

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ATIK ISI KAZANLI GAZ-BUHAR ÇEVİRİMLİ GÜÇ SANTRALİNİN EKSERJİ
ANALİZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KADİR DİKİLİ

MAYIS 2019

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ATIK ISI KAZANLI GAZ-BUHAR ÇEVİRİMLİ GÜÇ SANTRALİNİN EKSERJİ
ANALİZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Kadir DİKİLİ

DANIŞMAN:Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

ZONGULDAK

Mayıs 2019

KABUL:

Kadir DİKİLİ tarafından hazırlanan “Atık Isı Kazanlı Gaz-Buhar Çevrimli Güç Santralinin Ekserji Analizi” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle/oyçokluğuyla kabul edilmiştir. 23/05/2019

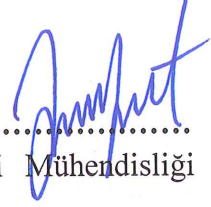
Danışman: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü



Üye: Prof. Dr. Sezayi YILMAZ

Karabük Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü



Üye: Dr. Öğr. Üyesi Beytullah ERDOĞAN

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.”


Kadir DİKİLİ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ATIK ISI KAZANLI GAZ-BUHAR ÇEVİRİMLİ GÜÇ SANTRALİNİN EKSERJİ ANALİZİ

Kadir DİKİLİ

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

Mayıs 2019, 89 sayfa

Dünya nüfusunun giderek artması ve hızlanan sanayileşme insanların enerjiye olan talebini artırmaktadır. Artan enerji talebi beraberinde yeni güç santrali yatırımlarını ya da mevcut güç santralleri için bazı teknolojik gelişmeleri zorunlu hale getirmiştir. Bunların yanında güç üretiminde birincil kaynaklardan olan fosil yakıtların giderek azalması ve üretim maliyetlerinin artması gibi sebepler nedeniyle güç santrallerinde verim artırma çalışmaları çok daha fazla önem kazanmıştır.

Bu tez çalışmasında İstanbul'da faaliyet gösteren 410,8 MW net elektrik güç çıkışı olan doğalgaz yakıtlı kombine çevrim güç santralinde enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Santralde belirlenen yakıt-hava oranına bağlı yanma denklemi oluşturulmuş ve yanma ürünlerinin mol miktarları belirlenmiştir. Kütle-akış şemasının çıkarılmasının ardından her bir düğüm noktasına ait termodinamik özellikler belirlenmiştir. Sistem elemanlarına termodinamiğin birinci ve ikinci yasa eşitlikleri uygulanarak her bir sistem elemanında kaybedilen birim zamanda enerji miktarı ve tersinmezlik değeri hesaplanmıştır. Hesaplanan

ÖZET (devam ediyor)

değerler enerji ve ekserji bilançoları yardımıyla özetlenmiştir. Bunların ardından da kombine çevrim santrali birinci ve ikinci yasa verimi hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar neticesinde kombine çevrim santralinin birinci yasa verimi %55.88, ikinci yasa verimi ise %53,06 olarak belirlenmiştir. En fazla güç kaybının kondenser de gerçekleştiği bunu baca gazı ile kaybedilen gücün takip ettiği, en fazla tersinmezliğin ise yanma odasında olduğu, bunu gaz türbinin izlediği tespit edilmiştir.

Tez çalışması kapsamında yapılan hesaplamalar gaz çevrimi üzerine yapılacak çalışmaların santral verimini önemli ölçüde etkileyeceğini göstermiştir. Bu nedenle sonuç kısmında kompresörde harcanan gücün azaltılmasına yönelik politropik sıkıştırma yapılması durumu incelenmiştir. Bu durumda kompresöre harcanan güçte önemli miktarda azalış olduğu ve bunun net güç değerini artırdığı dolayısıyla da birinci ve ikinci yasa verimini artırdığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Enerji, Ekserji, doğalgaz kombine çevrim güç santrali, tersinmezlik.

Bilim Kodu: 625.04.01

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

EXERGY ANALYSIS OF GAS-STEAM CYCLE POWER PLANT WITH HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR

Kadir DİKİLİ

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

**Thesis Advisor: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ
May 2019, 89 pages**

Increasing world population and accelerating industrialization increase people's demand for energy. Increasing energy demand has made new power plant investments or some technological developments mandatory in existing power plants. In addition, due to the fact that fossil fuels from primary sources in power generation are gradually decreasing and production costs increase, power efficiency studies in power plants have gained more importance.

In this thesis, energy and exergy analysis were performed in natural gas combined cycle power plant with 410.8 MW net electricity power output in Istanbul. As a result of the knowledge of the fuel-air ratio used in the plant, the burning equation was formed and the molar amounts of the combustion products were determined. After removal of the mass-flow diagram, the thermodynamic properties of each node were determined. Applying first and second laws of thermodynamics equation system components and the amount of heat that is lost as irreversibility's value was calculated for each system element. The calculated values are summarized with the help of energy and exergy balance sheets. Then, the first and second

ABSTRACT (continued)

law efficiency of the combined cycle power plant were calculated. As a result of the calculations, the first law efficiency of the combined cycle power plant is 55.88% and the second law efficiency is 53,06%. The most energy loss occurred in the condenser. The second largest energy loss was found to be the energy thrown into the atmosphere with the stack gas, the most irreversible in the combustion chamber, followed by the gas turbine.

The calculations made in the thesis study showed that the studies on the gas cycle would significantly affect the plant efficiency. For this reason, in the conclusion part of the study, in order to reduce work on the compressor, the situation of the polytropic compressing was investigated. In this case, it has been determined that there is a significant decrease in the power spent on the compressor and this increases the net power value and thus increases the efficiency of the first and second law.

Keywords: Energy, Exergy, natural gas combined cycle power plant, irreversibility

Science Code: 625.04.01

TEŞEKKÜR

Tez alıőması boyunca bilgi ve tecrübeleri paylaşmaktan çekinmeyen ve kıymetli vaktini ayıran değerli hocam Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ'a, santralde çalışma imkânı veren Sn. Halil ALBAYRAK ve bu konuda yardımını esirgemeyen Őenol DEMİR'e, santral çalıőanlarına ve bu süreçte her zaman yanımda olan değerli eőime teőekkürler ederim.





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	3
2.1 EKSERJİ ANALİZİ KAYNAK TARAMASI	3
BÖLÜM 3 KOMBİNE ÇEVİRİM GÜÇ SANTRALLERİ.....	9
3.1 GENEL BİLGİLER.....	9
3.2 KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLER ÇALIŞMA PRENSİBİ	11
3.3 KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNİN AVANTAJLARI	13
3.4 KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİ ELEMANLARI	14
3.4.1 Gaz Türbinleri.....	14
3.4.1.1 Kompresör.....	15
3.4.1.2 Yanma Odası	15
3.4.1.3. Türbin.....	15
3.4.2. Buhar Türbini.....	15

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

3.4.3 Atık Isı Kazanı	16
3.4.4 Kondenser	17
3.4.5 Jeneratör	18
3.5 KOMBİNE ÇEVİRİMLİ SANTRALLERDE KULLANILAN GÜÇ ÇEVİRİMLERİ ...	19
3.5.1 Brayton Çevrimi.....	19
3.5.2 Rankine Çevrimi	20
BÖLÜM 4 ENERJİ VE EKSERJİ DENKLEMLERİ	23
4.1 GENEL BİLGİLER	23
4.2 TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ YASASI	24
4.3 TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASI	25
4.3.1 Ekserji	25
4.3.1.1 Fiziksel Ekserji	26
4.3.1.2 Kimyasal Ekserji	27
BÖLÜM 5 SANTRAL TERMODİNAMİK ANALİZİ	29
5.1 SANTRAL TANITIMI.....	29
5.2 YÖNTEM	29
5.3 SANTRAL ELEMANLARINDA GERÇEKLEŞEN ISI KAYBI HESAPLARI	32
5.3.1 Yanma Denklemi, Yakıt Alt Isıl Değeri ve Yanma Entalpisi Hesabı.....	32
5.3.2 Hava ve Yanma Ürünleri Entalpi Hesabı.....	38
5.3.3 Kompresör.....	42
5.3.4 Gaz Türbini	42
5.3.5 HP Türbini	43
5.3.6 IP Türbini	44
5.3.7 LP Türbini	44
5.3.8 Atık Isı Kazanı (HRSG).....	45
5.3.10 Kondenser	46
5.4 EKSERJİ ANALİZİ	49

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

5.4.1 Dügün Noktaları Ekserji Hesabı	51
5.4.2 Ekserji Dengesi ve Tersinmezlik Hesabı	58
5.4.2.1 KOMPRESÖR.....	58
5.4.2.2 GAZ TÜRBİNİ.....	58
5.4.2.3 YANMA ODASI.....	59
5.4.2.4 HP BUHAR TÜRBİNİ.....	59
5.4.2.5 IP BUHAR TÜRBİNİ	59
5.4.2.6 LP BUHAR TÜRBİNİ	60
5.4.2.7 ATIK ISI KAZANI (HRSG)	60
5.4.2.8 KONDENSER.....	61
5.4.3 VERİM HESABI.....	66
5.5 VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ.....	67
ALTINCI BÖLÜM SONUÇ VE ÖNERİLER.....	81
KAYNAKLAR.....	85
ÖZGEÇMİŞ	89



ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1 Türkiye'nin Elektrik Enerji Kurulu Gücü Dağılımı.....	10
Şekil 3.2 Kombine çevrim şematik gösterimi	12
Şekil 3.3 Kombine çevrim için T-s diyagramı	13
Şekil 3.4 Gaz Türbini Şematik Gösterimi	14
Şekil 3.5 Buhar Türbini.....	16
Şekil 3.6 Atık Isı Kazanı	17
Şekil 3.7 Kondenser	18
Şekil 3.8 Jeneratör	19
Şekil 3.9 Brayton Çevrimi P-v ve T-s diyagramı.....	20
Şekil 3.10 İdeal Rankine Çevrimi	21
Şekil 5.1 Kombine çevrim güç santrali kütle-akış diyagramı	31
Şekil 5.2 Santral elemanlarında gerçekleşen ısı kaybı.	68
Şekil 5.3 Santral elemanlarında gerçekleşen ısı kaybı yüzdeleri.	68
Şekil 5.4 Sankey diyagramı.....	70
Şekil 5.5 Sistem elemanlarında gerçekleşen tersinmezlik değerleri.	71
Şekil 5.6 Tersinmezlik değerlerinin yakıt ekserjisine oranı.	71
Şekil 5.7 Grassman diyagramı.	72
Şekil 5.8 Aynı basınç aralığındaki farklı sıkıştırma işlemlerinin P-v diyagramları.....	73



ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1 Ekserji ve Enerji karşılaştırması.	23
Çizelge 4.2 Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjisi	28
Çizelge 5.1 İşletmeden alınan değerler.	30
Çizelge 5.2 Hava ve Yakıt Bileşenleri Mol Yüzdeleri.	32
Çizelge 5.3 Bazı maddelerin mol kütlesi, gaz sabiti ve kritik nokta özellikleri.	33
Çizelge 5.4 Yanma ürünlerinin mol yüzdeleri.	34
Çizelge 5.5 Bazı maddelerin oluşum entalpileri, çevre şartlarındaki entalpileri ve hava bileşenlerinin 678 K'deki entalpileri.	35
Çizelge 5.6 Bazı elementlerin molar oluşum entalpileri (kJ/kmol).	39
Çizelge 5.7 Düğüm noktalarına ait termodinamik veriler.	41
Çizelge 5.8 Santral elemanlarında gerçekleşen ısı kaybı değerleri.	48
Çizelge 5.9 Kombine çevrim santrali enerji bilançosu.	49
Çizelge 5.10 Bazı gazların sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit basınçtaki özgül ısıları.	51
Çizelge 5.11 Gaz çevrimi özgül ısı değerleri.	50
Çizelge 5.12 Kombine çevrim santrali ekserji bilançosu.	63
Çizelge 5.13 Santral elemanlarının ekserji verimleri.	64
Çizelge 5.14 Düğüm noktalarının ekserji değerleri.	65
Çizelge 5.15 Güç üretimi ve dağılımı.	69
Çizelge 5.16 Yeni Durumda Gaz Çevrimi Güç Dağılımı.	76
Çizelge 6.1 Politropik sıkıştırma yapılması durumunda verim değişimi.	82
Çizelge 6.2 Politropik Sıkıştırma yapılması durumunda ekserji verimindeki değişim.	82



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

T	: Sıcaklık (K)
T_0	: Atmosfer sıcaklığı (K)
\dot{I}_{YO}	: Yok olan ekserji (kJ)
ex	: Ekserji (kJ/kg)
ϵ_{ph}	: Fiziksel ekserji (kJ/kg)
$(\overline{ex})^{ch}$: Kimyasal ekserji (kJ/kg)
V	: Hız (m/s)
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s ²)
z	: Deniz seviyesine göre yükseklik farkı (m)
P	: Basınç (kPa)
P_0	: Atmosfer basıncı (kPa)
h	: Entalpi (kJ/kg)
h_0	: Referans şartlarda entalpi (kJ/kg)
s	: Entropi (kJ/kgK)
s_0	: Referans şartlarda entropi (kJ/kgK)
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg·K)
\overline{R}	: Evrensel gaz sabiti (kJ/kmol·K)
\overline{ex}^0	: Standart kimyasal ekserji (kJ/kmol)
LHV	: Yakıt alt ısı değer (kJ/kg)
HY	: Hava/Yakıt Oranı
m	: Kütle (kg)
\dot{m}	: Kütleli debi (kg/s)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

ΔE_{KH}	: Kontrol hacmi enerji değişimi
\dot{E}	: Birim zamandaki enerji (kW)
\dot{Q}_k	: Isı kaybı (kW)
\dot{W}	: Üretilen iş (kW)
N	: mol sayısı
y	: Mol fraksiyonu
X	: Ekserji (kJ)
\dot{X}	: Birim zaman için ekserji (kW)
ΔE_{sis}	: Sistem enerji değişimi
\bar{h}	: Duyulur Entalpi (kJ/kmol)
\bar{h}°	: Standart referans durumdaki duyulur entalpi (kJ/kmol)
\bar{h}_f°	: Formasyon entalpisi
M :	: Molekül ağırlığı (kg/kmol)
x :	: Kuruluk derecesi
h_{fg}	: Buharlaştırma entalpisi (kJ/kg)
h_f	: Doymuş sıvı entalpisi (kJ/kg)
h_g	: Doymuş buhar entalpisi (kJ/kg)
s_{fg}	: Buhar entropisi (kJ/kgK)
s_f	: Doymuş sıvı entropisi (kJ/kgK)
s_g	: Doymuş buhar entropisi (kJ/kgK)
g alt indisi	: Giren
ç alt indisi	: Çıkan
yü alt indisi	: Yanma ürünleri
η_I	: Birinci Yasa Verimi %
η_{II}	: İkinci Yasa Verimi %

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

KISALTMALAR

DKÇS	: Doğal Gaz Kombine Çevrim Santrali
HP	: Yüksek Basınç
HRSG	: Isı Geri Kazanımlı Buhar Üretici
IP	: Orta Basınç
TEİAŞ	: Türkiye Elektrik İletim A.Ş.
LP	: Alçak Basınç
SASA	: Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemler
BOTAŞ	: Boru Hatları İle Petrol Taşıma Anonim Şirketi

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Enerji, toplumun tüm alanlarını şekillendiren temel yapı taşlarındandır. Teknolojinin gelişim hızı ve artan nüfus ile sanayileşmenin giderek hızlanması ülkelerin enerji üretimine yönelik politikalarını her geçen gün daha da stratejik hale getirmektedir. Dünya genelinde enerji üretiminde kullanılan kaynaklar incelendiğinde fosil yakıtlardan olan petrol ve doğalgaz birinci sırada gelmektedir. Ülkemiz açısından ise fosil yakıt türlerinden olan ve diğerlerine göre çevreye daha az zarar veren doğalgazın birincil enerji kaynağı olarak kullanımı giderek artmaktadır. Ayrıca güç üretiminde doğalgazın diğer fosil yakıtlara göre daha verimli olması ve santralin işletmeye alınma süresinin kısalığı gibi nedenler elektrik üretiminde kullanımını giderek yaygın hale getirmektedir. Sınırlı rezervi ve yüksek maliyeti nedeniyle fosil yakıt kullanılan güç santrallerinde özellikle de ülkemizin de içinde yer aldığı gelişmekte olan ülkeler için verim kavramı oldukça önemlidir. Bu yüzden enerji üretim süreçlerinde geliştirme çalışmaları ve verim artışı neticesinde enerji kaynaklarından maksimum fayda sağlanması oldukça önemlidir.

Ülkemiz açısından hızlı nüfus artışı ve sanayileşme beraberinde enerji ihtiyacının artmasına neden olmaktadır. Artan enerji ihtiyacının karşılanması özellikle de yer altı kaynağı olmayan ülkemiz için var olan üretimde verimin yükseltilmesini ve yeni yapılacak yatırımların da buna göre seçilmesini zorunlu kılmaktadır. Enerji üretim tesislerinde yapılan çalışmalar ile bu alanda geliştirilen teknolojiler sayesinde aynı miktar yakıttan daha fazla elektrik üretmek mümkün hale gelmiştir.

Enerji üretiminde birleşik ısı-güç sistemi de denilen kojenerasyon sistemleri giderek yaygınlaşmaktadır. 1950'li yıllardan itibaren kullanılmaya başlayan bu sistemler giderek önem kazanmış ve kullanım alanı genişlemiştir. Bunun yanında yatırım maliyetinin düşük olması, kuruluş süresinin kısa olması, yüksek verim gibi nedenler de bu sistemlere ilgiyi

giderek artırmaktadır. Kombine çevrim olarak da adlandırılan bu sistemlerde gaz türbini ve buhar türbini birlikte kullanılmaktadır. Bu sistemlerin tercih edilmesindeki ana sebep enerji üretiminde kullanılan yakıttan maksimum fayda sağlama isteğidir. Kojenerasyon sistemlerinde gaz türbini ile üretilen güç neticesinde ortaya çıkan yüksek sıcaklıktaki atık gazlar ısı geri kazanımı yoluyla buhar üretiminde kullanılmaktadır. Üretilen buhar, buhar türbinine gönderilerek güç üretilmektedir. Bu sayede basit çevrime sahip enerji santralinde %40'lar seviyesinde gerçekleşen verim, kombine çevrim santrallerinde %60'lara kadar yükselmektedir.

Güç santrallerinde verimin artırılması için termodinamik kanunlarından faydalanılarak analizler yapılır. Termodinamiğin birinci kanunu ile enerjinin niceliği hakkında değerlendirmeler yapılır. Sistem elemanları tarafından kullanılan ve kullanılmayan enerji miktarları birinci kanun ile belirlenebilir. Ancak bu kanun tek başına güç santrali değerlendirmeleri ve iyileştirmeleri için yeterli değildir. Bu noktada enerjinin niteliği ile değerlendirmeler yapmaya olanak sağlayan termodinamiğin ikinci kanunu kullanılarak yapılan ekserji analizi oldukça önemlidir. Ekserji analizi ile santral elemanlarının ekserji yıkımları başka bir ifadeyle tersinmezlikleri belirlenerek nerelerde iyileştirmeler yapılması gerektiği konusunda fikir edinilebilir. Bu sayede santrale girdi teşkil eden yakıt miktarına karşı elde edilen güç miktarı artırılabilir.

Bu tezde İstanbul'da bulunan bir Doğalgaz Kombine Çevrim Güç Santrali için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu kullanılarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Hesaplanan enerji ve ekserji değerleri ışığında santrali ilişkin performans analizi yapılmıştır

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 EKSERJİ ANALİZİ KAYNAK TARAMASI

Ekserji, termodinamik yasalarına uygun şekilde olmak şartıyla bir termik sistemin verebileceği maksimum iş olarak tanımlanabilir. Sistemin belirli bir başlangıç halinden ölü halde denilen çevresinin haline geçtiği bir tersinir hal değişimi geçirmesi, o sistemden en fazla iş elde edebileceğimiz anlamına gelmektedir. Bu sonuç sistemin yararlı iş potansiyelini temsil etmektedir ve ekserji olarak adlandırılır.

Ekserji analizi termodinamiğin hem birinci hem de ikinci yasa temeline dayanır. Bu yöntem de kütlenin ve enerjinin korunumu birlikte ele alınır ve termik santrallerin analiz, tasarım ve geliştirilmesi süreçlerinde kullanılır. Ekserji analizi ile mevcut ya da planlanan bir süreçte nerede ekserji yıkımı olduğu açıkça belirlenebilir. Bu sayede geliştirilmesi gereken sistem elemanları ya da süreç noktaları belirlenebilir.

Ekserji analizi konusunda pek çok bilimsel çalışma yapılmıştır. Özellikle son yıllarda kombine çevrim güç santralleri üzerinde verimlilik temelli pek çok çalışmada ekserji analizi yöntemi kullanılmış ve sistem iyileştirmeleri yapılmasında önemli mesafe kat edilmiştir.

Ekserji kavramı ilk olarak J.W. Gibbs (1878) tarafından ortaya atılmıştır. Gibbs, bir sistemden alınabilecek maksimum iş üzerine çeşitli çalışmalar yaparak bu konuda ilerleyen yıllarda yapılan çalışmalara yön vermiştir.

Boonasa ve Namprakai (2004), iki gaz türbini, bir buhar türbini ve ısı geri kazanım ünitesinden oluşan kombine çevrim santralinde yaptıkları çalışmada, en düşük ekserji veriminin gaz türbinine ait olduğunu, baca gazı sıcaklığının çok yüksek olduğunu ve bu

sıcaklığın düşürülmesi yani ısı geri kazanım ünitesinde gerçekleşen ısı transferinin artırılmasının buhar türbini net güç çıkışını artıracakını belirtmişlerdir.

Kopaç ve Köktürk (2005), Otto çevrimi ile çalışan içten yanmalı bir motora enerji ve ekserji analizini uygulamışlardır. Çalışmada farklı motor hızlarında enerji ve ekserji verimleri kıyaslanmıştır.

Ünver ve Kılıç (2005), doğalgaz yakıtlı gerçek bir kombine çevrim güç santraline termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizini uygulamış ve performans parametrelerini incelemiştir. Çalışmada çevre sıcaklığının santralin performansına önemli etkileri olduğu değerlendirilmiştir.

Yaylacı (2005), Tüpraş Rafinerisi güç santralinde proses simülasyonu ile gaz türbini, atık ısı kazanı, buhar ünitesi ve konvansiyonel kazanda ekserji analizi çalışması yapmıştır. Çalışma neticesinde en fazla ekserji yıkımının konvansiyonel kazanda gerçekleştiğini ifade etmiştir.

İyiuyarlar (2006), bir kombine çevrim güç santralinin etkinlik analizi çalışmasında farklı çevre koşulları ve yüklerinde yapılan birinci ve ikinci yasa analizi neticesinde santral etkinliğini artırmak için gaz türbini veriminin artırılmasına yönelik çalışmaların yapılması gerektiğini ayrıca atık ısı kazanının egzoz gazının enerjisinden maksimum miktarda faydalanması için gerekli çalışmaların yapılabileceğini ifade etmiştir.

Kopaç ve Hilalci (2007), Çatalağzı termik santralinde çevre sıcaklığının verim üzerindeki etkisini enerji ve ekserji analizi yöntemiyle incelemişlerdir. Çalışmada farklı çevre sıcaklıklarında her bir santral elemanı için güç kaybı ve tersinmezlik değerleri hesaplanmış ve verim hesabı yapılmıştır. Sonuç olarak en fazla ısı kaybının soğutma suyu ile kaybedilen ısı olduğunu en fazla ekserji yıkımının ise boyler de gerçekleştiğini ifade etmişlerdir.

Silveira (2007), bir kombine çevrim santralinde yakıt olarak doğalgaz ve dizel kullanılması durumunun enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Çalışma neticesinde doğalgaz çevrimli kombine çevrimde ısı veriminin daha yüksek olduğu sonucuna ulaşmıştır.

Ameri vd.(2008), İran'da kurulu 420 MW kombine çevrim güç santralinde yaptıkları ekserji analizi neticesinde, en büyük ekserji kaybının yanma odasında olduğunu bunu ısı geri

kazanım ünitesinin takip ettiği belirlemişlerdir. Isı geri kazanım ünitesi içine brülör eklenmesinin hem ısı verimi hem de ekserji verimini artıracığı sonucuna ulaşmışlardır.

Yılmazoğlu ve Amirabedin (2010), kombine çevrim güç santralinde gerçek zamanlı değerlerle ikinci yasa analizi yapmış ve sistem elemanlarının her birine ait ekserji yıkımlarını ve ekserji verimleri hesaplamışlardır. Çalışma neticesinde gaz türbinli kombine çevrim güç santralinde en fazla ekserji yıkımının yanma odasında gerçekleştiği sonucuna ulaşmışlardır.

Kopaç vd. (2010), demir çelik fabrikasındaki güç santralinde enerji ve ekserji analizi çalışması yapmışlardır. Çalışmada her bir ünitenin birim zamanda enerji kayıpları, tersinmezlik değerleri hesaplanarak verim artırıcı bazı önerilerde bulunmuşlardır.

Reddy vd. (2010), kömür yakıtlı termik santral ve gaz yakıtlı kombine çevrim santralinde farklı santral elemanlarının enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmada güç kaybının en çok olduğu santral elemanının kondenser olduğu tespit edilmiştir. Yapılan ikinci kanun analizine göre ise hem buhar hem de gaz türbinli termik santrallerde tersinmezliğin ana kaynağının yanma odası olduğunu belirtmişlerdir.

Rahim (2011), gaz türbinli kombine çevrim güç santralinde performans artırma çalışması yapmıştır. Kompresör girişinin soğutulması, yanma odası sıcaklığını azaltmak için buhar püskürtülmesi, ısı geri kazanım girişine brülör konulması gibi konuları incelemiş ve sayılan konuların hepsinin santral net gücünü belirli miktarlarda artırdığını belirlemiştir. Üç durumun birden uygulanmasının ise santral net gücünü %5,14 oranında artırdığını belirtmiştir.

Karagöz (2011), kombine çevrim güç santrallerin enerji ve ekserji analizinin yapılması adlı çalışmasında 82 MW net güce sahip santralde çalışma yapmıştır. Bu çalışma neticesinde en fazla ekserji kaybının yanma odasında olduğunu bunu gaz türbininin takip ettiği belirtmiş ve türbin giriş sıcaklığının artırılmasının yanma odasındaki ekserji yıkımını azaltabileceğini ifade etmiştir.

Tiwari vd. (2013), Hindistan da Ulusal Termik Enerji Şirketi tarafından işletilen doğalgaz kombine çevrim güç santralinde sistem elemanlarından; gaz türbini, ısı geri kazanım ünitesi ve buhar türbininde teorik ekserji analizi yapmıştır. Yapılan çalışmada ekserji yıkımının en

fazla gaz türbini yanma odasında gerçekleştiği ortaya konmuştur. Ayrıca basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığının ekserji yıkımına açık bir etkisi olduğu sonucuna varmışlardır.

Uludağ (2014), kurulum sürecinde olan kombine çevrim güç santrali için üç farklı atık ısı kazanını ekserji analizi yöntemiyle incelemiştir. İnceleme neticesinde üç basınç kademeli atık ısı kazanının tek ve çift basınç kademeli atık ısı kazanına göre daha verimli olduğu sonucuna ulaşmıştır.

Hernando vd. (2013), bir güç santralinde geleneksel rankine çevrimi ile absorpsiyonlu çevrimi enerjistik ve ekserjistik açıdan karşılaştırmışlardır. Çalışma neticesinde absorpsiyonlu çevrimin ısı verimi artırdığını, ekserji yıkımını azalttığını ve ekserji verimini artırdığını ifade etmişlerdir.

Ersayın ve Özgener (2014), 120 MW gücünde kombine çevrim güç santralinde termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizi çalışmasında, güç kaybının azalması için sistem elemanları ve çevre arasında ısı transferini azaltacak çalışmaların yapılabileceğini, yanma odasındaki enerji ve ekserji kaybını azaltmak için hava/yakıt oranında düzenleme yapılabileceğini, ısı geri kazanım ünitesinin verimini artırmak için su ile egzoz gazı arasındaki ısı transferini artıracak düzenlemelerin yapılabileceğini belirtmişlerdir.

Almutairi vd. (2015), 2000 MW güce sahip Sabiya (Kuveyt) kombine çevrim güç santralinde yaptıkları enerji ve ekserji analizi çalışmasında tersinmezliğin ana kaynağının yanma odası olduğunu ve en fazla ekserji yıkımının burada gerçekleştiğini belirtmişlerdir. Atmosfer sıcaklığının santralin ekserji verimi ve net güç üzerinde önemli etkileri olduğunu, hava ön ısıtması yapılmak suretiyle yakıcıdaki verimsizliğin azaltılabileceğini, gaz türbin motoru giriş noktasına soğutma sistemi uygulanmasıyla net gücün ve ekserji veriminin artırılabilceğini belirtmişlerdir.

Şahin vd. (2016), gaz-buhar kombine çevrim güç santralinde yaptıkları ekserji-ekonomik analiz çalışmasında nem ve sıcaklık gibi çevresel koşulların santralin performansı üzerinde etkileri olduğunu belirtmişlerdir.

Fellah ve Noba (2016), 1440 MW kurulu güce sahip kombine çevrim güç santralinde termodinamik analiz yapmışlardır. Yapılan çalışmada ekserji yıkımının en fazla yanma odasında gerçekleştiğini ortaya koymuşlardır.

Kumar (2016), kömür yakıtlı, gaz yakıtlı ve kombine çevrim güç santrali olmak üzere üç farklı durum için enerji ve ekserji hesaplamaları yapmıştır. Çalışma neticesinde, kömür yakıtlı enerji santralinde en fazla güç kaybının kondenserde, en fazla ekserji yıkımının ise boiler ve türbinde gerçekleştiğini ortaya koymuştur. Gaz yakıtlı enerji santralinde ise ekserji yıkımının en fazla olduğu santral elemanının yakıcı olduğunu belirtmiştir. Kombine çevrim güç santralinde ise en fazla ekserji yıkımının yanma odasında gerçekleştiğini söylemiştir.

Abuelnuor vd. (2017), Garri 2 180 MW kurulu güce sahip doğalgaz kombine çevrim güç santralinde yaptıkları çalışmada tersinmezliğin yüksek olduğu dolayısıyla en fazla ekserji yıkımının tüm ekserji miktarının yüzde 63'ü ile yanma odasında ortaya çıktığını tespit etmişlerdir. Çalışma sonuçlarına göre bunu yüzde 13,6 ile gaz türbini takip etmektedir.

Idrissa ve Boulama (2018), Brayton çevrimi ile çalışan kombine çevrim güç santralinde gelişmiş ekserji analizi çalışması neticesinde en fazla ekserji kaybının yanma odasında gerçekleştiğini bunu türbin ve kompresörün takip ettiğini ortaya koydular. Yanma odasında gerçekleşen ekserji yıkımının iç kaynaklı (endogenous) yani yanma odasında gerçekleşen operasyonla ilgili olduğu bunun aksine türbin ve kompresörde gerçekleşen ekserji yıkımının her ne kadar büyük miktarda iç kaynaklı olsa da yapılacak çalışma neticesinde iyileşme sağlanabileceğini ortaya koymuşlardır.

Şen vd. (2018), 240 MW kurulu güce sahip doğalgaz çevrimli kombine çevrim güç santralinde yaptıkları enerji ve ekserji analizi çalışması neticesinde dış ortam sıcaklığının santralin net gücünü doğrudan etkilediği sonucuna ulaşmışlardır. Çalışmada ayrıca doğalgaz giriş sıcaklığının azaltılmasının santralin ürettiği net gücü artırdığı sonucuna ulaşmışlardır.

Karaağaç (2018), 60 MW kurulu güce sahip doğalgaz kombine çevrim güç santraline termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizini uygulamıştır. Çalışmada sistem elemanlarında gerçekleşen güç kaybı ve ekserji değerlerini hesaplamış ve Brayton çevrim gücü ile Rankine çevrim gücünü hesaplamıştır. Sonuç olarak çevre sıcaklığının artmasının sistem verimini düşürdüğünü, türbin giriş sıcaklığının artmasının ise sistem verimini artırdığı ifade etmiştir.

BÖLÜM 3

KOMBİNE ÇEVİRİM GÜÇ SANTRALLERİ

3.1 GENEL BİLGİLER

Dünya nüfusundaki artış, teknolojinin gelişmesi ve sanayileşmenin hız kazanması gibi faktörler beraberinde enerji talebini de artırmıştır. Artan enerji talebi bu konuda küresel yatırımları da giderek artırmaktadır. Dünya geneli enerji üretimi incelendiğinde fosil yakıtlar güç üretiminde ilk sırada gelmektedir. Ancak Enerji Bakanlığı tarafından yayınlanan verilere göre küresel ölçekte fosil yakıt rezervlerinin kritik aşamaya geldiği kabul edilmektedir. Artan enerji talebine rağmen fosil yakıtların giderek azalması ve fiyat artışı, enerji üretiminde yeni teknoloji arayışlarını beraberinde getirmiştir. Özellikle Türkiye gibi fosil yakıt ihtiyacının neredeyse tamamını ithalat ile karşılayan ülkeler için enerji üretiminde verim artışı çalışmaları oldukça önemlidir. Dolayısıyla artan enerji talebi, fosil yakıtların azalması, artan maliyetler gibi sebepler birleşik ısı-güç sistemi olarak da adlandırılan kojenerasyon sistemlerini ortaya çıkarmıştır.

Kombine ısı ve güç (CHP) olarak da bilinen kojenerasyon, aynı anda elektrik ve ısı üreten oldukça verimli bir işlemdir. Kojenerasyon teknolojisi ile ilgili çalışmalar her ne kadar 20. yüzyılın başlarında başlasa da günümüzde ulaştığı noktayı 1970'li yıllardan itibaren sağlanan gelişmelerle elde etmiştir. Kojenerasyon sistemleri, kullanılan yakıtın bir motor ya da türbin aracılığıyla yakılarak hem elektrik hem de ısının üretildiği bir sistemdir. Başka bir ifadeyle enerjinin iki farklı formunun birlikte üretildiği bir sistemdir. Buradaki ana amaç kullanılan birincil yakıttan elde edilen güç miktarını artırmaktır. Kombine üretim sayesinde enerji maliyetlerinin azalması, daha az çevre kirliliğine sebep olması, sistem verimini artırması gibi kazanımlar elde edilmektedir.

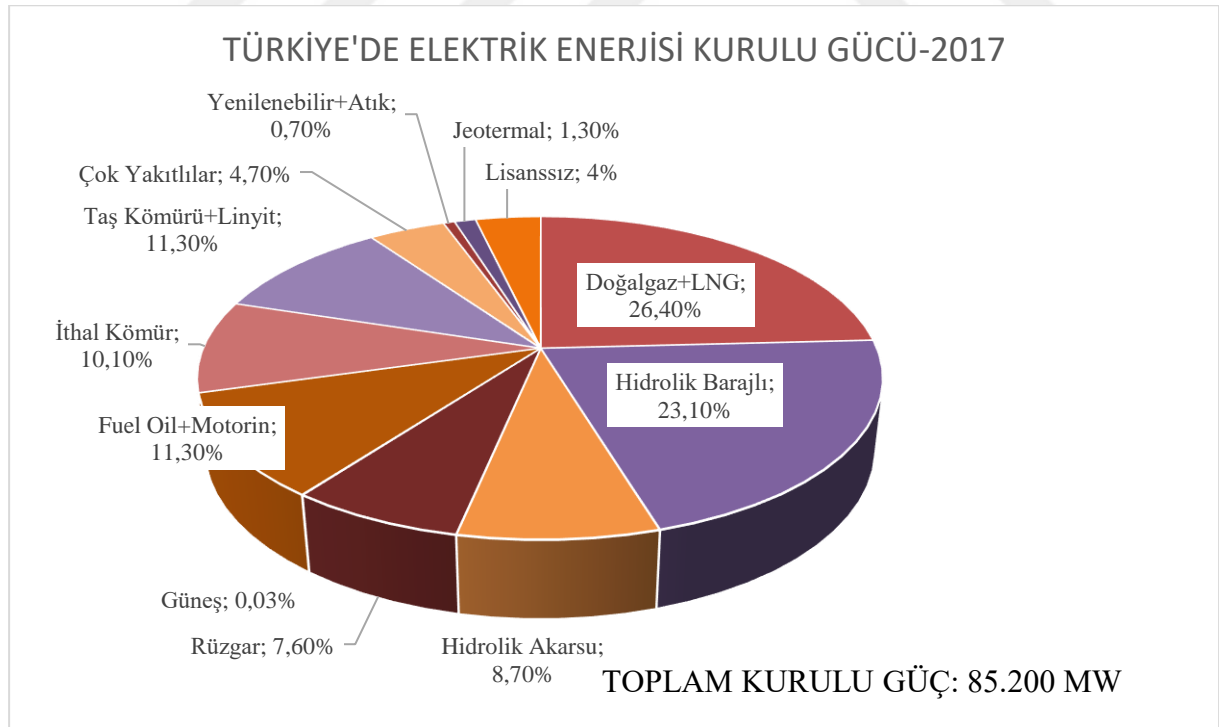
Kojenerasyon uygulamaları Türkiye'de ilk olarak 1992 yılında Yalova Fiber Fabrikası'nın kurmuş olduğu 3.7 MW'lık Typhoon Gaz Türbini'ne sahip kojenerasyon tesisi ile başlamıştır

(Yörü 2008). Sonraki dönemde kojenerasyon tesisleri ülke genelinde giderek yaygınlaşmaya başlamıştır.

Türkiye’de doğalgaz çevrimli kombine çevrim santrali uygulaması ilk olarak Kırklareli’nde 1985 yılında kurulan Hamitabat Doğalgaz Kombine Çevrim Güç Santrali ile başlamıştır. İlerleyen yıllarda pek çok doğalgaz çevrimli santral kurulmuş olmasına rağmen bu tesis hala en büyük kapasiteli santraller arasındadır. Ülkemizde yaklaşık 280 adet doğalgaz çevrimli güç santrali bulunmaktadır.

Elektrik Üretim A.Ş tarafından yayınlanan 2017 yılı sektör raporu verilerine göre 2017 yılında ülkemizde üretilen elektrik enerjisinin yüzde 37’si doğalgaz çevrimli güç santrallerinde üretilmiştir.

Türkiye Elektrik İletim A.Ş tarafından yayınlanan istatistiklere göre 2017 yılında ülkemiz 85.200 MW elektrik enerjisi kurulu gücüne sahip olmuştur. Kurulu gücün yaklaşık %27’sini doğalgaz çevrimli güç santralleri oluşturmakta olup kaynaklara göre kurulu güç dağılımı Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1 Türkiye’nin Elektrik Enerji Kurulu Gücü Dağılımı (TEİAŞ).

3.2 KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLER ÇALIŞMA PRENSİBİ

Günümüzde yaşanan enerji sorununa bir çözüm olarak geliştirilen kombine çevrim güç santralleri yüksek verim, işletme kolaylığı, yüksek güç üretme gibi avantajlara sahiptir.

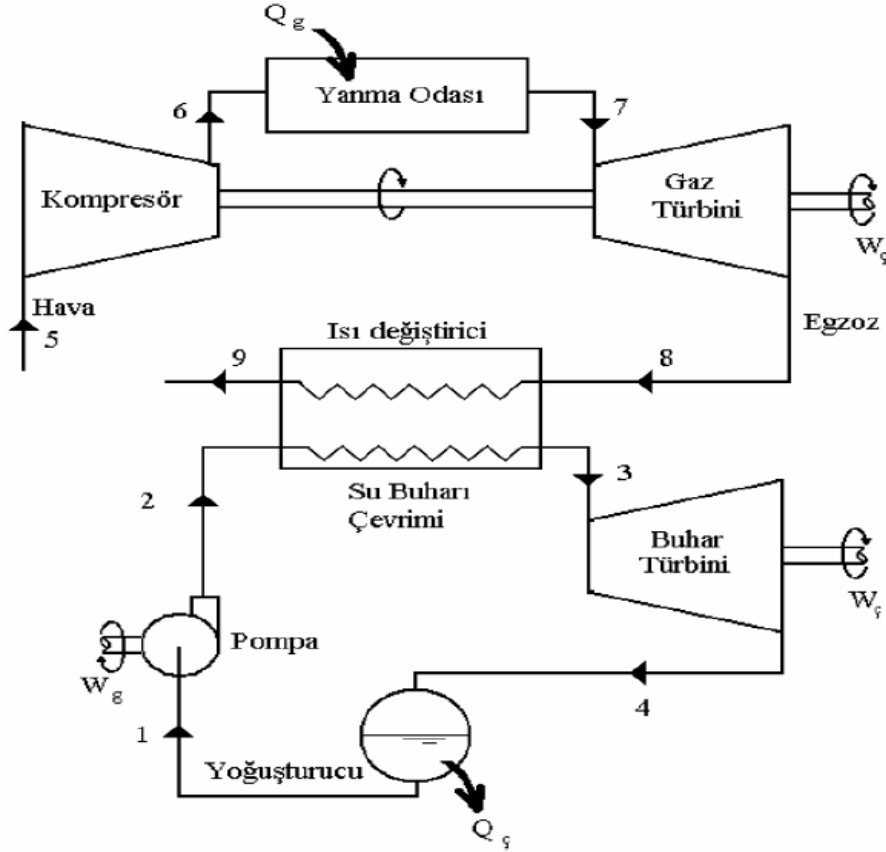
Kombine çevrim güç santralinde doğalgaz hava karışımı gaz türbinine ait yanma odasında yakılır ve yüksek sıcaklıkta ve basınçta gaz elde edilir. Elde edilen yüksek sıcaklıkta gaz türbin kanatlarına çarparak onları çevirir ve bu yolla türbin şaftına bağlı jeneratör vasıtasıyla elektrik enerjisi üretilir. Gaz türbininden genişleşerek ayrılan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazının enerjisi bir ısı değiştiricisi yoluyla buhar türbini için gerekli kızgın buharın elde edilmesinde kullanılır. Genel anlamda söylemek gerekirse kombine çevrim, gaz türbin çevrimi ve buhar türbin çevriminin birbirini tamamlayıcı şekilde kullanıldığı sistemi ifade etmektedir.

Kombine çevrim santrallerinin nasıl çalıştığını daha iyi anlamak için özet yapılacak olursa, atmosferden bir filtreden geçirilerek alınan hava kompresör ile sıkıştırılır ve yanma odasına gönderilir. Yanma odasında yakıt ile sıkıştırılmış hava karışarak yanma gerçekleşir. Yanma neticesinde oluşan yüksek sıcaklıktaki gaz, gaz türbini kanatlarından geçerek türbin kanatlarını döndürür ve türbine bağlı jeneratörden elektrik enerjisi üretilir. Gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklıktaki atık gaz difüzör olarak adlandırılan kanal ile atık ısı kazanına iletilir. Isı geri kazanım ünitesi olarak bilinen atık ısı kazanında egzoz gazı ile su/buhar çevrimi arasında ısı transferi gerçekleşir. Enerjisinin büyük bir bölümünü su/buhar çevrimine aktaran egzoz gazı bacadan atmosfere atılır. Isı transferi ile elde edilen kızgın buhar da buhar türbinine gönderilir. Isı geri kazanım ünitelerinde, genel olarak üç ayrı ısı eşanjörü bulunur. Su/buhar çevriminde, su ilk olarak ekonomizer bölümüne girer ve neredeyse doyma sıcaklığına kadar ısıtılır, daha sonra su evaporatör bölümüne girer ve buhar halini alır ve son olarak kızdırıcı bölümünde tekrar ısıtılarak kızgın buhar halinde buhar türbinine verilir.

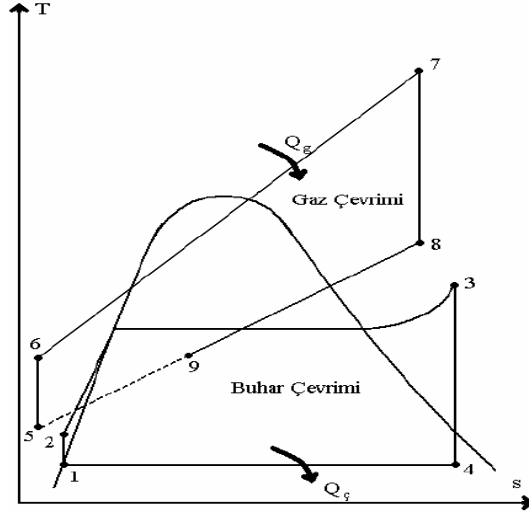
Isı geri kazanım ünitesinde üretilerek türbine verilen kızgın buharın türbin kanatlarında genişlemesiyle termik enerji mekanik enerjiye dönüştürülmüş olur ve türbine bağlı jeneratör vasıtasıyla da elektrik enerjisi üretilir. Su/buhar çevriminde farklı sistemlerde ve farklı basınçlar da birden fazla buhar türbini kullanılabilir. Son buhar türbininden çıkan düşük sıcaklık ve basınçtaki su/buhar kondenserde yoğunlaştırılarak su haline dönüşür ve birtakım ara işlemlerden geçerek ısı geri kazanım ünitesine gönderilir. Bu şekilde su/buhar kapalı çevrimi;

kazan, buhar türbini ve kondenser arasında gerçekleşmiş olur. Şekil 3.2’de kombine çevrimin şematik gösterimi yer almaktadır.

Kombine çevrim santrallerinde genel olarak gaz türbini, buhar türbini, kompresör, atık ısı kazanı, kondenser ve pompalar temel sistem elemanlarıdır. Şekil 3.3’de kombine çevrim için T-s diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.2 Kombine çevrim şematik gösterimi (Çengel ve Boles 1996).



Şekil 3.3 Kombine çevrim için T-s diyagramı (Çengel ve Boles 1996).

3.3 KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNİN AVANTAJLARI

Kombine güç çevriminin en büyük avantajı mevcut teknolojiler arasında fosil yakıtlar için en verimli sistem olmasıdır. Basit çevrimli bir santralde %40 seviyelerinde gerçekleşen santral verimi kombine çevrim santralinde %55-60 seviyelerine kadar yükselebilmektedir.

Yüksek verimin yanında bir diğer avantajı da kurulum yeri ile tüketim yeri arasındaki mesafenin çok az olması nedeniyle iletim masraflarının olmamasıdır. Ayrıca enerji üretiminin yanında sistemde üretilen buhar, bölgesel ısıtma ya da farklı süreçlerde kullanılabilir. Ayrıca enerji üretiminin yanında sistemde üretilen buhar, bölgesel ısıtma ya da farklı süreçlerde kullanılabilir.

Farklı türden yakıt kullanma olanağı sağlaması da kombine çevrim santralının bir diğer avantajlarından biridir. Bu sistemde çok kısa zamanda yapılan değişikliklerle farklı yakıt türleri kullanılabilir. Bu sayede enerji üretiminde süreklilik sağlanmaktadır.

Tüm enerji santrallerinde soğutma su ile yapılmaktadır. Kombine çevrim santrallerinde soğutma için kullanılan su miktarı geleneksel tip santrallerde kullanılan soğutma suyu miktarından daha azdır. Bu hem yatırım maliyetlerini azaltmakta hem de çevreye verilen ısı miktarını azaltmaktadır.

Kombine çevrim güç santrallerinin avantajları arasında belki de en önemlisi çevreye daha az zarar vermesidir. Son yıllarda gelişen çevre hassasiyeti, zararlı gazların emisyonu üzerinde

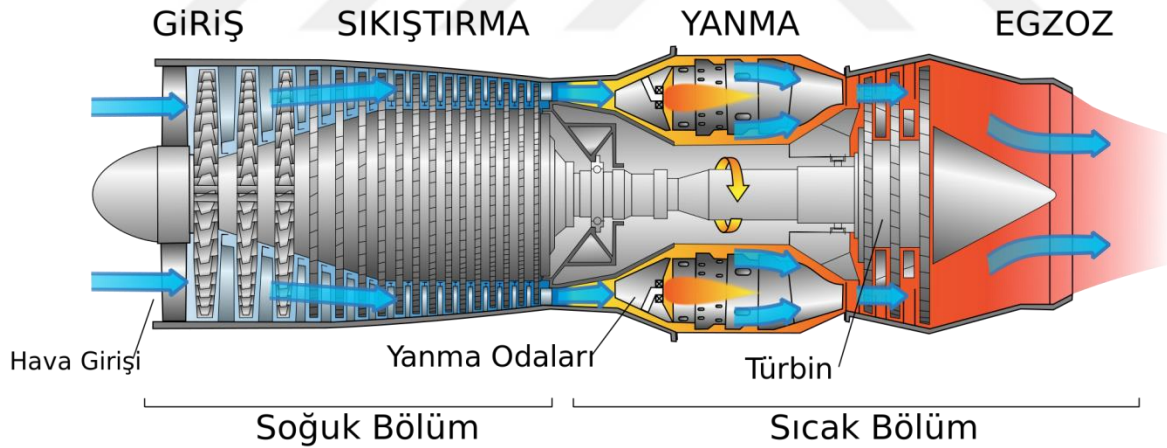
yapılan çeşitli düzenlemeler, sera gazlarına yönelik alınan önlemler gibi nedenler kombine çevrim santrallerine yönelik ilgiyi artırmaktadır.

3.4 KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİ ELEMANLARI

Kombine çevrim güç santrallerinde gaz türbini, buhar türbini, atık ısı kazanı, kondenser, pompalar gibi farklı görevleri ve çıktıları olan elemanlar yer almaktadır. Bu elemanlar aşağıda açıklanmıştır.

3.4.1 Gaz Türbinleri

Kombine çevrim güç santrallerinde kullanılan gaz türbinleri jeneratörün tahrik mekanizması olarak kullanılırlar. İçten yanmalı bir motor olan gaz türbininde, sıkıştırılmış havanın yakıt ile karıştırılarak yakılması ve bu sayede oluşan yüksek sıcaklıktaki gazların türbin kanatçıklarını çevirmesi yoluyla mekanik güç üretilir. Elde edilen mekanik enerji türbin şaftını döndürerek jeneratör mili tahrik edilmiş olur.



Şekil 3.4 Gaz Türbini Şematik Gösterimi (URL-1).

Kombine çevrim güç santrallerinde kullanılan gaz türbinleri kompresör, yanma odası ve türbin olmak üzere üç ana bölümden oluşur. Günümüzde çeşitli yakıtlar ile çalışabilen gaz türbinleri bulunmaktadır. Ayrıca NOx emisyonu konusunda çeşitli teknikler uygulanarak daha çevreci bir üretim süreci gaz türbinleri ile mümkün olmaktadır. Şekil 3.4'de gaz türbininin bölümlerini gösteren şematik gösterimi yer almaktadır.

3.4.1.1 Kompresör

Gaz türbini yanma odasına iletilen havanın sıkıştırılmasında kullanılır. Genel olarak birden çok kanata sahip olan kompresör stator-rotor kanat çiftlerinden meydana gelir. Kompresörlerde, havaya yüksek hız kazandıran dönen bir çarkı içerisinde bulunduran sabit bir muhafazayla, havayı yavaşlatarak basıncını artıran, belirli sayıdaki genişleyen pasajlar bulunmaktadır. Ayrıca hava ile motor bölümlerinin soğutulması ve conta basınçlandırması sağlanır. Kompresörün türbin verimliliğine doğrudan etkisi bulunmaktadır.

Genel olarak aksenal ve merkezi olmak üzere iki tip kompresör vardır.

3.4.1.2 Yanma Odası

Gaz türbinlerinde sıkıştırılan havanın yakıt sprey nozullarından püskürtülen yakıt ile yanma işleminin gerçekleştiği bölümdür. Yanma işlemi buji ile başlatılır ve kendiliğinden devam eder.

Yanma odasında ortaya çok yüksek sıcaklıklar çıkmaktadır ve bu türbin kanatlarına hasar verebilmektedir. Bu hasarı önlemek için kanat tasarımında malzeme seçimi oldukça önemlidir.

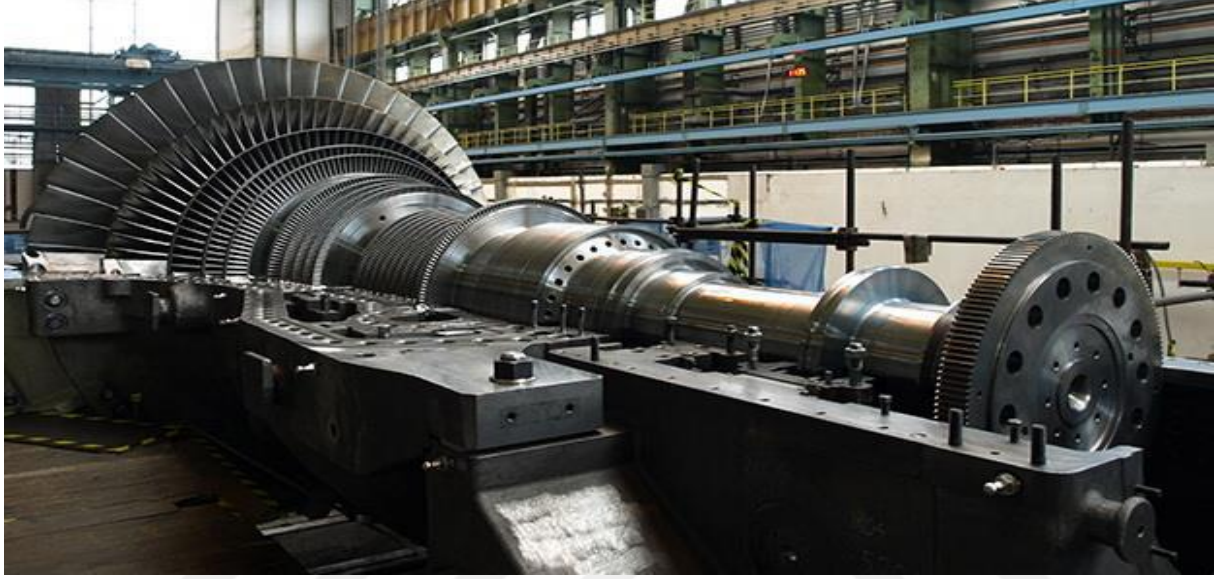
3.4.1.3. Türbin

Kombine çevrim güç santralinde elektrik enerjisi üretimi için gerekli tüm mekanik enerji ihtiyacını karşılayan kısımdır. Yanma odasında ortaya çıkan yüksek sıcaklıktaki gaz karışımı yüksek hızla türbin kanatlarına çarpar ve mekanik enerji üretilir. Türbinlerin genel verimi 0,90 civarlarındadır. Kombine çevrim santrallerinde kullanılan türbinler genellikle aksenal akışlıdır.

3.4.2. Buhar Türbini

Şekil 3.5’de şematik gösterimi yer alan buhar türbinleri, yüksek sıcaklık ve yüksek basınçtaki kızgın buharın türbin kanatçıklarına çarpmasıyla akış işinin mekanik enerjiye çevrildiği makinelerdir. Kombine çevrim güç santrallerinde çeşitli yakıtların kullanılmasıyla elde edilen

kızgın buhar türbine gönderilir. Hareket ettirme potansiyeli yüksek olan kızgın buhar türbin kanatlarını döndürür. Bu yolla elde edilen mekanik enerji türbine bağlı bir jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine çevrilir. Türbin kanatlarına çarparak enerjisini yitiren buhar kondensere iletilerek çevrim devam ettirilir. Kombine çevrim güç santrallerinde kullanılan buhar türbinleri genellikle Rankine çevrimi prensibi ile çalışırlar.



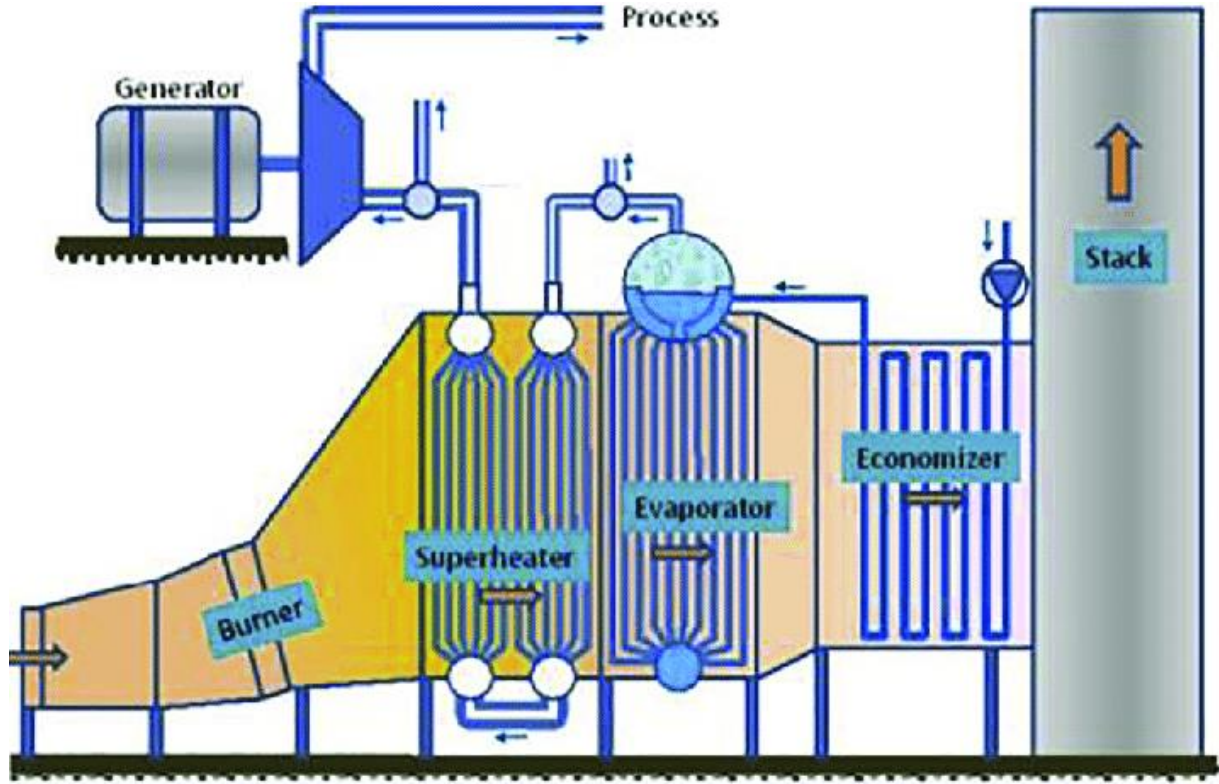
Şekil 3.5 Buhar Türbini (URL-2).

3.4.3 Atık Isı Kazanı

Isı geri kazanım ünitesi de (Heat Recovery Steam Generator) denen atık ısı kazanı, buhar türbini için gerekli kızgın buharın üretiminde kullanılır. Gaz türbini egzozundan çıkan yüksek sıcaklıktaki gaz karışımı ile su-buhar çevrimi arasında ısı transferi sağlayan sistem sayesinde kızgın buhar üretimi gerçekleşir.

Atık ısı kazanında bulunan ısı eşanjörleri aracılığıyla egzoz gazı ve su/buhar arasında ısı transferi gerçekleşir. Isı geri kazanım ünitesinde ekonomizer, evaporatör, kızdırıcı, ön ısıtıcı gibi birden fazla eleman bulunmaktadır. Kondenserden gelen su ilk olarak ekonomizer girer ve doyma sıcaklığına yakın bir sıcaklığa ulaşır. Daha sonra evaporatöre girerek doymuş buhar halini alır. Son olarak da kızdırıcıya girerek kızgın buhar haline gelerek buhar türbinine iletilir.

Atık ısı kazanında gerçekleşen işlemler neticesinde farklı sıcaklıkta ve basınçta elde edilen kızgın buharlar buhar türbinlerine iletilir. Şekil 3.6’da atık ısı kazanının şematik gösterimi yer almaktadır.



Şekil 3.6 Atık Isı Kazanı (URL-3).

3.4.4 Kondenser

Kombine çevrim güç santrallerinde türbinden çıkan buhar veya su-buhar karışımı kondenserde yoğuşarak tekrar su haline getirilir ve kondenser tahliye pompası yardımıyla tekrar atık ısı kazanına gönderilir. Kondenserin diğer bir önemli görevi ise türbin çıkışında düşük basınç oluşturarak türbin verimini artırmaktır. Şekil 3.7’de kombine çevrim güç santrallerinde kullanılan kondenser görülmektedir.

Güç üretim kapasitesi fazla olan enerji santralleri genellikle deniz ya da geniş su hacmine yakın yerlere kurulurlar. Bunun nedeni soğutma için yüksek debilerde su kullanılması ihtiyacıdır. Bazı durumlarda soğutma için su kulesi de tercih edilebilir fakat bu yöntem soğutma kapasitesinin düşüklüğü nedeniyle türbin verimini olumsuz etkiler.

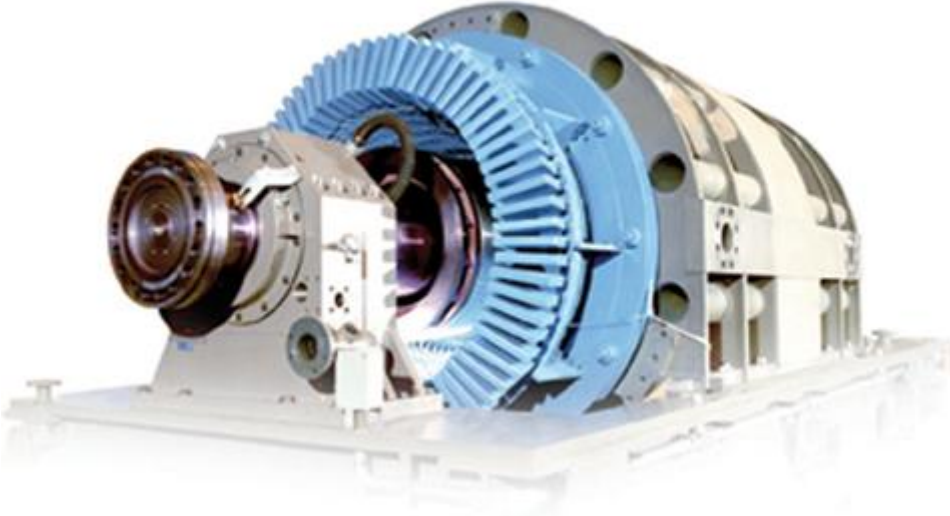


Şekil 3.7 Kondenser (URL-4).

3.4.5 Jeneratör

Gaz türbini ya da buhar türbininde üretilen mekanik enerjiyi elektrik enerjisine çeviren makinelerdir. Mekanik enerjinin %98 kadarını elektrik enerjisine çevirirler. Şekil 3.8’de gösterilen jeneratörlerin elektrik üretebilmeleri için mutlaka başka bir kaynak tarafından tahrik edilmeleri gerekmektedir.

Alternatif akım ve doğru akım olmak üzere iki tip jeneratör bulunmaktadır. Hâlihazırda kullanılan jeneratörlerin neredeyse tamamı alternatif akım jeneratörlerdir. Jeneratörler stator ve rotor olmak üzere iki ana bölümden oluşmaktadır.



Şekil 3.8 Jeneratör (URL-5).

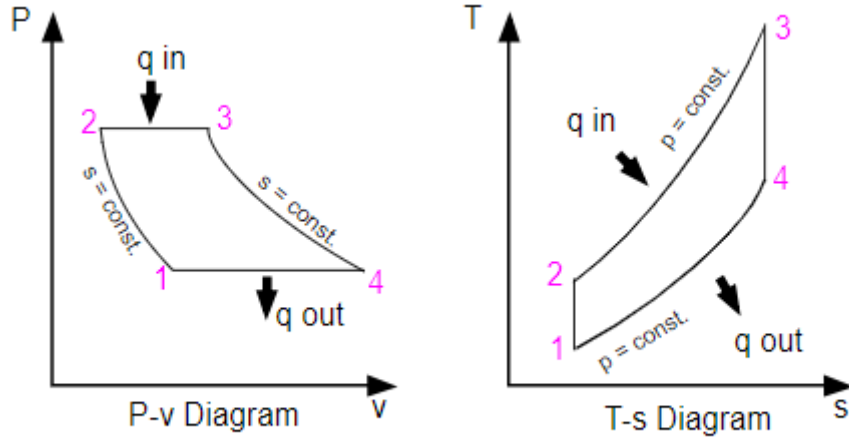
3.5 KOMBİNE ÇEVİRİMLİ SANTRALLERDE KULLANILAN GÜÇ ÇEVİRİMLERİ

Güç üreten makinelerin büyük çoğunluğu bir termodinamik çevrime dayanır, dolayısıyla güç çevrimlerinin incelenmesi termodinamiğin önemli bir kısmını oluşturmaktadır (Çengel ve Boles 1996). Kombine çevrim santrallerinde üst çevrim olan gaz türbini için Brayton çevrimi kullanılırken alt çevrim olan buhar türbini için Rankine çevrimi kullanılır.

3.5.1 Brayton Çevrimi

Brayton çevrimi ilk olarak 1870'li yıllarda George Brayton tarafından, kendi geliştirdiği yağ yakan pistonlu motorlarda kullanılmak üzere öne sürülmüştür. Bugün Brayton çevriminin kullanımı, sıkıştırma ve genişlemenin aksel kompresörler ve türbinlerinde olduğu gaz türbinleriyle sınırlıdır (Çengel ve Boles 1996).

Gaz türbinlerinde çevre koşullarındaki hava kompresör ile sıkıştırılır ve basıncı ve sıcaklığı artar. Basıncı yükselen hava yakıtın yakıldığı yanma odasına girer. Yanma işlemi neticesinde oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbinde atmosfer basıncına kadar genişler ve bu sırada iş yapılır. Türbinden çıkan egzoz gazları atmosfere atılır ve böylece çevrim gerçekleşmiş olur.



Şekil 3.9 Brayton Çevrimi P-v ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles 1996).

Şekil 3.9’da Brayton çevrimine ait dört tersinir hal değişimini içeren P-v ve T-s diyagramları görülmektedir. Bu hal değişimleri aşağıdakilerdir.

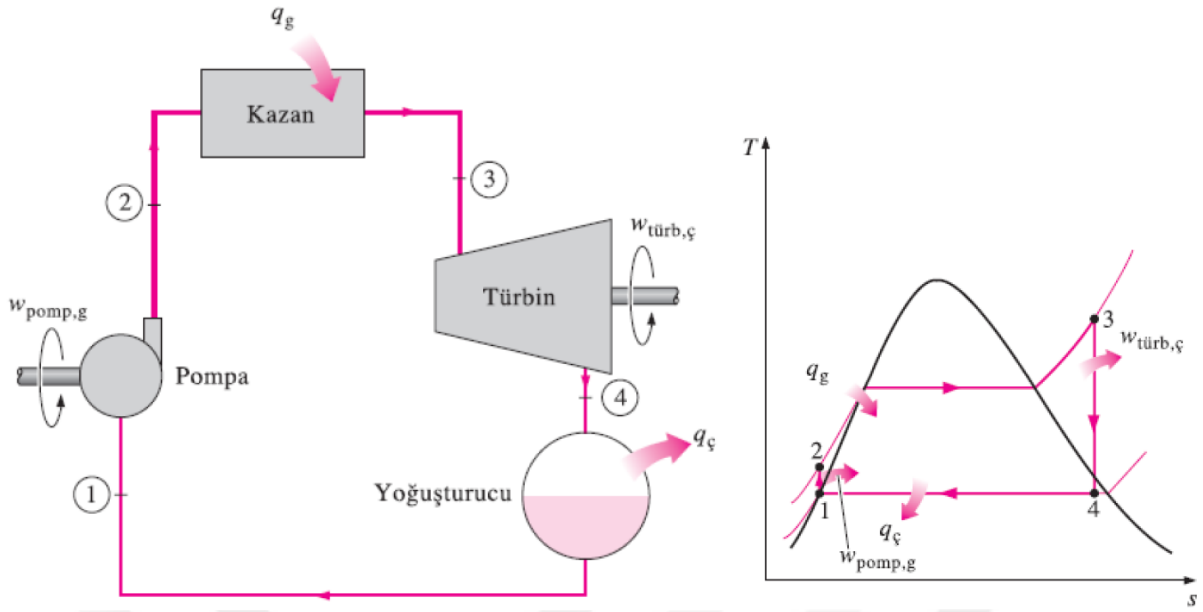
- 1) 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2) 2-3 Sabit basınçta sisteme ısı girişi (P sabit)
- 3) 3-4 Türbinde izantropik genişleme
- 4) 4-1 Çevreye sabit basınçta ısı geçişi (P sabit)

3.5.2 Rankine Çevrimi

Buharlı güç santralleri için en ideal çevrim Rankine çevrimidir. İdeal rankine çevriminde içten tersinmezliğin olmadığı dört hal değişimi vardır (Çengel ve Boles 1996).

Şekil 3.10’da basit ideal Rankine çevrimine ait çevrim şeması ve T-s diyagramı verilmiştir. Rankine çevriminde içten tersinmezliğin olmadığı dört hal değişimi aşağıdaki gibidir (Çengel ve Boles 1996).

- 1) 1-2 Pompayla izantropik sıkıştırma
- 2) 2-3 Kazanda, sisteme sabit basınçta ısı geçişi
- 3) 3-4 Türbinde izantropik genişleme
- 4) 4-1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta ısı atılması



Şekil 3.10 İdeal Rankine Çevrimi (Çengel ve Boles 1996).



BÖLÜM 4

ENERJİ VE EKSERJİ DENKLEMLERİ

4.1 GENEL BİLGİLER

Termodinamik bilimi, ısıyı işe dönüştürme çalışmalarını tanımlamayan yani enerji ve enerji dönüşümlerinin tüm uygulama alanlarını açıklamaya çalışan bir bilim dalıdır. Dolayısıyla güç santrallerinin optimizasyonunda ve analizinde termodinamik bağlantılarından faydalanılır.

Termik santrallerinin analizinde termodinamiğin birinci ve ikinci yasası birlikte kullanılır. Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumunu açıklamaktadır ve enerjinin niceliği ile ilgilenir. Başka bir ifadeyle herhangi bir sistemle çevresi arasındaki etkileşim neticesinde, sistem tarafından elde edilen enerji çevresi tarafından yitirilen enerjiye eşit olmak zorundadır. Birinci yasa bir hal değişimi sırasında enerjinin korunduğunu kabul eder.

Termodinamiğin ikinci yasası ise enerjinin niceliğinin yanı sıra niteliğini de vurgular. İkinci yasa enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar (Çengel ve Boles 1996). Çizelge 4.1’de enerji ve ekserjinin karşılaştırma bilgileri yer almaktadır.

Çizelge 4.1 Ekserji ve Enerji karşılaştırması.

ENERJİ	EKSERJİ
Termodinamiğin birinci yasası tarafından açıklanır	Termodinamiğin ikinci yasası tarafından açıklanır
Yoktan var edilemez veya yok edilemez. Daima korunur	Tersinir işlemlerde korunur, tersinmez işlemlerde kaybolur
Hareket veya hareket üretebilme yeteneğidir.	İş veya iş üretebilme yeteneğidir
Nicelikle alakalıdır	Nitelik ve kalite ile alakalıdır
Enerji ve madde akış parametrelerine bağlıdır, çevreden bağımsızdır	Enerji ve madde akış parametrelerinin yanı sıra çevre parametrelerine de bağlıdır

4.2 TERMODİNAMIĞIN BİRİNCİ YASASI

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüşebileceğini ancak niceliğini koruyacağını vurgular. Başka bir ifadeyle enerjinin var ve yok edilemeyeceğini sadece biçim değiştirebileceğini açıklar. Türbin ve kompresör gibi makineler çalıştıkları sürede çalışma koşulları değişmediğinden bu makineler sürekli akış makineleri olarak adlandırılır (Çengel ve Boles 1996). Bu nedenle tez konusu enerji santralinde sistem elemanları sürekli akışlı sürekli açık sistem olarak ele alınacaktır.

Sürekli açık sistemlerde termodinamiğin birinci yasası aynı zamanda kütle korunumunu da açıklar. Birinci yasaya göre kütle korunumu Denklem (4.1)'de ifade edilmiştir.

Kontrol hacminde kütle korunumu ifadesi;

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

Burada \dot{m} , akışkanın kütleli debisini ifade etmektedir. Kütleli debi Denklem (4.2) ile açıklanabilir. Burada ρ akışkanın yoğunluğunu, V_{ort} akışkanın hızını, A_c boru ya da kanal giriş kesitini ifade etmektedir.

$$\dot{m} = \rho V_{ort} A_c \quad (kg / s) \quad (4.2)$$

Termodinamiğin birinci yasasına göre enerji çevresiyle sadece ısı veya iş etkileşimi sonucunda değişebilir. Başka bir ifadeyle kapalı bir sistemin hal değişimi sırasındaki toplam enerji değişimi, sistem sınırlarında gerçekleşen net ısı ve iş geçişine eşittir. Bu durumun matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir (Çengel ve Boles, 1996).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta E \quad (kW) \quad (4.3)$$

Kütle giriş ve çıkışının olduğu sürekli akışlı sürekli açık sistemler için genel bir kontrol hacmi için enerji dengesi Denklem (4.4)'de ifade edilmiştir.

$$\left[\begin{array}{l} \text{Sınırları ısı ve iş} \\ \text{olarak geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{KH'ne giren} \\ \text{kütlenin} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{KH'den çıkan} \\ \text{kütlenin} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{KH'nin} \\ \text{net enerji} \\ \text{değişimi} \end{array} \right]$$

$$Q - W + \sum E_g - \sum E_c = \Delta E_{KH} \quad (4.4)$$

Denklem (4.5)'de E ile ifade edilen maddenin toplam enerjisi; iç enerji, kinetik enerji ve potansiyel enerjiden oluşur. Toplam enerji;

$$E = U + KE + PE = U + m \frac{V}{2} + mgz \quad (\text{kJ}) \quad (4.5)$$

Denklem (4.5) birim kütle için aşağıdaki şekilde yazılır.

$$e = u + ke + pe = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (4.6)$$

4.3 TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASI

Termodinamiğin ikinci yasası, hal değişiminin hangi yönde gerçekleşebileceğini belirler ve enerjinin niceliğine ilave olarak niteliğini de ele alır. Termodinamiğin ikinci yasası enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar. Unutulmamalıdır ki hal değişimi termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına uymak zorundadır (Çengel ve Boles 1996).

4.3.1 Ekserji

Çevre sıcaklığında çalışan enerji sistemleri için, kullanılabilir enerji olarak da adlandırılan ekserji, enerjinin faydalı kısmı olarak da düşünülebilir. Başka bir ifadeyle belirli bir halde bulunan sistemin ölü hal de denilen çevre şartlarına tersinir bir hal değişimi ile gelmesi

sonucu elde ettiği maksimum iş ekserji ya da tersinir faydalı iş olarak düşünülebilir (Çengel ve Boles 1996). Ancak maksimum iş hesaplanırken tersinmezlikler hesaba katılmamalıdır. Başka bir ifadeyle doğada tersinir bir hal değişimi mümkün olmamasına rağmen tersinmezliklerin hesaba katılmayarak maksimum iş hesabı yapmak başka bir ifadeyle bir üst sınır belirlemek güç santralleri gibi sistemlerin tasarımında yapılabileceklerin belirlenmesi için önemlidir.

Herhangi bir kaynaktan güç üretimi elde edilmek istenildiğinde kullanılan enerji kaynağının iş potansiyelinin tespit edilmesi önemlidir. Başka bir ifadeyle enerjinin yararlı işe dönüştürülebilir kısmı anlamlıdır. İşe dönüştürülemeyen kısımlar bir yolla çevreye atıldığından herhangi bir faydası yoktur. Yararlı iş potansiyeline kullanılabilir enerji ya da ekserji denilir (Çengel ve Boles 1996). İşe dönüştürülemeyen kısımlar için ekserji analizi yöntemi bu kısımların türü, konumu gibi konuların tespiti için oldukça önemlidir.

Ekserji analizi termal sistemler için oldukça önemli bir konudur. Günümüzde termodinamik sistemlerin tasarımında ve optimizasyonunda termodinamiğin ikinci yasası ve ekserji analizi etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Mevcut sistemlerin en etkin şekilde kullanılması için özellikle son dönemde ekserji analizinin önemini gittikçe artırmaktadır.

Tümden tersinir bir hal değişimi teorik bir hesap olduğundan gerçek durumda yani tersinir iş ile yararlı iş arasındaki fark tersinmezlik olarak adlandırılabilir. Başka bir ifadeyle kaybedilmiş ya da kullanılmamış işe tersinmezlik denir.

Ekserji fiziksel, kimyasal, kinetik ve potansiyel olmak dört ana bileşeni vardır. Genellikle hesaplamalarda kinetik ve potansiyel ekserjiler ihmal edilmektedir. Bu tez çalışmasında da böyle uygulanmıştır.

4.3.1.1 Fiziksel Ekserji

Kotas (1995) fiziksel ekserjiyi, bir sistemin sıcaklık ve basıncının çevre sıcaklığı ve basıncı (P_0, T_0) ile dengeye getirildiğinde elde edilen maksimum iş olarak tanımlar. Fiziksel ekserji;

$$\varepsilon_{ph} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (4.7)$$

formülü ile ifade edilir. Burada h ve s terimleri mevcut haldeki entalpi ve entropiyi, h_0, s_0 ve T_0 ise çevre şartlarının entalpi, entropi ve sıcaklık değerini ifade etmektedir. Güç üretimi yapan sistemlerin ekserji analizinde iki farklı nokta arasındaki fiziksel ekserji farkı;

$$\mathcal{E}_{ph1} - \mathcal{E}_{ph2} = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) \quad (4.8)$$

formülü ile hesaplanır. Burada hesaplanan değerler kütleli debi ile çarpılarak birim zamandaki toplam fiziksel ekserji değerleri hesaplanır.

Güç üretim sistemleri analiz edilirken sistemde var olan gaz karışımları mükemmel gaz olarak kabul edilir. Mükemmel gaz için fiziksel ekserji;

$$\mathcal{E}_{ph} = c_p (T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \right) \quad (4.9)$$

formülü ile hesaplanır. Burada c_p özgül ısıyı, R evrensel gaz sabitini, P mevcut basıncı, P_0 ise çevre koşulunun basıncını ifade etmektedir.

4.3.1.2 Kimyasal Ekserji

Fiziksel ekserji hesabı yapılırken sistemin denge haline gelmesi çevre koşulları olan P_0, T_0 şartlarına gelmesi kabulü ile kinetik ve potansiyel ekserjiler sıfır kabul edildi. Kimyasal ekserji hesabında ise çevre koşulları başlangıç durumu olarak düşünülerek sistemin ısı ve kütle transferi ile ölü duruma gelmesi neticesinde elde edilen maksimum iş kimyasal ekserji olarak tanımlanır.

Mükemmel gaz karışımlarının kimyasal ekserjisi Denklem (4.10) kullanılarak gaz karışımının mol oranlarına göre hesaplanır.

$$\left(\overline{ex} \right)^{ch} = \sum x_i \overline{ex}^0 + RT_0 \sum x_i \ln x_i \quad (4.10)$$

Burada \overline{ex} standart kimyasal ekserjiyi, x_i bileşenin mol oranını, \overline{ex} bileşenin standart kimyasal ekserjisini, R evrensel gaz sabitini, T_0 çevre sıcaklığını ifade etmektedir. Çizelge 4.2’de bazı maddelerin sahip oldukları standart kimyasal ekserji değerleri yer almaktadır.

Güç santrallerinde kullanılan yakıtlar hidrokarbon esaslı olduklarından kimyasal ekserjilerinin hesaplanmasında Denklem (4.11) ve (4.12)’de kullanılabilir. Burada H/C ile 1/C elementlerin atomik oranlarıdır.

$$\frac{ex_y^{kim}}{H_a} = y_y \approx 1.0334 + 0.0183 \frac{H}{C} - 0.0694 \frac{1}{C} \quad (4.11)$$

$$\frac{ex_y^{kim}}{H_a} = y_y \approx 1.033 + 0.0169 \frac{H}{C} - 0.0698 \frac{1}{C} \quad (4.12)$$

Çizelge 4.2 Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjisi (Kotas 2013).

Element	Kimyasal Formülü	Standart kimyasal ekserji (kJ/kmol)
Nitrojen	N_2	720
Oksijen	O_2	3970
Karbondioksit	CO_2	20140
Su	$H_2O_{(g)}$	11710
Su	$H_2O_{(s)}$	3120
Metan	CH_4	836510
Etan	C_2H_6	1504360

BÖLÜM 5

SANTRAL TERMODİNAMİK ANALİZİ

5.1 SANTRAL TANITIMI

Tez çalışması kapsamında İstanbul'da faaliyet gösteren bir doğalgaz kombine çevrim güç santralinde çalışma yapılmıştır. Santralde yapılan analiz çalışmasında tasarım verileri kullanılmıştır.

Termodinamik analizi yapılan kombine çevrim güç santrali iki üniteden oluşmaktadır. Her üniteye bir kompresör, bir gaz türbini ve jeneratörü, bir atık ısı kazanı, üç farklı basınçta çalışan buhar türbini ve jeneratörü ile bir adet kondenser bulunmaktadır. Sistem elemanlarının tamamı Siemens tarafından imal edilmiştir. Termodinamik analiz bir üniteye yapılmıştır. Çalışma yapılan kombine çevrim santrali ünitesi 410 MW net güç üretme kapasitesine sahiptir.

Tez çalışması yapılan kombine çevrim güç santrali güç üretimine fueloil ile başlamış ve yaklaşık 40 yıl faaliyet gösterdikten sonra 2009 yılında başlayan söküm ve yenileme çalışması neticesinde 2014 yılında doğalgaz kombine çevrim santraline dönüştürülmüştür.

5.2 YÖNTEM

Kombine çevrim güç santralinde yapılan analiz çalışması için öncelikle sistemin ana elemanlarını ve elemanlara giriş çıkış noktalarını gösterir kütle-akış diyagramı çıkarılmıştır. Bu diyagram Şekil 5.1'de yer almaktadır. İşletmeden alınan santral çalışma değerleri Çizelge 5.1'de belirtilmiştir. Kütle-akış diyagramı oluşturulduktan sonra her bir nokta için sıcaklık ve basınç değerleri santral tarafından sağlanan verilerden alınmıştır. Bu değerler yardımıyla santrale ilişkin enerji ve ekserji analizi yapılmış, sistem elemanlarında gerçekleşen güç kaybı ve ekserji yıkımları belirlenmiş, birinci ve ikinci kanun verimleri hesaplanmıştır. Kombine çevrim santralinde yapılan termodinamik analizde;

1. Sistem sürekli akışlı sürekli açık sistem olarak kabul edilmiştir
2. Sistem elemanlarında kütle dengesi olduğu ve kütleli debinin zamanla değişmediği kabul edilmiştir.
3. Kinetik ve potansiyel ekserjiler ihmal edilmiştir.
4. Yanma odasında gerçekleşen yanmanın tam yanma olduğu kabul edilmiştir.
5. Çevre koşulları 1 atm basınç ve 25 °C sıcaklık olarak kabul edilmiştir.
6. Evrensel gaz sabiti 8,31434 kJ/(kmol.K)
7. Yanma reaksiyonunda yakıtın tamamen yandığı ve bir miktar fazla hava ile tepkimeye girdiği kabul edilmiştir.
8. Hava ve yanma ürünleri mükemmel gaz kabul edilmiştir

Çizelge 5.1 İşletmeden alınan değerler.

Santral İşletme Değerleri	
Çevre Sıcaklığı	25 °C
Çevre Basıncı	101,325 kPa
Yakıt Türü	Doğal Gaz
Yakıt Debisi	14,75 kg/s
Yakıt Giriş Basıncı	3000 kPa
Hava Debisi	676,67 kg/s
Kompresör Çıkış Basıncı	1700 bar
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	405 °C
Gaz Türbini Çıkış Sıcaklığı	578 °C
Gaz Türbini Çevrim Gücü	283,9 MW
Gaz Türbini Jeneratör Verimi	%98.45
Baca Gazı Çıkış Sıcaklığı	105 °C
HP, HRSG Çıkış Basıncı	11.5 MPa
IP, HRSG Çıkış Basıncı	2.9 Mpa
HP, HRSG Çıkış Sıcaklığı	540 °C
IP, HRSG Çıkış Sıcaklığı	540 °C
HP Buhar Debisi	77.61kg/s
IP Buhar Debisi	91.02 kg/s
LP Buhar Debisi	99.16 kg/s
HP, HRSG Giriş Basıncı	11.5 Mpa
IP, HRSG Giriş Basıncı	2.9 Mpa
Buhar Türbin Gücü	126,9 MW
Buhar Türbin Jeneratör Verimi	% 98.80
LP Türbin Çıkışı Kuruluk Derecesi	% 94,4
Soğutma Suyu Debisi	19886 ton/h
Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı	14.2 °C
Soğutma Suyu Çıkış Sıcaklığı	24 °C

5.3 SANTRAL ELEMANLARINDA GERÇEKLEŞEN ISI KAYBI HESAPLARI

Termodinamik analizi yapılan kombine çevrim güç santraline ilişkin Şekil 5.1’de yer alan kütle-akış diyagramında belirtilen her bir sistem elemanı için birinci yasa eşitliği olan enerji denge denklemi uygulanmış ve sistem elemanlarında ortaya çıkan ısı kayıpları hesaplanmıştır.

5.3.1 Yanma Denklemi, Yakıt Alt Isıl Değeri ve Yanma Entalpisi Hesabı

Kombine çevrim güç santrallerinde gaz çevriminde hava-yakıt karışımı yanma odası adı verilen kısımda kimyasal reaksiyona girerek yanma işlemi gerçekleştirilir. Yanma neticesinde yüksek sıcaklık ve basınçta yüksek enerjili yanma sonu ürünleri de denen gaz karışımı elde edilir. Çalışma yapılan kombine çevrim santralinde yanma işleminin tam yanma olarak gerçekleştiği kabul edilmiştir. Çizelge 5.2’de tez çalışmasına konu kombine çevrim güç santralinde kullanılan hava ve yakıt bileşenlerinin mol yüzdeleri yer almaktadır.

Çizelge 5.2 Hava ve Yakıt Bileşenleri Mol Yüzdeleri.

	Hava (%)	Doğalgaz (%)
Azot	79	-
Oksijen	21	-
Metan	-	96,2
Etan	-	3,8

Yanma işleminde kullanılan havanın kütesinin yakıtın kütesine oranına hava yakıt oranı denir. Çalışmaya konu kombine çevrim güç santralinde hava yakıt oranı (HY) aşağıda hesaplanmıştır:

$$HY = \frac{m_{\text{hava}}}{m_{\text{yakıt}}} \quad (5.1)$$

$$HY = \frac{676,67}{14,75} \rightarrow HY = 45,88 \left(\text{kg}_{\text{hava}} / \text{kg}_{\text{yakıt}} \right)$$

Bu sonuç yanma işlemi için her bir kg yakıtı karşılık 45,88 kg hava gerektiğini ifade etmektedir. Burada $m=nM$ bağıntısı kullanılarak Denklem (5.2) elde edilir. n , mol miktarını M ise mol kütlelerini ifade etmektedir.

$$HY = \frac{m_{\text{hava}}}{m_{\text{yakıt}}} = \frac{(nM)_{\text{hava}}}{(nM)_{\text{yakıt}}} \quad (5.2)$$

Çizelge 5.3 Bazı maddelerin mol kütleleri, gaz sabiti ve kritik nokta özellikleri.

Madde	Kimyasal Formülü	Mol Kütleleri, M kg/kmol	Gaz Sabiti, R kJ/kgK
Azot	N ₂	28.013	0.2968
Oksijen	O ₂	31.999	0.2598
Karbondiyoksit	CO ₂	44.01	0.1889
Su	H ₂ O	18.015	0.4615
Metan	CH ₄	16.043	0.5182
Etan	C ₂ H ₆	30.070	0.2765

Yanma işleminde reaksiyona giren hava ve yakıtın mol kütleleri reaksiyona giren elementlerin mol yüzdelerine göre Çizelge 5.3’de yer alan değerler yardımıyla hesaplanır.

$$M_{\text{hava}} = (0,79 \times 28,013) + (0,21 \times 31,999)$$

$$M_{\text{hava}} = 28,85 \text{ (kg / kmol)}$$

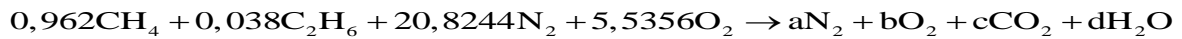
$$M_{\text{yakıt}} = (0,962 \times 16,043) + (0,038 \times 30,070)$$

$$M_{\text{yakıt}} = 16,5760 \text{ (kg / kmol)}$$

$$45,88 = \frac{n_{\text{hava}} \times 28,85}{1 \times 16,5760}$$

$$n_{\text{hava}} = 26,36 \text{ (kmol)}$$

Yanma odasında gerçekleşen kimyasal reaksiyon denklemi aşağıda gösterildiği gibidir.



Burada a, b, c ve d ile yanma sonu ortaya çıkan ürünlerin mol miktarları ifade edilmektedir. Yanma sonu ürünlerin mol miktarları her bir elemente kütle korunumu ilkesini uygulanarak aşağıdaki şekilde bulunur.

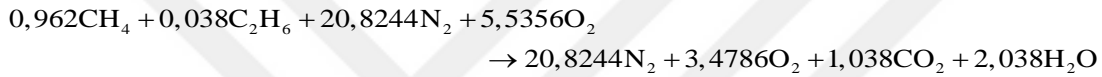
$$a = 26,36 \times 0,79 \rightarrow a = 20,8244$$

$$c = 0,962 + (2 \times 0,038) \rightarrow c = 1,038$$

$$2d = (4 \times 0,962) + (6 \times 0,038) \rightarrow d = 2,038$$

$$b + c + d / 2 = 26,36 \times 0,21 \rightarrow b = 3,4786$$

Yanma denkleminde katsayılar yerine konulursa denklem aşağıdaki şekli alır.



Yanma ürünlerin mol değerlerine karşılık gelen mol yüzdeleri (fraksiyonları) Çizelge 5.4'de yer almaktadır.

Çizelge 5.4 Yanma ürünlerinin mol yüzdeleri.

	N₂	O₂	CO₂	H₂O
Mol Yüzdeleri %	76,06	12,7	3,8	7,44

Çizelge 5.4'de yer alan yanma sonu ürünlerinin mol yüzdeleri yardımıyla yanma ürünlerinin mol kütlesi hesaplanır.

$$M_{\text{yü}} = (0,7606 \times 28,013) + (0,1270 \times 31,999) + (0,0380 \times 44,01) + (0,0744 \times 18,015)$$

$$M_{\text{yü}} = 28,38 \text{ (kg/kmol)}$$

Yanma denklemin oluşturulmasının ardından oluşum entalpileri yardımıyla kombine çevrim güç santralinde kullanılan yakıtın alt ısı değeri hesaplanır.

Yakıt alt ısıl değeri yakıtın sürekli akışlı sürekli açık sistemde tam olarak yanması ve ortaya çıkan yanma sonu ürünlerinin, yanma işlemine girenlerin durumuna getirilmesi durumunda çevreye verilen ısıl enerjiye eşittir. Başka bir deyişle, bir yakıtın alt ısıl değeri yakıtın yanma entalpisinin mutlak değerine eşittir (Çengel ve Boles 1996). Yakıtın alt ısıl değeri Çizelge 5.5’de yer alan değerler kullanılarak Denklem (5.3) ve (5.4) yardımıyla aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\text{LHV} = |h_c| = H_{\text{yü}} - H_{\text{girdi}} \quad (5.3)$$

$$H_{\text{yü}} = \sum n_{\text{yiç}} \bar{h}_{f,\text{yiç}}^{\circ} - \sum n_{\text{yig}} \bar{h}_{f,\text{yig}}^{\circ} \quad (5.4)$$

Çizelge 5.5 Bazı maddelerin oluşum entalpileri, çevre şartlarındaki entalpileri ve hava bileşenlerinin 678 K’deki entalpileri.

Madde	\bar{h}_f° (kJ/kmol)	\bar{h}° (kJ/kmol)	\bar{h}_{678} (kJ/kmol)
CH₄	-74850	-	-
C₂H₆	-84680	-	-
N₂	-	8669	19930
O₂	-	8682	20459
H₂O	-241820	9904	-
CO₂	-393520	9364	-

Çizelge 5.5 yardımıyla bilinen değerler yerine konularak yakıtın alt ısıl değeri hesaplanır.

$$h_c = \left(n \bar{h}_{f,\text{CO}_2}^{\circ} \right) + \left(n \bar{h}_{f,\text{H}_2\text{O}}^{\circ} \right) - \left(n \bar{h}_{f,\text{CH}_4}^{\circ} \right) - \left(n \bar{h}_{f,\text{C}_2\text{H}_6}^{\circ} \right)$$

$$h_c = \left(1,038 \times (-393520) \right) + \left(2,038 \times (-241820) \right) - \left(0,962 \times (-74850) \right) - \left(0,038 \times (-84680) \right)$$

$$h_c = -826079,38 \text{ (kJ)}$$

$$\text{LHV} = |h_c| = 826079,38 \text{ (kJ)}$$

1 kmol yakıtın alt ısı değeri;

$$\text{LHV} = |h_c| = 826079,38 \text{ (kJ / kmol)}$$

Bu değer yakıtın mol kütesine bölünerek kj/kg cinsinden hesaplanır.

$$\text{LHV} = \frac{826079,38}{16,5760} = 49835,87 \text{ (kJ / kg)}$$

Yakıtın alt ısı değerinin bulunmasının ardından yanma işlemine termodinamiğin birinci yasa eşitliği uygulanarak yanma entalpisi ve adyabatik alev sıcaklığı da denilen gaz türbin giriş sıcaklığı hesaplanır.

Yakıt alt ısı değeri bulunduğundan yakıtın enerjisi hesaplanır.

$$Q_{\text{yakıt}} = 49835,87 \text{ (kJ/kg)} \times 14,75 \text{ (kg/s)}$$

$$Q_{\text{yakıt}} = 735080 \text{ (kW)}$$

Yanma odasında gerçekleşen ısı kaybının yakıtın alt ısı değerinin %2'si kadar olduğu kabul edilmiştir.

$$Q_{k,YO} = \text{LHV} \times 0,02$$

$$Q_{k,YO} = 826079,38 \times 0,02 = 16521,60 \text{ (kJ)}$$

$$\dot{Q}_{k,YO} = \frac{Q_{k,YO} \times m_{\text{yakıt}}}{M_{\text{yakıt}}} = \frac{16521,60 \times 14,75}{16,5760}$$

$$\dot{Q}_{k,YO} = 14701 \text{ (kW)}$$

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilirse, sürekli akışlı açık sistemde enerjini korunumu bağıntısı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum n_{\zeta} (\bar{h}_f^{\circ} + \bar{h} - \bar{h}^{\circ})_{\zeta} - \sum n_g (\bar{h}_f^{\circ} + \bar{h} - \bar{h}^{\circ})_g \quad (5.5)$$

Yanma işlemi esnasında herhangi bir iş yapılmadığı düşünülerek Denklem (5.5) tekrar düzenlenirse aşağıdaki şekli alır ve Çizelge 5.5 yardımıyla yanma entalpisi ve sıcaklığı hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{kayıp}} = \sum n_{\zeta} (\bar{h}_f^{\circ} + \bar{h} - \bar{h}^{\circ})_{\zeta} - \sum n_g (\bar{h}_f^{\circ} + \bar{h} - \bar{h}^{\circ})_g$$

$$\sum n_{\zeta} (\bar{h}_f^{\circ} + \bar{h} - \bar{h}^{\circ})_{\zeta} \rightarrow$$

$$N_2 \rightarrow 20,8244 \times [(0 + h_{N_2} - 8669)] = 20,8244h_{N_2} - 180526,7236$$

$$O_2 \rightarrow 3,4786 \times [(0 + h_{O_2} - 8682)] = 3,4786h_{O_2} - 30201,2052$$

$$CO_2 \rightarrow 1,038 \times [(-393520 + h_{CO_2} - 9364)] = 1,038h_{CO_2} - 418193,592$$

$$H_2O \rightarrow 2,038 \times [(-241820 + h_{CO_2} - 9904)] = 2,038h_{H_2O} - 513013,512$$

$$\sum n_{\zeta} (\bar{h}_f^{\circ} + \bar{h} - \bar{h}^{\circ})_{\zeta} = 20,8244h_{N_2} + 3,4786h_{O_2} + 1,038h_{CO_2} + 2,038h_{H_2O} - 1141935,033$$

$$\sum n_g (\bar{h}_f^{\circ} + \bar{h} - \bar{h}^{\circ})_g \rightarrow$$

$$\text{Yakıt} (0,962CH_4 + 0,038C_2H_6) \rightarrow [0,962 \times (-74580)] + [0,038 \times (-84680)] = -75223,54$$

$$\text{Hava} (0,79N_2 + 0,21O_2) \rightarrow 20,8244 \times [0 + 19930 - 8669] + 5,5356 \times [0 + 20459 - 8682]$$

$$\text{Hava} (0,79N_2 + 0,21O_2) \rightarrow 299696,3296$$

Bulunan sonuçlar Denklem 5.5'de yerine konulursa eşitlik aşağıdaki halini alır.

$$16526,783 + 20,8244h_{N_2} + 3,4786h_{O_2} + 1,038h_{CO_2} + 2,038h_{H_2O} = 1366290,02$$

$$20,8244h_{N_2} + 3,4786h_{O_2} + 1,038h_{CO_2} + 2,038h_{H_2O} = 1349881,04 \text{ (kJ)}$$

$$\frac{1349881,04 \text{ kJ}}{20,8244 + 3,4786 + 1,038 + 2,0385} = 49303,52 \text{ (kJ/kmol)}$$

Entalpi değerini kJ/kg cinsinden yazmak istersek;

$$h_5 = \frac{49303,52 \text{ kJ / kmol}}{M_{\text{yü}}} = \frac{49303,52 \text{ kJ / kmol}}{28,38 \text{ kg / kmol}}$$

$h_5 = 1737,27$ (kJ/kg) olarak hesaplanır.

Bulunan entalpi değeri yardımıyla termodinamik tablolar (Çengel ve Boles, 1996) kullanılarak yanma sıcaklığı hesaplanır. Daha açık yazmak gerekirse bulunan entalpi değerinin yanma ürünlerini oluşturan her bir elemente ait tablolarda hangi sıcaklığa denk geldiği bulunur. Yanma ürünlerinde en fazla mol oranı azot gazında olduğundan yanma sıcaklığı da bulunan entalpinin azot gazı tablosunda karşılığı olan sıcaklığa yakın ve altında bir değer olması gerekmektedir. Buradan hareketle yanma entalpisinin azot gazı tablosunda karşılığı olan sıcaklık değeri yaklaşık 1563,83 K olarak hesaplanır. Yanma sıcaklığının bu değer altında olacağı söylemiştik. Yapılan tahmin ve hesaplama aşağıda yer almaktadır.

$$1500K \rightarrow (20,8244 \times 47073) + (3,4786 \times 49292) + (1,038 \times 71078) + (2,038 \times 57999) \\ = 1343715,058 \text{ (kJ)}$$

$$1520K \rightarrow (20,8244 \times 4771) + (3,4786 \times 50024) + (1,038 \times 72246) + (2,038 \times 58942) \\ = 1363931,043 \text{ (kJ)}$$

$$1500K \rightarrow 1343715,058 \text{ (kJ)}$$

$$T_5 \rightarrow ?$$

$$1520K \rightarrow 1363931,043 \text{ (kJ)}$$

Enterpolasyon yapılarak T_5 sıcaklığı yani gaz türbini giriş sıcaklığı 1506 K=1223°C olarak bulunur.

5.3.2 Hava ve Yanma Ürünleri Entalpi Hesabı

Kombine çevrim güç santrali gaz çevriminde hava ve yanma ürünlerinin entalpi değerleri mol yüzdelerine göre hesaplanabilir. Hava ve yanma ürünlerini oluşturan elementlerin molar oluşum entalpi değerleri Çizelge 5.6'da yer almaktadır.

Çizelge 5.6 Bazı elementlerin molar oluşum entalpileri (kJ/kmol).

Element	\bar{h}_{298K}	$\bar{h}_{378,5K}$	\bar{h}_{678K}	\bar{h}_{851K}
N ₂	8669	11011,2	19930	25323,8
O ₂	8682	1106411	20459	26252,1
CO ₂	9364	12620,85	-	34825,3
H ₂ O	9904	12491,4	-	29885,4

Kompresörde sıkıştırılan havanın kompresöre giriş entalpisi Çengel ve Boles (1996)'ın havanın mükemmel gaz kabulü varsayımıyla hazırladığı termodinamik tablodan alınmıştır. Diğer noktaların entalpileri karışımların mol yüzdelere göre hesaplanmıştır.

$$h_{\text{hava},298K} = 298,18 \text{ (kJ / kg)}$$

$$\bar{h}_{\text{hava},678K} = (0,79 \times 19930) + (0,21 \times 20459)$$

$$\bar{h}_{\text{hava},678K} = 20041,09 \text{ (kJ / kmol)}$$

$$h_{\text{hava},678K} = \frac{\bar{h}_{\text{hava},678K}}{M_{\text{hava}}} = 694,66 \text{ (kJ / kg)}$$

Türbin çıkış noktası yanma ürünleri entalpisi;

$$\bar{h}_{\text{yü},851K} = (0,7606 \times 25323,8) + (0,127 \times 26252,1) + (0,038 \times 34825,3) + (0,0744 \times 29885,4)$$

$$\bar{h}_{\text{yü},851K} = 26142,13 \text{ (kJ / kmol)}$$

$$h_{\text{yü},851K} = \frac{\bar{h}_{\text{yü},851K}}{M_{\text{yü}}} = 921,15 \text{ (kJ / kg)}$$

Baca Gazı çıkış noktası yanma ürünleri entalpisi;

$$\bar{h}_{\text{yü},378,5K} = (0,7606 \times 11011,2) + (0,127 \times 11064) + (0,038 \times 12620,85) + (0,0744 \times 12491,4)$$

$$\bar{h}_{\text{yü},378,5K} = 11193,9112 \text{ (kJ / kmol)}$$

$$h_{yü,378,5K} = \frac{\bar{h}_{yü,378,5K}}{M_{yü}} = 394,43 \text{ (kJ / kg)}$$

$$\bar{h}_{yü,298K} = (0,7606 \times 8669) + (0,127 \times 8682) + (0,038 \times 9904) + (0,0744 \times 9364)$$

$$\bar{h}_{yü,298K} = 8769,29 \text{ (kJ / kmol)}$$

$$h_{yü,298K} = \frac{\bar{h}_{yü,298K}}{M_{yü}} = 308,99 \text{ (kJ / kg)}$$

Baca gazının atmosfer şartlarına ulaşıncaya kadar gerçekleşen ısı kaybı ve tersinmezlik hesabı için baca gazının atmosfer sıcaklığındaki entalpi değeri hesaplanmıştır.

Su-buhar çevriminde kızgın buhar, düşük basınç türbini (LP) çıkışında doymuş su-buharı halini almaktadır. Kütle-akış şemasında 21 numaralı düğüm noktasının entalpi ve entropi değeri Denklem (5.6) ve (5.7) ile hesaplanır (Çengel ve Boles 1996).

$$h = h_f + xh_{fg} \text{ (kJ / kgK)} \quad (5.6)$$

$$s = s_f + xs_{fg} \text{ (kJ / kgK)} \quad (5.7)$$

Burada h_f , h_{fg} , s_f ve s_{fg} doyma tablolarında yer alan değerleri x ise kuruluk derecesi ifade eder (Çengel ve Boles 1996).

Kütle-akış diyagramı Şekil 5.1 belirtilen kombine çevrim güç santralinde belirlenen düğüm noktalarına ait termodinamik özellikler Çizelge 5.7'de yer almaktadır. Entalpi değerleri Çengel ve Boles (1996)'ın termodinamik tablolarından faydalanılarak ve ara değerler enterpolasyon yöntemiyle hesaplanmıştır.

Çizelge 5.7 Düğüm noktalarına ait termodinamik veriler.

No	Akış Türü	Kütle Debisi (kg/s)	Sıcaklık (K)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)
1	Hava	676,67	298	101,325	298,18	-
2	Hava	676,67	678	1700	694,660	-
3	Doğalgaz	14,75	273	3000	-	-
4	Doğalgaz	14,75	333	3000	-	-
5	Egzoz gazı	691,42	1506	1762	1737,27	-
6	Egzoz gazı	691,42	851	105	921,15	-
7	Baca gazı	691,42	378,5	101.325	394,43	-
8	Su	99,96	301,3	4,50	118,684	0,4133
9	Su	99,96	301,3	970	123,130	0,4133
10	Su	99,96	409,5	450	574,122	1,7026
11	Su	13,41	409,5	450	574,122	1,7026
12	Su	77,61	409,5	450	574,122	1,7026
13	Su	77,61	420,9	12670	623,141	1,8203
14	Kızgın Buhar	77,61	813	11500	3459,300	6,6470
15	Kızgın Buhar	77,61	631,4	3100	3131,610	6,7560
16	Su	13,41	420,9	3660	623,141	1,8203
17	Kızgın Buhar	13,41	599,2	3100	3054,616	6,6281
18	Kızgın Buhar	91,02	628,4	3100	3123,540	6,7452
19	Kızgın Buhar	91,02	813	2900	3547,812	7,3614
20	Kızgın Buhar	99,16	460,7	190	2846,031	7,4837
21	Doym. Su-Buh	99,16	304,8	4,7	2418,640	7,9558
22	Doymuş Buh	8,94	420,9	450	2743,896	6,8570
23	Kızgın Buhar	8,94	471,5	400,00	2857,269	7,1634
24	Kızgın Buhar	8,14	471,5	400,00	2857,269	7,1634
25	Kızgın Buhar	0,80	468	380	2850,812	7,1748
26	Doymuş Buh	0,80	414,7	380	2736,076	6,9141
27	Su	5523,89	287,2	151	59,633	0,2127
28	Su	5523,89	297	101	100,704	0,3532

Kombine çevrim güç santralinde gaz çevrimi olan noktalar için Denklem 4.9 kullanıldığından entropi değerleri hesaplanmamıştır.

5.3.3 Kompresör

Kompresörde meydana gelen ısı kaybı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\sum_g \dot{E} = \sum_{\zeta} \dot{E}$$

$$\dot{E}_1 + \dot{W}_k = \dot{E}_2 + 0,01 \dot{W}_k$$

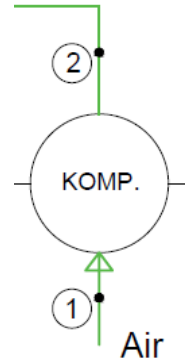
$$0,99 \dot{W}_k = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_k = \frac{676.67 (694.66 - 298,18)}{0,99}$$

$$\dot{W}_k = 270996,1 (\text{kW})$$

$$\dot{Q}_k = 2682,86 (\text{kW})$$

Kompresörde gerçekleşen ısı kaybı kompresör tarafından harcanan gücün %1 olarak kabul edilmiştir.



5.3.4 Gaz Türbini

Gaz türbini tarafından üretilen toplam güç değeri ve ortaya çıkan ısı kaybı ile mekanik kayıp aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\sum_g \dot{E} = \sum_{\zeta} \dot{E}$$

$$\dot{E}_5 = \dot{E}_6 + \dot{W}_{tr}$$

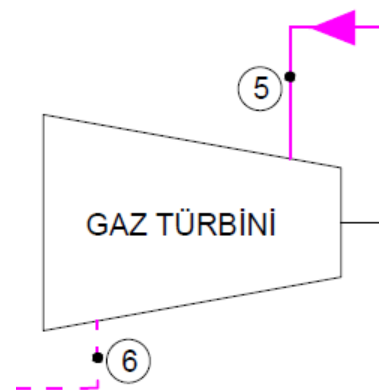
$$\dot{W}_{GT, \text{toplaml}} = \dot{m}_5 (h_5 - h_6)$$

$$\dot{W}_{GT, \text{toplaml}} = 691.42 (1737,26 - 921,15)$$

$$\dot{W}_{GT, \text{toplaml}} = 564274,78 (\text{kW})$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{W}_{GT, \text{toplaml}} - \dot{W}_{\text{net, komp.}}$$

$$\dot{W}_{GT} = 293278,70 (\text{kW})$$



Çalışma yapılan kombine çevrim güç santralinden alınan bilgilere göre gaz türbini tarafından üretilen net elektrik gücü 283900 KWe'dir. Gaz çevriminde, jeneratörde mekanik kayıplar olmaktadır. Tez çalışmasında gaz türbini jeneratörünün mekanik verimi %98,45 ve buhar türbini jeneratörünün mekanik verimi ise %98,80 olarak kabul edilmiştir ve gerçekleşen mekanik kayıp aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır. Ayrıca gaz türbininde gerçekleşen ısı kaybı da aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{W}_{GT,net} = 283900 \text{ MWe}$$

$$\dot{Q}_{k,Jen.} = \dot{W}_{GT} \times (1 - 0,9845)$$

$$\dot{Q}_{k,Jen.} = 4400,45 \text{ (kW)}$$

$$\dot{Q}_{k,GT} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{GT,net}$$

$$\dot{Q}_{k,GT} = (293278,70) - (283900) - \dot{Q}_{k,Jen.}$$

$$\dot{Q}_{k,GT} = 4978,25 \text{ (kW)}$$

$$\dot{W}_{BT,net} = 126900 \text{ MWe}$$

$$\dot{Q}_{k,Jen.} = \dot{W}_{BT} \times (1 - 0,9880)$$

$$\dot{Q}_{k,Jen.} = 126900 \times (1 - 0,9880)$$

$$\dot{Q}_{k,Jen.} = 1522,8 \text{ (kW)}$$

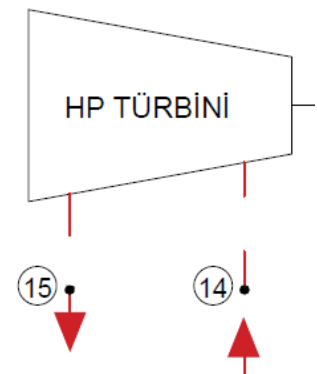
5.3.5 HP Türbini

Tez çalışmasına konu kombine çevrim güç santralinde yüksek basınç türbininde üretilen net güç değeri santralden alınmış olup ortaya çıkan ısı kaybı aşağıda hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{HP,net} = 25200 \text{ MWe}$$

$$\sum_g \dot{E} = \sum_{\xi} \dot{E}$$

$$\dot{E}_{14} = \dot{E}_{15} + \dot{W}_{HP} + \dot{Q}_{k,HP}$$



$$\dot{Q}_k = (77,61 \times 3459,30) - [(77,61 \times 3131,61) - 25200]$$

$$\dot{Q}_{k,HP} = 232,0209 \text{ (kW)}$$

5.3.6 IP Türbini

Tez çalışmasına konu kombine çevrim güç santralinde orta basınç türbininde üretilen net güç değeri santralden alınmış olup ortaya çıkan ısı kaybı aşağıda hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{IP,net} = 63700 \text{ MWe}$$

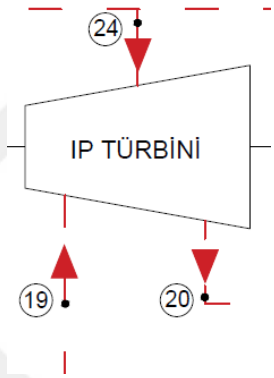
$$\sum_g \dot{E} = \sum_{\xi} \dot{E}$$

$$\dot{E}_{19} + \dot{E}_{24} = \dot{E}_{20} + \dot{W}_{IP} + \dot{Q}_{k,IP}$$

$$\dot{Q}_{k,IP} = [(91,02 \times 3547,812) + (8,14 \times 2857,269)]$$

$$- [(99,16 \times 2846,031) - 63700]$$

$$\dot{Q}_{k,IP} = 267,584 \text{ (kW)}$$



5.3.7 LP Türbini

Tez çalışmasına konu kombine çevrim güç santralinde düşük basınç türbininde üretilen net güç değeri santralden alınmış olup ortaya çıkan ısı kaybı aşağıda hesaplanmıştır.

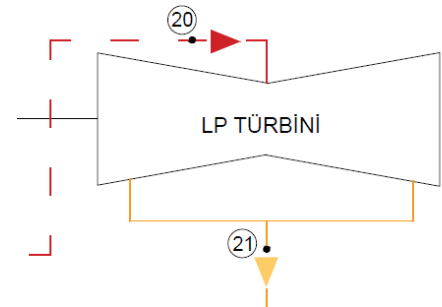
$$\dot{W}_{LP,net} = 42000 \text{ MWe}$$

$$\sum_g \dot{E} = \sum_{\xi} \dot{E}$$

$$\dot{E}_{20} = \dot{E}_{21} + \dot{W}_{LP} + \dot{Q}_{k,LP}$$

$$\dot{Q}_{k,LP} = (99,16 \times 2846,031) - [(99,16 \times 2418,031) - 42000]$$

$$\dot{Q}_{k,LP} = 440,48 \text{ (kW)}$$



Tez çalışmasına konu kombine çevrim güç santralinde buhar çevrimi tarafından net 126900 MWe güç üretilmektedir. Gaz çevriminde olduğu gibi buhar çevriminde de jeneratörde mekanik kayıp meydana gelmektedir. Daha önce buhar türbini jeneratörünün mekanik verimi %98,80 olduğu belirtilmişti. Buna göre buhar türbini jeneratöründe meydana gelen mekanik kayıp aşağıda hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{BT,net} = 126900 \text{ MWe}$$

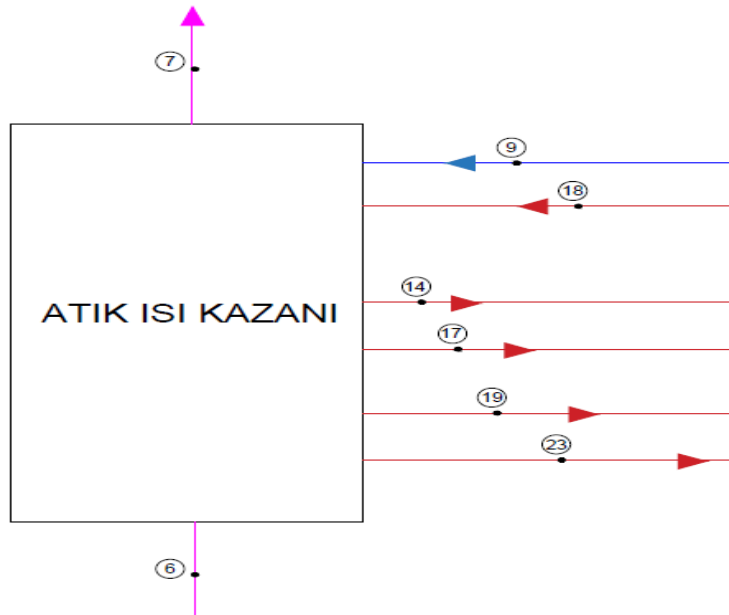
$$\dot{Q}_{k,Jen.} = \dot{W}_{BT} \times (1 - 0,9880)$$

$$\dot{Q}_{k,Jen.} = 126900 \times (1 - 0,9880)$$

$$\dot{Q}_{k,Jen.} = 1522,8 \text{ (kW)}$$

5.3.8 Atık Isı Kazanı (HRSG)

Kombine çevrim santrali atık ısı kazanı güç kaybı hesabı yapılırken bir bütün olarak kabul edilerek enerji denge denklemi yazılmıştır.



$$\sum_g \dot{E} = \sum_{\varphi} \dot{E}$$

$$\dot{E}_6 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{18} = \dot{E}_7 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{23} + \dot{Q}_k$$

$$\dot{Q}_k = [(691,42 \times 921,15) + (99,96 \times 123,13) + (91,02 \times 3123,54)]$$

$$- [(691,42 \times 394,384) + (77,61 \times 3459,30) + (13,41 \times 3054,616) + (91,02 \times 3547,812) + (8,94 \times 2857,269)]$$

$$\dot{Q}_k = 2924,7 \text{ (kW)}$$

5.3.10 Kondenser

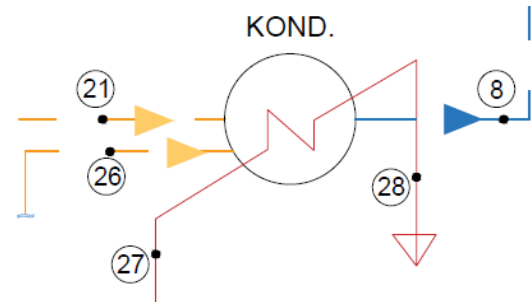
$$\sum_g \dot{E} = \sum_{\varphi} \dot{E}$$

$$\dot{E}_{21} + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{27} = \dot{E}_8 + \dot{E}_{28} + \dot{Q}_k$$

$$\dot{Q}_k = [(99,16 \times 2418,640) + (0,8 \times 2736,076) + (5523,89 \times 59,633)]$$

$$- [(99,96 \times 118,684) - (5523,89 \times 100,704)]$$

$$\dot{Q}_k = 3285,86 \text{ (kW)}$$



Kombine çevrim güç santrallerinde her ne kadar atık ısı kazanı vasıtasıyla egzoz gazının enerjisi sisteme dâhil edilse de baca gazı ile bir miktar güç atmosfere atılmaktadır. Atmosfer şartları olan 1 atm basınç, 25 °C sıcaklıkta yanma ürünlerinin entalpi değeri mol yüzdelere göre Çizelge 5.6'da yer alan değerler yardımıyla hesaplanır. Baca gazı ile atmosfere atılan ısı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$h_{298K} = (0,7606 \times 8669) + (0,1270 \times 8682) + (0,038 \times 9364) + (0,0744 \times 9904)$$

$$h_{298K} = 8769,29 \text{ (kJ / kmol)}$$

$$h_{298K} = \frac{8788,95}{M_{yü}} = 309,69 \text{ (kJ / kg)}$$

$$\dot{Q}_{k,bacagazi} = \dot{m}_{bacagazi} \times (h_{378,5K} - h_{298K})$$

$$\dot{Q}_{k,bacagazi} = 691,42 \times (394,43 - 309,69)$$

$$\dot{Q}_{k,bacagazi} = 58591 \text{ (kW)}$$

Aynı şekilde su-buhar çevriminde soğutma amaçlı kullanılan su kaynağı aracılığıyla da yüksek miktarda ısı, soğutma suyuna verilmektedir. Soğutma suyuna verilen ısı miktarı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{k,soğutmasuyu} = \left[\left(\dot{m}_{21} \times h_{22} \right) + \left(\dot{m}_{26} \times h_{28} \right) - \left(\dot{m}_8 \times h_8 \right) \right]$$

$$\dot{Q}_{k,soğutmasuyu} = \left[(99,16 \times 2418,64) + (0,8 \times 2736,076) - (99,96 \times 118,684) \right]$$

$$\dot{Q}_{k,soğutmasuyu} = 230157,5506 \text{ (kW)}$$

Kombine çevrim güç santrali kütle-akış diyagramında yer alan sistem elemanlarında, termodinamiğin birinci yasası prensiplerine göre hesaplanan ısı kaybı değerleri Çizelge 5.8'de yer almaktadır.

Çizelge 5.8 Santral elemanlarında gerçekleşen ısı kaybı değerleri.

Santral Elemanı	Isı Kaybı (kW)
Kompresör	2682,86
Gaz Türbini	9379
HP Buhar Türbini	232,0209
IP Buhar Türbini	267,584
LP Buhar Türbini	440,48
Atık Isı Kazanı	2924,7
Kondenser	3285,86
Yanma Odası	14706
Baca Gazı ile Atılan Isı	58591
Soğutma Suyuna Verilen Isı	230157,55

Kombine çevrim güç santrallerinde sistem elemanları arasında akışkan iletimini sağlayan boru hatlarında da ısı kayıpları yaşanmaktadır. Çalışma yapılan santralde boru hatlarında gerçekleşen ısı kaybı 90,13 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.9 Kombine çevrim santrali enerji bilançosu.

GİRENLER (kW)		ÇIKANLAR (kW)	
Yakıt Enerjisi	735080	Gaz Türbinjeneratör Kaybı	9379
(14,75x49835,87)		Kompresör Isı Kaybı	2682,86
		Yanma Odası Isı Kaybı	14706
		Gaz Türbini Net Güç	283900
		Buhar Türbinjeneratör Kaybı	2462,9
		Buhar Türbini Net Güç	126900
		Atık Isı Kazan Isı Kaybı	2924,7
		Kondenser Isı Kaybı	3285,86
		Boru Hattı Isı Kaybı	90,13
		Baca Gazı Atık Enerji	58591
		Soğutma Suyu ile Atılan Isı	230157,55
Toplam	735080		735080,00

Çizelge 5.9’da tez çalışmasına konu kombine çevrim güç santralinde termodinamiğin birinci yasa kurallarına göre hesaplanan ısı kayıpları neticesinde ortaya çıkan enerji bilançosu yer almaktadır. Çizelge incelendiğinde santrale girdi teşkil eden yakıt güç değeri ile çıktı teşkil eden net güç değerleri ve ısı kayıplarının eşit olduğu görülmektedir.

5.4 EKSERJİ ANALİZİ

Kombine çevrim güç santrallerinde termodinamiğin ikinci kanunu temel alınarak her bir sistem elemanı için ekserji analizi yapılır. Ekserji analizi neticesinde sistem elemanlarında gerçekleşen tersinmezlikler hesaplanır ve iyileştirilmesi gereken yerler tespit edilir.

Tez çalışmasında Şekil 5.1’de belirlenen her bir düğüm noktasının ekserji değerleri hesaplanıp sistem elemanlarına ekserji denge denklemi uygulanarak tersinmezlik değerleri hesaplanmıştır.

Gaz çevrimi için fiziksel ekserji değeri Denklem (4.9), kimyasal ekserji değeri Denklem (4.10) kullanılarak, su-buhar çevrimi için fiziksel ekserji değeri Denklem (4.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.10 Bazı gazların sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit basınçtaki özgül ısıları $\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$ (Çengel ve Boles 1996).

Madde	Formül	a	b 10 ⁻²	c 10 ⁻⁵	d 10 ⁻⁹
Hava	-	28.11	0.1697	0.4802	-19.660
Azot	N ₂	28.90	-0.1571	0,8081	-28.730
Oksijen	O ₂	25.48	15.200	-0.7155	13.120
Karbondiyoksit	CO ₂	22.26	59.810	-35.010	74.690
Hidrojen	H ₂	29.11	-0.1916	0.4003	-0.8740
Su Buharı	H ₂ O	32.24	0.1923	10.550	-35.950
Metan	CH ₄	19.89	50.240	12.690	-110.100
Etan	C ₂ H ₆	6.90	172.700	-64.060	72.850

Kombine çevrim santralinde gaz çevrimindeki mükemmel gazların özgül ısıları bileşenin mol yüzdelere göre Denklem (5.8) ve Çizelge 5.10 kullanılarak hesaplanır. Tez çalışması kapsamında hesaplanan özgül ısılar Çizelge 5.11’de yer almaktadır.

$$\bar{C}_p = \sum x_i \bar{C}_{p,i} \quad (5.8)$$

Çizelge 5.11 Gaz çevrimi özgül ısı değerleri.

Mükemmel Gaz	Özgül Isı (kJ/kmol.K)
Hava (298K)	1,010185
Hava (678K)	1,078921
Doğalgaz(273K)	2,058969
Doğalgaz(333K)	2,25164
Yanma Ürünleri(1506K)	1,308511
Yanma Ürünleri(851K)	1,173502
Yanma Ürünleri(378,5K)	1,064651

5.4.1 Dügün Noktaları Ekserji Hesabı

Bu kısımda termodinamik analizi yapılan kombine çevrim güç santralinin her bir düğüm noktasının fiziksel ekserjileri hesaplanmıştır. Ayrıca gaz çevrimine ait düğüm noktalarının kimyasal ekserjileri de hesaplanmıştır.

1 Noktası;

$$\varepsilon_{ph,1} = c_{p,1} (T_1 - T_0) - T_0 \left(c_{p,1} \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0} \right)$$

$$R = 8,31434 \text{ (kJ / kmol.K)}$$

$$R = \frac{8,31434}{28,85} = 0,29 \text{ (kJ / kg.K)}$$

$$\varepsilon_{ph,1} = 1,010185 \times (298 - 298) - 298 \times \left(1,010185 \times \ln \frac{298}{298} - 0,29 \ln \frac{101,325}{101,325} \right)$$

$$\varepsilon_{ph,1} = 0$$

2 Noktası;

$$(\bar{C}_{p,N_2})_2 = (28,9) + (-0,1571 \times 678) + (0,8081 \times 10^{-5} \times 678^2) + (-2,873 \times 10^{-9} \times 678^3)$$

$$(\bar{C}_{p,N_2})_2 = 30,6542 \text{ (kJ / kmol.K)}$$

$$(\bar{C}_{p,N_2})_2 = 30,6542 \times 0,79 = 24,2168 \text{ (kJ / kmol.K)}$$

$$(C_{p,N_2})_2 = \frac{\bar{C}_{p,N_2}}{M_{N_2}} = 0,839401 \text{ (kJ / kg.K)}$$

$$(\bar{C}_{p,O_2})_2 = (25,48) + (0,0152 \times 678) + (-0,7155 \times 10^{-5} \times 678^2) + (1,312 \times 10^{-9} \times 678^3)$$

$$(\bar{C}_{p,O_2})_2 = 32,9055 \text{ (kJ / kmol.K)}$$

$$(\bar{C}_{p,O_2})_2 = 32,9055 \times 0,21 = 6,9102 \text{ (kJ / kmol.K)}$$

$$(C_{p,O_2})_2 = \frac{\bar{C}_{p,O_2}}{M_{O_2}} = 0,239519 \text{ (kJ / kg.K)}$$

$$(C_p)_2 = (C_{p,N_2})_2 + (C_{p,O_2})_2$$

$$(C_p)_2 = 1,078921 \text{ (kJ / kg.K)}$$

$$\varepsilon_{ph,2} = 1,078921 \times (678 - 298) - 298 \times \left(1,078921 \times \ln \frac{678}{298} - 0,29 \ln \frac{1700}{101,325} \right)$$

$$\varepsilon_{ph,2} = 389,3933 \text{ (kJ / kg)}$$

3 Noktası;

$$R = \frac{8,31434 \text{ (kJ / kmol.K)}}{16,5760 \text{ (kg / kmol)}} = 0,5016 \text{ (kJ / kg.K)}$$

$$\varepsilon_{ph,3} = 2,058969 \times (273 - 298) - 298 \times \left(2,058969 \times \ln \frac{273}{298} - 0,5016 \ln \frac{3000}{101,325} \right)$$

$$\varepsilon_{ph,3} = 508,72 \text{ (kJ / kg)}$$

Yakıtların kimyasal ekserjisinin Denklem (4.10) kullanılarak hesaplanabileceği söylenmişti. Çizelge 4.2'de yakıtı oluşturan bileşenlerin standart kimyasal ekserji değeri yer almaktadır. Buna göre:

$$(\overline{ex})^{ch} = \sum x_i \overline{ex}^0 + RT_0 \sum x_i \ln x_i$$

$$(\overline{ex})^{ch} = [(0,962 \times 836510) + 8,31434 \times 298 \times 0,962 \times \ln 0,962]$$

$$+ [(0,038 \times 1504360) + 8,31434 \times 298 \times 0,038 \times \ln 0,038]$$

$$(\overline{ex})^{ch} = 861488,069 \text{ (kJ / kmol)}$$

$$(\overline{ex})^{ch} = \frac{861488,069 \text{ (kJ / kmol)}}{M_{yakıt}} = 51971,930 \text{ (kJ / kg)}$$

olarak hesaplanır.

4] Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},4} = 2,25164 \times (333 - 298) - 298 \times \left(2,25164 \times \ln \frac{333}{298} - 0,5016 \ln \frac{3000}{101,325} \right)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},4} = 510,7273 \text{ (kJ / kg)}$$

5] Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},5} = 1,308511 \times (1506 - 298) - 298 \times \left(1,308511 \times \ln \frac{1506}{298} - 0,2930 \ln \frac{1700}{101,325} \right)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},5} = 1195,23 \text{ (kJ / kg)}$$

$$\left(\overline{\text{ex}} \right)^{\text{ch}} = \left[(0,7606 \times 720) + 8,31434 \times 298 \times 0,7606 \times \ln 0,7606 \right]$$

$$+ \left[(0,127 \times 3970) + 8,31434 \times 298 \times 0,127 \times \ln 0,127 \right]$$

$$+ \left[(0,038 \times 20140) + 8,31434 \times 298 \times 0,038 \times \ln 0,038 \right]$$

$$+ \left[(0,0744 \times 11710) + 8,31434 \times 298 \times 0,0744 \times \ln 0,0744 \right]$$

$$\left(\overline{\text{ex}} \right)^{\text{ch}} = 736,540 \text{ (kJ / kmol)}$$

$$\left(\overline{\text{ex}} \right)^{\text{ch}} = \frac{736,540}{M_{\text{yii}}} = 25,95 \text{ (kJ / kg)}$$

6] Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},6} = 1,173502 \times (851 - 298) - 298 \times \left(1,173502 \times \ln \frac{851}{298} - 0,2930 \ln \frac{105}{101,325} \right)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},6} = 285,1060 \text{ (kJ / kg)}$$

$$\left(\overline{\text{ex}} \right)^{\text{ch}} = 25,95 \text{ (kJ / kg)}$$

7] Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},7} = 1,064651 \times (378,5 - 298) - 298 \times \left(1,064651 \times \ln \frac{378,5}{298} - 0,2930 \ln \frac{101,325}{101,325} \right)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},7} = 9,8390 \text{ (kJ / kg)}$$

$$(\overline{\text{ex}})^{\text{ch}} = 25,95 \text{ (kJ / kg)} \quad (5 \text{ Noktası ile aynı değere sahiptir.})$$

8] Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},8} = (h_8 - h_0) - T_0 \times (s_8 - s_0)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},8} = (118,684 - 104,89) - 298 \times (0,4133 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},8} = 0,1158 \text{ (kJ / kg)}$$

9] Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},9} = (123,13 - 104,89) - 298 \times (0,4133 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},9} = 4,5618 \text{ (kJ / kg)}$$

10] Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},10} = (574,122 - 104,89) - 298 \times (1,7026 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},10} = 71,3424 \text{ (kJ / kg)}$$

11] Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},11} = (574,122 - 104,89) - 298 \times (1,7026 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},11} = 71,3424 \text{ (kJ / kg)}$$

12 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},12} = (574,122 - 104,89) - 298 \times (1,7026 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},12} = 71,3424 \text{ (kJ / kg)}$$

13 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},13} = (623,141 - 104,89) - 298 \times (1,8203 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},13} = 85,2868 \text{ (kJ / kg)}$$

14 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},14} = (3459,30 - 104,89) - 298 \times (6,6470 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},14} = 1483,0892 \text{ (kJ / kg)}$$

15 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},15} = (3131,61 - 104,89) - 298 \times (6,7560 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},15} = 1122,92 \text{ (kJ / kg)}$$

16 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},16} = (623,141 - 104,89) - 298 \times (1,8203 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},16} = 85,2868 \text{ (kJ / kg)}$$

17 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},17} = (3054,616 - 104,89) - 298 \times (6,6281 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},17} = 1084,0374 \text{ (kJ / kg)}$$

18 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},18} = (3123,540 - 104,89) - 298 \times (6,7452 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},18} = 1118,0656 \text{ (kJ / kg)}$$

19 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},19} = (3547,812 - 104,89) - 298 \times (7,3614 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},19} = 1358,71 \text{ (kJ / kg)}$$

20 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},20} = (2846,031 - 104,89) - 298 \times (7,4837 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},20} = 620,4836 \text{ (kJ / kg)}$$

21 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},21} = (2418,640 - 104,89) - 298 \times (7,9558 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},21} = 52,4068 \text{ (kJ / kg)}$$

22 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},22} = (2743,896 - 104,89) - 298 \times (6,8570 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},22} = 705,1052 \text{ (kJ / kg)}$$

23 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},23} = (2857,269 - 104,89) - 298 \times (7,1634 \times 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},23} = 727,171 \text{ (kJ / kg)}$$

24 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},24} = (2857,269 - 104,89) - 298 \times (7,1634 \times 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},24} = 727,171 \text{ (kJ / kg)}$$

25 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},25} = (2850,812 - 104,89) - 298 \times (7,1748 \times 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},25} = 717,3168 \text{ (kJ / kg)}$$

26 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},26} = (2736,076 - 104,89) - 298 \times (6,9141 - 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},26} = 680,2694 \text{ (kJ / kg)}$$

27 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},27} = (59,633 - 104,89) - 298 \times (0,2127 \times 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},27} = 0,8436 \text{ (kJ / kg)}$$

28 Noktası;

$$\varepsilon_{\text{ph},28} = (100,704 - 104,89) - 298 \times (0,3532 \times 0,3674)$$

$$\varepsilon_{\text{ph},28} = 0,0456 \text{ (kJ / kg)}$$

5.4.2 Ekserji Dengesi ve Tersinmezlik Hesabı

Kombine çevrim güç santralinde yer alan sistem elemanlarına ekserji denge denkleminin uygulanması neticesinde sistem elemanlarında ortaya çıkan tersinmezlik değeri hesaplanır. Tez çalışmasına konu kombine çevrim güç santralinde her bir sistem elemanında meydana gelen tersinmezlik değerleri aşağıda hesaplanmıştır.

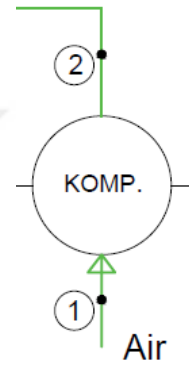
5.4.2.1 Kompresör

$$\sum_g \dot{X} = \sum_{\xi} \dot{X}$$

$$\dot{X}_1 + \dot{W}_{\text{komp.}} = \dot{X}_2 + \dot{I}_{\text{komp.}}$$

$$\dot{I}_{\text{komp.}} = [(676,67 \times 0) + 270996,1] - (676,67 \times 389,3933)$$

$$\dot{I}_{\text{komp.}} = 7505,34 \text{ (kW)}$$



5.4.2.2 Gaz Türbini

$$\sum_g \dot{X} = \sum_{\xi} \dot{X}$$

$$\dot{W}_{\text{GT}} = \dot{W}_{\text{GT,net}} + \dot{W}_{\text{komp.}}$$

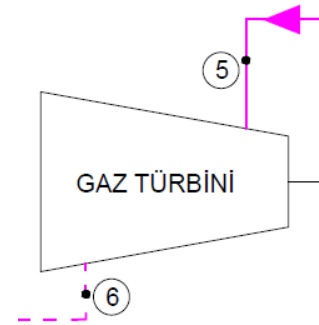
$$\dot{W}_{\text{GT}} = 283900 + 270996,1$$

$$\dot{W}_{\text{GT}} = 554896,1 \text{ kW}$$

$$\dot{X}_5 = \dot{X}_6 + \dot{W}_{\text{GT}} + \dot{I}_{\text{GT}}$$

$$\dot{I}_{\text{GT}} = [(691,42 \times 1195,23)] - [(691,42 \times 285,1060) + 554896,1]$$

$$\dot{I}_{\text{GT}} = 74381,84 \text{ (kW)}$$



5.4.2.3 Yanma Odası

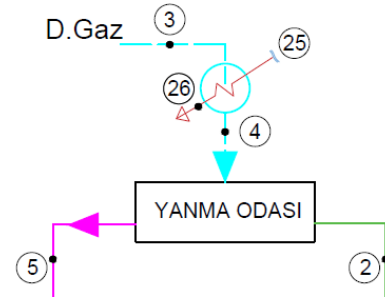
$$\sum_g \dot{X} = \sum_{\zeta} \dot{X}$$

$$\dot{X}_2 + \dot{X}_3 = \dot{X}_5 + \dot{I}_{YO}$$

$$\dot{I}_{YO} = [(676,67 \times 387,8655) + (14,75 \times 51971,930)]$$

$$- [(691,42 \times 1221,18)]$$

$$\dot{I}_{YO} = 184694,64 \text{ (kW)}$$



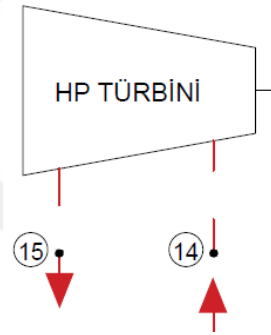
5.4.2.4 HP Buhar Türbini

$$\sum_g \dot{X} = \sum_{\zeta} \dot{X}$$

$$\dot{X}_{14} = \dot{X}_{15} + \dot{W}_{HP} + \dot{I}_{HP}$$

$$\dot{I}_{HP} = [(77,61 \times 1483,0892)] - [(77,61 \times 1121,9172) + 25200]$$

$$\dot{I}_{HP} = 2830,5589 \text{ (kW)}$$



5.4.2.5 IP Buhar Türbini

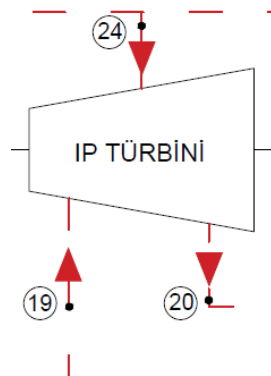
$$\sum_g \dot{X} = \sum_{\zeta} \dot{X}$$

$$\dot{X}_{19} + \dot{X}_{24} = \dot{X}_{20} + \dot{W}_{IP} + \dot{I}_{IP}$$

$$\dot{I}_{IP} = [(91,02 \times 1358,71) + (8,14 \times 727,1710)]$$

$$- [(99,16 \times 620,4836) + 63700]$$

$$\dot{I}_{IP} = 4361,8024 \text{ (kW)}$$



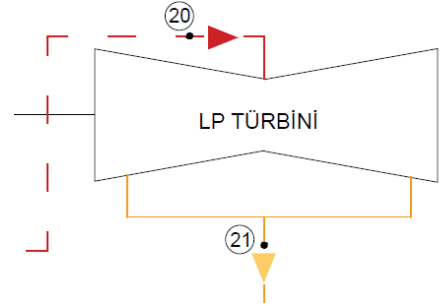
5.4.2.6 LP Buhar Türbini

$$\sum_g \dot{X} = \sum_{\dot{\varphi}} \dot{X}$$

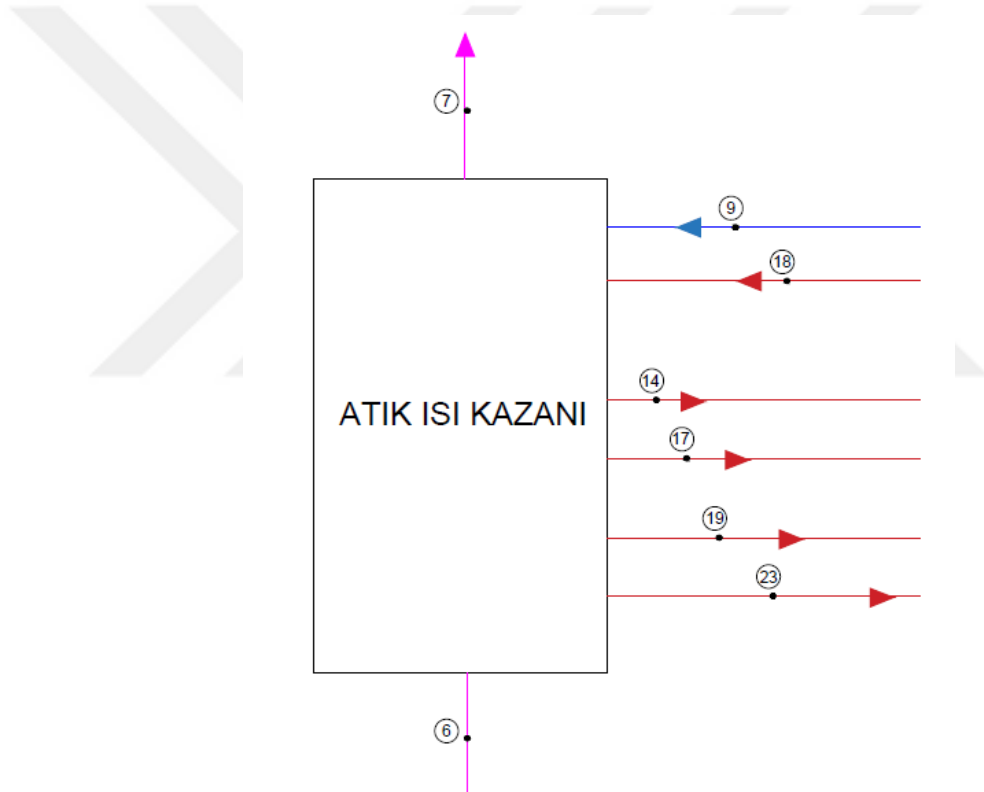
$$\dot{X}_{20} = \dot{X}_{21} + \dot{W}_{LP} + \dot{I}_{LP}$$

$$\dot{I}_{LP} = [(99,16 \times 620,4836)] - [(99,16 \times 52,4068) + 42000]$$

$$\dot{I}_{LP} = 14330,4955$$



5.4.2.7 Atık Isı Kazanı (HRSG)



$$\sum_g \dot{X} = \sum_{\zeta} \dot{X}$$

$$\dot{X}_6 + \dot{X}_9 + \dot{X}_{18} = \dot{X}_7 + \dot{X}_{14} + \dot{X}_{17} + \dot{X}_{19} + \dot{X}_{23} + \dot{I}_{AIK}$$

$$\sum_g \dot{X} = (691,42 \times 285,1060) + (99,96 \times 4,5618) + (91,02 \times 1118,0656)$$

$$\sum_g \dot{X} = 299350,319 \text{ (kW)}$$

$$\sum_{\zeta} \dot{X} = (691,42 \times 9,8390) + (77,61 \times 1483,4052) + (13,41 \times 1084,0374) + (91,02 \times 1358,71) + (8,94 \times 727,1710)$$

$$\sum_{\zeta} \dot{X} = 266637,5934$$

$$\dot{I}_{AIK} = \sum_g \dot{X} - \sum_{\zeta} \dot{X}$$

$$\dot{I}_{AIK} = 32712,7256 \text{ (kW)}$$

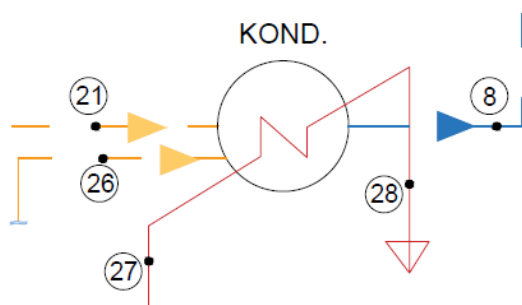
5.4.2.8 Kondenser

$$\sum_g \dot{X} = \sum_{\zeta} \dot{X}$$

$$\dot{X}_{21} + \dot{X}_{26} + \dot{X}_{27} = \dot{X}_{28} + \dot{X}_8 + \dot{I}_{Kond.}$$

$$\dot{I}_{Kond.} = [(99,16 \times 52,4068) + (5523,89 \times 0,8436) + (0,80 \times 680,2964)] - [(99,96 \times 0,1158) + (5523,89 \times 0,0456)]$$

$$\dot{I}_{Kond.} = 10137,3843 \text{ (kW)}$$



Kondenser de tıpkı soğutma suyuna verilen ısı kaybına benzer şekilde ekserji yıkımı da gerçekleşir. Soğutma suyuna verilen ekserji kaybı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{X}_{ss} = \left(\dot{X}_{21} + \dot{X}_{26} \right) - \dot{X}_8$$

$$\dot{X}_{ss} = (99,16 \times 52,4068 + 0,8 \times 680,2694) - 99,96 \times 0,1158$$

$$\dot{X}_{ss} = 5729,30 \text{ (kW)}$$

Aynı şekilde baca gazından atmosfere gerçekleşen ekserji kaybı;

$$\dot{X}_{BG} = \dot{m}_{BG} \times (\epsilon_{ph,7} + \epsilon_{ch,7})$$

$$\dot{X}_{BG} = 691,42 \times 35,7916$$

$$\dot{X}_{BG} = 24747,0281 \text{ (kW)}$$

Kütle-akış şemasında belirtilen ve çevrim içinde kullanılan pompalara ekserji dengesi uygulanırsa;

$$P1 \rightarrow \dot{X}_8 + \dot{W}_{P1} = \dot{X}_9 + \dot{I}_{P1}$$

$$P1 \rightarrow \dot{I}_{P1} = [(99,96 \times 0,1158) + 450] - (99,96 \times 4,5618)$$

$$P1 \rightarrow \dot{I}_{P1} = 5,58 \text{ (kW)}$$

$$P2 \rightarrow \dot{X}_{12} + \dot{W}_{P2} = \dot{X}_{13} + \dot{I}_{P2}$$

$$P2 \rightarrow \dot{I}_{P2} = [(77,61 \times 71,3424) + 1900] - (77,61 \times 85,2868)$$

$$P2 \rightarrow \dot{I}_{P2} = 817,78 \text{ (kW)}$$

$$P3 \rightarrow \dot{X}_{11} + \dot{W}_{P3} = \dot{X}_{16} + \dot{I}_{P3}$$

$$P3 \rightarrow \dot{I}_{P3} = [(13,41 \times 71,3424) + 200] - (13,41 \times 85,2868)$$

$$P3 \rightarrow \dot{I}_{P3} = 13 \text{ (kW)}$$

Çizelge 5.12 Kombine çevrim santrali ekserji bilançosu.

GİRENLER (kW)		ÇIKANLAR (KAYIPLAR) (kW)	
Yakıt Ekserjisi	774088,75	Gaz Türbini Net Güç	283900
(14,75*52480,5930)		Buhar Türbini Net Güç	126900
		Kompresör Tersinmezliği	7505,34
		Yanma Odası Tersinmezliği	184694,64
		Gaz Türbini Tersinmezliği	74381,84
		Atık Isı Kazanı Tersinmezliği	32712,7256
		HP Türbini Tersinmezliği	2830,5589
		IP Türbini Tersinmezliği	4361,8024
		LP Türbini Tersinmezliği	14330,4955
		Kondenser Tersinmezliği	10137,3843
		Pompalar Tersinmezliği	1019,04
		Boru Hattı Tersinmezliği	838,60
		Baca Gazı ile Atılan Ekserji	24747,028
		Soğutma Suyuna Verilen Ekserji	5729,3
Toplam	774088,75		774088,75

Çizelge 5.12’de sistem elemanlarının ekserji bilançosu yer almaktadır. Çizelgede kombine çevrim santraline girdi teşkil eden yakıt ekserjisine karşılık sistem elemanlarında ortaya çıkan tersinmezlik değerleri görülmektedir.

Çizelge 5.13 Santral elemanlarının ekserji verimleri.

Santral Elemanı	Tersinmezlik (I) (kW)	$\delta = I / \dot{E}_{ch,yakıt}$	$\psi = 1 - \delta$	Yakıt Ekserjisi (kW)
Kompresör	7505,3400	0,969571	99,030429	774088,7468
Gaz Türbini	74381,8400	9,608955086	90,39104491	
Yanma Odası	184694,64	23,85962085	76,14037915	
HP Türbini	2830,5589	0,365663357	99,63433664	
IP Türbini	4361,8024	0,563475754	99,43652425	
LP Türbini	14330,4955	1,85127294	98,14872706	
Kondenser	10137,3843	1,309589416	98,69041058	
Atık Isı Kazanı	32712,7256	4,225965787	95,77403421	
Pompalar	1019,0400	0,13164382	99,86835618	
Boru Hattı Ekserji Kaybı	838,6000	0,108333832	99,89166617	
Baca Gazı ile Atılan Ekserji	24747,0281	3,196923893	96,80307611	
Soğutma Suyuna Verilen Ekserji	5729,3000	0,740134774	99,25986523	
SANTRAL	363288,7548	46,93115051	53,06884949	

Çizelge 5.13'te sistem elemanlarında hesaplanan tersinmezlik değerlerinin yakıt ekserjisine oranı ve sistem elemanlarının ikinci yasa verimleri yer almaktadır.

Çizelge 5.14 Düğüm noktalarının ekserji değerleri.

No	Akış Türü	Kütle Debisi (kg/s)	Sıcaklık (K)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)	Kimyasal Ekserji (kJ/kg)	Fiziksel Ekserji (kJ/kg)	Toplam Ekserji (kJ/kg)
1	Hava	676,67	298	101,325	298,18	-	0,0000	0,0000	4,9640
2	Hava	676,67	678	1700	694,660	-	0,0000	389,3933	389,3933
3	Doğalgaz	14,75	273	3000	-	-	51971,93	508,72	52480,5930
4	Doğalgaz	14,75	333	3000	-	-	51971,93	510,73	52482,5997
5	Egzoz gazı	691,42	1498	1762	1737,27	-	25,9526	1195,23	1221,1826
6	Egzoz gazı	691,42	851	105	921,15	-	25,9526	285,10	311,0586
7	Baca gazı	691,42	378,5	101.325	394,43	-	25,9526	9,8390	35,7916
8	Su	99,96	301,3	4,50	118,684	0,4133	-	0,1158	0,1158
9	Su	99,96	301,3	970	123,130	0,4133	-	4,5618	4,5618
10	Su	99,96	409,5	450	574,122	1,7026	-	71,3424	71,3424
11	Su	13,41	409,5	450	574,122	1,7026	-	71,3424	71,3424
12	Su	77,61	409,5	450	574,122	1,7026	-	71,3424	71,3424
13	Su	77,61	420,9	12670	623,141	1,8203	-	85,2868	85,2868
14	Kızgın Buhar	77,61	813	11500	3459,300	6,6470	-	1483,09	1483,0892
15	Kızgın Buhar	77,61	631,4	3100	3131,610	6,7560	-	1122,92	1122,9172
16	Su	13,41	420,9	3660	623,141	1,8203	-	85,2868	85,2868
17	Kızgın Buhar	13,41	599,2	3100	3054,616	6,6281	-	1084,04	1084,0374
18	Kızgın Buhar	91,02	628,4	3100	3123,540	6,7452	-	1118,066	1118,0656
19	Kızgın Buhar	91,02	813	2900	3547,812	7,3614	-	1358,71	1358,7100
20	Kızgın Buhar	99,16	460,7	190	2846,031	7,4837	-	620,50	620,4836
21	Doym. Su-Buh	99,16	304,8	4,7	2418,640	7,9558	-	52,41	52,4068
22	Doymuş Buh	8,94	420,9	450	2743,896	6,8570	-	705,11	705,1052
23	Kızgın Buhar	8,94	471,5	400,00	2857,269	7,1634	-	727,1710	727,1710
24	Kızgın Buhar	8,14	471,5	400,00	2857,269	7,1634	-	727,1710	727,1710
25	Kızgın Buhar	0,80	468	380	2850,812	7,1748	-	717,32	717,3168
26	Doymuş Buh	0,80	413	380	2736,076	6,9141	-	680,27	680,2694
27	Su	5523,89	287,2	151	59,633	0,2127	-	0,8436	0,8436
28	Su	5523,89	297	101	100,704	0,3532	-	0,0456	0,0456

Kütle-akış şemasında belirtilen düğüm noktalarına ait hesaplanan fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri Çizelge 5.14'de yer almaktadır.

5.4.3 Verim Hesabı

Tez çalışması kapsamında inceleme yapılan kombine çevrim güç santralının kütle-akış şemasında belirtilen düğüm noktalarına ilişkin enerji ve ekserji hesaplamaları yapıldıktan sonra her bir sistem elemanında gerçekleşen güç kaybı ve tersinmezlik değerleri ilgili eşitlikler kullanılarak hesaplandı.

Termik sistemlerin güç üretiminde performans değerlendirmeleri birinci yasa ve ikinci yasa verimi ile ifade edilebilir. Tez çalışmasının daha önceki bölümlerinde kombine çevrim güç santralleri gibi karmaşık sistemlerin verim hesabının ikinci yasa prensiplerine göre yapılmasının daha net bir sonuç vereceğini ifade edildi. Çalışma kapsamında kombine çevrim güç santralının ısı verimi ve ekserji verimi hesaplanmıştır. Sistemin ısı verimi Denklem (5.9) ile hesaplanabilir.

$$\eta_{I,kombine} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{yakıt} \times LHV} \quad (5.9)$$

Kombine çevrim güç santrallerinde ekserji verimi hesabı ise Denklem (5.10) ya da (5.11) ile yapılır.

$$\eta_{I,kombine} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{yakıt} \times \dot{E}_{ch,yakıt}} \quad (5.10)$$

$$\eta_{II,kombine} = 1 - \frac{\sum I_{tr}}{\dot{E}_{ch,yakıt}} \quad (5.11)$$

Tez çalışmasına konu kombine çevrim güç santralının birinci yasa verimi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{I,kombine} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{yakit} \times LHV}$$

$$\eta_{I,kombine} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{BT}}{\dot{m}_{yakit} \times LHV}$$

$$\eta_{I,kombine} = \frac{(283900 + 126900)}{14,75 \times 49835,87}$$

$$\eta_{I,kombine} = 0,5645 = \%55,88$$

İkinci yasa verimi de aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,kombine} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{yakit} \times \dot{E}_{x,yakit}}$$

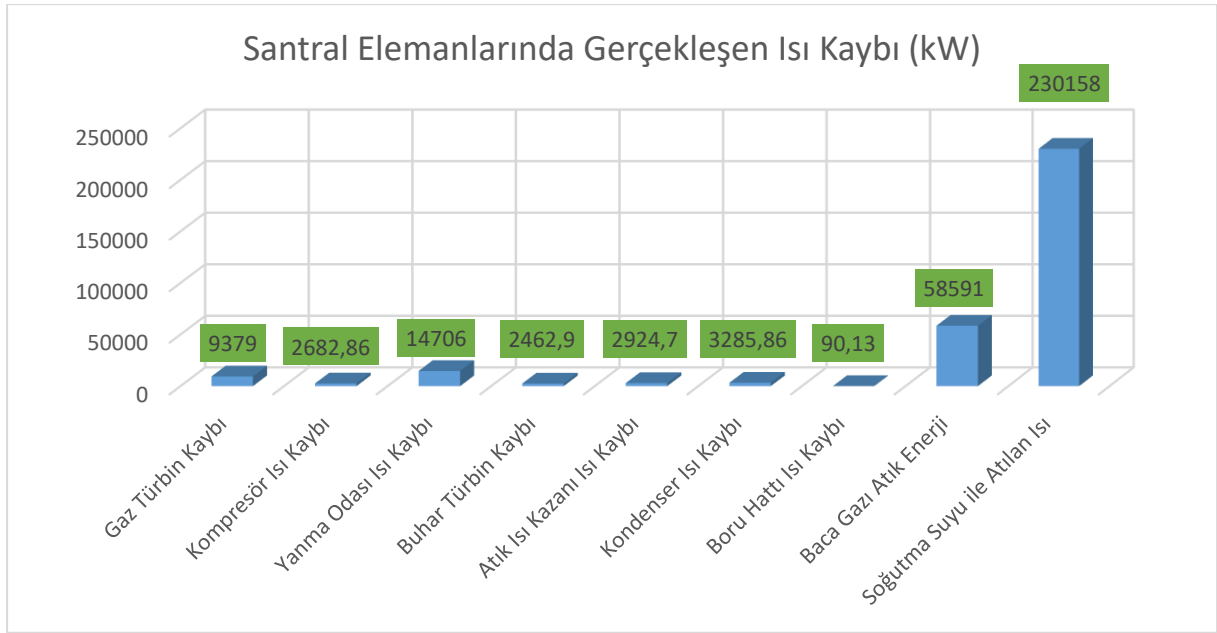
$$\eta_{II,kombine} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{BT}}{\dot{m}_{yakit} \times \dot{E}_{x,yakit}}$$

$$\eta_{II,kombine} = \frac{(283900 + 126900)}{14,75 \times 52480,5930}$$

$$\eta_{II,kombine} = 0,5306 = \%53,06$$

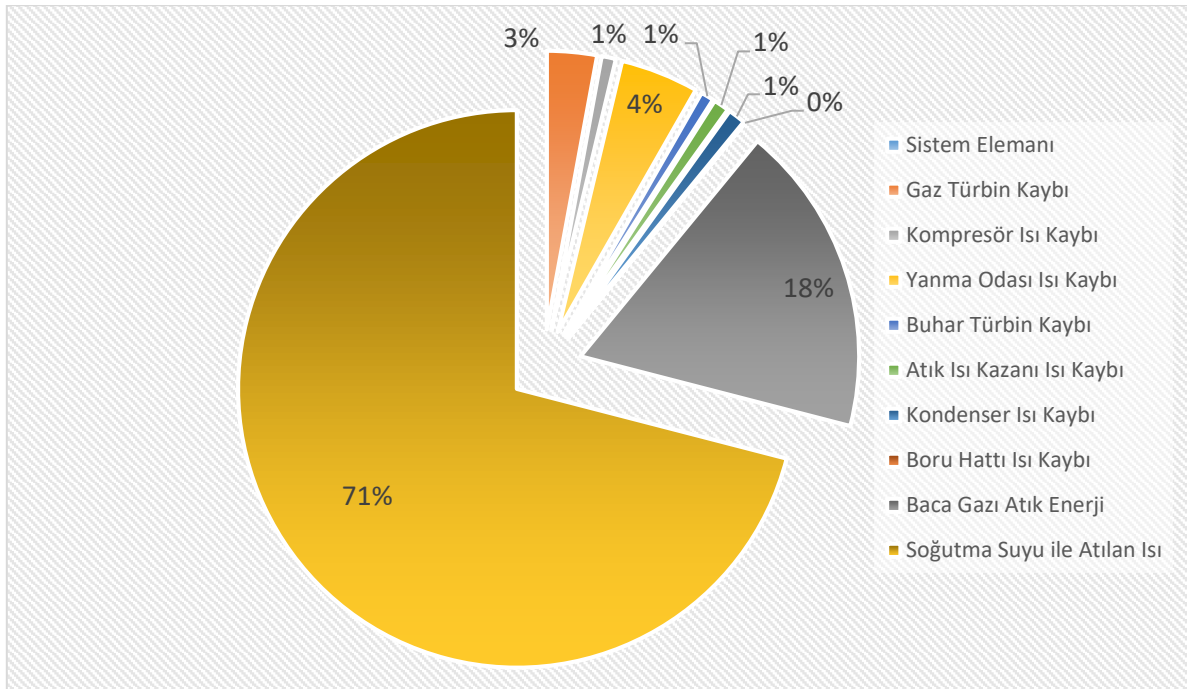
5.5 VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Tez çalışmasına konu kombine çevrim güç santralinde yapılan termodinamik analiz neticesinde santral elemanlarında hesaplanan ısı kaybı ve tersinmezlik değerlerine ilişkin veriler aşağıda yer almaktadır. Santral elemanlarında meydana gelen ısı kaybı değerler Şekil 5.2'de yer almaktadır.



Şekil 5.2 Santral elemanlarında gerçekleşen ısı kaybı.

Şekil 5.2 incelendiğinde kombine çevrim güç santralinde en fazla ısı kaybının soğutma suyuna verilen ısı olduğu bunu baca gazı ile atılan enerji ve yanma odası ısı kaybının takip ettiği görülmektedir. Her bir sistem elemanında gerçekleşen ısı kaybının toplam ısı kaybı içindeki yüzdesi Şekil 5.3’de görülmektedir.



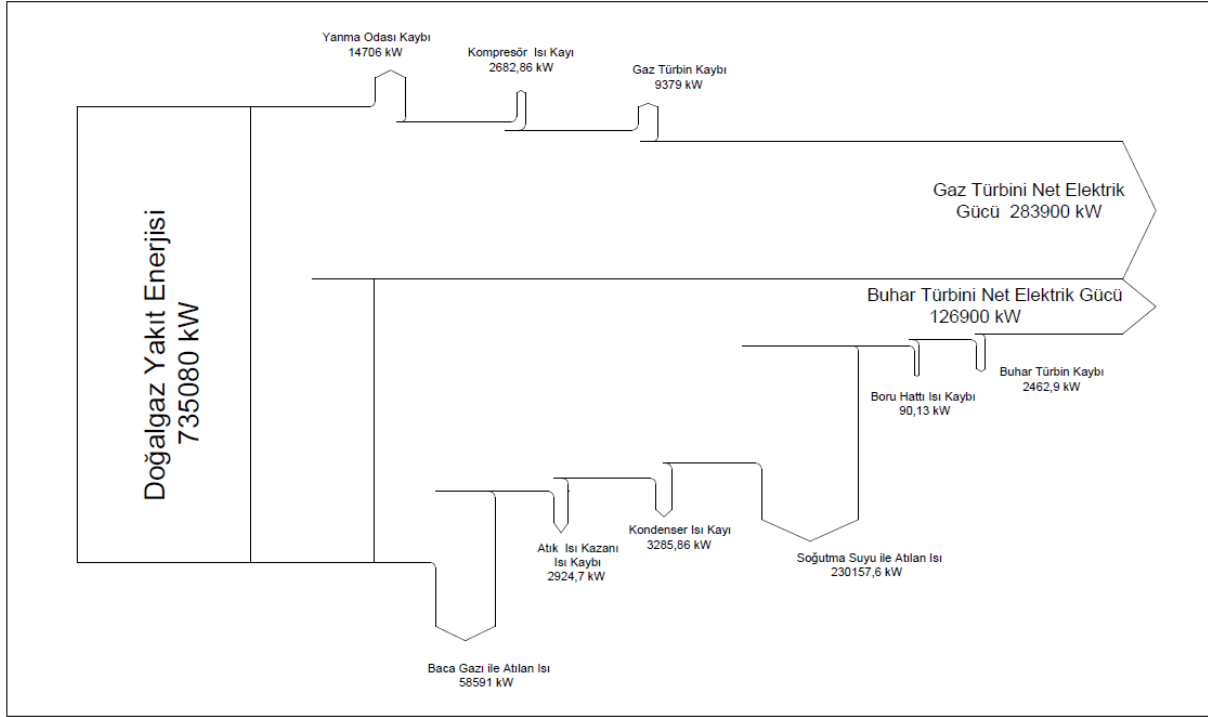
Şekil 5.3 Santral elemanlarında gerçekleşen ısı kaybı yüzdeleri.

Çizelge 5.15 Güç üretimi ve dağılımı.

Gaz Türbini Toplam Güç Üretimi	564.274,78 (kW)	Buhar Türbini Toplam Güç Üretimi	131.900 (kW)
Kompresör Toplam Güç Tüketimi	270.996,1 (kW)	Buhar Türbini Isı Kaybı	940,1 (kW)
Gaz Türbini Isı Kaybı	4978,25 (kW)	Jeneratör Kaybı	1522,8 (kW)
Jeneratör Kaybı	4400,45 (kW)	Pompa Toplam Güç Tüketimi	2550 (kW)
Gaz Türbini Net Güç Çıkışı	283.900 (kW)	Buhar Türbini Net Güç Çıkışı	126.900 (kW)
Gaz Türbini Verimi	39%	Buhar Çevrim Verimi	35,90%

Kombine çevrim güç santralinde gaz ve su-buhar çevrimi tarafından üretilen toplam güç değerleri ve bunların bir bölümünün santral elemanları tarafından kullanımına dair bilgiler Çizelge 5.15’de yer almaktadır. Çizelge incelendiğinde gaz türbini tarafından üretilen gücün yaklaşık %48’i kompresör tarafından kullanılmaktadır. Yine buhar türbinleri tarafından üretilen gücün bir kısmı kütle-akış şemasında belirtilen pompalar tarafından kullanılmaktadır.

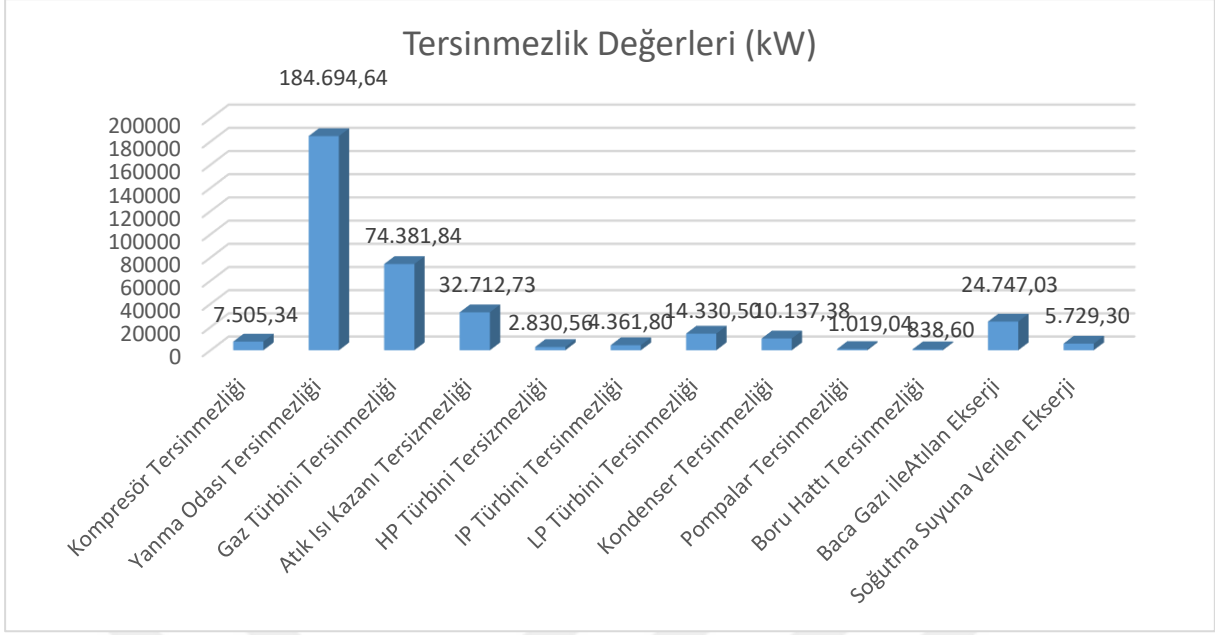
Kombine çevrim güç santrallerinin analiz çalışmalarında enerji akışının hacimle orantılı şekilde gösterimi Sankey diyagramı yardımı ile yapılabilir. Sankey diyagramı, süreçteki güç kayıplarının hızlı bir şekilde anlaşılmasına yardımcı olur. Bu sayede santral elemanlarında iyileştirme yapılması gerekenleri önem sırasına göre belirleme imkânı verir. Tez çalışması yapılan kombine çevrim güç santraline ait Sankey diyagramı Şekil 5.4’de yer almaktadır.



Şekil 5.4 Sankey diyagramı.

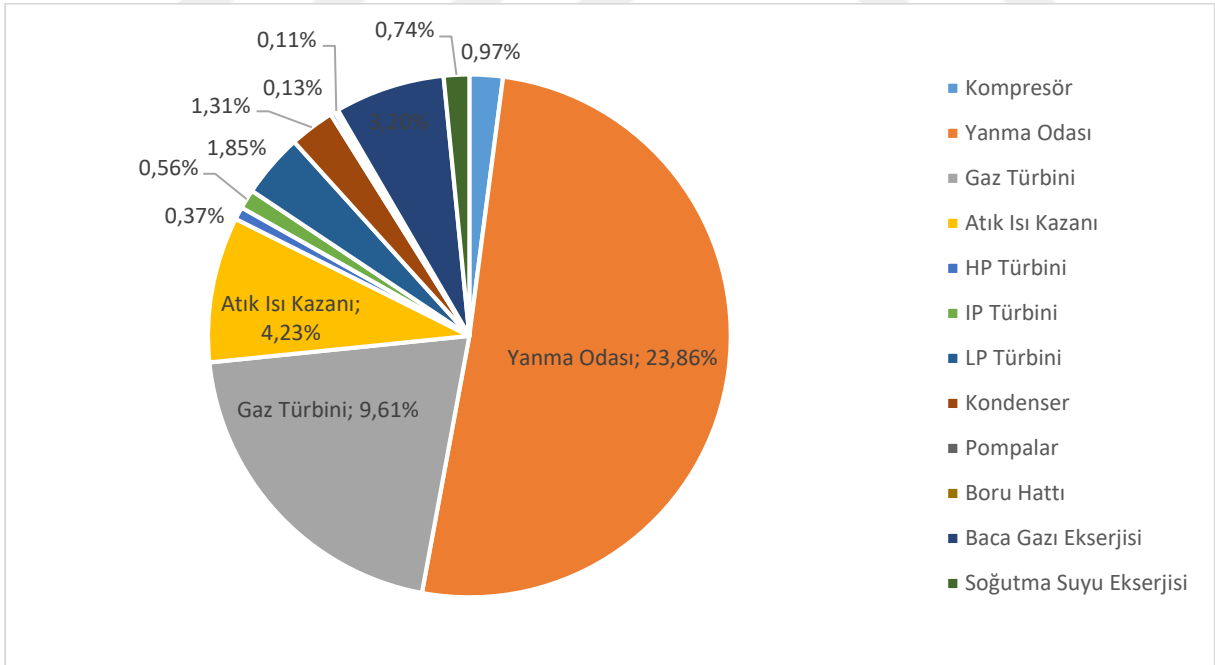
Tez çalışması yapılan kombine çevrim güç santralinde sistem elemanlarında hesaplanan tersinmezlik değerleri Şekil 5.5’de yer almaktadır. Şekil incelendiğinde en fazla tersinmezlik değerinin yanma odasında gerçekleştiği bunu gaz türbini ve atık ısı kazanının takip ettiği görülmektedir. Bu sonuç benzer tezlerde ortaya çıkan sonuçlarla uyumlu olduğu düşünülmektedir.

Tersinmezlik değerleri sistem verimliliğinin değerlendirilmesi açısından önemlidir. Bilindiği üzere termodinamiğin ikinci yasası enerjinin niteliği hakkında yorum yapılmasına imkân vermektedir. Dolayısıyla güç üretim proseslerinde tersinmezlik hesabı sistem tasarımda üzerinde çalışılması gereken yerlerin belirlenmesinde kullanılır.



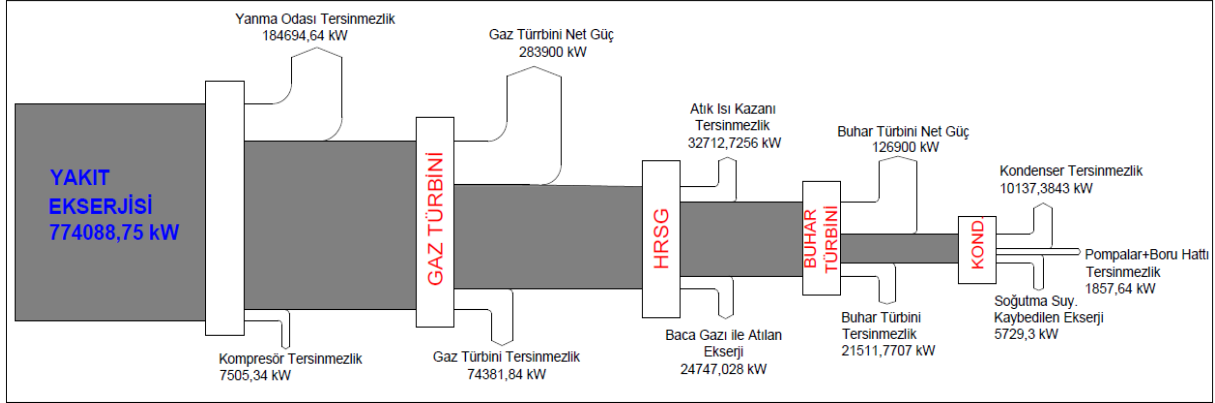
Şekil 5.5 Sistem elemanlarında gerçekleşen tersinmezlik değerleri.

Tez çalışması yapılan kombine çevrim güç santralinde ekserji kaybı değeri yaklaşık 363,3 MW olarak hesaplanmıştır. Tersinmezlik değerlerinin yakıt ekserjisine oranı Şekil 5.6'da gösterilmektedir.



Şekil 5.6 Tersinmezlik değerlerinin yakıt ekserjisine oranı.

Kombine çevrim güç santralinde güç kayıplarının gösteriminde kullanılan Sankey diyagramına benzer bir yöntemle ekserji akış ve kayıplarını göstermek için Grassman diyagramı kullanılır. Grassman diyagramı ile grafiksel olarak giren ekserjinin bir kısmının enerji dönüşümü ve birbirini izleyen süreçlerde nasıl dağıldığı gösterilir. Tez çalışması yapılan kombine çevrim güç santraline ilişkin hazırlanan Grassman diyagramı Şekil 5.7’de yer almaktadır.



Şekil 5.7 Grassman diyagramı.

Yapılan hesaplamalar neticesinde elde edilen veriler incelendiğinde gaz türbini tarafından üretilen gücün yaklaşık yarısının kompresör tarafında sıkıştırma işinde kullanıldığı görülmektedir. Dolayısıyla tez çalışması yapılan kombine çevrim santralinde kompresör işini azaltacak çalışmaların sistemin genel verimi üzerinde önemli etkileri olacaktır. Pek tabii ki güç santrallerinde verimi artırmada pek çok sistem elemanında alternatif çalışmalar yapılabilir ancak bu tez çalışmasında kompresör işini azaltmaya yönelik durum değerlendirilmiştir.

Kompresör işi, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiğinde Denklem (5.12) ile hesaplanabilir (Çengel ve Boles 1996).

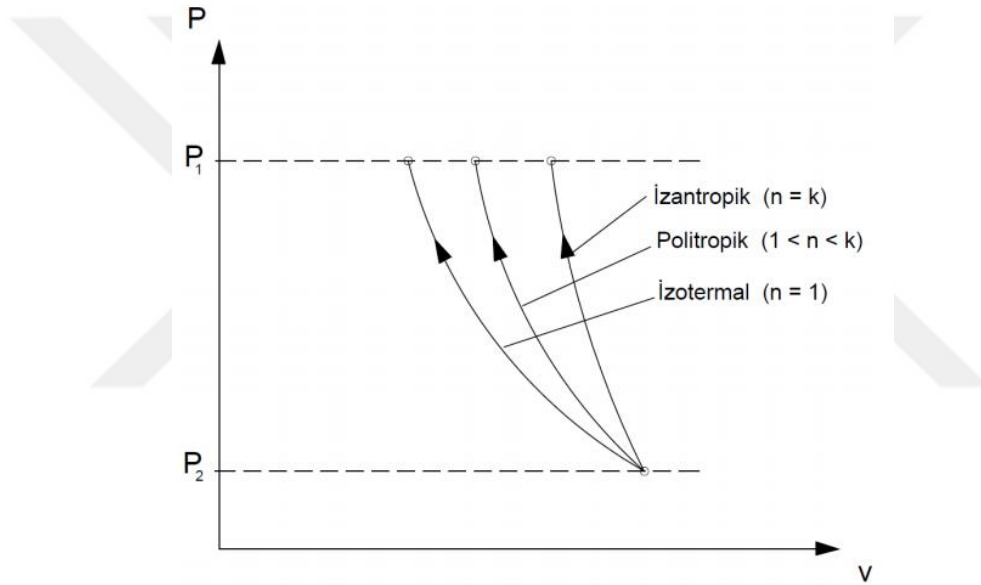
$$w_{tr} = - \int_1^2 v dP \quad (5.12)$$

Kompresör işini en aza indirmenin en kolay ve etkin yolu sıkıştırılan gazın özgül hacmini mümkün olduğunca düşük tutmaktır. Gazların sıcaklığı ile özgül hacmi doğru orantılıdır dolayısıyla sıkıştırılan gazın sıcaklığını düşük tutarak özgül hacmi de küçültülebilir (Çengel ve Boles 1996).

Kompresöre giren gazın soğutulması üç farklı prensiple yapılabilir. Bunlar;

- a) İzantropik hal değişimi
- b) Politropik hal değişimi
- c) Sabit sıcaklıkta (izotermal) hal değişimidir.

Bu üç farklı hal değişimi sırasında yapılan sıkıştırma işlemi ile sıkıştırma işine harcanan güç azaltılabilir. Sabit sıcaklıkta hal değişimi en fazla soğutma olanıdır. Bu tez çalışmasında politropik hal değişimi durumu incelenecektir.



Şekil 5.8 Aynı basınç aralığındaki farklı sıkıştırma işlemlerinin P-v diyagramları (Çengel ve Boles 1996).

Politropik hal değişimi esnasında özgül ısının sabit olduğu kabul edilirse kompresör çıkış sıcaklığı Denklem (5.13) ile hesaplanabilir.

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} \quad (5.13)$$

n=1,35 olarak kabul edilirse;

$$\left(\frac{T_2}{298}\right) = \left(\frac{1700}{101,325}\right)^{(1,35-1)/1,35}$$

$$T_2 = 619\text{K} \rightarrow h_2 = 631,56 \text{ (kJ/kg)}$$

olarak termodinamik tablolar yardımıyla (Çengel ve Boles 1996) hesaplanır. Bu sonuçla kompresör çıkış sıcaklığı 678 K'den 619 K'e düşürülmüş olur.

Politropik hal değişimi neticesinde kompresör tarafından harcanan güç ($Pv^n = \text{sabit}$) Denklem (5.14) ile hesaplanır (Çengel ve Boles 1996).

$$w_{\text{komp.}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n-1} = \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (5.14)$$

$$w_{\text{komp.}} = \frac{1,35 \times 0,287 \times 298}{1,35 - 1} \left[\left(\frac{1700}{101,325}\right)^{(1,35-1)/1,35} - 1 \right]$$

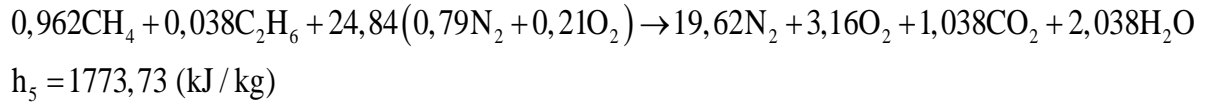
$$w_{\text{komp.}} = 332,964 \text{ (kJ/kg)}$$

$$\dot{W}_{\text{komp.}} = \dot{m}_{\text{hava}} \times w_{\text{komp.}} = 676,67 \times 332,964$$

$$\dot{W}_{\text{komp.}} = 225306,75 \text{ (kW)}$$

Yapılan hesaplama neticesinde politropik hal değişimi ile kompresör tarafından harcanan güç miktarının azaldığı görülmektedir. Ancak yanma odasında gerçekleşen kimyasal reaksiyon neticesinde ortaya çıkan yanma ürünlerinin sıcaklığının aynı kalması için giren enerjide yaşanan azalma yakıt debisi artırılarak telafi edilmelidir. Yapılan hesaplama (excel'de ve deneme-yanılma ile) neticesinde yanma ürünlerinin sıcaklığının aynı kalması için yakıt debisinin yaklaşık %6,10 oranında artırılması gerektiği ortaya çıkmıştır.

Yakıt debisindeki artış hava-yakıt oranını değiştireceğinden yanma denklemi tekrar yazılır ve Bölüm 5.3.1 'deki şekilde denkleştirilir.



Yanma odasına enerji dengesi uygulanarak yanma sıcaklığının ve yanma entalpisi bulunur.

Yapılan hesaplama neticesinde yanma sıcaklığı ve entalpisi, $1506 \text{ K} = 1233 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $h_5 = 1773,73 \text{ (kJ/kg)}$ olarak hesaplanır ve politropik hal değişimi sonucunda yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin değişmediği görülür.

Yakıt debisinde yapılan %6,10 oranında artış giren yakıt enerjisini artıracaktır. Bu durumda yakıt enerjisi;

$$\dot{m}_{\text{yakıt}} = 14,75 + (14,75 \times 0,0610) = 15,65 \text{ (kg/sn)}$$

$$\dot{E}_{\text{yakıt}} = 779931,37 \text{ (kW)} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Bu kısımda yapılan hesaplamaları özetleyecek olursak; bir miktar soğutmanın yapıldığı politropik sıkıştırma sayesinde kompresör tarafından harcanan güç azalmış olsa da çıkış sıcaklığıyla beraber entalpi değeri ve taşıdığı enerji miktarı da azalmıştır. Azalan enerjiyi telafi etmek ve yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin sabit kalması için yakıt debisinde bir miktar artış gerekli hale gelmiştir. Kompresöre harcanan gücün azalması gaz çevrimi neticesinde üretilen net gücün artması anlamına gelmektedir. Su-buhar çevrimi herhangi bir değişiklik olmamıştır.

Çizelge 5.16 Yeni Durumda Gaz Çevrimi Güç Dağılımı.

	Güç Değeri (kW)	%
Gaz Türbin Çıkış Gücü	565334,7	100
Gaz Türbin Kaybı	10150,71	1,8
Kompresöre Harcanan	226649,26	40,2
Gaz Türbini Net Elektrik Gücü	328534,73	58

Kompresörde politropik sıkıştırma yapılması durumunda gaz çevriminden elde edilen güç değerleri Çizelge 5.16’da yer almaktadır. Bu durumda santral verimi;

$$\eta_{I,kombine} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{yakıt} \times LHV}$$

$$\eta_{I,kombine} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{BT}}{\dot{m}_{yakıt} \times LHV}$$

$$\eta_{I,kombine} = \frac{328534,73 + 126900}{15,65 \times 49835,87}$$

$$\eta_{I,kombine} = 0,584 = \%58,4$$

Kompresörde politropik sıkıştırma yapılması sistemin ekserji verimini de etkileyecektir. Bu nedenle ekserji veriminin hesaplanabilmesi için yakıt ekserjisinin bilinmesi gerekmektedir. Kompresörde yapılacak işlemin yakıt debisini artırdığı bilinmektedir. Bu artış aynı zamanda yakıtın ekserji miktarını da arttırmıştır. Yeni durumda yakıt ekserjisi aşağıdaki şekilde yeniden hesaplanır ve kombine çevrim santralinin ekserji verimi bulunur.

$$\dot{e}_{x,yakıt} = 52480,60$$

$$\dot{X}_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} \times \dot{e}_{x,yakıt}$$

$$\dot{X}_{yakıt} = 15,65 \times 52480,60$$

$$\dot{X}_{yakıt} = 821321,40 \text{ (kW)}$$

$$\text{Ekserji verimi} \rightarrow \eta_{II,kombine} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{yakıt} \times \dot{E}_{x,yakıt}}$$

$$\eta_{II,kombine} = \frac{328534,73 + 126900}{821321,40}$$

$$\eta_{II,kombine} = 0,555 = \%55,5$$

Politropik sıkıştırma yapılması durumunda santral tarafından üretilen güç değerlerinde oluşan değişim Çizelge 5.16'da özetlendi. Sonuçlar politropik sıkıştırmanın santralin ısı verimi ve ekserji verimi üzerindeki pozitif etkisini açıkça göstermektedir. Ancak asıl önemli olan bu durumun ekonomik açıdan karşılığıdır.

Politropik sıkıştırma yapılması durumu her ne kadar üretilen net elektrik gücünü artırsada yakıt miktarında da artışı zorunlu kıldığından bu durumun ekonomik açıdan değerlendirilmesi gerekmektedir. Yakıt miktarındaki artışın güç üretimine getirdiği ilave maliyet ile güç üretiminde sağlanan artışın getirdiği ilave kazanç karşılaştırılmalı ve nihai karar verilmelidir. Politropik sıkıştırma yapılması durumunda ilave yakıt tüketimi ve yıllık maliyeti olarak aşağıda hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_{yakıt} = 14,75 \text{ (kg / s)}$$

$$\left(\dot{m}_{yakıt} \right)_{politropik} = 15,65 \text{ (kg / s)}$$

$$\left(\dot{m}_{yakıt} \right)_{politropik} - \dot{m}_{yakıt} = 0,90 \text{ (kg / s)}$$

$$\left(\dot{m}_{yakıt} \right)_{ilave} = 28382400 \text{ (kg / yıl)} = 28382,4 \text{ (m}^3 \text{ / yıl)}$$

Tez çalışmasına konu kombine çevrim güç santralinde politropik sıkıştırma yapılması durumunda gereken yıllık ilave yakıt miktarı bulunduğundan sonra bu ilave yakıtın yıllık maliyeti aşağıda şekilde hesaplanır.

BOTAŞ tarafından yıllık doğalgaz tüketimi 300.000 m³'ten fazla sanayi kuruluşları için doğalgaz satış fiyatı 2019 yılı Nisan ayında tarihinde 1,55 TL/m³ olarak açıklanmıştır. İlave yakıt tüketiminin yıllık maliyeti:

$$\delta_{\text{yakıt}} = 28382,4 \text{ (m}^3 / \text{yıl)} \times 1,55 \text{ (TL / m}^3)$$

$$\delta_{\text{yakıt}} = 43992,72 \text{ TL}$$

İlave yakıt tüketiminin yıllık maliyeti hesaplandıktan sonra bunun karşılığında santralde sağlanan net elektrik gücü artışının ekonomik değeri hesaplanır. Ülkemizde elektrik üretim piyasası Elektrik Piyasaları İşletme Anonim Şirketi (EPIAŞ) tarafından yönetilmektedir. Enerji borsası da denilen bu yapıda günlük elektrik piyasası şekillenmekte ve satış fiyatları belirlenmektedir. Tez çalışması kapsamında verilerine göre 1 Ocak 2018-31 Aralık 2018 tarihleri arasında üretilen elektriğin piyasa takas fiyatı (PTF) 231,64 TL/MWh olarak gerçekleşmiştir (URL-7). Bu durumda politropik sıkıştırma işleminin, tez konusu kombine çevrim güç santraline kazandırdığı ilave güç miktarının parasal karşılığı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\dot{W}_{\text{GT,elk}} = 283,900 \text{ kWe}$$

$$\left(\dot{W}_{\text{GT,elk}} \right)_{\text{politropik}} = 328534,73 \text{ kWe}$$

$$\left(\dot{W}_{\text{GT,elk}} \right)_{\text{politropik}} - \dot{W}_{\text{GT,elk}} = 44634,73 \text{ kWe}$$

Bulunan bu değer anlık üretim değeri olduğundan saat ile çarpıldığında MWh cinsinden değeri bulunur. Tez çalışmasına konu kombine çevrim santrallinde politropik sıkıştırma yapılması durumunda kWh cinsinden yıllık üretim kazancı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\Delta \dot{W}_{GT,elk} = 44634,73 \text{ kWe} \times 1\text{h} \times 24 \times 365$$

$$\Delta \dot{W}_{GT,elk} = 391000235 \text{ kWh} / \text{yıl}$$

$$\gamma = 391000235 \text{ kWh} / \text{yıl}$$

$$\gamma = 391000,235 \text{ MWh} / \text{yıl} \times 231,64 \text{ TL} / \text{MWh}$$

$$\gamma = 90.571.294 \text{ TL}$$

Politropik sıkıştırma yapılması durumunda ilave yakıt tüketimi ve buna karşılık kazanılan güç değerlerinin ekonomik olarak değerleri hesaplandı. Sonuçlar incelendiğinde politropik sıkıştırma yapılması durumunda yıllık kazanç olarak ciddi bir gelir elde edilebileceği ortaya çıkmıştır. Bu konuda yapılacak çalışmanın enerji kaynaklarının daha etkin ve verimli kullanılması adına hem ülkemiz hem de tez çalışmasına konu kombine çevrim santrali için oldukça önemli olduğu aşikârdır.



BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında İstanbul'da faaliyet gösteren 410 MW net elektrik güç üretim kapasitesine sahip doğalgaz kombine çevrim güç santralinde, işletmeden temin edilen sistem parametreleri ile her bir sistem elemanının giriş ve çıkış noktalarını gösteren kütle-akış şeması çıkarıldı. Kütle-akış şeması üzerinde belirlenen her bir düğüm noktasının termodinamik özellikleri ilgili eşitlikler, çizelgeler ve termodinamik tablolar yardımıyla hesaplanarak her bir noktanın enerji ve ekserji değerleri hesaplandı. Bu değerler Çizelge 5.14'te özet halinde yer almaktadır. Hesaplanan enerji ve ekserji değerleri yardımıyla kombine çevrim santrali güç üretim değerleri, her bir santral elemanında gerçekleşen ısı kaybı ve tersinmezlik değerleri termodinamiğin birinci ve ikinci yasa eşitlikleri yardımıyla belirlendi ve performans değerlendirmesi yapıldı. Çizelge 5.9'da santrale ait enerji bilançosu, Çizelge 5.12'de ise santral elemanlarına ait ekserji bilançosu yer almaktadır. Yapılan çalışmada kombine çevrim güç santralinin birinci yasa verimi %55,88 olarak, ikinci yasa (ekserji) verimi ise %53,06 olarak hesaplandı.

Yapılan hesaplamalar neticesinde elde edilen veriler kullanılarak politropik sıkıştırma yapılması durumunda gaz çevrimine ilişkin güç dağılımı Çizelge 5.16'da yer almaktadır.

Çalışma yapılan kombine çevrim güç santralinde politropik sıkıştırma yapılması durumunda sistemin birinci yasa veriminde meydana gelen değişim Çizelge 6.1’de yer almaktadır.

Çizelge 6.1 Politropik sıkıştırma yapılması durumunda verim değişimi.

	Verim (%)	Artış (%)	Net Güç (kW)	Artış (%)	Yakıt Debi Artışı (%)	Yakıt Gücü (kW)
Mevcut Durum	55,88	-	410800	-	-	735079,1
Yeni Durum (Politropik Sıkıştırma)	58,4	4,51	455434,7	10,86	6,1	779926,7

Çizelge 6.2’de kompresörde politropik sıkıştırma yapılması durumunda sistemin ekserji veriminde meydana gelen değişim özetlenmiştir.

Çizelge 6.2 Politropik Sıkıştırma yapılması durumunda ekserji verimindeki değişim.

	Ekserji Verim (%)	Artış (%)	Net Güç (kW)	Artış (%)	Yakıt Debi Artışı (%)	Yakıt Ekserjisi (kW)
Mevcut Durum	53,06	-	410800	-	-	774088,9
Yeni Durum (Politropik Sıkıştırma)	55,5	4,6	455434,7	10,86	6,1	821321,4

Çizelge 6.1 ve 6.2 incelendiğinde politropik sıkıştırma işleminin santralin ısı verimini %4,51 ikinci yasa verimi %4,6 oranında artırdığı görülmektedir. Yapılan işlem neticesinde kompresöre giriş sıcaklığında 60 K düşüş ve harcanan güç değerinde ise yaklaşık 45 MW azalma sağlanmıştır. Havanın yanma odasına taşıdığı enerji miktarının azalması neticesinde yakıt enerjisinin artması gerektiğinden yakıt debisinde %6,10 artış sağlanmıştır. Tüm bunların neticesinde ısı verim ve ekserji veriminde iyileşme sağlanmıştır. Sağlanan iyileşmenin ekonomik karşılığı beşinci bölümde ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Tez çalışması yapılan kombine çevrim güç santralinde verim artırmak için farklı çalışmalar da yapılabilir. Bunlardan biri ara soğutmalı, ara ısıtmalı rejeneratörlü sıkıştırma işlemidir. Bu yöntemle kompresöre giren hava iki kademeli ve ara soğutmalı olarak sıkıştırılır. Bu sayede kompresöre harcanan güç değeri ciddi miktarda azalır. Kompresöre harcanan güç miktarının azalması sistem veriminde iyileşme sağlar. Ancak ara soğutma yapılması havanın yanma odasına taşıdığı enerji miktarını azaltacağından yakıt miktarının artırılması gerekliliği ortaya çıkar. Yakıt miktarındaki artış sistem veriminde istenen iyileşmenin sağlanamaması anlamına gelmektedir. Bu nedenle egzoz gazının enerjisini kullanarak rejeneratör yardımıyla yanma odasına giren havanın sıcaklığını artırmak yakıt debisindeki artışı minimuma indirebilir. Bu sayede sistem veriminin iyileşmesi sağlanabilir. Ancak rejeneratör de egzoz gazı enerjisinin bir kısmı havanın ısıtılması için kullanıldığından atık ısı kazanına giren enerji de azalma meydana gelebilir dolayısıyla su-buhar çevriminden elde edilen net güç değeri azalabilir. Bu nedenle ara soğutmalı, ara ısıtmalı rejeneratörlü gaz çevrimi tüm sistem ile beraber ele alınmalı ve değerlendirilmelidir. Ayrıca ara soğutma ve rejeneratör sistemi ilave yatırımlar gerektirdiğinden maliyet açısından da değerlendirilmelidir. Tüm bu uygulamalar için maliyet unsuru da değerlendirilmeli ve yatırıma uygunluğu değerlendirmelidir.



KAYNAKLAR

- Abuelnuor A A A, Saqr K M, Mohieldein S A A, Dafallah K A, Abdullah M M and Nogoud Y A M** (2017) Exergy Analysis Of Garri “2” 180 MW Combined Cycle Power Plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79: 960-969.
- Idrissa A M and Boulama K G** (2019) Advanced Exergy Analysis of A Combined Brayton/Brayton Power Cycle. *Energy*, 166: 724-737.
- Tiwari A, Hasan M and Islam M** (2013) Exergy Analysis of Combined Cycle Power Plant: NTPC Dadri, India. *International Journal of Thermodynamics*, 16(1): 36-42.
- Almutairi A, Pilidis P and Al-Mutawa N** (2015) Energetic And Exergetic Analysis of Combined Cycle Power Plant: Part-1 operation and performance. *Energies*, 8(12): 14118-14135.
- Boonnasa S and Namprakai P** (2004) Exergy Evaluation of The EGAT (Block 1) Combined Cycle Power Plant. *In Joint Intern. Conf. Sustainable Energy and Environment (SEE)*, Hua Hin, Thailand (1-3).
- Çengel Y ve Boles M A** (1996) *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, 2. Baskı, ISBN:975-8431-91-9, Literatür Yayıncılık, İstanbul, s.867
- Ehsana A ve Yilmazoglu Z** (2010) Design and Exergy Analysis of a Thermal Power Plant Using Different Types of Turkish Lignite. *International Journal of Thermodynamics*, 14 (3): 125-133. Retrieved from <http://dergipark.gov.tr/ijot/issue/5781/76822>
- Ersayin E ve Ozgener L** (2015) Performance Analysis of Combined Cycle Power Plants: A Case Study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43: 832-842.
- Fellah G and Noba K B** (2016) Thermodynamic Analysis of Zawia Combined Cycle Power Plant, *International Journal of Engineering*, 1: 74-81.
- Gibbs J W** (1878) On The Equilibrium of Heterogeneous Substances. *American Journal of Science*, (96): 441-458.
- Garcia-Hernando N, De Vega M, Soria-Verdugo A and Sanchez-Delgado S** (2013) Energy And Exergy Analysis of An Absorption Power Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 55(1-2): 69-77.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- İyiuvarlar B** (2006) Efficiency Analysis of A Combined Cycle Power Plant, *Yüksek Lisans Tezi*, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir, 45 s.
- Karaağaç M O** (2018) Doğalgaz Yakıtlı Bir Kombine Çevrim Analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Isparta, 63 s.
- Karagöz F** (2011) Kombine Çevrimli Bir Güç Santralinin Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması, *Yüksel Lisans Tezi*, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Kırklareli, 65 s.
- Kopac M ve Hilalci A** (2007) Effect of Ambient Temperature On The Efficiency Of The Regenerative And Reheat Çatalağzı Power Plant in Turkey. *Applied Thermal Engineering*, 27(8-9): 1377-1385.
- Kotas T J** (2013) The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Kreiger Publishing Company, Malabar, Florida, p.39
- Kumar R** (2017) A Critical Review On Energy, Exergy, Exergoeconomic And Economic (4-E) Analysis Of Thermal Power Plants. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 20(1): 283-292.
- M. Ameri, P Ahmadi and S Khanmohammadi** (2008) Exergy Analysis Of A 420MW Combined Cycle Power Plant, *International Journal Of Energy Research*; 32: 175-183.
- Rahim M A** (2011) Gaz Türbinli Kombine Çevrim Santral Performansının Yükseltilmesi, *TÜBAV Bilim Dergisi*, 4(3): 188-198.
- Silveira J L** (2007) Energetic And Exergetic Analysis of A Gas-Turbine Combined Cycle Power Plant.
- Sahin A Z, Al-Sharafi A, Yilbas B S and Khaliq A** (2016) Overall Performance Assessment of A Combined Cycle Power Plant: An Exergo-Economic Analysis. *Energy Conversion And Management*, 116: 91-100.
- Şahin Z, Kopac M ve Aydın N Ö** (2011) The Investigation of Increasing of The Efficiency in The Power Plant With Gas-Solid Fuels By Exergy Analysis. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 31 (1): 85-107.
- Uludağ O** (2014) Performance Assessment Of Three Different Hrsg's In A Combined Cycle Power Plant By Exergy Analysis, *Yüksek Lisans Tezi*, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir, 69 s.
- Ünver Ü and Kılıç M** (2005) Bir Kombine Çevrim Güç Santralinin Termodinamik Analizi, *Mühendis ve Makina*, 545: 47-56.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

Reddy V S, Kaushik S C, Tyagi S K and Panwar N (2010) An Approach To Analyse Energy And Exergy Analysis Of Thermal Power Plants: A Review. *Smart Grid and Renewable Energy*, 1(3): 143.

Yaylacı Ç (2015) Konvansiyonel Ve Atık Isı Kazanlarda Buhar Üretimi Sürecinin Enerji Ve Ekserji Analizleri, *Yüksek Lisans Tezi*, Gebze Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı, Kocaeli, 42 s.

Yörü Y (2008) Kojenerasyon Sistemlerinde Yapay Sinir Ağları Uygulaması ve Ekserji Analizi. *Doktora Tezi*, Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Eskişehir, 181 s.

URL-1<- <https://www.teias.gov.tr/tr/i-kurulu-guc-0>>, Ziyaret Tarihi: 12.01.2019

URL-2<-<https://tr.redsearch.org/images/3882830#images-1>>, Ziyaret Tarihi: 02.11.2018

URL-3<-<https://www.powerengineeringint.com>>, Ziyaret Tarihi: 02.11.2018

URL-4<-<https://www.openpr.com>>, Ziyaret Tarihi: 02.11.2018

URL-5<-<https://www.bestmadeinkorea.com/product-30459/machinery-Industrial-Parts-Tools/Surface-Condenser.html>>, Ziyaret Tarihi: 15.12.2018

URL-6<-<https://thegundcompany.com/wp-content/uploads/2016/09/Turbine-Genrator.jpg>>, Ziyaret Tarihi: 15.12.2018

URL-7<<https://rapor.epias.com.tr/rapor/xhtml/ptfSmfGunluk.xhtml>>, Ziyaret Tarihi: 10.01.2019



ÖZGEÇMİŞ

12.05.1988 tarihinde Ankara’da doğdu. Ankara Başkent Lisesi’ni bitirdikten sonra Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2010 yılında mezun oldu. 2013 yılında Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı. Daha sonra 2010-2011 yılları arasında askerlik hizmetini Mersin ilinde kısa dönem yerine getirdi. 2011-2012 yılları arasında Nurdil Teknik Soğutma firmasında Üretim Mühendisi, 2012-2013 yılları arasında Hema Dişli Savunma San. Firmasında İmalat Mühendisi, 2013-2015 yılları arasında Türkiye Taşkömürü Kurumunda Makine Mühendisi olarak çalıştı. 2015 yılı Eylül ayından bu yana KOSGEB İdaresi Başkanlığı’nda KOBİ Uzman Yardımcısı olarak görev yapmaktadır.

ADRES BİLGİLERİ:

Adres: Eryaman Mah. Dil Devrimi Cad. Güzel Ankara Evleri Sit.
A2 Blok No:22 Eryaman-Etimesgut/ANKARA

Tel: (+90) 312 595 26 54

(0530) 583 88 84

E-posta: dikilikadir@gmail.com