplanır. Baca gazının motordan çıkış sıcaklığı 640 K'dir. Tablo 2.5'te baca gazı bileşenleri verilmiştir [62].

Tablo 2.5. Baca gazı bileşenleri ve özellikleri [62]

Bileşen	Kimyasal formül	ε^0 (kJ/kmol) [51]	Molar kütle (kg/kmol) [3]	Molar debi (kmol/s)	Kütleli debi (kg/s)
Azot	N ₂	720	28.013	0.0077	8.5405
Oksijen	O ₂	3,970	31.998	0.0877	2.80687
Su(g)	H ₂ O (g)	20,140	44.01	0.3048	0.3394
Karbondioksit	CO ₂	11,710	18.015	0.0013	0.0246

Özgül ısı kapasitesi olan $\bar{C}_p$ (kJ/kmol.K) yardımıyla yanma havasının, doğalgazın ve baca gazının fiziksel enerjisi hesaplanır. $\bar{C}_p$ değeri Eşitlik 2.5 ile hesaplanmaktadır. Yanma işleminde yer alan her bir bileşenin, eşitlikte verilen a,b,c ve d parametreleri Tablo 2.6'da görülmektedir [3,62].

$$\bar{C}_p = a + b.T + c.T^2 + d.T^3 \quad (2.4)$$

Tablo 2.6. Eşitlik (19)'da verilen katsayı değerleri[3,62]

Bileşenler	a	b	c	d	Sıcaklık Aralığı (K)
CH ₄	19.89	5.024x10 ⁻²	1.269x10 ⁻⁵	-11.01x10 ⁻⁹	273-1500
CH ₄	6.9	17.27x10 ⁻²	-6.406x10 ⁻⁵	7.285x10 ⁻⁹	273-1500
C ₂ H ₆	-4.04	30.48x10 ⁻²	-15.72x10 ⁻⁵	31.74x10 ⁻⁹	273-1500
C ₃ H ₈	3.96	37.15x10 ⁻²	-18.34x10 ⁻⁵	35x10 ⁻⁹	273-1500
C ₄ H ₁₀	6.774	45.43x10 ⁻²	-22.46x10 ⁻⁵	42.29x10 ⁻⁹	273-1500
C ₅ H ₁₂	28.9	-0.1571x10 ⁻²	0.8081x10 ⁻⁵	-2.873x10 ⁻⁹	273-1800
O ₂	25.48	1.520x10 ⁻²	-0.7155x10 ⁻⁵	1.312x10 ⁻⁹	273-1800
CO ₂	22.26	5.981x10 ⁻²	-3.501x10 ⁻⁵	7.469x10 ⁻⁹	273-1800
H ₂ O (g)	32.24	0.1923x10 ⁻²	1.055x10 ⁻⁵	-3.595x10 ⁻⁹	273-1800

Yanma havası, doğalgaz ve baca gazının enerji denklemleri Tablo 2.7'de verilmiştir. Bu tablodan elde edilen sonuçlara göre yanma havasının toplam enerjisi 3526.061 kW, doğalgazın toplam enerjisi 3526.061 kW ve doğalgazın toplam enerjisi 8711.853 kW olarak hesaplanmıştır [62].

Tablo 2.7. Kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan bileşenlerin enerji eşitlikleri [62]

Bileşen	Kullanılan eşitlik	Veriler
Yanma havası	$\dot{E}_{yh} = \dot{m}_{yh} \cdot h_{yh}$ $= \sum \dot{m}_{yh} \cdot C_{p,yh} \cdot T_{yh}$	$\dot{m}_{N_2} = 8.761 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{O_2} = 2.660 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{H_2O} = 0.335 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{CO_2} = 0.002 \text{ kg/s}$
		$C_{p,N_2} = 1.037 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,O_2} = 0.919 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,H_2O} = 0.845 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,CO_2} = 1.868 \text{ kJ/kg.K}$
		$T_{N_2} = 298 \text{ K}$ $T_{O_2} = 298 \text{ K}$ $T_{H_2O} = 298 \text{ K}$ $T_{CO_2} = 298 \text{ K}$
Doğalgaz	$\dot{E}_{dg} = \dot{E}_{dg}^{fiz} + \dot{E}_{dg}^{kim}$ $\dot{E}_{dg}^{fiz} = \dot{m}_{dg} \cdot h_{dg}$ $= \sum \dot{m}_{dg} \cdot C_{p,dg} \cdot T_{dg}$ $\dot{E}_{dg}^{kim} = \dot{m}_{dg} \cdot AID$	$\dot{m}_{CH_4} = 0.154 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{C_2H_6} = 0.011 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{C_3H_8} = 0.004 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{C_4H_{10}} = 0.002 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{C_5H_{12}} = 0.0008 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{N_2} = 0.007 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{CO_2} = 0.002 \text{ kg/s}$
		$C_{p,CH_4} = 2.225 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,C_2H_6} = 1.758 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,C_3H_8} = 1.670 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,C_4H_{10}} = 1.708 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,C_5H_{12}} = 1.709 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,N_2} = 1.037 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,CO_2} = 1.868 \text{ kJ/kg.K}$
		$T_{CH_4} = 298 \text{ K}$ $T_{C_2H_6} = 298 \text{ K}$ $T_{C_3H_8} = 298 \text{ K}$ $T_{C_4H_{10}} = 298 \text{ K}$ $T_{C_5H_{12}} = 298 \text{ K}$ $T_{N_2} = 298 \text{ K}$ $T_{CO_2} = 298 \text{ K}$
		$AID_{CH_4} = 50.050 \text{ kJ/kg}$ $AID_{C_2H_6} = 47.520 \text{ kJ/kg}$ $AID_{C_3H_8} = 46.340 \text{ kJ/kg}$ $AID_{C_4H_{10}} = 45.370 \text{ kJ/kg}$ $AID_{C_5H_{12}} = 44.910 \text{ kJ/kg}$
Baca gazı	$\dot{E}_{bg} = \dot{m}_{bg} \cdot h_{bg}$ $= \sum \dot{m}_{bg} \cdot C_{p,bg} \cdot T_{bg}$	$\dot{m}_{N_2} = 8.540 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{O_2} = 2.806 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{H_2O} = 0.339 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{CO_2} = 0.024 \text{ kg/s}$
		$C_{p,N_2} = 1.037 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,O_2} = 0.919 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,H_2O} = 0.845 \text{ kJ/kg.K}$ $C_{p,CO_2} = 1.868 \text{ kJ/kg.K}$
		$T_{N_2} = 640 \text{ K}$ $T_{O_2} = 640 \text{ K}$ $T_{H_2O} = 640 \text{ K}$ $T_{CO_2} = 640 \text{ K}$

Yanma havasının fiziksel ekserjisi Eşitlik 2.5'te verilmiştir [62].

$$\dot{E}x_{yh}^{fiz} = \dot{m}_{yh} [(h_{yh} - h_0) - T_0(s_{yh} - s_0)] \quad (2.5)$$

Yanma havası, sisteme referans çevre şartlarında girdiği için ($h_{yh} = h_0$) ve ($s_{yh} = s_0$) olmasından dolayı) fiziksel ekserjisi sıfırdır. Yakıtın ekserjisi ise Eşitlik 2.6 ile hesaplanır [62].

$$\dot{E}x_{dg} = \dot{E}x_{dg}^{fiz} + \dot{E}x_{dg}^{kim} \quad (2.6)$$

Doğalgaz sisteme referans çevre şartlarında girdiği için ($h_{dg} = h_0$) ve ($s_{dg} = s_0$) olmasından dolayı) fiziksel ekserji akımı sıfırdır. Doğalgazın kimyasal ekserji akımı ise Eşitlik 2.7 ile hesaplanmıştır [49,62].

$$\dot{E}x_{dg}^{kim} = \left[\dot{m}_{CH_4} \left(\frac{\varepsilon_{CH_4}^0}{M_{CH_4}} \right) + \dot{m}_{C_2H_6} \left(\frac{\varepsilon_{C_2H_6}^0}{M_{C_2H_6}} \right) + \dot{m}_{C_3H_8} \left(\frac{\varepsilon_{C_3H_8}^0}{M_{C_3H_8}} \right) + \dot{m}_{C_4H_{10}} \left(\frac{\varepsilon_{C_4H_{10}}^0}{M_{C_4H_{10}}} \right) + \dot{m}_{C_5H_{12}} \left(\frac{\varepsilon_{C_5H_{12}}^0}{M_{C_5H_{12}}} \right) \right] \quad (2.7)$$

Eşitlik 2.7’de verilen ε^{-0} ifadesi standart kimyasal ekserji akımını, M ise molar kütleyle ifade etmektedir [49].

Yanma sonucunda oluşan baca gazının ekserjisi Eşitlik 2.8 ile hesaplanır. Baca gazı hem fiziksel hem de kimyasal ekserjiye sahiptir. Baca gazının fiziksel ekserji akımı Eşitlik 2.9’da verilmiştir [51,49].

$$\dot{Ex}_{bg} = \dot{Ex}_{bg}^{fiz} + \dot{Ex}_{bg}^{kim} \quad (2.8)$$

$$\dot{Ex}_{yh}^{fiz} = \dot{m}_{yh}[(h_{yh} - h_0) - T_0(s_{yh} - s_0)] \quad (2.9)$$

Baca gazı, bir gaz karışımı olduğu için öncelikle kimyasal ekserji akımı değerleri hesaplanmıştır [51,49].

$$\bar{e}x_i^{kim} = x_i \cdot \varepsilon_i^{-0} + \bar{R} \cdot T_0 \cdot x_i \ln x_i \quad (2.10)$$

Eşitlik 2.10 da x yanma sonucunda oluşan ürünlerin mol fraksiyonunu, $\bar{e}x_i^{kim}$ özgül kimyasal ekserji değerini, $\bar{R}$ evrensel gaz sabitini ifade etmektedir [64,49]. Baca gazlarının kimyasal ekserji akımı Eşitlik 2.11 ile hesaplanır.

$$\dot{Ex}_{bg}^{kim} = \left[\dot{m}_{N_2} \left(\frac{\bar{e}x_{N_2}^{kim}}{M_{N_2}} \right) + \dot{m}_{O_2} \left(\frac{\bar{e}x_{O_2}^{kim}}{M_{O_2}} \right) + \dot{m}_{CO_2} \left(\frac{\bar{e}x_{CO_2}^{kim}}{M_{CO_2}} \right) + \dot{m}_{H_2O} \left(\frac{\bar{e}x_{H_2O}^{kim}}{M_{H_2O}} \right) \right] \quad (2.11)$$

Sonuç olarak, yanma havasının ekserjisi sıfır, doğalgazın toplam fiziksel ve kimyasal enerjisi 8969.9 kW, yanma sonucu oluşan baca gazının ekserjisi 3970.4 kW olarak bulunmuştur.

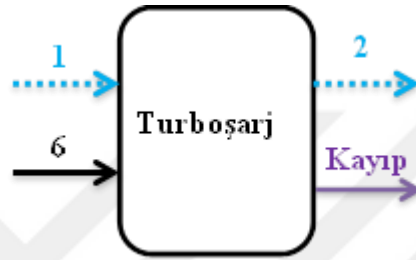
2.3. Sistemde Bulunan Ünitelerin Enerji ve Ekserji Dengeleri

Yanma analizi yapıldıktan sonra, her bir ünitenin kontrol hacmine giren ve çıkan düğüm noktaları belirlenerek kütle dengesi kurulur. Kütle dengesine göre, enerji ve ekserji dengeleri de kurularak kayıplar belirlenir. Daha sonra her bir ünitenin birinci ve ikinci yasa verimleri (Π_I ve Π_{II}) hesaplanır. Kojenerasyon tesisinde bulunan ünitelerin kütle, enerji ve ekserji dengeleri ile verim ifadeleri aşağıda verilmiştir.

2.3.1. Turboşarj

Akış şemasında (Şekil 2.1) görülen kompresör ve türbin üniteleri, turboşarj sistemi olarak bilinmektedir. Turboşarj sistemi, baca gazının türbin milini döndürmesiyle

kompresöre hava girişini sağlamaktadır. Analizlerde kompresör ve türbin birbirine bağlı iki sistem olduğu için ayrı ayrı değerlendirmek yerine turboşarj sistemi olarak değerlendirilecektir. Şekil 2.2’de turboşarj sisteminin akış şeması verilmiştir. Bu şemaya göre turboşarj sistemine çevre şartlarındaki hava(düğüm no:1) ve baca gazı (düğüm no: 6) girmekte ve ısınan hava (düğüm no: 2) çıkmaktadır. Hava ve baca gazı birbiriyle temas etmemektedir. Turboşarj sisteminde çevre şartlarında giren hava sıkıştırma işleminin sonucunda sıcaklığı ve basıncı artmış olarak kompresörden çıkar ve çevre şartlarındaki doğalgaz ile birleşerek ve 2 numaralı ısı değiştiricisine (ID₂) gönderilir.



Şekil 2.2. Turboşarj akış şeması

Turboşarj’ın kütle ifadeleri Eşitlik 2.12 ve Eşitlik 2.13 ile verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_1$ ve $\dot{m}_2$ havanın kütsel debisidir ve kütle korunumu ilkesinden dolayı birbirine eşittir, $\dot{m}_6$ ise baca gazının kütsel debisini ifade etmektedir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{hava} \quad (2.12)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{baca\ gazı} \quad (2.13)$$

Turboşarj’ın enerji dengesi Eşitlik 2.14’te görüldüğü şekildedir. $\dot{E}_1$ ve $\dot{E}_2$, giren ve çıkan havanın enerji akımlarını, $\dot{E}_6$ baca gazının enerji akımlarını ve $\dot{E}_{ky,turboşarj}$ ifadesi ise sistemden çıkan enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_6 - \dot{E}_2 - \dot{E}_{ky,turboşarj} = 0 \quad (2.14)$$

Turboşarj’ın yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.15’te verilmiştir.

$$\dot{E}_{x_{ky,turboşarj}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,t}}\right) \times \dot{E}_{ky,turboşarj} \quad (2.15)$$

Turboşarj'ın ekserji dengesi Eşitlik 2.16'da görüldüğü şekildedir. $\dot{E}x_1$ ve $\dot{E}x_2$, giren ve çıkan havanın ekserji akımlarını, $\dot{E}x_6$ baca gazının ekserji akımlarını, $\dot{E}x_{ky,turboşarj}$ sistemden çıkan ekserji kaybını ve $\dot{E}x_{y,turboşarj}$ turboşarjın ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_6 - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_{k,turboşarj} = \dot{E}x_{y,turboşarj} \quad (2.16)$$

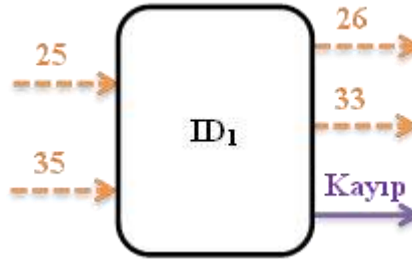
Turboşarj'ın birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.17 ve Eşitlik 2.18 ile ifade edilmiştir. Bu ünite de amaç turboşarjdan çıkan havayı ısıtmak olduğu için çıkan havanın sisteme giren akımlara oranı, verim ifadelerini vermektedir.

$$\eta_{I,turboşarj} = \frac{\dot{E}_2}{\dot{E}_1 + \dot{E}_6} \quad (2.17)$$

$$\eta_{II,turboşarj} = \frac{\dot{E}x_2}{\dot{E}x_1 + \dot{E}x_6} \quad (2.18)$$

2.3.2. ID₁

Şekil 2.3'de görülen 1 numaralı ısı değiştiricisi olan ID₁, çevre sıcaklığında sisteme giren suyun (düğüm no:25) ısıtılarak (düğüm no:26) 4 numaralı ısı değiştiricisine (ID₄) göndermektedir. Aynı zamanda 2 numaralı ısı değiştiricisinden (ID₂) gelen suyun (düğüm no:35) soğutularak ID₂'ye gönderilmesini (düğüm no:33) sağlamaktır.



Şekil 2.3. ID₁ akış şeması

ID₁'in kütle denklemleri Eşitlik 2.19 ve Eşitlik 2.20'de verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{25}$ ve $\dot{m}_{26}$ ısı değiştiricisine ısıtmak için giren $\dot{m}_{35}$ ve $\dot{m}_{33}$ de ısı değiştiricisine soğutulmak için giren suyun kütleli debisidir ve kütlenin korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütleli debilerine eşittir.

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} = \dot{m}_{su} \quad (2.19)$$

$$\dot{m}_{35} = \dot{m}_{33} = \dot{m}_{su} \quad (2.20)$$

ID₁'in enerji dengesi Eşitlik 2.21'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{25}$ ve $\dot{E}_{26}$, ısıtılmak için giren ve çıkan suyun enerji akımlarını, $\dot{E}_{35}$ ve $\dot{E}_{33}$, soğutulmak için giren ve çıkan suyun enerji akımlarını ve $\dot{E}_{ky,ID_1}$ ifadesi ise sistemden çıkan enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{25} + \dot{E}_{35} - \dot{E}_{26} - \dot{E}_{33} - \dot{E}_{ky,ID_1} = 0 \quad (2.21)$$

ID₁'in yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.15'te verilmiştir.

$$\dot{E}_{x_{ky,ID_1}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,ID_1}}\right) \times \dot{E}_{ky,ID_1} \quad (2.22)$$

ID₁'in enerji dengesi Eşitlik 2.23'te görüldüğü şekildedir. $\dot{E}_{x_{25}}$ ve $\dot{E}_{x_{26}}$, ısıtılmak için giren ve çıkan suyun ekserji akımlarını, $\dot{E}_{x_{35}}$ ve $\dot{E}_{x_{33}}$, soğutulmak için giren ve çıkan suyun ekserji akımlarını ve $\dot{E}_{x_{ky,ID_1}}$ sistemden çıkan ekserji kaybını ve $\dot{E}_{x_{y,ID_1}}$ ID₁'in ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{x_{25}} + \dot{E}_{x_{35}} - \dot{E}_{x_{26}} - \dot{E}_{x_{33}} - \dot{E}_{x_{ky,ID_1}} = \dot{E}_{x_{y,ID_1}} \quad (2.23)$$

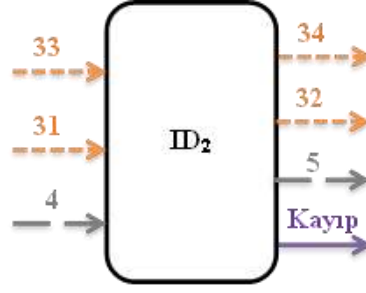
ID₁'in birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.24 ve Eşitlik 2.25 ile ifade edilmiştir. 1 numaralı ısı değiştiricisinde amaç, 33 numaralı akımın soğutulmasını sağlamaktır. Bu nedenle, verimler 33 numaralı akımın sisteme giren akımlara oranı olarak ifade edilmektedir.

$$\eta_{I,ID_1} = \frac{\dot{E}_{33}}{\dot{E}_{25} + \dot{E}_{35}} \quad (2.24)$$

$$\eta_{II,ID_1} = \frac{\dot{E}_{x_{33}}}{\dot{E}_{x_{25}} + \dot{E}_{x_{35}}} \quad (2.25)$$

2.3.3. ID₂

Şekil 2.4'de görülen 2 numaralı ısı değiştirici (ID₂), hava-yakıt karışımının ısısını 1 ve 3 numaralı ısı değiştiricilerinden (ID₁ ve ID₃) gelen su hatlarına (düğüm no:31 ve 33) aktarmaktadır. 4 ve 5 numaralı düğüm noktaları hava-yakıt karışımının 2 numaralı ısı değiştiriciye (ID₂) giriş ve çıkışını göstermektedir. 33 ve 34 numaralı düğümler ise ID₁'den gelen suyun ısıtılmasını sağlamaktadır.



Şekil 2.4. ID₂ akış şeması

ID₂'nin kütle denklemleri Eşitlik 2.26, Eşitlik 2.27 ve Eşitlik 2.28'de verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{33}$ ve $\dot{m}_{34}$ ısı değiştiricisine ısıtılmak için giren suyun $\dot{m}_{31}$ ve $\dot{m}_{32}$ de ısı değiştiricisine soğutulmak için giren suyun ve $\dot{m}_4$ ve $\dot{m}_5$ hava-yakıt karışımının kütleli debisidir ve kütlenin korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütleli debilerine eşittir.

$$\dot{m}_{33} = \dot{m}_{34} = \dot{m}_{su} \quad (2.26)$$

$$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{32} = \dot{m}_{su} \quad (2.27)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{hava-yakıt} \quad (2.28)$$

ID₂'nin enerji dengesi Eşitlik 2.29'da görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{33}$ ve $\dot{E}_{34}$, ısı değiştiricisine ısıtılmak için giren ve çıkan suyun enerji akımlarını, $\dot{E}_{31}$ ve $\dot{E}_{32}$, ısıtılmak için giren ve çıkan suyun enerji akımlarını, $\dot{E}_4$ ve $\dot{E}_5$ hava- yakıt karışımının giren ve çıkan enerji akımlarını ve $\dot{E}_{ky,ID2}$ ifadesi ise sistemden çıkan enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{33} + \dot{E}_{31} + \dot{E}_4 - \dot{E}_{34} - \dot{E}_{32} - \dot{E}_5 - \dot{E}_{ky,ID2} = 0 \quad (2.29)$$

ID₂'nin yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.30'da verilmiştir.

$$\dot{E}_{x_{ky,ID2}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,ID2}}\right) \times \dot{E}_{ky,ID2} \quad (2.30)$$

ID₂'nin ekserji dengesi Eşitlik 2.31'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{x33}$ ve $\dot{E}_{x34}$, ısı değiştiricisine ısıtılmak için giren ve çıkan suyun ekserji akımlarını, $\dot{E}_{x31}$ ve $\dot{E}_{x32}$, ısıtılmak için giren ve çıkan suyun ekserji akımlarını, $\dot{E}_{x4}$ ve $\dot{E}_{x5}$ hava- yakıt karışımının giren ve çıkan ekserji akımlarını $\dot{E}_{x_{ky,ID2}}$ sistemden çıkan ekserji kaybını ve $\dot{E}_{x_{y,ID2}}$ ID₂'nin ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}x_{33} + \dot{E}x_{31} + \dot{E}x_4 - \dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{32} - \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{y,ID_2} = \dot{E}x_{y,ID_2} \quad (2.31)$$

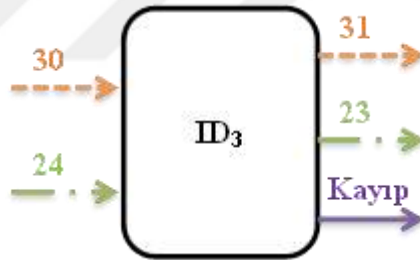
ID₂'nin birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.32 ve Eşitlik 2.33 ile ifade edilmiştir. ID₂ amaç, hava-yakıt karışımının ısısını, ısı değiştiricisine giren sulara aktarmaktır. Bu nedenle verim ifadeleri, ısı değiştiricisine giren sulara aktarılan toplam ısısının, hava yakıt karışımının kaybettiği ısıya oranı olarak yazılabilir.

$$\eta_{I,ID_2} = \frac{(\dot{E}_{32}-\dot{E}_{31})+(\dot{E}_{34}-\dot{E}_{33})}{(\dot{E}_4-\dot{E}_5)} \quad (2.32)$$

$$\eta_{II,ID_2} = \frac{(\dot{E}x_{32}-\dot{E}x_{31})+(\dot{E}x_{34}-\dot{E}x_{33})}{(\dot{E}x_4-\dot{E}x_5)} \quad (2.33)$$

2.3.4. ID₃

Şekil 2.5'te motor yağı soğutucusu olarak bilinen 3 numaralı ısı değiştirici (ID₃), motordan ısınarak çıkan yağı (düğüm no:24) su ile soğutarak motora (düğüm no:23) göndermektedir. Isı değiştiricisine ısınarak giren yağ 30 numara ile sisteme giren suya aktararak ısıtılmasını (düğüm no:31) sağlamaktır.



Şekil 2.5. ID₃ akış şeması

ID₃'ün kütle denklemleri Eşitlik 2.34 ve Eşitlik 2.35'te verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{30}$ ve $\dot{m}_{31}$ ısı değiştiricisine ısıtılmak için giren $\dot{m}_{24}$ ve $\dot{m}_{23}$ de ısı değiştiricisine soğutulmak için giren yağın kütleli debisidir ve kütle korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütleli debilerine eşittir.

$$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{31} = \dot{m}_{su} \quad (2.34)$$

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{23} = \dot{m}_{yağ} \quad (2.35)$$

ID₃'ün enerji dengesi Eşitlik 2.36'da görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{30}$ ve $\dot{E}_{31}$, ısıtılmak için giren ve çıkan suyun enerji akımlarını, $\dot{E}_{24}$ ve $\dot{E}_{23}$, soğutulmak için giren ve çıkan yağın enerji akımlarını ve $\dot{E}_{ky,ID3}$ ifadesi ise sistemden çıkan enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{30} + \dot{E}_{24} - \dot{E}_{31} - \dot{E}_{23} - \dot{E}_{k,ID3} = 0 \quad (2.36)$$

ID₃'ün yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.37'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{xy,ID3} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,ID3}}\right) \times \dot{E}_{ky,ID3} \quad (2.37)$$

ID₃'ün ekserji dengesi Eşitlik 2.38'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{x30}$ ve $\dot{E}_{x31}$, ısıtılmak için giren ve çıkan suyun ekserji akımlarını, $\dot{E}_{x24}$ ve $\dot{E}_{x23}$, soğutulmak için giren ve çıkan yağın ekserji akımlarını, $\dot{E}_{xky,ID3}$ sistemden çıkan ekserji kaybını ve $\dot{E}_{xy,ID3}$ ID₃'ün ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{x30} + \dot{E}_{x24} - \dot{E}_{x31} - \dot{E}_{x23} - \dot{E}_{xky,ID3} = \dot{E}_{xy,ID3} \quad (2.38)$$

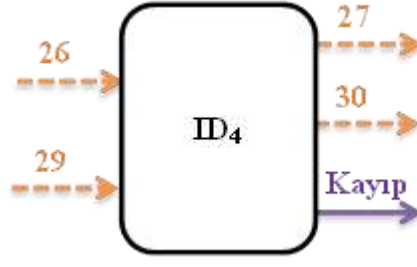
ID₃'ün birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.39 ve Eşitlik 2.40 ile ifade edilmiştir. 3 numaralı ısı değiştiricisinde amaç, 31 numara ile sisteme giren yağın soğutulmasını sağlamaktır. Bu nedenle verim ifadesi, 31 numaralı akımın ısı değiştiricisine giren toplam akıma oranı olarak ifade edilmiştir.

$$\eta_{I,ID3} = \frac{\dot{E}_{31}}{\dot{E}_{30} + \dot{E}_{24}} \quad (2.39)$$

$$\eta_{II,ID3} = \frac{\dot{E}_{x31}}{\dot{E}_{x30} + \dot{E}_{x24}} \quad (2.40)$$

2.3.5. ID₄

Şekil 2.6'da motor suyu soğutucusu olarak bilinen 4 numaralı ısı değiştirici (ID₄), motordan ısınarak çıkan suyu (düğüm no:29) su ile soğutarak motora (düğüm no:30) göndermektedir. Motordan gelen su soğutulurken, ısı değiştiricisine giren suyun (düğüm no:26) ısıtılarak işletmeye gönderilmesi (düğüm no:27) sağlanmaktadır.



Şekil 2.6. ID₄ akış şeması

ID₄'ün kütle denklemleri Eşitlik 2.41 ve Eşitlik 2.42'de verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{26}$ ve $\dot{m}_{27}$ ısı değiştiricisine ısıtılmak için giren $\dot{m}_{29}$ ve $\dot{m}_{30}$ da ısı değiştiricisine soğutulmak için giren suyun kütsel debisidir ve kütselin korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütsel debilerine eşittir.

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{27} = \dot{m}_{su} \quad (2.41)$$

$$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{30} = \dot{m}_{su} \quad (2.42)$$

ID₄'ün enerji dengesi Eşitlik 2.43'te görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{26}$ ve $\dot{E}_{27}$, ısıtılmak için giren ve çıkan suyun enerji akımlarını, $\dot{E}_{29}$ ve $\dot{E}_{30}$, soğutulmak için giren ve çıkan suyun enerji akımlarını ve $\dot{E}_{ky,ID4}$ ifadesi ise sistemden çıkan enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{26} + \dot{E}_{29} - \dot{E}_{27} - \dot{E}_{30} - \dot{E}_{ky,ID4} = 0 \quad (2.43)$$

ID₄'ün yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.37'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{x_{ky,ID4}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,ID4}}\right) \times \dot{E}_{ky,ID4} \quad (2.44)$$

ID₄'ün ekserji dengesi Eşitlik 2.45'te görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{x_{26}}$ ve $\dot{E}_{x_{27}}$, ısıtılmak için giren ve çıkan suyun ekserji akımlarını, $\dot{E}_{x_{29}}$ ve $\dot{E}_{x_{30}}$, soğutulmak için giren ve çıkan suyun ekserji akımlarını, $\dot{E}_{x_{ky,ID4}}$ sistemden çıkan ekserji kaybını ve $\dot{E}_{x_{y,ID4}}$ ID₄'ün ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{x_{26}} + \dot{E}_{x_{29}} - \dot{E}_{x_{27}} - \dot{E}_{x_{30}} - \dot{E}_{x_{ky,ID4}} = \dot{E}_{x_{y,ID4}} \quad (2.45)$$

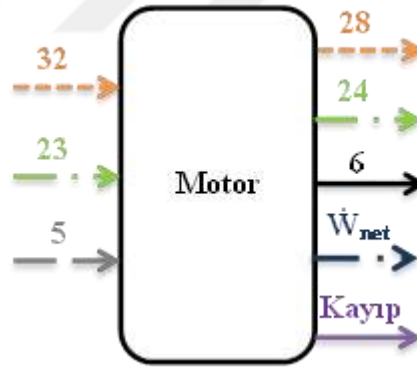
ID₄'ün birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.46 ve Eşitlik 2.47 ile ifade edilmiştir. 4 numaralı ısı değiştiricisinde amaç, işletmenin sıcak su ihtiyacını karşılamak için 27 numaralı hattın ısıtılmasını sağlamaktır. Bu nedenle, verim ifadeleri 27 numaralı sıcak su akımının ısı değiştiricisine giren toplam akımlara oranı olarak ifade edilir.

$$\eta_{I,ID4} = \frac{\dot{E}_{27}}{\dot{E}_{26} + \dot{E}_{30}} \quad (2.46)$$

$$\eta_{II,ID4} = \frac{\dot{E}_{x27}}{\dot{E}_{x26} + \dot{E}_{x30}} \quad (2.47)$$

2.3.6. Motor

Şekil 2.7'de motorun akış şeması görülmektedir. ID₂'den (2 numaralı ısı değiştirici) gelen hava-yakıt karışımı (düğüm no:5) motor silindirlerine girer ve yanma işlemiyle yakıtın ısı enerjisi, mekanik enerjiye dönüşür ve alternatör (A) çevrilerek elektrik ($\dot{W}_{net}$) üretilir. Yanma işlemi sonucu oluşan baca gazları (düğüm no:6) atık ısı kazanına gönderilir. Elektrik üretim sürecinde motor ısınır ve yağ (düğüm no: 23 ve 24) ve su (düğüm no:28 ve 32) ile motor soğutulur.



Şekil 2.7. Motor akış şeması

Motorun kütle denklemleri Eşitlik 2.48, Eşitlik 2.49 ve Eşitlik 2.50'de verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{32}$ ve $\dot{m}_{28}$ motor soğutma suyunun $\dot{m}_{23}$ ve $\dot{m}_{24}$ de motor soğutma yağının, $\dot{m}_5$ hava-yakıt karışımının ve $\dot{m}_6$ baca gazının kütledebisidir. Kütlenin korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütledebilerine eşittir.

$$\dot{m}_{32} = \dot{m}_{28} = \dot{m}_{su} \quad (2.48)$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} = \dot{m}_{yağ} \quad (2.49)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (\dot{m}_5 = \dot{m}_{hava-yakıt}, \dot{m}_6 = \dot{m}_{baca\ gazı}) \quad (2.50)$$

Motorun enerji dengesi Eşitlik 2.51’de verilmiştir. $\dot{E}_{32}$ ve $\dot{E}_{33}$, motoru soğutmak için giren ve çıkan suyun enerji akımlarını, $\dot{E}_{23}$ ve $\dot{E}_{24}$, motoru soğutmak için giren ve çıkan yağın enerji akımlarını, $\dot{E}_5$ hava- yakıt karışımının enerji akımını, $\dot{E}_6$ baca gazının enerji akımını, $\dot{W}_{net}$ motorda üretilen elektriği ve $\dot{E}_{ky,motor}$ motordan çıkan enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{32} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_5 - \dot{E}_{28} - \dot{E}_{24} - \dot{E}_6 - \dot{W}_{net} - \dot{E}_{ky,motor} = 0 \quad (2.51)$$

Motorun yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.52’de verilmiştir.

$$\dot{E}x_{ky,motor} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,M}}\right) \times \dot{E}_{ky,motor} \quad (2.52)$$

Motorun ekserji dengesi Eşitlik 2.51’de verilmiştir. $\dot{E}x_{32}$ ve $\dot{E}x_{33}$, motoru soğutmak için giren ve çıkan suyun ekserji akımlarını, $\dot{E}x_{23}$ ve $\dot{E}x_{24}$, motoru soğutmak için giren ve çıkan yağın ekserji akımlarını, $\dot{E}x_5$ hava- yakıt karışımının ekserji akımını, $\dot{E}x_6$ baca gazının ekserji akımını, $\dot{E}x_{ky,motor}$ motordan çıkan enerji kaybını ve $\dot{E}x_{y,motor}$ ifadesi motorun ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}x_{32} + \dot{E}x_{23} + \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{24} - \dot{E}x_6 - \dot{W}_{net} - \dot{E}x_{ky,motor} = \dot{E}x_{y,motor} \quad (2.53)$$

Motorun birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.54ve Eşitlik 2.55 ile ifade edilmiştir. Motorda elektrik üretimi amaçlandığı için verim ifadeleri üretilen elektriğin motorda kullanılan yakıtı oranı şeklinde ifade edilir.

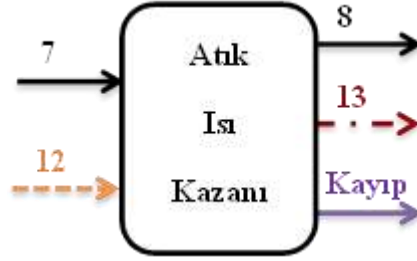
$$\eta_{I,motor} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_3}, (\dot{E}_3 = \dot{E}_{yakıt}) \quad (2.54)$$

$$\eta_{II,motor} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_3}, (\dot{E}x_3 = \dot{E}x_{yakıt}) \quad (2.55)$$

2.3.7. Atık Isı Kazanı

Şekil 2.8’de atık ısı kazanının akış şeması görülmektedir. Motordan çıkan baca gazları, (düğüm no: 7) ısınıp ekonomizerden (E) gelen suya (düğüm no:12) aktararak

buhar (düğüm no:13) üretilmesini sağlar. Isısını kazan içerisindeki suya aktaran baca gazı (düğüm no: 8) ise bacaya gönderilir.



Şekil 2.8. Atık ısı kazanı akış şeması

Atık Isı Kazanı'nın kütle denklemleri Eşitlik 2.56 ve Eşitlik 2.57'de verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_7$ ve $\dot{m}_8$ kazana giren ve çıkan baca gazının, $\dot{m}_{12}$ kazana giren suyun ve $\dot{m}_{13}$ de kazandan çıkan buharın kütledebisidir. Kütlenin korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütledebilerine eşittir.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{baca\ gazı} \quad (2.56)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (\dot{m}_{12} = \dot{m}_{su}, \dot{m}_{13} = \dot{m}_{buhar}) \quad (2.57)$$

Atık Isı Kazanı'nın enerji dengesi Eşitlik 2.58'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}_7$ ve $\dot{E}_8$, kazana giren ve çıkan baca gazlarının enerji akımlarını, $\dot{E}_{12}$ kazana giren suyun enerji akımını, $\dot{E}_{13}$, kazandan çıkan buharın enerji akımlarını ve $\dot{E}_{ky,atık\ ısı\ kazanı}$ ifadesi ise kazandan çıkan enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_7 + \dot{E}_{12} - \dot{E}_8 - \dot{E}_{13} - \dot{E}_{k,atık\ ısı\ kazanı} = 0 \quad (2.58)$$

Atık Isı Kazanı'nın yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.58'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{x_{ky,atık\ ısı\ kazanı}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,atık\ ısı\ kazanı}}\right) \times \dot{E}_{ky,atık\ ısı\ kazanı} \quad (2.59)$$

Atık Isı Kazanı'nın ekserji dengesi Eşitlik 2.60'da görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{x7}$ ve $\dot{E}_{x8}$, kazana giren ve çıkan baca gazlarının ekserji akımlarını, $\dot{E}_{x12}$ kazana giren suyun ekserji akımını, $\dot{E}_{x13}$, kazandan çıkan buharın ekserji akımlarını, $\dot{E}_{x_{ky,atık\ ısı\ kazanı}}$ kazandan çıkan ekserji kaybını ve $\dot{E}_{x_{y,atık\ ısı\ kazanı}}$ Atık Isı Kazanı'nın ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}x_7 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_8 - \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{ky,atık\ ısı\ kazanı} = \dot{E}x_{y,atık\ ısı\ kazanı} \quad (2.60)$$

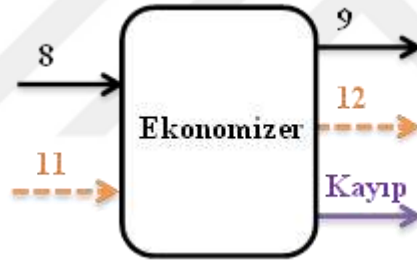
Atık Isı Kazanı'nın birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.61 ve Eşitlik 2.62 ile ifade edilmiştir. Kazanda buhar elde edilmek istendiği için verim ifadeleri buharın kazana giren toplam enerjiye oranı olarak ifade edilir.

$$\eta_{I,atık\ ısı\ kazanı} = \frac{\dot{E}_{13}}{\dot{E}_7 + \dot{E}_{12}} \quad (2.61)$$

$$\eta_{II,atık\ ısı\ kazanı} = \frac{\dot{E}x_{13}}{\dot{E}x_7 + \dot{E}x_{12}} \quad (2.62)$$

2.3.8. Ekonomizer

Şekil 2.9'da ekonomizerin akış şeması verilmiştir. Baca gazlarının(düğüm no: 8 ve 9) ısısını kullanarak kazana girecek olan suyun (düğüm no:11 ve 12) ısıtılmasını sağlar.



Şekil 2.9. Ekonomizer akış şeması

Ekonomizer'in kütle denklemleri Eşitlik 2.63 ve Eşitlik 2.64'te verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_8$ ve $\dot{m}_9$ ekonomizere giren ve çıkan baca gazının, $\dot{m}_{11}$ ve $\dot{m}_{12}$ ekonomizere giren ve çıkan suyun kütledebisidir. Kütlenin korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütledebilerine eşittir.

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{baca\ gazı} \quad (2.63)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{su} \quad (2.64)$$

Ekonomizer'in enerji dengesi, Eşitlik 2.65'te görüldüğü gibidir. $\dot{E}_8$ ve $\dot{E}_9$, ekonomizere giren ve çıkan baca gazlarının enerji akımlarını, $\dot{E}_{11}$ ve $\dot{E}_{12}$ ekonomizere giren ve çıkan suyun enerji akımlarını, ve $\dot{E}_{ky,ekonomizer}$ ekonomizerden çıkan enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_8 + \dot{E}_{11} - \dot{E}_9 - \dot{E}_{12} - \dot{E}_{ky,ekonomizer} = 0 \quad (2.65)$$

Ekonomizer'in yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.66'da verilmiştir.

$$\dot{E}_{ky,ekonomizer} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,ekonomizer}}\right) \times \dot{E}_{ky,ekonomizer} \quad (2.66)$$

Ekonomizerin ekserji dengesi, Eşitlik 2.67'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}_8$ ve $\dot{E}_9$, ekonomizere giren ve çıkan baca gazlarının ekserji akımlarını, $\dot{E}_{11}$ ve $\dot{E}_{12}$ ekonomizere giren ve çıkan suyun ekserji akımlarını, $\dot{E}_{ky,ekonomizer}$ ekonomizerden çıkan ekserji kaybını ve $\dot{E}_{y,ekonomizer}$ ekonomizerin ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_8 + \dot{E}_{11} - \dot{E}_9 - \dot{E}_{12} - \dot{E}_{ky,ekonomizer} = \dot{E}_{y,ekonomizer} \quad (2.67)$$

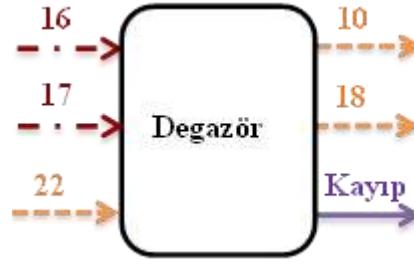
Ekonomizer'in birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.68 ve Eşitlik 2.69 ile ifade edilmiştir. Ekonomizerin amacı kazana yüksek sıcaklıkta su girişi sağlamaktır. Bu nedenle, verim ifadeleri, ekonomizerden çıkan sıcak suyun ekonomizere giren toplam akımlara oranı şeklinde ifade edilir.

$$\eta_{I,ekonomizer} = \frac{\dot{E}_{12}}{\dot{E}_8 + \dot{E}_{11}} \quad (2.68)$$

$$\eta_{II,ekonomizer} = \frac{\dot{E}_{x12}}{\dot{E}_8 + \dot{E}_{x11}} \quad (2.69)$$

2.3.9. Degazör

Şekil 2.10'da akış şeması görülen degazör, su içerisindeki zararlı gazların giderilmesini ve atık ısı kazanına gönderilecek olan suyun ısıtılmasını sağlar. Degazör içerisinde bulunan ısı değiştiricisi kazandan gelen buharın ısını (düğüm no:17) kondens tankından gelen suya (düğüm no:22) aktarır. Isısını suya aktaran buhar, yoğunlaşarak kondens tankına (düğüm no:18) gönderilir. Isı değiştirici içerisindeki buhar ve su birbirine karışmamaktadır. Su içerisindeki zararlı gazların giderilmesi için kazandan gelen buhar (düğüm no:16), degazör içerisindeki su ile çarpıştırılır (düğüm no:22). Bu işlem esnasında buharın sıcaklığı ile suyun içerisindeki zararlı gazları dışarı atılır. Bir araya gelen 16 ve 22 numaralı akımlar degazörden çıkarak (düğüm no:10) ekonomizere gönderilir.



Şekil 2.10. Degazör akış şeması

Degazör'ün kütle denklemleri Eşitlik 2.70 ve Eşitlik 2.71'de verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{17}$ degazör içerisinde ısı değiştiricisine giren buharın, $\dot{m}_{18}$ ısı değiştiricisinden çıkan suyun, $\dot{m}_{16}$ degazöre verilen buharın, $\dot{m}_{22}$ degazöre giren suyun ve $\dot{m}_{10}$ (16 ve 22 numaralı akımların birleşmesinden oluşan) suyun kütleli debisidir. Kütlenin korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütleli debilerine eşittir.

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (\dot{m}_{17} = \dot{m}_{buhar}, \dot{m}_{18} = \dot{m}_{su}) \quad (2.70)$$

$$\dot{m}_{16} + \dot{m}_{22} = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{su} \quad (2.71)$$

Degazör'ün enerji dengesi, Eşitlik 2.65'te görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{16}$ ve $\dot{E}_{17}$, degazöre giren buharın enerji akımlarını, $\dot{E}_{22}$ degazöre giren suyun enerji akımını, $\dot{E}_{10}$ ve $\dot{E}_{18}$ degazörden çıkan suyun enerji akımlarını, ve $\dot{E}_{ky,degazör}$ degazör çıkan enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{16} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{22} - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{18} - \dot{E}_{ky,degazör} = 0 \quad (2.72)$$

Degazör'ün yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.73'te verilmiştir.

$$\dot{E}x_{ky,degazör} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,degazör}}\right) \times \dot{E}_{ky,degazör} \quad (2.73)$$

Degazör'ün ekserji dengesi, Eşitlik 2.74'te görüldüğü gibidir. $\dot{E}x_{16}$ ve $\dot{E}x_{17}$, degazöre giren buharın ekserji akımlarını, $\dot{E}x_{22}$ degazöre giren suyun ekserji akımını, $\dot{E}x_{10}$ ve $\dot{E}x_{18}$ degazörden çıkan suyun ekserji akımlarını, $\dot{E}x_{ky,degazör}$ degazörden çıkan ekserji kaybını ve $\dot{E}x_{y,degazör}$ degazörün ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{17} + \dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{ky,degazör} = \dot{E}x_{y,degazör} \quad (2.74)$$

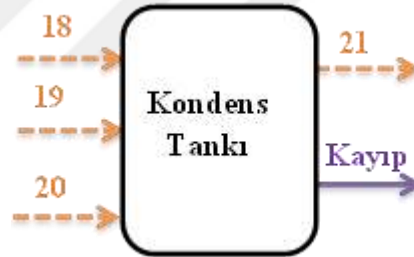
Degazör'ün birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.75 ve Eşitlik 2.76 ile ifade edilmiştir. Degazörde elde edilmek istenen ekonomizere giren suyun sıcak olmasını sağlamaktır. Bu nedenle verim ifadeleri, degazörden çıkan 10 numaralı akımın degazöre giren toplam akımlara oranı şeklide olur.

$$\eta_{I,degazör} = \frac{\dot{E}_{10}}{\dot{E}_{16} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{22}} \quad (2.75)$$

$$\eta_{II,degazör} = \frac{\dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{17} + \dot{E}x_{22}} \quad (2.76)$$

2.3.10. Kondens Tankı

Şekil 2.11'de akış şeması verilen kondens tankı, fabrikada kullanılan buhar ve suyun toplandığı ünitedir. Degazörden gelen su (düğüm no:18) ve işletmede buhar olarak kullanıldıktan sonra su haline gelerek sisteme dönen su (düğüm no:20) kondens tankına gelir. Buharın fabrikada kullanılması esnasında kayıplar oluşmaktadır. Bu kayıpları telefi etmek için de kondens tankına su ilave (düğüm no:19) edilmektedir. Burada toplanan hatlar birleşerek degazöre (düğüm no:21) gönderilir.



Şekil 2.11. Kondens tankı akış şeması

Kondens Tankı'nın kütle denklemleri Eşitlik 2.77'de verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{18}$ degazörden gelen suyun, $\dot{m}_{19}$ telafi suyunun, $\dot{m}_{20}$ işletmeden yoğunlaşarak gelen suyun, $\dot{m}_{21}$ degazöre giden suyun kütleli debisidir. Kütlenin korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütleli debilerine eşittir.

$$\dot{m}_{18} + \dot{m}_{19} + \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = \dot{m}_{su} \quad (2.77)$$

Kondens Tankı'nın enerji dengesi Eşitlik 2.78'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{18}$, $\dot{E}_{19}$ ve $\dot{E}_{20}$ kondens tankına giren suyun enerji akımını, $\dot{E}_{20}$ kondens tankından çıkan suyun enerji akımını ve $\dot{E}_{ky,kondens\ tankı}$ kondens tankındaki enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{18} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{20} - \dot{E}_{21} - \dot{E}_{ky,kondens\ tankı} = 0 \quad (2.78)$$

Kondens Tankı'nın yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.79'da verilmiştir.

$$\dot{E}_{x_{ky,kondens\ tankı}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,kondens\ tankı}}\right) \times \dot{E}_{ky,kondens\ tankı} \quad (2.79)$$

Kondens Tankı'nın ekserji dengesi Eşitlik 2.80'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{x_{18}}$, $\dot{E}_{x_{19}}$ ve $\dot{E}_{x_{20}}$ kondens tankına giren suyun ekserji akımını, $\dot{E}_{x_{20}}$ kondens tankından çıkan suyun ekserji akımını, $\dot{E}_{x_{ky,kondens\ tankı}}$ kondens tankındaki ekserji kaybını ve $\dot{E}_{x_{y,kondens\ tankı}}$ kondens tankının ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{x_{18}} + \dot{E}_{x_{19}} + \dot{E}_{x_{20}} - \dot{E}_{x_{21}} - \dot{E}_{x_{ky,kondens\ tankı}} = \dot{E}_{x_{y,kondens\ tankı}} \quad (2.80)$$

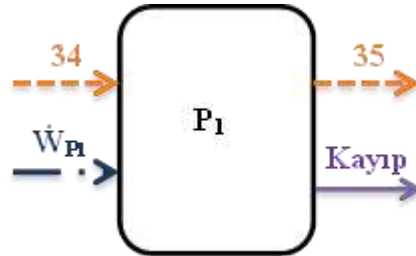
Kondens Tankı'nın birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.81 ve Eşitlik 2.82 ile ifade edilmiştir. Kondens tankında elde esilmek istenen degazöre gönderilen sudur. Bu nedenle verim, kondens tankından çıkan akımların giren akımlara oranı olarak ifade edilir.

$$\eta_{I,kondens\ tankı} = \frac{\dot{E}_{21}}{\dot{E}_{18} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{20}} \quad (2.81)$$

$$\eta_{II,kondens\ tankı} = \frac{\dot{E}_{x_{21}}}{\dot{E}_{x_{18}} + \dot{E}_{x_{19}} + \dot{E}_{x_{20}}} \quad (2.82)$$

2.3.11. Pompa 1

Şekil 2.12'de, akış şemasında, 1 numaralı su devir daim pompası (P_1) görülmektedir. Bu pompa ID_2 'den (2 numaralı ısı değiştirici) gelen suyun (düğüm no:34) ID_1 'e (1 numaralı ısı değiştirici) gönderilmesini (düğüm no:35) sağlar. Pompanın çalışması için gerekli olan güç ($\dot{W}_{P1}$) 11 kW'tır.



Şekil 2.12. P_1 akış şeması

P_1 'in kütle denklemleri, Eşitlik 2.83'te verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{34}$ ve $\dot{m}_{35}$ pompaya giren ve çıkan suyun kütleli debisidir. Kütlenin korunumu ilkesinden dolayı

sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütleli debilerine eşittir.

$$\dot{m}_{34} = \dot{m}_{35} = \dot{m}_{su} \quad (2.83)$$

P₁'in enerji dengesi, Eşitlik 2.84'te görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{34}$ ve $\dot{E}_{35}$, pompaya giren ve çıkan suyun enerji akımını ve $\dot{E}_{k,P1}$, pompadaki enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{34} + \dot{W}_{P1} - \dot{E}_{35} - \dot{E}_{k,P1} = 0 \quad (2.84)$$

P₁'in yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.85'te verilmiştir.

$$\dot{E}_{x_{k,P1}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,P1}}\right) \times \dot{E}_{k,P1} \quad (2.85)$$

P₁'in ekserji dengesi, Eşitlik 2.86'da görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{x_{34}}$ ve $\dot{E}_{x_{35}}$, pompaya giren ve çıkan suyun ekserji akımını, $\dot{E}_{x_{k,P1}}$ pompadaki ekserji kaybını ve $\dot{E}_{x_{y,P1}}$ pompanın ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{x_{34}} + \dot{W}_{P1} - \dot{E}_{x_{35}} - \dot{E}_{x_{k,P1}} = \dot{E}_{x_{y,P1}} \quad (2.86)$$

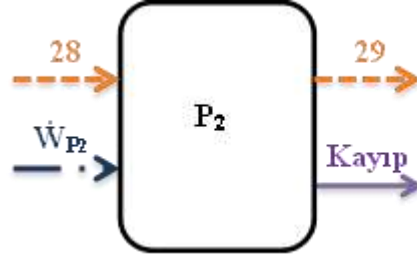
P₁'in birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.87 ve Eşitlik 2.88 ile ifade edilmiştir. Pompanın amacı suyun ID1'e gönderilmesini sağlamaktır. Bu nedenle verim ifadesi, 35 numaralı akımın giren toplam akıma oranı olarak ifade edilir.

$$\eta_I = \frac{\dot{E}_{35}}{\dot{E}_{34} + \dot{W}_{P1}} \quad (2.87)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{x_{35}}}{\dot{E}_{x_{34}} + \dot{W}_{P1}} \quad (2.88)$$

2.3.12. Pompa 2

Şekil 2.13'de, akış şemasında, 2 numaralı su devir daim pompası (P₂) görülmektedir. Bu pompa motordan gelen soğutma suyunu (düğüm no:28) ID₄'e (4 numaralı ısı değiştirici) gönderilmesini (düğüm no:29) sağlar. Pompanın çalışması için gerekli olan güç ($\dot{W}_{P2}$) 30 kW'tır.



Şekil 2.13. P₂ akış şeması

P₂'nin kütle denklemleri, Eşitlik 2.89'da verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{28}$ ve $\dot{m}_{29}$ pompaya giren ve çıkan suyun kütsel debisidir. Kütlenin korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütsel debilerine eşittir.

$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} = \dot{m}_{su} \quad (2.89)$$

P₂'nin enerji dengesi, Eşitlik 2.90'da görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{28}$ ve $\dot{E}_{29}$, pompaya giren ve çıkan suyun enerji akımını ve $\dot{E}_{ky,P_2}$ pompadaki enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{28} + \dot{W}_{P_2} - \dot{E}_{29} - \dot{E}_{ky,P_2} = 0 \quad (2.90)$$

P₂'nin yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.91'de verilmiştir.

$$\dot{E}x_{ky,P_2} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,P_2}}\right) \times \dot{E}_{ky,P_2} \quad (2.91)$$

P₂'nin ekserji dengesi, Eşitlik 2.92'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}x_{28}$ ve $\dot{E}x_{29}$, pompaya giren ve çıkan suyun ekserji akımını, $\dot{E}x_{ky,P_2}$ pompadaki ekserji kaybını ve $\dot{E}x_{y,P_2}$ pompanın ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}x_{28} + \dot{W}_{P_1} - \dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{ky,P_2} = \dot{E}x_{y,P_2} \quad (2.92)$$

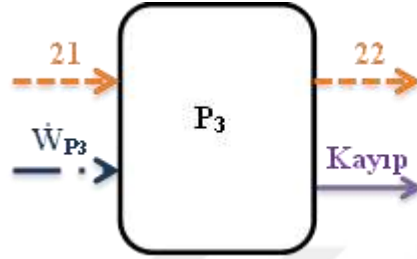
P₂'nin birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.93 ve Eşitlik 2.94 ile ifade edilmiştir. Pompanın amacı suyun ID₄'e gönderilmesini sağlamaktır. Bu nedenle verim ifadesi, 29 numaralı akımın giren toplam akıma oranı olarak ifade edilir.

$$\eta_I = \frac{\dot{E}_{29}}{\dot{E}_{28} + \dot{W}_{P_2}} \quad (2.93)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{29}}{\dot{E}x_{28} + \dot{W}_{P_2}} \quad (2.94)$$

2.3.13. Pompa 3

Şekil 2.14'te, akış şemasında, 3 numaralı su devir daim pompası (P_3) görülmektedir. Bu pompa kondens tankından gelen suyu (düğüm no:21) degazöre gönderilmesini (düğüm no:22) sağlar. Pompanın çalışması için gerekli olan güç ($\dot{W}_{P_3}$) 2.2 kW'tır.



Şekil 2.14. P_3 akış şeması

P_3 'ün kütle denklemleri, Eşitlik 2.95'te verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{21}$ ve $\dot{m}_{22}$ pompaya giren ve çıkan suyun kütsel debisidir. Kütlein korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütsel debilerine eşittir.

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{su} \quad (2.95)$$

P_3 'ün enerji dengesi, Eşitlik 2.96'da görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{21}$ ve $\dot{E}_{22}$, pompaya giren ve çıkan suyun enerji akımını ve $\dot{E}_{ky,P_3}$ pompadaki enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{21} + \dot{W}_{P_1} - \dot{E}_{22} - \dot{E}_{k,P_3} = 0 \quad (2.96)$$

P_3 'ün yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.97'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{x_{k,P_3}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,P_3}}\right) \times \dot{E}_{k,P_3} \quad (2.97)$$

P_3 'ün ekserji dengesi, Eşitlik 2.98'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{x_{21}}$ ve $\dot{E}_{x_{22}}$, pompaya giren ve çıkan suyun ekserji akımını, $\dot{E}_{x_{ky,P_3}}$ pompadaki ekserji kaybını ve $\dot{E}_{x_{y,P_3}}$ pompanın ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{x_{21}} + \dot{W}_{P_3} - \dot{E}_{x_{22}} - \dot{E}_{x_{k,P_3}} = \dot{E}_{x_{y,P_3}} \quad (2.98)$$

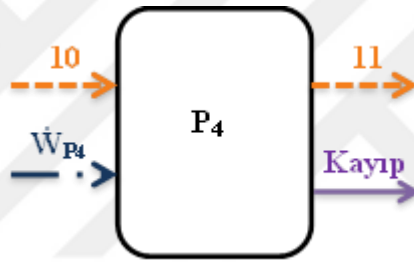
P_3 'ün birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.99 ve Eşitlik 2.100 ile ifade edilmiştir. Pompanın amacı suyun degazöre gönderilmesini sağlamaktır. Bu nedenle verim ifadesi, 22 numaralı akımın giren toplam akıma oranı olarak yazılır.

$$\eta_I = \frac{\dot{E}_{22}}{\dot{E}_{21} + \dot{W}_{P_3}} \quad (2.99)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{22}}{\dot{E}x_{21} + \dot{W}_{P_3}} \quad (2.100)$$

2.3.14. Pompa 4

Şekil 15.'te, akış şemasında, 4 numaralı su devir daim pompası (P_4) görülmektedir. Bu pompa degazörden gelen suyu (düğüm no:10) ekonomizere gönderilmesini (düğüm no:11) sağlar. Pompanın çalışması için gerekli olan güç ($\dot{W}_{P_4}$) 3 kW'tır.



Şekil 2.15. P_4 akış şeması

P_4 'ün kütle denklemleri, Eşitlik 2.101'de verilmiştir. Verilen eşitliklerde $\dot{m}_{10}$ ve $\dot{m}_{11}$ pompaya giren ve çıkan suyun kütleli debisidir. Kütle korunumu ilkesinden dolayı sisteme giren düğüm noktalarının debileri sistemden çıkan düğüm noktalarının kütleli debilerine eşittir.

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{su} \quad (2.101)$$

P_4 'ün enerji dengesi, Eşitlik 2.102'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{10}$ ve $\dot{E}_{11}$, pompaya giren ve çıkan suyun enerji akımını ve $\dot{E}_{k,P_4}$ pompadaki enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{10} + \dot{W}_{P_4} - \dot{E}_{11} - \dot{E}_{k,P_4} = 0 \quad (2.102)$$

P_4 'ün yüzey sıcaklıklarından olan ekserji kaybı Eşitlik 2.103'te verilmiştir.

$$\dot{E}x_{k,P_4} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey,P_4}}\right) \times \dot{E}_{k,P_4} \quad (2.103)$$

P_4 'ün ekserji dengesi, Eşitlik 2.104'te görüldüğü gibidir. $\dot{E}_{x10}$ ve $\dot{E}_{x11}$, pompaya giren ve çıkan suyun ekserji akımını, $\dot{E}_{x_{ky},P_4}$ pompadaki ekserji kaybını ve $\dot{E}_{x_{y,P_4}}$ pompanın ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{x10} + \dot{W}_{P_4} - \dot{E}_{x11} - \dot{E}_{x_{ky},P_4} = \dot{E}_{x_{y,P_4}} \quad (2.104)$$

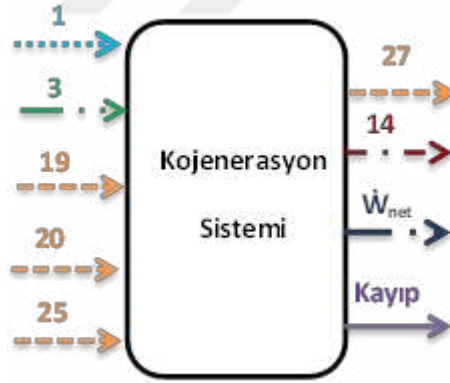
P_4 'ün birinci ve ikinci yasa verimleri Eşitlik 2.105 ve Eşitlik 2.106 ile ifade edilmiştir. Pompanın amacı suyun degazöre gönderilmesini sağlamaktır. Bu nedenle verim ifadesi, 11 numaralı akımın giren toplam akıma oranı olarak yazılır.

$$\eta_I = \frac{\dot{E}_{11}}{\dot{E}_{10} + \dot{W}_{P_4}} \quad (2.105)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{x11}}{\dot{E}_{x10} + \dot{W}_{P_4}} \quad (2.106)$$

2.3.15. Kojenerasyon Sistemi

Kojenerasyon sistemi, kontrol hacmi içerisinde değerlendirilirse Şekil 2.16'da verilen akış şeması oluşturulur.



Şekil 2.16. Kojenerasyon sistemi akış şeması

Kojenerasyon sisteminin enerji dengesi, Eşitlik 2.107'de görüldüğü gibidir. $\dot{E}_1$ havanın, $\dot{E}_3$ yakıtın, $\dot{E}_{19}$ telafi suyunun, $\dot{E}_{20}$ işletmeden dönen kondens suyunun, $\dot{E}_{25}$ ve $\dot{E}_{27}$ sisteme ısıtılmak için giren ve çıkan suyun, $\dot{E}_{14}$ işletmeye gönderilen buharın, $\dot{W}_{net}$ üretilen elektriğin enerji akımını ve $\dot{E}_{ky,sistem}$ kojenerasyon tesisinin enerji kaybını ifade etmektedir.

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_3 + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{20} + \dot{E}_{25} - \dot{E}_{27} - \dot{E}_{14} - \dot{W}_{net} - \dot{E}_{ky,sistem} = 0 \quad (2.107)$$

Kojenerasyon sisteminin ekserji dengesi, Eşitlik 2.108’de görüldüğü gibidir. $\dot{E}x_1$ havanın, $\dot{E}x_3$ yakıtın, $\dot{E}x_{19}$ telafi suyunun, $\dot{E}x_{20}$ işletmeden dönen kondens suyunun, $\dot{E}x_{25}$ ve $\dot{E}x_{27}$ sisteme ısıtılmak için giren ve çıkan suyun, $\dot{E}x_{14}$ işletmeye gönderilen buharın, $\dot{W}_{net}$ üretilen elektriğin ekserji akımını, $\dot{E}x_{ky,sistem}$ kojenerasyon tesisinin ekserji kaybını ve $\dot{E}x_{y,sistem}$ sistemin ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{20} + \dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{14} - \dot{W}_{net} - \dot{E}x_{ky,sistem} = \dot{E}x_{y,sistem} \quad (2.108)$$

Kojenerasyon sisteminde birinci yasa verimi Eşitlik 2.109’da verilmiştir. Bu eşitlikte de görüleceği gibi kojenerasyon sisteminin amacı, sıcak su($\dot{E}_{27}$), buhar($\dot{E}_{14}$), ve elektrik üretimini ($\dot{W}_{net}$) sağlamaktır.

$$\eta_I = \frac{\dot{E}_{27} + \dot{E}_{14} + \dot{W}_{net}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_3 + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{20} + \dot{E}_{25}} \quad (2.109)$$

Kojenerasyon sisteminde ısı ve elektrik verimleri ayrı değerlendirilmek istenirse birinci yasa için ısı verimi Eşitlik 2.110’da ve elektrik verimi Eşitlik 2.111’de verilmiştir. Bu eşitliklerde de görüleceği gibi ısı verimi $\dot{E}_{14}$ ve $\dot{E}_{27}$ ile elde edilirken elektrik veriminde $\dot{W}_{net}$ ifadesi yer almaktadır.

$$\eta_{I,ısı} = \frac{\dot{E}_{14} + \dot{E}_{27}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_3 + \dot{E}_{25}} \quad (2.110)$$

$$\eta_{I,elektrik} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_3 + \dot{E}_{25}} \quad (2.111)$$

Kojenerasyon sisteminde ikinci yasa verimi Eşitlik 2.112’de verilmiştir. Bu eşitlikte de görüleceği gibi kojenerasyon sisteminin amacı, sıcak su($\dot{E}x_{27}$), buhar($\dot{E}x_{14}$), ve elektrik üretimini ($\dot{W}_{net}$) sağlamaktır.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{27} + \dot{E}x_{14} + \dot{W}_{net}}{\dot{E}x_1 + \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{20} + \dot{E}x_{25}} \quad (2.112)$$

3. BULGULAR

Tezin bu bölümünde, materyal metod bölümünde yapılan analizlerden elde edilen bulgular yer almaktadır. Enerji ve ekserji analizi sonucunda elde edilen ifadeler, tablo ve grafik olarak sunulmuştur. Burada verilen tablo ve grafikler yardımıyla kojenerasyon tesisinin performansı değerlendirilerek sonuçlar ve öneriler bölümünde yorumlanacaktır.

Analizler enerji analizi, ekserji analizi ve kojenerasyon sistemi analizi bulguları olmak üzere üç başlık altında verilmiştir.

Tablo 2.1’de verilen termodinamik özellikler kullanılarak, her bir düğüm noktasının enerji ve ekserji değerleri hesaplanmış ve bu değerler Tablo 3.1’de sunulmuştur.

Tablo 3.1. Kojenerasyon tesisinde bulunan düğüm noktalarının enerji ve ekserji değerleri

Düğüm Noktası	Akışkan	Enerji	Fiziksel Ekserji	Kimyasal Ekserji	Toplam Ekserji
		$\dot{E}$ (kW)	$\dot{E}_x^{fiz}$ (kW)	$\dot{E}_x^{kim}$ (kW)	$\dot{E}_x^{top}$ (kW)
1	Hava	3526.06	0	0	0
2	Hava	4379.60	1497.65	0	1497.65
3	Yakıt	8711.85	0.47	8969.40	8969.90
4	Hava-Yakıt	14144.96	1458.23	8969.40	9388.53
5	Hava-Yakıt	12599.00	-18.45	8969.40	8951.00
6	Baca Gazı	8936.96	669.41	17.71	3970.30
7	Baca Gazı	8936.96	666.67	17.71	3954.44
8	Baca Gazı	6337.31	227.85	17.71	1370.65
9	Baca Gazı	5943.94	161.86	17.71	975.10
10	Su	250.43	21.49	1.45	22.94
11	Su	250.43	21.50	1.45	22.95
12	Su	250.44	21.50	1.45	22.95
13	Buhar	1610.22	472.31	1.45	473.76
14	Buhar	1379.79	552.33	1.24	553.58
15	Buhar	233.63	107.87	0.21	108.08
16	Buhar	33.78	8.47	0.03	8.50
17	Buhar	199.85	50.10	0.18	50.28
18	Su	41.84	5.37	0.18	5.55
19	Su	9.13	0.04	0.22	0.26
20	Su	159.12	11.16	1.06	12.22

Düğüm Noktası	Akışkan	Enerji	Fiziksel Ekserji	Kimyasal Ekserji	Toplam Ekserji
		$\dot{E}$ (kW)	$\dot{E}_x^{fiz}$ (kW)	$\dot{E}_x^{kim}$ (kW)	$\dot{E}_x^{top}$ (kW)
21	Su	208.95	13.72	1.45	15.17
22	Su	208.95	13.72	1.45	15.17
23	Yağ	14120.00	-	-	510.00
24	Yağ	15185.56	-	-	897.00
25	Su	1166.22	5.53	27.78	33.30
26	Su	1491.42	6.27	27.78	34.05
27	Su	3582.85	194.01	27.78	221.78
28	Su	11831.35	832.39	78.43	910.82
29	Su	11832.32	833.36	78.43	911.79
30	Su	9200.73	426.65	78.43	505.08
31	Su	9857.08	512.76	78.43	591.19
32	Su	9988.27	531.77	78.43	610.20
33	Su	2783.35	28.54	44.83	73.36
34	Su	3233.55	45.46	44.83	90.29
35	Su	3233.55	45.95	44.83	90.77

3.1. Enerji Analizi Bulguları

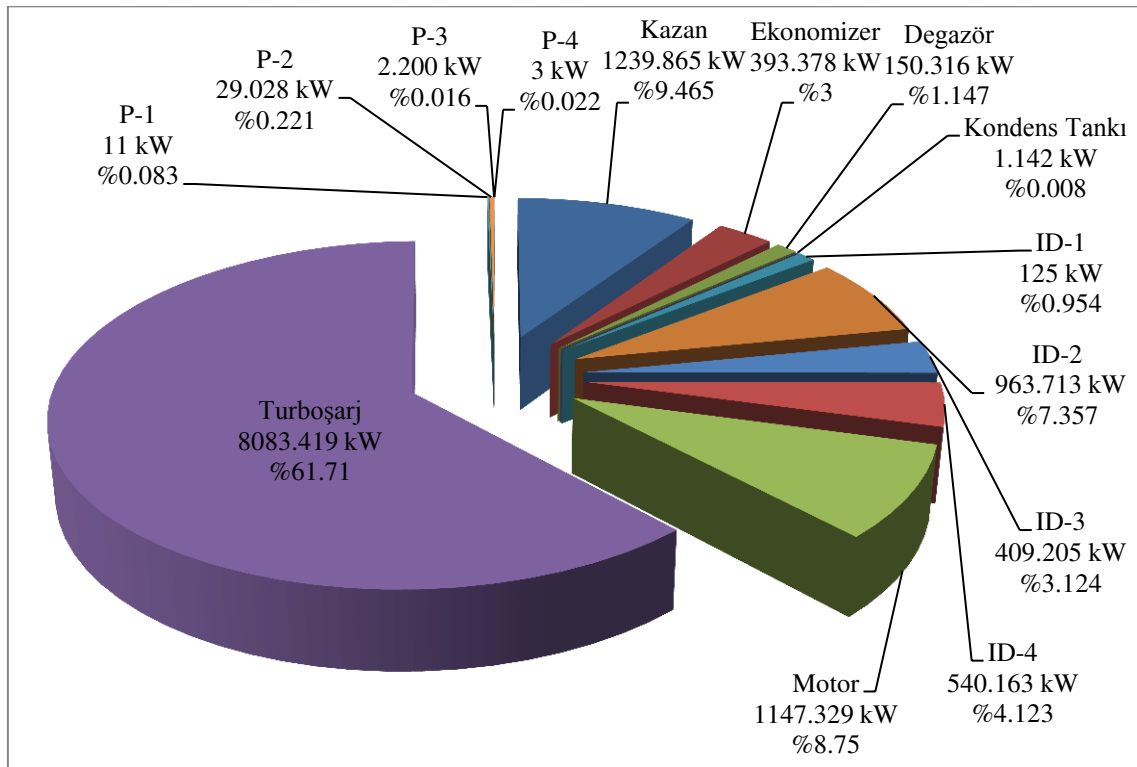
Materyal metod bölümünde, kojenerasyon tesisinde bulunan her bir ünitenin enerji dengesi yer almaktadır. Verilen enerji dengelerinde Tablo 3.1’de verilen enerji değerleri yazılarak her bir ünitenin giren, çıkan ve kayıp olan enerji değerleri belirlenmiştir.

Tablo 3.2’de kojenerasyon tesisinde bulunan her bir ünitenin giren-çıkan enerji değerleri ($\dot{E}_{giren} - \dot{E}_{çıkan}$), enerji kaybı ($\dot{E}_{kayıp}$), enerji kayıp oranı(γ) ve enerji verimi (birinci yasa verimi, η_I) yer almaktadır. Burada verilen enerji kayıp oranı, her bir ünitenin kaybının sistemin toplam kaybına oranı olarak ifade edilmektedir.

Tablo 3.2. Ünitelerin enerji değerleri

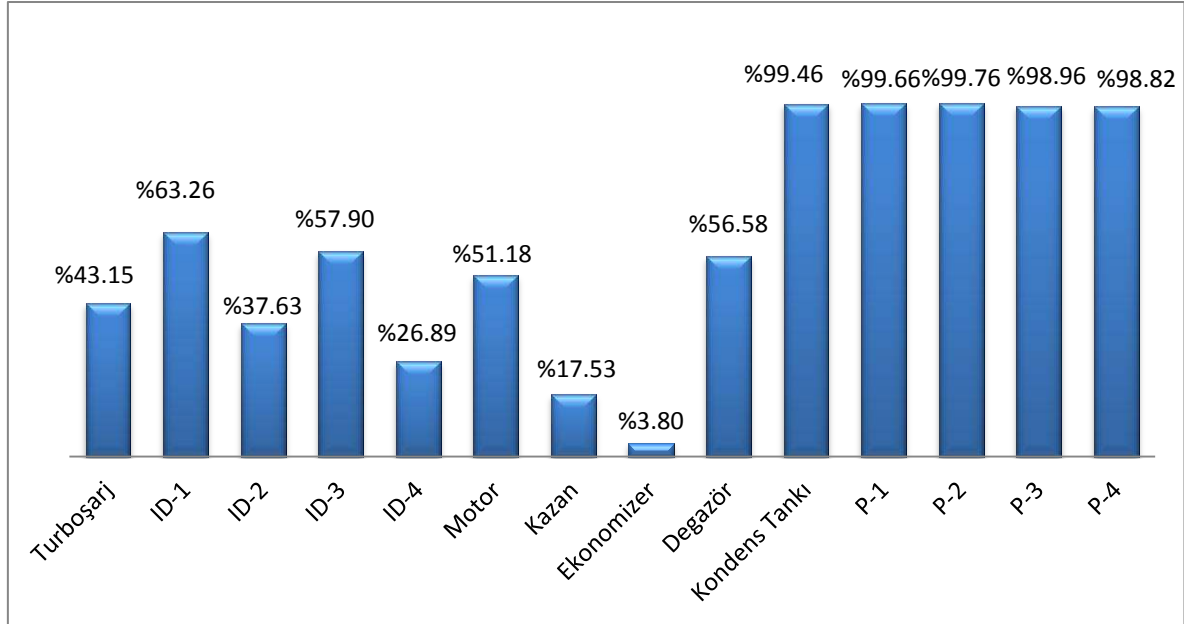
Ünite	Giren Enerji	Çıkan Enerji	Enerji Kaybı	Enerji Kayıp Oranı	Enerji Verimi
	$\dot{E}_{giren}$ (kW)	$\dot{E}_{çıkan}$ (kW)	$\dot{E}_{kayıp}$ (kW)	γ (%)	η_I (%)
Turboşarj	12463.02	4379.60	8083.42	61.71	35.14
ID-1	4399.77	4274.76	125.00	0.95	63.26
ID-2	26785.39	25821.67	963.71	7.36	37.63
ID-3	24386.29	23977.08	409.21	3.12	57.90
ID-4	13323.74	12783.58	540.16	4.12	26.89
Motor	37101.20	35953.87	1147.33	8.76	51.18
Atık Isı Kazanı	9187.39	7947.53	1239.87	9.47	17.53
Ekonomizer	6587.75	6194.37	393.38	3.00	3.80
Degazör	442.58	292.27	150.32	1.15	56.58
Kondens Tankı	210.09	208.95	1.14	0.01	99.46
P-1	3244.55	3233.55	11.00	0.08	99.66
P-2	11861.35	11832.32	29.03	0.22	99.76
P-3	211.15	208.95	2.20	0.02	98.96
P-4	253.43	250.43	3.00	0.02	98.82
Sistem	150457.70	137358.94	13098.76	100.00	68.99

Tablo 3.2’de verilen enerji kaybı ve enerji kayıp oranı ifadeleri, Şekil 3.1’de grafik halinde sunulmuştur.



Şekil 3.1. Sistemde bulunan ünitelerin enerji kayıpları ve enerji kayıp oranları

Enerji analizleri sonucunda her bir ünite için hesaplanan verim ifadeleri Şekil 3.2’de grafik olarak verilmiştir. Bu grafik ile ünitelerin enerji verim ifadeleri karşılaştırılacaktır.



Şekil 3.2. Sistemde bulunan ünitelerin enerji verimleri

3.2. Ekserji Analizi Bulguları

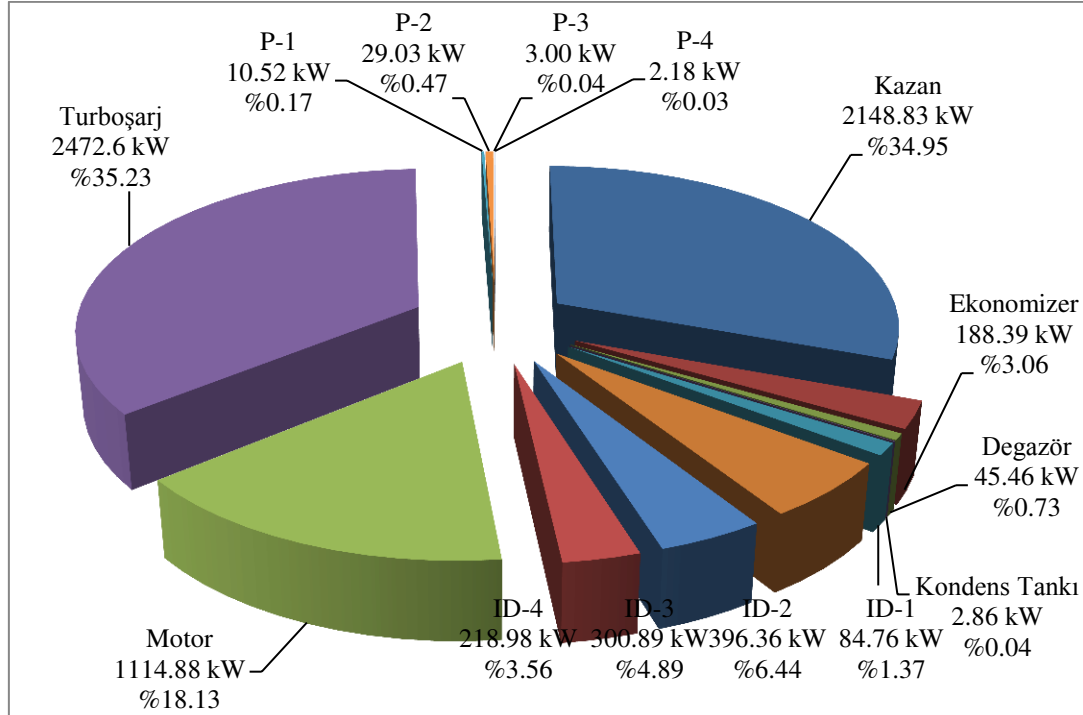
Enerji analizleri sistemlerin performansını belirlemede tek başına yeterli olmamaktadır. Yapılan çalışmanın entropi artışından, tersinmezliklerden ve çevreye olan ısı kayıplarından dolayı enerjinin kalitesi düşmektedir. Enerjinin ne kadarının bu etkenlere bağlı olduğunu anlamak için ekserji analizlerinin yapılması gerekmektedir.

Kojeneasyon tesisinde her bir ünitenin ekserji dengesi kurulmuş ve Tablo 3.1’deki değerler yardımıyla ekserji analizi yapılmıştır. Tablo 3.3’te, yapılan ekserji analizinden elde edilen bulgular yer almaktadır. Bu tabloda her bir ünitenin giren-çıkan ekserji değerleri ($\dot{E}x_{giren} - \dot{E}x_{çıkan}$), kaybın ekserjisi ($\dot{E}x_{kayıp}$), ekserji yıkımı ($\dot{E}x_{yıkım}$), toplam ekserji kaybı ($\dot{E}x_{top. kayıp}$), ekserji kayıp oranı (δ) ve ekserji verimi (ikinci yasa verimi, η_{II}) yer almaktadır. Tabloda verilen kaybın ekserjisi, ünitelerin çevreyle etkileşimi sonucu çevreye karşı kaybedilen ekserjidir. Ekserji yıkımı ise entropi artışından meydana gelen kayıptır. Toplam ekserji kaybı ise kaybın ekserjisi ve ekserji yıkımının toplamı olarak ifade edilmektedir. Her bir ünitenin ekserji kaybının sistemin ekserji kaybına oranı ise ekserji kayıp oranını ifade etmektedir.

Tablo 3.3. Ünitelerin ekserji değerleri

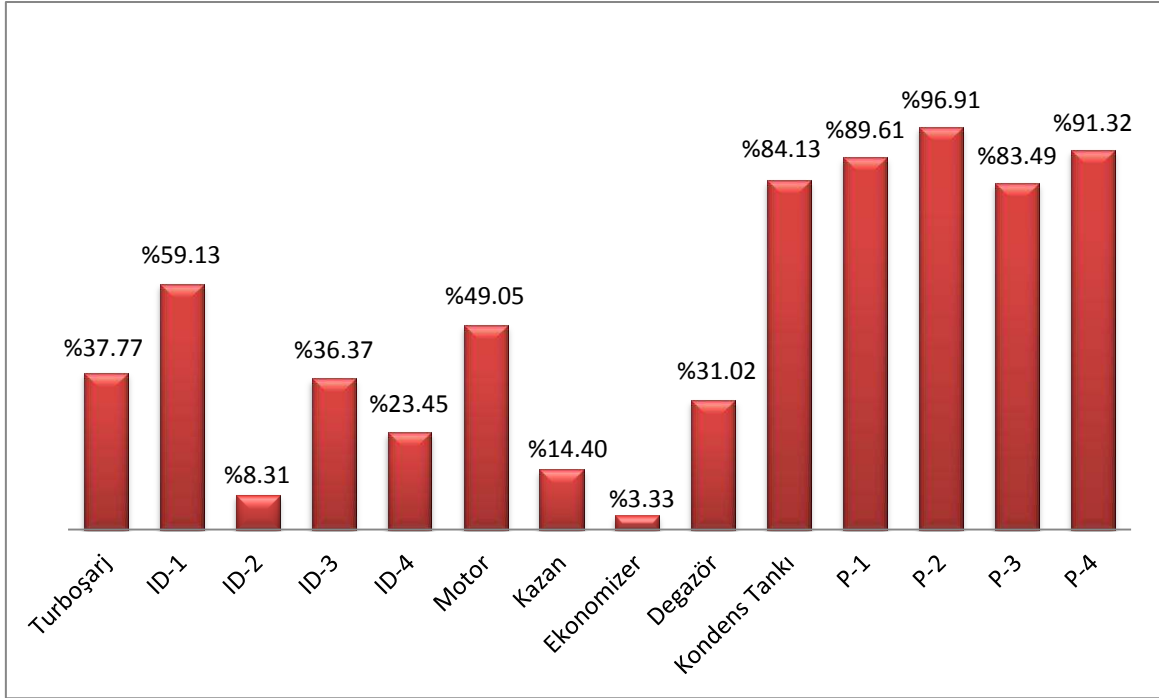
Ünite	Giren Ekserji	Çıkan Ekserji	Kaybın Ekserjisi	Ekserji Yıkımı	Toplam Ekserji Kaybı	Ekserji Kayıp Oranı	Ekserji Verimi
	$\dot{E}_{x_{giren}}$ (kW)	$\dot{E}_{x_{çıkan}}$ (kW)	$\dot{E}_{x_{kayıp}}$ (kW)	$\dot{E}_{x_{yıkım}}$ (kW)	$\dot{E}_{x_{top. kayıp}}$ (kW)	δ (%)	η_{II} (%)
Turboşarj	4792.30	2003.24	1338.75	1133.85	2472.60	35.23	37.72
ID-1	124.075	107.41	20.70	64.05	84.76	1.37	59.12
ID-2	10053.08	9656.71	159.74	236.61	396.36	6.44	8.31
ID-3	1402.07	1101.18	67.77	233.11	300.88	4.89	36.37
ID-4	945.83	726.86	89.45	129.51	218.97	3.56	23.45
Motor	10076.43	8203.29	124.77	990.10	1114.88	18.13	51.52
Atık Isı Kazanı	3288.98	1140.15	59.98	2088.84	2148.83	34.95	14.40
Ekonomizer	689.34	500.95	41.50	146.88	188.38	3.06	3.32
Degazör	73.94	28.48	4.950	40.50	45.46	0.73	31.01
Kondens Tankı	18.02	15.16	0.0005	2.85	2.86	0.04	84.13
P-1	101.28	90.77	0.53	9.98	10.51	0.17	89.61
P-2	940.81	911.78	1.40	27.62	29.02	0.47	96.91
P-3	18.16	15.16	0.10	2.89	3	0.04	83.48
P-4	25.13	22.95	0.14	2.03	2.18	0.03	91.31
Sistem	32549.50	24524.14	1909.80	4237.24	6147.07	100	56.48

Ekserji kaybını ve ekserji kayıp oranı Şekil 3.3'te verilen grafikte görülmektedir. Bu grafiğe göre ünitelerdeki kaybı değerlendirmek daha kolay olacaktır.



Şekil 3.3. Sistemde bulunan ünitelerin ekserji kayıpları ve ekserji kayıp oranları

Ekserji analizleri sonucunda her bir ünite için hesaplanan verim ifadeleri Şekil 3.4'te grafik olarak verilmiştir. Bu grafik ile ünitelerin enerji verim ifadeleri karşılaştırılacaktır.

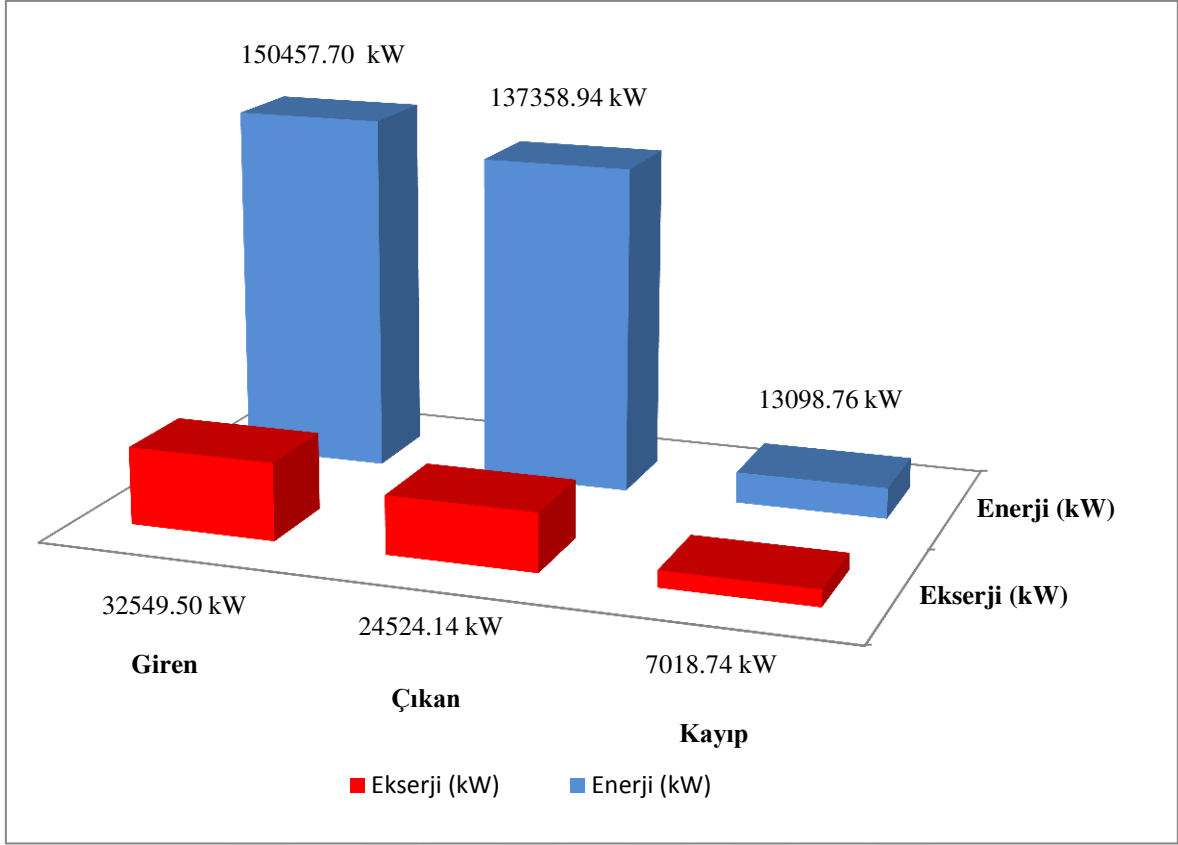


Şekil 3.4. Sistemde bulunan ünitelerin ekserji verimleri

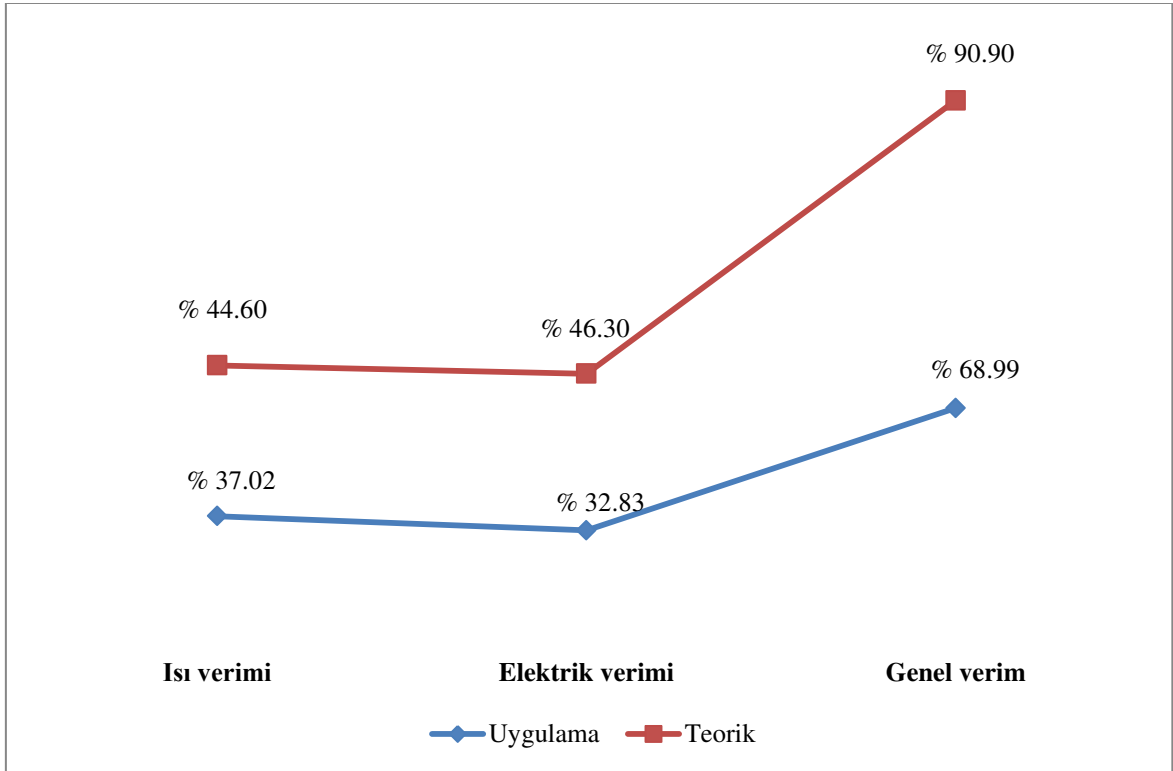
3.3. Kojenerasyon Sisteminin Enerji ve Ekserji Bulguları

Tek bir ünite olarak değerlendirilen kojenerasyon sisteminde yapılan enerji ve ekserji analizi değerleri grafik olarak Şekil 3.5'te sunulmuştur. Verilen bu grafikte, sisteme giren, çıkan ve kayıp enerji ve ekserji ifadeleri yer almaktadır. Sisteme giren, çıkan ve kaybolan enerji sırasıyla; 150457 kW, 137358.94 kW ve 13095.76 kW olarak bulunmuştur. . Sisteme giren, çıkan ve kaybolan ekserji sırasıyla; 32549.50 kW, 24524.14 kW ve 7018.74 kW olarak bulunmuştur.

Kojenerasyon sistemi için üretici firma tarafından hazırlanan motorun katalog değerlerinde ,(Tablo 2.2) teorik verim ifadeleri yer almaktadır. Şekil 3.6'da verilen grafikte sistemin uygulama esnasında(çalışırken) hesaplanan verim değerleri, teorideki verim değerleriyle karşılaştırılmıştır. Bu grafiğe göre sistemin teorik ısı, elektrik ve genel verimleri sırasıyla %44.6, %46.3 ve %90.9'dur. Uygulama verimleri ise ısı, elektrik ve genel olmak üzere sırasıyla %37.02 ,%32.83 ve % 68.99 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.5. Kojenerasyon sistemi enerji ve ekserji değerleri



Şekil 3.6. Kojenerasyon sisteminin teorideki ve uygulamadaki enerji verim değerleri

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, bir tekstil fabrikasının hem boyama işlemi için gerekli buhar ihtiyacını karşılamak hem de elektrik tüketimini azaltmak amacıyla kurulmuş bir kojenerasyon tesisinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Önceki bölümlerde sistemde bulunan bileşenlerin termodinamik özellikleri doğrultusunda kütle, enerji ve ekserji dengeleri kurulmuştur. Enerji ve ekserji analizleri sonucunda, sistemde bulunan her bir ünitenin I. ve II. yasa verimleri ve kayıpları hesaplanmıştır. Yapılan analizlerle ilgili sonuçlar maddeler halinde sıralanmıştır.

Kojenerasyon tesisinde enerji analizinden elde edilen sonuçlara göre;

- En yüksek enerji veriminin olduğu üniteler; %99.76 ile 2 numaralı su devir daim pompası (P_2), %99.66 ile 1 numaralı su devir daim pompası (P_1), %99.46 ile kondens tankı, %98.96 ile 3 numaralı su devir daim pompası (P_3) ve %98.82 ile 4 numaralı su devir daim pompası (P_4),
- En düşük enerji veriminin olduğu üniteler; %3.8 ile ekonomizer (E), %17.53 ile atık ısı kazanı (AIK), %26.89 ile 4 numaralı ısı değiştirici (ID_4), %37.63 ile 2 numaralı ısı değiştirici (ID_2) ve %43.15 ile turboşarj (TŞ),
- En yüksek enerji kaybının olduğu üniteler; 8083.42 kW ile turboşarj (TŞ), 1239.87 kW ile atık ısı kazanı (AIK), 1147.33 kW ile motor (M) ve 963.71 kW ile 2 numaralı ısı değiştirici (ID_2),
- En düşük enerji kaybının olduğu üniteler; 2.2 kW ile 3 numaralı su devir daim pompası (P_3), 3kW ile 4 numaralı su devir daim pompası (P_4), 1.14 kW ile kondens tankı (KT), 11 kW ile 1 numaralı su devir daim pompası (P_1) ve 29.03 kW ile 2 numaralı su devir daim pompası (P_2),
- Enerji kayıp oranının en yüksek olduğu üniteler; %61.71 ile turboşarj (TŞ), %9.47 ile atık ısı kazanı (AIK) ve %8.76 ile motor (M),
- Enerji kayıp oranının en düşük olduğu üniteler; %0.01 ile kondens tankı (KT), %0.02 ile 3 numaralı su devir daim pompası (P_3) ve 4 numaralı su devir daim pompası (P_4), %0.08 ile 1 numaralı su devir daim pompası (P_1), %0.22 ile 2 numaralı su devir daim pompası (P_2), %0.95 ile 1 numaralı ısı değiştirici (ID_1)'dir.

Kojenerasyon tesisinde ekserji analizinden elde edilen sonuçlar ise;

- En yüksek ekserji veriminin olduğu üniteler; %96.91 ile 2 numaralı su devir daim pompası (P₂), %91.32 ile 4 numaralı su devir daim pompası (P₄), %89.61 ile 1 numaralı su devir daim pompası (P₁), %84.13 ile kondens tankı (KT) ve %83.4 ile 3 numaralı su devir daim pompası (P₃),
- En düşük ekserji veriminin olduğu üniteler; %3.33 ile ekonomizer (E), %8.31 ile 2 numaralı ısı değiştirici (ID₂), %14.4 ile kazan (AIK), %23.45 ile 4 numaralı ısı değiştirici (ID₄) ve %31.02 ile degazör (D),
- En yüksek ekserji kaybının olduğu üniteler; 2472.6 kW ile turboşarj (TŞ), 2148.83 kW ile atık ısı kazanı (AIK), 1114.88 kW ile motor (M),
- En düşük ekserji kaybının olduğu üniteler; 2.8 kW ile 4 numaralı su devir daim pompası (P₄), 2.86 kW ile kondens tankı (KT), 3 kW ile 3 numaralı su devir daim pompası (P₃), 10.51 kW ile 1 numaralı su devir daim pompası (P₁) ve 29.02 kW ile 2 numaralı su devir daim pompası (P₂) ve 45.46 kW ile degazör (D),
- Ekserji kayıp oranının en yüksek olduğu üniteler; %35.23 ile turboşarj (TŞ), %34.95 ile atık ısı kazanı (AIK) ve %18.13 ile motor (M),
- Ekserji kayıp oranının en düşük olduğu üniteler; %0.03 ile 4 numaralı su devir daim pompası (P₄), %0.04 ile 3 numaralı su devir daim pompası (P₃) ve kondens tankı (KT), %0.17 ile 1 numaralı su devir daim pompası (P₁), %0.93 ile degazördür (D).

Yapılan analizlerin sonucunda kojenerasyon tesisinin, toplam enerji kaybı 13098. 7 kW ve ekserji kaybı 7081.74 kW'tır. Sistemin I. ve II. yasa verimleri de sırasıyla %68.99 ve %56.48 olarak bulunmuştur.

Kojenerasyon tesisinde, analizleri yapılan motorun tedarikçi firma tarafından sunulan, içten yanmalı motorun (M) teknik özelliklerinin yer aldığı ürün kataloğundaki verim değerleri, ısı üretimi için kullanılması durumunda enerji verimi %44.6, elektrik üretimi için kullanılması durumunda enerji verimi %46.3'dür. Yapılan enerji analizinde ise motorun (M) ısı verimi %37. 02, elektrik verimi %32. 83 olarak bulunmuştur.

Kojenerasyon tesisteki ekonomizer, atık ısı kazanı gibi sistem bileşenlerinin verim değerleri göz önüne alınmadan, katalogda ifade edilen verim değerleri yanıltıcı olabilmektedir. Bu nedenle genel verim ifadesi tüm sistemin verimini ifade etmektedir. Katalogda, içten yanmalı motorun (M) genel enerji verimi %90.90 olarak ifade edilmiştir ve analizler sonucunda tesisin genel enerji verimi %68.99 olarak hesaplanmıştır. Elde

edilen sonuçlar karşılaştırıldığı zaman, teoride ve uygulamada verim değerinin değişkenlik gösterdiği görülmektedir. Kataloglarda ifade edilen analiz yaklaşımı tartışılabilir.

Bu tezin hazırlanma amacı, enerji ve ekserji analizi yöntemleri kullanılarak kojenerasyon tesislerinin verimlerini artırmak ve kayıpları en aza indirmek için çözüm üretmeye çalışmaktır. Sonuç olarak; analizlerden elde edilen verim ve kayıp parametreleri, benzer sistemleri kurmak isteyen yatırımcılar için teknik veri niteliği taşımaktadır. Buna benzer sistemlere yapılan yatırımların arttığı bir sürecin içinde yer alan ülkemiz için ekonomik fizibilite çalışmaları için önemli verilerin elde edildiği düşünülmektedir.



5. ÖNERİLER

Kojenerasyon sistemlerinde, enerjinin birden fazla yararlı biçiminin bir kaynaktan üretilmesi, enerjinin verimli kullanılmasından dolayı önemlidir. Yakıt olarak tek bir kaynağın kullanılarak ısı ve elektriğin aynı sistemde üretilmesi enerji verimini artırdığı gibi karbon salınımını da azaltmaktadır. Son yıllarda, enerji ve ekserjinin çevreyle olan ilişkisini inceleyen çalışmalar yapılmaktadır. Analizlerin bir sonraki adımı olarak, sistemlerden çevreye atılan zararlı gazların çevreye zarar vermeyecek bir seviyeye indirilmesi amacıyla çalışma yapılması önerilmektedir.

Enerji ve ekserji analizleri, sistemleri Termodinamik açıdan değerlendirme yöntemlerinden biri olarak bilinmektedir. Bu analizlerden elde edilen sonuçlarla sistemlerin enerji verimleri değerlendirilmektedir. Bu analizler sayesinde sistemlerde enerji kayıpları azaltılarak gerekli iyileştirmeler için çözüm üretilmelidir.

Analizleri yapılan kojenerasyon tesisinde, enerji ve ekserji kaybının motorda ve motora bağlı sistemlerde (Turboşarj (TŞ), ısı değiştiriciler (ID) ve atık ısı kazanı (AIK)) yüksek olduğu görülmektedir. Bu kaybın azaltılabilmesi için hava ve yakıtın motora girmeden önce birleşebileceği bir karışım odasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu karışım odası ile hava ve yakıtın yanma verimi iyileştirilmesi sağlanabilir. Yanma veriminin iyileştirilmesi, giren enerji miktarını artıracığı için enerji verimini düşürebilir ama ekserji veriminin üzerindeki etkisi düşük olacaktır.

Kojenerasyon tesisinde bulunan ünitelerin yalıtımı da enerji ve ekserji kaybı için önemli rol oynamaktadır. Ünitelerden çevreye olana kayıpları azaltmak amacıyla tesiste yalıtımın iyileştirilmesi de düşünülebilir.

Enerji ve ekserji analizleri ile enerji kaybına ya da düşük verime neden olan üniteler belirlenebilir. Ancak bu ünitelerin kaybını azaltmak ve verimini artırmak için yapılacak yatırımların ekonomik açıdan da değerlendirilmesi gerekmektedir. Eksergoekonomik analiz ile sistemlerin performanslarının geliştirilmesi ve kayba neden olan ünitelere yapılacak olan yatırımın maliyet açısından da değerlendirilmesi sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Strateji Geliştirme Başkanlığı**, Dünya ve Türkiye Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü, Sayı:15, 2017.
- [2] **Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Enerji Verimliliği Daire Başkanlığı Ölçme ve Değerlendirme Grubu**, 2000-2016 Enerji Verimliliği Gelişim Raporu, EV-2018-01-V1,2018.
- [3] **Cengel, Y.A., Boles, M.A.**, 2010. Thermodynamics: an engineering approach. 7st ed. McGraw-Hill.
- [4] **İnalı, M., Yücel, H. L., Işık, E.**, 2002. Kojenerasyon Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Uygulanabilirliği, Mühendis ve Makina, Sayı 506, S. 38-44.
- [5] **İnalı, M., Işık, E.**, 2005. Kojenerasyon ve Bölgesel Isıtma Sistemlerindeki Gelişmeler, Mühendis ve Makina, Sayı 550, S. 22-29.
- [6] **Güngör R.**, Türkiye’de Kojenerasyon Potansiyeli, Uygulamaları ve Yasal Durum, http://www.yegm.gov.tr/projeler/document/03_Kogen_Sunum_EPDK.pdf.
- [7] **Gün, R.**, 2009. Kojenerasyon Sistemlerinin Ekonomik Analizi ve Bir Uygulama, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
- [8] **Aras, H.** 2003. Condition and development of the cogeneration facilities based on otoproduction investment model in Turkey. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 7:533-559.
- [9] **Ballı, Ö.**, 2008. Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji, Kullanılabilirlik (Ekserji) ve Ekserjiekonomik Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İzmir.
- [10] **Turkish Cogeneration and Clean Energy Technologies Association**, Country Report Turkey, http://turkoted.org/admin/belgelerim/dosyalar/TURKOTED__Country_Report_2013_COGEN_Europe.pdf, 2013.
- [11] **Kaushik, S.C., Reddy V.S., Tyagi, S.K.**, 2011. Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review, Ren. Sust. En. Rev. 15, 1857-1872.
- [12] **Saidur R., Ahamed, J.U., Masjuki, H.H.**, 2010. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers, Energy Policy, 38, 2188-2197.
- [13] **Aljundi, I. H.**, 2009. Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan, Applied Thermal Eng., 29, 324-328.
- [14] **Bilgen, E.**, 2000. Exergetic and engineering analysis of gas turbine based cogeneration systems, Energy, 25, 1215-1229.
- [15] **Yılmazoglu, M.Z., Amirabedin, E.**, 2011. Second law and sensitivity analysis of a combined cycle power plant in Turkey, J. Thermal Sci. Technology, 31, 41-50.
- [16] **Yazıcı, H., Selbaş, R.**, 2011. Bir buharlı güç santralinin enerji ve ekserji analizi, J. Technical Online, 10, 117-135.

- [17] **Colpan, C.O.**, 2005. Exergy analysis of combined cycle cogeneration systems, MsC Thesis, METU, Ankara, Türkiye.
- [18] **Colpan, C.O., Yesin, T.**, 2005. Energetic, exergetic and thermoeconomic analysis of Bilkent combine cycle cogeneration plant, *Int. J. En. Res.*, 30, 875-894.
- [19] **Ozdemir, K., Hepbasli, A., Eskin, N.**, 2010. Exergoeconomic analysis of a fluidized-bed coal combustor (FBCC) steam power plant, *Appl. Therm. Eng.* 30, 1621-1631.
- [20] **Sevilgen, S. H.**, 2004. Exercoeconomic analysis of cogeneration system, *Journal of Engineering and Natural Sciences*.
- [21] **Abusoglu, A.**, 2008. Exergetic and thermoeconomic performance analysis and optimizasyon of diesel engine powered cogeneration systems, Ph. D. Thesis, University of Gaziantep Natural and Applied Sciences, Gaziantep, Turkey.
- [22] **Abuşoğlu, A., Demir, S., Kanoğlu, M.**, 2013. Biyogaz Beslemeli Gaz Motorlu Bir Kojenerasyon Sisteminin Termoekonomik Analizi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, Sayı 33, Türkiye.
- [23] **Kaba, S.**, 2012. Doğalgaz dönüşümlü kojenerasyon enerji santrallerinin eksergoekonomik analizi, Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Fakültesi, Edirne, Türkiye.
- [24] **Ege, A.**, 2012. Afşin-Elbistan B Kömür Santralinin Ekserji ve Termoekonomik Anaizi ve Optimizasyonu, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [25] **Nemati, A., Nami, H., Ranjbar, F., Yari, M., A.**, 2017. Comparative thermodynamic analysis of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery: A case study for CGAM cogeneration system, *Case Studies in Thermal Engineering*, 9, 1-13.
- [26] **Xie, D., Wang, Z., Jin, L., Zhang, Y.**, 2012. Energy and exergy analysis of a fuel cell based micro combined heat and power cogeneration system, *Energy and Buildings*, 50, 266–272.
- [27] **Khaljani, M., Saray, R. K., Bahlouli, K.** 2015. Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine, *Energy Conversion and Management*, 97, 154–165.
- [28] **Karellas, S., Braimakis, K.**, 2015. Energy–exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC–VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power, *Energy Conversion and Management*, 107, 103–113.
- [29] **Gurturk, M., Oztop, H.F.**, 2016. Exergy analysis of a circulating fluidized bed boiler cogeneration power plant, *Energy Conversion and Management*, 120, 346-357.
- [30] **Anvari,S., Jafarmadar,S., Khalilarya, S.**, 2016. Proposal of a combined heat and power plant hybridized with regeneration organic Rankine cycle: Energy-Exergy evaluation, *Energy Conversion and Management*, 57561-15311.
- [31] **Mohammadi, A. , Ahmadi, M.H. , Bidi, M. , Joda, F., Valero, A., Uson, S.**, 2017. Energy Conversion and Management, 131, 69–78.
- [32] **Sun, L., Han, W., Jing, X., Zheng, D., Jin, H.**, 2013. A power and cooling cogeneration system using mid/low-temperature heat source, *Applied Energy*, 112, 886–897.

- [33] **Li, S., Jin, H., Gao, L., Zhang, X.,** 2014. Exergy analysis and the energy saving mechanism for coal to synthetic/substitute natural gas and power cogeneration system without and with CO₂ capture, *Applied Energy*, 130, 552–561.
- [34] **Esfahani, I.J., Yoo, C.K.,** 2013. Exergy analysis and parametric optimization of three power and fresh water cogeneration systems using refrigeration chillers, *Energy* 59, 340–355.
- [35] **Gholamian, E., Mahmoudi S.M.S., Zare, V.,** 2016. Proposal, exergy analysis and optimization of a new biomass-based cogeneration system, *Applied Thermal Engineering*, 93, 223–235.
- [36] **Almutairi A., Pilidis, P., Al-Mutawa, N., Al-Weshahi, M.,** 2016. Energetic and exergetic analysis of cogeneration power combined cycle and ME-TVC-MED water desalination plant: Part-1 operation and performance. *Applied Thermal Engineering*, 103, 77–91.
- [37] **Nami, H., Mahmoudi, S.M.S., Nemati A.,** 2017. Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO₂ and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO₂), *Applied Thermal Engineering*, 110, 1315–1330.
- [38] **Khalik, A.,** 2017. Energetic and exergetic performance investigation of a solar based integrated system for cogeneration of power and cooling, *Applied Thermal Engineering*, 112, 1305–1316.
- [39] **Atif, M., Al-Sulaiman, F. A.,** 2017. Energy and exergy analyses of solar tower power plant driven supercritical carbon dioxide recompression cycles for six different locations, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68, 153–167.
- [40] **Wu, L., Wang, L., Wang, Y., Hub, X., Dong, C., Yang, Z., Yang, Y.,** 2014. Component and process based exergy evaluation of a 600MW coal-fired power plant, *Energy Procedia*, 61, 2097 – 2100.
- [41] **Kamate, S.C., Gangavati, P.B.,** 2009. Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries, *Applied Thermal Engineering*, 29, 1187–1194.
- [42] **Kamate, S.C., Gangavati, P.B.,** 2010. Energy and Exergy Analysis Of a 44-MW Bagasse-based Cogeneration Plant in India, *Cogeneration & Distributed Generation Journal*, 25:1, 35–51.
- [43] **Solheimsliid, T., Harneshaug, H.K., Lømmen, N.,** 2015. Calculation of first-law and second-law-efficiency of a Norwegian combined heat and power facility driven by municipal waste incineration – A case study, *Energy Conversion and Management*, 149–159.
- [44] **Callak, M., Balkan, F., Hepbasli, A.,** 2015. Avoidable and unavoidable exergy destructions of a fluidized bed coal combustor and a heat recovery steam generator, *Energy Conversion and Management*, 98, 54–58.
- [45] **Liao, C., Ertesvag I.S., Zhao, J.,** 2013. Energetic and exergetic efficiencies of coal-fired CHP (combined heat and power) plants used in district heating systems of China, *Energy*, 57, 671–681.
- [46] **Eskin, N., Gungor, A., Özdemir, K.,** 2009. Effects of operational parameters on the thermodynamic performance of FBCC steam power plant, *Fuel* 88, 54–66.

- [47] **Apak, E.**, 2007. Bir Seramik Fabrikasındaki Enerji Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Dumlupınar Üniversitesi, Kütahya.
- [48] **Kotas, T.J.**, 1985. The exergy method of thermal plant analysis. London: Butterworth Heinemann Ltd. London.
- [49] **Gürtürk, M.**, 2015. Alçı üretimi yapan Bir Kojenerasyon Tesisinin Enerji Ekserji ve Eksergoekonomik Yöntemiyle Performansının Değerlendirilmesi, Fırat Üniversitesi, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Doktora Tezi, Elazığ.
- [50] **Bejan A, Tsatsaronis G, Moran MJ.**, 1996. Termal Desing&Optimization. John Wiley and Sons Inc.
- [51] **Ünal, F.**, 2009. Bir Termik Santralin Ekserji Analizi (Tunçbilek), Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [52] **Shukuya, M.**, 1994. Energy, entropy, exergy and space heating systems. In: Proc. 3rd int. conf. healthy buildings. p. 369–74.
- [53] **Rosen, M.A.**, 2002, Exergy Conservation; an alternative to conserving the already conserved quantity energy, Exergy an International Journal, 2 , 59-61.
- [54] **Büyüktür, A.R.**, 1995. Termodinamik Cilt 1, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [55] **Wall, G.**, 1993. Exergetics, Exergy, Ecology and Democracy-Concepts of a vital society. Energy Systems and Ecology July 5-9, 111-121.
- [56] **Çengel, Y. A., Byard, W., Dinçer, İ.**, 2002. Is Bigger Thermodynamically Beter. Exergy, An International Journal Vol. 2, pp 687-702.
- [57] **Hepbaşlı, A.**, 2003. Güneş Enerjili Sistemlerde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve uygulanması, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 20-21 Haziran 2003, Mersin, Bildiriler Kitabı: 197-206.
- [58] **Yamankaradeniz R., Yamankaradeniz N., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., Pulat, E.**, 2014. Mühendisler için Termodinamiğin Esasları, Dora Yayınları, Bursa.
- [59] **Dincer I, Cengel YA.** 2001. Energy, Entropy and Exergy Consept and Their Roles in Thermal Engineering. Entropy. 3:116-149.
- [60] **Arıkan Mensucat A.Ş.**, 2017. Kişisel görüşme.
- [61] **İlteknö A.Ş.**, <https://www.iltelkno.com/images/icerik/iltelkno-katalog.pdf>.
- [62] **Bestepe, B.N., Gürtürk, M., Turgut, E.**, 2018. Kojenerasyon tesisindeki içten yanmalı bir motorun enerji ve ekserji analizi, Anadolu Enerji Sempozyumu, Trakya Üniversitesi, Edirne, 18-20 Nisan, s.197-206.
- [63] **Gürtürk, M., Oztö, H.F.**, 2014. Energy and exergy analysis of a rotary kiln used for plaster production. Applied Thermal Engineering, 67(1), 554-565.
- [64] **Cengel, Y.A.**, 2003. Heat Transfer—A practical approach. 2nd ed., NY: McGraw-Hill, New York.

ÖZGEÇMİŞ

Beyza Nur BEŞTEPE	
KİŞİSEL BİLGİLER	
ADRES :	<i>Fırat Üniversitesi, 23119 – Elazığ</i>
TELEFON :	<i>+90 (5436164837)</i>
EPOSTA :	<i>bnbestepe28@gmail.com</i>
DOĞUMYERİ/TARİHİ:	<i>Osmaniye / 23.01.1994</i>
MEDENİ HALİ:	<i>Bekar</i>
EĞİTİM BİLGİLERİ	
LİSANS :	<i>2016, Fırat Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği, Elazığ</i>
LİSE :	<i>2011, Gülizar Şamil Aktaş Lisesi, Kahramanmaraş</i>
İŞ DENEYİMİ	
2015 – 2016	<i>Kahramanmaraş Kağıt San. Ve Tic. A.Ş., Kahramanmaraş StajyerMühendis</i>
BİLDİĞİ YABANCI DİLLER	
	<i>İngilizce (B1)</i>
ARAŞTIRMA DENEYİMİ	
<i>Kullanabildiği Bilgisayar Programlama dilleri (MATLAB(başlangıç)) Kullanabildiği bilgisayar programları (AUTOCAD (iyi), VISUAL BASIC(orta), TS- 825(orta), ZETACAD(iyi))</i>	
İLGİLENDİĞİ DİĞER BİLİMLER	
<i>Sanat</i>	