

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL GAZLI KOMBİNE ÇEVİRİMLİ BİR SANTRALİN EKSERJİ ANALİZİ İLE
İNCELENMESİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HASAN BASRİ BAYRAKÇEKEN

NİSAN 2019

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL GAZLI KOMBİNE ÇEVİRİMLİ BİR SANTRALİN EKSERJİ ANALİZİ İLE
İNCELENMESİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hasan Basri BAYRAKÇEKEN

DANIŞMAN: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

ZONGULDAK

Nisan 2019

KABUL:

Hasan Basri BAYRAKÇEKEN tarafından hazırlanan “Doğal Gazlı Kombine Çevrimli Bir Santralin Ekserji Analizi İle İncelenmesi” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir.
12/04/2019

Danışman: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

Üye : Prof. Dr. Ahmet CİHAN

İstanbul Esenyurt Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü

Üye : Doç. Dr. Adnan TOPUZ

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım./..../2019

Prof. Dr. Ahmet ÖZARSLAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”



Hasan Basri BAYRAKÇEKEN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DOĞAL GAZLI KOMBİNE ÇEVİRİMLİ BİR SANTRALİN EKSERJİ ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

Hasan Basri BAYRAKÇEKEN

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

Nisan 2019, 153 sayfa

Bu çalışmada Doğal Gazlı Kombine Çevrimli Bir Santralin 1. Ünitesinin; gaz türbinleri, buhar türbini ve kazan işletme raporlarındaki verilerden yararlanarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

Santralde incelenen ünite 2 gaz türbini çevrimi ve 1 buhar türbin çevrimi bulunmaktadır. Yanma reaksiyonunun denkleştirilmesiyle elde edilen molar oranlardan, termodinamik tablo ve bağıntılardan yararlanarak hava, yakıt, egzoz gazları, su-buhar çevrim düğüm noktalarının entalpi, fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri hesaplanmıştır. Ardından her bir düğüm noktasının enerji-ekserji değerleri belirlenmiş ve her bir santral elemanına kütle, enerji, ekserji denge denklemleri uygulanarak kayıp ısılar ve tersinmezlikler hesaplanmıştır. Bu hesaplamalardan yararlanarak enerji ve ekserji bilanço tabloları çıkarılmış, yakıt gücüne göre elemanların ısı kaybı yüzdeleri ve yakıt ekserjisine göre tersinmezlik yüzdeleri karşılaştırılmıştır. Elemanların tersinmezliklerini yakıt ekserjisine oranlayarak rasyonel

ÖZET (devam ediyor)

verimleri bulunmuştur. Buna göre; santral ısı verimi %47.2, gaz türbin çevrim verimi %31.0, buhar türbin çevrim verimi %30.5 ve santral ekserji verimi %45.7 olduğu tespit edilmiştir. En fazla enerji kaybının kondenser ve bacada, en yüksek tersinmezliğin %27.8 ile yanma odasında ve %9.4 ile gaz türbininde olduğu görülmüştür. Gaz türbin çevrim tersinmezlikleri; yakıt ekserjisinin %43'ünü, toplam tersinmezliğin %80'ini oluşturmaktadır. Bu sebeple santralde yapılacak iyileştirme çalışmalarında gaz türbin çevrimine ağırlık verilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Sonuç kısmında, kompresöre harcanan gücün azaltılmasına ve santral veriminin artırılmasına yönelik öneriler değerlendirilmiştir. Ayrıca kompresöre bir miktar soğutma uygulanması halinde net güç ve verimde gerçekleşecek değişim incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Doğal gaz kombine çevrim santrali, ekserji analizi, tersinmezlik.

Bilim Kodu: 625.04.01

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

THE EXAMINATION OF A NATURAL GAS COMBINED CYCLE POWER PLANT BY EXERGY ANALYSIS

Hasan Basri BAYRAKÇEKEN

**Zonguldak Bülent Ecevit University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Advisor: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ
April 2019, 153 pages**

In this study, energy and exergy analysis were performed by using data from gas turbines, steam turbines and boiler operation reports of the 1st unit of the Natural Gas Combined Cycle Power Plant.

The unit that is examined at the plant has two gas turbine cycles and one steam turbine cycle. From the molar fractions obtained by the equilibrium of the combustion reaction, from the thermodynamic tables and relations, enthalpy, physical and chemical exergy values of air, fuel, exhaust gases, water-steam cycle nodes were calculated. Thus, energy-exergy values of each node were determined and mass, energy and exergy equilibrium equations were applied to each component loss heat and irreversibility were calculated. By using these calculations, energy and exergy balance sheets were prepared and the heat loss percentages of the components according to the fuel energy and the irreversibility percentages according to the fuel exhaustion were compared. Rationality by calculating the irreversibility of the components yields were found.

ABSTRACT (continued)

According to this; It was determined that the power plant has a thermal efficiency of 47.2%, gas turbine cycle efficiency of 31.0%, a steam turbine cycle efficiency of 30.5% and a plant exergy efficiency of 45.7%. The most energy loss in the condenser and the chimney, the highest irreversibility was observed in the combustion chamber with 27.8% and in the gas turbine with 9.4%. Gas turbine cycle irreversibility accounts for 43% of fuel exclusion and 80% of total irreversibility. For this reason, it was concluded that the gas turbine cycle should be focused in the improvement works to be performed in the plant. In the conclusion part, suggestions for reducing the energy loss on the compressor and increasing the plant efficiency were evaluated. In addition, if some cooling is applied to the compressor, the change in net energy and efficiency is investigated.

Keywords: Natural gas combined cycle power plant, exergy analysis, irreversibility.

Science Code: 625.04.01

TEŞEKKÜR

Çalışma boyunca bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım danışman hocam Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ'a, santral verilerinin sağlanmasında yardımlarından dolayı Murat ERKASAP'a, Fatih ZENGİN'e, Oktay TAŐDELEN'e, ana kumanda odası işletme operatörlerine, destek ve sabırlarından dolayı kıymetli anneme, babama, anneanneme, abime, kardeőlerime, dostlarıma ve Arzu KIYCI'ya teőekkürlerimi sunarım.





İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvii
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
BÖLÜM 2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
BÖLÜM 3 DÜNYADA VE TÜRKİYE’DE ENERJİ	11
3.1 DÜNYADA ENERJİ DAĞILIMI	11
3.2 TÜRKİYE’DE ENERJİ DAĞILIMI	15
3.3 DÜNYADA DOĞAL GAZ REZERV DAĞILIMI.....	17
3.4 TÜRKİYE’DE DOĞAL GAZIN KAYNAK ÜLKELERE GÖRE DAĞILIMI	19
3.5 DÜNYADA ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİMİ.....	20
3.6 TÜRKİYE’DE ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİMİ	22
BÖLÜM 4 KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİ	27
4.1 AÇIKLAMA.....	27
4.2 ÇALIŞMA PRENSİBİ	28
4.3 AVANTAJLARI	30

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 5 SANTRAL TANITIMI.....	33
BÖLÜM 6 EKSERJİ ANALİZİ.....	39
6.1 EKSERJİ HAKKINDA	39
6.2 EKSERJİ TÜRLERİ.....	42
6.2.1 Fiziksel Ekserji.....	42
6.2.2 Kimyasal Ekserji.....	43
6.3 ENERJİ BAĞINTILARI	46
6.4 EKSERJİ DENGESİ.....	50
6.5 YANMA REAKSİYONU	52
BÖLÜM 7 HESAPLAMALAR	59
7.1 YANMA REAKSİYONU	62
7.2 HAVA VE YANMA ÜRÜNLERİ DÜĞÜM NOKTALARININ ENTALPİLERİ.....	70
7.3 HAVA, YAKIT VE YANMA ÜRÜNLERİ FİZİKSEL VE KİMYASAL EKSERJİLERİ	73
7.4 SANTRAL ELEMANLARI ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ	87
7.4.1 Kompresör.....	87
7.4.2 Yanma Odası.....	89
7.4.3 Gaz Türbini	93
7.4.4 Atık Isı Kazanı	96
7.4.5 YB Buhar Türbini	101
7.4.6 AB Buhar Türbini	106
7.4.7 Kondenser	110
7.4.8 Kazan Besleme Pompası (YB).....	113
7.4.9 Kazan Besleme Pompası (AB 1-2)	115
7.4.10 Kondenser Tahliye Pompası	117
7.5 SANTRAL VERİMİ.....	120

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 8 SONUÇLAR.....	123
8.1 SANTRAL ENERJİ BİLANÇOSU.....	124
8.2 SANTRAL EKSERJİ BİLANÇOSU	128
8.3 SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	137
8.4 SONUÇ VE ÖNERİLER.....	140
 KAYNAKLAR.....	 147
 BİBLİYOGRAFYA	 151
 ÖZGEÇMİŞ	 153



ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1 2017 yılı dünyada birincil enerji tüketim oranları	11
Şekil 3.2 1990-2040 yılları dünya enerji talebi kaynak payları	12
Şekil 3.3 1990-2040 yılları bölge bazında enerji talep miktarları	13
Şekil 3.4 Türlerine göre fosil yakıt rezervlerinin kalan ömürleri	14
Şekil 3.5 2016-2040 yılları kaynaklara göre tahmini enerji yatırımları	14
Şekil 3.6 2016 yılı Türkiye birincil enerji talep oranları	15
Şekil 3.7 2016 yılı Türkiye birincil enerji tüketiminin sektörel payları	16
Şekil 3.8 Türkiye enerji talebinin 1990-2016 yılları arasında dışa bağımlılık oranı	16
Şekil 3.9 2017 yılı dünya doğal gaz rezervleri dağılımı	17
Şekil 3.10 2017 yılı en fazla doğal gaz rezervlerine sahip 10 ülke	18
Şekil 3.11 Türkiye'nin 2017 yılında ithal ettiği doğal gazın kaynak ülkelere göre dağılımı ..	19
Şekil 3.12 2016-2040 yılları arası dünya elektrik üretimi kaynak bazında tahmini dağılımı ..	21
Şekil 4.1 (a) Kombine çevrim akış şeması ve (b) T-s diyagramı	29
Şekil 4.2 Çeşitli santral sistemlerinin termik verimleri	30
Şekil 6.1 İzotermal genişlemeyle düzenek hal değişimi	44
Şekil 6.2 Genişletilmiş sistem üzerinden ekserji dengesi hesabı	51
Şekil 7.1 Santral akış şeması	61
Şekil 7.2 Kompresörün şematik görünüşü	87
Şekil 7.3 Yanma odasının şematik görünüşü	89
Şekil 7.4 Gaz türbininin şematik görünüşü	93
Şekil 7.5 Atık ısı kazanının şematik görünüşü	96
Şekil 7.6 YB Buhar türbini şematik görünüşü	101
Şekil 7.7 YB ve AB atık ısı kazanı kollarının AB türbin giriş kolunu oluşturması	104
Şekil 7.8 AB Buhar türbininin şematik görünüşü	106
Şekil 7.9 Mutlak basınç hesabı	107
Şekil 7.10 Kondenser şematik görünüşü	110
Şekil 7.11 YB kazan besleme pompası şematik görünüşü	113
Şekil 7.12 AB kazan besleme pompası şematik görünüşü	115
Şekil 7.13 Kondenser tahliye pompası	117
Şekil 8.1 Elde edilen, kayıp enerji miktarları ve konumları	125
Şekil 8.2 Elde edilen ve harcanan enerji dağılımı	125
Şekil 8.3 Sankey diyagramı	126
Şekil 8.4 Elde edilen, yok olan ekserji miktarları ve konumları	129
Şekil 8.5 Elde edilen ve yok edilen ekserji yüzdeler dağılımı	130
Şekil 8.6 Grassmann diyagramı	131

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 8.7 Bileşenlerin tersinmezlikleri.	133
Şekil 8.8 Bileşen tersinmezliklerinin yakıt ekserjisine oranı.	133
Şekil 8.9 Bileşenlerin yakıt ekserjisine göre verimleri.	134
Şekil 8.10 Bileşen tersinmezliklerinin toplam tersinmezliğe oranı.....	135
Şekil 8.11 Santral bileşenleri enerji ve ekserji kayıp miktarları.	136
Şekil 8.12 Santral bileşenleri enerji ve ekserji kayıp yüzdeleri.	136
Şekil 8.13 Farklı sıkıştırma işlemlerinin, aynı basınç aralığında P-v diyagramı	141



ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1 2017 yılı lisanslı elektrik üretiminin kaynak bazında dağılımı.....	2
Çizelge 3.1 Bazı ülkelerin 2015 ve 2016 yıllarında elektrik üretim miktarları.....	20
Çizelge 3.2 Bazı ülkelerin elektrik üretimlerinin kaynaklara göre dağılımı	21
Çizelge 3.3 Türkiye kurulu güç ve elektrik üretim verileri	22
Çizelge 3.4 2017 yılı sonu lisanslı kurulu gücün kaynaklara göre dağılımı	22
Çizelge 3.5 2017 yılı lisanslı elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı	23
Çizelge 3.6 1985-2017 yılları Türkiye elektrik enerji üretiminde doğal gazın yüzdeleri payı .	24
Çizelge 4.1 Kaynak bazında santral maliyetleri	32
Çizelge 6.1 Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri	45
Çizelge 6.2 Bilinen bazı gazların sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit basınçtaki özgül ısıları .	48
Çizelge 7.1 İşletme raporlarından alınan değerler.	60
Çizelge 7.2 Maddelerin oluşum ve duyulur entalpileri.	67
Çizelge 7.3 Hesaplanan entalpi değerine karşılık gelen sıcaklık değerleri.	68
Çizelge 7.4 Belirlenen sıcaklık değerlerine karşılık gelen entalpi değerleri.	69
Çizelge 7.5 Hava bileşenleri mol oranları ve sıcaklıklara göre entalpi değerleri.	70
Çizelge 7.6 Yanma ürünleri bileşenleri mol oranları ve sıcaklıklara göre entalpi değerleri....	71
Çizelge 7.7 Yakma havası bileşenlerinin sıcaklığa bağlı olarak değişen özgül ısı tablosu	75
Çizelge 7.8 Doğal gaz bileşenlerinin hacim oranları ve standart kimyasal ekserjileri.....	76
Çizelge 7.9 Yanma ürünleri kimyasal ekserji hesabı.	78
Çizelge 7.10 Yanma ürünü bileşenlerinin sıcaklığa bağlı olarak değişen özgül ısı tablosu	80
Çizelge 7.11 Santralin düğüm noktalarına ait termodinamik özellik değerleri.....	86
Çizelge 7.12 Hava ve yanma ürünleri molar oran ve sıcaklık-entalpi değerleri.	90
Çizelge 7.13 Gaz türbin çevrimi enerji dengesi.	120
Çizelge 7.14 Buhar türbin çevrimi enerji dengesi.....	121
Çizelge 8.1 Santral enerji bilançosu.....	124
Çizelge 8.2 Santral ekserji bilançosu.	128
Çizelge 8.3 Bileşen tersinmezlik ve 2. yasa verimleri.	132
Çizelge 8.4 Önerilen gaz türbin çevrimi enerji dengesi	144
Çizelge 8.5 Kompresöre bir miktar soğutma uygulanması halinde ısı verim değişimi	145
Çizelge 8.6 Kompresöre bir miktar soğutma uygulanması halinde ekserji verim değişimi ..	146



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

Q	: Isı enerjisi (kJ)
W	: İş (kJ)
T	: Sıcaklık (K)
s	: Entropi (kJ/kgK)
T ₀	: Atmosfer sıcaklığı (K)
X _{yok olan}	: Yok olan ekserji (kJ)
S _{üretim}	: Entropi üretimi (kJ/K)
X _{ısı}	: Isı ile ekserji geçişi (kJ)
X _{iş}	: İş ile ekserji geçişi (kJ)
W	: İş (kJ)
X _{kütle}	: Kütle ile ekserji geçişi (kJ)
ex	: Ekserji (kJ/kg)
ex ^{kn}	: Kinetik ekserji (kJ/kg)
ex ^{pt}	: Potansiyel ekserji (kJ/kg)
ex ^{fz}	: Fiziksel ekserji (kJ/kg)
ex ^{kim}	: Kimyasal ekserji (kJ/kg)
V	: Hız (m/s)
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
z	: Deniz seviyesine göre yükseklik farkı (m)
h	: Entalpi (kJ/kg)
h ₀	: Referans şartlarda entalpi (kJ/kg)
s ₀	: Referans şartlarda entropi (kJ/kgK)
c _p	: Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg·K)
P	: Basınç (kPa)
P ₀	: Atmosfer basıncı (kPa)
R	: Evrensel gaz sabiti (kJ/kg·K)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

P_k^0	: Bir k gazının T_0 sıcaklığında kısmi basıncı (kPa)
y_k	: Bir k gazının mol oranı
\bar{e}_x^{kim}	: Kimyasal ekserji (kJ/kmol)
\bar{R}	: Evrensel gaz sabiti (kJ/kmol·K)
\bar{e}_{kim}^0	: Standart kimyasal ekserji (kJ/kmol)
e_{xy}^{kim}	: Yakıt kimyasal ekserjisi (kJ/kg)
H_a	: Yakıt alt ısıl değer
\dot{m}	: Kütleli debi (kg/s)
\dot{E}	: Birim zamandaki enerji (kW)
ΔE_{KH}	: Kontrol hacmi enerji değişimi
ΔE_{sistem}	: Sistem enerji değişimi
c_v	: Sabit hacimde özgül ısı (kJ/kg·K)
\bar{c}_p	: Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kmol·K)
n_k	: k bileşeni için mol sayısı
n_{toplam}	: Gazın toplam molü
M	: Molekül ağırlığı (kg/kmol)
h_{bg}	: Baca gazı entalpisi (kJ/kgK)
X	: Ekserji (kJ)
\dot{X}	: Birim zaman için ekserji (kW)
ΔX_{sistem}	: Sistem ekserjisindeki değişim
W_{tr}	: Tersinir İş (kJ)
Q_k	: Isı kaybı (kW)
HY	: Hava/Yakıt Oranı
m	: Kütle (kg)
ΔE_{kim}	: Kimyasal reaksiyonla enerji değişimi
\bar{h}	: Belli bir durumdaki duyulur entalpi (kJ/kmol)
\bar{h}°	: Standart referans durumdaki duyulur entalpi (kJ/kmol)
\bar{h}_{ol}^0	: Standart referans durumdaki oluşum entalpisi (kJ/kmol)
h_T	: Tepkime entalpisi (kJ/kg)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

h_y	: Yanma entalpisi (kJ/kg)
H	: Toplam kütle için entalpi (kJ)
N	: Mol sayısı
E	: Enerji (kJ)
\dot{W}	: Üretilen iş (kW)
h_{fg}	: Buharlaşma entalpisi
h_f	: Doymuş sıvı entalpisi
h_g	: Doymuş buhar entalpisi
s_{fg}	: Buhar entropisi
s_f	: Doymuş sıvı entropisi
s_g	: Doymuş buhar entropisi
P_{mutlak}	: Mutlak basınç (kPa)
P_{vakum}	: Vakum basıncı (kPa)
x	: Kuruluk derecesi
ψ	: Akış ekserjisi (kJ/kg)
η_{II}	: İkinci yasa verimi
γ	: Ekserji kalite faktörü
η_{jen}	: Jeneratör verimi

KISALTMALAR

AB	: Alçak Basınç
AIK	: Atık Isı Kazanı (Isı Geri Kazanımlı Buhar Üretici)
BOTAŞ	: Boru Hatları ile Petrol Taşıma Anonim Şirketi
DKÇS	: Doğal Gaz Kombine Çevrim Santrali
EPDK	: Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu
ETKB	: T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
KÇS	: Kombine Çevrim Santrali
LNG	: Sıvılaştırılmış Doğal Gaz
MMO	: Makine Mühendisleri Odası
OB	: Orta Basınç

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

OECD	: Ekonomik Kalkınma ve İş birliği Örgütü
SAAS	: Sürekli Akışlı Açık Sistemler
TEİAŞ	: Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi
TEP	: Ton Eşdeğer Petrol
TETAŞ	: Türkiye Elektrik Ticaret ve Taahhüt Anonim Şirketi
TPAO	: Türkiye Petrolleri Anonim Ortaklığı
UEA	: Uluslararası Enerji Ajansı
YB	: Yüksek Basınç



BÖLÜM 1

GİRİŞ

Teknolojik gelişmeler, nüfus artışı gibi faktörler elektrik enerjisine olan ihtiyacı her geçen gün arttırmaktadır. Enerji kaynaklarının sınırlı olması ülkeleri bu konuda çalışmalar yapmaya zorlamaktadır.

Türkiye, elektrik enerjisi üretiminde dışa bağımlı bir ülkedir. Bunun nedeni elektrik üretiminde yakıt olarak ithal edilen doğal gaz ve kömürdür. 2017 yılı lisanslı elektrik üretiminin kaynak bazında dağılımına baktığımızda doğal gazın 108,771,842 MWh ile toplam elektrik üretiminin %37.18'ini, ithal kömürse 51,172,215 MWh ile toplam elektrik üretiminin %17.49'unu oluşturmaktadır (Çizelge 1.1). Yani toplamda elektrik üretiminin %54,67'si ithal kaynaklardan elde edilmektedir. Bu sebeple ülkemizde elektrik enerjisi üretiminde yerli kaynaklarının payının artırılması hedeflenmektedir. Bu bağlamda, Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı'nın yayımlanmış olduğu 2015-2019 Stratejik Planı (2017)'nda yapılması hedeflenen planlar içerisinde dikkat çeken maddelerden bazıları şunlardır:

- Yerli kömür kaynaklı elektrik üretiminin yıllık 60 milyon MWh'e çıkarılması
- Mevcut yerli kömür kaynaklarıyla elektrik enerjisi üretimine yönelik yatırımların yapılması ve yeni kaynakların araştırılması
- Yenilenebilir enerji kaynaklarının elektrik enerjisi üretimindeki payının artırılması
- Elektrik enerjisi üretiminde doğal gaz kaynaklı üretim payının %34'e indirilmesi
- Yerli petrol ve doğal gaz üretimini arttırmaya yönelik çalışmalar yapılması
- Nükleer enerjinin de elektrik enerjisi üretimindeki paya dahil edilmesine yönelik çalışmalara devam edilmesi
- Uranyum ve Toryum gibi nükleer santrallerde yakıt olarak kullanılacak kaynakların araştırılması

Çizelge 1.1 2017 yılı lisanslı elektrik üretiminin kaynak bazında dağılımı (EPDK 2017).

Kaynak Türü	2017 Değeri (MWh)	Pay (%)
Doğal Gaz	108,771,842	37.18
Hidroelektrik	58,408,456	19.96
İthal Kömür	51,172,215	17.49
Linyit	40,545,712	13.86
Rüzgâr	17,859,858	6.10
Jeotermal	5,969,482	2.04
Taş Kömür	3,453,865	1.18
Diğer	6,393,147	2.19
TOPLAM	292,574,578	100

Ancak bu strateji ve hedeflere rağmen doğal gazın diğer kaynaklara göre temininin kolay olması, çevreye olumsuz etkisinin daha az olması, veriminin yüksek olması, doğal gazlı çevrim santrallerinin kurulum maliyetinin daha düşük olması ve kısa zamanda devreye alınabilmesi gibi avantajlarından dolayı bu santrallere olan ihtiyacın devam edeceği aşikardır. Bu durumda doğal gaz kaynaklı santrallerin analizi sonucunda yapılacak iyileştirme çalışmalarıyla kayıpların azaltılması, verimin artırılması büyük önem taşımaktadır. Bu sayede aynı miktarda talep edilen güce karşı yakıt arzı azalacak ve maliyet düşecek veya aynı miktarda harcanacak yakıtla karşılık daha fazla güç elde edilmesi sağlanacaktır.

Kombine çevrim santrallerinde termodinamik yasalara göre analiz yapılır. Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu ilkesidir. Bu yasa, çevrimde bileşenlere giren-çıkan enerjinin miktarının sabit olduğunu yalnızca başka bir hale dönüşebileceğini ifade eder. Termodinamiğin ikinci yasası ise (ekserji analizi) enerjinin miktarı ile beraber kalitesiyle de ilgilendir. Ve hal değişimlerinin enerjinin niteliğini azaltma yönünde gerçekleştiğini belirtir. Buna sebep olan ise tersinmezliklerdir. Tersinmezlik, harcanmış iş potansiyelidir. İşe dönüştürülebileceği halde dönüştürülememiş olan enerjiyi belirtir. Bir hal değişiminde tersinmezlik (yok olan ekserji) ne kadar küçükse üretilen iş o kadar büyük ya da harcanan iş o kadar küçük olur. İşte ekserji analizinde amaç, bileşenlerde gerçekleşen hal değişimlerinde, tersinmezliklerin yeri ve miktarını belirleyerek bunları azaltmaya yönelik verim artırma çalışmaları yapmaktır (Çengel ve Boles 2012).

Ekserji analiziyle akışkanların çevrim esnasında santral elemanlarında; sürtünme, karışım, kimyasal reaksiyonlar, ısı geçişi, genişleme, sıkıştırmalardan kaynaklanan tersinmezliklerin yeri ve miktarı hesaplanır. Bu veriler analiz edilerek elemanların ve çevrimin tersinmezliklerini azaltma dolayısıyla ekserji verimini artırma yolları aranır. Ayrıca sisteme yeni elemanlar ilave edilerek de verim artırma çalışmaları yapılabilir.

Bu çalışmada doğal gaz kombine çevrim santralinin işletme değerleri baz alınarak enerji-ekserji analiz çalışması yürütülmüştür. Buna yönelik olarak;

- 2. Bölümde, literatür araştırması yapılarak daha önceden yapılan çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir.
- 3. Bölümde, dünyada ve Türkiye’de enerji, doğal gaz, elektrik enerjisi üretimine yönelik güncel tablo ve grafiklere yer verilerek kıyaslamalar yapılmıştır.
- 4. Bölümde, kombine çevrimli güç santrallerine değinilmiş ve doğal gaz kombine çevrim santralleri ele alınmıştır.
- 5. Bölümde, elemanlar ele alınarak santral tanıtımı yapılmıştır.
- 6. Bölümde, enerji, ekserji, yanma reaksiyonları konuları hakkındaki bilgi verilmiş, hesaplamalarda yararlanılan enerji ve ekserji denge denklemlerine yer verilmiştir.
- 7. Bölümde, santralin enerji-ekserji analiz hesaplamaları yapılmıştır.
- Son Bölümde, elde edilen verilerle oluşturulan tablo, diyagram, grafiklere ve bunlara yönelik yapılan değerlendirmelere yer ayrılmış, çıkan sonuçlar ve santralde yapılabilecek iyileştirme önerileri tartışılmış, kompresöre bir miktar soğutma uygulanması durumunda net enerji, yakıt enerjisi ve verimde gerçekleşecek değişime yönelik bir öneriye yer verilmiştir.



BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Ekserji kavramının ortaya çıkışı 1865-1868'lere, ekserji konusunun ele alındığı çalışmalar ise 1974-1976'lara dayanmaktadır. Özellikle 1986'dan itibaren bu konu hakkında yapılan çalışmalar dikkat çekmeye başlamıştır (Erduranlı 1997). Günümüzde ekserji analizi oldukça popüler bir konudur ve bu konu hakkında çok sayıda çalışma mevcuttur. Literatürde yer alan, son yıllarda yapılan çalışmalardan bazıları şunlardır:

Kopaç, Topuz ve Hilalci (2005), Çatalağzı Termik Santrali'nin kazan, deaerator, besleme suyu ısıtıcıları, kondenser, yüksek ve alçak basınçtan oluşan ünitelerine enerji ve ekserji analizini uygulamışlardır. Kayıp ekserjinin sisteme tekrar kazandırılması adına kazanda yapılacak iyileştirme çalışmalarının öncelikli olması gerektiğini belirtmişlerdir.

Elhanan (2006); gaz türbini, buhar türbini, atık ısı kazanı ve absorpsiyonlu soğutucudan oluşan doğal gazlı bir kombine çevrim sisteminin sayısal modelini hazırlamıştır. Model hesaplamaları için fortran dilinde 2 program oluşturmuştur. Gaz türbin çevrimi basınç oranı, türbin maliyetleri, doğal gaz maliyeti, soğutma maliyeti gibi değişen parametrelere göre sonuçlar çıkarmıştır. Bu değişen değerlere göre tesisin geri ödeme süresini hesaplayarak ekonomik analizler yapmıştır. Sonuç olarak, arz edilecek elektrik fiyatının ve soğutma maliyetinin piyasa değerlerinin altında olduğunu belirtmiş ve geri ödeme süresinin 7-9 yıl olduğunu tespit etmiştir.

Akdeniz (2007), Süleyman Demirel Üniversitesi kampüsünün elektrik ihtiyacı için tasarlanan 10 MW güce sahip kojenerasyon tesisin enerji, ekserji ve ekserjoekonomik analizini yapmıştır. Elektrik-ısı ihtiyacına göre seçilecek ürün sistemi ile santral üretim maliyetini, toplam tüketim değerini ve yıllık tasarruf miktarını hesaplamıştır.

Rahim (2008), bir doğal gaz kombine çevrim santralini incelemiş, thermoflex paket programı ile santral benzetimi ve optimizasyonunu hedef alan çalışmalar yapmıştır. Yanma Odası

sıcaklığının gaz türbini giriş sıcaklığına düşürülmesi için 3 soğutma yönteminin kullanılması, atık ısı kazanında emisyonların azaltılması amaçlı katalizör sistemi uygulanması gibi yöntemlerin sistem performansı üzerine etkisini incelemiştir. Ayrıca termodinamik ve termoekonomik optimizasyon çalışmalarının etkili olması ve kısa sürede yürütülebilmesi için bu amaçla hazırlanmış bilgisayar paket programlarının kullanılmasının zorunlu olduğunu iddia etmiştir.

Ballı (2008), Eskişehir’de kojenerasyon ve trijenerasyon tesislerin verim değerlendirme parametrelerini kullanarak enerji, ekserji ve ekserjoekonomik analizini gerçekleştirmiştir. İlk kez bu tezde, saatlik yakıt ekserjisi maliyet formülü çıkarılarak uygulanmış, giydirilmiş maliyet yöntemi kullanılarak ekserji akımı olmayan maliyetler hesaplanmış, giren enerji kayıp oranı, yakıt ekserjisi tasarruf oranı, giren ekserji tüketim oranı, ekserji terimleriyle güç-ısı oranı parametreleri geliştirilerek kullanılmıştır.

Köylü (2009), Habaş Kombine Çevrim Santrali ünitelerinin gaz ve buhar türbinlerinden birer tanesini esas alarak elektronik veya manuel yöntemlerle elde edilen düğüm noktalarındaki debi, sıcaklık, basınç vb. değerleri ile kompresör, gaz türbini, pompalar ve buhar türbini enerji analizini gerçekleştirilmiştir. Farklı giriş havası sıcaklık değerlerine göre gaz türbin çevrimini incelenmiş ve sıcaklık artışının çevrim verimini düşürdüğünü grafiklerle sunmuştur.

Ergün (2010), Ankara’da bir alışveriş merkezinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Ekserji analizine göre çıkan sonuçların daha gerçekçi olduğunu, chiller soğutma sistemi ve kazanda yapılacak iyileştirmelerin enerji verimini arttıracaklarını belirlemiştir.

Altay (2010), bileşik ısı-güç santrali olan ABC tesisinde verim artırma yöntemleri ve enerji tasarruf yöntemleri üzerine çalışmalar yapmıştır. Hesaplanan çevrim veriminin ortalama değerlere yakın olduğunu tespit etmekle beraber daha da arttırılabileceğini belirlemiştir. Buna göre yanma sıcaklığının arttırılması, tesis giriş havasının soğutulması, baca gazı sıcaklığının 10-15 °C düşürülmesi ve yalıtım noktalarının arttırılması maliyet hesapları ile ele alınarak verim artışı incelenmiştir. Hesaplamalara göre yıllık yaklaşık 280,000 TL’lik mali tasarruf sağlanabileceğini belirtmiştir.

Mert (2010), Erdemir Ereğli Demir Çelik Fabrikası’na ait kojenerasyon ve konvansiyonel elektrik üretim santrali üzerine çalışma yapmıştır. Tesise ait gerçek veriler toplanarak

thermoflex paket programı ile tesis simülasyonu oluşturulmuştur. Elde edilen veriler, var olan proses verileri ile karşılaştırılmıştır. Santral ait her bir ait ekipmanın kütle, enerji, ekserji, maliyet denge denklemleri kurularak ekserji ve termodinamik analizleri yapılmış, geliştirme potansiyel değerleri grafikler halinde ortaya konmuştur. Hava ısıtıcılarındaki hava sızıntısını engelleyerek baca gazı sıcaklığının düşürülebileceği, termal kameralar ile santralin incelenerek ısı kaybının en fazla olduğu noktaların tespit edileceği ve gerekli yatırımların yapılarak kayıpların azaltılabileceği bunun sonucunda birim yakıt miktarları azaltılarak, birim kızgın buhar ve güç maliyetlerinin indirilebileceği belirtilerek ciddi miktarda enerjiden tasarruf edilebileceği tespit edilmiştir.

Karagöz (2011), 82 MW'lık bir doğal gaz kombine çevrim santralini gerçek parametrelerini kullanarak enerji ve ekserji analiz hesabını yapmıştır. Her bir elemanın kayıp enerji-ekserji değerlerini ve yüzdeleri dilimlerini hesaplamış, santral enerji-ekserji bilanço tablosunu oluşturmuştur. Elde edilen sonuçları grafikler halinde sunmuş ve karşılaştırmalar yaparak değerlendirmiştir.

Ece (2011); ara ısıtmalı, ara soğutmalı, rejeneratörlü bir gaz türbin çevrimin ekserjoekonomik analizini yapmıştır. EES programı ile simülasyon oluşturmuş, sistem bileşenlerini ayrı ayrı ele alarak bileşenlere ait ekserjoekonomik modellemeler oluşturmuştur. Analiz sonucunda her bir bileşenin ekserji maliyetini belirlemiş, ekserjoekonomik faktörleri hesaplamış ve grafiklerle yorumlamıştır.

Kaba (2012), doğal gazlı bir kojenerasyon santralini yakıt enerji ve ekserji değerlerini referans alarak santralin enerji-ekserji verimi, elde edilen elektrik-buhar gücü, yakıt enerji-ekserji tüketim oranı, ürün enerji-ekserji kayıp oranları, enerji-ekserji iyileştirme oranı, enerji-ekserji kaybı ekonomik değerlerinin tespiti ile birlikte ekserjoekonomik analiz de uygulamıştır. Ayrıca yakıt debisini değiştirerek mevcut ve önerilen sistem arasında karşılaştırmalar yapmıştır.

Ersayın (2012), bir kombine çevrim santralini gerçek işletme verilerini kullanarak termodinamiğin 1. ve 2. yasalarına göre analizini yapmıştır. Santral her bir bileşenin ekserji verimi ve kayıp oranlarını bulmuştur. Santralde yapılmış olan iyileştirme çalışmalarından önceki ve sonraki durumun enerji-ekserji verim değerlerini karşılaştırmış, elde edilen verilere göre gerçekleştirilebilecek iyileştirme çalışmalarına değinmiştir.

Açıkkalp (2013), Eskişehir’de doğal gaz yakıtlı elektrik santrali ve gaz-dizel motorlu trijenerasyon tesisine ileri ekserji ve ekserjoekonomik analiz metodunu uygulamıştır. Elektrik santralinin ekserji verimini %40.2, ekserjoekonomik faktörü 0.270 olarak bulmuştur. İleri ekserji metoduna göre, sistem ekipmanlarının geliştirme potansiyelinin düşük olduğunu, geliştirmeyi öncelikle gaz türbininde ve yanma odasında yapılması gerektiğini söylemiştir. Trijenerasyon tesisin ekserji verimi ise %35.4 ekserjoekonomik faktörü 0.069 olarak bulmuştur. Trijenerasyon tesisinin geliştirme potansiyelinin yüksek olduğunu belirlemiştir. Öncelikle turbo hava kompresörünün ve motorun geliştirilmesi gerektiğini belirtmiştir. Ayrıca geleneksel ve ileri ekserji metodlarının sonuçlarını da karşılaştırmıştır.

Tontu (2013), buharlı güç santralının üç farklı yük durumunu ele alarak (%100, %70, %40) elemanların ürettikleri ve harcadıkları güç miktarlarını, tersinmezliklerini, enerji-ekserji kayıplarını ve verimlerini inceleyerek analizlerini yapmıştır.

Anagal (2014), klasik gaz türbinli kojenerasyon sistemi ile buhar enjeksiyonlu gaz türbinli kojenerasyon sistemini termodinamiğin 1. ve 2. yasa analizini gerçekleştirerek performans değerlendirmesinde bulunmuştur. Buhar enjeksiyonlu kojenerasyon sisteminde, klasik kojenerasyon sistemine nazaran CO₂ emisyonlarında azalma olduğunu görmüştür. Basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığının kojenerasyon sistemlerinin performansını optimize etmek için önemli çalışma değişkenleri olduğunu göstermiştir. Yapılan analiz ve sonuçlar, gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin çalışma parametrelerini optimize etmek ve böylece sistem performansını arttırmak için yararlı görülmüştür.

Çelik (2015), gerekli data ve denklemleri kullanarak santralin termodinamik analizini yapan bir program geliştirmiştir. Ve bu program yardımıyla artan çevre sıcaklığına göre santralin ve ekipmanların ekserji verimini, tersinmezlik değişimlerini incelemiştir.

Yılmaz (2015), 50 MW’lık gaz yakıtlı kombine çevrim santraline klasik ve gelişmiş ekserji analizini uygulayarak kayıp ekserji konumlarını ve geliştirilebilir yerleri belirlemiştir. Buna göre kazanda gerçekleşen ekserji yıkımının 6,874 kW’lık kısmının önlenebileceğini 12,371 kW’lık kısmının ise kaçınılmaz olduğunu ve en fazla önlenebilir ekserji yıkımının burada olduğunu belirlemiştir. En büyük ekserji yıkımının 22,997 kW ile kondenserde olsa da bunun 20,193 kW’lık kısmının yani büyük çoğunluğunun kaçınılmaz olduğunu ifade etmiştir. Yapılacak iyileştirmelerle 17,260 kW’lık önlenebilir ekserji değeri olduğunu hesaplamıştır.

Terhan (2015), doğal gaz yakıtlı kazanın baca gazındaki enerji kayıplarının su buharı yoğuşması olayı ile geri kazanımını araştırmış ve tasarımını yapmıştır. 3 adet yoğuşmalı ekonomizer ile 184 adet dairenin sıcak su ihtiyacının karşılanabileceğini, maliyetin 205 176 TL, geri ödeme süresinin 3 ay olduğunu ve 20 yılda sağlanacak tasarruf miktarının 12 443 041 TL olduğunu hesaplamıştır.

Karaağaç (2015), 60 MW'lık doğal gaz kombine çevrim santralının parametrelerini dikkate alarak birinci ve ikinci yasa analizini yapmıştır. Brayton, Rankine ve kombine çevrimden elde edilen güç ve verimleri hesaplamış, her bir elemanın kayıp ekserji ve verimlerini elde etmiştir. Çevre koşulları, kompresör basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığındaki değişimin santralden elde edilen güç ve verimi nasıl etkilediği üzerinde durmuştur.

Hoque (2016), klasik gaz türbin çevrimi ve hava hazırlamalı gaz türbin çevriminin ekserji ve güç artırma analizini gerçekleştirmiştir. Klasik gaz türbin çevrimi ve hava hazırlamalı gaz türbin çevriminin performans karakteristiklerine etkisini belirlemek için giriş nemlendiricili güç artırıcı teknolojinin varlığı ve yokluğu durumları termodinamiğin 1. ve 2. yasalarına dayanarak sunulmuştur. "Cycle-Tempo" termodinamik modelleme yazılımını kullanarak çıkış gücü, yakıt tüketimi, her bir eleman ve tüm sistemin ekserji dengesi incelenmiştir. Hava hazırlamalı döngüde ekserji iyileştirmesinin ek bileşenler nedeniyle gerçekleşen ekserji kaybından büyük olduğu, yakıt ekserjisinin yaklaşık %8.5'inin kurtarıldığını göstermektedir. Giriş nemlendiricili sistemin kurulumu ile çevrimin güç çıkışının arttığı, klasik gaz türbin çevriminin ortalama gücünün %21.9, hava hazırlamalı çevrimin gücünün yaklaşık %25.2 arttığı görülmüştür. Hava hazırlamalı çevrimin -nemlendirici olsun ya da olmasın- klasik çevrime göre 1. ve 2. yasa verimlerinin daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Ahmad (2017), İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü kombine çevrim tesisinin enerji analizini değerlendirmiştir. Bununla birlikte kojenerasyon sistemlerinin uygulamalarında Türkiye ile Avrupa ülkelerinin politikalarını kıyaslamıştır. Amaç, kojenerasyon tesisin gaz türbini ve pistonlu motor olmak üzere iki farklı durumunu karşılaştırarak en uygun olanını bulmaktır. Pistonlu motorun daha iyi bir çözüm sunacağı, çift basınçlı ısı geri kazanımlı buhar üreticinin tek basınçlı duruma göre daha iyi verimliliğe sahip olduğunu ve %10 daha uygun maliyetli olduğunu, pistonlu motorun sıcaklık kontrolü ve buhar türbininden buhar çekme aşamasıyla ısı geri kazanımının verimi %10-15 artırılabilir ve emisyonlarda önemli bir azalma sağlanacağı sonucuna varmıştır.

Topal, Kopaç ve Eyriboyun (2017), Çatalağzı Termik Santrali'nde kondenserle çevreye atılan ısı enerjisini azaltmak amacıyla santralin kojenerasyon tesise dönüşüm olasılıklarını masaya yatırmışlardır. 4 farklı model ile ara buhar çekilerek bölgesel ısıtma olasılıklarını değerlendirmişlerdir. Elde ettikleri sonuca göre ara buhar alımında türbin çıkışına yaklaşıldıkça kondenserden atılan enerji miktarının azaldığını, elektrik üretimindeki düşüşün de azaldığını tespit etmişlerdir.

Şen (2018), 240 MW'lık kurulu güce sahip bir doğal gaz kombine çevrim santralinin 8-23 °C hava sıcaklık aralıklarında işletme değerlerini baz olarak gaz türbini, buhar türbini ve kombine çevrim üretilen güç değerlerini ve verimlerini karşılaştırmıştır. Buna göre sıcaklık artışına bağlı olarak gaz türbini, buhar türbini ve kombine çevrim üretilen enerjinin ve verimlerinin azaldığını tespit etmiştir. 8 °C santral elektrik enerjisi üretiminin 228 MW, veriminin %43,3; 23 °C'de ise elektrik enerjisi üretiminin 197 MW veriminin %42,7 olduğunu bulmuştur. Bu sebepten dolayı üretim ve verimi istenen değerlerde tutma adına sadece giriş havasını soğutan özel sistemlerinin kurulması gerektiğini belirtmiştir. Buna göre gaz türbinindeki toplam ekserji kaybının %86.8'inin türbin kısmından, %13.2'sinin ise kompresör kısmından olduğunu tespit etmiştir. Buhar türbininde meydana gelen ekserji kaybının %84 ile en fazla AB türbin kısmında olduğunu, OB türbin kısmında %11.2, YB türbin kısmında ise %4.3 olduğunu belirtmiştir. Ayrıca kurulumu tamamlanmış olan fakat henüz devreye alınmamış olan 800 MW'lık kombine çevrim santralinin enerji-ekserji analizini yapmıştır.

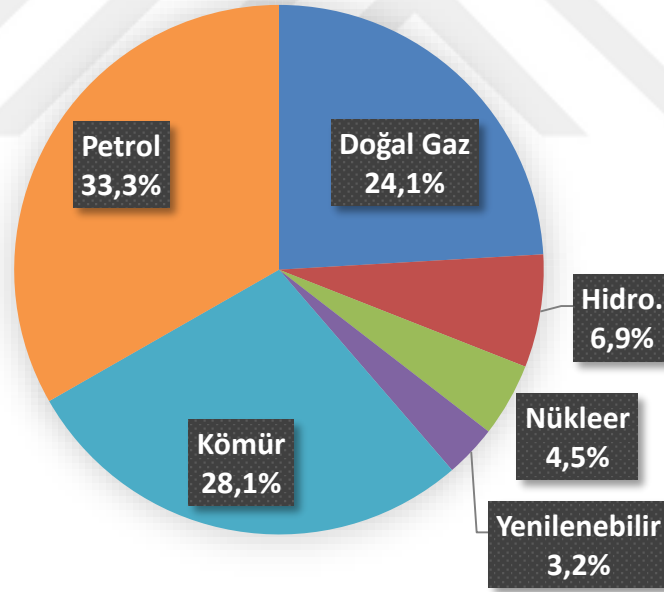
Bu çalışmada, doğal gazlı kombine bir güç santraline enerji ve ekserji analizi uygulanması ve verim artışı için iyileştirme durumlarının belirlenmesi hedeflenmiştir.

BÖLÜM 3

DÜNYADA VE TÜRKİYE'DE ENERJİ

3.1 DÜNYADA ENERJİ DAĞILIMI

Bir ülkenin sosyal ve ekonomik gelişiminin en temel ihtiyaçlarından biri enerjidir. Konut, sanayi, ulaştırma, ticarethane gibi hayatın her alanında kullanılmaktadır. Dünyada tüketilen enerji, birçok enerji kaynağından temin edilir. Ancak bu tüketilen enerjinin %86'sı petrol, doğal gaz ve kömür gibi fosil kaynaklı yakıtlardan elde edilir (TPAO 2018).

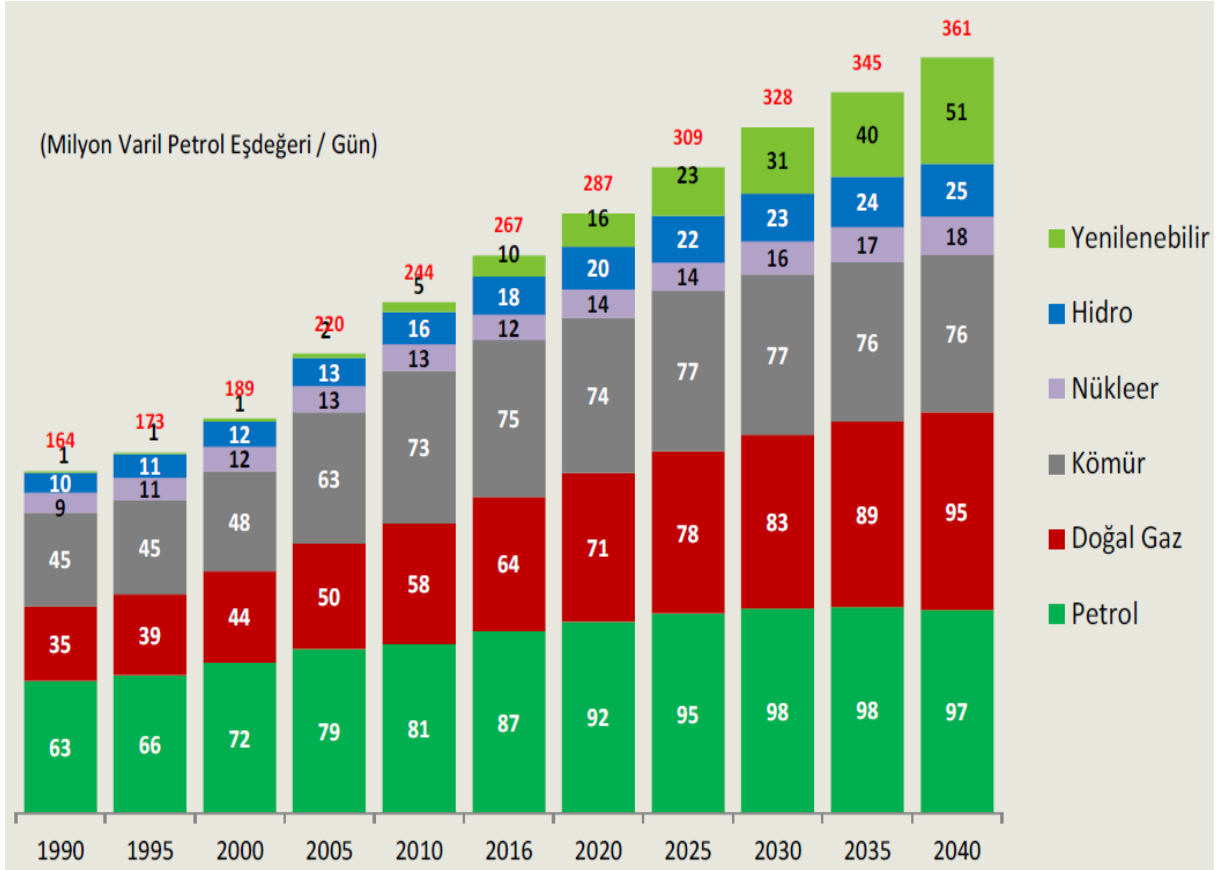


Şekil 3.1 2017 yılı dünyada birincil enerji tüketim oranları (BP 2018, TPAO'dan 2018).

Ulaştırma sektörünün temel enerji kaynağı olan petrol, dünya birincil enerji tüketiminde ilk sırayı almaktadır. Daha çok elektrik üretiminde kullanılan kömür ve doğal gazda, petrolün ardından en çok tüketilen birincil enerji kaynaklarıdır (Şekil 3.1). Uluslararası kurum ve

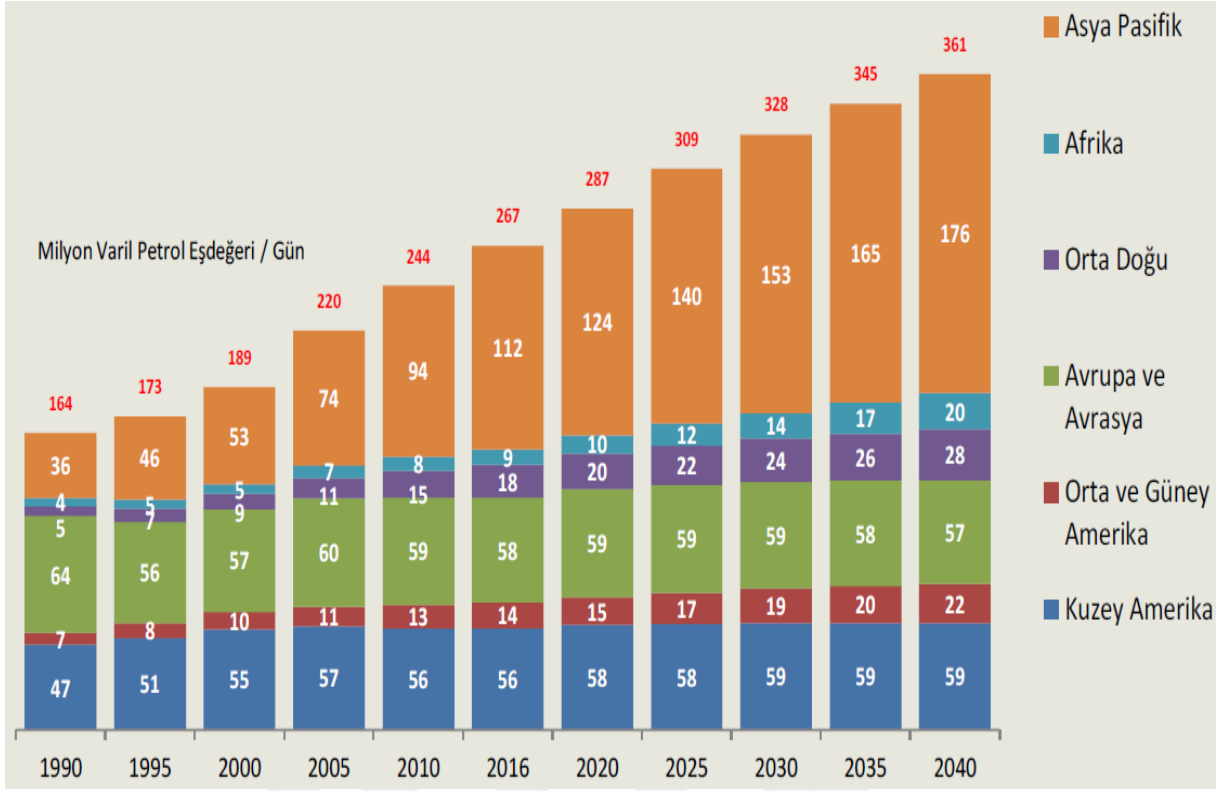
kuruluşların öngörülerine göre uzun dönemde petrol ve doğal gaz, birincil enerji tüketimi içindeki paylarının korumaya devam edecektir (TPAO 2018).

Nükleer enerjinin payını arttıracacağı, 2040 yılında yenilenebilir enerji payının %16.1 olacağı tahmin edilmektedir (ETKB 2017). Bu da yenilenebilir enerji kaynaklarının en hızlı büyüme oranına sahip olacağını göstermektedir.



Şekil 3.2 1990-2040 yılları dünya enerji talebi kaynak payları (BP 2018, TPAO'dan 2018).

Şekil 3.2'yi incelediğimizde bunu daha net görebiliriz. 2016-2040 yılları arasındaki öngörülen değişime bakacak olursak yenilenebilir enerji kaynaklarının %410, nükleer enerjinin %50, doğal gazın %48, hidroelektriğin %38, petrolün %11 artış göstereceğini görüyoruz. Kömüre olan talebin ise hemen hemen aynı kalacağını görüyoruz. Dünyada yenilenebilir enerji kaynaklarına olan talebin sonuçlarını bu projektörden daha iyi görebiliyoruz. Ayrıca fosil kaynaklı birincil enerji türlerinden en yüksek artışın doğal gazda olacağı sonucunu çıkartabiliriz.

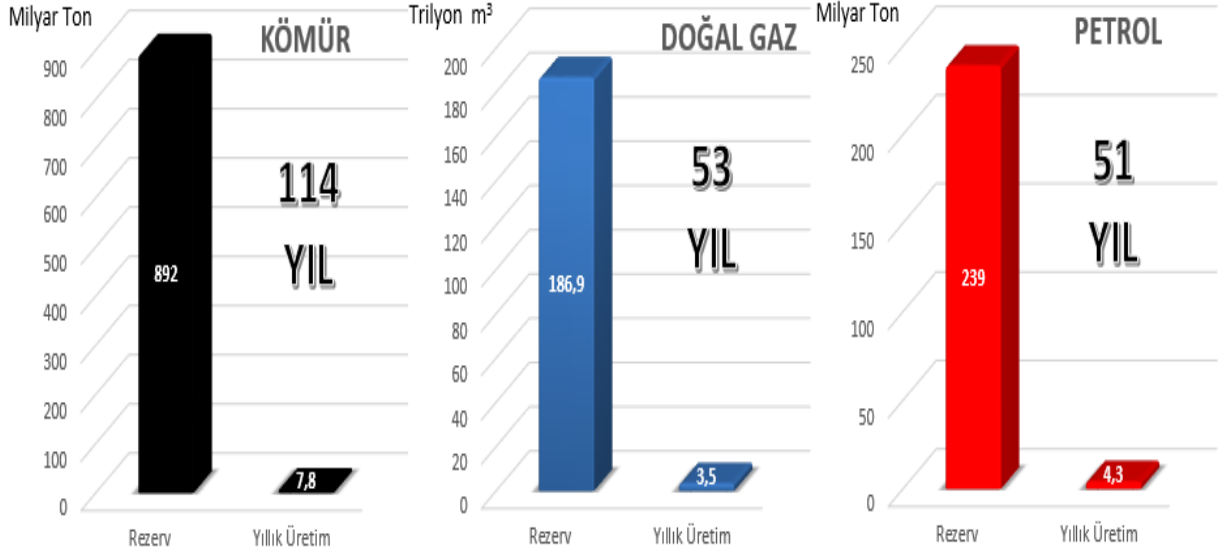


Şekil 3.3 1990-2040 yılları bölge bazında enerji talep miktarları (BP 2018, TPAO'dan 2018).

2016-2040 yılları bölge bazında tahmini enerji talep miktarlarına baktığımızda Asya Pasifik bölgesinin miktar artışı, Afrika, Ortadoğu, Orta ve Güney Amerika'nın ise oransal artışları dikkat çekmektedir. Asya Pasifik bölgesindeki enerji talebinin 2040 yılında dünyanın enerji talebinin yarısını oluşturacağı öngörülmektedir (Şekil 3.3). Dünyada nüfus artışı, birincil enerji tüketiminin artmasına sebep olan en önemli etmendir. Sanayi, kentleşme ve dijitalleşmeye bağlı olarak da bu artışın devam edeceği öngörülmektedir.

3.1.1 Fosil Yakıt Rezervleri

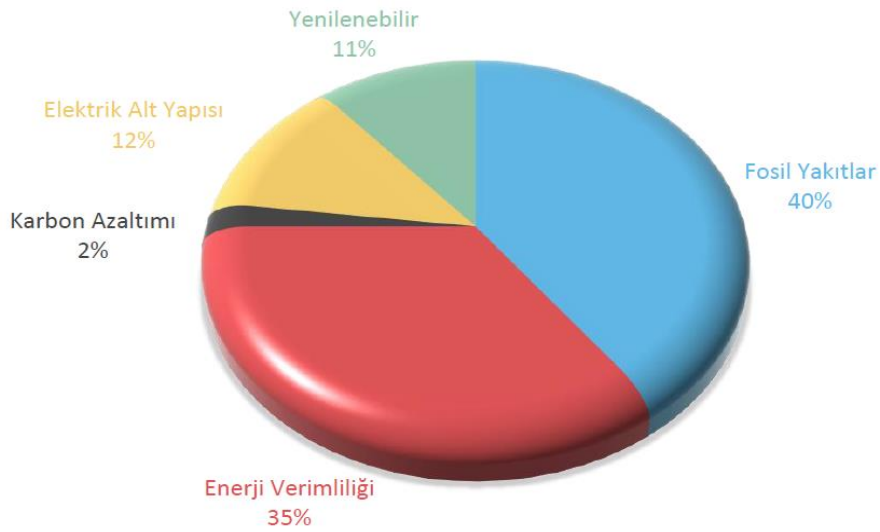
Literatürde petrol, doğal gaz ve kömür rezervlerinin tahmini kalan ömürleri yer almaktadır. Buna göre petrol ve doğal gaz rezervlerinin yaklaşık 50 yıl, kömür rezervlerinin ise 114 yıllık ömrünün kaldığı belirtilmektedir (Şekil 3.4). Kömürün fosil yakıtlar arasında en yüksek rezerv oranına sahip olduğu görülmektedir. En fazla rezerve sahip olan ülkelerin sırasıyla Amerika, Rusya ve Çin olduğu belirtilmektedir (ETKB 2017).



Şekil 3.4 Türlerine göre fosil yakıt rezervlerinin kalan ömürleri (ETKB 2017).

3.1.2 Enerji Yatırımları

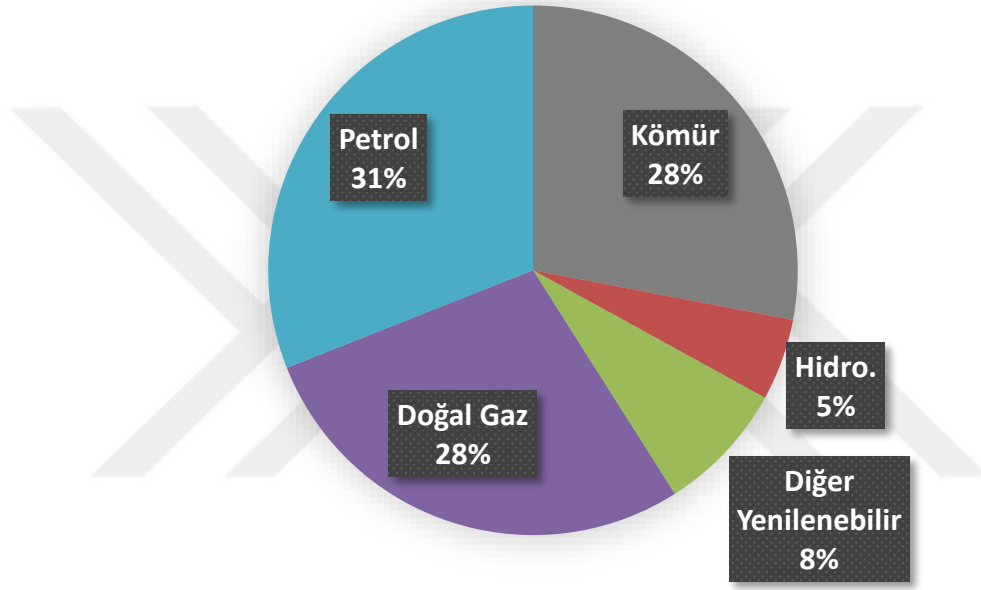
Dünyada her yıl enerji tüketiminin artışı beraberinde enerji yatırımlarının artışına sebep olmaktadır. Uluslararası Enerji Ajansı'nın (UEA)'nın verilerine göre enerji sektörüne 2040 yılına kadar toplamda 66.5 trilyon dolar yatırım yapılacağından bahsedilmektedir (ETKB 2017). Bu yatırımların %35'inin enerji verimliliğine yapılacağı öngörülmüştür bu konuda yapılacak çalışmaların önemini daha iyi anlatmaktadır (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 2016-2040 yılları kaynaklara göre tahmini enerji yatırımları (UEA 2015, ETKB'den 2017).

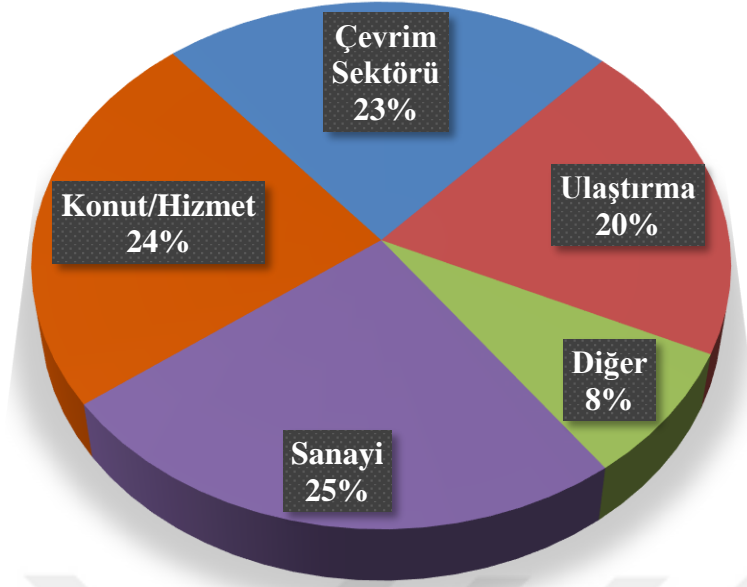
3.2 TÜRKİYE'DE ENERJİ DAĞILIMI

2010 yılından bu yana Ekonomik Kalkınma ve İş birliği Örgütü (OECD) ülkeleri arasında en yüksek enerji talep artış oranına sahip olan Türkiye 2016 yılı birincil enerji tüketimi 136.2 milyon ton eşdeğer petrol (TEP)'dir. Şekil 3.6'da Türkiye birincil enerji talep oranlarına baktığımızda %31 ile petrol birinci sırada yer alırken, doğal gaz ve kömür %28 oranları ile ikinci sırayı paylaşmışlardır (ETKB 2017, TPAO'dan 2018).



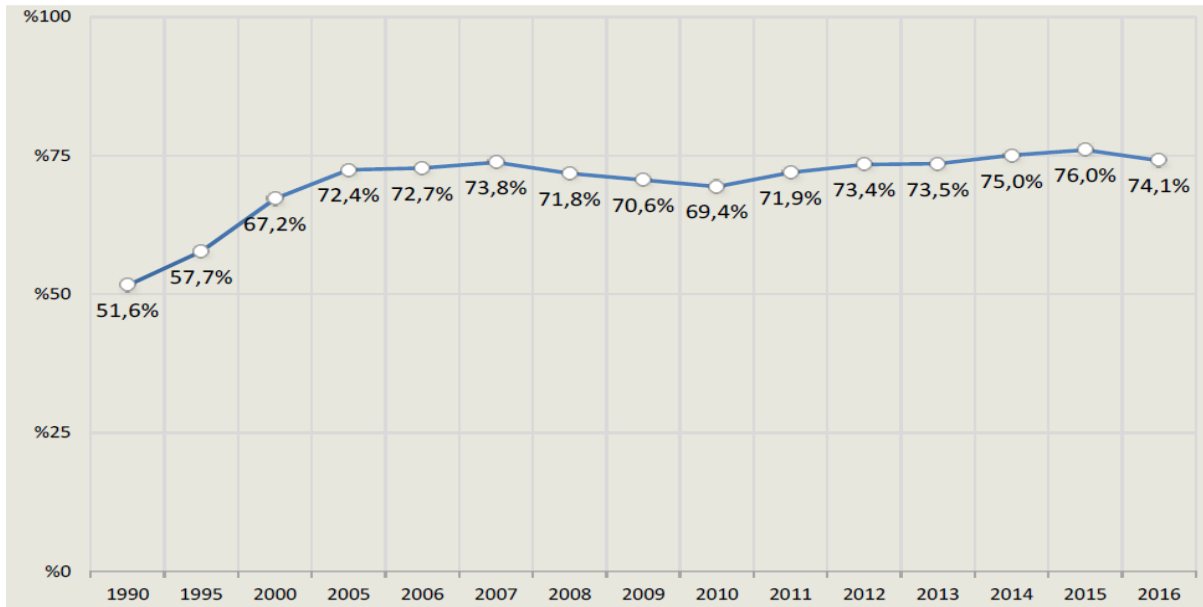
Şekil 3.6 2016 yılı Türkiye birincil enerji talep oranları (ETKB 2017, TPAO'dan 2018).

Türkiye'nin 2016 yılı birincil enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımına baktığımızda; %25'inin sanayiden, %24'ünün hizmet/konuttan, %23'ünün elektrik üretiminden, %20'sinin taşıma sektöründen kaynaklandığı görülmektedir (Şekil 3.7).



Şekil 3.7 2016 yılı Türkiye birincil enerji tüketiminin sektörel payları (ETKB 2017, TPAO'dan 2018).

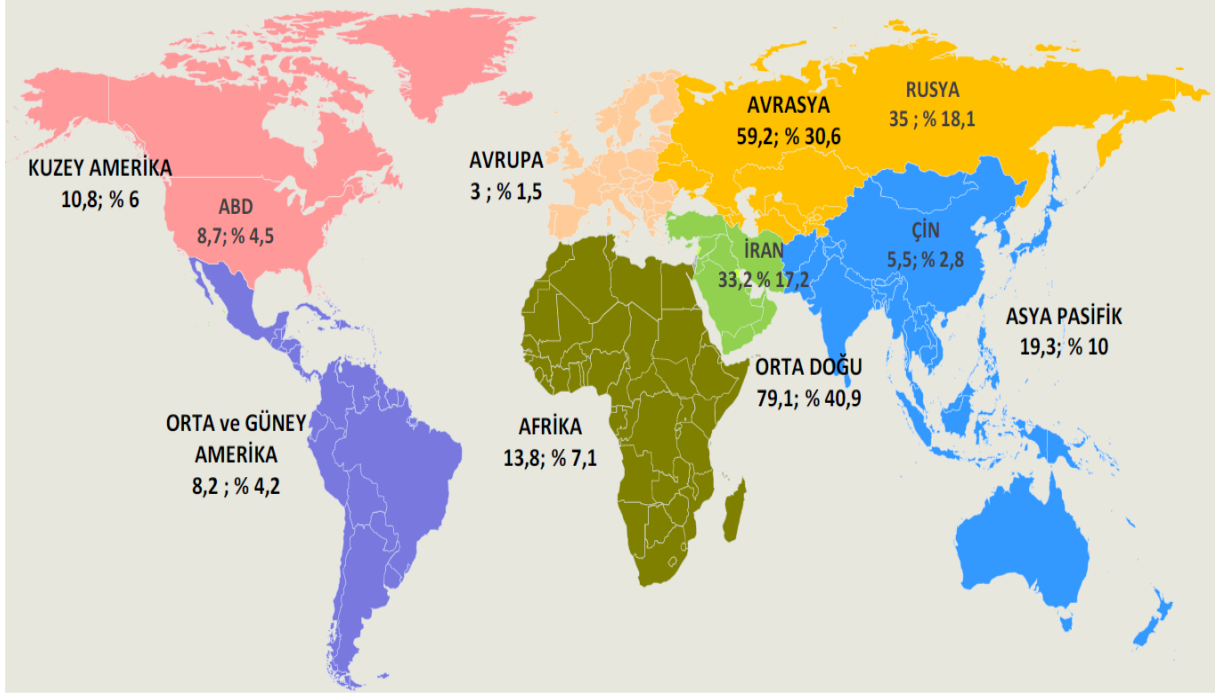
Şekil 3.8'e baktığımızda, 1990'lardan itibaren doğal gaz ithalatındaki ciddi artışa bağlı olarak, dışa bağımlılık oranı da önemli artış göstermiştir ve 2000'li yıllardan günümüze kadar %70-76 arasında değişiklik göstermiş, 2016 yılında %74.1 olarak açıklanmıştır (TPAO 2018).



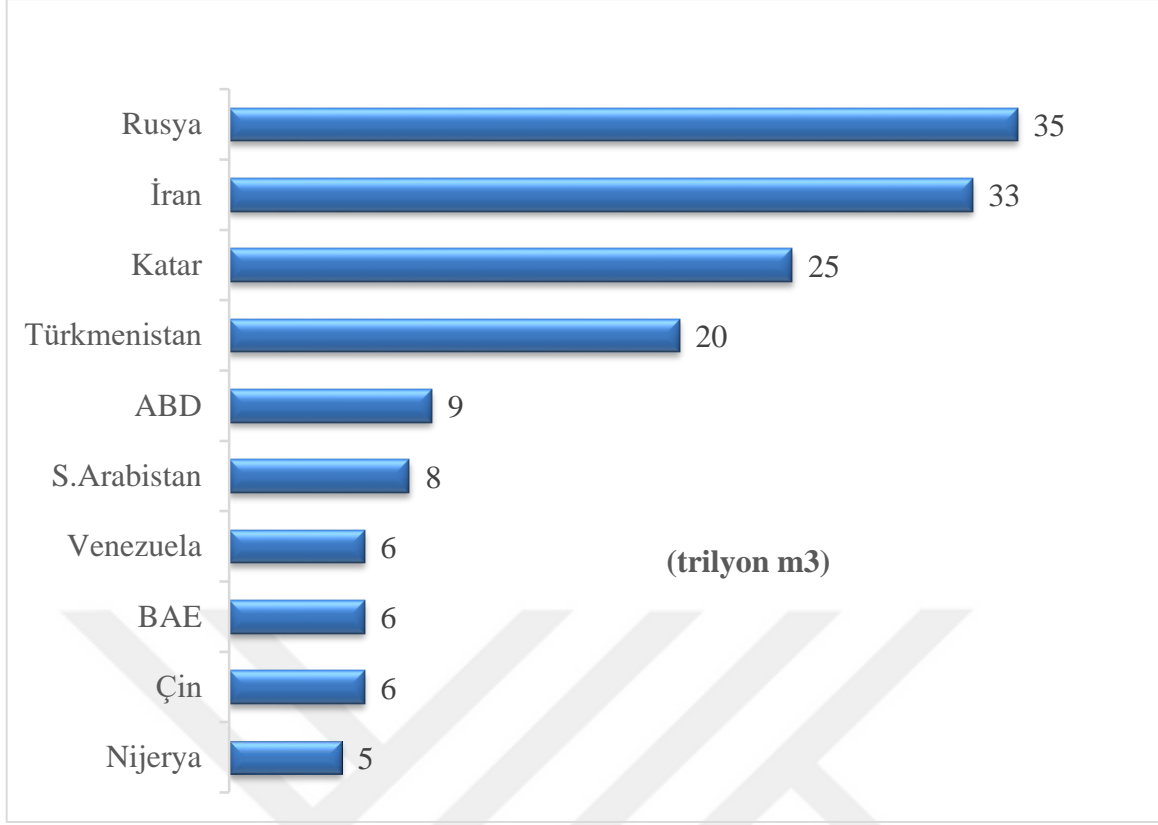
Şekil 3.8 Türkiye enerji talebinin 1990-2016 yılları arasında dışa bağımlılık oranı (ETKB 2017, TPAO'dan 2018).

3.3 DÜNYADA DOĞAL GAZ REZERV DAĞILIMI

2017 yılı dünya doğal gaz rezervi 193,5 trilyon m³ olarak açıklanmıştır. 2017 yılı dünya doğal gaz rezerv dağılımını incelediğimizde; %40.9'unun Ortadoğu'da, %30.6'sının Avrasya'da, %10'unun Asya Pasifik'te, %7.1'inin Afrika'da, %5.6'sının Kuzey Amerika'da, %4.2'sinin Orta ve Güney Amerika'da, %1.5'inin Avrupa'da bulunduğu görülmektedir (Şekil 3.9).



Şekil 3.9 2017 yılı dünya doğal gaz rezervleri dağılımını (BP 2018, TPAO'dan 2018).

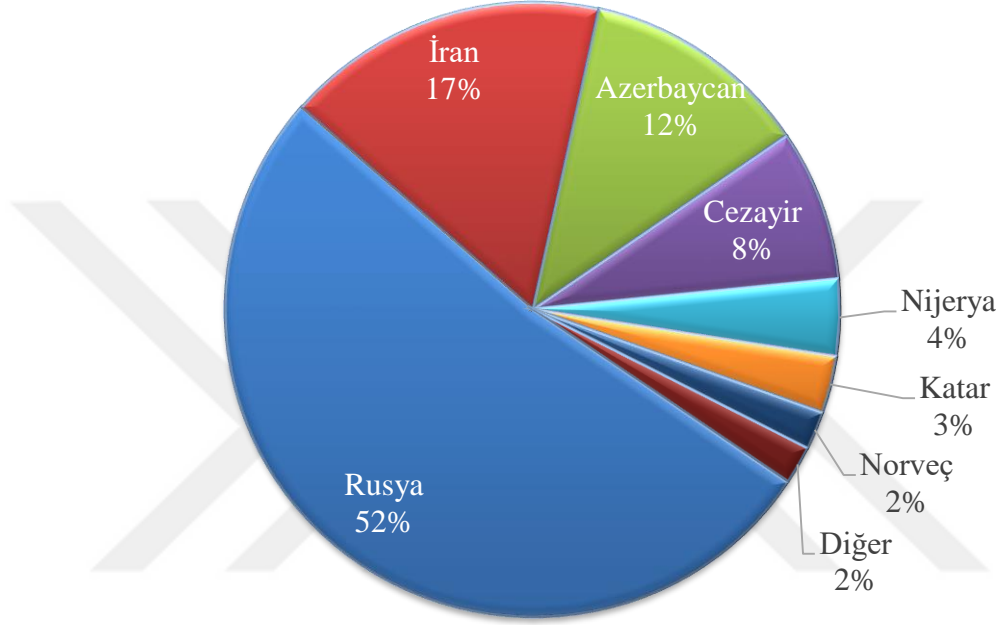


Şekil 3.10 2017 yılı en fazla doğal gaz rezervlerine sahip 10 ülke (BP 2018, TPAO'dan 2018).

En fazla doğal gaz rezervlerine sahip ülkelere baktığımızda 35 trilyon m³ - %18.1 ile Rusya, 33 trilyon m³ - %17.1 ile İran, 25 trilyon m³ - %12.9 ile Katar ve 20 trilyon m³ - %10.3 ile Türkmenistan'ın olduğu görülmektedir (Şekil 3.10).

3.4 TÜRKİYE’DE DOĞAL GAZIN KAYNAK ÜLKELERE GÖRE DAĞILIMI

Türkiye’de 2017 yılında yaklaşık 55 milyon m³ doğal gaz tüketilmiş ve bunun sadece %0.7’si yerli üretimle karşılanmıştır. %99.3’ü ise ithal edilmiştir. 2017 yılı doğal gaz ithalatımızın ülkelere göre dağılımında Rusya %52’lik oran ile başı çekmektedir. İran (%17), Azerbaycan (%12) ve Cezayir (%8) en fazla doğal gaz ithal ettiğimiz ülkeler arasındadır (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 Türkiye’nin 2017 yılında ithal ettiği doğal gazın kaynak ülkelere göre dağılımı (EPDK 2018, TPAO’dan 2018).

3.5 DÜNYADA ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİMİ

2016 yılı elektrik üretim verilerine göre, en fazla elektrik üretimi yapan ülkeler sırasıyla Çin (%24.8) ve ABD (%17.5)'dir. Türkiye, 273 TWh ile %1.1'lik paya sahiptir (Çizelge 3.1).

Çizelge 3.1 Bazı ülkelerin 2015 ve 2016 yıllarında elektrik üretim miktarları (TETAŞ 2017).

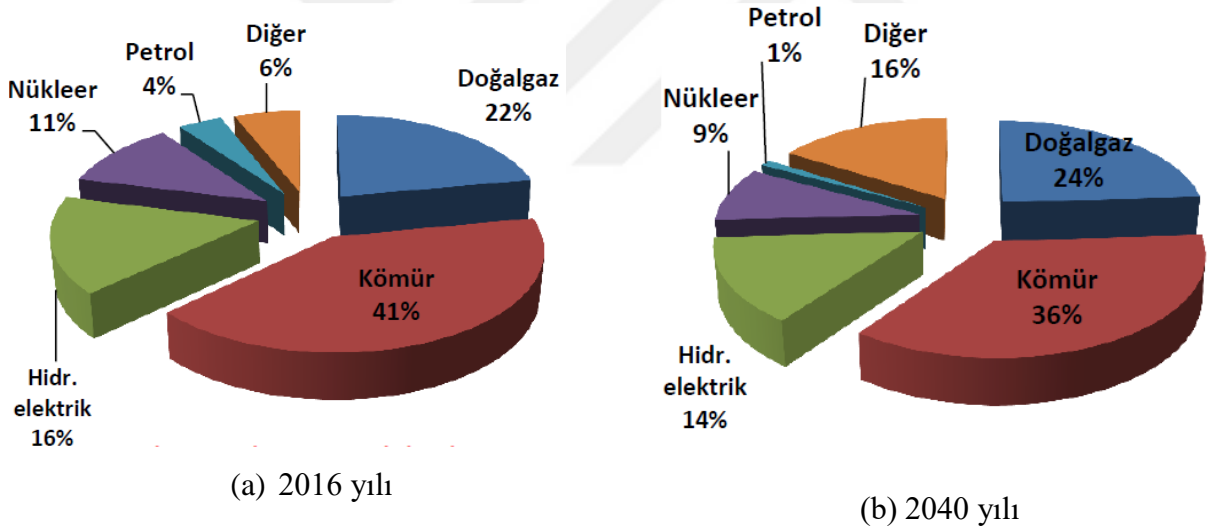
ÜLKE	2015 (TWh)	2016 (TWh)	2016 Büyümesi (%)	2005-2015 Büyüme Hızı (%)	2016 Payı (%)
Çin	5.815	6.143	5,4%	8,8%	24,8%
ABD	4.349	4.351	-0,2%	0,1%	17,5%
Hindistan	1.308	1.401	6,8%	6,4%	5,6%
Rusya	1.063	1.087	1,9%	1,1%	4,4%
Japonya	1.030	1.000	-3,2%	-1,1%	4,0%
Kanada	652	663	1,4%	0,6%	2,7%
Almanya	647	648	0,0%	0,4%	2,6%
Brezilya	581	582	-0,2%	3,7%	2,3%
Fransa	569	553	-3,0%	-0,1%	2,2%
Güney Kore	546	551	0,8%	3,4%	2,2%
Birleşik Krallık	339	339	-0,4%	-1,6%	1,4%
Suudi Arabistan	328	330	0,4%	6,4%	1,3%
Meksika	310	315	1,1%	2,3%	1,3%
İtalya	283	286	0,9%	-0,7%	1,2%
İran	282	286	1,2%	5,2%	1,2%
İspanya	280	274	-2,4%	-0,5%	1,1%
Türkiye	262	273	3,9%	4,9%	1,1%
Tayvan	258	264	2,1%	1,3%	1,1%
Avustralya	253	257	1,2%	0,9%	1,0%
Güney Afrika	250	252	0,6%	0,2%	1,0%
TOPLAM	19.406	19.855	0,0%	2,2%	80,0%
DÜNYA TOPLAMI	24.216	24.816	2,2%	2,8%	100,0%

Kömür, elektrik üretiminde dünyada kullanılan en yaygın kaynaktır ve hemen ardından yenilenebilir enerji kaynaklarının geldiği belirtilmektedir. Fransa'da (%77.6) nükleer enerji, Rusya'da (%50.1) doğal gaz, Kanada'da (%62.8) yenilenebilir enerji, ABD (%39.5), Çin (%72.5), Hindistan (%75.1) ve Almanya'da (%45.4) kömür elektrik üretiminde en fazla paya sahip kaynaklardır (Çizelge 3.2).

Çizelge 3.2 Bazı ülkelerin elektrik üretimlerinin kaynaklara göre dağılımı (ETKB 2017).

ÜLKE	Kömür	Petrol	Doğal Gaz	Nükleer	Yenilenebilir Enerji	Diğer
Fransa	2,1%	0,3%	2,3%	77,6%	17,5%	0,2%
Almanya	45,4%	0,9%	9,9%	15,5%	28,0%	0,3%
ABD	39,5%	0,9%	26,8%	19,1%	13,6%	0,1%
Kanada	9,9%	1,2%	9,3%	16,4%	62,8%	0,3%
Çin	72,5%	0,2%	2,0%	2,3%	23,0%	0,0%
Hindistan	75,1%	1,8%	4,9%	2,8%	15,5%	0,0%
Rusya	14,9%	1,0%	50,1%	17,0%	17,0%	0,0%
Dünya	40,6%	4,3%	21,6%	10,6%	22,9%	0,1%

Dünya elektrik üretiminde kömürün payının azalacağı, doğal gazın artacağı öngörülse de her iki kaynağın da en önemli kaynak olmaya devam edeceği düşünülmektedir. Elektrik üretiminde en önemli artışın rüzgâr enerjisinde olması öngörülmektedir (Şekil 3.12).



Şekil 3.12 2016-2040 yılları arası dünya elektrik üretimi kaynak bazında tahmini dağılımı (TETAŞ 2017).

3.6 TÜRKİYE’DE ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİMİ

Türkiye elektrik enerjisi 2017 verilerine bakacak olursak lisanslı kurulu gücün %5.16 artarak 81 563 MW’a yükseldiği, lisanslı üretimin %7.34 artarak 292 575 GWh’e yükseldiği, tüketimin %5.22 artarak 292 004 GWh’e yükseldiği görülmektedir (Çizelge 3.3).

Çizelge 3.3 Türkiye kurulu güç ve elektrik üretim verileri (EPDK 2017).

	Birim	Değer
Lisanslı Kurulu Güç	MW	81 563
Lisanssız Kurulu Güç	MW	3 173
Puant Talep	MW	47 660
Lisanslı Üretim	GWh	292 575
Lisanssız Üretim	GWh	3 032
Tüketim	GWh	292 004
İthalat	GWh	2 729
İhracat	GWh	3 300

Çizelge 3.4 2017 yılı sonu lisanslı kurulu gücün kaynaklara göre dağılımı (EPDK 2017).

Kaynak Türü	Pay (%)	Değer (MW)
Hidroelektrik	33.43	27 266
Doğal Gaz	32.29	26 334
Linyit	11.36	9 267
İthal Kömür	10.96	8 936
Rüzgâr	7.95	6 488
Jeotermal	1.30	1 064
Fuel Oil	0.87	712
Taş Kömür	0.76	616
Biyokütle	0.55	450
Asfaltit Kömür	0.50	405
Güneş	0.02	18
Nafta	0.01	5
LNG	-	2
Motorin	-	1
Toplam	100	81 563

Lisanslı Kurulu gücün yakıt türlerine göre dağılımına baktığımızda hidroelektrik santrallerin (barajlı + akarsu) %33.43 ile ilk sırayı aldığı onu %32.29 ile doğal gazın, %11.36 ile linyitin, %10.96 ile ithal kömürün, %7.95 ile rüzgarın takip ettiği görülmektedir. Yenilenebilir enerji kaynakları (hidroelektrik dahil) payının %43.26 olduğu, toplam termik kurulu gücün (doğal gaz + linyit + kömür vs.) payının %56.74 olduğu görülmektedir (Çizelge 3.4).

Çizelge 3.5 2017 yılı lisanslı elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı (EPDK 2017).

Kaynak Türü	Pay (%)	Değer (GWh)
Doğal Gaz	37.18	108 772
Hidroelektrik	19.96	58 408
İthal Kömür	17.49	51 172
Linyit	13.86	40 546
Rüzgâr	6.10	17 860
Jeotermal	2.04	5 969
Taş Kömür	1.18	3 454
Asfaltit Kömür	0.82	2 395
Biyokütle	0.69	2 005
Motorin	0.34	1 009
Fuel Oil	0.33	958
Güneş	0.01	25
LNG	0.00	2
Toplam	100	292 575

Lisanslı elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımına baktığımızda en fazla üretimin %37.18 ile doğal gaz yakıtlı santrallerde olduğu, onu %19.96 ile hidroelektrik santrallerin, %17.49 ile ithal kömürün, %13.86 ile linyitin, %6.10 ile rüzgarın, %2.04 ile jeotermalin %1.18 ile taş kömürünün takip ettiği görülmektedir (Çizelge 3.5).

Doğal gaz kombine çevrim santralleri 2017 yılı itibariyle 288 adet santral, 26 333 MW ile kurulu gücün %32.29'unu oluşturmaktadır. 2016 yılına göre kurulu gücü %3.89 artmıştır. 2017 yılında 108 772 GWh elektrik üretimi ile Türkiye'nin toplam elektrik üretiminin %37.18'ini oluşturmaktadır. 2016 yılına göre elektrik üretimi % 23.26 artmıştır. Neredeyse %100'ünün ithal edildiği doğal gazın üretimdeki payını azaltabilmek için stratejik planlamalar yapılırsa da

üretimdeki payının halen ciddi artış göstermesi doğal gazlı elektrik santrallerine olan ihtiyacı gözler önüne sermektedir.

Çizelge 3.6 1985-2017 yılları Türkiye elektrik enerji üretiminde doğal gazın yüzdeler payı (TEİAŞ 2017)

YILLAR	Doğal Gazdan Üretilen Elektrik Miktarı (GWh)	Elektrik Üretimi (GWh)	Doğal Gazın Payı (%)
1985	58.2	34,218.9	0.17%
1986	1,340.7	39,694.8	3.38%
1987	2,528.1	44,352.9	5.70%
1988	3,239.5	48,048.8	6.74%
1989	9,524.0	52,043.2	18.30%
1990	10,192.3	57,543.0	17.71%
1991	12,588.6	60,246.3	20.90%
1992	10,813.7	67,342.2	16.06%
1993	10,788.2	73,807.5	14.62%
1994	13,822.3	78,321.7	17.65%
1995	16,579.3	86,247.4	19.22%
1996	17,174.2	94,861.7	18.10%
1997	22,085.6	103,295.8	21.38%
1998	24,837.5	111,022.4	22.37%
1999	36,345.9	116,439.9	31.21%
2000	46,216.9	124,921.6	37.00%
2001	49,549.2	122,724.7	40.37%
2002	52,496.5	129,399.5	40.57%
2003	63,536.0	140,580.5	45.20%
2004	62,241.8	150,698.3	41.30%
2005	73,444.9	161,956.2	45.35%
2006	80,691.2	176,299.8	45.77%
2007	95,024.8	191,558.1	49.61%
2008	98,685.3	198,418.0	49.74%
2009	96,094.7	194,812.9	49.33%
2010	98,143.7	211,207.7	46.47%
2011	104,047.6	229,395.1	45.36%
2012	104,499.2	239,496.8	43.63%
2013	105,116.3	240,154.0	43.77%
2014	120,576.0	251,962.8	47.85%
2015	99,218.7	261,783.3	37.90%
2016	89,227.1	274,407.7	32.52%
2017	110,490.0	297,277.5	37.17%

Çizelge 3.6’da Türkiye elektrik üretiminde doğal gazın yıllara göre pay dağılımı verilmiştir. Doğal gaz ile elektrik enerjisi üretiminin 1985’te başladığını görüyoruz. 1990’lardan itibaren elektrik enerjisi üretiminde doğal gazın payının %20’lere çıktığını, 2000 yılına kadar bu bantlarda devam ettiğini, 2000 yılından itibaren %40 seviyelerine çıktığını ve 2007 yılında en üst düzey seviye olan %50’lere yükseldiğini görmekteyiz. Son yıllarda linyit ve yenilenebilir enerji kaynaklarına devlet teşviki uygulamasıyla doğal gazın elektrik üretimindeki payı düşürülmeye çalışılmıştır. 2017 yılı itibariyle doğal gazın payının %37’lere düşürüldüğünü görüyoruz. Fakat önümüzdeki yıllarda da Doğal Gaz Kombine Çevrim Santralleri (DKÇS)’nin önemini sürdüreceği ve uzun dönemde bu santrallere olan ihtiyacın devam edeceği düşünülmektedir.





BÖLÜM 4

KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİ

4.1 AÇIKLAMA

Güç santrallerinde daha yüksek verim elde etme çabaları yeni çalışmalar yapılmasını gerekli kılmıştır. Bunlar arasında günümüzde en çok kabul gören çalışmalardan biri birleşik gaz-buhar çevrimidir. Buharlı güç çevrimin alt çevrim, gaz akışkanlı güç çevriminin üst çevrim olarak kullanıldığı sisteme denir. Bu çevrimin tercih edilme sebebi, çevrimi oluşturan gaz çevrimi ve buhar çevrimin ısı veriminden daha yüksek verim elde edilmesidir (Çengel ve Boles 2012).

Türbin kanatlarının yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemelerle kaplanması ve soğutulmasındaki gelişmeler gaz türbinlerinde yüksek sıcaklıklara çıkılmasını sağlamıştır. Bu da gaz türbinlerinde verim artışı sağlamıştır. Ancak gaz türbin çıkışındaki yanmış gazların yüksek sıcaklıklara sahip olması, bu ısıdan faydalanamamaya dolayısıyla verimin düşmesine sebep olmaktadır. Her ne kadar çevrime rejeneratör sisteminin ilavesiyle bu ısının yanma öncesi havaya aktarılması sağlansa da yeterli bir iyileştirme sağlanamamaktadır. Bu yüzden gaz türbini çıkışı yanmış gazların ısısının bir kazan vasıtasıyla suya aktarılarak buhar elde etme düşüncesi doğmuştur (Çengel ve Boles 2012). Böylelikle yanma ürünlerinin enerjisinden de yararlanılmış olunacaktır. Egzoz gazlarının enerjisiyle elde edilen buhar, ister proses ısı olarak kurutma vs. amaçlarla kullanılabilir isterse de buhar türbininde genişletilerek elektrik enerji üretiminde yararlanılabilir. Bu sayede atmosfere atılacak olan ısı minimize edilerek sistem verimi artırılmış olacaktır. Ayrıca buhar türbininden çekilecek ara buhar, bölgesel ısıtma veya sanayide teknolojik ısı gibi farklı uygulamalar için de kullanılabilmiş olacaktır.

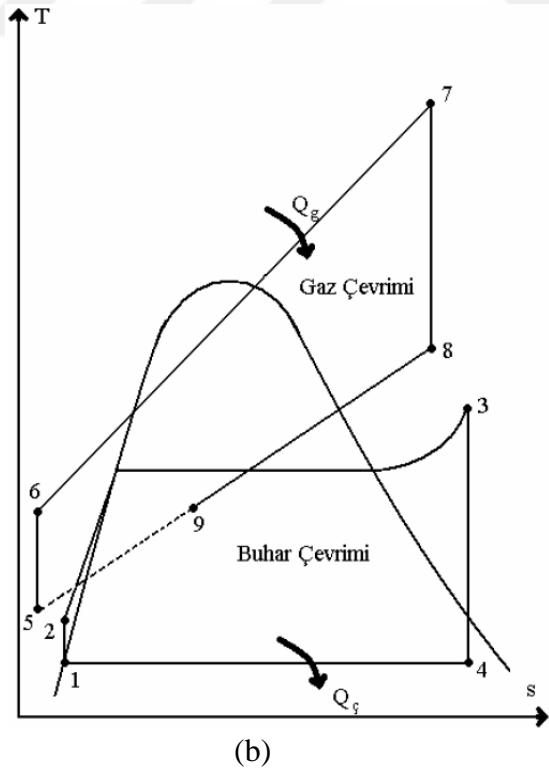
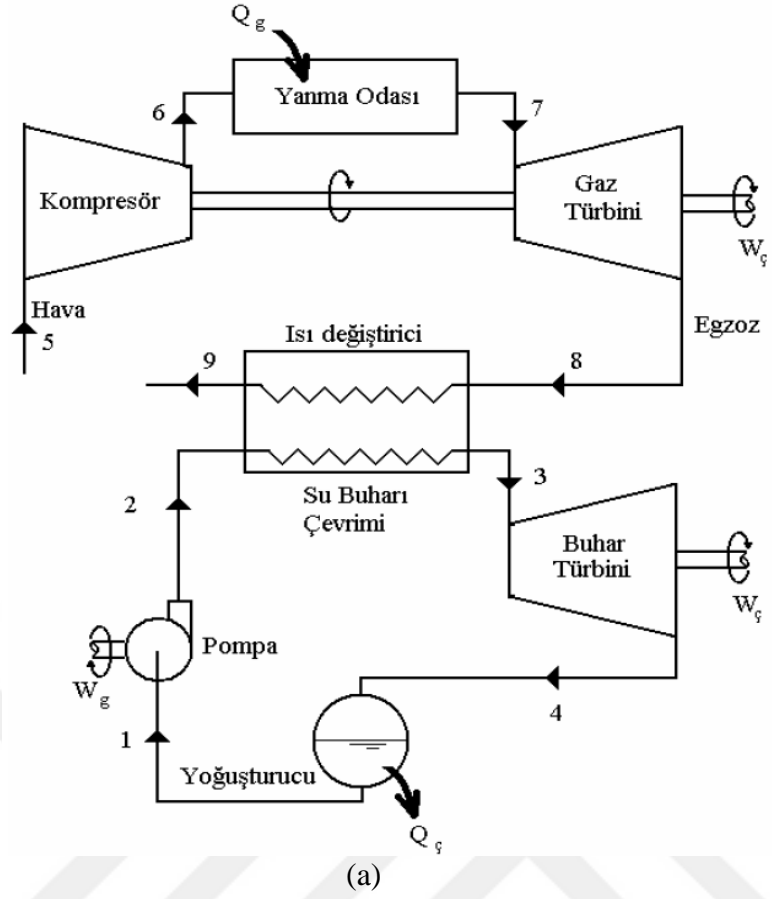
Bu gibi gelişmeler kombine çevrim santrallerini ekonomik açıdan cazip hale getirmiş ve birçok güç santralının kombine çevrim santraline dönüşmesine sebep olmuştur. Bu şekilde çevrilen santrallerde ısı veriminin %40'ın üzerine çıkılması sağlanmıştır (Çengel ve Boles 2012).

4.2 ÇALIŞMA PRENSİBİ

Kombine çevrimin çalışma prensibi kısaca şöyle özetlenebilir:

Atmosferden alınan hava, filtre sisteminden geçirilerek kompresörde sıkıştırılır, yanma odasına taşınır. Burada yakıt ile hava kimyasal reaksiyona girerek yanma ürünlerini oluşturur. Egzoz gazı olarak ifade edilen bu sıcak gazlar, gaz türbininde türbin kanatlarını döndürerek genişler. Aynı zamanda türbine bağlı jeneratör ile mekanik enerji, elektrik enerjisine çevrilerek elektrik üretilir. Yüksek sıcaklıkta türbinden çıkan egzoz gazları atık ısı kazanına gönderilir ve sahip olduğu ısıyı su/buhara aktarması sağlanır. Ardından egzoz gazları, atık ısı kazanının bacasından atmosfere atılır.

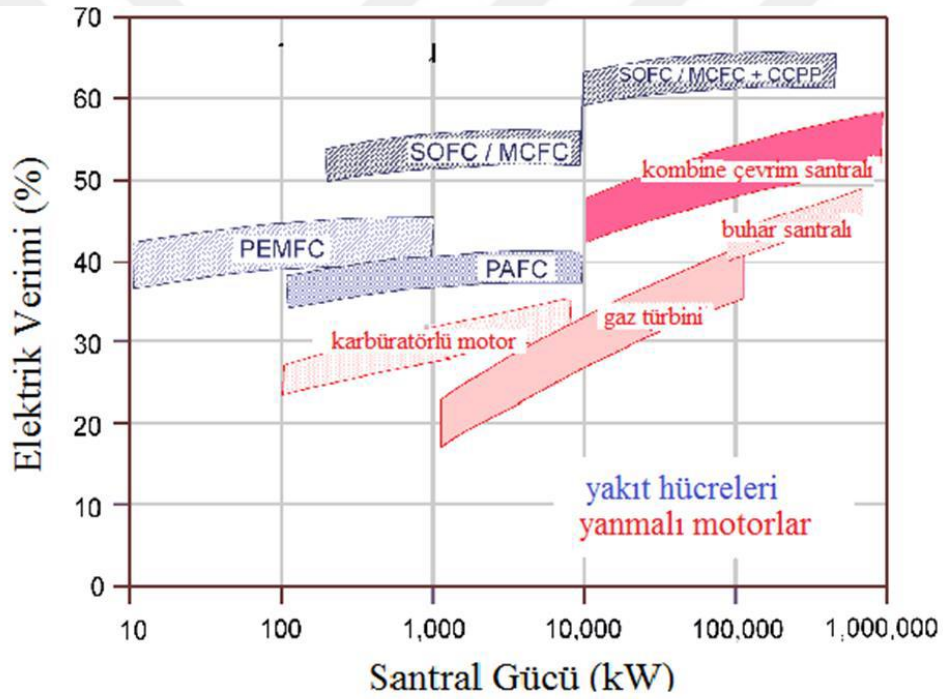
Kondenserden tahliye pompaları ile basılan su, besleme tankına gönderilir. Getirilmek istenen basınca göre (AB, OB, YB yani alçak, orta, yüksek basınç) kazan besleme pompaları ile atık ısı kazanının ekonomizer bölümüne gönderilir. Doyma noktasına yakın bir dereceye kadar sıcaklığı yükseltile su, evaporatörde buharlaştırılır, kızdırıcılardan geçirilerek kızgın buhar haline gelmesi sağlanır. Bu adımlar basınç durumlarına göre ayrı kollardan geçirilir (AB, OB, YB). Duruma göre birden fazla ekonomizer ve kızdırıcılardan da geçirilebilir. Kızgın buhar halinde atık ısı kazanından buhar türbinine gönderilir. Buharın türbin kanatlarını döndürmesiyle, türbine bağlı jeneratörden elektrik enerjisi üretilir. Buhar türbin çıkışında düşük sıcaklık ve basınca sahip olan yaş buhar, kondenserde soğutma suyuyla veya soğutma kuleleri vasıtasıyla yoğuşturulur ve çevrim bu şekilde devam eder (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 a) Kombine çevrim akış şeması ve b) T-s diyagramı (Karagöz 2011).

4.3 AVANTAJLARI

Kombine çevrim santrallerinin tercih edilmesindeki en büyük etkenlerden biri konvansiyonel santrallere göre verimlerinin daha yüksek olmasıdır. Farklı tipte santrallerin termik verimlerini gösteren Şekil 4.2'ye baktığımızda bunu daha iyi görebiliriz. Gaz türbinli santrallerin verimlerinin %42'lere, buhar türbinli santral verimlerinin %48'lere, kombine çevrim santral verimlerinin ise %60'lara dayanan verimlere ulaşabildiği görülmektedir. Özellikle doğal gaz kombine çevrim santralleri bu konuda başı çekmektedir. Nitekim son yıllarda devreye alınan santrallere baktığımızda Samsun Doğal Gaz Kombine Çevrim Santrali'nin 66 MW güç ile %61 ısı verime sahip olduğu, İç Anadolu Doğal Gaz Kombine Çevrim Santrali'nin 840 MW güç ile %58 ısı verime sahip olduğu belirtilmektedir.



PEMFC : Proton Exchange Membrane Fuel Cell / Proton Değişimli Membran Yakıt Hücresi
PAFC : Phosphoric Acid Fuel Cell / Fosforik Asit Yakıt Hücresi
SOFC : Solid Oxid Fuel Cell / Katı Oksit Yakıt Hücresi
MCFC : Molten Caronate Fuel Cell / Erimiş Karbonatlı Yakıt Hücresi
CCPP : Combined Cycle Power Plant / Kombine Çevrim Santrali

Şekil 4.2 Çeşitli santral sistemlerinin termik verimleri (MMO 2017).

Kombine çevrim santrallerinde elektrik üretiminin yanı sıra buhar türbini veya kazandan çekilecek ara buhar ile bölgesel ısıtma veya proses buhar olarak değerlendirme de yapılabilir. Bu sayede verimde artış sağlanabilir (Günaşlan 2016).

Kombine çevrim santrallerinde doğal gaz çeşitleri, ham petrol, motorin, fuel-oil, gazlaştırılmış kömür gibi çok çeşit yakıt kullanım olanaklarına sahiptir. Ayrıca gaz türbin brülörleri iki yakıt yakacak şekilde de tasarlanabilir. Bazı gaz türbin modelleri motorin gibi hafif yakıtlar yakacak şekilde de tasarlanmaktadır. Ancak diğer yakıtlar tercih edildiğinde güç ve verimde düşüşler görülmektedir (Özgürel ve Egeli 1995).

Elektrik üretiminin yaklaşık üçte biri buhar türbinlerince karşılandığı için çevrim suyunun yoğunluğu için kullanılan soğutma suyu ihtiyacı diğer konvansiyonel santrallere göre daha azdır. Bu da sistemle alakalı masraflar ve çevreye atılan ısı enerjisi ile beraber soğutma suyu ile ilgili birçok sorunu azaltmaktadır (Altay 2010).

Çevresel açıdan bakıldığında da kombine çevrim santrallerin avantajını görmekteyiz. Dışarı atılan CO₂ miktarları konvansiyonel santrallere göre %40-45 oranında daha düşük olması bunu göstermektedir. Bilhassa doğal gaz kombine çevrim santrallerinde katı madde emisyonunun olmaması ve son zamanlarda düşük NO_x üreten yakıcıların geliştirilmesi, çevreye olan etkilerin minimize edilmesini sağlamaktadır (Karagöz 2011).

Kısa sürede inşa edilebilmeleri de bir diğer kazanımlarındandır. Yaklaşık inşa süreleri 24-36 ay arasında değişmektedir. Kömüre dayalı buhar türbinli enerji santrallerinin yaklaşık 45-60 ay süre ile, nükleer santrallerin 60-80 ay süre ile inşa edildiğini göz önünde bulundurduğumuzda kombine çevrim santrallerin inşa sürelerinin oldukça kısa olduğunu görebiliriz (Günaslan 2016). Örneğin Samsun Kombine Çevrim Santrali'nin inşa süresi 23 aydır.

Ekonomik olarak karşılaştırmada bulunacak olursak, enerji santral maliyetini ele alan Çizelge 4.1'e baktığımızda bunu daha rahat analiz edebiliriz.

Santral temel elemanlarının (makina, teçhizat, bina, arazi gibi) hazır hale getirilmesi için yapılan harcamalar ilk yatırım maliyetidir. Santral devreye alındıktan sonra, santralden enerji üretmek için gereken harcamalar ise işletme ve bakım maliyetleridir. Bunlar ikiye ayrılır. Santral genel ve idari harcamaları, çalışanların maaşları, planlanmış bakımlar sabit işletme maliyetleridir. Santralde kullanılan yakıt, enerji, su, kimyasal gibi tüketilebilir malzemelerin maliyetleri ise değişken işletme maliyetleridir. Santralin belirli bir aralıkta ürettiği enerjinin tam yükte üretebileceği enerjiye oranı kapasite faktörünü açıklamaktadır (Günaslan 2016).

Çizelge 4.1 Kaynak bazında santral maliyetleri (Günaslan 2016).

Santral Çeşidi (1000 MW Gücünde)	Kapasite Faktörü (%)	İlk Yatırım Maliyeti (\$/kW)	Sabit İşletme ve Bakım Maliyeti (\$/kW-yıl)	Değişken İşletme ve Bakım Maliyeti (\$/MWh)	Birim enerji üretim maliyeti (cent/kWh)
Doğal Gaz Yakıtlı Kombine Çevrim Santrali (DKÇS)	85-90	917	13.17	3.6	7.36
Kömür Yakıtlı Termik Santral	50-85	3 246	37.8	4.47	9.4
Nükleer Santral	85-95	5 530	93.28	2.14	9.41
Hidroelektrik Santral	30-45	2 936	14.13	5.76	8.16
Rüzgâr Santrali (Karada)	25-45	2 213	39.55	-	7.05
Rüzgâr Santrali (Denizde)	25-45	6 230	74	-	19.11
Jeotermal Santral	80-90	4 362	100	-	4.64
Güneş Santrali	20-25	3 873	24.69	-	12.12

Santralden maksimum derecede faydalanabilmek için kapasite faktörünün yüksek olması istenir. Çizelgeye baktığımızda nükleer, dkçs ve jeotermal santrallerin kapasite faktörlerinin diğer santrallere göre oldukça yüksek olduğunu görmekteyiz. Rüzgâr, hidroelektrik ve güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklı santrallerin ise kapasite faktörlerinin düşük olması bu santrallerin en büyük dezavantajı olduğunu kanıtlamaktadır (Çizelge 4.1).

İlk yatırım maliyetine baktığımızda dkçs'nin ekonomik açıdan diğer santrallere kıyasla oldukça avantajlı olduğunu görebiliyoruz. Sabit işletme ve bakım maliyetlerinde en uygun olanlar, dkçs ve hidroelektrik santralleridir. Birim enerji üretim maliyetlerinde doğal gaz yakıtlı kombine çevrim santralleri, jeotermal ve rüzgâr santrallerinin ardından gelmektedir (Çizelge 4.1). Bunların yanında, ihtiyaç duyulan alanın daha küçük olması, kısa sürede işletmeye alınabilmeleri, kombine çevrim grubunun tamamlanana kadar basit çevrimde çalıştırılabilmeleri, hızlı devreye alınabilmeleri ve tam yüke ulaşabilmeleri gibi avantajları doğal gaz yakıtlı kombine çevrim santral yatırımlarının uzun süre daha devam edeceğini göstermektedir.

BÖLÜM 5

SANTRAL TANITIMI

1991 tarihinde kurulumu tamamlanan Doğal Gazlı Kombine Çevrim Santrali, her bir ünitenin kurulu gücü 15 °C konum sıcaklığında (138.8 +138,8 + 172.2) 450.3 MW olmak üzere 3 üniteden oluşmakta ve toplam gücü $3 \times 450.3 \text{ MW} = 1350.9 \text{ MW}$ 'tır. Her bir üniteye 2 gaz türbini, 2 atık ısı kazanı, 1 buhar türbini olmak üzere toplamda 6 gaz türbini, 6 atık ısı kazanı ve 3 buhar türbini mevcuttur. Bu çalışmada, 2 gaz türbini, 2 atık ısı kazanı ve 1 buhar türbininden oluşan bir ünitesi incelenmiştir.

Bu çalışmada yapılan hesaplamalar, analiz ve değerlendirmeler 15.06.2017 tarihli 1. Ünitenin (2 gaz türbin çevrimi, 2 atık ısı kazanı, 1 buhar türbini) işletme raporundan alınan değerlere göre yapılmıştır. İşletme değerleri Çizelge 7.1'de, akış şeması Şekil.7.1'de gösterilmiştir. Santral elemanları ise şunlardır:

Kompresör

16 kademedan oluşan 1/10.3 sıkıştırma oranına sahip gaz türbin kompresörü, gaz türbini için yanma havasını temin eder. Amacı ise yanma reaksiyonu için gerekli olan havayı sıkıştırarak basınçlandırmaktır. Kompresör kademesi stator ve onu takip eden rotor sırasından oluşur. Rotor kanatları rotor diskinde bağlı ve hareketlidir. Stator kanatları ise kanat taşıyıcı gövdeye yerleştirilmiş ve sabittir. Kompresör rotorunun dönmesiyle birlikte stator kanatlarında sıkışan hava basınçlandırılır ve gaz türbini için yanma havası sağlanır.

Yanma Odası

Kompresör tarafından sıkıştırılarak basıncı artırılan bol miktarda yakma havasıyla nozullardan gelen yakıtın karıştırılıp püskürtülmesi ve ateşlenmesi sonucunda kimyasal tepkimeye girdikleri ve yakıldıkları yerdir.

Doğal gaz veya motorinin yakıt olarak kullanıldığı yanma odalarında her ikisinin karışık olarak yakılması da mümkündür. Yakıt ve havanın kimyasal reaksiyon sonucu açığa çıkan ısı ve bunun sonucu olarak genişleyen ve ivmelenen sıcak gaz, gaz türbin kanatlarını döndürmesi şeklinde bir akış sağlar. Difüzyon ve premix olmak üzere 2 ayrı yanma moduna sahiptir. Doğal gaz ile yanma olduğunda ve baz yükün %40'ına ulaşıldığında tüm yakıcılarda otomatik olarak difüzyon yanma modundan, premix yanma moduna geçilir. Premix yanma modunda düşük NO_x ve CO emisyon değerlerinde çalışması mümkündür.

Gaz Türbini

Yanma odasında yakıtın yanmasıyla ortaya çıkan yüksek sıcaklıktaki yanma ürünleri, gaz türbininde genişleyerek ivmelenir ve türbin kanatlarını döndürerek sahip olduğu kinetik enerjiyi mekanik enerjiye çevirmiş olur. Türbinden elde edilen mekanik enerjiyle türbin rotoruna bağlı jeneratör döndürülerek de elektrik enerjisi üretilir.

Yanma işlemi sonunda yanma ürünlerinin sahip olduğu sıcaklık çevrimin en yüksek sıcaklığıdır. Ve bu sıcaklık, türbin kanat malzemesinin dayanımı ile sınırlıdır. Bu sıcaklık aynı zamanda türbin giriş sıcaklığıdır ve bu sıcaklığın artışı gaz türbini net işi ile birlikte ısı verimi de artırır. Çalışmasını yaptığımız santralin türbin giriş sıcaklığı yaklaşık 1050 °C'dir. Teknolojik gelişmelerle birlikte türbin kanatlarının seramiklerle kaplanması, kanatların kompresörden alınan havayla soğutulması gibi önemli gelişmeler günümüzde türbin giriş sıcaklıklarının 1500 °C'ye kadar çıkmasını sağlamıştır (Köylü 2009).

Gaz türbin jeneratörü; 1988 üretimi Siemens KWU marka, 10 500 Volt çıkış gerilimine sahip 3000 dev/dak nominal hızında 160 MVA gücünde, %98.45 verimliliğe sahip, filtre edilmiş hava ile soğutulan F sınıfı izolasyonlu senkron bir alternatördür.

Atık Isı Kazanı (Isı Geri Kazanımlı Buhar Üretici)

Gaz türbini çıkışında yüksek sıcaklıktaki egzoz gazının sahip olduğu ısıyı absorbe ederek boru peteklerinde dolaşan sudan, kızgın buhar elde edildiği elemandır. Santralde her bir gaz türbininin atık ısıyla buhar üreten bir adet atık ısı kazanı vardır. (Atık ısı kazanı) Isı geri kazanım buhar üretici olarak da tabir edilen atık ısı kazanları; kondenser ön ısıtıcı, doğal sirkülasyonlu, domlu tip kazanlardır; gaz kanalları, basınçlı borular, dirsekler ve kollektörler

gibi ana tesisat elemanlarından oluşur. Yüksek basınç ve alçak basınç olmak üzere iki kademedeki oluşan atık ısı kazanları, her iki kademe de toplam buhar üretim kapasitesi 277 ton/saat, kazan toplam su hacmi ise (12.8 m³ kondenser ön ısıtıcı) 142.43 tondur.

Atık ısı kazanı; kondenser ön ısıtıcısı, ekonomizer, evaporatör (buharlaştırıcı) ve superheater (kızdırıcı) bölümlerinden oluşur. Kondenserden pompalanan su, kazan besleme tankına girmeden önce atık ısı kazanının soğuk uç diye tabir edilen bacaya en yakın bölümüne girer, egzoz gazlarından aldığı ısı ile sıcaklığı yükseltilir ve kazan besleme tankına gönderilir. Buradan kazan besleme pompaları ile atık ısı kazanına yüksek ve alçak basınç kademeleri olmak üzere iki farklı basınç kademesi ile gönderilir. Buhar türbinin iki farklı basınç kademesinden oluşması dolayısıyla atık ısı kazanı da YB (yüksek basınç) ve AB (alçak basınç) olmak üzere iki farklı basınç kademesinden oluşur. Su önce ekonomizer bölümüne girer ve doyma sıcaklığının çok az altında bir sıcaklığı kadar ısınır, buradan domda gelir. Domda buhar üst kısımda, su alt kısımda toplanır. Su, evaporatör bölümünde doymuş buhar haline getirilir. Ardından buhar, kızdırıcı bölümünde kızdırılarak kızgın buhar haline getirilir. Ve buhar türbinine gönderilir. Atık ısı kazanında alçak basınç için tek ekonomizer ve kızdırıcı kısmı ayrılmışken yüksek basınç kademesi için çift ekonomizer ve çift kızdırıcı yer almasının sebebi; yüksek basınç kademesinin sahip olduğu debinin, alçak basınç kademesinin sahip olduğu debiden fazla olmasıdır.

Kazan Besleme Tankı

Bir üniteye 2 atık ısı kazanı için besleme suyunun temin edildiği, 150 tonluk kapasiteye sahip büyük bir depolama tankıdır. Kazan besleme tankı, oksijeni sudan ayrıştırarak atmosfere atılmasını sağlayan çarpma plakalarını da barındırır. Bu sayede gaz alıcı (dearator) görevini de üstlenir. Su, besleme tankına kazanların en üst kesiminde bulunan kondenser ön ısıtıcıdan gelir. Pompalar ile atık ısı kazanlarına basılır. Yüksek basınç kazan besleme pompaları; 6300 V, 1700 kW gücünde elektrik motoruyla tahrik edilir. Normal işletme şartlarında 1 pompa serviste diğer pompa otomatik yedek konumundadır. Alçak basınç kazan besleme pompası; 380 V, 75 kW gücünde elektrik motoru ile tahrik edilir. Normal işletme şartlarında 2 pompa serviste 1 pompa otomatik yedek konumdadır.

Buhar Türbini

Her bir ünite de 1 adet Siemens AG marka, 172,7 MW kapasiteye sahip buhar türbini vardır. Buhar türbini; çift egzozlu, reaksiyon kanat tipinde, iki silindirli kondensasyon türbinlerdir. Yüksek basınç kısmı tek akışlı, 26 kademelidir. Alçak basınç kısmı iki ayrı gövdeye sahip, çift akışlı, 16 kademeli olup, dış gövdenin alt yarısı kondensere kaynaklıdır. Buharın, türbine verilebilmesi için atık ısı kazanında belli sıcaklık, debi ve basınç değerlerine ulaşması gerekir. Bu şartlara gelene kadar kazandan gelen buhar, bypass hattı üzerinden kondensere gönderilir. Isı geri kazanımlı buhar üreticilerinden uygun şartlarda gelen kızgın buhar, türbin kanatlarına çarparak döndürülür, aynı shafta bağlı alternatörün dönmesiyle elektrik enerjisi elde edilir. YB hattından gelen kızgın buhar YB türbinine girer, burada iş gördükten sonra alçak basınç kızdırıcısından gelen kızgın buhar ile birleşerek alçak basınç türbinine girer. Son kademedeki iş göremez halde çıkan çürük buhar vakum altında yoğunlaşarak üzere kondensere dökülür. Ayrıca alçak basınç türbininden iki ayrı basınçta buhar alınabilir. Alçak basınçlı kısımdan alınan buhar, gaz türbinlerinde fuel-oil yanmalarında çevrim suyunu ön ısıtmada; yüksek basınçlı kısımdan alınan, çevrim suyunun deaerasyonunda kullanılabilir.

Buhar türbinin jeneratörü; Ganz Electric Works marka, 3000 dev/dak nominal hızında, 3300 dev/dak mekanik aşırı hız korumasına sahip, 15 750 Volt çıkış gerilimi olan, 216 MVA gücünde %98,80 verimliliğe sahip, hidrojen gazı ile soğutan F sınıfı izolasyonlu senkron bir alternatördür.

Kondenser

Alçak basınç türbin egzozundan kondensere dökülen yaş buhar, sahip olduğu gizli ısıyı borular içerisinden geçen soğutma suyuna aktararak yoğunlaşır ve çevrim için gerekli olan vakumda elde edilmiş olur. Kondenser çift bölmeli ve tek geçişli tiptedir. 19 mm çapında, 0.50 mm et kalınlığında, 9 089 mm boyunda, 20 000 adet olan borular ile 11 000 m² ısı transfer alanı sağlanır.

Santralde Bulunan Diğer Elemanlar

Doğal gaz filtresi: Yurtdışından 50-60 bar olarak ithal edilen doğal gaz basıncı, Boru Hatları İle Petrol Taşıma Anonim Şirketi (BOTAŞ)'nin gaz istasyonlarında 17-20 Bar'a düşürülüp filtre edilerek santrale gönderilir.

Kompresör ve jeneratör hava filtreleri: Kompresör, jeneratör ve gaz türbini elemanlarını aşındırıcı tozlardan ve bu ekipmanlar üzerinde oluşabilecek artıklardan korumak amacıyla hava giriş filtreleri kullanılır. Kompresör havası ve jeneratör soğutma havası 2 aşamalı filtrelerden geçerek sisteme gelir. Kaba parçacıklarının yakalanmasını sağlayan panjur ve tel kafes, filtre girişine yerleştirilmiştir. Ardından ince filtre vardır. Kaba filtreler sentetik elyaf, ince filtreler ise cam elyaf kağıttır. Ayrıca hava emiş esnasında oluşan gürültüyü azaltmak için filtrelerin ardından gelecek şekilde hava girişine 2 sıra halinde susturucular yerleştirilmiştir.

Kondenser tahliye pompası: Kondenser tahliye pompasıyla basınçlandırılan suyu, kondenser ön ısıtıcısından geçirerek besleme tankına ulaşıncaya kadar basınçlandırır, 2 adet olup biri acil yedek olarak bekler. İşletme gerilimi 600 V gücü 485 kW'tır.

Kondenser ön ısıtıcısı: Kondenser tahliye pompasıyla basınçlandırılan suyun, besleme tankına girmeden önce atık ısı kazanının soğuk uç diye adlandırılan baca çıkışına en yakın bölgenin ısısından yararlanarak ısıtılmasını böylece ısı kazancı elde edilmesini sağlar.

Deniz suyu sistemi: Santralde, buhar türbininden çıkan yaş buharın yoğunlaşmasında ve ısıman tesisatın soğutulmasında filtre edilmiş deniz suyundan yararlanır.

Ünite yardımcı trafosu: Gaz türbini ve buhar türbini jeneratörlerinden elde edilen elektrik enerjisi, santralin kendi iç ihtiyacı için de kullanılması için yardımcı trafodan yararlanılarak önce 6000 V, daha sonra 380 V, 220 V ve 48 V gibi gerilimlere düşürülerek kullanılır.

Gaz Türbini 154 kV- 380 kV Ana trafo: Gaz türbini ve buhar türbini jeneratör çıkış gerilimi, 154 kV ve 380 kV'lık ana trafolar vasıtasıyla yükseltilerek, iletimdeki güç kayıplarının azaltılması sağlanır

Bunların haricinde; Şalt kumanda alanı, 154/380 kV şalt sahaları, motorin depolama tankları, fuel-oil arıtma tesisi, ham su ve saf su depolama tankları, su arıtma tesisi, tesisat soğutma suyu sistemi, yağ soğutucuları, gaz türbini bypass bacaları, kazan giriş-çıkış damperleri, bina havalandırma üniteleri, buhar türbini jeneratörlerinde soğutma gazı olarak kullanılan hidrojenin üretim tesisi, sisteme ait tüm müdahale ve tedbirlerin alındığı ana kumanda ve kontrol binası, santral bakım, onarım ve revizyon işleminin yapıldığı bakım atölyeleri, santralde kullanılan tüm elektrik ve makinelere ait yedek parça ve malzemelerin depolandığı 'Ambar Binası' da mevcuttur.



BÖLÜM 6

EKSERJİ ANALİZİ

6.1 EKSERJİ HAKKINDA

Termodinamik analiz, var olan enerji kaynaklarını en uygun şekilde kullanım amacını taşır ve bir sisteme 1. ve 2. yasaların analizinin uygulanmasını ifade eder. Termodinamiğin 1. Yasası, enerji korunum kanununu belirtir. Bu yasa, enerjinin yaratılamayacağını veya yok edilemeyeceğini yalnızca bir biçimden diğerine dönüşeceğini veya bir sistemden diğer sisteme transfer edileceğini sayısal olarak ifade eder. Ve bu dönüşümler ve transferler durumunda toplam enerjinin sabit kalacağını anlatır. Enerjinin niceliği ile ilgilidir. Buna göre, iki sistem arasında gerçekleşen etkileşimde bir sistem tarafından kazanılan enerji ile diğer sistemin kaybettiği enerji eşit olmak zorundadır. Termodinamiğin 2. yasası ise bu dönüşümlerin enerjinin niteliğini azaltma yönünde gerçekleştiğini belirtir. Bu da bize enerjinin sadece niceliğinin değil niteliğinin de dikkate alınması gerektiğini göstermiş olur. 2. yasa ile enerjinin niteliğindeki bu azalmayı hesaplama ve sahip olduğu iş yapma potansiyelini değerlendirme fırsatına sahip olunur (Çengel ve Boles 2012).

Bir enerji kaynağından güç elde etmek istediğimizde ilk belirlemek istediğimiz bu enerjinin miktarıdır. Ancak asıl tespit edilmesi gereken bu enerjinin iş potansiyelidir. Daha doğrusu enerji miktarının yararlı işe dönüştürülebilir kısmını tespit etmektir. Çünkü enerjinin işe dönüştürülmeyen kısmı çevreye atıldığından faydası olmaz. İşte enerjinin yararlı iş potansiyeline kullanılabilir enerji veya ekserji denir (Çengel ve Boles 2012). Enerjinin işe dönüştürülemeyen kısımlarının türünün, konumunun ve büyüklüğünün tespit edilmesini sağlayan ekserji analizi ile enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması sağlanacaktır.

Sistemden elde edilecek en yüksek faydalı iş, sistemin sahip olduğu enerjinin iş potansiyelidir. Bir sistemden en fazla iş elde edebilmemiz için öncelikle bu sistemin bir başlangıç hali olması gerekir. Ve son hali de ölü hal olması gerekir. Ölü hal, çevresi ile termodinamik dengede olduğu

anlamı taşır. Yani çevresinin sıcaklığı ve basıncında, çevresi ile kimyasal dengede, kinetik ve potansiyel enerjiye sahip olmadığı anlamına gelir. Son hal, ölü hal olmamış olsa bu enerjiden yararlanılarak iş elde edebiliriz. Bu yüzden sistemden hiçbir iş üretilemeyen hal olan ölü hal, son hal olmak zorundadır. Ayrıca hal değişiminde en fazla faydalı iş hesaplanırken tersinmezliklerin göz önünde bulundurulmaması gerekir. Yani sürtünme, kimyasal tepkimeler, dengesiz genişleme, elektrik direnci, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi gibi etkenlerin olmadığı kabul edilmesi gerekir. Böylece bir başlangıç halinden ölü hale tersinir hal değişimi ile geçildiğinde sistemden en fazla iş elde etmiş oluruz. Ve bu ekserji olarak adlandırılır. Doğal olarak ekserjinin büyüklüğü, çevre haline yaklaşıldığı boyutta azalır. Yani sistemin T sıcaklığı ile çevre T₀ sıcaklığı arasındaki fark azaldıkça ekserji değeri de azalır (Şahin 2006). Ekserji, bir sistemin verebileceği iş miktarındaki üst limiti göstermektedir, gerçekte elde edilecek miktarı değil. Öyleyse neden böyle bir tanımlama ihtiyacı duyulmuştur? Çünkü ekserjinin temsil ettiği bu üst limit, mühendislerin sistem optimizasyonlarında yapabilecekleri iyileştirmeler için sahip olunan imkânı göstermektedir. (Çengel ve Boles 2012).

Tersinir İş, Entropi Üretimi, Tersinmezlik ve Ekserji Yok Oluşu

Sistem; başlangıç halinden hal değişimi ile son hale geçtiğinde üretilen işin en fazla miktarına (veya ihtiyaç duyulan en az işe) tersinir iş denir. Son hale ölü hal dediğimizde bu tanım ekserjiyi verir. Tersinir iş ile yararlı iş arasındaki fark tersinmezliklerden kaynaklanır. Ve tersinmezlik, ekserji yok oluşuna denktir. Sanki dengeli olmayan sıkıştırma veya genişleme, sürtünme, sonlu bir sıcaklık farkı aracılığı ile ısı geçişi, kimyasal tepkimeler, dengesiz genişleme, iki akışkanın karışması benzeri tersinmezlikler entropi üretir ve entropi üreten bir şey ürettiği entropi ile doğru orantılı olarak ekserjiyi yok eder. Bir hal değişiminde entropi üretilmediğinde tersinmezlik sifira eşittir. Ve bu tamamen tersinir hal değişimlerinde geçerlidir. Gerçek hal değişimlerinde ise tersinmezlik pozitifdir. Tersinmezliğe harcanmış veya kullanılmamış iş potansiyeli de denebilir. Bir hal değişiminde üretilen işin büyüklüğü (ya da tüketilecek işin küçüklüğü) tersinmezliğin azlığına bağlıdır. Sistemdeki tersinmezlikler düşürüldüğü nispette etkinlikte artma sağlanabilir (Çengel ve Boles 2012).

$$X_{\text{yok olan}} = T_0 S_{\text{üretim}} \geq 0 \quad (6.1)$$

Kaybedilen iş potansiyeli olarak görülen yok olan ekserji, yalnızca tersinir hal değişiminde sıfırdır, gerçek hal değişimlerinde ise pozitif değer aldığı formülde de ifade edilmiştir. Bir hal değişiminin tersinmezliğinin büyüklüğü nispetinde ekserji yok oluşu da o derecede büyük olur.

II. Yasa Verimi

İkinci yasa verimi gerçek verimin aynı şartlarda olabilecek en yüksek (tersinir) verime oranıdır. Burada amaç tersinir hal değişimlerine ne ölçüde yaklaşıldığını tespit etmektir.

$$\eta_{\square} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji yok oluşu}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad (6.2)$$

Burada yapılması gereken, kaybedilen iş potansiyelini yani ekserji yok oluşunu hesaplamaktır. Her ne kadar ekserji verimi hakkında farklı yorumlamalar yapılsa da sisteme sağlanan ekserji, sistemden temin edilen ekserji ile tersinmezlik (ekserji yok oluşu) toplamına eşit olmak zorundadır (Çengel ve Boles 2012).

Isı, İş ve Kütle ile Ekserji Geçişi

Ekserji, bir düzenek veya bir düzenekten ısı, iş ve kütle ile geçirilebilir. Isı enerjinin düzensiz bir şeklidir. Bu nedenle ısının sadece bir bölümü işe dönüştürülebilir ve dönüştürülen bölümü enerjinin düzenli halini almış olur. Isı enerjisinden ısı makinası ile iş üretebildiği için ısı geçişi ile ekserji geçişi de olur. (Çengel ve Boles 2012).

T mutlak sıcaklığında, sisteme alınan Q ısı geçişi için ekserji geçişi;

$$X_{\text{ısı}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (\text{kJ}) \quad (6.3)$$

Ekserji, yararlı iş potansiyeli olduğu için iş ile ekserji geçişi işe denktir.

$$X_{\text{iş}} = W \quad (\text{kJ}) \quad (6.4)$$

Bir düzeneğin içine veya dışına taşınan ekserji miktarları, kütle akış ölçüsü ile orantılıdır. m miktardaki kütle bir sisteme dahil olduğunda veya sistemden çıkarıldığında $m \psi$ miktarda ekserji taşınacaktır.

$$X_{\text{kütle}} = m \psi \quad (6.5)$$

6.2 EKSERJİ TÜRLERİ

Bir sistemden iş üretme imkanına sahip olunması için yüksekliği, hızı, sıcaklığı, basıncı, kimyasal yapısı gibi durumlarının bir ya da birkaçının çevreninkinden farklı olması gerekir. Sistem durumu çevre durumuna yaklaştıkça iş üretme olanağı azalır, çevre ile dengeye ulaştığında ise sona erer (Şahin 2006).

Nükleer, elektrik, manyetik alan ve yüzey geriliminin bulunmadığı ısı sistemlerinde ekserji toplamı; potansiyel, kinetik, fiziksel ve kimyasal ekserjilerin toplamından meydana gelir (Kotas 1995).

$$ex = ex^{kn} + ex^{pt} + ex^{fz} + ex^{kim} \quad (6.6)$$

Kinetik ve potansiyel enerji tümüyle işe dönüştürülebilir. Bu yüzden kinetik ve potansiyel ekserji, çevre sıcaklık ve basınç değerlerinden bağımsız olarak kinetik ve potansiyel enerjiye denk olurlar (Ballı 2008).

$$ex^{kn} = \frac{V^2}{2} \quad (6.7a)$$

$$ex^{pt} = gz \quad (6.7b)$$

6.2.1 Fiziksel Ekserji

Bir sistemin T sıcaklığı ve P basıncından, T_0 sıcaklığı ve P_0 basıncındaki sınırlı ölü duruma gelene kadar elde edilebilecek maksimum teorik faydalı işe fiziksel ekserji denir (Şen 2018). Başka bir tanımla ifade edecek olursak, bir maddenin ekserjisinin belli bir zamanda sıcaklık ve basınç değeri olarak çevresiyle olan farklılığın ölçütüne fiziksel ekserji denir (Ballı 2008). Buna göre fiziksel ekserjiyi ifade edecek olursak (Kotas 1995):

$$ex^{fz} = [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (6.8)$$

$(h - h_0)$ terimi yerine sabit özgül ısılar ile $h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = c_p (T_2 - T_1)$ ve $\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$ denklemini kullanır ve $(s - s_0)$ terimi yerine sabit özgül ısılar ile $s - s_0 = C_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}$ bağıntısını kullanırsak

$$c_p (T - T_0) - T_0 (C_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}) \quad (6.9a)$$

$$c_p T - c_p T_0 - C_p T_0 \ln \frac{T}{T_0} + R T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (6.9b)$$

c_p parantezine alırsak,

$$ex^{fz} = c_p \left[T - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + R T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (6.10)$$

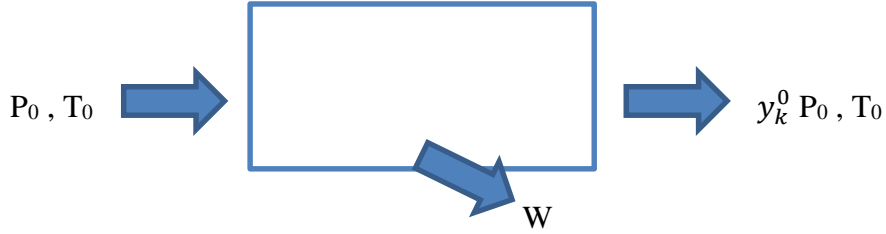
Bağıntısında, sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit basınçta özgül ısıya sahip hava ve yanma ürünlerinin mükemmel gaz davranışına sahip olduğunu kabul ederek fiziksel ekserjiyi birim kütle için ifade etmiş oluruz. Bağıntıdaki c_p ve R terimleri sırasıyla sabit basınçta özgül ısı ve evrensel gaz sabittir.

6.2.2 Kimyasal Ekserji

Kimyasal tepkimeler neticesinde gazların mol oranları, ölü haldeki mol oranlarından farklı olur. Yani sistem ile çevre arasında bir kimyasal yapı farklılığı mevcut hale gelir. Gazın, çevre hali kimyasal yapısı ile aynı hale gelmesi durumunda elde edilebilecek tersinir iş kimyasal ekserjiyi tanımlar.

Sistemin sınırlandırılmış ölü haldeyken, ölü duruma geçerken temin edilen ekserji kimyasal ekserjidir. Kimyasal ekserji hesabı için sistemdeki maddelerin ve çevrenin kimyasal içeriğinin bilinmesi gerekir. Çevre şartları duruma göre değiştiği için standart çevre koşulları belirlenmiştir. 1 atm basınç ve 25 °C sıcaklık şartları, kabul edilen standart çevre koşuludur. Bu koşullardaki maddelerin sahip oldukları ekserjiye standart kimyasal ekserji denir. Bazı maddelerin standart kimyasal ekserji değerleri Çizelge 6.2'de verilmiştir. Gaz karışımlarının

standart kimyasal ekserji hesabında çevre olarak havanın kimyasal yapısı alınır. Bir k gazının T_0 sıcaklığında kısmi basıncı $P_k^0 = y_k^0 P_0$ ile ifade edilir. y_k ; gazın mol oranını, $^{\circ}$ indisi; çevre koşullarını simgeler (Şekil 6.1).



Şekil 6.1 İzotermal genişlemeyle tersinir hal değişimi (Karagöz 2011).

Gaz, sisteme P_0, T_0 durumunda girip izotermal genişlemeyle $y_k^0 P_0, T_0$ durumunda çıkmaktadır. Tersinmezlikler ihmal edilir ve düzenek tersinir kabul edilirse maksimum teorik iş kimyasal ekserjiye eşit olur (Karagöz 2011).

$$\bar{e}x_k^{kim} = -\bar{R}T_0 \ln \frac{P_k^0}{P_0} = -\bar{R}T_0 \ln \frac{y_k^0 P_0}{P_0} = -\bar{R}T_0 \ln y_k^0 \quad (6.11a)$$

Her mol gaz için maksimum teorik iş:

$$\bar{e}x_k^{kim} = -\bar{R}T_0 \ln \frac{y_k^0}{y_k} \quad (6.11b)$$

Karışım içinde N tane gazın çevrede bulunması durumunda bütün bileşenler yazılırsa,

$$\bar{e}x^{kim} = -\bar{R}T_0 \sum (y_k \ln \frac{y_k^0}{y_k}) = -\bar{R}T_0 \sum y_k \ln y_k^0 + \bar{R}T_0 \sum y_k \ln y_k \quad (6.11c)$$

Son denklemdeki 1. terimde ilgili ifade yerine (6.11a)'yı yazacak olursak,

$$\bar{e}x^{kim} = \sum (y_k \bar{e}x_{kim,k}^0) + \bar{R} T_0 \sum (y_k \ln y_k) \quad (6.12)$$

Bir sistemin sınırlı denge durumundan kararlı denge durumuna geçmesiyle elde edilecek maksimum teorik iş kimyasal ekserji denir (Şen 2018). Başka bir tanımla ifade edecek olursak,

bir gazın çevre basıncı ve sıcaklığındaki kimyasal yapısı ile sistem basıncı ve sıcaklığındaki kimyasal yapısındaki fark kimyasal enerjiyi tanımlar (Ballı 2008). Hava ve yanma ürünleri gibi mükemmel gaz karışımlarının birim mol kimyasal ekserjisi yukarıda da gösterildiği gibi (6.12) bağıntısından hesaplanır (Moran 1999):

$$\overline{ex}^{kim} = \sum (y_k \overline{ex}_{kim,k}^0) + \bar{R} T_0 \sum (y_k \ln y_k) \quad (6.12)$$

y_k : k gazının toplam gaz içerisindeki mol oranı

$\overline{ex}_{kim,k}^0$: k gazının standart kimyasal ekserjisi

Çizelge 6.1 Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri (25 °C ve 1 atm) (Kotas 1995).

Madde	Formülü	Standart Kimyasal Ekserji (kJ/kmol)
Azot	N ₂	720
Oksijen	O ₂	3 970
Su buharı	H ₂ O	11 710
Karbondiyoksit	CO ₂	20 140
Metan	CH ₄	836 510
Etan	C ₂ H ₆	1 504 360
Propan	C ₃ H ₈	2 163 190

Bazı maddelerin standart kimyasal ekserji değerleri Çizelge 6.1’de verilmiştir. Standart kimyasal ekserji değerleri basınç ve sıcaklığa göre değişiklik göstermez. C_CH_HO_OS_SN_N biçiminde kimyasal formülasyona sahip hidrokarbon esaslı gaz yakıtlar için Moran (1982)’in çalışmasında yer alan (6.13a) ve (6.13b)’de verilen bağıntılar kullanılarak kimyasal ekserji değerleri hesaplanabilir. H/C, 1/C terimleri atomik oranları belirtmektedir (Ballı’dan 2008).

$$\frac{ex_y^{kim}}{H_a} = y_y \approx 1.0334 + 0.0183 \frac{H}{C} - 0.0694 \frac{1}{C} \quad (6.13a)$$

$$\frac{ex_y^{kim}}{H_a} = y_y \approx 1.033 + 0.0169 \frac{H}{C} - 0.0698 \frac{1}{C} \quad (6.13b)$$

H_a : Yakıt alt ısı değeri

ex_y^{kim} : Yakıt kimyasal ekserjisi

6.3 ENERJİ BAĞINTILARI

Santrallerde kullanılan kompresörler, gaz ve buhar türbinleri, pompalar, karışma odaları, ısı değiştiricileri gibi düzeneklerin, giriş-çıkış şartları zamanla değişmez ve sürekli akışlı açık sistemler olarak adlandırılırlar. Sürekli kelimesi burada zamanla değişmeyen anlamını belirtir. Sürekli Akışlı Açık Sistemler (SAAS) olarak ifade edilecektir. Bu bölümde sürekli akışlı açık sistemlerin kütle korunum ve enerji korunum bağıntılarına yer verilecektir (Çengel ve Boles 2012).

Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Kütle Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemlerde toplam kütlede zamanla değişim olmaz. Böylelikle kontrol hacmine giren-çıkan toplam kütleler birbirlerine eşit olur. Sürekli akışlı açık sistemlerde kütle debisi \dot{m} kullanılır (Çengel ve Boles 2012).

$$\sum_g \dot{m} = \sum_{\zeta} \dot{m} \quad (6.14)$$

Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerji Analizi

SAAS'lerde kütle, hacim ve toplam enerji sabittir. Sınır işi yoktur. Kontrol hacmine giren-çıkan toplam kütle ve enerji birbirlerine denk olmak mecburiyetindedir. Çünkü kontrol hacminde zamanla değişim yoktur. Ayrıca belli bir zaman aralığında yaptığı iş ve çevreyle olan ısı transferi de sabittir. Bundan dolayı SAAS'lerde toplam enerji değişimi sıfırdır ($\Delta E_{KH} = 0$) (Çengel ve Boles 2012).

$$\dot{E}_g - \dot{E}_{\zeta} = \frac{dE_{\text{sistem}}}{dT} \quad (6.15a)$$

$$\frac{dE_{\text{sistem}}}{dT} = 0 \Rightarrow \dot{E}_g = \dot{E}_{\zeta} \quad (6.15b)$$

ΔE_{KH} : Kontrol hacmi enerji değişimi

$\dot{E}_g - \dot{E}_\zeta$: kütle, ısı ve iş ile olan enerji transferinin birim zamanda ifadesi

$d E_{\text{sistem}} / dT$: sistemin enerjisindeki değişimin birim zamandaki ifadesi

Sistemin ürettiği iş ve sisteme aktarılan ısı olduğunu kabul edersek,

$$Q - W = \sum_g \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_\zeta \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (6.16)$$

Kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilerek,

$$Q - W = \sum_g \dot{m} h - \sum_\zeta \dot{m} h \quad (6.17)$$

Mkemmell gazlarda entalpi değişimi $\Delta h = c_{p,ort} (T_2 - T_1)$ bağıntısıyla hesaplanabilir. Sanayide kullanılan makinelerin giriş-ıkışları arasındaki yüksekli farkı çok fazla olmadığı için potansiyel enerji değişimleri de düşük olur ve ihmal edilir. Düşük hızlarda veya kinetik enerji değişimlerinin entalpi değişimlerine göre düşük olduğu durumlarda da kinetik enerjideki değişim önemsizdir (engel ve Boles 2012).

Özgül Isı

Bir maddenin belli kütlesinin sıcaklığını bir derece yükseltmek için gereken enerjiye özgül ısı denir. Sabit hacimde ve sabit basınçta özgül ısı olmak üzere iki Şekilde kullanılır (c_v ve c_p). c_v , iç enerjinin sıcaklıkla değişimini; c_p , entalpinin sıcaklıkla değişimini ifade eder. Mkemmell gazların belli bir sıcaklıkta v , h , c_v ve c_p değerleri hacme ve basına bağlı değişmeksizin sabit kalacaktır. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini doğrusal kabul ettiğimizde sabit özgül ısı formüllerini kullanabiliriz (engel ve Boles 2012).

$$u_2 - u_1 = c_{v,ort} (T_2 - T_1) \quad (6.18a)$$

$$h_2 - h_1 = c_{p,ort} (T_2 - T_1) \quad (6.18b)$$

Sabit özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji;

$$h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = c_p (T_2 - T_1) \quad (6.19)$$

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (6.20)$$

Hesaplamlarda, kullanılan bazı gazların sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit basınçtaki özgül ısıları Çizelge 6.2'den yararlanılmıştır. T, K ve \bar{c}_p , kJ/ kmol K birimlerindedir.

Çizelge 6.2 Bilinen bazı gazların sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit basınçtaki özgül ısıları $\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$ (Çengel ve Boles 2012).

Madde	Kimyasal Formülü	a	b (10 ⁻²)	c (10 ⁻⁵)	d (10 ⁻⁹)
Azot	N ₂	28.90	-0.1571	0.8081	-2.8730
Oksijen	O ₂	25.48	1.5200	-0.7155	1.3120
Hava	-	28.11	0.1967	0.4802	-1.9660
Hidrojen	H ₂	29.11	-0.1916	0.4003	-0.8704
Karbondioksit	CO ₂	22.26	5.9810	-3.5010	7.4690
Su buharı	H ₂ O	32.24	0.1923	1.0550	-3.5950
Metan	CH ₄	19.89	5.0240	1.2690	-11.0100
Etan	C ₂ H ₆	6.90	17.2700	-6.4060	7.2850
Propan	C ₃ H ₈	-4.04	30.4800	-15.7200	31.7400

Hava ve Yanma Ürünleri Noktalarının Entalpi Hesabı

Hava ve yanma ürünleri gibi mükemmel gaz karışımlarının entalpileri bileşenlerinin mol oranlarına göre aşağıdaki gibi hesaplanmalıdır (Tontu 2013):

$$y_k = \frac{n_k}{n_{\text{toplam}}} \quad (6.21)$$

n_k : k bileşeninin mol sayısı

n_{toplam} : gazın toplam molü

y_k : k bileşeninin mol oranı

Hava için,

$$y_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{N_2} + n_{O_2}} \quad (6.22a)$$

$$y_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{N_2} + n_{O_2}} \quad (6.22b)$$

Yanma ürünleri için,

$$y_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{N_2} + n_{O_2} + n_{H_2O} + n_{CO_2}} \quad (6.23a)$$

$$y_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{N_2} + n_{O_2} + n_{H_2O} + n_{CO_2}} \quad (6.23b)$$

$$y_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{N_2} + n_{O_2} + n_{H_2O} + n_{CO_2}} \quad (6.23c)$$

$$y_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{N_2} + n_{O_2} + n_{H_2O} + n_{CO_2}} \quad (6.23d)$$

Hava için,

$$h_{\text{hava}} = \frac{(y_{N_2} \times \bar{h}_{N_2}) + (y_{O_2} \times \bar{h}_{O_2})}{M_{\text{hava}}} \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \quad (6.24)$$

$$h_{\text{yü}} = \frac{(y_{N_2} \times \bar{h}_{N_2}) + (y_{O_2} \times \bar{h}_{O_2}) + (y_{H_2O} \times \bar{h}_{H_2O}) + (y_{CO_2} \times \bar{h}_{CO_2})}{M_{\text{yü}}} \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \quad (6.25)$$

Baca Gazı Standart Referans Haline Göre Entalpi Hesabı

Enerji bilançosunda sisteme giren havanın entalpi değerini standart referans haline göre aldığımız için baca çıkış noktalarındaki yanma ürünü gaz karışımının entalpi hesabını da standart referans haline göre hesaplamalıyız (Kurt vd. 2014).

$$h_{\text{bg}} = h - h^0 \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \quad (6.26)$$

6.4 EKSERJİ DENGESİ

Bir hal değişiminde bir düzeneğin ekserji değişimi, düzeneğin sınırından ekserji geçişi ile tersinmezlikler sonucunda düzenek sınırları içindeki ekserji yok oluşu arasındaki farktır ve bu bağıntıya ekserji dengesi denir (Çengel ve Boles 2012).

$$\left(\begin{array}{c} \text{Toplam} \\ \text{ekserji} \\ \text{girişi} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Toplam} \\ \text{ekserji} \\ \text{çıkışı} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Toplam} \\ \text{ekserji} \\ \text{yok oluşu} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Sistemin} \\ \text{toplam} \\ \text{ekserjisindeki} \\ \text{değişim} \end{array} \right) \quad (6.27)$$

$$X_{\text{giren}} - X_{\text{çıkan}} - X_{\text{yok olan}} = \Delta X_{\text{sistem}} \quad (6.28a)$$

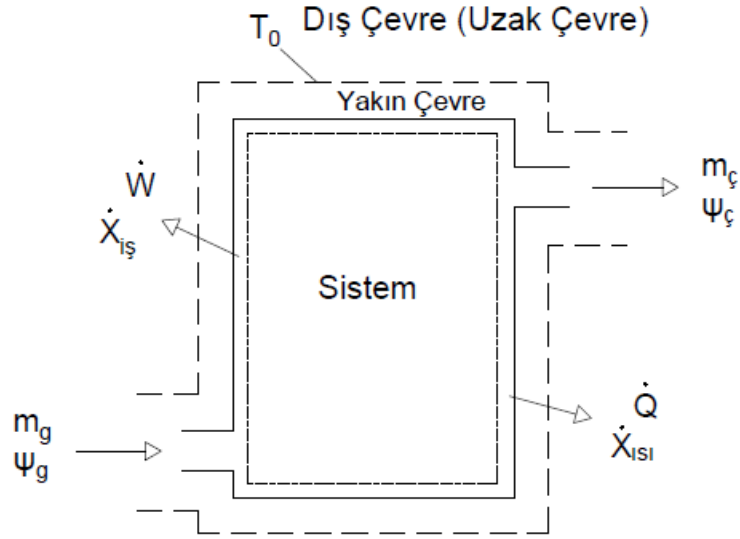
Birim zaman için yazacak olursak:

$$\dot{X}_{\text{giren}} - \dot{X}_{\text{çıkan}} - \dot{X}_{\text{yok olan}} = \Delta \dot{X}_{\text{sistem}} \quad (6.28b)$$

Tersinir hal değişiminde, entropi üretimi olmadığı için ekserji yok oluşu da yoktur. O yüzden bu denklemde $X_{\text{yok olan}} = 0$ alırsak $W = W_{\text{tr}}$ olduğundan tersinir işi hesaplayabiliriz. Ayrıca bu durumda enerji dengesinde olduğu gibi ekserji dengesinde de düzeneğin ekserji değişimi, ekserji geçişine denk olur. 1.yasaya göre gerçek bir hal değişiminin enerji değişimi, enerji geçişine denktir yani enerjinin niceliği korunur ancak 2.yasada entropideki artış ve ekserjideki azalıştan dolayı enerji niteliğinde azalma olduğu belirtilir (Çengel ve Boles 2012).

Kontrol Hacimleri Ekserji Dengesi

Bir hal değişimi esnasında kontrol hacmindeki ekserji değişimi; kontrol hacmi sınırından ısı, iş ve kütle akışı ile ekserji transferiyle, sınırlar içinde gerçekleşen ekserji yok oluş akımı arasındaki farka denktir. Santral elemanlarının ekserji denge denklemini yazarken yok olan ekserjiyi sistem ve sistemin yakın çevresini kapsayan genişletilmiş bir düzenek üzerinden hesaplayacağız (Şekil 6.2). Bu genişletilmiş sistemde sınır T_0 sıcaklığında olacak şekilde seçilir. Böylelikle sistem içinde ve dışında oluşan tersinmezlikler hesaplanmış olur. Isı kaybı ve iş üretimi olan bir kontrol hacminin ekserji dengesini yazalım (Çengel ve Boles 2012):



Şekil 6.2 Genişletilmiş sistem üzerinden ekserji dengesi hesabı.

$$\dot{X}_{\text{kütle,giren}} - \dot{X}_{\text{kütle,çıkan}} - \dot{X}_{\text{ISI}} - \dot{X}_{\text{İŞ}} - \dot{X}_{\text{yok olan}} = \dot{X}_{\text{KH}} \quad (6.29)$$

Sürekli Akışlı Sistemlerde Ekserji Dengesi

Santrallerde kullanılan ısı değiştiriciler, kompresörler, borular, türbinler, lüle ve yayıcılar gibi kontrol hacimleri sürekli olarak çalışırlar. Bu sebeple hacimlerinde, kütlelerinde, enerjilerinde ve ekserjilerinde değişiklik olmaz. Bu tarz düzeneklerde $\frac{dV_{\text{KH}}}{dt} = 0$ ve $\frac{dX_{\text{KH}}}{dt} = 0$ alınabilir (Çengel ve Boles 2012).

$$\sum_g \dot{m}\psi - \sum_{\dot{\psi}} \dot{m}\psi - \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} - X_{\text{yok olan}} = 0 \quad (6.30)$$

Bir giriş ve bir çıkışlı düzeneklerde:

$$\dot{m}(\psi_1 - \psi_2) - \dot{W} - X_{\text{yok olan}} = 0 \quad (6.31)$$

$$X_{\text{yok olan}} = \dot{m}\psi_1 - \dot{m}\psi_2 - \dot{W} \quad (6.32)$$

Tersinir işi hesaplamak istiyorsak da ekserji yok oluşunu sıfıra eşitlemeliyiz:

$$\dot{X}_{\text{yok olan}} = 0 \Rightarrow \dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} \psi_1 - \dot{m} \psi_2 \quad (6.33)$$

Akış ekserjisindeki değişim aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\psi_1 - \psi_2 = h_1 - h_2 - T_0 (s_1 - s_2) \quad (6.34)$$

6.5 YANMA REAKSİYONU

Yanma reaksiyonuna girerek ısı enerjisi elde edilen maddeye yakıt denir. Kullanılan yakıtların çoğu hidrojen ve karbondan oluşur. C_nH_m formülü ile gösterilen hidrokarbon yakıtlara misal olarak doğal gaz ve kömür verilebilir. Doğal gaz çoğunlukla metan (CH_4) ve bir miktar etan, propan, azot, hidrojen, karbondioksit, su buharı içerir (Çengel ve Boles 2012).

Yanma, bir yakıtın oksijen ile tepkimeye girerek ısı enerjisi elde edilmesine denir. Kolay elde edildiği için yanma reaksiyonunda oksitleyici olarak hava kullanılır. Az miktarda olan gazları ihmal ettiğimizde hava molce %21 oksijen ve %79 azottan oluşur. Azot, yanma olayında âtil gaz olarak hareket eder. Yani çok az miktarda azot, oksit meydana getirmesi haricinde diğer elementlerle reaksiyona girmez. Bu da yanma sonucunda yüksek sıcaklıktaki ürünlerde yüksek miktarda azot oluşmasına sebep olur. Ele alınacak olan kimyasal tepkimelerde azotun âtil gaz olduğu kabul edilse de az miktarda azot oksit gibi zararlı gazın meydana geldiği de hatırdan çıkarılmamalıdır. Yanma işleminin başlaması için yakıtın tutuşma sıcaklığının üstüne çıkarılması gerekir. Doğal gazın büyük bir kısmını oluşturan metanın hava ile minimum tutuşma sıcaklığı yaklaşık $630 \text{ }^\circ\text{C}$ 'dir (Çengel ve Boles 2012).

Kimyasal reaksiyonlar kütle korunumuna göre denkleştirilmelidir. Yani kimyasal reaksiyonun girdi ve çıktısında yer alan elementlerin kütleleri sabit olmalıdır. Ayrıca girenler ve ürünlerde yer alan elementlerin toplam atom sayıları da sabit kalmalıdır. Çünkü toplam kütlelerin atom kütlelerine oranı toplam atom sayısını verecektir. Ancak toplam mol sayıları sabit olmak zorunda değildir. Yanma olayı analizinde hava kütlelerinin yakıt kütlelerine oranı şeklinde ifade edilen hava-yakıt oranı (HY) kullanılır (Çengel ve Boles 2012).

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} \quad (6.35)$$

Ele aldığımız kimyasal reaksiyonda yanmanın tam olduğunu varsaydık. Bir yanma işleminde tüm hidrojen, H₂O'ya ve tüm karbon CO₂'e dönüşürse tam yanmadır. Böylelikle yakıtın tüm yanabilen bileşenleri tümüyle yanmıştır. Aksi takdirde ürünlerde, yakıt veya C, H₂, OH ve CO gibi bileşenlerin olması halinde yanma reaksiyonunun tam olmadığı anlaşılır. Eksik oksijen, gerekenden fazla oksijen tam yanmanın nedenlerinden bazılarıdır. Tam yanmanın gerçekleşmesi için gereken en düşük hava miktarına kuramsal veya stokiyometrik hava olarak nitelendirilir. Bir yakıtın stokiyometrik hava ile tam yanması, ürünlerde hiç element halinde oksijen bulunmadığını gösterir. Gerçek yanma olaylarında tam yanmayı gerçekleştirmek için stokiyometrik miktardan daha fazla hava kullanımı, tercih edilir bir uygulamadır. Stokiyometrik hava %100 kuramsal hava veya %0 fazla hava olarak ifade edilir. Örneğin %70 fazla hava kullanılıyorsa %170 kuramsal hava diye de ifade edilebilir. %20 eksik hava kullanılıyorsa %80 kuramsal hava olarak ifade edilir (Çengel ve Boles 2012).

Kimyasal reaksiyon olan bir işlemde enerji denkleminde göz önünde bulundurulması gereken kimyasal enerji değişiklikleri meydana gelecektir. Örneğin yanma olayında bir molekülün atomları arasında kimyasal bağlar kırılırken ve yeni bağlar meydana gelirken yüksek değerde duyulur enerji alınır veya verilir. Bir kimyasal reaksiyonda sistemin enerji değişimi yalnızca kimyasal bileşimdeki farklılıktan dolayı olur (Çengel ve Boles 2012).

$$\Delta E_{sis} = \Delta E_{kim} \quad (6.36)$$

Termodinamik uygulamalarda, bir işlemde enerji değerlerinin belli halleri değil, sistemin enerjisindeki değişim dikkate alınır. Bunun için tüm maddeler için bir referans hali baz alınır. Bu 25 °C ve 1 atm koşuldur. Standart referans değerlerinin göstergesi (°) üst indisidir. Örneğin h° ve u° gibi. Kimyasal reaksiyon işlemleri ele alınırken bu standart referans hal değerleri baz alınmalıdır. Bunun için belli durumdaki özellik değerlerinden standart referans durumdaki değerler çıkarılarak istenilen değerler elde edilebilir. Örneğin 600 K'deki O₂'nin standart referans duruma göre mükemmel gaz entalpisi, $\bar{h}_{600\text{K}} - \bar{h}^0 = 17\,929 - 8\,682 = 9\,247$ kJ/kmol 'dür (Çengel ve Boles 2012).

Bir reaksiyonda aynı haldeki ürünlerin entalpileri ile girenlerin entalpileri arasındaki fark tepkime entalpisini, eğer bu işlem yanma reaksiyonu ise yanma entalpisini tanımlar. Bu değere, belli bir sıcaklık ve basınçtaki 1 kmol yakıtın tam yanma işlemi gerçekleştiğinde ortaya çıkan ısı miktarı da denilebilir (Çengel ve Boles 2012).

$$h_T = h_y = H_{\text{ürün}} - H_{\text{girdi}} \quad (6.37)$$

Bir yakıtın yanma entalpsi basınç ve sıcaklık değerine göre değişiklik gösterir. Bu değer aynı zamanda belli bir durumdaki bir bileşiğin kimyasal bileşiminden kaynaklanan entalpsi de denilen oluşum entalpsi \bar{h}_{ol} olarak da adlandırılır. 25 °C ve 1 atm'den kararlı halde olduğunu anladığımız elementlerin (C, N₂, O₂) standart referans durumdaki oluşum entalpileri sıfırdır ($\bar{h}_{ol}^0 = 0$). Oluşum entalpsi, bir bileşiğin kendi kararlı elementlerinden meydana gelirken alınan (endotermik) veya verilen (ekzotermik) enerji miktarı olarak da tanımlanabilir. Negatif işaret, kararlı haldeki bileşiğin entalpisinin kararlı haldeki elementlerinin entalpisinden daha az olduğunu gösterir. Veya bileşik, elementlerinden oluşurken açığa çıkan ısı enerjisini gösterir. Pozitif olsaydı ısı alındığını anlardık (Çengel ve Boles 2012).

Yakıtların yanma tepkimelerinde sıkça kullanılan bir terim olan ısı değeri, bir yakıtın tamamen yandığında meydana gelen ısı miktarına denir. Yakıtın yanma entalpisinin mutlak değeri de aynı zamanda yakıtın ısı değerine denktir (Çengel ve Boles 2012).

$$\text{Yakıt ısı değeri} = |h_y| \quad (6.38)$$

Ürünlerde bulunan suyun fazı, ısı değerini belirtir. Isı değeri, ürünlerdeki su sıvı fazda ise üst ısı değeri, buhar fazında ise alt ısı değeri olarak nitelendirilir. Yakıtın yanma entalpisini veya ısı değerini, yakıt bileşimini bilmemiz halinde oluşum entalpilerini kullanarak hesaplayabiliriz. Ancak doğal gaz gibi kaynağına göre bileşiminde önemli farklılıklar gösteren yakıtlar için gerekli cihazlar ile deneysel olarak tespit etmek daha doğrudur (Çengel ve Boles 2012).

Kimyasal Reaksiyona Giren Sistemlerin 1. Yasa Analizi

Kimyasal reaksiyona giren sistemlerin kimyasal enerji değişiminden dolayı enerji denge bağıntısını yeniden ifade etmek gerekir. Tepkimeli sistemlerde öncelikle bileşen entalpilerinin

kimyasal enerji terimleri açıkça belirtilecek şekilde standart referans duruma göre yazılmalıdır. Ve standart referans durumdaki oluşum entalpisi de ifade edilmelidir (Çengel ve Boles 2012).

$$\text{Entalpi} = \bar{h}_{ol}^0 + (\bar{h} - \bar{h}^\circ) \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (6.39)$$

\bar{h} ile belirtilen duyulur entalpi, \bar{h}° ile belirtilen 25 °C ve 1 atm'deki yani standart referans durumdaki duyulur entalpiyi ifade etmektedir. Ve bu iki ifadenin farkı standart referans duruma göre duyulur entalpiyi belirtmektedir (Çengel ve Boles 2012).

Kimyasal reaksiyona giren kararlı akım sistemlerinin; kimyasal, potansiyel enerji değişimi ve iş etkileşimi olmadığını, ısı çıkışı olduğunu varsayarsak enerji denge bağıntısını, 1 kmol yakıtta ve denkleştirilmiş yanma eşitliğine göre ifade edecek olursak,

$$E_{\text{giren}} = E_{\text{çıkan}} \quad (6.40)$$

$$H_{\text{giren}} = H_{\text{çıkan}} + Q_{\dot{c}} \quad (\text{kJ/kmol yakıt}) \quad (6.41)$$

$$H_{\text{çıkan}} = \sum N_{\ddot{u}} (\bar{h}_{ol}^0 + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_{\ddot{u}} \quad (\text{kJ/kmol yakıt}) \quad (6.42a)$$

$$H_{\text{giren}} = \sum N_g (\bar{h}_{ol}^0 + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_g \quad (\text{kJ/kmol yakıt}) \quad (6.42b)$$

$$Q_{\dot{c}} = \sum N_g (\bar{h}_{ol}^0 + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_g - \sum N_{\ddot{u}} (\bar{h}_{ol}^0 + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_{\ddot{u}} \quad (\text{kJ/kmol yakıt}) \quad (6.43)$$

N_g ve $N_{\ddot{u}}$, 1 kmol yakıt için tepkimeye girenlerin ve ürünlerin mol sayılarını ifade etmektedir. Eşitliği 1 kmol yakıtta göre aldığımızdan yakıt için $N_g = 1$ 'dir. Denkleştirilmiş yanma eşitliğinden de girenlerin ve ürünlerin mol sayıları olan N_g ve $N_{\ddot{u}}$ değerleri alınabilir. Burada dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta, yanma odasında iş etkileşimi olmadığı için bu ifadeye yer vermememizdir (Çengel ve Boles 2012).

Eğer reaksiyonun yanma entalpisi h_y 'yi bildiğimizde, 1 kmol yakıt için kararlı akım denkliği:

$$Q_{\dot{c}} = h_y + \sum N_g (\bar{h} - \bar{h}^\circ)_g - \sum N_{\ddot{u}} (\bar{h} - \bar{h}^\circ)_{\ddot{u}} \quad (\text{kJ}) \quad (6.44)$$

Adyabatik Alev Sıcaklığı

Kinetik, potansiyel enerji değişimi ve yapılan bir iş olmadığını varsayarsak yanma tepkimesi sonucunda oluşan kimyasal enerjinin büyük çoğunluğu yanma ürünlerinin sıcaklığının artışı sağlar. Az bir kısmı da çevreye ısı enerjisi olarak atılır. Çevreye olan ısı kaybı azaldıkça yanma ürünlerinin sıcaklığı daha da yükselecektir. Isı kaybının olmadığı halde ise yanma ürünlerinin sıcaklığı en yüksek değere ulaşacaktır. Bu sıcaklığa adyabatik alev sıcaklığı denir. Ancak uygulamalarda bu sıcaklığın yüksekliği, nozulların ve gaz türbinlerinin sıcaklık dayanımına göre sınıflandırılabilir. Yanmanın tam olmaması, ısı kaybının olması ve yanmış gaz ürünlerinin yüksek sıcaklıklarda ayrışmaya uğraması gibi faktörler de alev sıcaklığını düşürür. Ayrıca bir yakıtın alev sıcaklığı her zaman aynı değer değildir. Çünkü bu değer reaksiyonun tamamlanma yüzdesine, girdilerin haline ve kullanılan hava miktarına göre değişir. Belli bir yakıtın belli bir durumunda adyabatik alev sıcaklığının en yüksek değerine ulaşması, stokiometrik hava ile tam yanma olması halinde mümkündür (Çengel ve Boles 2012).

Girenlerin hal durumu ve değerleri tespit edildikten sonra H_{giren} hesaplanır. Burada amaç yanma ürün sıcaklıklarının tespiti olduğu için ürünlerin duyulur entalpilerinin hesaplanmasında, tekrarlanan bir yöntemden yararlanılması gerekir. Yanma ürünleri için bir sıcaklık kabul edilir. Bu sıcaklık yanma ürünlerinin çoğunluğunu oluşturan bir bileşen varsa onun değerine yakın seçilebilir. Ve bu sıcaklığa göre $H_{ürün}$ hesaplanır. Bulunan değer $H_{giren} - Q$ değerine eşit değilse duruma göre daha yüksek veya daha düşük sıcaklık seçilerek işlemler tekrarlanır. Ve en yakın 2 sonuca enterpolasyon uygulanarak alev sıcaklığı bulunur (Çengel ve Boles 2012).

Çalışma yapılan santralde yanma ürünleri sıcaklık değeri tam olarak bilinmemektedir. Yukarıda anlatılan yöntemden yararlanarak bu değer hesaplanabilir. Santralden alınan verilerde kimyasal reaksiyon bilgileri bulunmamaktadır. Yalnızca yakıt bileşen verileri yer almaktadır. Hava bileşenleri ve mol oranları literatürde yapılan kabullere göre alınacaktır. Bunun için öncelikle hava ve yakıt debilerinden yararlanarak hava/yakıt oranı bulunacaktır. Gerçek yanma reaksiyonlarında tam yanma olması için stokiometrik miktardan daha fazla hava kullanılır. Bu yüzden yakıtın bir miktar fazla hava ile tepkimeye girdiği kabul edilerek ürünlerde bir miktar O_2 olduğu kabul edilecektir. Santral verilerinden elde edilen yakıt bileşenleri, mol oranları, hava/yakıt oranı, kabul edilen hava bileşenleri, hesaplanan mol oranları ve elementlerin toplam atom sayıları eşitliğinden yararlanılarak kimyasal reaksiyonu oluşturulacak ve denkleştirilecektir. Böylece yanma ürünleri mol oranları da bulunmuş olacaktır. Kimyasal

reaksiyona 1. yasa analizi uygulanarak ve alev sıcaklığı hesaplama yönteminden yararlanarak yanma ürünleri alev sıcaklığı ve entalpi değeri hesaplanacaktır.





BÖLÜM 7

HESAPLAMALAR

Çizelge 7.1'de santral işletme değerleri, Şekil 7.1'de santral akış şeması verilmiştir. Hesaplamalar bu değerler ve şemaya bağlı olarak yapılmıştır. Çengel ve Boles (2012)'in termodinamik tablolarından yararlanılmış, ara değerler enterpolasyon yapılarak hesaplanmıştır.

Santral termodinamik analizinde yapılan kabuller şunlardır:

1. Santral elemanlarının tümü düzgün akışlı olarak kabul edilmiştir.
2. Hava ve yanma ürünleri mükemmel gaz kabul edilmiştir.
3. Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri göz ardı edilmiştir.
4. Yanma reaksiyonunda yakıtın tamamen yandığı ve bir miktar fazla hava ile tepkimeye girdiği kabul edilmiştir.
5. Referans çevre koşulları $T = 298 \text{ K}$ ve $P = 101.325 \text{ kPa}$ alınmıştır.
6. Havanın kimyasal bileşimi ve yüzdeleri Çizelge 7.5'de gösterildiği şekilde alınmıştır.

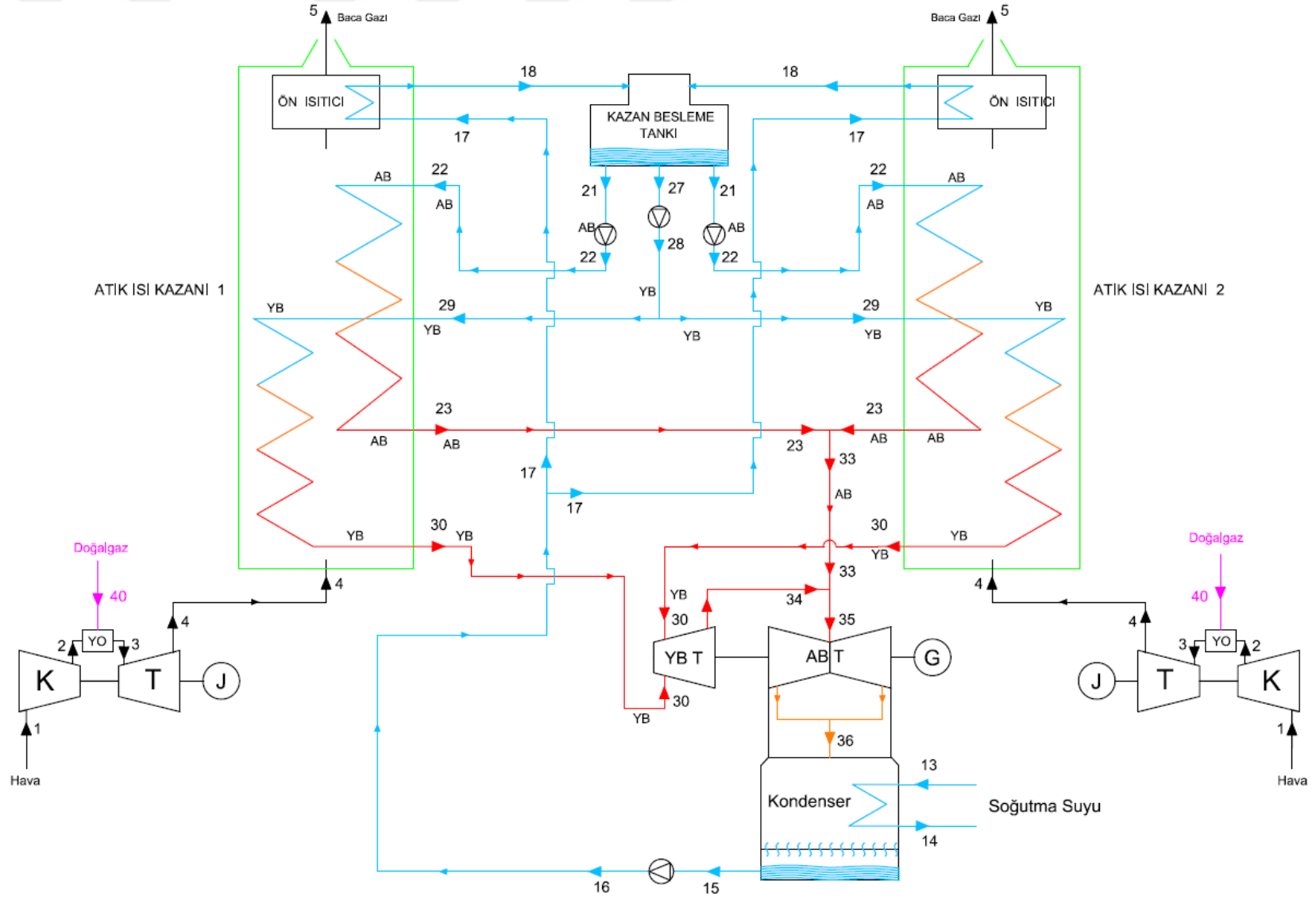
Hesaplamalarda yapılacak işlemler şunlardır:

- 1) Yanma reaksiyonunun denkleştirilmesi
- 2) Yakıt alt ısı değerinin hesaplanması
- 3) Yanmanın 1.yasa analizi ile alev sıcaklığının bulunması
- 4) Hava ve yanma ürünleri düğüm noktalarının entalpi hesabı
- 5) Baca gazı standart referans haline göre entalpi hesabı
- 6) Yakıt kimyasal ekserji hesabı
- 7) Hava düğüm noktaları fiziksel ekserji hesabı
- 8) Yanma ürünleri düğüm noktaları fiziksel ekserji hesabı
- 9) Yanma ürünleri kimyasal ekserji hesabı
- 10) Su-Buhar çevrimi düğüm noktaları fiziksel ekserji hesabı

- 11) Elemanların kütle, enerji ve ekserji denge denklemlerinin kurulması, ısı kaybı ve tersinmezlik hesapları
- 12) Baca gazı ve soğutma suyu ile atılan enerji ve ekserji hesabı
- 13) Santralden elde edilen net enerji, yakıt enerjisi hesabı
- 14) Santral ısıl ve ekserji verimi, gaz ve buhar çevrim verimleri hesabı

Çizelge 7.1 İşletme raporlarından alınan değerler.

SANTRAL İŞLETME DEĞERLERİ	
Çevre Sıcaklığı	24 °C
Çevre Basıncı	101.325 kPa
Yakıt Türü	Doğal Gaz
Yakıt Debisi	8.644 kg/s
Yakıt Giriş Basıncı	1800 kPa
Hava Debisi	482.813 kg/s
Kompresör Çıkış Basıncı	1070 kPa
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	345 °C
Gaz Türbini Çıkış Sıcaklığı	544 °C
Gaz Türbini Çevrim Gücü	134 MW
Gaz Türbini Jeneratör Verimi	%98.45
Baca Gazı Çıkış Sıcaklığı	110 °C
YB, AIK Çıkış Basıncı	7 MPa
AB, AIK Çıkış Basıncı	0.6 MPa
YB, AIK Çıkış Sıcaklığı	508 °C
AB, AIK Çıkış Sıcaklığı	200 °C
YB Buhar Debisi	118 kg/s
AB Buhar Debisi	26 kg/s
YB, AIK Giriş Basıncı	7.8 MPa
AB, AIK Giriş Basıncı	2.65 MPa
YB, AIK Giriş Sıcaklığı	107 °C
Buhar Türbin Gücü	142 MW
Buhar Türbin Jeneratör Verimi	% 98.80
Kondenser Vakumu	0.94 bar
Soğutma Suyu Debisi	36 000 ton/h
Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı	24.5 °C
Soğutma Suyu Çıkış Sıcaklığı	29.5 °C



Şekil 7.1 Santral akış şeması.

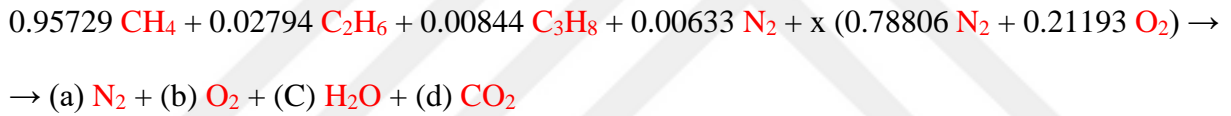
Şekil 7.1'de siyah çizgilerle belirtilen akış, hava ve yanma ürünlerini; mavi çizgiler su akışını; turuncu çizgiler doymuş su-buhar akışını, kırmızı çizgiler kızgın buhar akışını, mor çizgiler doğal gaz akışını belirtmektedir. Çizgi üzerindeki büyük oklar düğüm noktasını belirtmektedir.

7.1 YANMA REAKSİYONU

Yanma Eşitliğinin Denkleştirilmesi

Santralden aldığımız yakıt bileşenlerine¹ göre oluşturduğumuz yanma denklemi aşağıdadır. Hava bileşenleri ve mol oranları hakkında bilgi verilmediği için Akdeniz (2007)'de yer alan hava bileşenleri ve mol oranları baz alınmıştır². Hava bileşenleri ve mol oranları Çizelge 7.4'de gösterilmiştir.

Yakıt + Hava → Yanma Ürünleri:



Yanmanın tam olarak gerçekleştiği kabul edilmiştir. Tam yanmanın gerçekleşmesi ve yanma odasının sıcaklığını kontrol edebilmek için gerçek yanma işlemlerinde stokiometrik miktardan daha fazla hava kullanılır. Bu sebeple yanma ürünlerine bir miktar O₂ dahil edilmiştir. Yani yakıtın bir miktar fazla hava ile yandığı kabul edilmiştir.

Yanma ürünleri bileşenlerinin mol oranlarını hesaplamamız için öncelikle yakma havasının mol sayısını bulmalıyız. Havanın mol sayısını bulmamız için hava/yakıt oranından (6.36) yararlanmalıyız:

Hava debisi: 482.813 kg/s (Santralin vermiş olduğu kompresör giriş sıcaklığı / hava debisi grafiğinden yararlanarak hesaplanmıştır)

¹ Düşük yüzdeye sahip yakıt bileşenleri ihmal edilmiştir.

² Düşük yüzdeye sahip hava bileşenleri ihmal edilmiştir.

Yakıt debisi: 8.644 kg/s

Hava ve yakıt molekül ağırlıklarını, bileşenlerinin mol oranlarına göre hesaplamamız gerekir:

$$M_{hava} = \sum_i^N y_i * M_i = y_{N_2} * M_{N_2} + y_{O_2} * M_{O_2}$$

$$= (0.78806) * (28.013 \text{ kg/kmol}) + (0.21193) * (31.999 \text{ kg/kmol})$$

$$M_{hava} = 28.8577 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{yakıt} = \sum_i^N y_i * M_i = y_{CH_4} * M_{CH_4} + y_{C_2H_6} * M_{C_2H_6} + y_{C_3H_8} * M_{C_3H_8} + y_{N_2} * M_{N_2}$$

$$= (0.95729) * (16.042 \text{ kg/kmol}) + (0.02794) * (30.068 \text{ kg/kmol})$$

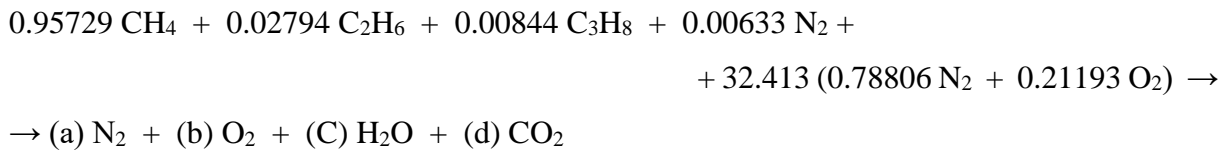
$$+ (0.00844) * (44.094 \text{ kg/kmol}) + (0.00633) * (28.013 \text{ kg/kmol})$$

$$M_{yakıt} = 16.7464 \text{ kg/kmol}$$

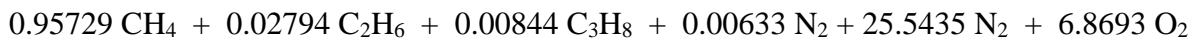
$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} = \frac{482.813 \text{ kg/s}}{8.644 \text{ kg/s}} = 55.855 = \frac{N_{hava} M_{hava}}{N_{yakıt} M_{yakıt}} = \frac{(x * 1 \text{ kmol}) * (28.8577 \text{ kg/kmol})}{(1 \text{ kmol}) * (16.7464 \text{ kg/kmol})}$$

$$x = 32.4132$$

yanma denklemindeki havanın mol sayısını bulmuş olduk.



Veya



a, b, c, d ile belirtilen bilinmeyenler yanma ürünlerinin mol sayılarıdır ve bunları bulabilmemiz için elementlerin kütle denkliklerinden yararlanmamız gerekir. Giren ve çıkan elementlerin toplam atom sayılarını eşitleyecek olursak:

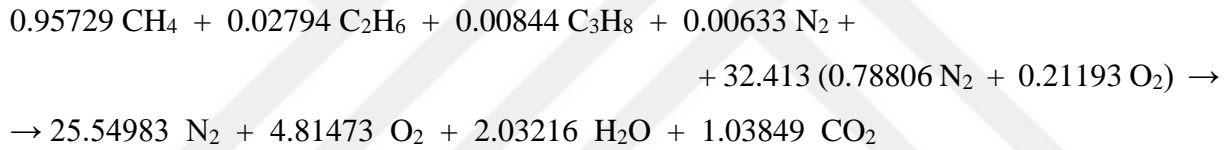
$$C : 0.95729 + (2*0.02794) + (3*0.00844) = d \rightarrow d = 1.03849$$

$$H_2 : (2*0.95729) + (3*0.02794) + (4*0.00844) = c \rightarrow c = 2.03216$$

$$N_2 : 0.00633 + 25.5435 = a \rightarrow a = 25.54983$$

$$O : (6.8693*2) = 2b + c + 2d \rightarrow b = 4.81473$$

a, b, c ve d değerlerini bularak yanma ürünlerinin mol sayılarını bulmuş, yanma eşitliğini denkleştirmiş olduk. Artık yanma denkleminin tamamını yazabiliriz. Bu sonuçlara göre:



Veya

olarak yanma denklemini bulmuş oluruz.

Yanma ürünleri mol oranlarını bulduğumuz için molekül ağırlığını da hesaplayabiliriz:

$$M_{yü} = \sum_i^N y_i * M_i = y_{N_2} * M_{N_2} + y_{O_2} * M_{O_2} + y_{H_2O} * M_{H_2O} + y_{CO_2} * M_{CO_2}$$

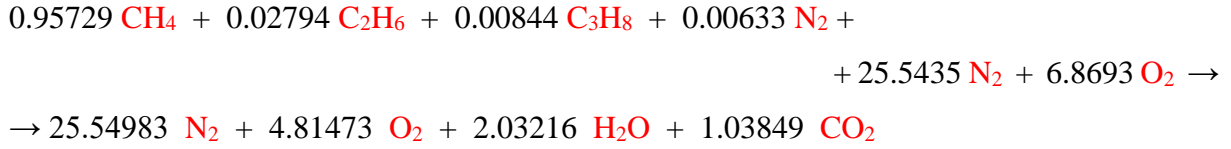
$$= (0.7642) * (28.013 \text{ kg/kmol}) + (0.1440) * (31.999 \text{ kg/kmol})$$

$$+ (0.0608) * (18.015 \text{ kg/kmol}) + (0.0311) * (28.013 \text{ kg/kmol})$$

$$M_{yü} = 28.4762 \text{ kg/kmol}$$

Yanma Reaksiyonu ve Oluşum Entalpilerinden Yararlanarak Yakıt Alt Isıl Değerinin / Yanma Entalpisinin Bulunması

Yakıt bileşimini bildiğimiz için, yanma denklemi ve oluşum entalpilerinden yararlanarak yakıt alt ısıl değerini hesaplayabiliriz. Elde ettiğimiz yanma denklemi:



N₂ ve O₂ kararlı elementler olduğundan oluşum entalpileri sıfırdır.

Yakıt alt ısıl değeri = | Yakıt yanma entalpisi |

$$\begin{aligned} \text{AID} &= |h_y| = H_{\text{ürün}} - H_{\text{girdi}} = \\ &= \sum N_{\text{ü}} \overline{h_{\text{ol,ü}}} - \sum N_{\text{g}} \overline{h_{\text{ol,g}}} \\ &= (\overline{Nh_{\text{ol}}}^{\circ})_{\text{CO}_2} + (\overline{Nh_{\text{ol}}}^{\circ})_{\text{H}_2\text{O}} - (\overline{Nh_{\text{ol}}}^{\circ})_{\text{CH}_4} - (\overline{Nh_{\text{ol}}}^{\circ})_{\text{C}_2\text{H}_6} - (\overline{Nh_{\text{ol}}}^{\circ})_{\text{C}_3\text{H}_8} \end{aligned}$$

Değerleri yerlerine koyduğumuzda,

$$\begin{aligned} &= (1.03849 \text{ kmol CO}_2) * (-393 520 \text{ kJ/kmol CO}_2) \\ &+ (2.03216 \text{ kmol H}_2\text{O}) * (-241 820 \text{ kJ/kmol H}_2\text{O}) \\ &- (0.95729 \text{ kmol CH}_4) * (-74 850 \text{ kJ/kmol CH}_4) \\ &- (0.02794 \text{ kmol C}_2\text{H}_6) * (-84 680 \text{ kJ/kmol C}_2\text{H}_6) \\ &- (0.00844 \text{ kmol C}_3\text{H}_8) * (-103 850 \text{ kJ/kmol C}_3\text{H}_8) \\ &= -408 666.585 - 491 416.931 + 71 653.157 + 2365.960 + 876.494 \text{ kJ} \end{aligned}$$

$h_y = -825 187.905 \text{ kJ}$ sonucunu buluruz.

Yakıt alt ısı değeri $H_a = |h_y| = 825\,187.905$ kJ olarak bulunmuş olduk. Farklı birimlerde ifade edecek olursak da,

$$\frac{825\,187.905 \text{ kJ}}{1 \text{ kmol}} = 825\,187.905 \text{ kJ/kmol}$$

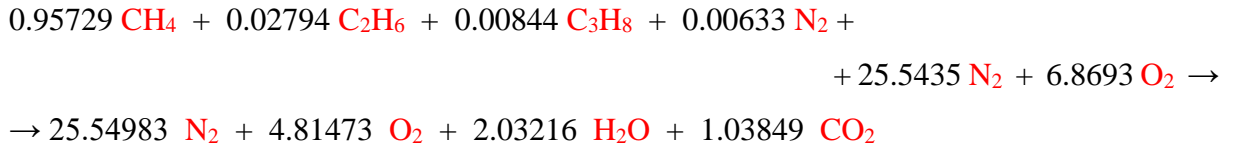
$$\frac{825\,187.905 \text{ kJ / kmol}}{16.7464 \text{ kg/kmol}} = 49\,275.469 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{49\,275.469 \text{ kJ/kg}}{4.1868 \text{ kJ / kcal}} = 11\,769.244 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Yakıt Enerjisi } E_{yakıt}^* = 49\,275.469 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 8.644 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \Rightarrow E_{yakıt}^* = 425\,937.151 \text{ kW}$$

2 gaz türbin çevrimi olduğu için bilanço hesabında bu değer 2 ile çarparak alınacaktır.

Yanma Reaksiyonunun 1. Yasa Analizi ve Alev Sıcaklığı Hesabı



Hava ve yanma ürünleri mükemmel gaz olarak kabul edilmiş olup potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilmiştir. Denklem (6.41), (6.42) ve (6.44)'ten yararlanarak kararlı akım enerji bağıntısını kullanırsak:

$$E_{giren} - E_{çıkan} = \Delta E_{sistem}$$

$$Q_{ç} + H_{ürün} = H_{giren} \quad (\Delta E_{sistem} = 0)$$

$$Q_{ç} + \sum N_{\bar{u}} * (\bar{h}_{ol}^o + \bar{h} - \bar{h}^0)_{\bar{u}} = \sum N_{\bar{g}} * (\bar{h}_{ol}^o + \bar{h} - \bar{h}^0)_{\bar{g}}$$

Çizelge 7.2 Maddelerin oluşum ve duyulur entalpileri.

Madde	\bar{h}_{ol}^o (kJ/kmol)	\bar{h}^o (kJ/kmol)	$\bar{h}_{618 K}$ (kJ/kmol)
CH₄	-74 850	-	-
C₂H₆	-84 680	-	-
C₃H₈	-103 850	-	-
N₂	-	8 669	18 106
O₂	-	8 682	18 508
H₂O	-241 820	9 904	-
CO₂	-393 520	9 364	-

Çizelge 7.2’de hava ve yakıt entalpi değerleri yer almaktadır. Bilinmeyen, yanma ürünleri sıcaklığı dolayısıyla duyulur entalpi değeridir. Yanma ürünleri bileşenlerinin (kJ/kmol) entalpilerini yalnız bırakacağız.

$$\begin{aligned}
 & Q_{\dot{c}} + (25.54983 \text{ kmol } N_2) * \left[(0 + \bar{h}_{N_2} - 8669) \text{ kJ / kmol } N_2 \right] \\
 & + (4.81473 \text{ kmol } O_2) * \left[(0 + \bar{h}_{O_2} - 8682) \text{ kJ / kmol } O_2 \right] \\
 & + (2.03216 \text{ kmol } H_2O) * \left[(-241820 + \bar{h}_{H_2O} - 9904) \text{ kJ / kmol } H_2O \right] \\
 & + (1.03849 \text{ kmol } CO_2) * \left[(-393520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364) \text{ kJ / kmol } CO_2 \right] \\
 & = (0.95729 \text{ kmol } CH_4) * \left[(-74850) \text{ kJ / kmol } CH_4 \right] \\
 & + (0.02794 \text{ kmol } C_2H_6) * \left[(-84680) \text{ kJ / kmol } C_2H_6 \right] \\
 & + (0.00844 \text{ kmol } C_3H_8) * \left[(-103850) \text{ kJ / kmol } C_3H_8 \right] \\
 & + (25.5435 \text{ kmol } N_2) * \left[(0 + 18106 - 8669) \text{ kJ / kmol } N_2 \right] \\
 & + (6.8693 \text{ kmol } O_2) * \left[(0 + 18508 - 8682) \text{ kJ / kmol } O_2 \right]
 \end{aligned}$$

$$Q_{\zeta} + 25.54983 \bar{h}_{N_2} - 221491.476 \text{ kJ}$$

$$+ 4.81473 \bar{h}_{O_2} - 41801.486 \text{ kJ}$$

$$+ 2.03216 \bar{h}_{H_2O} - 491416.931 \text{ kJ} - 20126.513 \text{ kJ}$$

$$+ 1.03849 \bar{h}_{CO_2} - 408666.585 \text{ kJ} - 9724 \text{ kJ}$$

$$= -71653.157 - 2365.959 - 876.494 + 241054.010 + 67497.742 \text{ kJ}$$

$$Q_{\zeta} + 25.54983 \bar{h}_{N_2} + 4.81473 \bar{h}_{O_2} + 2.03216 \bar{h}_{H_2O} + 1.03849 \bar{h}_{CO_2} - 1\,193\,227.411 \text{ kJ}$$

$$= 233\,656.142 \text{ kJ}$$

$$Q_{\zeta} + 25.54983 \bar{h}_{N_2} + 4.81473 \bar{h}_{O_2} + 2.03216 \bar{h}_{H_2O} + 1.03849 \bar{h}_{CO_2} = 1\,426\,883.553 \text{ kJ}$$

Kayıp olarak, yakıt alt ısı değerinin %2' sini aldık.

$$Q_{\zeta} = 825\,187.905 \text{ kJ} * 0.02$$

$$Q_{\zeta} = 16\,503.758 \text{ kJ}$$

$$25.54983 \bar{h}_{N_2} + 4.81473 \bar{h}_{O_2} + 2.03216 \bar{h}_{H_2O} + 1.03849 \bar{h}_{CO_2} = 1\,410\,379.795 \text{ kJ}$$

$$\frac{1\,410\,379.795 \text{ kJ}}{25.550 + 4.813 + 2.032 + 1.038} = 42\,183.028 \text{ kJ/kmol}$$

Bulunan değeri yanma ürünleri toplam mol değerine bölüyoruz. Bu entalpi değerine karşılık gelen sıcak değerlerini termodinamik tablolardan bakarak alıyoruz (Çengel ve Boles 2012). Çizelge 7.3' ten bakacak olursak bu sıcaklık değerlerini görebiliriz:

Çizelge 7.3 Hesaplanan entalpi değerine karşılık gelen sıcaklık değerleri.

N ₂	O ₂	H ₂ O	CO ₂
1357 K	1302 K	1147 K	987 K

Çizelge 7.4 Belirlenen sıcaklık değerlerine karşılık gelen entalpi değerleri.

Sıcaklık (K)	N ₂ (kJ/kmol)	O ₂ (kJ/kmol)	H ₂ O (kJ/kmol)	CO ₂ (kJ/kmol)
1320	40 853	42 753	49 707	60 666
1300	40 170	42 033	48 707	59 522

Mol sayısının çoğunluğu N₂'de olduğu için T_{ürün}, 1357 K sıcaklık değerine yakın fakat onun altında olacaktır. İlk tahminimiz 1320 K'dir. Bu sıcaklık değerine karşılık gelen entalpi değerlerini termodinamik tablolardan alıyoruz. Çizelge 7.4'de bu değerleri görebiliriz.

$$(25.54983 \cdot 40,853) + (4.81473 \cdot 42,753) + (2.03216 \cdot 49,707) + (1.03849 \cdot 60,666) \\ = 1\,413\,645 \text{ kJ}$$

Bu değer 1 410 379 kJ' den büyüktür. Bu yüzden gerçek sıcaklık 1320 K' in biraz altında olacaktır. 2.tahminimiz 1300 K'dir. Bu sıcaklık değerine karşılık gelen entalpi değerlerini Çizelge 7.4'de görebiliriz.

$$(25.54983 \cdot 40,170) + (4.81473 \cdot 42,033) + (2.03216 \cdot 48,707) + (1.03849 \cdot 59,522) \\ = 1\,389\,711 \text{ kJ}$$

Bu değer 1 410 379 kJ' den küçüktür. Bu sebeple gerçek sıcaklık 1300 K ile 1320 K arasındadır. Enterpolasyon yaptığımızda T_{ürün} = 1317.271 K olarak bulunur.

$$1\,389\,711 \text{ kJ} \quad \rightarrow \quad 1300 \text{ K}$$

$$1\,410\,379.795 \text{ kJ} \quad \rightarrow \quad x$$

$$1\,413\,645 \text{ kJ} \quad \rightarrow \quad 1320 \text{ K}$$

→ $x = T_{\text{ürün}} = 1317.271 \text{ K} = 1044.271 \text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak buluruz. Entalpi değerini kJ/kg cinsinden bulacak olursak

$$h_3 = \frac{H_3}{m_3} = \frac{H_3}{N_{yü} * M_{yü}} = \frac{1\ 410\ 379.795\ \text{kJ}}{33.4352\ \text{kmol} * 28.4762\ \text{kg/kmol}}$$

$$h_3 = 1481.323\ \text{kJ/kg}$$

7.2 HAVA VE YANMA ÜRÜNLERİ DÜĞÜM NOKTALARININ ENTALPİLERİ

1 ve 2 Düğüm Noktaları Entalpileri (Hava)

Hava ve yanma ürünleri mükemmel gaz karışımı olduğundan entalpi değerlerini gaz karışımı bileşenlerinin mol oranlarına göre toplayarak hesaplamalıyız. Denklem (6.21), (6.22a) ve (6.22b)' den yararlanarak mol oranlarını buluruz (Çizelge 7.5).

Çizelge 7.5 Hava bileşenleri mol oranları ve sıcaklıklara göre entalpi değerleri.

Madde	y_i	%	$\bar{h}_{298\ \text{K}}$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_{618\ \text{K}}$ (kJ/kmol)
N₂	0.7881	78.81	8 669	18 106
O₂	0.2119	21.19	8 682	18 508

Tablodan bu sıcaklık değerlerine karşılık gelen molar entalpi değerlerini alıyoruz. Bu değerleri mol oranlarıyla çarparak topluyoruz. Molekül ağırlığına böldüğümüzde havanın molar entalpi değerini bulmuş oluyoruz. Denklem (6.24)'den yararlanarak molar entalpi değerini bulabiliriz.

$$T_1 = 25\ \text{°C} = 298\ \text{K}$$

$$\bar{h}_1 = y_{N_2} * \bar{h}_{N_2} + y_{O_2} * \bar{h}_{O_2}$$

$$= (0.7881 * 8669) + (0.2119 * 8682)\ \text{kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_1 = 8671.733\ \text{kJ/kmol}$$

$$h_1 = \frac{\bar{h}_1}{M} = \frac{8671.733 \text{ kJ/kmol}}{28.858 \text{ kg/kmol}}$$

$$h_1 = 300.500 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 345 \text{ }^\circ\text{C} = 618 \text{ K}$$

$$\bar{h}_2 = y_{N_2} * \bar{h}_{N_2} + y_{O_2} * \bar{h}_{O_2}$$

$$= (0.7881 * 18 106) + (0.2119 * 18 508) \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_2 = 18 191.152 \text{ kJ/kmol}$$

$$h_2 = \frac{\bar{h}_2}{M} = \frac{18 191.152 \text{ kJ/kmol}}{28.858 \text{ kg/kmol}}$$

$$h_2 = 630.374 \text{ kJ/kg}$$

4 ve 5 Dügüm Noktaları, Baca Gazı Entalpileri (Yanma Ürünleri)

Yanma ürünleri bileşenlerinin düğüm noktalarındaki sıcaklıklarına göre entalpi değerleri Çizelge 7.6'de verilmiştir. Yanma ürünleri mükemmel gaz karışımları olduğundan entalpi değerlerini, bileşenlerinin mol oranlarına göre toplayarak bulmalıyız. Denklem (6.23a), (6.23b), (6.23c) ve (6.23d)' den yararlanarak mol oranlarını buluruz.

Çizelge 7.6 Yanma ürünleri bileşenleri mol oranları ve sıcaklıklara göre entalpi değerleri.

	y_i	%	$\bar{h}_{817 \text{ K}}$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_{383 \text{ K}}$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_{298 \text{ K}}$ (kJ/kmol)
N₂	0.7642	76.42	24 248	11 143	8 669
O₂	0.1440	14.40	25 098	11 199	11 199
H₂O	0.0607	6.07	28 556	12 775	12 775
CO₂	0.0311	3.11	33 057	12 674	12 674

Denklem (6.25)'den yararlanarak entalpi değerini bulabiliriz.

$$T_4 = 544 \text{ } ^\circ\text{C} = 817 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}\bar{h}_4 &= y_{N_2} * \bar{h}_{N_2} + y_{O_2} * \bar{h}_{O_2} + y_{H_2O} * \bar{h}_{H_2O} + y_{CO_2} * \bar{h}_{CO_2} \\ &= (0.7642 * 24\,248) + (0.1440 * 25\,098) + (0.0607 * 33\,057) + (0.0311 * 28\,556) \text{ kJ/kmol}\end{aligned}$$

$$\bar{h}_4 = 24\,905.843 \text{ kJ/kmol}$$

$$h_4 = \frac{\bar{h}_4}{M_{yü}} = \frac{24\,905.843 \text{ kJ/kmol}}{28.4762 \text{ kg/kmol}}$$

$$h_4 = 874.620 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1481.323 \text{ kJ/kg (Alev sıcaklığı hesabında elde edilmişti)}$$

$$T_5 = 110 \text{ } ^\circ\text{C} = 383 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}\bar{h}_5 &= y_{N_2} * \bar{h}_{N_2} + y_{O_2} * \bar{h}_{O_2} + y_{H_2O} * \bar{h}_{H_2O} + y_{CO_2} * \bar{h}_{CO_2} \\ &= (0.7642 * 11\,143) + (0.1440 * 11\,199) + (0.0607 * 12\,674) + (0.0311 * 12\,775) \text{ kJ/kmol}\end{aligned}$$

$$\bar{h}_5 = 11\,297.808 \text{ kJ/kmol}$$

$$h_5 = \frac{\bar{h}_5}{M_{yü}} = \frac{11\,297.808 \text{ kJ/kmol}}{28.4762 \text{ kg/kmol}}$$

$$h_5 = 396.746 \text{ kJ/kg}$$

$$T_5 = 25 \text{ } ^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}\bar{h}^0 &= y_{N_2} * \bar{h}_{N_2} + y_{O_2} * \bar{h}_{O_2} + y_{H_2O} * \bar{h}_{H_2O} + y_{CO_2} * \bar{h}_{CO_2} \\ &= (0.7642 * 8\,669) + (0.1440 * 8\,682) + (0.0607 * 9\,904) + (0.0311 * 9\,364) \text{ kJ/kmol}\end{aligned}$$

$$\bar{h}^0 = 8\,767.520 \text{ kJ/kmol}$$

$$h^0 = \frac{\overline{h^0}}{M_{yii}} = \frac{8\,767.520 \text{ kJ/kmol}}{28.4762 \text{ kg/kmol}}$$

$$h^0 = 307.890 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{bg} = h_5 - h^0 = 396.746 - 307.890 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{bg} = 88.856 \text{ kJ/kg}$$

$$E_{BG}^* = m_{bg}^* \cdot h_{bg} = 491.457 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 88.856 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$E_{BG}^* = 43\,668.986 \text{ kW}$$

Burada dikkat etmemiz gereken önemli nokta, giriş havası ve baca gazı entalpi değerleridir. Hava santrale çevre koşullarında girdiği için standart referans haline göre (25 °C ve 1 atm) enerjisi olmayacaktır. Santral giriş havası entalpi değerini standart referans hale göre aldığımız için santral çıkışı baca gazı entalpi değerini de standart referans haline göre almalıyız. Yani baca gazı duyulur entalpiden (110 °C), standart referans haldeki (25 °C) duyulur entalpiyi çıkararak standart referans haline göre duyulur entalpiyi bulmalıyız. Bu değeri debi ile çarpığımızda baca gazı çıkış enerjisini bulmuş oluruz. Yalnız, iki gaz çevrimi olduğundan bilanço hesabında bu enerji değeri 2 ile çarpılmıştır.

7.3 HAVA, YAKIT VE YANMA ÜRÜNLERİ FİZİKSEL VE KİMYASAL EKSERJİLERİ

Hava, çevre koşulları ile aynı kimyasal yapıda olduğundan kimyasal ekserjisi göz ardı edilmiştir. Yakıt da çevre koşullarında olduğu kabul edildiğinden fiziksel ekserjisi göz ardı edilmiştir.

Hava Dügüm Noktaları Fiziksel Ekserjileri

$$ex^{fz} = [(h-h_0) - T_0(s-s_0)]$$

$$h-h_0 = C_p(T-T_0)$$

$$\text{Sabit özgül ısılar yardımıyla: } s-s_0 = C_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}$$

Mükemmel gaz kabul edilen sabit basınçta özgül ısıya sahip hava ve yanmış gazların fiziksel ekserjileri, yukarıdaki eşitliklerin kullanılmasıyla (6.10) elde edilir: (Kotas, 1995)

$$ex^{fz} = c_p \left[T - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + R T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (6.10)$$

Hava çevre koşullarında olduğundan kompresör girişi 1 noktasının fiziksel ekserjisi 0'dır. Kompresör çıkışı 2 noktasının sıcaklığı 345 °C'dir.

$$ex^{fz} = C_p \left[T - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + R T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

$$ex_1^{fz} \text{ için } T = T_0 \rightarrow ex_1^{fz} = 0$$

$$T_2 = 618 \text{ K} = 345 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\bar{C}_p = \sum y_i \bar{C}_{p,i}$$

$$\left(\bar{C}_p \right)_2 = \left(y_{N_2} \times \bar{C}_{p,N_2} \right) + \left(y_{O_2} \times \bar{C}_{p,O_2} \right)$$

Mükemmel gazların sıcaklığa bağlı olarak değişen özgül ısıları bağıntısından yararlanacak olursak:

$$\bar{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

Belirtilen sıcaklık değerine göre Çizelge 7.7'den bileşenlerin sabit değerleri alınır. Alınan değerlere göre (6.20)'den hesaplanan hava bileşenlerinin özgül ısı değerleri, hava mol oranlarına göre toplanır. Çıkan değer hava molekül ağırlığına bölünerek kJ/kgK cinsinden özgül ısı değeri bulunmuş olur.

Çizelge 7.7 Yakma havası bileşenlerinin sıcaklığa bağlı olarak değişen özgül ısıları tablosu (Çengel ve Boles 2012).

	a	b	c	d
N₂	28.90	-0.1571*10 ⁻²	0.8081*10 ⁻⁵	-2.873*10 ⁻⁹
O₂	25.48	1.5200*10 ⁻²	-0.7155*10 ⁻⁵	1.312*10 ⁻⁹

$$\bar{C}_{P,N_2} = (28.9) + (-0.1571 \times 618) + (0.8081 \times 10^{-5} \times 618^2) + (-2.873 \times 10^{-9} \times 618^3)$$

$$\bar{C}_{P,N_2} = 30.337 \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}}$$

$$\bar{C}_{P,O_2} = (25.48) + (1.520 \times 10^{-2} \times 618) + (-0.7155 \times 10^{-5} \times 618^2) + (1.312 \times 10^{-9} \times 618^3)$$

$$\bar{C}_{P,O_2} = 32.451 \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}}$$

$$(\bar{C}_p)_2 = (y_{N_2} \times \bar{C}_{P,N_2}) + (y_{O_2} \times \bar{C}_{P,O_2})$$

$$= (0.7881 * 30.337) + (0.2119 * 32.451) \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}} \rightarrow (\bar{C}_p)_2 = 30.785 \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}}$$

$$(C_p)_2 = \frac{(\bar{C}_p)_2}{M_{hava}} = \frac{30.785 \text{ kJ/kmolK}}{28.8577 \text{ kg/kmol}} \rightarrow (C_p)_2 = 1.0668 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Hesaplanan özgül ısı değeri, mevcut sıcaklık ve basınç değerleri (6.10)'da yerlerine konarak fiziksel ekserji değeri bulunur.

$$ex_2^{fz} = C_p \left[T - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + RT_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

$$ex_2^{fz} = 1.0668 \frac{kJ}{kgK} \times \left[618 - 298 - 298 * \ln \left(\frac{618}{298} \right) \right] + 0.2881 * 298 * \ln \left(\frac{10.7}{1.01325} \right)$$

$$ex_2^{fz} = 311.864 \frac{kJ}{kg}$$

Yakıt Kimyasal Ekserjisi

Yakıt olarak doğal gaz kullanılmıştır. $C_cH_HO_oS_sN_n$ gibi kimyasal formülle ifade edilen hidrokarbon bazlı yakıtlar için (6.13a) ve (6.13b) denklemleri kullanılabilir (Moran 1982). Bu denklemlerdeki $1/C$ ve H/C terimleri atomik oranları belirtmektedir. Çizelge 7.8’ de doğal gaz bileşenlerinin hacim oranları ve standart kimyasal ekserji değerleri gösterilmiştir. Standart kimyasal ekserji değerleri Kotas (1995)’dan alınmıştır.

Çizelge 7.8 Doğal gaz bileşenlerinin hacim oranları ve standart kimyasal ekserjileri.

Yakıt Bileşenleri	Hacim oranı (%)	Standart Kimyasal Ekserji (kJ/kmol)
CH ₄ (Metan)	95.729	836 510
C ₂ H ₆ (Etan)	2.794	1 504 360
C ₃ H ₈ (Propan)	0.844	2 163 190
N ₂ (Azot)	0.633	720

$$\frac{(ex_{yakıt})^{kim}}{H_a} = \gamma_{yakıt} = 1.0334 + 0.183 \frac{H}{C} - 0.0694 \frac{1}{C} \quad (6.13a)$$

Gaz

$$\frac{(ex_{yakıt})^{kim}}{H_a} = \gamma_{yakıt} = 1.033 + 0.0169 \frac{H}{C} - 0.0698 \frac{1}{C} \quad (6.13b)$$

Yakıt bileşenleri mol oranlarına göre (6.13b) nolu bağıntıyı kullandığımızda;

$$CH_4 = 1.033 + 0.0169 \frac{4}{1} - 0.0698 \frac{1}{1} = 1.0308 \times (0.95729) = 0.986775$$

$$C_2H_6 = 1.033 + 0.0169 \frac{6}{2} - 0.0698 \frac{1}{2} = 1.0488 \times (0.02794) = 0.029303$$

$$C_3H_8 = 1.033 + 0.0169 \frac{8}{3} - 0.0698 \frac{1}{3} = 1.0548 \times (0.00844) = 0.008983$$

$$N_2 = 1.033 \quad \quad \quad = 1.033 \times (0.00633) = 0.006539$$

$$\gamma_{yakıt} = 0.986816 + 0.029256 + 0.008883 + 0.006563 \quad \rightarrow \quad \gamma_{yakıt} = 1.031519$$

$$\frac{(ex_{yakıt})^{kim}}{H_a} = \gamma_{yakıt} \quad \rightarrow \quad \frac{(ex_{yakıt})^{kim}}{49\,275.469 \text{ kJ/kg}} = 1.031519$$

$$(ex_{yakıt})^{kim} = 50\,828.602 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Yakıtın atmosferik şartlarda girdiğini kabul ettiğimiz için yakıt ekserjisi kimyasal ekserjisine denktir.

$$ex_{yakıt} = 50\,828.602 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

kJ/kmol cinsinden ifade edecek olursak :

$$\overline{ex}_{yakıt} = 50\,828.602 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 16.7464 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} = 851\,196.100 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Yakıt bileşenlerinin C ve H atom sayıları, denklemde yerlerine konarak her yakıt bileşeni için bir değer elde edilir. Bu değer bileşenlerin mol oranlarıyla çarpılır ve hepsi toplanır. Bulduğumuz katsayı yakıt alt ısı değeri ile çarpılır ve yakıt kimyasal ekserji değeri, kJ/kg cinsinden bulunmuş olur. Yakıt debisi ile çarpılarak da yakıt ekserji değeri kW cinsinden bulunmuş olur. 2 gaz türbin çevrimi olduğundan bu değer, bilanço hesabında 2 ile çarpılmalıdır.

Yakıt Ekserjisi,

$$X_{yakıt}^* = m \times ex_{yakıt}^* = 8.644 \frac{kg}{s} \times 50\,828.602 \frac{kJ}{kg}$$

$$X_{yakıt}^* = 439\,362.436 \text{ kW}$$

Yanma Ürünleri Kimyasal Ekserjisi

Mükemmel gaz karışımlarının kimyasal ekserji hesabında (6.12) kullanılabilir (Kotas 1995). Yanma ürünleri bileşenlerinin her birinin molar oranları ve standart kimyasal ekserji değerleri Çizelge 7.9'de verilmiştir.

$$(\bar{ex})^{kim} = \sum y_i \bar{ex}^0 + RT_0 \sum y_i \ln y_i$$

$$\bar{ex}^0 : \text{standart kimyasal ekserji} \quad T_0 = 298 \text{ K}$$

$$y_i : i. \text{ bileşenin mol fraksiyonu} \quad R = 8.3141 \frac{kJ}{kmolK}$$

Çizelge 7.9 Yanma ürünleri kimyasal ekserji hesabı.

	N ₂	O ₂	H ₂ O	CO ₂	Σ
\bar{ex}^0	720	3 970	11 710	20 140	
y_i	0.76416	0.14400	0.06078	0.03106	1
$y_i \bar{ex}^0$	550.195	571.687	711.23	625.544	2459.148
$y_i \ln y_i$	- 0.2055	- 0.2791	- 0.1702	- 0.1078	- 0.7626

$$RT_0 \sum y_i \ln y_i = 8.3141 \frac{kJ}{kmolK} \times 298 \text{ K} \times (-0.7626) = -1889.551 \frac{kJ}{kmol}$$

$$\sum y_i \bar{ex}^0 + RT_0 \sum y_i \ln y_i = (2459.148 - 1889.551) \frac{kJ}{kmol}$$

$$(\bar{ex})^{kim} = 569.597 \frac{kJ}{kmol}$$

$$(ex_{yü})^{kim} = \frac{(\overline{ex})^{kim}}{M_{yü}} = \frac{569.597 \frac{kJ}{kmol}}{28.4762 \frac{kg}{kmol}}$$

$$(ex_{yü})^{kim} = 20.003 \frac{kJ}{kg}$$

olarak yanma ürünleri kimyasal ekserji değerini bulmuş oluyoruz.

Yanma Ürünleri Fiziksel ve Toplam Ekserjileri

Mükemmel gaz kabul edilen sabit basınçta özgül ısıya sahip hava ve yanmış gazlar için (6.8) ve aşağıdaki diğer eşitliklerin kullanılmasıyla (6.10) bağıntısı elde edilir: (Kotas 1995).

$$ex^{fz} = [(h - h_0) - T_0(s - s_0)]$$

$$h - h_0 = C_p(T - T_0)$$

$$\text{Sabit özgül ısılar yardımıyla: } s - s_0 = C_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}$$

$$ex^{fz} = C_p \left[T - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + RT_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

$$T_3 = 1317 \text{ K} = 1044 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_4 = 817 \text{ K} = 544 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_5 = 383 \text{ K} = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$(\overline{C}_p)_{yü} = \sum y_i \overline{C}_{p,i}$$

$$(\overline{C}_p)_{yü} = (y_{N_2} \times \overline{C}_{p,N_2}) + (y_{O_2} \times \overline{C}_{p,O_2}) + (y_{H_2O} \times \overline{C}_{p,H_2O}) + (y_{CO_2} \times \overline{C}_{p,CO_2})$$

Mükemmel gazların sıcaklığa bağlı olarak değişen özgül ısıları bağıntısından yararlanacak olursak:

$$\overline{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

Yanma ürünleri gaz türbin giriş sıcaklığı (3) 1317 K, gaz türbin çıkış sıcaklığı (4), 817 K, Baca gazı çıkış sıcaklığı (5) 383 K'dir. Belirtilen sıcaklık değerlerine göre Çizelge 7.10'dan yanma ürünü bileşenlerinin sabit değerleri alınır. Alınan değerlere göre (6.20)'den hesaplanan yanma ürünü bileşenlerinin özgül ısı değerleri, yanma ürünü bileşenlerinin mol oranlarına göre toplanır. Çıkan değer yanma ürünleri molekül ağırlığına bölünerek kJ/kgK cinsinden özgül ısı değeri bulunmuş olur.

Çizelge 7.10 Yanma ürünü bileşenlerinin sıcaklığa bağlı olarak değişen özgül ısıları tablosu (Çengel ve Boles 2012).

	a	b	c	d
N ₂	28.90	-0.1571*10 ⁻²	0.8081*10 ⁻⁵	-2.873*10 ⁻⁹
O ₂	25.48	1.5200*10 ⁻²	-0.7155*10 ⁻⁵	1.312*10 ⁻⁹
H ₂ O	32.24	0.1923*10 ⁻²	1.0550*10 ⁻⁵	-3.595*10 ⁻⁹
CO ₂	22.26	5.9810*10 ⁻²	-3.5010*10 ⁻⁵	7.469*10 ⁻⁹

$$(\bar{C}_{P,N_2})_{1317K} = (28.9) + (-0.1571 \times 1317) + (0.8081 \times 10^{-5} \times 1317^2) + (-2.873 \times 10^{-9} \times 1317^3)$$

$$(\bar{C}_{P,N_2})_{1317K} = 34.28583 \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}}$$

$$(\bar{C}_{P,O_2})_{1317K} = (25.48) + (1.520 \times 10^{-2} \times 1317) + (-0.7155 \times 10^{-5} \times 1317^2) + (1.312 \times 10^{-9} \times 1317^3)$$

$$(\bar{C}_{P,O_2})_{1317K} = 36.08602 \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}}$$

$$(\bar{C}_{P,H_2O})_{1317K} = (32.24) + (0.1923 \times 10^{-2} \times 1317) + (1.055 \times 10^{-5} \times 1317^2) + (-3.595 \times 10^{-9} \times 1317^3)$$

$$(\bar{C}_{P,H_2O})_{1317K} = 44.86229 \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}}$$

$$\left(\bar{C}_{P,CO_2}\right)_{1317K} = (22.26) + (5.981 \cdot 10^{-2} \times 1317) + (-3.501 \cdot 10^{-5} \times 1317^2) + (7.469 \cdot 10^{-9} \times 1317^3)$$

$$\left(\bar{C}_{P,CO_2}\right)_{1317K} = 57.36866 \frac{kJ}{kmolK}$$

$$\left(\bar{C}_p\right)_{yü} = \sum y_i \bar{C}_{p,i}$$

$$\left(\bar{C}_p\right)_{yü} = \left(y_{N_2} \times \bar{C}_{P,N_2}\right) + \left(y_{O_2} \times \bar{C}_{P,O_2}\right) + \left(y_{H_2O} \times \bar{C}_{P,H_2O}\right) + \left(y_{CO_2} \times \bar{C}_{P,CO_2}\right)$$

$$= (0.7642 * 34.286) + (0.1440 * 36.086) + (0.0608 * 44.862) + (0.0311 * 57.369) \frac{kJ}{kmolK}$$

$$\left(\bar{C}_p\right)_{1317K} = 35.90484 \frac{kJ}{kmolK}$$

$$\left(C_p\right)_{1317K} = \frac{\left(\bar{C}_p\right)_{1317K}}{M_{hava}} = \frac{35.90484 \text{ kJ/kmolK}}{28.4762 \text{ kg/kmol}} \rightarrow \left(C_p\right)_{1317K} = 1.260872 \frac{kJ}{kgK}$$

Aynı formülleri $T_4 = 817 \text{ K}$ ve $T_5 = 383 \text{ K}$ için uyguladığımızda;

$$\left(C_p\right)_{817K} = 1.154452 \frac{kJ}{kgK} \quad \left(C_p\right)_{383K} = 1.057597 \frac{kJ}{kgK} \text{ değerlerini bulmuş oluruz.}$$

Bu 3 noktanın hesaplanan özgül ısı değerleri, her birinin mevcut sıcaklık ve basınç değerleri (6.10)'da yerlerine konarak fiziksel ekserji değerleri bulunur.

$$ex_3^{fz} = C_p \left[T - T_0 - T_0 \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right] + RT_0 \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

$$ex_3^{fz} = 1.260872 \frac{kJ}{kgK} \times \left[1317 - 298 - 298 * \ln\left(\frac{1317}{298}\right) \right] + 0.29197 * 298 * \ln\left(\frac{10.7}{1.01325}\right)$$

$$ex_3^{fz} = 931.897 \frac{kJ}{kg}$$

$$ex_3 = (ex_3)^{fz} + (ex_{yü})^{kim} = (931.897 + 20.003) \frac{kJ}{kg} \rightarrow ex_3 = 951.900 \frac{kJ}{kg}$$

$$ex_4^{fz} = 1.154452 \frac{kJ}{kgK} \times \left[817 - 298 - 298 * \ln\left(\frac{817}{298}\right) \right] + 0.29197 * 298 * \ln\left(\frac{1.01325}{1.01325}\right)$$

$$ex_4^{fz} = 252.194 \frac{kJ}{kg}$$

$$ex_5^{fz} = 1.057597 \frac{kJ}{kgK} \times \left[383 - 298 - 298 * \ln\left(\frac{383}{298}\right) \right] + 0.29197 * 298 * \ln\left(\frac{1.01325}{1.01325}\right)$$

$$ex_5^{fz} = 10.808 \frac{kJ}{kg}$$

Baca gazı (5 noktasının) toplam ekserjisi, yanma ürünleri kimyasal ekserjisi ve 5 noktasının fiziksel ekserjisinin toplamına eşittir:

$$ex_5 = (ex_5)^{fz} + (ex_{yü})^{kim} = 10.808 + 20.003 \frac{kJ}{kg} \rightarrow ex_5 = 30.811 \frac{kJ}{kg}$$

$$X_5^* = m_5^* \times ex_5 = 491.457 \text{ kg/s} \times 29.561 \text{ kJ/kg} \rightarrow X_5^* = 15\,142 \text{ kW}$$

olarak baca gazı ekserji değeri bulunmuş olur. 2 gaz türbini çevrimi olduğu için toplam baca gazı çıkış ekserjisi bu değerin 2 ile çarpılması ile bulunur.

Diğer Düğüm Noktalarının Ekserjileri

Su-buhar çevrimi düğüm noktalarının sıcaklık değerlerine göre fiziksel ekserjileri (6.8) bağıntısı ile hesaplanmıştır. Referans değerleri de verilmiştir.

$$(ex)^{fz} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (Su - buhar fazlarında)$$

$$T_0 = 298 \text{ K} \quad h_0 = 104.890 \text{ kJ/kg} \quad s_0 = 0.3674 \text{ kJ/kgK}$$

17

$$(\text{ex}_{17})^{fz} = (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0) = (170.183 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (0.5808 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{17})^{fz} = 1.704 \text{ kJ/kg}$$

18

$$(\text{ex}_{18})^{fz} = (h_{18} - h_0) - T_0(s_{18} - s_0) = (434.203 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (1.3466 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{18})^{fz} = 37.511 \text{ kJ/kg} = (\text{ex}_{21})^{fz} = (\text{ex}_{27})^{fz}$$

22

$$(\text{ex}_{22})^{fz} = (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0) = (439.972 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (1.3625 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{22})^{fz} = 38.528 \text{ kJ/kg}$$

23

$$(\text{ex}_{23})^{fz} = (h_{23} - h_0) - T_0(s_{23} - s_0) = (2850.100 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (6.9665 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{23})^{fz} = 778.678 \text{ kJ/kg}$$

29

$$(\text{ex}_{29})^{fz} = (h_{29} - h_0) - T_0(s_{29} - s_0) = (448.610 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (1.3852 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{29})^{fz} = 40.416 \text{ kJ/kg}$$

30

$$(\text{ex}_{30})^{fz} = (h_{30} - h_0) - T_0(s_{30} - s_0) = (3429.596 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (6.8217 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{30})^{fz} = 1401.332 \text{ kJ/kg}$$

31

$$(\text{ex}_{31})^{fz} = (h_{31} - h_0) - T_0(s_{31} - s_0) = (3424.772 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (6.8156 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{31})^{fz} = 1398.309 \text{ kJ/kg}$$

34

$$(\text{ex}_{34})^{fz} = (h_{34} - h_0) - T_0(s_{34} - s_0) = (2857.010 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (6.9812 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{34})^{fz} = 1401.332 \text{ kJ/kg}$$

35

$$(\text{ex}_{35})^{fz} = (h_{35} - h_0) - T_0(s_{35} - s_0) = (2854.952 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (6.9767 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{35})^{fz} = 780.480 \text{ kJ/kg}$$

36

$$(\text{ex}_{36})^{fz} = (h_{36} - h_0) - T_0(s_{36} - s_0) = (2332.582 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (7.4900 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{36})^{fz} = 105.154 \text{ kJ/kg}$$

27

$$(\text{ex}_{27})^{fz} = (h_{27} - h_0) - T_0(s_{27} - s_0) = (434.203 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (1.3466 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{27})^{fz} = 37.511 \text{ kJ/kg}$$

28

$$(\text{ex}_{28})^{fz} = (h_{28} - h_0) - T_0(s_{28} - s_0) = (448.610 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (1.3852 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{28})^{fz} = 40.416 \text{ kJ/kg}$$

22

$$(\text{ex}_{22})^{fz} = (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0) = (439.972 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (1.3625 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{22})^{fz} = 38.528 \text{ kJ/kg}$$

13

$$(\text{ex}_{13})^{fz} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) = (102.797 - 104.890) \text{ kJ} / \text{kg} - 298 \text{ K} (0.3603 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(\text{ex}_{13})^{fz} = 0.017 \text{ kJ/kg}$$

14

$$(ex_{14})^{fz} = (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0) = (123.700 - 104.890) \text{ kJ / kg} - 298 \text{ K} (0.4300 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(ex_{14})^{fz} = 0.170 \text{ kJ/kg}$$

15

$$(ex_{15})^{fz} = (h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0) = (166.815 - 104.890) \text{ kJ / kg} - 298 \text{ K} (0.5701 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(ex_{15})^{fz} = 1.520 \text{ kJ/kg}$$

16

$$(ex_{16})^{fz} = (h_{16} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0) = (170.368 - 104.890) \text{ kJ / kg} - 298 \text{ K} (0.5814 - 0.3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$(ex_{16})^{fz} = 1.704 \text{ kJ/kg}$$

Çizelge 7.11’de; santralden alınan verilerden, termodinamik tablolardan ve yukarıda yer alan bölümlerdeki hesaplamalardan yararlanılarak oluşturulan termodinamik özellik değerleri verilmiştir.

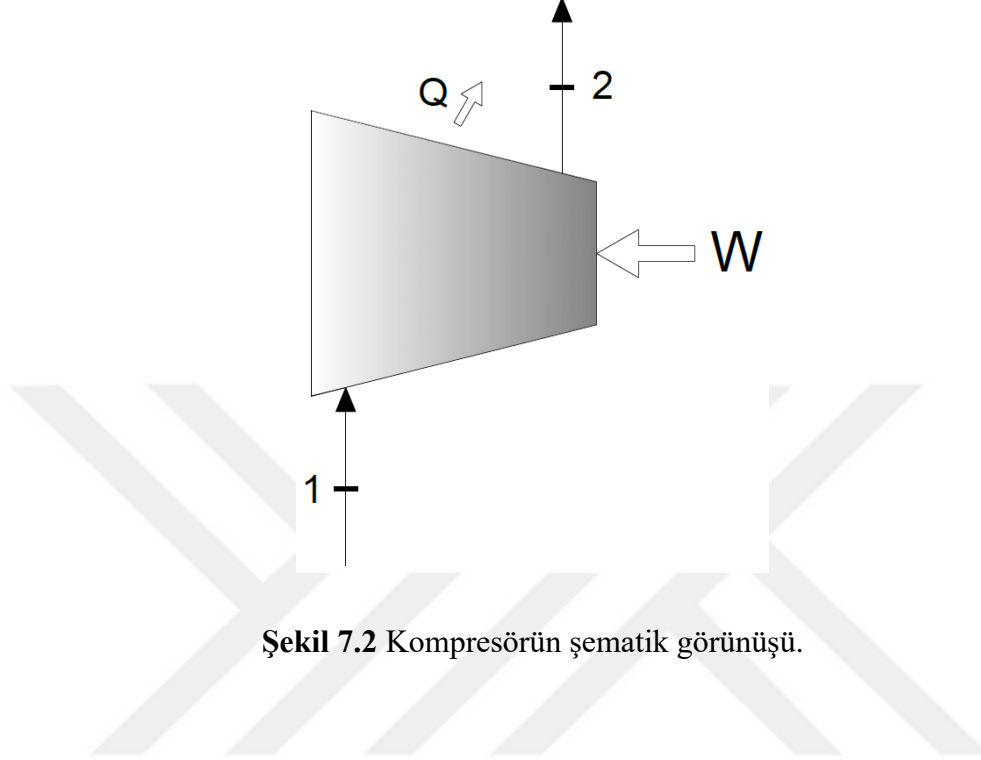
Santral bileşenlerinin kütle debi dengeleri, enerji dengeleri ve ekserji dengeleri ile bu denge denklemlerinden yararlanılarak hesaplanan ısı kayıpları ve tersinmezlik değerleri, bu tablolardan alınan verilerden yararlanarak hesaplanmıştır. Bundan sonraki bölümlerde bu hesaplamalara yer verilecektir.

Çizelge 7.11 Santralin düğüm noktalarına ait termodinamik özellik değerleri.

No	Faz	Kütle Debisi (kg/s)	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)	Fiziksel Ekserji (kJ/kg)	Kimyasal Ekserji (kJ/kg)	Toplam Ekserji (kJ/kg)
1	Hava	482.813	25	101.325	300.500	6.8840	-	-	-
2	Hava	482.813	345	1070	630.374	7.6340	311.864	-	311.864
40	Doğal Gaz	8.644	25	1800	-	-	-	50828.602	50828.602
3	Egzoz gazı	491.457	1044	1070	1481.324	8.7028	931.897	20.003	951.900
4	Egzoz gazı	491.457	544	101	874.620	8.1256	252.194	20.003	272.197
5	Baca gazı	491.457	110	101	396.746	7.2964	10.808	20.003	30.811
13	Su	10 000	24.5	3.09	102.797	0.3603	0.017	-	0.017
14	Su	10 000	29.5	4.14	123.700	0.4300	0.170	-	0.170
15	Su	144	39.8	7.325	166.815	0.5701	1.520	-	1.520
16	Su	144	40.6	705	170.183	0.5808	1.704	-	1.704
17	Su	72	40.6	705	170.183	0.5808	1.704	-	1.704
18	Su	72	103.6	271	434.203	1.3466	37.511	-	37.511
21	Su	13	103.6	115	434.203	1.3466	37.511	-	37.511
22	Su	13	104.9	2647	439.972	1.3625	38.528	-	38.528
23	Kızgın Buhar	13	200.0	600	2850.100	6.9665	778.678	-	778.678
27	Su	118	103.6	115	434.203	1.3466	37.511	-	37.511
28	Su	118	107.0	7800	448.610	1.3852	40.416	-	40.416
29	Su	59	107.0	7800	448.610	1.3852	40.416	-	40.416
30	Kızgın Buhar	59	508.0	7000	3429.596	6.8217	1401.332	-	1401.332
31	Kızgın Buhar	118	506.0	7000	3424.772	6.8156	1398.309	-	1398.309
33	Kızgın Buhar	26	198.0	600	2845.565	6.9565	777.134	-	777.134
34	Kızgın Buhar	118	203.0	600	2857.020	6.9812	781.218	-	781.218
35	Kızgın Buhar	144	202.0	600	2854.952	6.9767	780.480	-	780.480
36	Su-Buhar	144	39.8	7.325	2332.582	7.4900	105.154	-	105.154

7.4 SANTRAL ELEMANLARI ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

7.4.1 Kompresör



Şekil 7.2 Kompresörün şematik görünüşü.

1 Noktası

$$\dot{m}_1 = 482.813 \text{ kg / s}$$

$$T_1 = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 101.325 \text{ kPa}$$

$$h_1 = 300.500 \text{ kJ/kg}$$

2 Noktası

$$\dot{m}_2 = 482.813 \text{ kg / s}$$

$$T_2 = 345 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1070 \text{ kPa}$$

$$h_2 = 630.374 \text{ kJ/kg}$$

1 noktası kompresör giriş havasını, 2 noktası sıkıştırılan kompresör çıkış havasını göstermektedir (Şekil 7.2). Hava sıcaklığı kompresör girişine gelene kadar sürtünmelerden kaynaklı olarak yaklaşık olarak 1°C artar. Bu sebeple kompresör giriş sıcaklığı hava sıcaklığından 1°C fazla alınmıştır.

- **Kütle Dengesi**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \Rightarrow 482.813 \text{ kg/s} = 482.813 \text{ kg/s}$$

- **Enerji Dengesi**

\dot{Q}_k (ısı kaybı), enerji farkının %1'i olarak alınmıştır.

$$\dot{Q}_k = (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \times 0.01$$

$$= \dot{m} (h_2 - h_1) \times 0.01$$

$$= 482.813 \text{ kg/s} \times (630.374 - 300.500) \text{ kJ/kg} \times 0.01$$

$$= 1592.675 \text{ kW}$$

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\zeta = 0$$

$$\dot{E}_1 + \dot{W}_k - \dot{E}_2 - \dot{Q}_k = 0$$

$$\dot{W}_k = \dot{E}_2 - \dot{E}_1 + \dot{Q}_k$$

$$\dot{W}_k = \dot{m} (h_2 - h_1) + \dot{Q}_k$$

$$= [482.813 \text{ kg/s} \times (630.374 - 300.500) \text{ kJ/kg}] + 1592.675 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_k = 160860.195 \text{ kW}$$

- **Ekserji Dengesi**

$$\sum \dot{X}_{giren} - \sum \dot{X}_{çıkan} = 0$$

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yok olan} = 0$$

$$\dot{X}_1 + \dot{W}_k - \dot{X}_2 - \dot{X}_y = 0$$

$$\dot{X}_y = \dot{W}_k + \dot{X}_1 - \dot{X}_2$$

$$\dot{X}_y = \dot{W}_k + \left[\dot{m} (ex_1 - ex_2) \right]$$

$ex_1 = 0$ (Hava, atmosferik şartlarda girdiği kabul edildiğinden)

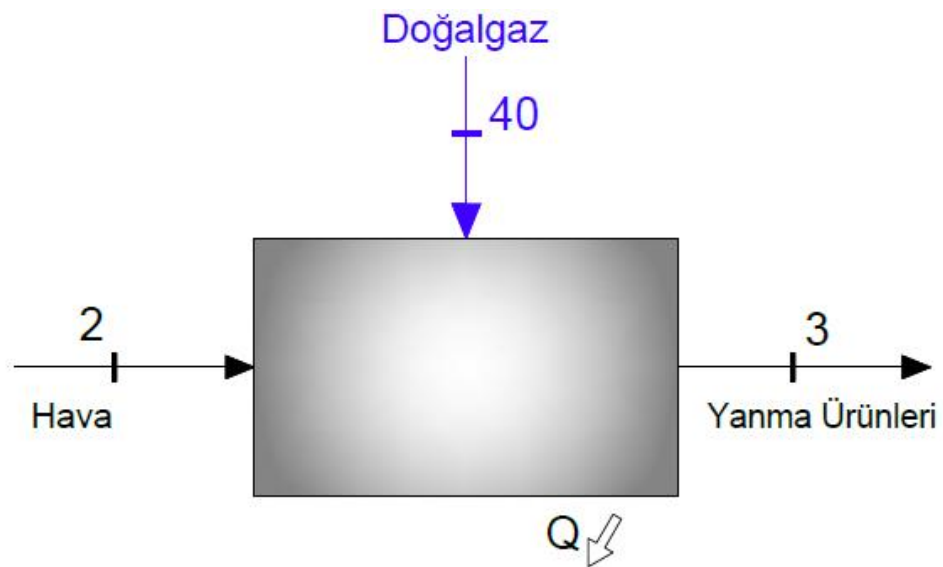
$$ex_2 = 311.864 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_y = 160\,860.195 \text{ kW} + [482.813 \text{ kg/s} \times (0 - 311.864) \text{ kJ/kg}]$$

$$\dot{X}_y = 10\,288 \text{ kW}$$

Ünitede 2 gaz türbin çevrimi olduğundan, bilanço hesabında bu değer 2 ile çarpılmaktadır.

7.4.2 Yanma Odası



Şekil 7.3 Yanma odasının şematik görünüşü.

2 Noktası

$$\dot{m}_2 = 482.813 \text{ kg / s}$$

$$T_2 = 345 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1070 \text{ kPa}$$

$$h_2 = 630.374 \text{ kJ/kg}$$

40 Noktası (Yakıt)

$$\dot{m}_{40} = 8.644 \text{ kg / s}$$

$$P_{40} = 1800 \text{ kPa}$$

$$AID = 49275.469 \text{ kJ/kg}$$

3 noktası

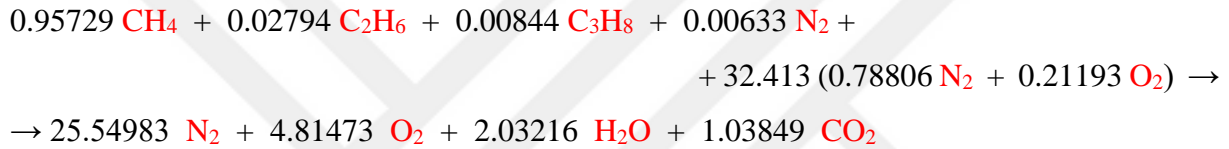
$$\dot{m}_3 = 491.457 \text{ kg / s}$$

$$P_3 = 1070 \text{ kPa}$$

$$h_3 = 1481.323 \text{ kJ/kg}$$

$$T_3 = 1044 \text{ }^\circ\text{C}$$

2 noktası yakma havasını, 40 noktası doğal gazı, 3 noktası ise tepkime sonucunda oluşan yanma ürünlerini temsil etmektedir (Şekil 7.3). Yanma reaksiyonu:



Çizelge 7.12 Hava ve yanma ürünleri molar oran ve sıcaklık-entalpi değerleri.

Bileşen	\bar{h}^0 (kJ/kmol)	$\bar{h}_{618 \text{ K}}$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_{1317 \text{ K}}$ (kJ/kmol)	y_i (yü)	y_i (hava)
N_2	8669	18 106	40 760	0.7642	0.7881
O_2	8682	18 508	42 655	0.1440	0.2119
H_2O	9904		49 584	0.0607	
CO_2	9364		60 510	0.0311	

- Kütle Dengesi**

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_{40} = \dot{m}_3 \Rightarrow (482.813 + 8.644) \text{ kg/s} = 491.457 \text{ kg/s}$$

Yanma reaksiyonu, Çizelge 7.12'de yer alan sıcaklık değerlerine göre duyulur entalpi, standart referans durumdaki duyulur entalpi değerleri ve molar oranlardan yararlanarak enerji denklemini uygulayacağız.

- Enerji Dengesi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_ç \rightarrow \dot{E}_{yakıt} + \dot{E}_{hava} = \dot{E}_{yü} + \dot{Q}_ç \quad (6.15b)$$

$$\dot{Q}_ç = \dot{m}_y h_y + \left[\frac{\dot{m}_h}{M_h} \sum y_i (\bar{h} - \bar{h}^0)_{hava} \right] - \left[\frac{\dot{m}_{yü}}{M_{yü}} \sum y_i (\bar{h} - \bar{h}^0)_{yü} \right]$$

$$\dot{Q}_ç = \left[8.644 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 49\,275.469 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$+ \left[\frac{482.813 \text{ kg/s}}{28.8577 \text{ kg/kmol}} \times \sum \left[\begin{array}{l} (0.7881 \times (18\,106 - 8\,669) \text{ kJ / kmol N}_2) \\ + (0.2119 \times (18\,508 - 8\,682) \text{ kJ / kmol O}_2) \end{array} \right] \right]$$

$$- \left[\frac{491.457 \text{ kg/s}}{28.4762 \text{ kg/kmol}} \times \sum \left[\begin{array}{l} (0.7642 \times (40\,760 - 8\,669) \text{ kJ / kmol N}_2) \\ + (0.1440 \times (42\,655 - 8\,682) \text{ kJ / kmol O}_2) \\ + (0.0608 \times (49\,584 - 9\,904) \text{ kJ / kmol H}_2\text{O}) \\ + (0.0311 \times (60\,510 - 9\,364) \text{ kJ / kmol CO}_2) \end{array} \right] \right]$$

$$\dot{Q}_ç = \left[8.644 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 49\,275.469 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$+ \left[\frac{482.813 \text{ kg/s}}{28.8577 \text{ kg/kmol}} \times 9\,519 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right] \left[\frac{491.457 \text{ kg/s}}{28.4762 \text{ kg/kmol}} \times 33\,416 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right]$$

$$\dot{Q}_ç = 425\,937 \text{ kW} + 159\,268 \text{ kW} - 576\,711 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_ç = 8512 \text{ kW}$$

$$\text{Yakıt Enerjisi} = \dot{E}_{yakıt} = \left[8.644 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 49\,275.469 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] = 425\,937.151 \text{ kW}$$

2 gaz türbin çevrimi olduğundan bilanço hesabında bu değerler 2 ile çarpılmaktadır.

- Ekserji Dengesi

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yok olan} = 0$$

$$\dot{X}_2 + \dot{X}_{40} - \dot{X}_3 - \dot{X}_y = 0$$

$$\dot{X}_y = \dot{X}_2 + \dot{X}_{40} - \dot{X}_3$$

$$\dot{X}_y = (\dot{m}_2 * ex_2) + (\dot{m}_{40} * ex_{40}) - (\dot{m}_3 * ex_3)$$

$$ex_2 = 311.864 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_y = 50\,828.602 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_3 = 951.900 \text{ kJ/kg}$$

$$\sum \dot{X}_{giren} - \sum \dot{X}_{çıkan} = 0$$

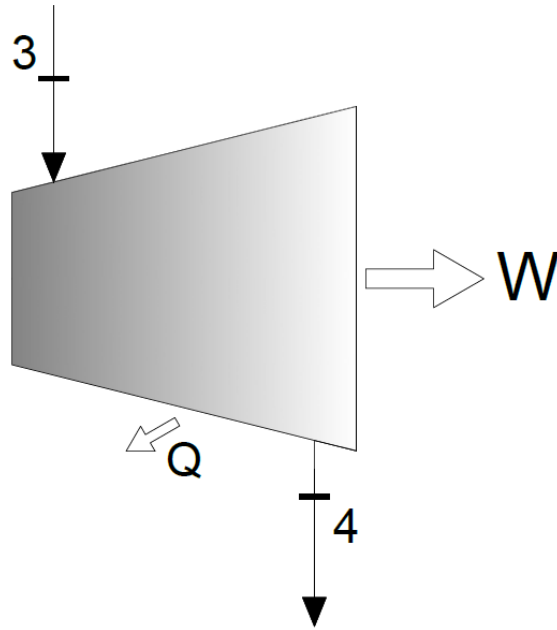
$$\begin{aligned} \dot{X}_y &= [482.813 \text{ kg/s} \times 311.864 \text{ kJ/kg}] + [8.644 \text{ kg/s} \times 50\,828.602 \text{ kJ/kg}] \\ &+ [491.457 \text{ kg/s} \times 951.900 \text{ kJ/kg}] \end{aligned}$$

$$\dot{X}_y = 122\,117 \text{ kW}$$

$$\text{Yakıt Ekserjisi} = \dot{X}_{yakıt} = \left[8.644 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 50\,828.602 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] = 439\,362.437 \text{ kW}$$

2 gaz türbin çevrimi olduğundan bilanço hesabında yakıt ekserjisi ve tersinmezlik değeri 2 ile çarpılmaktadır.

7.4.3 Gaz Türbini



Şekil 7.4 Gaz türbininin şematik görünüşü.

3 Noktası

$$\dot{m}_3 = 491.457 \text{ kg / s}$$

$$T_3 = 1044 \text{ } ^\circ\text{C} = 1317 \text{ K}$$

$$P_3 = 1070 \text{ kPa}$$

$$h_3 = 1481.323 \text{ kJ/kg}$$

4 Noktası

$$\dot{m}_4 = 491.457 \text{ kg / s}$$

$$T_4 = 544 \text{ } ^\circ\text{C} = 817 \text{ K}$$

$$P_4 = 101.325 \text{ kPa}$$

$$h_4 = 874.620 \text{ kJ/kg}$$

3 noktası gaz türbin girişi yanma ürünlerini, 4 noktası gaz türbin çıkışı yanma ürünlerini temsil etmektedir (Şekil 7.4). Gaz türbin giriş sıcaklığı santral verilerinde mevcut olmadığı için yanma reaksiyonu 1. yasa analizi ile hesaplanmıştır.

- **Kütle Dengesi**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \Rightarrow 491.457 \text{ kg/s} = 491.457 \text{ kg/s}$$

- **Enerji Dengesi**

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\zeta = 0$$

$$\dot{E}_3 = \dot{W}_{GT} + \dot{E}_4 + \dot{Q}_k$$

$$\dot{Q}_k = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{W}_{GT} = \dot{m} \left(h_3 - h_4 \right) - \dot{W}_{GT}$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{komp} = (134\,000 + 160\,860) \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{GT} = 294\,860 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_k = \left[491.457 \text{ kg/s} \times (1481.323 - 874.620) \text{ kJ/kg} \right] - 294\,860 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_k = 3\,308 \text{ kW}$$

Gaz türbininden elde edilen net enerji santralden alınmıştır. Kompresöre harcanan enerji kompresör enerji dengesi ile hesaplanmıştır. Bu verilerden yararlanarak gaz türbini enerji dengesiyle ısı kaybı hesaplanmıştır. Santralden alınan net enerji jeneratör verimi ile çarpılarak gaz türbini elektrik enerjisi bulunmuştur. 2 gaz türbini olduğundan üniteden elde edilen toplam gaz türbini net elektrik enerjisi 263 846 kW'tır.

Gaz Türbini elektrik gücü,

$$\dot{W}_{el,GT} = \dot{W}_{GT} \times \eta_{jen,GT} = 134\,000 \text{ kW} \times 0.9845 \quad \Rightarrow \quad \dot{W}_{el,GT} = 131\,923 \text{ kW}$$

Gaz Türbini toplam gücü,

$$\dot{W}_{top,GT} = \dot{W}_{el,GT} + \dot{W}_k = 131\,923 \text{ kW} + 160\,860 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{top,GT} = 292\,783 \text{ kW}$$

Gaz türbininin toplam enerjisini hesaplayarak tersinmezlik hesabında tüm kayıpların dahil edilmesini sağlamış oluyoruz.

- **Ekserji Dengesi**

$$\sum \dot{X}_{giren} - \sum \dot{X}_{çikan} = 0$$

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çikan} - \dot{X}_{yok olan} = 0$$

$$\dot{X}_3 - \dot{W}_{top,GT} - \dot{X}_4 - \dot{X}_y = 0$$

$$\dot{X}_y = \dot{X}_3 - \dot{X}_4 - \dot{W}_{top,GT}$$

$$\dot{X}_y = \left[\dot{m} (ex_3 - ex_4) \right] - \dot{W}_{top,GT}$$

$$ex_3^{fz} = 931.897 \text{ kJ/kg}$$

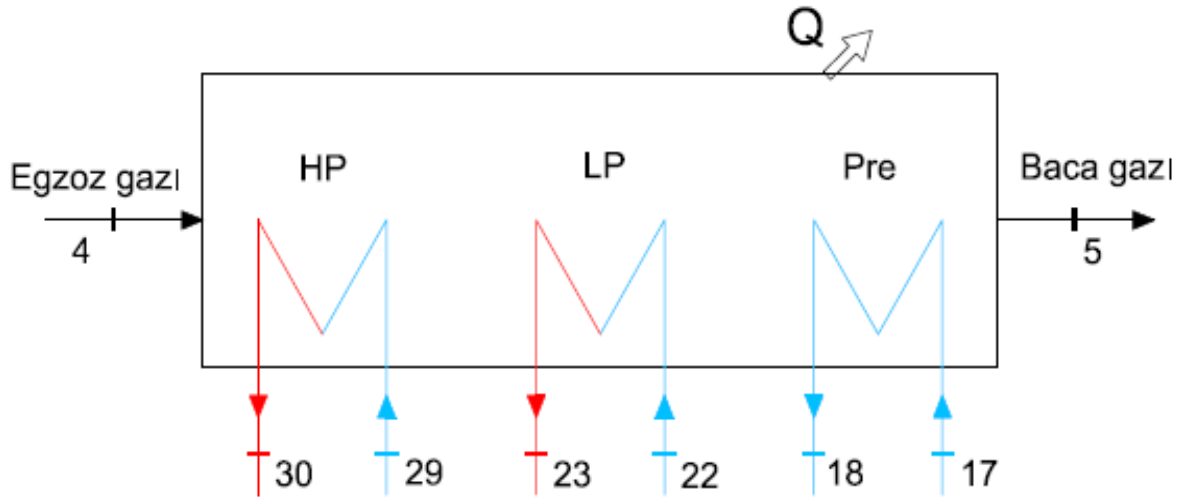
$$ex_4^{fz} = 252.194 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_y = [491.457 \text{ kg/s} \times (931.897 - 252.194) \text{ kJ/kg}] - 292.783 \text{ kW}$$

$$\dot{X}_y = 41.261 \text{ kW}$$

3 ve 4 noktalarının kimyasal ekserjileri dahil edilmemiştir. Giriş çıkış debi ve kimyasal ekserjiler eşit olduğundan hesaplamalarda herhangi bir değişikliğe sebep olmamaktadır. Gaz türbini toplam elektrik enerjisi alınarak gaz türbini kayıplarının tümü tersinmezliğe dahil edilmiştir. 2 gaz türbini olduğundan bilanço hesabında tersinmezlik değeri 2 ile çarpılmaktadır.

7.4.4 Atık Isı Kazanı



Şekil 7.5 Atık ısı kazanı şematik görünüşü.

4 Noktası

$$\dot{m}_4 = 491.457 \text{ kg / s}$$

$$T_4 = 544 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 874.620 \text{ kJ/kg}$$

$$P_4 = 101.325 \text{ kPa}$$

5 Noktası

$$\dot{m}_5 = 491.457 \text{ kg / s}$$

$$T_5 = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_5 = 396.746 \text{ kJ/kg}$$

$$P_5 = 101.325 \text{ kPa}$$

17 Noktası

$$\dot{m}_{17} = 72 \text{ kg / s}$$

$$T_{17} = 40.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{17} = 170.183 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{17} = 0.5803 \text{ kJ/kgK}$$

18 Noktası

$$\dot{m}_{18} = 72 \text{ kg / s}$$

$$T_{18} = 103.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{18} = 434.203 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{18} = 1.3467 \text{ kJ/kgK}$$

22 Noktası

$$\dot{m}_{22} = 13 \text{ kg / s}$$

$$T_{22} = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{22} = 439.972 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{22} = 1.3625 \text{ kJ/kgK}$$

23 Noktası

$$\dot{m}_{23} = 13 \text{ kg / s}$$

$$T_{23} = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{23} = 2850.100 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{23} = 6.9665 \text{ kJ/kgK}$$

29 Noktası

$$\dot{m}_{29} = 59 \text{ kg / s}$$

$$T_{29} = 107 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{29} = 448.610 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{29} = 1.3852 \text{ kJ/kgK}$$

30 Noktası

$$\dot{m}_{30} = 59 \text{ kg / s}$$

$$T_{30} = 508 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{30} = 3429.596 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{30} = 6.8217 \text{ kJ/kgK}$$

- **Kütle Dengesi**

Gaz Çevrimi için,

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \Rightarrow 491.457 \text{ kg/s} = 491.457 \text{ kg/s}$$

Su-buhar çevrimi için,

$$\dot{m}_{17} + \dot{m}_{22} + \dot{m}_{29} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{23} + \dot{m}_{30}$$

$$(72 + 13 + 59) \text{ kg/s} = (72 + 13 + 59) \text{ kg/s} \Rightarrow 144 \text{ kg/s} = 144 \text{ kg/s}$$

- **Enerji Dengesi**

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\zeta = 0$$

$$\dot{E}_4 + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{29} = \dot{E}_5 + \dot{E}_{18} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{30} + \dot{Q}_k$$

$$\dot{Q}_k = \dot{E}_4 + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{29} - \dot{E}_5 - \dot{E}_{18} - \dot{E}_{23} - \dot{E}_{30}$$

$$\dot{Q}_k = \left(\dot{m}_4 h_4 \right) + \left(\dot{m}_{17} h_{17} \right) + \left(\dot{m}_{22} h_{22} \right) + \left(\dot{m}_{29} h_{29} \right)$$

$$- \left(\dot{m}_5 h_5 \right) - \left(\dot{m}_{18} h_{18} \right) - \left(\dot{m}_{23} h_{23} \right) - \left(\dot{m}_{30} h_{30} \right)$$

$$= (491.457 \text{ kg/s} \times 874.620 \text{ kJ/kg}) + (72 \text{ kg/s} \times 170.183 \text{ kJ/kg})$$

$$+ (13 \text{ kg/s} \times 439.972 \text{ kJ/kg}) + (59 \text{ kg/s} \times 448.610 \text{ kJ/kg})$$

$$+ (491.457 \text{ kg/s} \times 396.746 \text{ kJ/kg}) + (72 \text{ kg/s} \times 434.203 \text{ kJ/kg})$$

$$+ (13 \text{ kg/s} \times 2850.100 \text{ kJ/kg}) + (59 \text{ kg/s} \times 3429.596 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_k = (429\,838 + 12\,267 + 5\,720 + 26\,468 - 194\,983 - 31\,263 - 37\,051 - 202\,346) \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_k = 8\,635 \text{ kW}$$

- **Ekserji Dengesi**

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yok olan} = 0$$

$$\dot{X}_4 + \dot{X}_{17} + \dot{X}_{22} + \dot{X}_{29} - \dot{X}_5 - \dot{X}_{18} - \dot{X}_{23} - \dot{X}_{30} - \dot{X}_y = 0$$

$$\dot{X}_y = \dot{X}_4 + \dot{X}_{17} + \dot{X}_{22} + \dot{X}_{29} - \dot{X}_5 - \dot{X}_{18} - \dot{X}_{23} - \dot{X}_{30}$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_y &= (\dot{m}_4 * ex_4) + (\dot{m}_{17} * ex_{17}) + (\dot{m}_{22} * ex_{22}) + (\dot{m}_{29} * ex_{29}) \\ &\quad - (\dot{m}_5 * ex_5) - (\dot{m}_{18} * ex_{18}) - (\dot{m}_{23} * ex_{23}) - (\dot{m}_{30} * ex_{30}) \end{aligned}$$

$$ex_4 = 252.194 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_5 = 10.808 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{17} = 1.704 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{18} = 37.511 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{22} = 38.528 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{23} = 778.678 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{29} = 40.416 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{30} = 1401.332 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned}\dot{X}_y &= [491.457 \text{ kg/s} \times 252.194 \text{ kJ/kg}] - [491.457 \text{ kg/s} \times 10.808 \text{ kJ/kg}] \\ &+ [72 \text{ kg/s} \times 1.691 \text{ kJ/kg}] - [72 \text{ kg/s} \times 37.511 \text{ kJ/kg}] \\ &+ [13 \text{ kg/s} \times 38.528 \text{ kJ/kg}] - [13 \text{ kg/s} \times 778.678 \text{ kJ/kg}] \\ &+ [59 \text{ kg/s} \times 40.416 \text{ kJ/kg}] - [59 \text{ kg/s} \times 1401.332 \text{ kJ/kg}]\end{aligned}$$

$$\dot{X}_y = (123\,942 - 5\,312 + 123 - 2\,701 + 501 - 10\,123 + 2\,385 - 82\,679) \text{ kW}$$

$$\dot{X}_y = 26\,137 \text{ kW}$$

Atık ısı kazanı ekserji dengesinde egzoz gazlarının fiziksel ekserjileri alınmıştır. Kimyasal ekserjilerinin dahil edilmesi sonucu değiştirmedığı için dahil edilmeye gerek duyulmamıştır.

Buhar Türbini Isı Kaybı Hesabı

Buhar türbininden elde edilen net enerjiyi santral verilerinden aldık. Enerji dengesinde, net enerji ile enerji farkından yararlanarak ısı kaybını bulabiliriz.

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\zeta = 0$$

$$\dot{E}_{31} - \dot{E}_{34} + \dot{E}_{35} - \dot{E}_{36} - \dot{W}_{BT} - \dot{Q}_k = 0$$

$$\dot{Q}_k = \dot{E}_{31} - \dot{E}_{34} + \dot{E}_{35} - \dot{E}_{36} - \dot{W}_{BT} = \dot{m}_{31} (h_{31} - h_{34}) + \dot{m}_{35} (h_{35} - h_{36}) - \dot{W}_{BT}$$

$$\dot{Q}_k = [118 \text{ kg/s} \times (3424.772 - 2857.020) \text{ kJ/kg}]$$

$$+ [144 \text{ kg/s} \times (2854.952 - 2332.582) \text{ kJ/kg}] - 142\,000 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_k = 216.048 \text{ kW}$$

Buhar Türbinin toplam ısı kaybını bu şekilde hesaplayabiliyoruz. YB ve AB türbinlerinden elde edilen net enerjiler, santral verilerinde olmadığı için giriş-çıkış verilerinden yararlanarak enerji dengesiyle ısı kaybı dahil enerjiyi bulabiliriz. Fakat, YB – AB Türbinlerinin ayrı ayrı ısı kayıplarını bilemiyoruz. Isı kayıplarını, YB – AB Türbinleri elde edilen enerji oranlarına göre dağıtırsak;

$$\dot{E}_{HP} = [118 \text{ kg/s} \times (3424.772 - 2857.020) \text{ kJ/kg}] = 66\,994.736 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{LP} = [144 \text{ kg/s} \times (2854.952 - 2332.582) \text{ kJ/kg}] = 75\,221.312 \text{ kW}$$

Bu bulduğumuz değerler ısı kaybı dahil enerjilerdir. Isı kayıplarını kesin olarak bulamadığımız ve bu değerler çok küçük değerlerde olduğu için bu değerleri YB-AB türbinleri enerji oranlarına göre dağıtıyoruz.

YB Türbin için,

$$\frac{\dot{E}_{HP}}{\dot{W}_{BT}} = \frac{\dot{Q}_{k,hp}}{\dot{Q}_{k,BT}} \Rightarrow \frac{66\,994.736 \text{ kW}}{142\,216.048 \text{ kW}} = \frac{\dot{Q}_{k,hp}}{216.048 \text{ kW}}$$

$$\dot{Q}_{k,hp} = 101.775 \text{ kW}$$

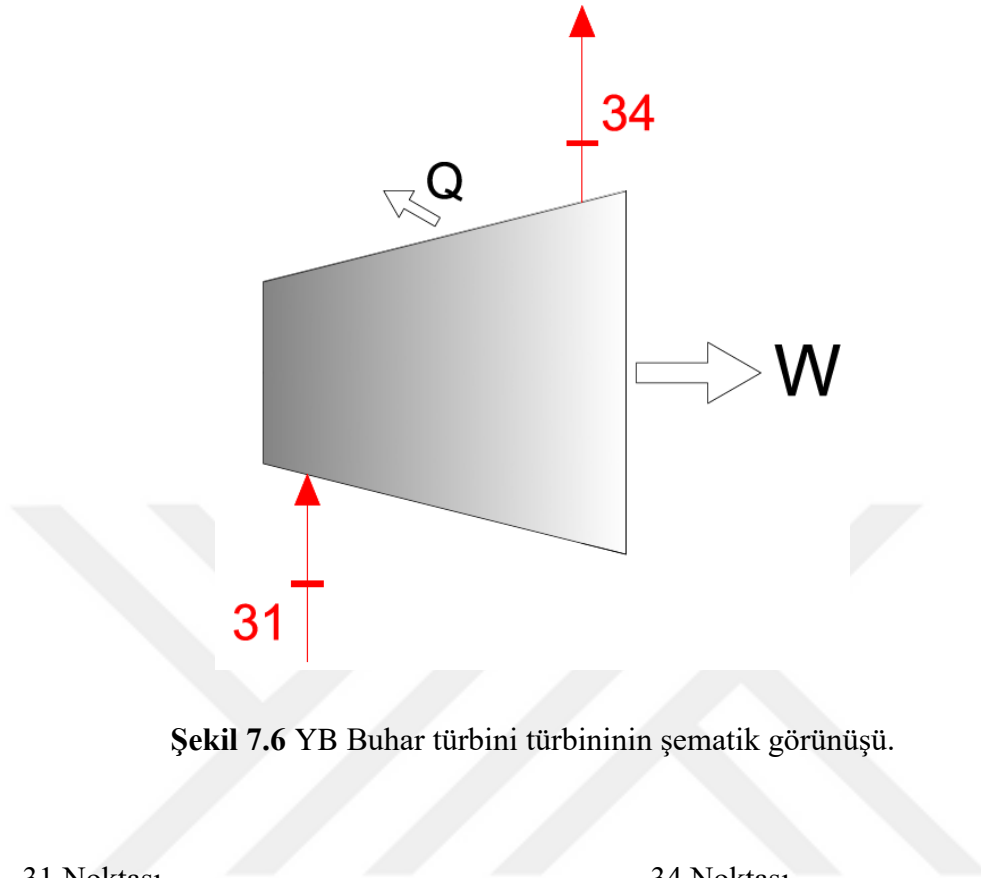
AB Türbin için,

$$\frac{\dot{E}_{LP}}{\dot{W}_{BT}} = \frac{\dot{Q}_{k,Lp}}{\dot{Q}_{k,BT}} \Rightarrow \frac{75\,221.312 \text{ kW}}{142\,216.048 \text{ kW}} = \frac{\dot{Q}_{k,Lp}}{216.048 \text{ kW}}$$

$$\dot{Q}_{k,Lp} = 114.273 \text{ kW}$$

olarak kabul etmiş oluyoruz.

7.4.5 YB Buhar Türbini



Şekil 7.6 YB Buhar türbini türbininin şematik görünüşü.

31 Noktası

$$\dot{m}_3 = 118 \text{ kg / s}$$

$$T_{31} = 506 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{31} = 3424.772 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{31} = 6.8156 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_{31} = 7 \text{ MPa}$$

34 Noktası

$$\dot{m}_4 = 118 \text{ kg / s}$$

$$T_{34} = 203 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{34} = 2857.020 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{34} = 6.9812 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_{34} = 0.6 \text{ MPa}$$

31 noktası, 2 atık ısı kazanından çıkan kızgın buhar kollarının birleşimini temsil eden YB türbinine giriş koludur. 34 noktası YB türbininden çıkan kızgın buhar koludur (Şekil 7.6).

- **Kütle Dengesi**

$$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{34} \Rightarrow 118 \text{ kg/s} = 118 \text{ kg/s}$$

- **Enerji Dengesi**

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\zeta = 0$$

$$\dot{E}_{31} = \dot{W}_{HP} + \dot{E}_{34} + \dot{Q}_k$$

$$\dot{W}_{HP} = \dot{E}_{31} - \dot{E}_{34} - \dot{Q}_k = \dot{m} (h_{31} - h_{34}) - \dot{Q}_k$$

$$\dot{W}_{HP} = [118 \text{ kg/s} \times (3424.772 - 2857.020) \text{ kJ/kg}] - 101.775 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{HP} = 66\,892.961 \text{ kW}$$

YB Türbini elektrik gücü,

$$\dot{W}_{el,HP} = \dot{W}_{HP} \times \eta_{jen,BT} = 66\,892.961 \text{ kW} \times 0.9880 \Rightarrow \dot{W}_{el,HP} = 66\,090.245 \text{ kW}$$

- **Ekserji Dengesi**

$$\sum \dot{X}_{giren} - \sum \dot{X}_{çıkan} = 0$$

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yok\ olan} = 0$$

$$\dot{X}_{31} - \dot{W}_{el,HP} - \dot{X}_{34} - \dot{X}_y = 0$$

$$\dot{X}_y = \dot{X}_{31} - \dot{X}_{34} - \dot{W}_{el,HP}$$

$$\dot{X}_y = \left[\dot{m} (ex_{31} - ex_{34}) \right] - \dot{W}_{el,HP}$$

$$ex_{31}^{fz} = 1398.309 \text{ kJ/kg}$$

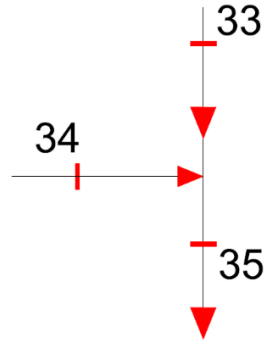
$$ex_{34}^{fz} = 781.218 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_y = [118 \text{ kg/s} \times (1398.309 - 781.218) \text{ kJ/kg}] - 66\,090.245 \text{ kW}$$

$$\dot{X}_y = 6\,727 \text{ kW}$$

35 düğüm nokta değerlerinin tespiti

YB Türbininden çıkan buhar (34) ile Atık ısı kazanının AB kolundan gelen buhar (33) birleşerek aynı kol üzerinden (35) AB Türbinine girer (Şekil 7.7).



Şekil 7.7 YB ve AB atık ısı kazanı kollarının AB türbin giriş kolunu oluşturması.

33 Noktası

$$\dot{m}_{33} = 26 \text{ kg / s}$$

$$T_{33} = 198 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_{33} = 2845.565 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{33} = 6.9564 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_{33} = 0.6 \text{ MPa}$$

34 Noktası

$$\dot{m}_{34} = 118 \text{ kg / s}$$

$$T_{34} = 203 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_{34} = 2857.020 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{34} = 6.9812 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_{34} = 0.6 \text{ MPa}$$

35 kolunu oluşturan düğüm noktasına enerji dengesini uygularsak,

$$m_{35} h_{35} = m_{33} h_{33} + m_{34} h_{34}$$

$$h_{35} = \frac{m_{33} h_{33} + m_{34} h_{34}}{m_{35}}$$

$$h_{35} = \frac{(26 \text{ kg/s} \times 2845.565 \text{ kJ/kg}) + (118 \text{ kg/s} \times 2857.020 \text{ kJ/kg})}{144 \text{ kg/s}}$$

$$h_{35} = 2854.952 \text{ kJ/kg}$$

Kızgın buhar tablosundan bu entalpi değerine karşılık gelen sıcaklığa bakarız.

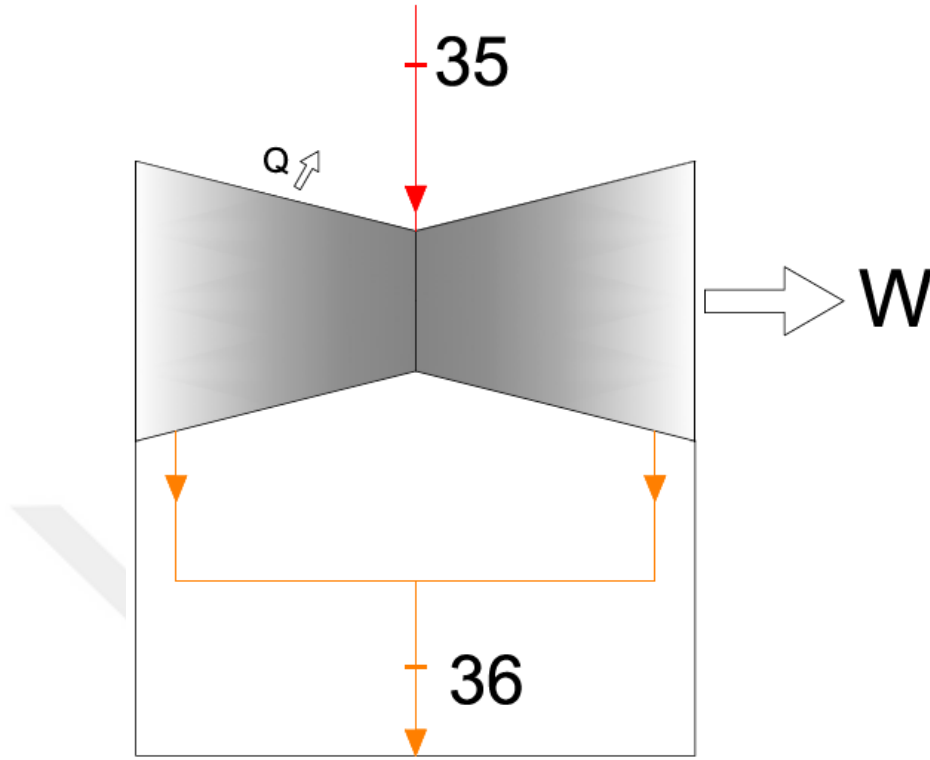
⇓

$$T_{35} = 202 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (P_{35} = 600 \text{ kPa})$$

$$s_{35} = 6.9770 \text{ kJ/kgK}$$

değerlerini bulmuş oluruz.

7.4.6 AB Türbini



Şekil 7.8 AB Buhar türbininin şematik görünüşü.

35 Noktası

$$\dot{m}_{35} = 144 \text{ kg / s}$$

$$T_{35} = 202 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_{35} = 2854.952 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{35} = 6.9770 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_{35} = 0.6 \text{ MPa}$$

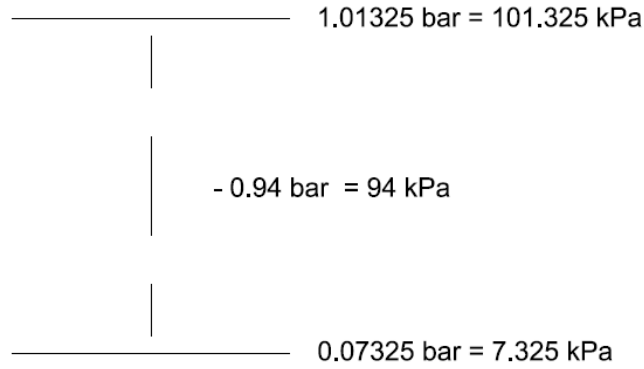
36 Noktası

$$\dot{m}_{36} = 144 \text{ kg / s}$$

$$P_{36} = -94 \text{ kPa} = 7.325 \text{ kPa}$$

İşletme verilerinde AB türbini çıkış kolu özellikleri mevcut olmadığı için bu değeri vakum basıncından yararlanarak hesaplayacağız (Şekil 7.8).

36 Dügüm Nokta Değerinin Hesabı



Şekil 7.9 Mutlak basınç hesabı.

$$P_{\text{mutlak}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{vakum}} \quad (\text{Şekil 7.8})$$

$$P_{\text{atm}} = 1.01325 \text{ bar}$$

$$P_{\text{vakum}} = 0.94 \text{ bar}$$

$P_{\text{mutlak}} = 1.01325 \text{ bar} - 0.94 \text{ bar} = 0.07325 \text{ bar} = 7.325 \text{ kPa}$ olarak gerçek basıncı buluruz (Şekil 7.8).

Termodinamik tablolardan, bu mutlak basınca karşılık gelen doyma sıcaklığını ve özellikleri buluruz.

$$\rightarrow T_{36} = 39.8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow h_f = 166.815 \text{ kJ/kg} \quad h_{fg} = 2406.407 \text{ kJ/kg}$$

$$s_f = 0.5701 \text{ kJ/kgK} \quad s_{fg} = 7.6888 \text{ kJ/kgK}$$

AB türbininden çıkan yaş buharın kuruluk derecesini bilemediğimiz için yaklaşık bir değer alırız. Denklemden yerlerine koyduğumuzda türbin çıkışı yaş buharın entalpi ve entropi değerlerini buluruz.

→ x = 0.90 alırsak (kuruluk derecesi)

$$h_{ort} = h_f + x \cdot h_{fg} \quad (7.1)$$

$$= 166.815 \text{ kJ/kg} + 0.90 (2406.407 \text{ kJ/kg})$$

$$= 2332.582 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{ort} = s_f + x \cdot s_{fg} \quad (7.2)$$

$$= 0.5701 \text{ kJ/kgK} + 0.90 (7.6888 \text{ kJ/kgK})$$

$$= 7.4900 \text{ kJ/kgK}$$

- **Kütle Dengesi**

$$\dot{m}_{35} = \dot{m}_{36} \Rightarrow 144 \text{ kg/s} = 144 \text{ kg/s}$$

- **Enerji Dengesi**

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\zeta = 0$$

$$\dot{E}_{35} = \dot{W}_{LP} + \dot{E}_{36} + \dot{Q}_k$$

$$\dot{W}_{LP} = \dot{E}_{35} - \dot{E}_{36} - \dot{Q}_k = \dot{m} (h_{35} - h_{36}) - \dot{Q}_k$$

$$\dot{W}_{LP} = [144 \text{ kg/s} \times (2854.952 - 2332.582) \text{ kJ/kg}] - 114.273 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{LP} = 75\,107.038 \text{ kW}$$

AB Türbini elektrik gücü,

$$\dot{W}_{el,LP} = \dot{W}_{LP} \times \eta_{jen,BT} = 75\,107.038 \text{ kW} \times 0.9880 \Rightarrow \dot{W}_{el,LP} = 74\,205.754 \text{ kW}$$

Buhar Türbini elektrik gücü,

$$\dot{W}_{el,BT} = \dot{W}_{BT} \times \eta_{jen,BT} = 142\,000 \text{ kW} \times 0.9880 \Rightarrow \dot{W}_{el,BT} = 140\,296 \text{ kW}$$

- **Ekserji Dengesi**

$$\sum \dot{X}_{giren} - \sum \dot{X}_{çıkan} = 0$$

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yok\ olan} = 0$$

$$\dot{X}_{35} - \dot{W}_{el,LP} - \dot{X}_{36} - \dot{X}_y = 0$$

$$\dot{X}_y = \dot{X}_{35} - \dot{X}_{36} - \dot{W}_{el,LP}$$

$$\dot{X}_y = \left[\dot{m} (ex_{35} - ex_{36}) \right] - \dot{W}_{el,LP}$$

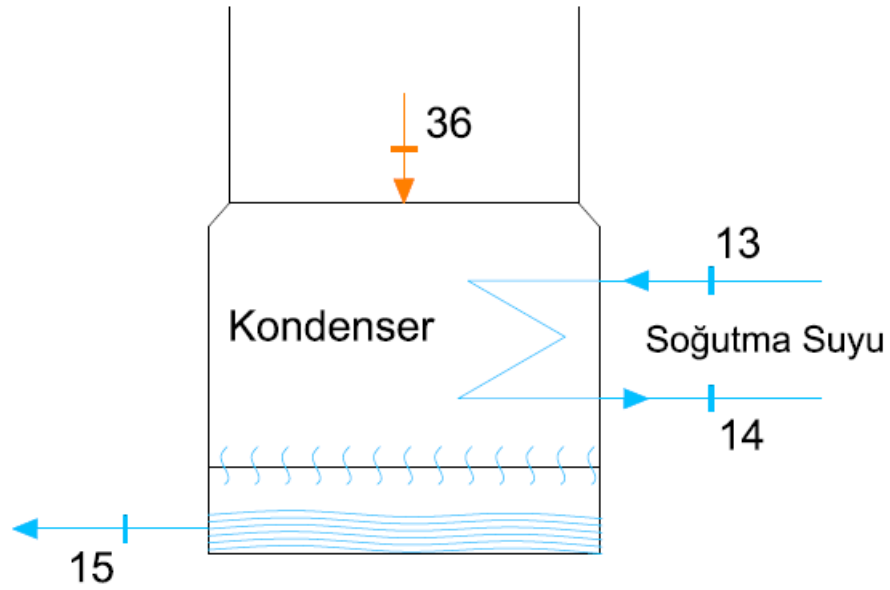
$$ex_{35}^{fz} = 780.480 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{36}^{fz} = 105.154 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_y = [144 \text{ kg/s} \times (780.480 - 105.154) \text{ kJ/kg}] - 74\,205.754 \text{ kW}$$

$$\dot{X}_y = 23\,041 \text{ kW}$$

7.4.7 Kondenser



Şekil 7.10 Kondenser şematik görünüşü.

36 Noktası

$$\dot{m}_{36} = 144 \text{ kg / s}$$

$$T_{36} = 39.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{36} = 2332.582 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{36} = 7.4900 \text{ kJ/kgK}$$

15 Noktası

$$\dot{m}_{15} = 144 \text{ kg / s}$$

$$T_{15} = 39.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{15} = 166.815 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{15} = 0.5701 \text{ kJ/kg}$$

13 Noktası

$$\dot{m}_{13} = 10 \text{ 000 kg / s}$$

$$T_{13} = 24.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{13} = 102.797 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{13} = 0.3603 \text{ kJ/kgK}$$

14 Noktası

$$\dot{m}_{14} = 10 \text{ 000 kg / s}$$

$$T_{14} = 29.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{14} = 123.700 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{14} = 0.4300 \text{ kJ/kgK}$$

- **Kütle Dengesi**

$$\dot{m}_{36} = \dot{m}_{15} \Rightarrow 144 \text{ kg/s} = 144 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \Rightarrow 10\,000 \text{ kg/s} = 10\,000 \text{ kg/s}$$

- **Enerji Dengesi**

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\zeta = 0$$

$$\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14} + \dot{E}_{36} - \dot{E}_{15} - \dot{Q}_k = 0$$

$$\dot{Q}_k = \dot{E}_{13} - \dot{E}_{14} + \dot{E}_{36} - \dot{E}_{15}$$

$$\dot{Q}_k = \left(\dot{m}_{13} h_{13} \right) - \left(\dot{m}_{14} h_{14} \right) + \left(\dot{m}_{36} h_{36} \right) - \left(\dot{m}_{15} h_{15} \right)$$

$$= (10\,000 \text{ kg/s} \times (102.797 - 123.700) \text{ kJ/kg})$$

$$+ (144 \text{ kg/s} \times (2332.582 - 166.815) \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_k = 102\,840 \text{ kW}$$

Soğutma suyuna aktarılan ısı miktarı,

$$\dot{Q}_{ss} = \dot{m}_{ss} (h_{13} - h_{14})$$

$$\dot{Q}_{ss} = 10\,000 \text{ kg/s} (123.700 - 102.797) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{ss} = 209\,030 \text{ kW}$$

- **Ekserji Dengesi**

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yok olan} = 0$$

$$\dot{X}_{13} - \dot{X}_{14} + \dot{X}_{36} - \dot{X}_{15} - \dot{X}_y = 0$$

$$\dot{X}_y = \dot{X}_{13} - \dot{X}_{14} + \dot{X}_{36} - \dot{X}_{15}$$

$$\dot{X}_y = (\dot{m}_{13} * ex_{13}) - (\dot{m}_{14} * ex_{14}) + (\dot{m}_{36} * ex_{36}) - (\dot{m}_{15} * ex_{15})$$

$$ex_{13} = 0.017 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{14} = 0.170 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{36} = 105.154 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{15} = 1.520 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_y = 10\,000 \text{ kg/s} (0.017 - 0.170) \text{ kJ/kg} + 144 \text{ kg/s} (105.154 - 1.520) \text{ kJ/kg}$$

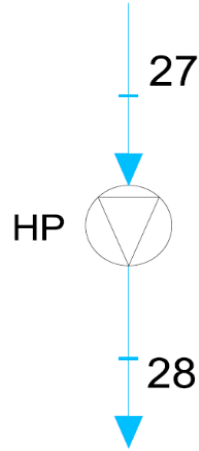
$$\dot{X}_y = 13\,391 \text{ kW}$$

Soğutma suyuna aktarılan ekserji;

$$\dot{X}_{ss} = \dot{X}_{14} - \dot{X}_{13} = \dot{m}_{ss} (ex_{14} - ex_{13}) = 10\,000 \text{ kg/s} (0.170 - 0.017) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_{ss} = 1\,533 \text{ kW}$$

7.4.8 Kazan Besleme Pompası (YB)



Şekil 7.11 YB Kazan besleme pompası şematik görünüşü.

27 Noktası

$$\dot{m}_{27} = 118 \text{ kg / s}$$

28 Noktası

$$\dot{m}_{28} = 118 \text{ kg / s}$$

$$T_{28} = 107 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_{28} = 448.610 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{28} = 1.3852 \text{ kJ/kg}$$

YB Kazan besleme pompasının gücü 1700 kW'tır. Enerji dengesinden 27 noktasının değerlerini bulabiliriz (Şekil 7.10).

- **Kütle Dengesi**

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28} \Rightarrow 118 \text{ kg/s} = 118 \text{ kg/s}$$

- **Enerji Dengesi**

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_c = 0$$

$$\dot{E}_{27} + \dot{W}_{kbp} - \dot{E}_{28} = 0$$

$$\dot{W}_{kbp} = \dot{E}_{27} - \dot{E}_{28}$$

$$\dot{W}_{kbp} = \dot{m}(h_{28} - h_{27})$$

$$h_{27} = h_{28} - (\dot{W}_{kbp} / \dot{m})$$

$$= 448.610 \text{ kJ/kg} - (1700 \text{ kW} / 118 \text{ kg/s})$$

$$h_{27} = 434.203 \text{ kJ/kg} \Rightarrow s_{27} = 1.3466 \text{ kJ/kgK} \quad T_{27} = 103.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Ekserji Dengesi**

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yok olan} = 0$$

$$\dot{X}_{27} + \dot{W}_{kbp} - \dot{X}_{28} - \dot{X}_y = 0$$

$$\dot{X}_y = \dot{X}_{27} + \dot{W}_{kbp} - \dot{X}_{28}$$

$$\dot{X}_y = (\dot{m}_{27} * ex_{27}) - (\dot{m}_{28} * ex_{28}) + \dot{W}_{kbp}$$

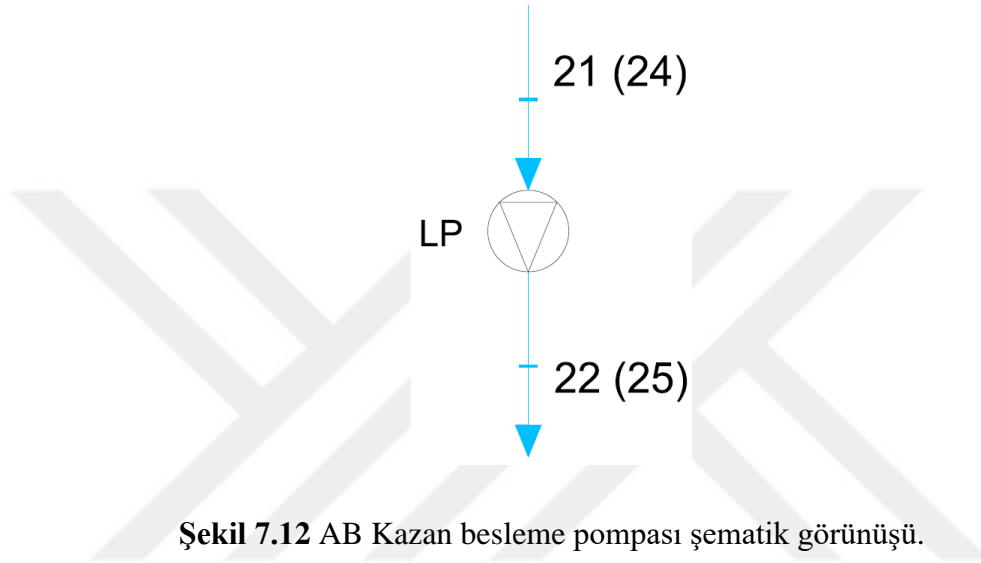
$$ex_{27} = 40.416 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{28} = 37.511 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_y = 118 \text{ kg/s} (37.511 - 40.416) \text{ kJ/kg} + 1700 \text{ kW}$$

$$\dot{X}_y = 1357 \text{ kW}$$

7.4.9 Kazan Besleme Pompası (AB 1-2)



Şekil 7.12 AB Kazan besleme pompası şematik görünüşü.

21 (24) Noktası

$$\dot{m}_{21} = 13 \text{ kg / s}$$

$$T_{21} = 103.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{21} = 434.203 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{21} = 1.3466 \text{ kJ/kgK}$$

22 (25) Noktası

$$\dot{m}_{22} = 13 \text{ kg / s}$$

AB Kazan besleme pompalarının gücü 75 kW'tır. Enerji dengesinden 22 ve 25 noktalarının değerlerini bulabiliriz (Şekil 7.11).

- **Kütle Dengesi**

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} \Rightarrow 13 \text{ kg/s} = 13 \text{ kg/s}$$

- **Enerji Dengesi**

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\zeta = 0$$

$$\dot{E}_{21} + \dot{W}_{kbp} - \dot{E}_{22} = 0$$

$$\dot{W}_{kbp} = \dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}$$

$$\dot{W}_{kbp} = \dot{m}(h_{22} - h_{21})$$

$$h_{22} = h_{21} + \left(\dot{W}_{kbp} / \dot{m} \right)$$

$$= (75 \text{ kW} / 13 \text{ kg/s}) + 434.203 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{22} = 439.972 \text{ kJ/kg} \Rightarrow s_{22} = 1.3625 \text{ kJ/kgK} \quad T_{22} = 104.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Ekserji Dengesi**

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yok olan} = 0$$

$$\dot{X}_{21} + \dot{W}_{kblp} - \dot{X}_{22} - \dot{X}_y = 0$$

$$\dot{X}_y = \dot{X}_{21} + \dot{W}_{kblp} - \dot{X}_{22}$$

$$\dot{X}_y = \dot{W}_{kblp} + \left[\dot{m} (ex_{21} - ex_{22}) \right]$$

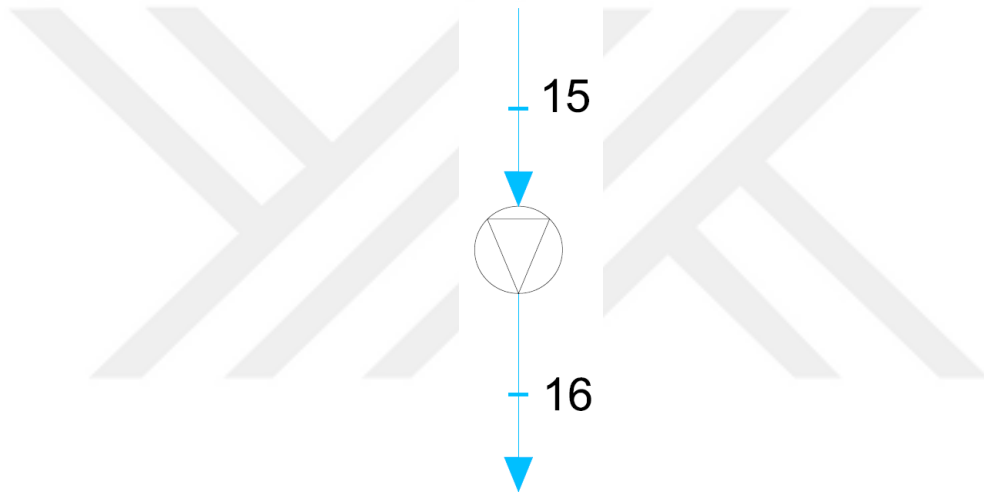
$$ex_{21} = 37.511 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{22} = 38.528 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_y = 13 \text{ kg/s} (37.511 - 38.528) \text{ kJ/kg} + 75 \text{ kW}$$

$$\dot{X}_y = 62 \text{ kW}$$

7.4.10 Kondenser Tahliye Pompası



Şekil 7.13 Kondenser tahliye pompası

15 Noktası

$$\dot{m}_{15} = 144 \text{ kg / s}$$

$$T_{15} = 39.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{15} = 166.815 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{15} = 0.5701 \text{ kJ/kg}$$

16 Noktası

$$\dot{m}_{16} = 144 \text{ kg / s}$$

Kondenser tahliye pompasının gücü 485 kW'tır. Enerji dengesinden 16 noktasının değerlerini bulabiliriz (Şekil 7.12).

- **Kütle Dengesi**

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \Rightarrow 144 \text{ kg/s} = 144 \text{ kg/s}$$

- **Enerji Dengesi**

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_c = 0$$

$$\dot{E}_{15} + \dot{W}_{kbp} - \dot{E}_{16} = 0$$

$$\dot{W}_{kbp} = \dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}$$

$$\dot{W}_{kbp} = \dot{m}(h_{16} - h_{15})$$

$$h_{16} = h_{15} + \left(\frac{\dot{W}_{kbp}}{\dot{m}} \right)$$

$$= (485 \text{ kW} / 144 \text{ kg/s}) + 166.815 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{16} = 170.183 \text{ kJ/kg} \Rightarrow s_{16} = 0.5808 \text{ kJ/kgK} \quad T_{16} = 40.63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Ekserji Dengesi**

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yok olan} = 0$$

$$\dot{X}_{15} + \dot{W}_{kbp} - \dot{X}_{16} - \dot{X}_y = 0$$

$$\dot{X}_y = \dot{X}_{15} + \dot{W}_{kblp} - \dot{X}_{16}$$

$$\dot{X}_y = \dot{W}_{ktp} + \left[\dot{m} (ex_{15} - ex_{16}) \right]$$

$$ex_{15} = 1.520 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_{16} = 1.704 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_y = 485 \text{ kW} + 144 \text{ kg/s} (1.524 - 1.691) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{X}_y = 458.5 \text{ kW}$$

7.5 SANTRAL VERİMİ

Gaz Türbin Çevrim Verimi (Simetrik 2 Çevrim Toplamı)

Gaz türbin çevriminde çıkış gücünün %54'ünün kompresöre harcadığı, düşük miktarda gaz türbin kaybının ise bu kaybın yanında çok düşük olduğu görülmektedir. Kompresör için harcanan bu güç ne kadar düşürülürse çevrimden elde edilen net güç o kadar fazla olacak ve bu da gaz türbin çevrim verimini ve santral verimini o kadar arttıracaktır. Çizelgede gösterilen gaz türbin kaybı, gaz türbin ısı kaybı ve mekanik kaybın toplamıdır. 2 Gaz türbininden elde edilen net elektrik gücü 263 846 kW'tır. Gaz türbin çevrim veriminin, kompresöre harcanan miktarın büyüklüğünden dolayı yaklaşık %31 seviyesine düştüğü belirlenmiştir (Çizelge 7.13).

Çizelge 7.13 Gaz türbin çevrimi güç dengesi.

	Güç (kW)	%
Gaz Türbini Net Elektrik Gücü ^{x2}	263 846	44.0
Gaz Türbin Kaybı ^{x2}	10 771	1.8
Kompresör ^{x2}	321 720	54.2
Gaz Türbini Çıkış Gücü ^{x2}	596 337	100.00

Gaz türbini çevrimi net gücü, gaz türbini çıkış gücünden kompresöre harcanan gücü ve türbin kaybının çıkarılması ile belirlenmiştir. Jeneratör verimi ile çarpılarak net elektrik gücü elde edilmiştir. Bu değer yakıt gücüne bölünmesiyle çevrim verimi ortaya çıkmıştır.

$$\text{Gaz Türbin Çevrim Verimi} = \frac{\dot{W}_{net,elek}}{\dot{E}_{yakıt}} = \frac{131\,923\text{ kW}}{425\,937\text{ kW}} = \% 31.0 \quad (\text{Tek çevrim})$$

Buhar Türbini Çevrim Verimi

Buhar türbin çevrimi çıkış gücünün düşük miktarda pompa güçleri ve buhar türbin kaybı için harcadığı görülmektedir (Çizelge 7.14). Buhar türbin çevriminden elde edilen net elektrik gücü 137 961 kW'tır. Buhar türbin çevrimi ise %30.5 olarak bulunmuştur.

Çizelge 7.14 Buhar türbin çevrimi güç dengesi.

	Güç (kW)	%
Buhar Türbin Çevrim Net Gücü	137 961 kW	97.0
Buhar Türbin Kaybı	1 920 kW	1.4
Pompalar	2 335 kW	1.6
Buhar Türbini Çıkış Gücü	142 216 kW	100.00

Kondenser tahliye pompasına 485 kW, AB kazan besleme pompasına 2 x 75 kW, YB kazan besleme pompasına 1700 kW güç harcanmıştır.

$$\text{Toplam Pompa gücü} = (1700 + 485 + 75 + 75) \text{ kW} = 2\,335 \text{ kW}$$

Atık ısı kazanında yanma ürünleri gaz karışımının sahip olduğu ısı güç ile kızgın buhar elde edilmesi için aktarılan güç 452 438 kW'tır. Bu güç değeri, buhar türbin çevriminin kaynağını oluşturur. Buhar türbin çevrimi net elektrik gücü, bu değere bölüldüğünde buhar türbin çevrimi ısı verimi bulunmuş olur.

$$\text{Atık Isı Kazanı Alınan Isıl Güç} = 2 \times 226\,219 \text{ kW} = 452\,438 \text{ kW}$$

$$\text{Buhar Türbin Çevrim Verimi} = \frac{\dot{W}_{net, \text{elek}}}{\dot{E}_{alınan \text{ ısı}}} = \frac{137\,961 \text{ kW}}{452\,438 \text{ kW}} = \% 30.5$$

Santral Verimi

Santralin incelenen ünitesinde 2 gaz türbin çevriminin (bu çevrimler simetrik) ve 1 buhar türbin çevriminin hesaplamaları yapılmıştır. Buna göre yakıt, gaz türbin çevrimi ve atık ısı kazanı verileri iki ile çarpılmıştır. Üretilen toplam net elektrik gücü, 2 gaz türbini ve 1 buhar türbini net elektrik gücü toplamından pompalara harcanan gücün çıkarılmasıyla hesaplanmıştır. Harcanan toplam yakıt gücü 851 874 kW, üretilen net elektrik gücü 401 807 kW olarak bulunmuştur. Gaz Türbin çevrim verimi % 31.0, buhar türbin çevrim verimi % 30.5, santral ısı verimi ise %47.2 olarak bulunmuştur. Santrale harcanan toplam yakıt ekserjisi 878 725 kW, elde edilen enerjinin bu değere bölünmesiyle santral ekserji verimi %45.7 olarak bulunmuştur.

$$\text{Toplam Yakıt Gücü} = 2 * 425\,937.151 \text{ kW} \Rightarrow \dot{E}_{\text{yakıt}} = 851\,874.302 \text{ kW}$$

Toplam Net Güç = Gaz Türbini Net Elektrik Gücü

+ Buhar Türbini Net Elektrik Gücü

- Pompa Güçleri

$$= (2 * 131\,923 \text{ kW} + 140\,296 \text{ kW} - 2335 \text{ kW})$$

$$\text{Toplam Net Güç} = 401\,807 \text{ kW}$$

$$\text{Santral Isıl Verim} = \frac{\sum \dot{W}_{\text{net}}}{\sum \dot{E}_y} = \frac{\text{Elde edilen Net Güç}}{\text{Toplam Yakıt Gücü}} = \frac{401\,807 \text{ kW}}{851\,874 \text{ kW}} = \% 47.2$$

$$\text{Toplam Yakıt Ekserjisi} = 2 * 439\,362.436 \text{ kW} \Rightarrow \dot{X}_{\text{yakıt}} = 878\,724.871 \text{ kW}$$

$$\text{Santral Ekserji Verimi} = \frac{\sum \dot{W}_{\text{net}}}{\sum \dot{X}_y} = \frac{\text{Elde edilen Net Güç}}{\text{Toplam Yakıt Ekserjisi}} = \frac{401\,807 \text{ kW}}{878\,725 \text{ kW}} = \% 45.7$$

BÖLÜM 8

SONUÇLAR

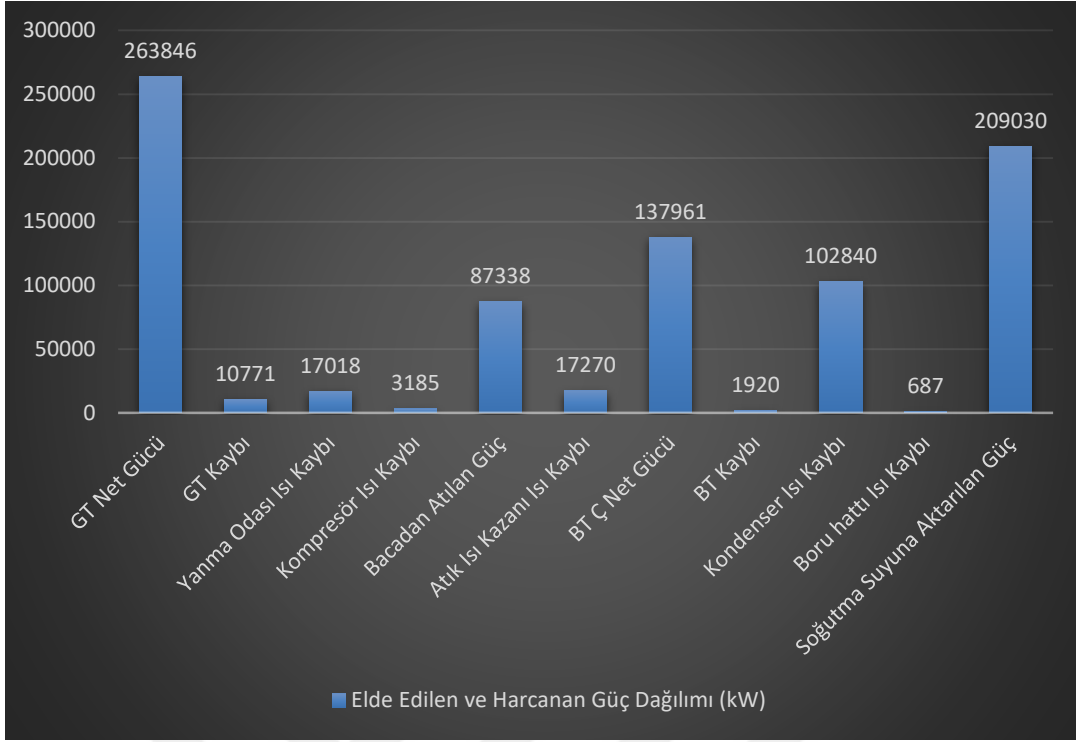
Enerji analizinin yapılabilmesi için elde edilen güç ve bileşen kayıplarının, santrale verilen güç değeri olan yakıt gücüne göre değerlendirilmesi gerekir. Bu sayede yakıtın ne kadarının güç üretimine ne kadarının hangi bileşen kayıpları için harcandığı görülecektir. Aynı şekilde ekserji analizinin de bu şekilde değerlendirilmesi gerekir. Yani yakıt ekserjisinin elde edilen güç ve bileşen tersinmezlikleri için nerelerde ve ne kadar tüketildiğinin anlaşılması gerekir. Ekserji bilançosu bu değerlendirmelerin yapılmasını sağlayacaktır. Santral enerji ve ekserji bilançoları Çizelge 8.1 ve Çizelge 8.2’te verilmiştir.

8.1 SANTRAL ENERJİ BİLANÇOSU

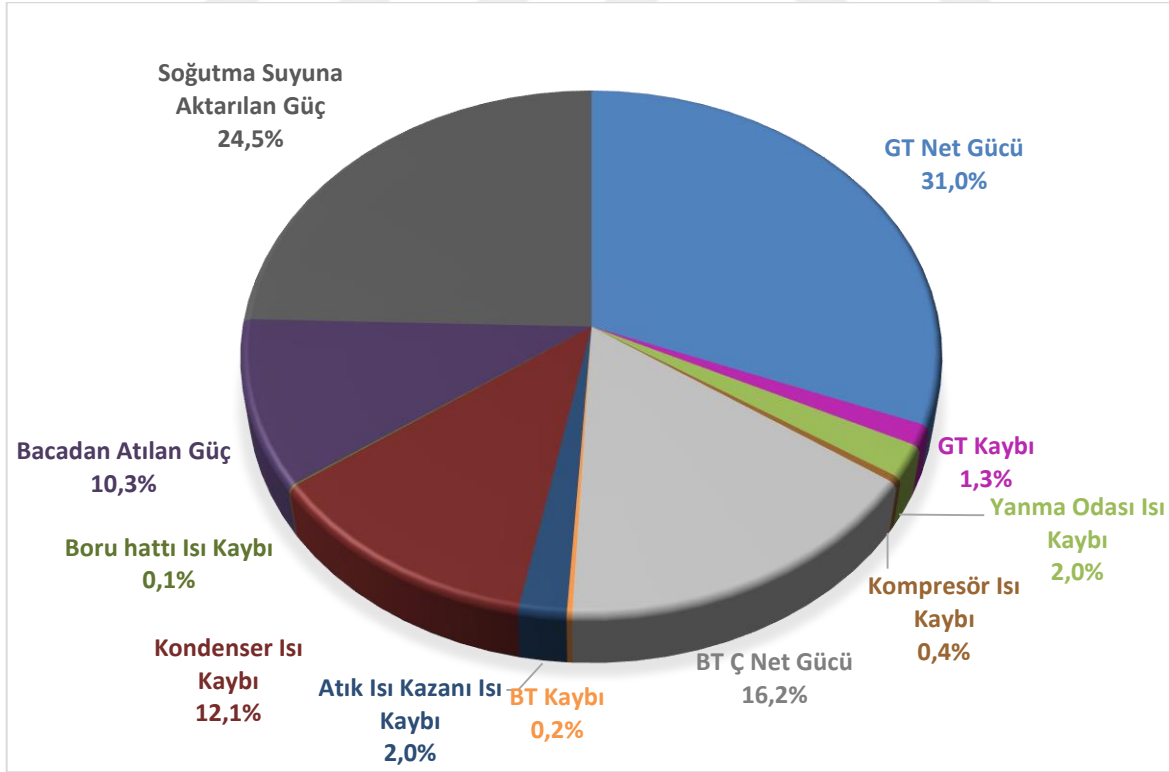
Çizelge 8.1 Santral enerji bilançosu.

GİRENLER	Güç (kW)	%
Yakıt Gücü	851 874	100
TOPLAM	851 874	100

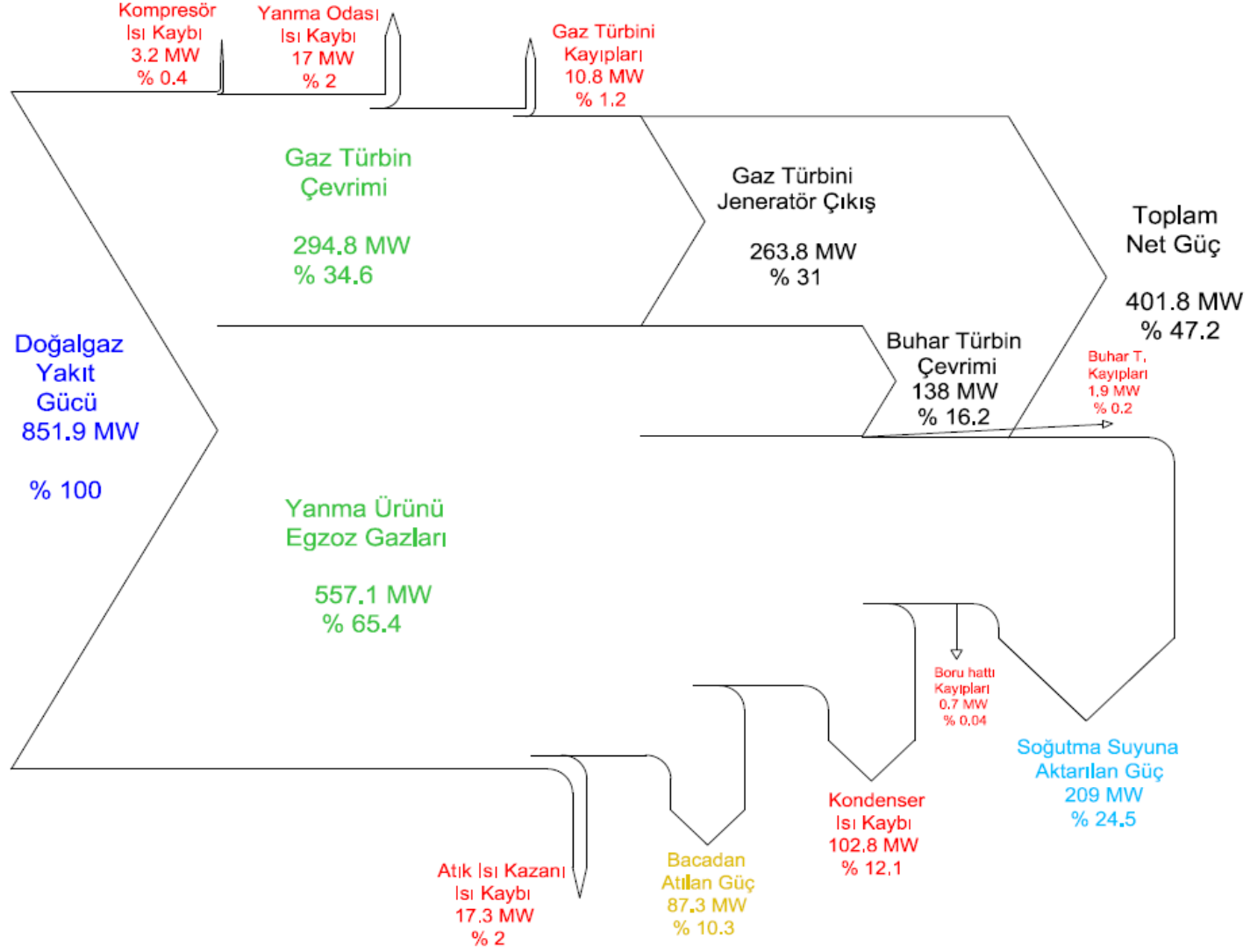
ÇIKANLAR	Güç (kW)	%
GT Çevrimi Net Elektrik Gücü ^{x2}	263 846	31.0
Gaz Türbin Kaybı ^{x2}	10 771	1.3
Kompresör Isı Kaybı ^{x2}	3 185	0.4
Yanma Odası Isı Kaybı ^{x2}	17 024	2.0
Bacadan Atılan Güç ^{x2}	87 338	10.2
BT Çevrimi Net Elektrik Gücü	137 961	16.2
BT Kaybı	1 920	0.2
Atık Isı Kazanı Isı Kaybı ^{x2}	17 270	2.0
Kondenser Isı Kaybı	102 840	12.1
Soğutma Suyuna Aktarılan Güç	209 030	24.5
Boru hattı Isı Kaybı	689	0.1
TOPLAM	851 874	100



Şekil 8.1 Elde edilen, kayıp güç miktarları ve konumları.



Şekil 8.2 Elde edilen ve harcanan güç dağılımı.



Şekil 8.3 Sankey diyagramı.

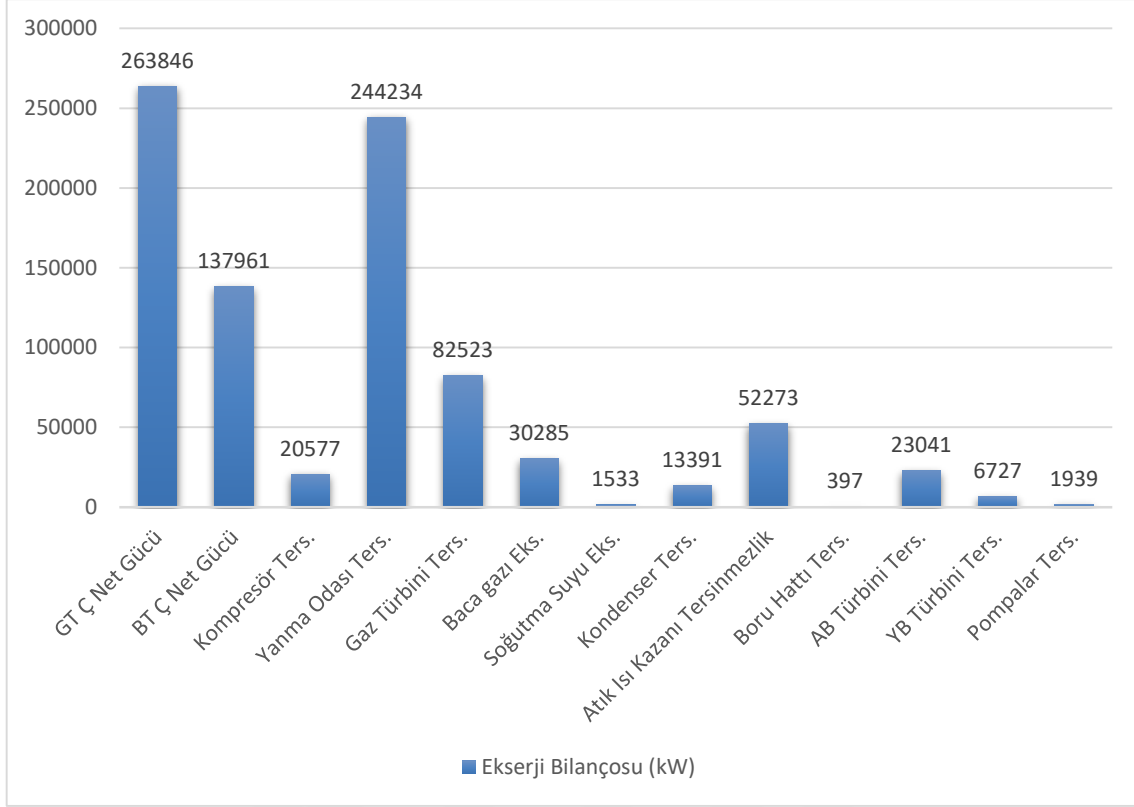
Çizelge 8.1, Şekil 8.1, Şekil 8.2, Şekil 8.3'den yararlanarak santral yakıt gücüne karşılık elde edilen ve harcanan güç ve dağılımlarını incelediğimizde, gaz türbini net gücünün 263 846 kW ile çıkan güç değerinin %31'ini oluşturduğunu, buhar türbin çevrimi net gücünün ise 137 961 kW ile % 16.2'sini oluşturduğunu görmekteyiz. Bu da toplam net gücün, çıkan güç değerinin %47.2'sini oluşturduğunu gösteriyor. Sankey diyagramına baktığımızda yakıt gücünün %34.6'sının gaz türbininden elektrik gücü üretiminde, % 65.4'ünün buhar türbininden elektrik gücü üretiminde kullanıldığı dikkat çekmektedir. Gaz çevriminde en büyük kayıp 87 338 kW ile atık olarak atılan baca gazından kaynaklanıyor ve bu toplam gücün %10.2'ini oluşturuyor. Ardından 17 018 kW ile çıkan güç değerinin %2' sini oluşturan yanma odası ısı kaybı geliyor. Santralin tamamına baktığımızda ise 209 030 kW ile çıkan güç değerinin %24.5'unu oluşturan soğutma suyuna verilen gücün ardından 102 840 kW ile çıkan gücün %12.1'sini oluşturan kondenser kaybının ve onu takiben bacadan atılan gücün geldiği görülmektedir. Bunların ardından hemen hemen aynı ısı kaybına sahip olan çıkan gücün %2'sini oluşturan yanma odası ve atık ısı kazanı ısı kayıpları gelmektedir. Ancak, sıraladığımız bu kayıpların büyük bir kısmı kaçınılmazdır. Bu noktada dikkat etmemiz gereken, bu kayıpların ne kadarının kayıp kullanılabilir enerji olduğu yani ne kadarından faydalanabileceğimiz ve nerede olduklarıdır. Bu sebeple ekserji bilançosundan yararlanmak daha sağlıklı yorum yapabilmemizi sağlayacaktır.

8.2 SANTRAL EKSERJİ BİLANÇOSU

Çizelge 8.2 Santral ekserji bilançosu.

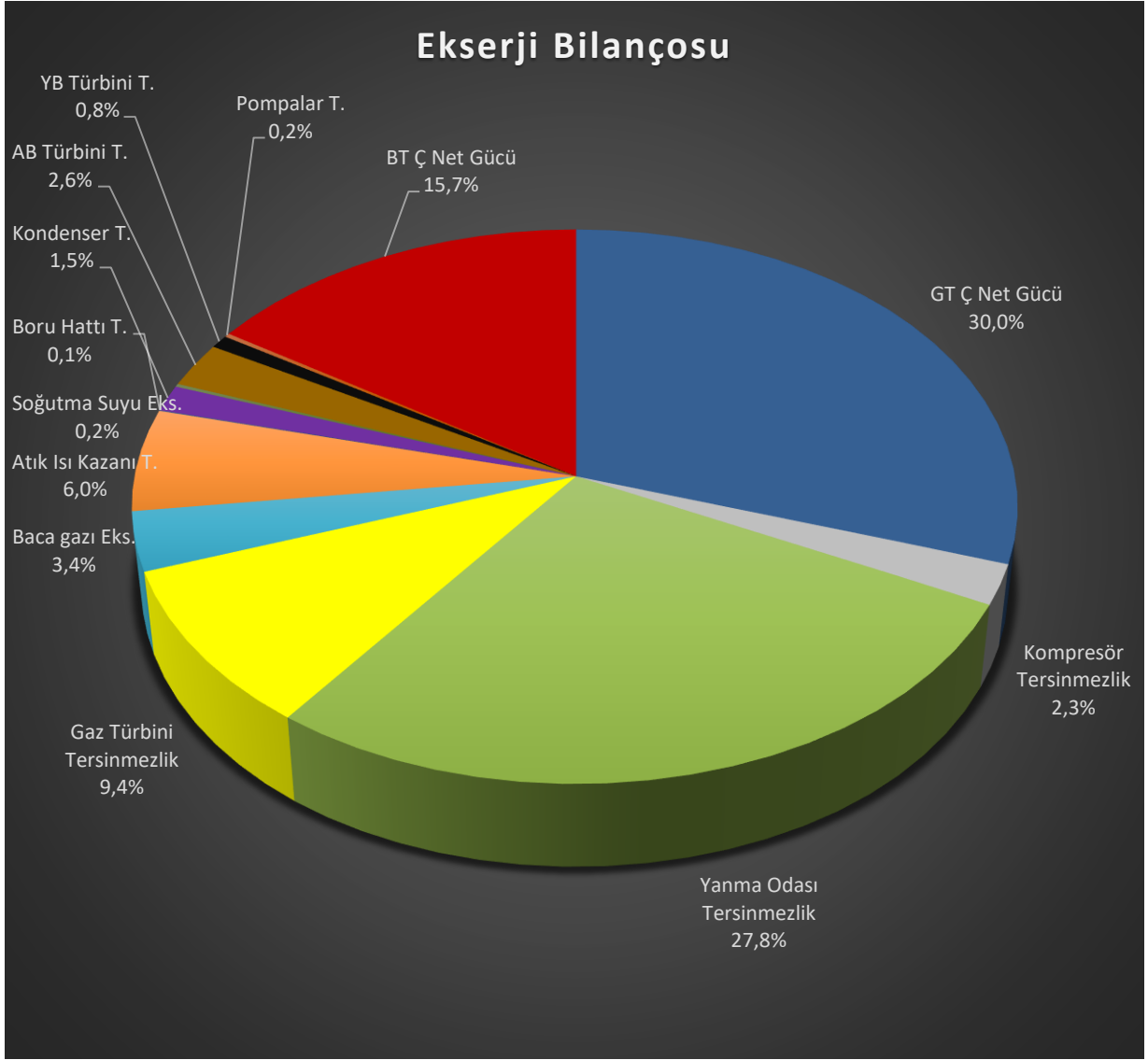
GİRENLER	Güç (kW)	%
Yakıt Ekserjisi	878 725	100
TOPLAM	878 725	100

ÇIKANLAR	Güç (kW)	%
GT Çevrim Net Elektrik Gücü ^{x2}	263 846	30.0
BT Çevrim Net Elektrik Gücü	137 961	15.7
Kompresör Tersinmezlik ^{x2}	20 577	2.3
Yanma Odası Tersinmezlik ^{x2}	244 234	27.8
Gaz Türbini Tersinmezlik ^{x2}	82 523	9.4
Baca gazı Ekserjisi ^{x2}	30 285	3.4
Atık Isı Kazanı Tersinmezlik ^{x2}	52 273	6.0
AB Türbini Tersinmezlik	23 041	2.6
YB Türbini Tersinmezlik	6 727	0.8
Kondenser Tersinmezlik	13 391	1.5
Pompalar Tersinmezlik	1 939	0.2
Boru Hattı Tersinmezlik	397	0.1
Soğutma Suyu Ekserjisi	1 533	0.2
TOPLAM	878 725	100

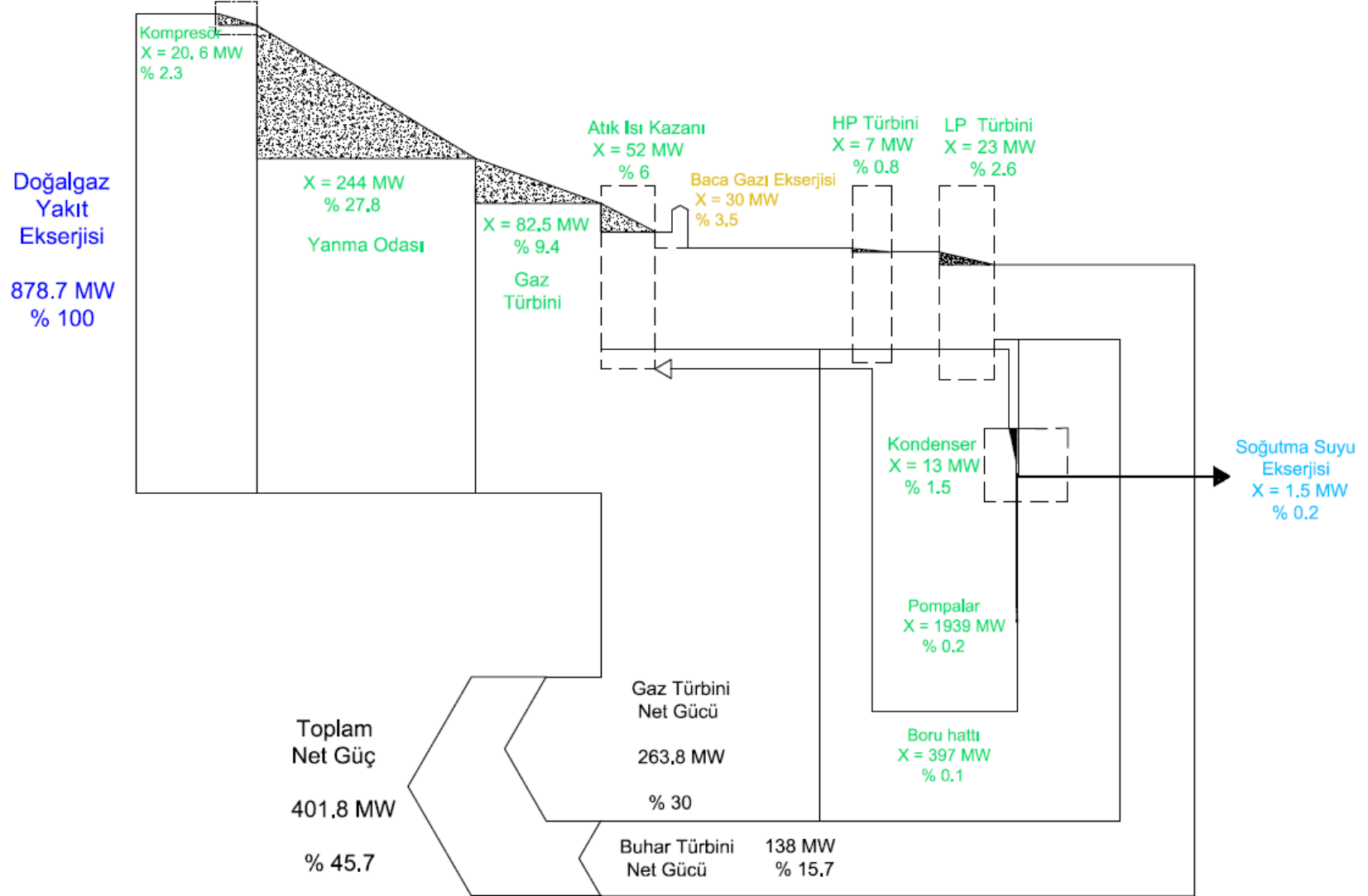


Şekil 8.4 Elde edilen, yok olan ekserji miktarları ve konumları.

Yakıt ekserjisine göre çıkan ekserjilerin dağılımına bakacak olursak, gaz türbin çevriminin 263 846 kW güç üretimi ile çıkan ekserjinin %30.0'unu buhar türbin çevriminin ise 137 961 kW ile çıkan ekserjinin % 15.7'sini oluşturduğunu görmekteyiz. Santral ikinci yasa verimi %45.7'dir (Çizelge 8.2). 244 234 kW tersinmezlik ile santralin en yüksek tersinmezliğinin yanma odasında gerçekleştiğini söyleyebiliriz ki bu rakam toplam çıkan ekserjinin %27.8'ini oluşturuyor. 82 523 kW tersinmezliğe sahip olan gaz türbini tersinmezliği %9.4'lük orana sahip. Buradan santralin en yüksek tersinmezliğinin gaz türbin çevriminden kaynaklandığını anlayabiliyoruz. Toplam tersinmezliğin en az %80' ini gaz türbin çevriminin oluşturduğu sonucunu Şekil 8.4'den çıkarabiliriz. Atık ısı kazanı tersinmezliği 52 273 kW ile çıkan ekserjinin %6'sını oluşturuyor. Baca gazı ekserjisi 30 285 kW ile çıkan ekserjinin %3.4'ünü, kompresör tersinmezliği 20 577 kW ile çıkan ekserjinin %2.3'lük kısmı oluşturuyor. Su-Buhar çevriminde atık ısı kazanımının ardından en yüksek tersinmezliğe sahip olan AB türbinidir ve 23 041 kW ile %2.6'luk çıkan ekserji oranına sahiptir. Onu 13 391 kW, %1.5 ile kondenser ve 6 727 kW, % 0.8 ile YB Türbini takip etmektedir. En düşük tersinmezlikler ise 1 969 kW ile pompalarda, 1 533 kW ile soğutma suyunda ve 397 kW ile boru hattında olduğu anlaşılıyor (Şekil 8.4), (Şekil 8.5) ve (Şekil 8.6).



Şekil 8.5 Elde edilen ve yok edilen ekserji yüzdeleri dağılımı.

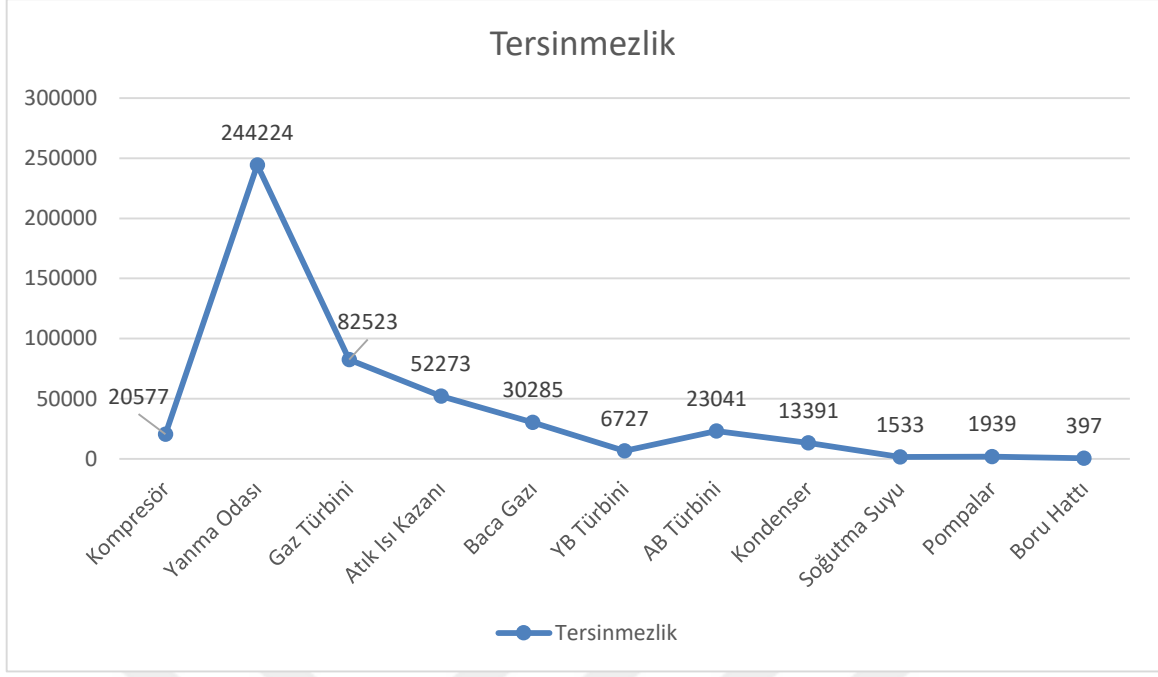


Şekil 8.6 Grassmann diyagramı.

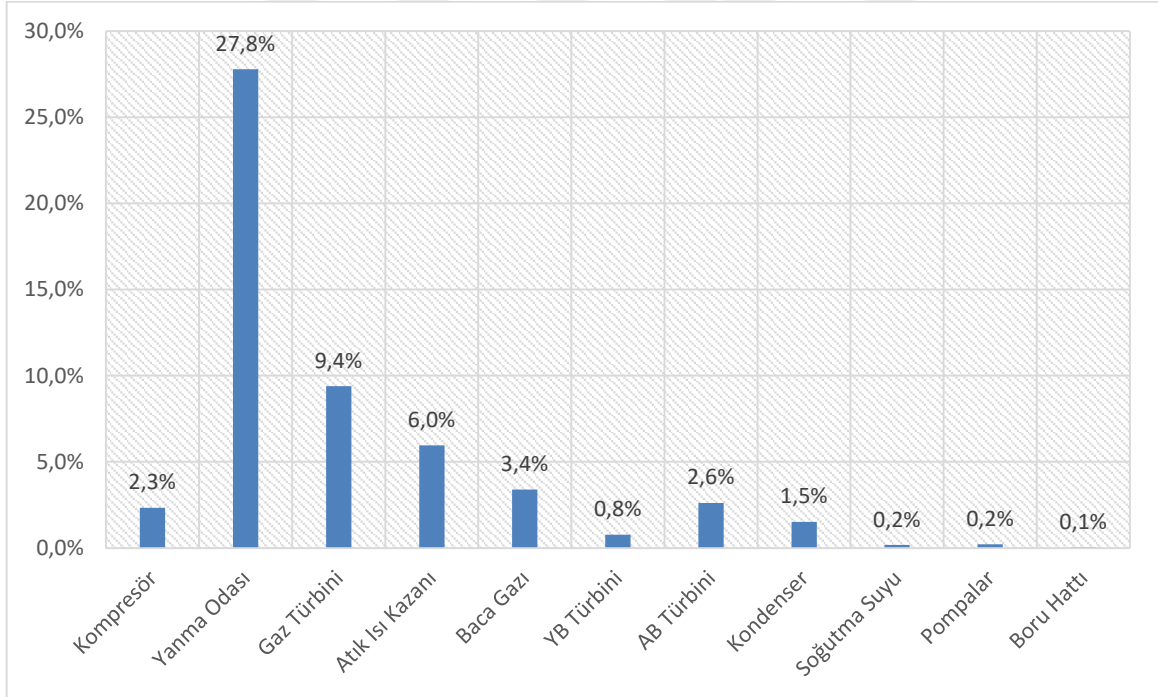
$$\dot{X}_{yakit} = 878\,715.190 \text{ kW}$$

Çizelge 8.3 Bileşen tersinmezlik ve 2. yasa verimleri.

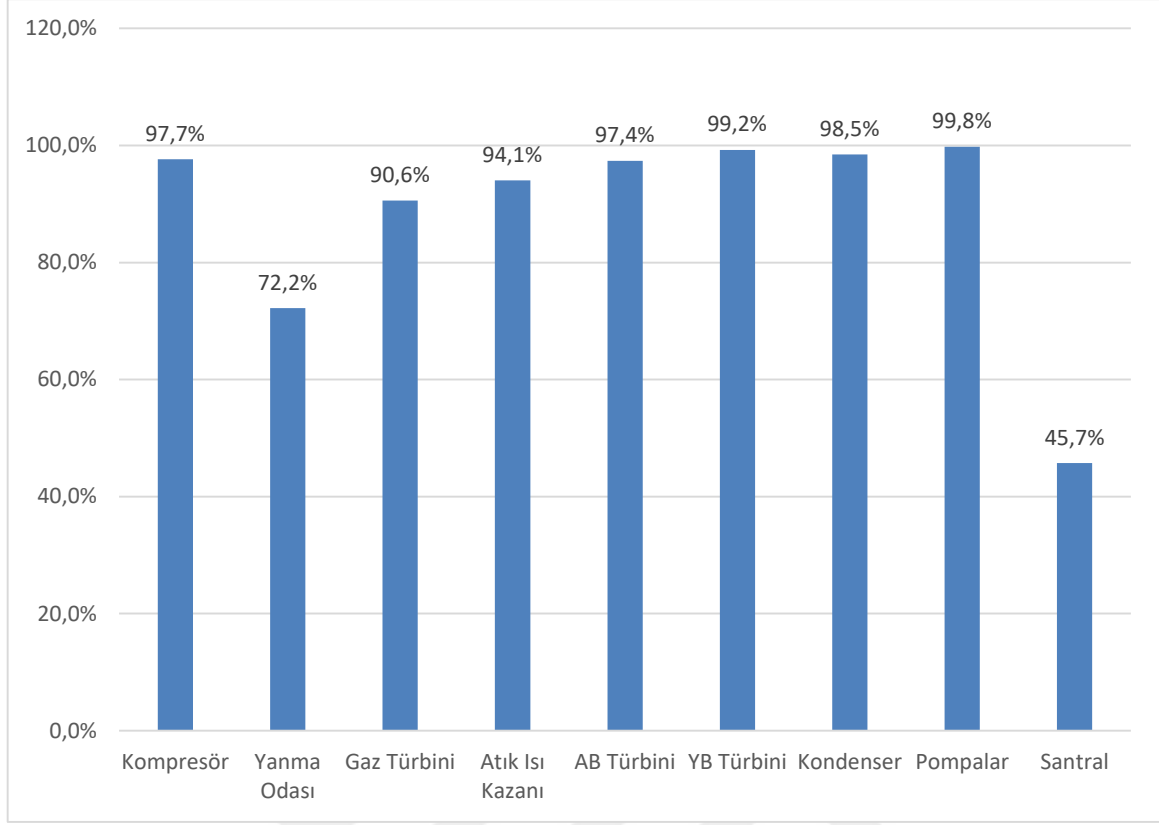
BİLEŞENLER	Tersinmezlik (\dot{X}_y) (kW)	$\frac{\dot{X}_y}{\sum \dot{X}_y}$ (%)	$\delta = \dot{X}_y / \dot{X}_{yakit}$ (%)	Verim $\psi = 1 - \delta$ (%)
Kompresör	20 577	4.3	2.3	97.7
Yanma Odası	244 224	51.2	27.8	72.2
Gaz Türbini	82 523	17.3	9.4	90.6
Atık Isı Kazanı	52 273	11.0	6.0	94.0
AB Türbini	23 041	4.8	2.6	97.4
YB Türbini	6 727	1.4	0.8	99.2
Kondenser	13 391	2.8	1.5	98.5
Pompalar	1 939	0.4	0.2	99.8
Boru Hattı	397	0.1	0.1	-
Baca Gazı	30 285	6.4	3.4	-
Soğutma Suyu	1 533	0.3	0.2	-
SANTRAL	476 908	100.0	54.3	45.7



Şekil 8.7 Bileşenlerin tersinmezlikleri.

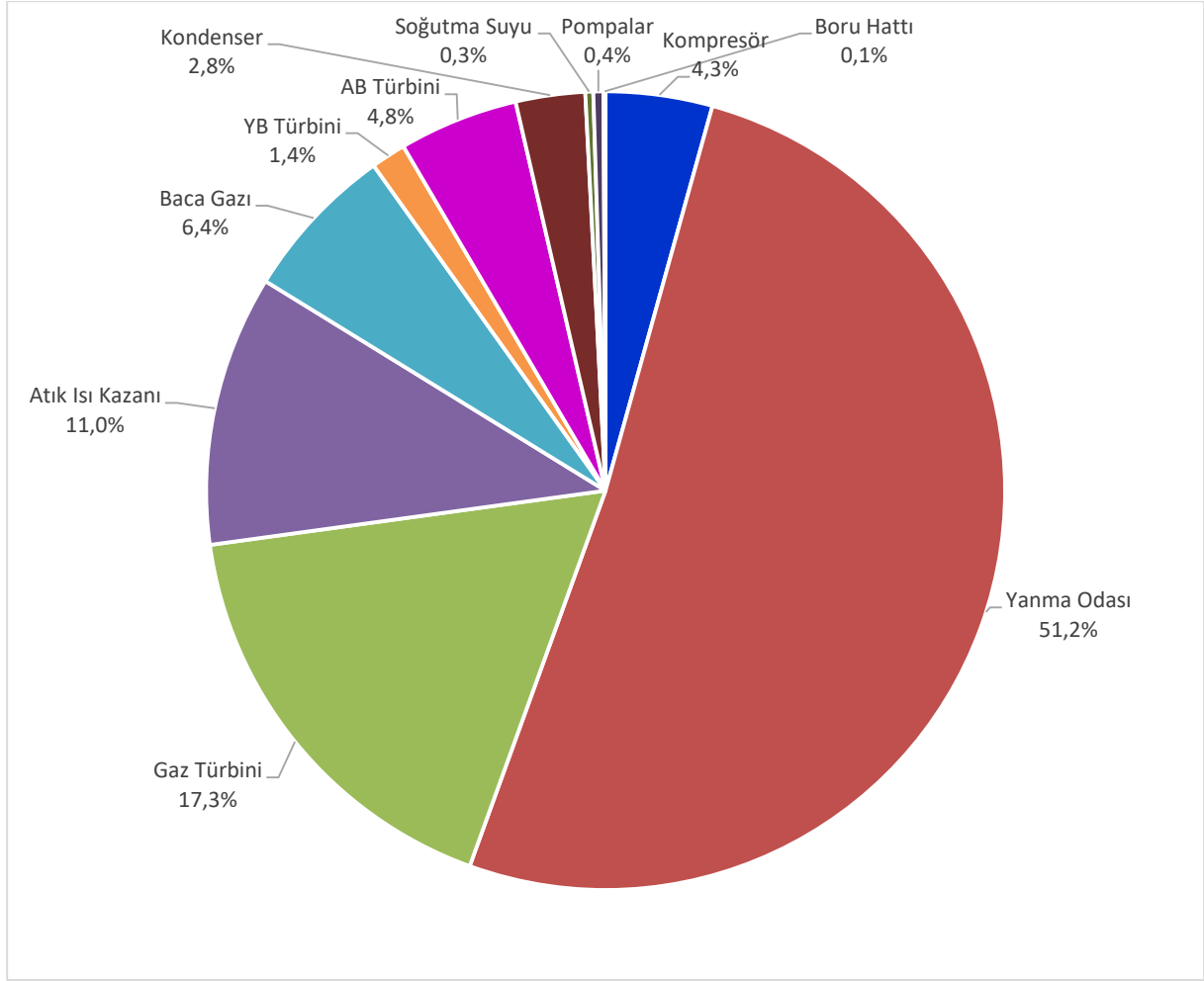


Şekil 8.8 Bileşen tersinmezliklerinin yakıt ekserjisine oranı.



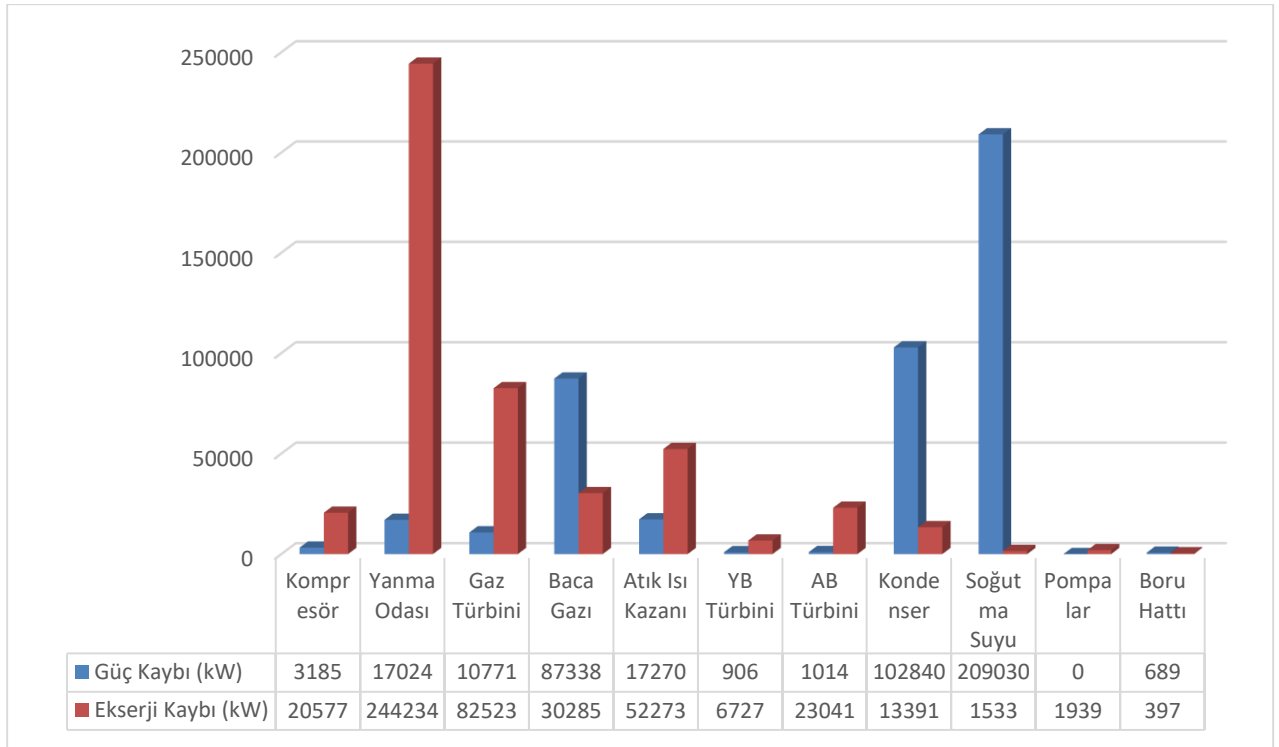
Şekil 8.9 Bileşenlerin yakıt ekserjisine göre verimleri.

Şekil 8.8’de bileşen tersinmezliklerinin yakıt ekserjisine oranı sütun grafiğine aktarılarak gösterilmiştir. Çizelge 8.3’te bileşen tersinmezliklerinin yakıt ekserjisine oranlarının yanında toplam tersinmezliğe oranlarına da yer verilmiştir. Şekil 8.7’de bileşen tersinmezlikleri çizgi grafiğini aktararak kıyaslanmanın daha net görülmesi amaçlanmıştır. Şekil 8.9’a baktığımızda en yüksek tersinmezliğe sahip olan yanma odası %72.21’lik verim ile doğal olarak en düşük verime sahip bileşen olarak dikkat çekiyor. Yanma odasının ardından gelen gaz türbini verimi %90.61’dir. Atık ısı kazanı verimi ise %94.05’tir.

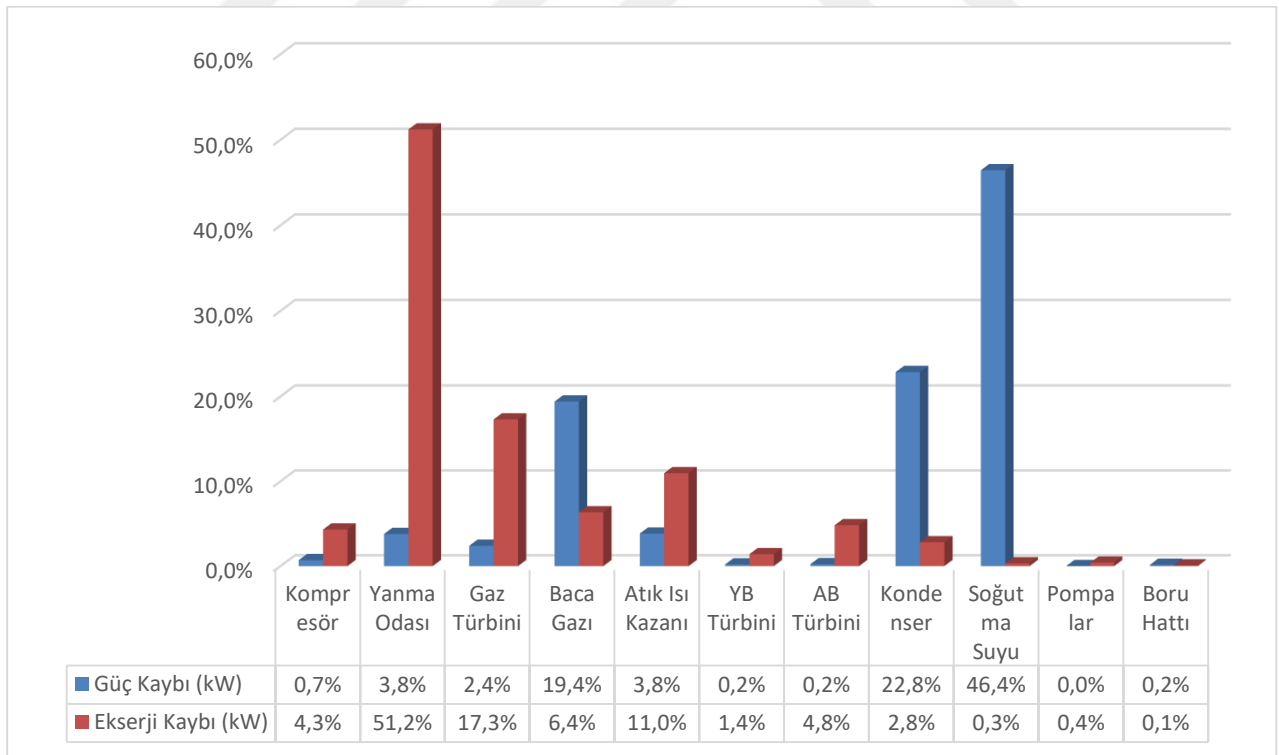


Şekil 8.10 Bileşen tersinmezliklerinin toplam tersinmezliğe oranı.

Şekil 8.10’da çizelgede yer verilen bileşen tersinmezliklerinin toplam tersinmezliğe oranları pasta grafiğine aktarılarak daha kolay kıyaslama yapılması sağlanmıştır. Bileşenlerin tersinmezliklerini toplam tersinmezliğe oranladığımızda santralde gerçekleşen tersinmezliğin yarısından fazlasının yanma odasında gerçekleştiği ortaya çıkıyor. Gaz türbini tersinmezliği de %17.3 oran ile toplam tersinmezlikte önemli bir paya sahip. Onları sırasıyla %11, %6.4 ve %4.8 ile atık ısı kazanı, baca gazı ve AB türbini takip ediyor. En düşük tersinmezlikler ise %0.4 ile pompalar, % 0.3 ile soğutma suyunda, % 0.1 ile boru hattında olduğu anlaşılıyor.



Şekil 8.11 Santral bileşenleri güç ve ekserji kayıp miktarları.



Şekil 8.12 Santral bileşenleri güç ve ekserji kayıp yüzdeleri.

Şekil 8.11 ve 8.12’de santral toplam güç ve ekserji kayıplarına göre her bir bileşen güç, ekserji kaybı ve yüzdeleri verilmiştir. Buradaki amaç bileşenlerin güç ve ekserji kayıplarını bir arada görerek kayıpların niteliği hakkında daha kolay yorum ve kıyaslama yapabilmektir. Bu şekilleri incelediğimizde önemli bir nokta dikkat çekmektedir. Yanma odası güç kaybı 17 024 kW iken ekserji kaybı 244 234 kW’tır. Aynı şekilde kompresör, gaz türbini, atık ısı kazanı, YB ve AB türbinlerinde ekserji kayıpları, güç kayıplarına göre oldukça yüksektir. Bazı bileşenlerde ise tam tersi durum söz konusudur. Soğutma suyuna aktarılan güç miktarı 209 030 kW iken, ekserji miktarı 1 533 kW’tır. Aynı şekilde, baca gazı ve kondenserinde güç kaybının, ekserji kayıbından yüksek olduğu dikkat çekmektedir.

8.3 SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada santral akış şeması ve işletme verileri kullanılarak öncelikle düğüm noktaları belirlenmiş ve bu noktaların debi, sıcaklık ve basınç değerlerine göre termodinamik tablo ve bağıntılar yardımıyla; entalpi, entropi, fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri hesaplanmış, yanma reaksiyonu analiz edilmiştir. Tespit ve hesap edilen bu nokta değerlerinden yararlanılarak santral elemanlarının debi, enerji ve ekserji denge denklemleri kurulmuş, elemanların güç kayıpları ve tersinmezlikleri ile yakıt, baca gazı, soğutma suyu güç ve ekserji değerleri hesap edilmiştir. Ardından santral üretilen net güç, ısıl ve ekserji verimleri tespit edilmiştir. Son bölümde, santral enerji ve ekserji bilanço, tablo ve grafikleri çıkarılarak elemanların; yakıt güç ve ekserjilerine göre güç ve ekserji kaybı değer ve yüzdeleri çıkarılarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu çalışmada sadece termodinamik değerlendirmelere yer verilmiş, maliyet değerlendirmesi yapılmamıştır.

Bu sonuçlara göre; santralin ısıl verimi %47.2, ekserji verimi %45.7 olarak bulunmuştur. Bu değer, santral ısıl veriminin diğer doğal gaz kombine çevrim santralleri ısıl verimlerine kıyasla biraz düşük olduğunu göstermektedir. Santral kuruluş verilerine baktığımızda santral veriminin %52 değerlerine ulaştığını görmekteyiz. Fakat 30 yıllık santral olması sebebiyle mekanik aşınmalar ve termal yorulmalardan dolayı santralde zamanla verim düşüşünün gerçekleşebileceği göz ardı edilmemelidir. Ayrıca santral işletme verileri haziran ayı ve çevre sıcaklığının 24 °C olduğu zamanda alınmıştır. Literatürde yer alan birçok çalışmada yaz aylarında çevre sıcaklığının artmasıyla santral veriminde bir miktar düşüş olduğu tespit edilmiştir. Verim düşüklüğüne bunun da sebep olabileceği düşünülmektedir.

Santralde yapılacak optimizasyon çalışmaları hakkında değerlendirme yapabilmemiz için, elemanların enerji kayıplarını incelememiz yeterli değildir. Her bir elemanda gerçekleşen tersinmezliklerden dolayı kaybolan iş potansiyelini dikkate almamız gerekir.

Santralde en yüksek ekserji kaybının olduğu eleman yanma odasıdır (yakıt ekserjisinin %28'i, toplam tersinmezliğin %51'i). Bu duruma yanma reaksiyonundan kaynaklanan tersinmezliklerin sebep olduğu söylenebilir. Buradaki tersinmezliklerin azaltılması adına yapılabilecek iyileştirme çalışmaları teknolojik sınırlamalardan dolayı mümkün olmadığından santrallerin genel problemi olmayı sürdürmektedir. Dikkat edilmesi gereken noktalardan biri, yanma işleminde hava fazlalık katsayısının artması, yanmayan yakıtın bacadan atılmasına bu da enerji ve ekserji kaybının artmasına sebep olmaktadır. Bu yüzden mevsim koşullarına uygun olarak yakıtın optimum hava miktarıyla yakılması kontrol edilmelidir.

Ekserji kaybının en yüksek olduğu diğer bir bileşen gaz türbinidir (yakıt ekserjisinin %9.4'ü, toplam tersinmezliğin %17'si). Gaz türbini verimini arttırmanın bir yolu alev sıcaklığının arttırılmasıdır. Türbin giriş sıcaklığının artmasına sebep olacak bu işlem, türbinden elde edilecek gücün artmasına bu da verimin yükselmesine sebep olacaktır. Fakat türbin giriş sıcaklığının artması türbin malzeme mukavemetine yani türbin tasarımına bağlıdır. Dolayısıyla yüksek maliyet sebebiyle kolay tercih edilebilir değildir.

Atık ısı kazanında (Atık ısı kazanı) yanma ürünleri ile su-buhar arasındaki ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezlikler, ekserji kayıplarına sebep olmaktadır (yakıt ekserjisinin %6'sı, toplam tersinmezliğin %11'i). Atık ısı kazanı borularının iç ve dış yüzeylerindeki katman oluşumu engellenerek egzoz gazları ile su arasındaki ısı transferi optimize edilebilir. Termal takip ve denetim araçlarıyla, ısı kayıplarının en yüksek olduğu alanlar tespit edilerek ve yalıtımlar uygulanarak enerji ve ekserji kayıpları azaltılabilir.

Atık ısı kazanından (Atık ısı kazanı) atılan baca gazları önemli ekserji kayıplarına neden olmaktadır (yakıt ekserjisinin %3.4'ü, toplam tersinmezliğin %6.4'ü). Baca gazı ekserji kaybını düşürmek için çıkış sıcaklığını mümkün olduğu kadar düşürerek bu enerjiden faydalanmak aklımıza gelebilir. Fakat baca gazı bileşenlerindeki su buharının yoğunlaşması korozyon problemlerine sebep olduğundan, sıcaklık değerinin düşürülmesi istenmemektedir.

Çalkantı, dengesiz sıkıştırma ve sürtünmelerden kaynaklı tersinmezlikler kompresör işini arttırmaktadır (yakıt ekserjisinin %2.3'ü, toplam tersinmezliğin %4.3'ü). Bu tersinmezliklerin azaltılabilmesi kompresöre harcanan işi azaltacaktır. Ancak gaz türbininden elde edilen gücün yarısının kompresöre harcanmasının en önemli sebebi, sıkıştırma esnasında havanın sıcaklığının yükselmesi neticesinde özgül hacmin artması, bunun da sıkıştırma için gereken işi arttırmasıdır. Özgül hacim, sıcaklıkla doğru orantılı olarak artar. Kompresöre harcanan işin azaltılması için hava sıcaklığının düşürülmesi gerekir. Kompresör etrafından soğutucu su dolaştırılarak sıkıştırma esnasında özgül hacim artışı azaltılabilir. Bu da sıkıştırma için gereken gücü azaltmış olur. Fakat bu, yanma odasına giren havanın sıcaklığını bir miktar azaltacaktır. Tepkime sonucunda oluşan yanma ürünlerinin sıcaklığının korunabilmesi için yakıtın bir miktar arttırılması gerekir. Soğutma ve yakıt debisi değişimine göre sistem verimini yükseltecek şekilde iyileştirme sağlanmalıdır. Bu sisteme ilave olarak yanma ürünlerinin, yakma havası sıcaklığının bir miktar arttırılması için kullanıldığı sistem olan rejeneratör sisteminin de etkisi araştırılabilir. Diğer yöntem, çift kompresörlü kademeli ara soğutma uygulanmasıdır. Bu sistemde hava, aynı oranlarda sıkıştırılarak istenilen basınca getirilen iki kompresörle sıkıştırılır. 1. kompresörde sıkıştırılarak sıcaklığı artan hava, atmosfer havası ile ısı değiştirilmeden geçirilerek yaklaşık olarak çevre sıcaklığına kadar soğutulur ve 2. kompresörde de aynı oranda sıkıştırılır. Bu sayede kompresörün harcaması gereken güç önemli oranda azalır. Fakat buradaki en büyük handikap, hava sıcaklığındaki düşüştür. Bu, yanma ürünleri sıcaklığının düşmesine sebep olur. Buna karşılık; yakıtın bir miktar arttırılması, rejeneratörlü sistem ile egzoz gazlarının ısisından bir miktar yararlanarak havanın ısıtılması, kızgın buhar kolundan veya buhar türbininden bir miktar ara buhar çekilerek yanma ürünlerinin sıcaklığının arttırılması sağlanabilir. Bu gibi opsiyonlar üzerinde çalışılarak, en uygun değerlerin bulunması ile verim artış çalışmaları yürütülebilir. Bir başka yöntem ise kompresör giriş havasının soğutulmasıdır. Özellikle yaz aylarında verim düşüşünü engellemek için tercih edilebilir. Yaz aylarında atmosfer sıcaklığının artışı ile havanın özgül hacmi artmaktadır. Özgül hacmin artması havanın sıkıştırılma işlemi için daha fazla iş harcanmasına sebep olmaktadır. Bu da santralde üretilen net gücün düşmesine ve verimin azalmasına neden olmaktadır. Bu sebeple atmosfer sıcaklığının yüksek olduğu yaz aylarında kompresör giriş havasına soğutma işlemi uygulanarak verimin düşmesine engel olunabilir. Bu çalışma, santralden en yüksek verim elde edildiği optimum giriş hava sıcaklığı belirlenerek yapılmalıdır. Bu yöntemler üzerinde çalışılarak kompresöre harcanan iş azaltılabilir. Gaz türbin çevrim net gücünün artışıyla santral verim artışı sağlanabilir.

Buhar türbinindeki ekserji kaybının %77'si AB türbininden, %23'ü ise YB türbininden kaynaklandığı görülmektedir. Yani AB türbinindeki kayıp YB türbinindeki kaybın yaklaşık 3 katıdır. AB türbininde YB türbinine göre enerjiden daha az yararlanıldığı sonucunu çıkarabiliriz. AB türbininin son kademesinde çürük buharın yoğuşma olayına dikkat edilmelidir. Burada yoğuşan su damlacıkları, kanatların aşınmasına sebep olabilir ve tersinmezliği artırır.

Enerji analizi sonucunda en yüksek güç kaybının (yakıt enerjisinin %24'ü) soğutma suyuna aktarılan güçten kaynaklandığı belirlenmiştir. AB türbininden çıkan yaş buharın çevrime tekrar beslenmesi için özgül hacminin düşürülerek sıvı fazına dönüştürülmesi gerekir. Bu sayede akışkanın döngüsü için gereken enerji minimize edilmiş olur. Bu yüzden yaş buhar yoğuşarak su fazına dönüştürülür. Bu enerji de soğutma suyuna aktarılır. Yani soğutma suyuna aktarılan enerji kayıp gibi gözükse de çevrim suyunun çevrime tekrar beslenmesi için verilmesi gereken bir enerjidir. Kondenserde soğutma suyuna aktarılan güç değeri yüksek olmasına rağmen düşük sıcaklıklarda değişikliğe sebep olması sebebiyle (soğutma suyu sıcaklığını 24.5 °C'den 29.5 °C'ye çıkarıyor) ekserji kaybının düşük olduğu tespit edilmiştir.

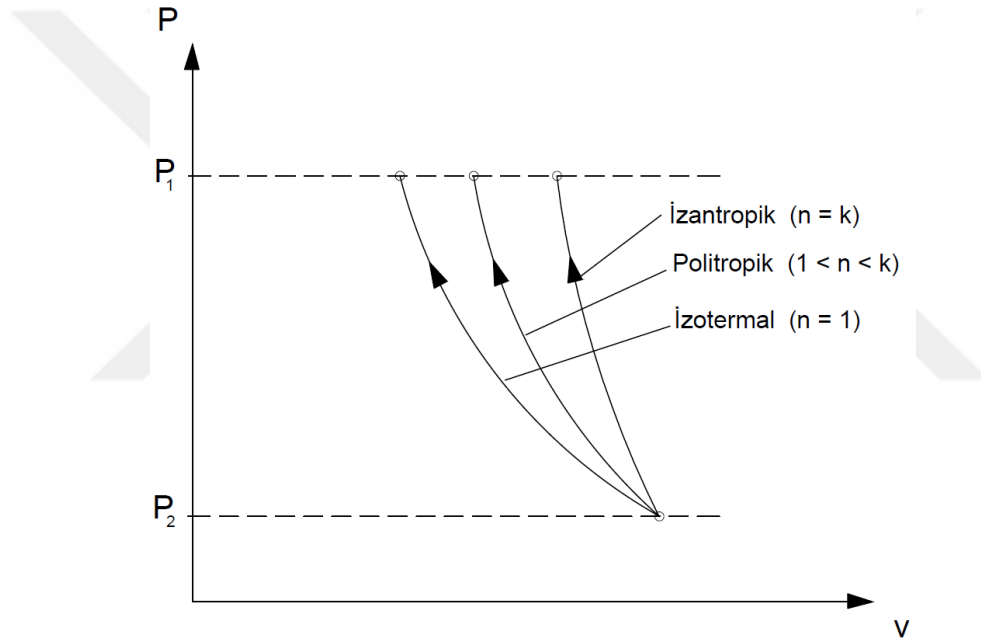
Özellikle yanma odasında ve diğer bazı elemanlarda görüldüğü gibi (Gaz türbini, Atık ısı kazanı, kompresör, AB ve YB türbinleri) ekserji kaybı, enerji kaybından çok daha fazladır (diğer elemanlarda belli bir miktarda). Bu bize, bu elemanlarda gerçekleşen işlemlerin yüksek nitelikte güç kayıplarına sebep olduğunu göstermektedir. Tam tersi; soğutma suyuna verilen ve bacadan atılan güç değerleri yüksek gözükmesine rağmen bu kayıpların düşük nitelikte olması sebebiyle ekserji kayıplarının az olduğu görülmektedir.

8.4 SONUÇ VE ÖNERİLER

Yanma odası, gaz türbini, kompresör ve baca gazlarının oluşturduğu gaz türbin çevriminden kaynaklı ekserji kayıpları toplam ekserji kayıplarının %80'ini, yakıt ekserjisinin %43'ünü oluşturmaktadır. Bu bize, ekserji verimini arttırmak için yapılabilecek iyileştirme çalışmalarına burada yoğunlaşılması gerektiğini göstermektedir. Bu sayede gerçekleşecek az miktarda verim artışı dahi, birim enerjiye karşılık tüketilen yakıt miktarını azaltacak bu da enerji maliyetlerinin düşmesini sağlayacaktır.

Gaz çevrimlerinde harcanan kompresör güçlerinin yüksek olması nedeniyle, düşürülme çalışmasının yapılması verimin artmasını sağlayacaktır. Kompresör işinin azaltılması için sıkıştırma sırasında havanın özgül hacim artışının azaltılması gerekir. Yani havanın artan sıcaklığının mümkün olduğunca düşürülmesi gerekir. Bu uygulanabildiği takdirde havanın basıncını arttırmak için gereken iş azaltılmış olacaktır. Kompresör cidarlarından soğutucu su geçirilebildiği takdirde havanın ısı enerjisi, soğutucu suya aktarılabilir. Özgül hacmin azalışıyla kompresöre harcanan iş de azaltılmış olacaktır.

Politropik (bir miktar soğutma yapılan) hal değişimi durumunda sıkıştırma işi hesaplanacak olursa:



Şekil 8.13 Farklı sıkıştırma işlemlerinin, aynı basınç aralığında P-v diyagramı (Çengel ve Boles 2012).

$$P_1 = 101.325 \text{ kPa} \quad P_2 = 1070 \text{ kPa}$$

Mükemmel gazların politropik hal değişimleri için özgül ısılar sabit kabul edilirse:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} \quad (8.1)$$

$$\text{ve } n = 1.35 \text{ için } \rightarrow \left(\frac{T_2}{298} \right) = \left(\frac{1070}{101.325} \right)^{(1.35-1)/1.35}$$

$$T_2 = 549 \text{ K} \rightarrow h_2 = 558.601 \text{ kJ/kg}$$

$n = 1.35$ kabul edilerek çıkış sıcaklık ve entalpi değeri bulunmuştur.

Politropik hal değişiminde kompresöre harcanan iş (Çengel ve Boles 2012):

$$(Pv^n = \text{sabit}) : w_{komp} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n-1} = \frac{nRT_1}{n-1} \times \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (8.2)$$

$n = 1.35$ için

$$w_{komp} = \frac{1.35 * 0.2881 * 298}{1.35 - 1} \times \left[\left(\frac{1070}{101.325} \right)^{(1.35-1)/1.35} - 1 \right]$$

$$w_{komp} = 278.982 \text{ kJ/kg}$$

Kompresöre harcanan işin kW olarak yazılması gerektiği için bulunan değer hava debisi ile çarpılması gerekir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_h * w_{komp} = 482.813 \text{ kg/s} * 278.982 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{komp} = 134\,696 \text{ kW}$$

bir kompresöre harcanan iş bulunmuştur.

Kompresör için enerji dengesi yazılacak olursa:

$$\sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_\zeta = 0$$

$$\dot{E}_1 + \dot{W}_k - \dot{E}_2 - \dot{Q}_k = 0$$

$$\dot{Q}_k = \dot{E}_1 + \dot{W}_k - \dot{E}_2$$

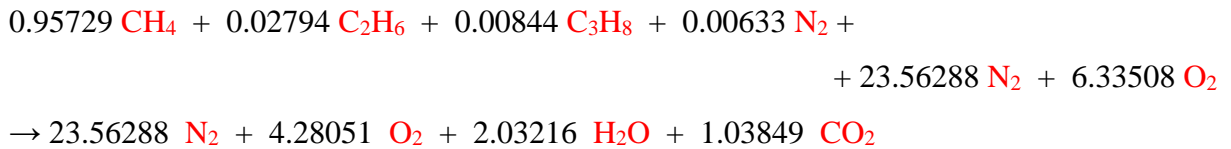
$$\dot{Q}_k = \dot{m}(h_1 - h_2) + \dot{W}_k$$

$$= [482.813 \text{ kg/s} \times (300.500 - 558.601) \text{ kJ/kg}] + 134\,696 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_k = 10\,081 \text{ kW} \quad \text{olarak ısı kaybı bulunur.}$$

Kompresör çıkış hava sıcaklığı, aynı zamanda yanma tepkimesine giren hava sıcaklığı, 643 K'den 549 K'e düşmüştür. Tepkime sonucunda, yanma ürünleri sıcaklık değerinin aynı kalması istendiği için giren enerjinin artırılması adına yakıt debisinin artırılması gerektiği düşünülmüştür. Excel'de oluşturulan hesaplar ve deneme-yanılma yöntemiyle, aynı yanma ürünleri sıcaklık değerinin elde edilmesi için yakıt debisinin 0.084361 katı kadar (%8.4361) artırılması gerektiği bulunmuştur. Aşağıda yapılan işlemlerde Bölüm 7'de kullanılan hesaplamalardan yararlanılmıştır. İşlemler takip edilerek bu değerler kontrol edilebilir:

Yakıt debisi değiştiği için yanma eşitliği de değişecektir. Yanma eşitliği bölüm 7.1 de olduğu gibi denkleştirilir:



Yanma reaksiyonunun 1. yasa analizi yapılarak alev sıcaklığı ve entalpi değeri $T_{\text{ürün}} = 1317.271 \text{ K} = 1044.271 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow h_3 = 1481.323 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur. Yakıt debisinin %8.4361 arttırıldığı durumda yakıt gücü değeri:

$$* \quad m_{\text{yakıt}} = 8.644 + (8.644 * 0.084361) \text{ kg/s}$$

$$* \quad m_{\text{yakıt}} = 9.373 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} * (AID)_{yakıt} = 9.373 \text{ kg/s} * 49\,275 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{yakıt} = 461\,869 \text{ kW} \text{ olacaktır.}$$

Sıkıştırma esnasında soğutma uygulanarak havanın özgül hacmi azaltılmıştır. Böylelikle havayı sıkıştırmak için gereken iş de azalmıştır. Fakat yakma havasının sıcaklığı azaldığı için enerjisi de düşmüştür. Yanma ürünleri sıcaklık değeri korunmak istendiği için hava sıcaklığındaki düşüğe karşı yakıt debisi arttırılmıştır. Yakıt gücünün artışıyla aynı yanma ürünleri sıcaklığı elde edilmiştir. Yanma ürünleri debisinin de artmasıyla gaz türbinde elde edilen güçte de ufak bir artış olmuştur. Net güç, gaz türbininden elde edilen güçten kompresöre harcanan gücü ve gaz türbin kaybının çıkarılması ile bulunur (Çizelge 8.4). Yanma ürünlerindeki debi artışı ile su-buhar enerjisinde meydana gelen ufak miktardaki artış bu hesaba katılmamıştır. Bu sebeple su-buhar çevrimindeki enerji de bir değişiklik olmamıştır. Aşağıdaki çizelgede gaz türbin çevrimindeki güç değişimi gösterilmiştir. Bölüm 7'de yer alan elemanların enerji denge denklemleri ve santral verim hesabı bölümlerine bakılarak bu değerler kontrol edilebilir.

Çizelge 8.4 Önerilen gaz türbin çevrimi güç dengesi

	Güç (kW)	%
Gaz Türbini Net Elektrik Gücü^{x2}	316 235	53.0
Gaz Türbin Kaybı^{x2}	11 595	1.9
Kompresör^{x2}	269 392	45.1
Gaz Türbini Çıkış Gücü^{x2}	597 221	100.00

$$\text{Toplam Yakıt Gücü} = 2 * 461\,869 \text{ kW} \Rightarrow \dot{E}_{yakıt} = 923\,739 \text{ kW}$$

$$\text{Toplam Net Güç} = \text{Gaz Türbini Net Elektrik Gücü}$$

$$+ \text{Buhar Türbini Net Elektrik Gücü}$$

$$- \text{Pompa Güçleri}$$

$$= (316\,235 \text{ kW} + 140\,296 \text{ kW} - 2335 \text{ kW})$$

Toplam Net Güç = 454 196 kW

$$\text{Santral Isıl Verim} = \frac{\sum \dot{W}_{net}}{\sum \dot{E}_y} = \frac{\text{Toplam Net Güç}}{\text{Toplam Yakıt Gücü}} = \frac{454\,196 \text{ kW}}{923\,739 \text{ kW}} = \% 49.2$$

olarak santral verimi bulunmuştur. Bu haldeki değişim tabloda gösterilecek olursa:

Çizelge 8.5 Kompresöre bir miktar soğutma uygulanması halinde ısı verim değişimi

	Isıl Verim (%)	Artış oranı (%)	Net Güç (kW)	Artış oranı (%)	Yakıt Gücü (kW)	Artış oranı (%)
Gerçek	47.2	-	401 807	-	851 874	-
Politropik	49.2	4.23	454 196	13	923 739	8.4

Kompresöre bir miktar soğutma uygulanması halinde santral ekserji verimindeki değişimin hesaplanması için yakıt ekserji artışının hesaplanması yeterlidir. Yakıt ekserji miktarındaki artış debi artışı ile orantılıdır. Hava/yakıt oranı değiştiği için hava mol sayısında değişiklik olmuştur. Hava mol sayısındaki değişiklik yanma ürünlerinde N₂ ve O₂ mol miktarının da değişmesine sebep olmuştur. Fakat yakıt mol miktarında, CO₂ ve H₂O mol miktarlarında bir değişiklik olmadığı için yakıt alt ısı değeri ve yakıt kimyasal ekserji değerlerinde bir değişiklik olmamıştır. Bu sebeple yakıt ekserjisindeki artış, debi artışı ile orantılıdır:

$$ex_y = 50\,828.602 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}x_{yakıt} = m_y * ex_y = 9.373 \text{ kg/s} * 50\,828.602 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}x_{yakıt} = 476\,477 \text{ kW}$$

$$\text{Toplam Yakıt Ekserjisi} = 2 * 476\,477 \text{ kW} \Rightarrow \dot{X}_{yakıt} = 952\,855 \text{ kW}$$

$$\text{Santral Ekserji Verimi} = \frac{\sum \dot{W}_{net}}{\sum \dot{X}_y} = \frac{\text{Toplam Net Güç}}{\text{Toplam Yakıt Ekserjisi}} = \frac{454\,196 \text{ kW}}{952\,855 \text{ kW}} = \% 47.7$$

Çizelge 8.6 Kompresöre bir miktar soğutma uygulanması halinde ekserji verim değişimi.

	Ekserji Verimi (%)	Artış oranı (%)	Net Güç (kW)	Artış oranı (%)	Yakıt Ekserjisi (kW)	Artış oranı (%)
Gerçek	45.7	-	401 807	-	878 725	-
Politropik	47.7	4.38	454 196	13	952 855	8.4

Kompresöre harcanan iş miktarında 52 328 kW'lık düşüş olmuştur. Kimyasal reaksiyona giren havanın sıcaklığındaki azalıştan dolayı yanma ürünleri enerji değerinin korunması için yakıt debisi yaklaşık %8.4 arttırılmıştır. Bu sebeple yakıt gücünde 71 865 kW'lık artış olmuştur. Net güç, 52 389 kW artmıştır. Harcanan yakıtta daha fazla artış olmasına rağmen net güçteki artış oranı yakıt gücündeki artış oranından daha fazla olduğu için santral ısı veriminde artış görülmüştür. Aynı şekilde yakıt debisindeki artıştan dolayı yakıt ekserjisinde 74 130 kW'lık artış olmuştur. Yakıt ekserjisindeki artış miktarı, net güçteki artış miktarından fazla olmasına rağmen net güçteki artış oranı yakıt ekserjisindeki artış oranından fazla olduğu için santral ekserji veriminde aynı oranda artış görülmüştür. Bu sisteme, yanma ürünleri enerjisinden bir miktar yararlanarak hava sıcaklığının arttırıldığı rejeneratör sistemi de dahil edilebilir. Buhar türbininden ara buhar çekilerek yakıt debisinin arttırımı azaltılabilir. Bu gibi yöntemler üzerinde çalışılarak kompresöre harcanan iş azaltılabilir. Santralden elde edilen net gücün artışıyla verim artışı sağlanabilir. Bu hesaplamalara maliyetlerde dahil edilerek geri ödeme süresi çıkarılabilir ve yatırıma elverişli olup olmadığı değerlendirilebilir. Ayrıca, gaz çevrimlerinde tek kompresör yerine ara soğutmalı çift kompresör kullanılması, tesisin buna göre yenilenmesi durumunda verimi daha da arttıracığı için bu sistemin modellenmesi yeni çalışmalar için önerilebilir.

KAYNAKLAR

- Açikkalp E** (2013) Doğal Gaz Yakıtlı Bir Elektrik Üretim Tesisi ve Bir Trijenerasyon Sisteminin İleri Ekserji ve Eksergoekonomik Yöntemleri Kullanarak Analizi. *Doktora Tezi*, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Eskişehir, 138 s.
- Ahmad A** (2017) Cogeneration Sustainability Study for The İzmir Institute of Technology. *Master Thesis*, İzmir Institute of Technology, the Graduate School of Engineering and Sciences, Department of Energy Engineering, İzmir, 178 s.
- Akdeniz N** (2007) Doğal Gazlı Kojenerasyon Sisteminin Ekserjetik Analizi. *Doktora Tezi*, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isparta, 150 s.
- Altay H** (2010) Kombine Çevrim Santrallerinde Verimlilik ve Tasarruf Olanaklarının Belirlenmesi: Örnek Bir Tesisin İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı, İstanbul, 97 s.
- Anagal A S** (2014) Performance Analysis of Gas Turbine Cogeneration Systems. *Master Thesis*, University of Ontario, Institute of Technology And Applied Sciences, Department of Mechanical Engineering, Oshawa, 97 s.
- Ballı Ö** (2008) Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji, Kullanılabilirlik (Ekserji) ve Ekserjiekonomik Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Eskişehir, 182 s.
- Başaran T** (2017) Doğal Gaz Yakıtlı Santraller. *Türkiye'de Termik Santraller*, Aytaç O (Ed.), Yayın No: MMO/668, ISBN: 978-605-01-1018-0, Ankara, 81-90 s.
- Cengel, Y A ve Boles M A** (2012) *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. 5. Baskı, ISBN: 978-975-6240-26-7, Güven Bilimsel, İzmir, 946 s.
- Çelik C** (2015) Termik Santrallarda Enerji ve Ekserji Analizi İçin Yazılım Geliştirilmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Zonguldak, 103 s.
- Ece E O** (2011) Ara Isıtmalı-Ara Soğutmalı-Rejeneratörlü Bir Gaz Türbini Güç Üretim Sisteminin Ekserjoekonomik Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 88 s.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Elhanan A E M E** (2006) Cogeneration of Electricity and Cooling by Gas Turbines. *PhD Thesis*, İstanbul Technical University, Institute Of Science And Technology, Department of Mechanical Engineering, İstanbul, 68 pp.
- EPDK** (2018) Elektrik Piyasası 2017 Yılı Piyasa Gelişim Raporu, T.C. Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu, Ankara, 70 s.
- Erduranlı P** (1997) Enerji Santraline Ekserji Analizinin Uygulanması. *Yüksek Lisans Tezi*, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Zonguldak, 85 s.
- Ersayın E** (2012) Bir Kombine Çevrim Tesisinin Performans Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Manisa, 42 s.
- ETKB** (2017) 2015-2019 Stratejik Planı, T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Ankara, 135 s.
- ETKB** (2017) Dünya ve Türkiye Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü, T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Strateji Geliştirme Başkanlığı, Ankara, 74 s.
- Günaslan M** (2016) Doğal Gaz Yakıtlı Kombine Çevrim Santralleri ve Türkiye Elektrik Üretimindeki Yeri. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 81 s.
- Güngör A** (2013) Bir Kombine Çevrim Santraline Ekserji Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı, İstanbul, 77 s.
- Hoque J M** (2016) Exergetic and Power Augmentation Analyses of Gas Turbine with Air-Bottoming Combined Cycle. *Master Thesis*, Bangladesh University of Engineering and Technology, Department of Mechanical Engineering, Dhaka, 108 pp.
- Kaba S** (2012) Doğal Gaz Dönüşümlü Kojenerasyon Enerji Santrallerinin Eksergoekonomik Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Edirne, 149 s.
- Karaağaç M O** (2018) Doğal Gaz Yakıtlı Bir Kombine Çevrim Santral Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Isparta, 68 s.
- Karagöz F** (2011) Kombine Çevrimli Bir Güç Santralinin Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması. *Yüksek Lisans Tezi*, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Edirne, 69 s.
- Kopaç M, Topuz A ve Hilalci A** (2005) Çatalağzı Güç Santralına Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması. *15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 7-9 Eylül 2005, Trabzon, Türkiye, 906-911.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Kotas T J** (1995) *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Reprint Edition, ISBN: 0-89464-941-8, Krieger Publishing Company, Florida, 328 pp.
- Köylü H Ö** (2009) Bir Çelik Fabrikası Güç Üretim Tesisinin Termodinamik Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Termodinamik Anabilim Dalı, İzmir, 77 s.
- Kurt H vd.** (2014) Bir Buhar Kazanının Enerji ve Ekserji Analizi Yoluyla Performansının Değerlendirilmesi. *2nd International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science*, Karabük, Türkiye, 26-27.
- Mert M S** (2010) Bir Güç Santralının Ekserjik ve Termoekonomik Analizi. *Doktora Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 182 s.
- Moran M J** (1999) *Engineering Thermodynamics/Mechanical Engineering Handbook*, CRC Press LLC., Boca Raton, 89 pp.
- Özgürel B ve Egeli S** (1995) Doğal Gaz Yakıtlı Kombine Çevrim Santralleri, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, *Uluslararası Doğal Gaz Konferansı Bildiriler Kitabı*, 1-4 Kasım, Yayın no:179, 32-45.
- Rahim M** (2008) Doğal Gaz ile Çalışan Bir Kombine Çevrim Santralin Tasarımı, Optimizasyonu ve Enerji Verimliliği. *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara, 185 s.
- Şahin H E** (2012) Kritik-üstü Tip Bir Buharlı Güç Santralının Enerji ve Ekserji Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı, İstanbul, 95 s.
- Şen G** (2018) Doğal Gaz Kombine Çevrim Santralinde Performans Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı, Manisa, 59 s.
- TEİAŞ** (11.11.2018) Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi, Türkiye Elektrik Enerjisi Üretiminin Birincil Enerji Kaynaklarına Göre Yıllar İtibariyle Gelişimi (1985-2017), Adres: <https://www.teias.gov.tr/tr/iii-elektrik-enerjisi-uretimi-tuketimi-kayıplar-0>
- Terhan M** (2014) Doğal Gaz Yakıtlı Bir Kazanda Baca Gazından Enerji Geri Kazanımı ve Yoğuşma Olayının Enerji, Ekserji ve Ekonomik Yönden İncelenmesi. *Doktora Tezi*, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Erzurum, 183 s.
- TETAŞ** (2018) 2017 Yılı Sektör Raporu, Türkiye Elektrik ve Ticaret Anonim Şirketi Genel Müdürlüğü, Ankara, 34 s.
- Tontu M** (2013) Energy And Exergy Analysis of a Steam Power Plant. *Master Thesis*, Çukurova University, Institute of Natural And Applied Sciences, Department of Mechanical Engineering, İstanbul, 68 s.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Topal H İ, Kopaç M ve Eyriboyun M** (2017) Çatalağzı Termik Elektrik Santrali ile Bölgesel Isıtma Yapılabilirliğin Enerji Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 37 (1): 139-146
- TPAO** (2018) 2017 Yılı Ham Petrol ve Doğal Gaz Sektör Raporu, Türkiye Petrolleri Anonim Ortaklığı, Ankara, 52 s.
- Yılmaz K** (2015) 50 MW Gaz Yakıtlı Buharlı Enerji Santralinin Gelişmiş Ekserji Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Karabük, 56 s.



BİBLİYOGRAFYA

BP (2018) *BP Energy Outlook*, British Petroleum, London, 125 pp.

Moran M J (1982) *Availability Analysis: A Guide To Efficient Energy Use*. Prentice-Hall, New Jersey, 260 pp.

UEA (2015) Uluslararası Enerji Görünümü. Dünya Enerji Görünümü, Adres: <http://www.iea.org/t&c/>,





ÖZGEÇMİŞ

Hasan Basri Bayrakçeken, 1990 yılı İstanbul doğumludur. İlkokulu Bağcılar Yeşilbağ Ortaokulu'nda, lise öğrenimini Fatih Vatan Anadolu Lisesi'nde 2008 yılında tamamlamıştır. Aynı yıl Zonguldak Karaelmas Üniversitesi'nde Makine Mühendisliği lisans eğitimine başlamış, 2012 yılında mezun olmuştur. İmalat sektöründe çalışmaya devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ:

Adres: Yüzyıl Mah. Matbaacılar Cad. No: 32/5 Bağcılar/İstanbul

Tel: (+90) 544 491 92 17

E-posta: hbbayrakceken@hotmail.com

