ÇANKIRI KARATEKİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

FARKLI ÇEVRE SICAKLIKLARINDA ÇALIŞAN BİR GAZ TÜRBİNİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Hussein Majeed Mughir MUGHIR

KİMYA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ÇANKIRI
2023

Her hakkı saklıdır

TEZ ONAYI

Hussein Majeed Mughir MUGHIR tarafından hazırlanan "**Farklı Çevre Sıcaklıklarında Çalışan Bir Gaz Türbininin Termoekonomik Analizi**" adlı tez çalışması 06/01/2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Çankırı Karatekin Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Kimya Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman **:** Doç. Dr. Ömer Faruk DİLMAÇ

Jüri Üyeleri **:**

Başkan **:** Doç. Dr. Ömer Faruk DİLMAÇ
Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı
Çankırı Karatekin Üniversitesi

Üye **:** Doç. Dr. Zehra ÖZBAŞ
Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı
Çankırı Karatekin Üniversitesi

Üye **:** Doç. Dr. Mehmet Selçuk MERT
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Yalova Üniversitesi

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hamit ALYAR

Enstitü Müdürü

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Çankırı Karatekin Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliğine göre hazırlamış olduğum "**Farklı Çevre Sıcaklıklarında Çalışan Bir Gaz Türbininin Termoekonomik Analizi**" konulu tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, tezin Çankırı Karatekin Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nden başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve bu çalışmanın Çankırı Karatekin Üniversitesi tarafından kullanılan "Bilimsel İntihal Tespit Programı"yla tarandığını, "intihal içermediğini" beyan ederim. Çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması halinde ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçlara razı olduğumu bildiririm. Çankırı Karatekin Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca gereğinin yapılmasını arz ederim (06/01/2023).

Hussein Majeed Mughir MUGHIR

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

FARKLI ÇEVRE SICAKLIKLARINDA ÇALIŞAN BİR GAZ TÜRBİNİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Hussein Majeed Mughir MUGHIR

Çankırı Karatekin Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ömer Faruk DİLMAÇ

Termodinamiğin birinci yasası, enerji kaynaklarının niteliksel değil, niceliksel olarak algılanmasını sağlar. Termodinamiğin ikinci yasası, doğada gerçek süreçlerin meydana geldiği yönü belirler. Bu araştırmada, Taza güç santralinin 300 MW kapasiteli üç nolu gaz türbini üzerinde ekserji ve enerji analizi yapıldı, gaz türbininin her bir bileşeni için ekserji ve enerji denklikleri yazıldı ve ekserji tahribi değerleri her bir ekimpan için ayrı ayrı ve tüm gaz türbini için hesaplandı. Çalışma, ekserji tahribinin en büyük değerinin yanma odasında meydana geldiğini ve ekserji verimliliğinin genel olarak çevre sıcaklığının artmasıyla azaldığını gösterdi. Çalışma ayrıca, güç santralinin termal veriminin ortam sıcaklığındaki artışla azaldığını göstermektedir. Termoeknomik analiz en yüksek maliyet oranının yanma odasında olduğunu ve maliyetinin yaklaşık 2,28 cent/kW-h olduğunu göstermektedir.

2023, 75 sayfa

ANAHTAR KELİMELER: Ekserji analizi, Gaz türbini, Termoekonomik analiz

ABSTRACT

Master of Science Thesis

THERMOECONOMIC ANALYSIS OF A GAS TURBINE OPERATING AT DIFFERENT AMBIENT TEMPERATURES

Hussein Majeed Mughir MUGHIR

Çankırı Karatekin University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Chemical Engineering

Advisor: Assoc. Prof. Dr Ömer Faruk DİLMAÇ

The first law of thermodynamics gives a quantitative, not qualitative, perception of energy sources. The second law of thermodynamics determines the direction in which real processes occur in nature. In this research, the energy and exergy analysis was studied on the third unit of the Taza power station with a capacity of 300 MW, where the energy and exergy balance equations were written for each component of the gas turbine, and the values of the exergy destruction were calculated in each of its parts and for the gas turbine as a whole. The study showed that the largest value of the exergy destruction occurs in the combustion chamber, and the exergy analysis showed that the exergy efficiency in general decreases with the increase in the ambient temperature. The study also showed that the thermal efficiency of the station decreases with the increase in the ambient temperature. The thermoeconomic analyis show that the largest cost rate happens in combustion chamber and the kilowatt-hour cost is about 2.28 cent/kW-h

2023, 75 pages

Keywords: Exergy analysis, Gas turbine, Thermoeconomic analysis

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Tez danışmanım Doç. Dr. Ömer Faruk DİLMAÇ sabrı, rehberliği ve anlayışı için teşekkür ederim.

Çankırı Karatekin Üniversitesi tüm öğretim üyelerine çeşitli disiplinlerdeki Iraklı öğrencileri destekledikleri için çok teşekkür ederim. Çalışmam boyunca benden bir an olsun yardımlarını esirgemeyen ve bilim hayatım boyunca desteklerini esirgemeyen çalışma süresince tüm zorlukları benimle göğüsleyen ve hayatımın her evresinde bana destek olan Babama, Rahmeti Rahmana kavuşan değerli Anneme ve kardeşlerime tüm aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hussein Majeed Mughir MUGHIR

Çankırı, Ocak 2023

İÇİNDEKİLER

ÖZET i
ABSTRACT i
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR ii
SİMGELER DİZİNİ v
KISALTMALAR DİZİNİ vi
ŞEKİLLER DİZİNİ vii
ÇİZELGELER DİZİNİ viii
1. GİRİŞ 1
2. LİTERATÜR ÖZETİ 10
2.1 Enerji ve Ekserji 15
2.2 Termoekonomi 17
2.3 Birleşik Çevrim 18
2.4 Termal Sistemlerin Termodinamik Analizi 20
2.5 Literatür Taramasının Sonuçları 21
3. MATERYAL VE METOT 23
3.1 Taza Güç Santrali 23
3.2 AVEVA Pro/II Simülasyon Programı 24
3.3 Türbin Nedir? 30
3.4 Gaz Türbinleri Nasıl Elektrik Üretir? 30
3.5 Enerji Kavramı 33
3.6 Termodinamiğin Birinci Yasası 34
3.7 Termodinamiğin İkinci Yasası 35
3.8 Ekserji 37
3.9 Ekserji Tahribi 42
3.10 Ekserji tahrip oranı 42
3.11 Ekserjinin Verimliliği 42
3.12 Yanma Prosesi Esnasında Kimyasal Reaksiyonun Ekserjisi 43
3.13 Gaz Türbini Çevrimi (Brayton çevrimi) 44
3.14 Gerçek Gaz Türbini Çevrimi 47
3.15 Ekserji Analizler 49
3.16 Termoekonomik Analiz 52

4. BULGULAR VE TARTIŞMA 56
4.1 Simülasyon Sonuçları 57
4.2 Farklı Çevre Sıcaklıklarında Ekserji Analizi Bulguları 63
4.3 Termoekonomik Analiz Sonuçları 66
5. SONUÇ VE ÖNERİLER 68
5.1 Sonuç 68
5.2 Öneriler 69
KAYNAKLAR 70
ÖZGEÇMİŞ 75

SİMGELER DİZİNİ

C	Enerji birimi başına maliyet $/kW
Ċ	Ortalama maliyet $/h
C_p	Sabit basınçta ısı kapasitesi (kJ/kg K)
e	Özgül enerji (kJ/kg)
Ex	Ekserji akış hızı (MW)
g	Yerçekimi ivmesi
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
h_o	Ölü hal entalpisi (kJ/kg)
LHV	Alt ısıl değer (kJ/kg)
m	Kütle akış hızı (kg/s)
N	Güç (kW)
P	Basınç (bar)
P_o	Çevre basıncı (bar)
R	Evrensel gaz sabiti (kJ/kg K)
Ṡ	Entropi akış Hızı (MW/K)
s	Özgül entropi (kJ/kg-K)
s_o	Ölü hal entropisi (kJ/kg-K)
T	Sıcaklık (K)
T_o	Çevre sıcaklığı (K)
U	İç enerji (MW)
v	Hız (m/s)
W	İş (J)
y	Mol fraksiyonu
Z	Ortalama sermaye oranı maliyeti $/h
$\dot{Z}$	Sermaye oranının maliyeti.
Q	Isı aktarım hızı (W)

KISALTMALAR DİZİNİ

a	Actual (Gerçek)
AC	Air compressor (Hava kompresörü)
CC	Combustion chamber (Yanma odası)
CV	Control volume (Kontrol hacmi)
des	Destruction (Tahrip)
Out	Outlet (Çıkış)
In	Inlet (Giriş)
F	Fuel (Yakıt)
o	Standard state (Standart hal)
GT	Gas turbine (Gaz türbini)
Gen	Generating (Elektrik üretim)
Ch	Chemical (Kimyasal)
P	Mechanical (Mekanik)
Ph	Physical (Fiziksel)
T	Thermal (Termal)
Pe	Potansiyel enerji
Ke	Kinetik enerji

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 Gaz türbini bileşenleri 4
Şekil 2.1 Gaz çevrimi ile kombine rankine çevrimi (Ahmadi *et al.* 2020). 19
Şekil 3.1 Kerkük nin güneyinde yer alan Taza güç santralinin havadan fotoğrafı 23
Şekil 3.2 Ünite ekipmanı, tesisin giriş ve çıkış buharı 25
Şekil 3.3 Simülasyonda kullanılan kimyasal maddelerin seçimi 25
Şekil 3.4 Akım (1)'de basınç, sıcaklık çalışma koşulları girilmiştir 26
Şekil 3.5 Akım (1)'de hava akış hızı (kg/s) ve bileşimi tanımlanmıştır 27
Şekil 3.6 Metan gazının sıcaklık ve basıncının tanımlanması 27
Şekil 3.7 Akım 3'e metan akış debisinin tanımlanması 27
Şekil 3.8 Hava kompresörünün simülasyon modelinin tanımlanması 28
Şekil 3.9 Reaktör için stokiyometrik denklem 28
Şekil 3.10 Limit reaktant ve dönüşüm oranı 29
Şekil 3.11 Reaksiyon kütüphanesinde reaksiyounun tanımlanması 29
Şekil 3.12 Türbin çalışma parametreleri 30
Şekil 3.13 Enerji, entropi ve ekserji 32
Şekil 3.14 Brayton çevrimi 44
Şekil 3.15 T-S şeması 45
Şekil 3.16 P-V şeması 46
Şekil 3.17 Gaz güç çevrimindeki gerçek prosesler 48
Şekil 4.1 Gaz türbininin ve sistem birimlerinin ekserji tahribi 61
Şekil 4.2 Gaz türbininin ve sistem birimlerinin ekserji verimi 62
Şekil 4.3 Gaz türbininin ve sistem birimlerinin ekserji tahrip oranı 62
Şekil 4.4 Çevre sıcaklığının ekserji tahribine etkisi 63
Şekil 4.5 Çevre sıcaklığının ekserji tahrip oranına etkisi 64
Şekil 4.6 Çevre sıcaklığının ekserji verimine etkisi 65
Şekil 4.7 Farklı çevre sıcaklıklarında termal verim 65

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1 Irak'ta bulunan elektrik santralleri 8
Çizelge 3.1 Havayı oluşturan bileşenlerin standart kimyasal ekserjisi ve molar bileşimi. 40
Çizelge 3.2 Enerji ve ekserji arasındaki kıyaslama 44
Çizelge 3.3 Termoekonomik sabitler (Altayib, K. 2011 ve Oyedepo, et al. 2015a) 55
Çizelge 4.1 2021 Yılında 300 MW'lık üçüncü gaz türbininin işletim ve üretim koşulları 56
Çizelge 4.2 Taza elektrik santrali için AVEVA Pro/II simülasyon sonuçları.....57
Çizelge 4.3 AVEVA Pro/II simülasyonundan elde edilen akımların bileşimleri.....57
Çizelge 4.4 0°C'de Taza elektrik santralinin tüm akımları için AVEVA Pro/II simülasyon sonuçları.....58
Çizelge 4.5 Kompresör için AVEVA Pro/II simülasyon sonuçları.....59
Çizelge 4.6 Yanma odası için AVEVA Pro/II simülasyon sonuçları.....59
Çizelge 4.7 Türbin için AVEVA Pro/II simülasyon sonuçları.....60
Çizelge 4.8 Kimyasal, termal ve mekanik ekserji 61
Çizelge 4.9 Ekserji analiz sonuçları.....61
Çizelge 4.10 Ekserji tahribi ve sermaye maliyeti oranı 66
Çizelge 4.11 Ünite enerjisi başına ekserji akış maliyeti 67

1. GİRİŞ

Enerji geçmişten günümüze kalkınmanın ana girdisi olarak kabul görmektedir ve enerji üretimi ile ilgili geçmişten bu yana pek çok farklı sistem ve yöntem kullanımına devam edilmektedir. Her geçen gün enerjinin üretiminde çeşitli yöntemler geliştirilmesine rağmen, artan enerji ihtiyacı ve maliyetleri için kullanılan fosil yakıtların azalması ile endüstriyel işletmelerin bu maliyetleri indirmek için yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanması veya daha verimli sistemler kullanarak enerji verimliliği arttırması gerekmektedir.

Enerji kullanımındaki dengeleri olumsuz yönde etkileyen 1970'li yıllardaki enerji krizi sonrasında, temiz ve yenilenebilir enerji kaynakları konusunda daha gerçekçi ve ciddi bir şekilde araştırmalara başlanmıştır. Bunun yanı sıra, ısıl verimliliklerinin iyileştirilmesi amacıyla da, daha önce kurulmuş ve enerji tüketimi yüksek olan çeşitli cihaz ve tesislerin yeniden gözden geçirilmesi gibi farklı arayışlara girilmiştir. Ayrıca, halıhazırda petrol ve doğalgaz kaynaklarının araştırılmasını, kömür ve nükleer enerji üretiminin geliştirilmesine ve bunlara ek olarak, atıkların geri dönüştürülerek enerji kaynağı olarak kullanılmasına, enerji dönüşüm sistemlerinin değerlendirilmesine ve enerji kaynaklarının maksimum verimde kullanılmasına yönelik yeni yöntemlerin geliştirilmesi için yapılan araştırma çalışmaları giderek artmaktadır.

Enerji verimliliği ve enerji tasarrufu; yakıt, buhar, ısı, hava ve elektrikteki enerji kayıplarını önlemek, farklı atıkların geri kazanımı ve değerlendirilmesi veya ileri teknolojiler ile üretimi düşürmeden enerji talebini karşılaması, gelişmiş endüstriyel süreçler, daha verimli enerji kaynakları ve enerji geri kazanımları gibi etkinliği artırıcı önlemlerin bütünüdür (Paksoy 2019).

Günümüzde elektronik ve mekanik sistemlerde enerji tüketimi önemli ölçüde artmıştır. Enerji kaynakları, yatırım maliyetleri ve ulusal kaynakları ile sınırlıdır. Bu yüksek enerji talebini karşılamanın en iyi yolu mevcut enerji üretim tesislerinin verimini arttırmaktır. Enerji ve ekserji analizleri yapılarak aynı miktarda kullanılan enerji kaynağı ile daha

fazla enerji üretmek mümkündür. Örnek olarak bir sistemin halinin çevre haline uzaklığının bir ölçüsü sayılan ekserji, yok edilebilir ve genelde korunmaz. Bir sistemin ekserjisi, sistemin verilen şartlardan çevre ile aynı şartlara getirilmesi sonucu sistemden elde edilebilecek maksimum yararlı iş şeklinde tanımlanır. Ekserji analizi çalışmaları sonucunda, sistemler verimlilik ve ekonomik açısından değerlendirilebilmektedir (Mert 2010).

Enerji kaynaklarının sınırlamaları konusundaki endişeler, araştırmacıları enerji üretimi ve enerji üretim sürecinden kaynaklanan atıkların bertarafı ile ilgili alanın spesifikasyonlarını değiştirmeye yöneltmiştir. Enerji dönüşümünde kullanılan sistemler ve enerji kaynaklarına ilişkin yatırımların en iyi şekilde yapılmasını sağlayan daha yeni teknolojilerin geliştirilmesi konusunda araştırmacıların daha detaylı çalışmalar yapmalarını teşvik etmektedir (Ibrahim *et al.* 2017).

Enerji üretimi ve tüketimi, Irak'ta birçok açıdan çok önemli bir rol oynamaktadır ve ekonominin büyümesinin ve ülkelerin faaliyetlerinin analiz edilmesindeki temel ekonomik göstergeler olarak göz önüne alınmaktadır. Enerji, yaşamın her alanında kullanılan temel bir kaynaktır ve endüstri, tarım, medikal ve araştırma alanlarındaki gelişmeler de bununla bağlantılıdır (Valero ve Torres 2006).

Çok sayıda araştırmacı, enerji devrinin ihtiyaçlarının karşılanması amacıyla enerji yatırımlarının alternatif yollarını aramaktadırlar. Fosil enerji kaynaklarının tükenmesi ve endüstriyel olarak gelişmiş ülkelerde bu tür enerji kaynaklarına olan artan taleplerden ötürü geleneksel ve modern elektrik santrallerinin verimliliğini arttırmaya çalışmaktadırlar (Ahmed *et al.* 2020).

Alternatif enerji kaynakları aramanın yanında, özellikle ısıl enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürmek için kullanılan sistemler başta olmak üzere elektrik üretim sistemlerinin termal verimliliğini arttırmak üzerine yoğun çalışmalar yapılmaktadır (Ibrahim *et al.* 2017).

Dünya çapındaki tüm elektrik üretiminin yaklaşık %68-81'i, fosil yakıtlara bağlı olan tesislerden elde edilir, bu tesisler, dünya çapındaki elektrik üretiminin üçte ikisinden fazlasının fosil yakıtlardan geldiği konvansiyonel termik santrallerdir ve bu sektördeki kaynakların verimli kullanımı kritik öneme sahiptir. Gaz türbinleri yurt dışında kullanılır ve bu da araştırmacıların kendi kısımlarını çalışmalarına ve analiz etmelerine yol açmıştır (Al-Gburi 2015).

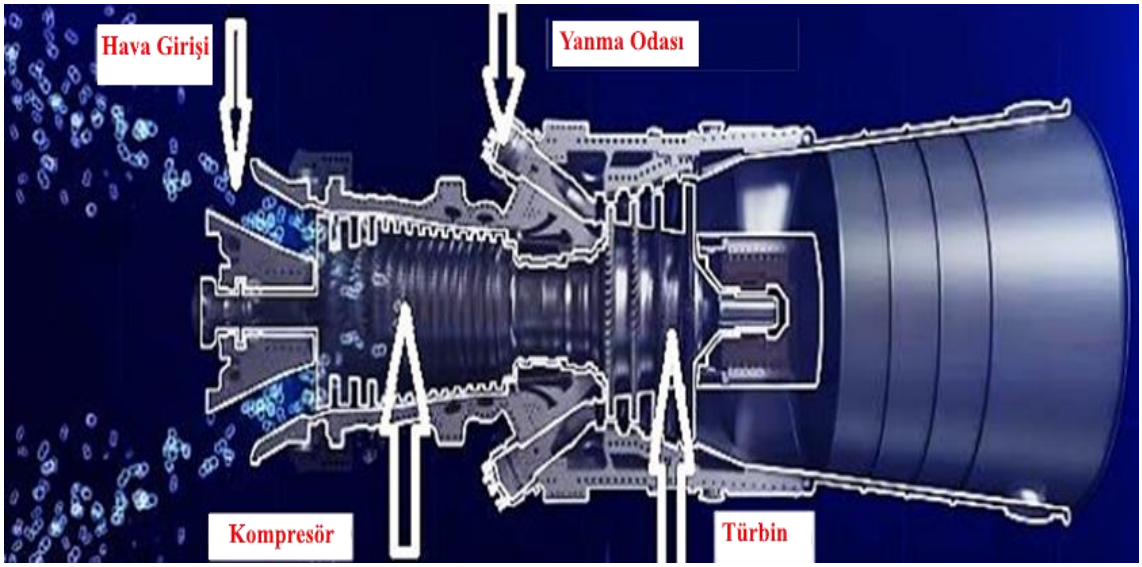
Hidrokarbon türevlerinden kaynaklanan sınırlı fosil enerji kaynakları, geleneksel elektrik santrallerinin ürettiği zararlı emisyonlardan kaynaklanan en yüksek seviyedeki çevre kirliliği ve küresel ısınmaya ve buna eşlik eden iklim değişikliklerine ek olarak, araştırmacıların gaz türbini çevrimleriyle çalışan santralleri yeniden tasarlamaları ve teknik ve ekonomik açıdan optimal bir tasarım elde etmeleri istenmektedir (Altayib 2011).

Elektrik santralleri, fosil yakıtlarında bulunan kimyasal enerjiyi, bir elektrik alternatörünü döndürmek ve önceki enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürmek için kullanılan mekanik enerjiye çeviren direkt bir termodinamik döngüyü izleyen ve ısı motorları olarak adlandırılan termal sistemler olarak bilinirler (Borgnakke ve Sonntag 2009)

Elektrik üreten bir gaz türbini tek başına kullandığı enerjinin sadece %30-40 kadarını elektriğe çevirebilir. Bileşik ısı-güç sistemi veya kojenerasyon prosesi şeklinde ısıtma ya da soğutmada kullanılması halinde, dışarıya atılacak olan ısı enerjisinin büyük bir kısmı kullanılabilir enerjiye dönüştürülerek, toplam enerji girişinin %70-90' ının değerlendirilmesi sağlanabilir (Yörü 2008).

Hepbaşlı ve Özalp tarafından (2002) bir seramik fabrikasında yapılan çalışmada, toplam 13 MW gücündeki kojenerasyon sistemi incelenmiştir. Türkiye'deki elektrik üretimi ve elektrik piyasasının tarihsel gelişimi ve enerji politikaları üzerinde durulmuştur.

Elektrik üretim santrallerinde kullanılan gaz türbini (Şekil 1.1), üç temel parçadan oluşur: kompresör, yanma odası ve ekseninin alternatörün eksenine bağlandığı türbin.



Şekil 1.1 Gaz türbini bileşenleri

Bu temel parçalardaki ana işlemler döngüsü şu şekildedir: türbin kompresöründe sıkıştırma, daha sonra yanma odasına eklenen ısı ve ardından gazın basınç enerjisini türbin kanatlarına verilen kinetik enerjiye dönüştüren türbindeki genleşme ve çevredeki ortama ısı çıkarma (Moran ve Shapiro 2006).

Gaz türbini çevriminin performansı, döngüdeki temel proseslerin durum özelliklerini bağlayan ve ardından bu sistemlerin termal etkinliklerini hesaplayan bir dizi termodinamik yasa yoluyla değerlendirilir. Bu sistemlere uygulanan fiziksel ve kimyasal yasalar, termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları ile temsil edilir. Birinci yasa, termal sistemlere uygulanan tüm fiziksel ve kimyasal işlemlerde enerjinin kullanım yolunu ifade eden enerjinin korunumu yasasını temsil eder. Aynı zamanda bu enerjinin bir enerji şeklinden diğerine dönüştürülmesinde kullanılan mekanizmaları ve farklı ortamlar yoluyla iletim yollarını da çalışır. Bu genellikle farklı sistemler için enerji denkliği denklemlerinin yazılmasını ve etkinliklerinin ve termal verimliliklerinin hesaplanmasını gerektirir (Çengel ve Boles 2006).

Bu denge, bu termodinamik sistemindeki ısı kayıplarının belirlenmesi için kullanılan genel enerji denkleminde ifade edilir. Genel olarak enerji korunum denklemleri, termodinamik prosesler sırasında enerji tahribatı hakkında herhangi bir bilgi vermez ve dönüşüm prosesleri sırasında kinetik, potansiyel ve entalpi enerjiyi içeren termodinamik sistemlerin giren ve çıkan kütlesiyle taşınan enerji de dahil olmak üzere farklı enerji formlarının miktarı ve kalitesini belirten ilişkileri formüle edemezler (Çengel ve Boles 2006).

Kullanıma uygun olan faydalı enerji, termodinamiğin birinci yasası ile ifade edilemez çünkü enerji miktarı ve kalitesi arasında ayrım yapamaz ve farklı termal sistemlerin enerji kaybı ve tahribatı mekanizmasının detaylı bir resmini veremez (Egware *et al.* 2014). Bu durumda termodinamiğin birinci yasasının termal sistemlerin çalışmasının verimliliğini tam olarak ifade edemediği sonucuna varıyoruz ve burada, termodinamiğin birinci yasasının kısıtlamalarının üzerine çıkan ekserji analizi ortaya çıkıyor (Egware *et al.* 2014).

Ekserji kavramı, tamamen kullanılabilir olan faydalı enerji miktarını ifade eder. Sistemin durumunu tanımlayan bir durum fonksiyonudur ve matematiksel olarak termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına ve gerçek proseslerde entropinin oluşumuna eşlik eden tersinmezlik kavramına dayanarak formüle edilir (Çengel ve Boles 2006).

Ekserji denkliği denklemleri, özellikle gerçek olanlar olmak üzere termodinamik proseslerin kalitesinin değerlendirilmesine yardımcı olan bir temel sağlar. Daha etkin ve verimli bir şekilde termal sistemlerin tekrar tasarımında, enerji ve ekserji denkliklerine dayanarak ekserjinin orijinini doğru şekilde anlamalıyız (Silveira ve Tuna 2003).

Tersinirlik süreci, bir yönde meydana gelen proses olarak tanımlanır ve aynı yönde geri döndüğünde sistem ve çevre, aynı başlangıç durumuna geri döner (Çengel ve Boles 2006). Doğada tersinir prosesler yoktur. Tersinmezliğe ve dolayısıyla sistem kapasitesinin kaybına neden olan çoğu durum ısı aktarımı, sürtünme, kimyasal reaksiyonlar, ani genleşme, elektrik direncinden kaynaklanan kayıplar ve sistem

enerjisinin bir kısmının kaybına ve tahribine neden olan diğer durumların eşlik ettiği olaylardır (Çengel ve Boles 2006).

Tersinir çalışma, sistemin başlangıç durumundan son durumuna geri döndürülebilir bir şekilde aktarıldığı tersinir bir prosesten doğan durum olarak tanımlanır. Ekserji, birinci durumdan sıcaklığın çevre sıcaklığına eşit olduğu ve içerideki basıncın çevrenin basıncına eşit hale geldiğinden ötürü ısı aktarımı olmadığı son duruma kadar sistemin hal değişiminden ortaya çıkan toplam faydalı iş olarak tanımlanır (Borgnakke ve Sonntag 2009).

Faydalı tersinir iş ile gerçek iş arasındaki fark, ekserji tahribi olarak ifade edilir. Sisteme sağlanan tersinir iş, gerçek işten daha küçüktür çünkü aslında kayıpların üstesinden gelmek için daha fazla iş sağlamamız gerekir ancak iş, sistemden ortaya çıktığında tersinir iş daha büyük olur, bunun nedeni ise gerçek işin değerinin proses sırasında kayıplarla azalmasıdır (Moran ve Shapiro 2006).

Termodinamiğin ikinci yasası, tersinir ve tersinmez prosesleri ve bunların korunum yasaları üzerindeki etkisini tartışır öyle ki ekserji ve entropi, enerjiden farklı olarak, korunan miktarlar değildir (Borgnakke ve Sonntag 2009).

Sistem bir proses gerçekleştirdiğinde sistemle değiştirilen enerji korunumlu hale gelir, bunun anlamı, gelen ve giden enerji arasındaki fark, değiştirme sistemi enerjisisine gitmektedir ve dahili enerji veya entalpi şeklinde buna eklenmektedir ancak tersinir proseslerden ötürü sistemin entropisi, korunumlu halde kalmaz ve tersinmez proseslerden ortaya çıkan entropi oluşumundan ötürü her zaman artma eğilimindedir ve bu entropi oluşumu, ekserjinin bir kısmının tahrip olmasına neden olur, dolayısıyla enerji korunur, entropi artar ve ekserji de azalır veya tahrip edilir. Bu durumda tahrip edilen ekserji, oluşan entropi ile orantılıdır (Oyedepo *et al.* 2015a).

Daha önce belirtilenlere dayanarak ekserji analizi çalışması, termodinamik prosesler ve çoğu termik elektrik santralinde mevcut olan termal sistemlerin farklı bileşenlerinde

meydana gelen dönüşümlerin çalışılması için yeni bir stratejinin geliştirilmesinde önemli bir rol oynar. Ekserji analizi, gerçek sistemlerin tersinir olanlardan ne kadar sapma gösterdiğine dair daha doğru bir görünüm veren kriterlerle sonuçlanır. Mevcut sistemleri geliştirmek ve ideal olandan daha az sapma gösteren yeni prosesler bulmak ve böylece bu sistemlerin termal verimliliğini arttırmak için termodinamik kayıpların nedenini ve yerini kesin olarak belirler (Oyedepo *et al.* 2015b). Farklı enerji formlarındaki ekserji analizi, boşa harcanmış enerjiyi azaltmamızı ve kullanılabilir olan tüm enerji formlarını daha iyi kullanmamızı sağlar.

Ekserji analizinin önemi, yalnızca enerji dönüşüm proseslerinin verimliliğinin arttırılması nedeniyle termal sistemlerin performansının arttırılmasıyla sınırlı değildir, aynı zamanda daha iyi ekonomik yatırım ve emisyonların azaltılmasıyla ilgili çevresel yönleri ve bunların incelenen prosesler üzerindeki etkilerini de içerir (Mert *et al.* 2012).

Termal sistemlerde ekserji analizini çalışırken bu çalışma da bize en yüksek gereksiz enerji israfının nerede olduğunu belirtecektir. Bu analiz aynı zamanda tahrip olan ekserji değerinin bununla orantılı bir maliyetle bağlantılı hale getirilmesiyle tahrip edilen enerjinin ekonomik maliyetini çalışmayı da hedeflemektedir (Mert *et al.* 2012).

Bu analizde maliyet fonksiyonu, ekserji içeriğine ve enerji dönüşüm prosesleri sırasında tersinmez proseslerle tahrip olan ekserji değerine göre çıkışların değerinin tahmin edilmesiyle oluşturulur. Ekonomik çalışmanın entegrasyonu ve bu çalışmanın ekserji analiziyle bağlantılı hale getirilmesine termoekonomik analiz adı verilir. Eksergoekonomik analiz ekserji analizi, ekonomik analiz ve eksergoekonomik değerlendirmeyi içeren üç aşamadan oluşur (Oyedepo *et al.* 2015a).

Son olarak enerji ve ekserji analizinin, 55MW üretmek için termal üretim sistemini kullanan çalışmalardan biri tarafından belirtilenlere göre termal sistemlerin performansının gerçek bir ölçütü olduğu da belirtilmelidir, öyle ki üretim verimliliğinin %22 ile %24 arasında değiştiği kanıtlandığı için sistem, termal enerji üretiminde verimliliği artırmak için geliştirilmiştir (Yuan *et al.* 2021).

Irak'ta çok sayıda elektrik santrali bulunmaktadır ve bu santrallerin bir çoğunda yakıt olarak doğal gaz kullanılmakta olup Çizelge 1.1'de bu tesisler verilmektedir.

Çizelge 1.1 Irak'ta bulunan elektrik santralleri

Tesis Adı	Kapasite (MW)	Lokasyon	Tip
Mulla Abdulla	222	Kerkük	Açık çevrim
Khor Al Zubayr	252	Basra	Açık çevrim
Al-Mansurye	728	Diyala	Açık çevrim
Al-Anbar	1642,6	Al-Anbar	Kombine çevrim
Shatt Al-Basra	1250	Basra	Açık çevrim
Erbil	1500	Erbil	Kombine çevrim
Güney Bağdat 1	246	Bağdat	Açık çevrim
Güney Bağdat 2	400	Bağdat	Açık çevrim
Daura 1	146	Bağdat	Açık çevrim
Daura 2	750	Bağdat	Açık çevrim
Al-Rasheed 1	94	Bağdat	Açık çevrim
Taji 1	156	Bağdat	Açık çevrim
Taji 2	160	Bağdat	Açık çevrim
Al-Quds 1	450	Bağdat	Açık çevrim
Sadr	160	Bağdat	Açık çevrim
Al-Quds 2	450	Bağdat	Açık çevrim
Al-Quds 3	500	Bağdat	Açık çevrim
Al-Najybia	500	Basra	Açık çevrim
Sulaymaniyah	1500	Süleymaniye	Kombine çevrim
Dohuk	500	Dohuk	Açık çevrim
Rumaila	1460	Basra	Açık çevrim
Taza	300	Kerkük	Açık çevrim
Hilla	250	Babil	Açık çevrim
Karbala	250	Karbala	Açık çevrim
Al-Najaf	250	Al-Najaf	Açık çevrim

Bu tezin amacı, hâlihazırda kullanımda olan termal tesisin verimliliğini arttırmak amacıyla doğal gazla çalışan, Irak'ın Kerkük ilinin Taza Khurmatu ilçesinde bulunan Taza Güç Santrali'nin çalışma koşullarını iyileştirmektir. Bu çalışma temel olarak güç santralinde bulunan bir gaz türbini için gerçek ve farklı çalışma koşullarındaki

simülasyonu yapılarak elde edilen veriler kullanılarak enerji ve ekserji analizini yapmayı amaçlamaktadır.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Termal sistemin termodinamik analizi, termodinamiğin birinci yasası ve enerji ve ekserji analizine dayanarak enerji tasarrufu yoluyla sistem verimliliğinin bilinmesindeki en önemli aşamadır, böylece kaybedilen enerjiyi azaltmak ve gelecekte tasarruf sağlamak ve sistemin verimliliğini arttırmak mümkündür (Aljundi 2009, Silveira *et al.* 2010, Suresh *et al.* 2006).

Gerilme analizi hakkında daha önce yapılan çalışmalar, enerji tasarrufu yapmak için dinamik sistemdeki en zayıf noktalara ulaştığını göstermiş olup bazı sıcaklık farkları, kimyasal reaksiyonlar, sürtünme ve belki de karıştırma işlemi sonucunda yanma sürecinde enerjinin çoğunun türbinlerin içinde yok olduğunu kanıtlamıştır; böylece bu analiz, kullanılan gazların sıcaklık ve entropi değerlerinden gelen girdilere bağlıdır ve bu da, sistem verimliliğinin doğru bir ölçüsüdür (Suresh *et al.* 2006, Ebadi ve Gorji-Bandpy 2005).

Bir diğer önemli konu da her analizden sonra enerjinin nasıl analiz edileceği ve sistem verimliliğinin nasıl arttırılacağı konusunda tavsiyelerde bulunmak dolayısıyla böylece sistemin her bir parçasındaki enerji kaybı alanları hakkında net bilgiler elde edildiğinde enerji analizine ve ekserjiye giren değerlerin sistemin veriminin arttırılmasını sağlayacak şekilde iyileştirilmesi, böylece termal sistemin sık sık analizinin yapılması da mümkündür (Edgerton 1982).

Tsatsaronis ve Cziesla (2002)'de yaptıkları çalışmada termoekonomi konusu incelenmiştir. Ekserji ve termoekonomi konularında yer alan temel terimlere yer verilerek, ekserji analizi, ekonomik analiz, termoekonomik analiz, termoekonomik gelişim, bir termal sistemin yakınsamalı optimizasyonu konularına ve bu konulardaki günümüz gelişmelerine yer verilmiştir. Bu çalışmadaki birçok tanımlama bu tezde göz önüne alınmıştır.

50 MWe kapasiteli linyit yakıtlı bir buhar santrali, santralin enerji ve ekserji verimliliğini değerlendirmek için Ganapathy *et al.* tarafından bir ekserji analizine tabi tutulmuştur. Bulgulara göre en fazla enerji kaybı kondensörde görülmüş olup (% 39) en yüksek ekserji kaybı ise yanma odasında görülmüştür (% 42,73) (Ganapathy *et al.* 2009).

Termal sistemde oluşan kayıpları hesaplamak için çok sayıda çalışma yapılmıştır ancak 50-60 MW ve 50-60 MW arasında üretim yapan bir santralde enerji ve ekserji analizi yapılması için bunların yalnızca bazılarından bahsedilecektir.

Araştırmacılar Raj Kumar ve Ashok (2009), çalışmalarında, dinamiğin birinci yasasına göre %23,015-24,208 arasında bir verimlilik aralığında enerjinin yaklaşık %57,82'sinin kaybolduğunu bulmuşlardır öyle ki mevsime ve hava koşullarındaki farka (yani, kazan içindeki buharın verimi üzerindeki sıcaklık farkının gerçek etkisi) bağlı olarak, termodinamiğin ikinci yasasına göre %23,01-%23,20 arasında değişmektedir (Rosen *et al.* 2008).

Yüksek fırın gazının kullanıldığı diğer bir çalışmada ise bu durum, bir buhar santralinin enerji tüketiminin analiz edilmesiyle doğrulanmıştır. Sonuçlar, enerjinin yaklaşık %64'nün fırındaki toplam enerji girdisinden kaybolduğunu, bunu kazandaki %19'luk kaybın izlediğini bulmuştur ve bu nedenle, belirtilen çalışmalara göre atık enerjinin yaklaşık %75'i ısıtma sisteminde yer almaktadır ki bu değer, toplam içindeki en yüksek orandır, bunu yaklaşık %11 ile buhar türbinleri ve son olarak ise %8 ile buhar kondenseri takip etmektedir. Bu çalışmalar, termodinamiğin ikinci yasasına göre ekserji tahribi ve atığın nedeninin kazanda meydana gelen kimyasal reaksiyon olduğunu açıklamaktadır (Abam ve Moses 2011)

53 MW güç üreten bir güç santralinin birinci ve ikinci yasaya göre sistem üzerinde bir çalışma yürütmüşlerdir. Biyoyakıtlarla çalışan gaz türbin verimi kullanılarak termodinamiğin birinci yasasına göre verim yaklaşık %41,5 ve ikinci yasasına göre ise yaklaşık %45'i olduğu bulunmuştur (Fagbenle *et al*. 2007).

Termodinamiğin ikinci yasasının enerji kullanım şemalarına uygulanmasından sonra bu bileşenin, tüm sistemin ekserji kaybının kabaca yüzde 79'undan sorumlu olan şekilde en büyük tersinmezliğe sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca işlem sırasında yanma odasının içine çözelti olarak buğu halinde su eklenmesi ve baca içinde kalan enerjinin termal jeneratörü durdurduktan sonra ısı miktarını geri kazanmak için kullanılması da hesaplamalara dahil edilmiştir. Ürdün'de Al-Hussein elektrik santralinde yapılan çalışmada tesisin performansını belirlemek için bileşenlere dayanan bir modelin kullanıldığını ve tesisin enerji ve ekserji kayıplarının analizi de dikkate alınmıştır. Analizde kondenserdeki enerjinin çoğunun kaybolduğu (134 MW) ancak ısıtma sisteminin yalnızca 13 MW kaybettiği belirtilmiştir (Aljundi 2009).

Isıtma sistemindeki enerji tahribatının %77 olduğunu, bunu %13 ile türbinlerin ve ardından %9 ile giriş kompresörlerinin kondenserinin takip ettiğini kanıtlamıştır. Bu çalışmada aynı zamanda enerji kaybı ve tahribatın nedeninin termal enerjinin geri kazanımını önleyen şekilde kazan içinde meydana gelen kimyasal bozunma olduğu da doğrulanmıştır (Aljundi 2009).

240 MW güç üretmek için farklı Türk linyit kömürleri üzerinde çalışmış ve bu analizde sistemin veriminin termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına göre sırasıyla %34,8 ile %37,6 arasında olduğu, ve enerji tahribatının ana nedeninin kazan olmasından ötürü içinde yok edilen enerjinin 299,1 MW olduğu tespit edilmiştir, bu da fabrika genelindeki enerji kayıp oranının %85'ine denk gelmektedir (Ehsana ve Yilmazoglu 2011).

Bu çalışma, ilgili araştırmada termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına göre yürütülmüştür. Enerji analizinin seyri boyunca her bileşen, kütle ve enerji korunumu ilkelerine tabidir. En etkili olan türbin, %95,4 verimliliğe ulaşmıştır öyle ki tüm tesisin verimliliği yalnızca %45,7'ir. CC'deki enerji tahribat oranı tüm tesisle kıyaslandığında en yüksek orana sahip olan CC'dir (yüzde 58,5). Twenty, ekserji hakkında bir araştırma yayınlamıştır. (Rashidi *et al.* 2014), olarak belirlenen iki katlı tekrar ısıtma ve türbin ekstraksiyonuna sahip bir buhar çevrimi mükemmel performans göstermiştir. Bu çalışmada altı ısıtıcı vardır; bunların üçü yüksek basınçta çalıştırılmıştır ve üçü ise bir

hava giderici kullanılarak düşük basınçta çalıştırılmıştır. Çalışmanın bulgularına göre türbinden sonra kazanın da en büyük ekserji kaybına sahip olduğu bulunmuştur. Sonuç olarak genel termal ve ikinci yasa verimliliği, herhangi bir sabit üretimli kazan sıcaklığı için artan kondenser basıncıyla azalmıştır. Aksine sonuçlar, genel termal ve ikinci yasa verimliliğinin de herhangi bir kondenser basıncı için artan kazan sıcaklığıyla arttığını da göstermiştir (Ighodaro ve Aburime 2011).

Bir bileşenin içindeki ekserji tahribatı termodinamik verimsizliği ve daha geniş kapsamda, ilgili elemanla ilişkin çevresel etkiyi, dolayısıyla tüm sistemi yansıtmaktadır. Ekserji çalışmasının sonucu olarak mevcut termal tesislerin ekonomik ve ekolojik durumlarının değerlendirilmesi de gerekmektedir (Rashidi *et al.* 2014).

Ekserji ve ekonomi arasındaki ilişki uzun bir süredir tartışılmaktadır. Bu tartışma, özellikle verimlilik ve maliyet arasındaki sık ödünleşimler söz konusu olduğunda, günümüzde de devam etmektedir. Aynı zamanda termoekonomi veya ekserji ekonomisi olarak da bilinen ekserji ekonomisi oluşturulmuştur ve günümüzde elektrik santrallerinin çalışmalarının değerlendirilmesi için kullanılmaktadır (Rosen ve Dincer 2003). İki şeyi başarmak için birincisi, çevrenin yanma kaynaklı emisyonlardan korunması ve kullanılan malzemelerin korunması açısından sistemin verimliliğinin geliştirilmesidir. İkincisi ise sistemin emisyonlarından kaynaklanan potansiyel zararın tespit edilmesidir (Rosen ve Dincer 1999, Buchgeister 2010)

Ekserji yaklaşımları aynı zamanda son yıllarda enerji kullanımının çevresel sonuçları ve enerji tüketiminin sürdürülemez doğası gibi konuları ele almak için kullanılmış ve etkili oldukları kanıtlanmıştır. Çevresel araştırmalar ve ekserji araştırmaları, tarım üzerinde etkili olan tesis elemanlarının ekonomik etkilerinin üretimi ve termodinamik aktivitenin nicelenmesi amacıyla termo-environomik veya ekserji-çevresel araştırmalara entegre edilmiştir. Araştırmanın sonuçları, tesis bileşenlerinin termodinamik davranışı ve çevresel etkileri arasında bir ilişkiyi ortaya koymuştur (Rosen ve Dincer 1999).

Basit ve rejeneratif gaz türbini çevrimlerinin uzun süreli ekolojik ve ekonomik araştırmasını yürütmek için regresyon modelini ve optimizasyonu kullanmıştır. Bu

çabalar, basit ve rejeneratif GT santrallerinin detaylı bir simülasyonunu içermiştir. Çalışmada, kompresör giriş sıcaklığını düşürerek ve türbin giriş sıcaklığını yükselterek, tesisin güç üretimini ve verimliliğini arttırırken CO_2 emisyonlarını azalttığı tespit edilmiştir. Güç üretimi ve verimlilik, basınç oranının belirli başlangıç değerlerine arttırılması durumunda artmıştır. Aynı zamanda basınç oranının daha da arttığında farklı şekilde azalma yönünde CO_2 emisyonları da azalır (Memon *et al.* 2013).

Ayrıca net güç üretimi, enerji ve ekserji verimliliği, CO_2 emisyonları, ve çevrim maliyetleri, beş amaç işlevi arasında optimize edilmiştir. sonuç olarak optimum işletim ayarları, uzun süreli çevresel avantajlar ve daha yüksek masraflar arasında bir ödünleşimi yansıtır. Çalışma, uzun vadede türbin giriş sıcaklığı'in mümkün olduğu kadar yüksek ayarlanması gerektiği sonucuna varmıştır; yine de bu, sermayeyi ve elektriğin seviyelendirilmiş maliyetini arttırır.

IG sisteminin maksimum kazancını belirlemek için genetic algoritmalarını kullanarak araştırmalar yapmışlar ve 140 MW'lık bir üretim santrali için enerji üretiminin verimliliğinde bir gelişme olduğunu keşfetmişlerdir, bu durum bir basın açıklamasıyla doğrulanmıştır öyle ki bu çalışmalar, harcamalardaki yüzde 8,77 artışa rağmen, saatte 2,947 Dolar'lık üretilen enerji fiyatlarının saatte 2407 Dolar'a düşürülmesine yardımcı olmuştur (Gorji-Bandpy ve Goodarzian 2011).

2.5 bar basınçta saniyede 15 kg doymuş buhar üretilerek 50 megavatlık elektriğin üretildiği enerji üretim sistemini geliştirmek için evrimsel programlamanın kullanımını incelemiştir ve sonuçta, başlangıca kıyasla üretim giderlerinde ortalama %9,9'luk bir azalma olmuştur (Sahoo 2008).

Kuzey Trablus'da bulunan bir güç santralinin ekonomisi üzerinde bir araştırma yapmışlardır (GT14) ve sonuç olarak üretim miktarının, üretim tasarımının %40'ında gigajul başına 7,1 Dolar olduğunu, üretim tasarımının %50'sinde gigajul başına 5,5 Dolar olduğunu ve yanma odasında enerji kaybı ve tahribatı olduğunu bulmuşlardır. Sistemin yüzde 40'ında saatte yaklaşık 1,123 ila 1,474 Dolar olduğu öngörülmektedir (Fellah *et al.* 2010).

Enerji, kullanılabilir olan ve olmayan enerji olarak ikiye ayrılır. Ekserji ise, faydalı işleri gerçekleştirmek için kullanılabilecek olan enerji türüdür. Termodinamiğin ikinci yasası, yüksek ısı kaynağından verilen herhangi bir ısı miktarının tamamen işe dönüştürülemeyeceğini ve bir kısmının düşük ısı kaynağına çıkarılması gerektiğini belirtir (Çengel ve Boles 2006).

2.1 Enerji ve Ekserji

Çoğu araştırmacı, gaz türbini çevrimine ekserji ve enerjinin denge denklemlerini uygulamışlardır, benzer sonuçlar almışlardır ve çalışma, işletim koşulları aralığı ve üretim kapasitesi açısından farklılık göstermiştir.

Ibrahim *et al.* bu çalışmada bir az türbini çevriminin termal performansı, çeşitli bileşenlerinin ekserji analizine dayanılarak çalışılmıştır. Gaz türbininin bileşenleri için, yani kompresör, yanma odası ve türbin, matematiksel bir model oluşturulmuştur, ardından enerji ve oksijen için, fiziksel ve kimyasal ekserjiye dayanarak bu bileşenler için denge denklemleri yazılmıştır. Ardından giriş ve çıkış enerjisi arasındaki farkı bilerek bu bileşenler için ekserji tahribi hesaplanmıştır. Araştırmacılar bu çalışmada, ısının çalışma sıvısına aktarılmasından ötürü meydana gelen tersinmez işlemlerin sonucu olarak tahrip edici ekserjinin en yüksek değerinin yanma odasında meydana geldiği sonucuna varmışlardır (Ibrahim *et al.* 2017).

Bu çalışmada araştırmacı, havanın yakıta olan oranını kontrol ederek tanma odasındaki işletim koşullarının iyileştirilmesi ve absorbe edilen hava sıcaklığının azaltılması gerektiğini öne sürmüşlerdir (Ibrahim *et al.* 2017).

Araştırmacı Maher Al-Jabri, Irak'taki 115,74 MW kapasiteye sahip Najaf güç santralinde ekserji ve enerji analizini çalışmıştır. Bu çalışmada enerji, kütle ve ekserji için denge denklemleri, gaz türbinin her bir bileşeni ve gaz türbininin tamamı için ayrı ayrı yazılmıştır.

Yanma odasının gaz türbinindeki en büyük tersinmezlik kaynağı olduğu bulunmuştur. Aynı zamanda ekserji verimliliğinin ve ekserji tahrip miktarının, gaz türbini girişindeki sıcaklıkla ilişkili olduğu ve ekserji verimliliğinin, türbin girişindeki sıcaklığın artmasıyla 21-33 ^{o}C aralığındaki ortam sıcaklığında 42 MW kapasiteye sahip bir gaz türbini çevriminin performansını çalışmış ve değerlendirilmişlerdir. Ekserji ve enerji verimliliklerinin, kompresöre giren ortam sıcaklığındaki artışla birlikte azaldığını da bulmuşlardır. Çalışma aynı zamanda giren yakıtın, yani kimyasal enerjinin %55'i, yaklaşık %66,98'inin çevreye atıldığını göstermiştir. Ekserji analizi, tesisteki bu kayıpların değerini belirlemiştir (Egware *et al.* 2014).

87 MW'lik nominal kapasiteye sahip MS7001 tipi bir gaz türbininde enerji ve ekserji denge denklemlerini yazmışlardır. Bu denklemler; ortam sıcaklığını, sıkıştırma oranını ve tesis verilerine göre hava-yakıt oranını da içeren şekilde farklı işletim koşullarında türbinin her bir bileşeni için yazılmıştır.

Bu çalışma, ekserji tahribi değerinin, yaklaşık 36,34 MW ile yanma odasında en yüksek seviyede olduğunu göstermiştir. Aynı zamanda ikinci yasada belirtilen verimliliğin en yüksek türbinde olduğunu, bunu kompresör ve yanma odasının izlediğini de belirtmektedir. Tüm tesis için denge denklemlerini yazarak tersinmez işlemlerin sonucu olarak gaz türbini ekserji tahribatının 53,51 MW olduğu ve ekserji veriminin ise %32,44 olduğu bulunmuştur. Araştırmacılar, gaz türbinin performansının geliştirilmesi için kompresör çıkışındaki hava sıcaklığının azaltılmasını gerektirdiği sonucuna varmışlardır (Haouam *et al.* 2019).

Cezayir'de bulunan 2x146,2 MW kapasiteye sahip ikiz ABB GT13E2 tipi bir gaz türbinli güç santralinin performansının ortam havası sıcaklığındaki artışla birlikte azaldığını ve en yüksek ekserji değerinin yanma odasında tahrip edildiğini bulmuşlardır. Çalışma aynı zamanda yanma odasına giren hava sıcaklığındaki artışın, tesisin toplam çıktısını arttırdığını ve yanma odasındaki kayıpları azalttığını da göstermiştir (Khaldi ve Adouane 2011).

2.2 Termoekonomi

Termoekonomi, termal sistemlerin termal performansının faydalı elektrik işlerini üretilmesi için gerekli olan ekonomik maliyetle ilişkisini belirten bilim dalı olarak tanımlanır (Oyedepo *et al.* 2015b).

Termoekonomi, en düşük olası maliyetlerle elektrik santrallerinde elektrik enerjisi sağlamak için kullanılan yeni mühendislik araçlarından biridir. Bu araştırma, en düşük maliyetlerle elektrik üretiminin geliştirilmesi ve termodinamik yasalarının uygulanmasında elektrik santrallerinin değerlendirilmesi ve termoekonomi çalışması ile ilişkilidir (Tsatsaronis 1993).

Eksergoekonomi, ekonomik maliyetle termodinamiğin ikinci yasasının bakış açısından termal sistemlerin iş performansını birbiriyle ilişkilendiren ve dolayısıyla ekserji tahrip miktarını azaltırken termal sistemleri için maliyet tasarrufu miktarını belirleyen bilimdir (Mert *et al.* 2012).

Araştırmacılar, Nijerya'da bulunan bir gaz türbini santralinin çevresel ve ekonomik açıdan analitik çalışmasını, tesisin bileşenlerinin ve tüm tesisin enerji ve ekserji analizini kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Enerji ve ekserji denge denklemleri, gaz türbin çalışma parametrelerinin değerlerine dayanarak gaz türbinin her bileşeni için ayrı ayrı yazılmıştır. Ekserji tahrip değeri ve ekserji verimliliği hesaplanmıştır. Çalışma, ekserji tahribinin yanma odasında en yüksek seviyede olduğunu göstermiştir ve bu değer, türbin giriş sıcaklığı arttırılarak azaltılabilir ve dolayısıyla, güç santralinde üretilen kilovat-saat değeri azalır. Çalışma aynı zamanda türbinin giriş sıcaklığın arttırılmasının CO_2 emisyonlarını azalttığını ve dolayısıyla bu emisyonlardan ortaya çıkan çevresel faktörlere ilişkin maliyetleri de azalttığını göstermiştir (Oyedepo *et al.* 2015).

Birleşik üretim (cogeneration), endüstriyel veya evsel kullanımlar için buhar üretmek veya sıcak su elde etmek amacıyla atık ısı enerjisinin kullanılması olarak tanımlanır.

Birleşik üretim tesisleri yüksek termal verime sahiptir ve çevre için düşük seviyede zararlı emisyonlar yayar (Mert *et al.* 2012).

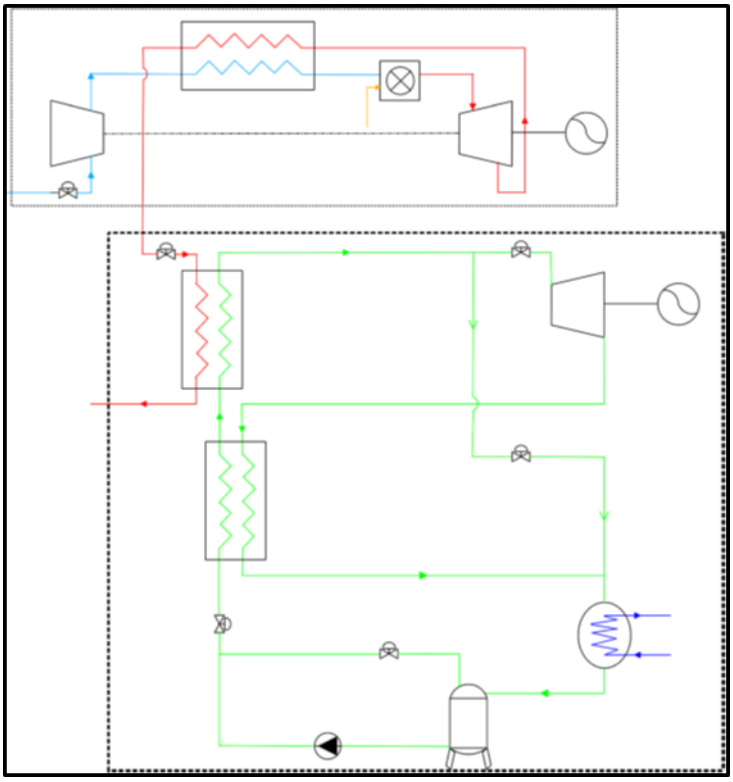
Araştırmacılar, birleşik elektrik ve buhar üretiminde Türkiye'de faaliyet gösteren ERDEMİR güç santralini incelemişlerdir. Çalışma, ekserji veenerji analizinin bakış açısından en verimli bileşenin türbin olduğunu, en az verimli olanın ise buhar jeneratörü olduğunu (%76,33) ve ardından ekserji verimliliğine (%77,83) sahip yanma odasının geldiğini göstermektedir. Ekserji tahribinin en yüksek değeri, yanma odasında ve en düşük değeri ise türbinde meydana gelir. Aynı zamanda bu araştırmada, eksergoekonomik analize dayanarak, kompresörden çıkan basınçlı hava maliyeti, kompresör için gerekli enerji maliyeti ve yanma odasından çıkan yanma ürünlerinin maliyeti de tespit edilmiştir. Çalışma, ekserjinin ve eksergoekonominin, sürekli gelişimiçin bir araç olduğunu ve termal sistemlerin verimliliğinin iyileştirilmesinde ve arttırılmasında etkin bir araç olduğunu göstermektedir (Mert *et al.* 2012).

Başka bir çalışmada kütle, enerji, oksijen, entropi ve maliyet denkliği denklemleri; Suudi Arabistan'daki Makkah enerji tesisine uygulanmıştır ve yakıt ve havanın kütle akış oranı ve kompresör giriş sıcaklığı gibi farklı işletim koşullarının değişkenleri çalışılmıştır, ardından bu değişkenler için optimum değerler bulunmuştur. Kompresörün giriş sıcaklığı azaltılarak enerji verimliliği %20 oranında ve ekserji ise %12 oranında iyileştirilmiştir. Bu çalışmada ekserji ve ekserjoekonomi analizi de yapılmıştır ve çalışma, en yüksek tahrip edici ekserjinin yanma odasında olduğunu, optimum değerlerin ise CO_2 emisyonlarının yanma odasındaki düşük yakıt enjeksiyon oranını kullanarak ve ekserjinin verimliliğini arttırarak azaltılabileceğini göstermiştir (Altayib 2011).

2.3 Birleşik Çevrim

Birleşik çevrimler, atık ısının başka bir çevrimi çalıştırması için bir ısı kaynağı olarak kullanıldığı çevrimler olarak tanımlanır (Çengel ve Boles 2006).

Ahmadi *et al.* (2020) bu çalışmada organik Rankine çevrimi ile birlikte birleşik gaz çevriminin ekserji ve enerjisi, organik Rankine döngüsündeki optimum çalışma basıncını belirlemek ve bu çevrimdeki optimum çalışma sıvısını belirlemek için analiz edilmiştir. Şekil 2.1 bu birleşik çevrimi göstermektedir.



Şekil 2.1 Gaz çevrimi ile kombine rankine çevrimi (Ahmadi *et al.* 2020).

Khan (2020) çalışmasında üst gaz tesisi çevriminde bir ısı eşanjörünün varlığında gaz-gaz birleşik güç çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Üst istasyon çevriminden çıkan egzoz gazları, alt gaz çevrimi için ve üst çevrim kompresöründen çıkan havanın ısıtılması için bir ısı kaynağı olarak kullanılır. Bu analiz, gaz türbin bileşenlerinin enerji ve ekserji dengesine dayanarak gerçekleştirilmiştir. Üst çevrimin türbin giriş sıcaklığının etkisi ve gaz türbinin termal verimliliği üzerinde buradan elde edilen yanma gazlarının oranı ve tahrip edilen ekserji ve hem üst hem de alt çevrimlerdeki sabit basınç oranında yanma gazlarıyla birlikte kaybolan ekserji üzerinde çalışmalar yapılmıştır.

Çalışma, iki ısı eşanjöründeki ekserji tahribi değerinin, her birinden geçen egzoz gazlarının oranı ile ilgili olduğunu göstermiş olup birleşik çevrimin çalışması, enerji

analizi açısından tek başına basit gaz çevriminin çalışmasından daha iyidir. Ekserji analizinin bakış açısından yalnızca yeniden üretim ile gaz çevrimi, birleşik çevrimden daha iyidir (Khan 2020).

2.4 Termal Sistemlerin Termodinamik Analizi

Yuksel *et al.* bu çalışmada araştırmacılar, farklı yakıt türlerini kullanarak ekserji temelinde askeri bir turbo jet motorunun sürdürülebilirliğini ve ekonomisini çalışmış ve analiz etmişlerdir. İlk olarak sürdürülebilirlik, ekserjoekonomi ve gelişmiş ekserjoekonomik çalışmalar yapılmşıtır ve yakıt olarak öncelikle kerosen ve ardından hidrojen kullanılarak analiz edilmiştir.

Araştırmacılar, ekserjoekonomik analiz açısından kerosen kullanımının hidrojene kıyasla daha iyi olduğunu bulmuşlardır. Ekserji tahribi değeri, son yakıcıdan sonra meydana gelir ve yanma odasındaki en yüksek değere sahiptir ve bu da son yakıcının maliyetinin daha yüksek olmasının nedenidir (Yuksel *et al.* 2020).

Beigzadeh *et al.* bu çalışmada daha yüksek termal enerji verimliliğine ve daha az kirliliğe ulaşmak için biyoyakıt kaynağına sahip geleneksel fosil yakıt kaynakları üzerinde çalışan gaz türbinleri ile hibrit katı oksit yakıt hücrelerinin ekserji ve enerji analizine dayanarak bir termodinamik çalışma yapılmıştır.

Tesisin her bir kısmının ve bir bütün olarak tesisin termodinamik performansı üzerinde farklı biyoyakıt türlerinin etkisi çalışılmıştır. Bu çalışmada enerji ve ekserji denge denklemleri, tesisin her bileşeni için ayrı ayrı yazılmıştır ve tesisin her bir kısmında ve tesisin tümünde farklı biyoyakıt türleri kullanıldığındaki ekserji tahribi ve toplam çıkış kapasitesi, işletim sıcaklığı, basınç, sıkıştırma oranı ve buhar oluşturucu çevrimde yakıt-su oranı da dahil olmak üzere sistemin temel parametreleri üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Tesisin her bileşeninde termal verimlilik, ekserji verimliliği ve tersinmezlik miktarı da çalışılmıştır (Beigzadeh *et al.* 2021).

Bu çalışmada her bir yakıt türünün eşit miktarları benimsenmiştir. Bu çalşımada, doğal gazla çalışan tesisin farklı biyoyakıt türleriyle çalışanlara kıyasla daha yüksek kapasitesinin olduğu ancak doğalgazla çalışan tesiste tahrip edilen ekserjinin de biyoyakıtlarla çalışan tesiste tahrip edilen ekserji değerinden daha yüksek olduğu bulunmuştur. Öyle ki doğalgazla çalışan tesisin toplam elektrik çıktısı %72,71 iken, biyoyakıtlarla çalışan tesisin elektrik verimliği %56,6'dır (Beigzadeh *et al.* 2021).

Betelmal ve Farhat, bu çalışmada, basit bir gaz türbini çevriminde, sıkıştırma aşamalarında uygun miktarda su enjekte edilerek buharlaşmasına izin verilmiş olup ardından yanma odasındaki hava ve buhar karışımının birlikte genleşmesi için ısı verilerek türbin içinde enerji ve ekserji analizi kullanılmıştır öyle ki bu yöntem çevreye zararlı emisyonları azaltır ve çevrimin termal verimliliğini arttırır.

Bu çalışmada gaz türbini çevriminin işletim parametrelerinin etkisi ve sıkıştırma işlemi sırasında enjekte edilen maksimum su miktarı çalışılmıştır ve kuru sıkıştırma, ıslak sıkıştırma ve izotropik sıkıştırma; enerji ve ekserji analizine dayanarak bir termodinamik çalışması yoluyla kıyaslanmıştır. Çalışma, ekserji tahribi değerlerinin sıkıştırma işlemi sırasında enjekte edilen su miktarının arttırılmasıyla arttığını ve kompresör çıkış sıcaklığının %12 oranında azaltığını, öyle ki ıslak sıkıştırma işinin kuru sıkıştırmaya kıyasla %12 oranında azaldığını ve bunun da üretilen net gücü arttırdığını ve tesisin termal verimliliğini arttırdığını göstermiştir. Özgül yakıt tüketimini de arttırır, dolayısıyla enjekte edilen su değeri, belirlenen değeri aşamaz. Enjekte edilen suyun 0,4 kg'ı, bu tür bir çevrim için optimum miktardır (Betelmal ve Farhat 2018).

2.5 Literatür Taramasının Sonuçları

Literatür taramasına ilişkin yapılan çalışma, gaz türbini istasyonları için tek başına birinci veya ikinci yasanın bakış açısından yalnızca analizin eksikliğini göstermektedir.

Ekserji analizinin sunumu, bu termal sistemlerin analizinde güçlü bir araçtır. İstasyonun iş performansı, kompresör ve türbin girişlerinin sıcaklığına ilişkindir. İstasyonun iş

verimliliği, kompresör girişinin sıcaklığını azaltarak ve türbin girişinin sıcaklığını arttırarak iyileştirilebilir. Ekserji tahribi için en yüksek değer, yanma odasında meydana gelir.

3. MATERYAL VE METOT

Bu bölümde 2021 yılı için mevsimler boyunca tesisin işletim koşullarının ışığında en düşük gaz akışı hızı maliyeti ve en yüksek üretkenliğe ulaşmak için ünitenin optimum işletim koşullarını bulmak amacıyla (AVEVA Pro/II Simülasyon Programı) kullanılarak 300 MW'lik üretim kapasitesine sahip Taza güç santralindeki üçüncü gaz türbini simüle edilmiştir. Bu bölümde, gaz türbinleri ve termal türbinler arasında (işlerinin temeli buhardır) hem işletim sistemlerine hem de sağlanan enerji miktarına göre bir karşılaştırma ile elektrik enerjisi üretim işlemlerinde (elektrik santrallerinin kalbi) temel ekipmanlardan biri olarak kabul edilen en önemli türbin türlerinin tam bir açıklaması yer almaktadır. Bu da, termal enerji üretimi alanında yapılan çalışmaların araştırılmasının yanı sıra bu alanda daha önce yapılmış çalışmalara dayanmaktadır (Park *et al.* 2014).

3.1 Taza Güç Santrali

Taza güç santrali, Brighton çevriminde çalışan üç üniteden oluşur (sırasıyla 60, 250 ve 300 MW). Şekil 3.1 Kerkük nin güneyinde yer alan Taza güç santralinin uydu görüntüsünü göstermektedir.



Şekil 3.1 Kerkük nin güneyinde yer alan Taza güç santralinin havadan fotoğrafı

3.2 AVEVA Pro/II Simülasyon Programı

Bu program, özel bir simülasyon ortamı sağlar ve çeşitli sistemlerin tasarımı ve analizi için entegre simülasyon çözümleri sağlayan güçlü bir termal sistem simülasyon aracıdır. Simülasyon, yağ ve gaz ayrımından reaktif distilasyonuna kadar tüm işlemler için kütle ve enerji denge denklemlerinin kesin çözümlerine dayanır.

Bu program, yüksek esneklik ve çeşitli işlemleri simüle etme konusundaki yüksek kabiliyetiyle karakterizedir. Program, standart endüstriyel termodinamik yöntemler ve fiziksel özellik verilerine dayanarak kesin ve hassas sonuçlar sağlar. Bu program, mühendislerin termal üniteleri yönetmelerine ve iyileştirmelerine yardımcı olan güçlü bir araçtır.

Bu program, yeni işlemlerin tasarlanmasında ve farklı termal sistemlerin verimliliğinin ve operasyonunun değerlendirilmesinde kullanılır. Aynı zamanda mevcut tesislerin güncellenmesi ve performanslarını etkileyen sorunların tanımlanmasının yanı sıra işletim koşullarının geliştirilmesi ve optimize edilmesi için kullanılır.

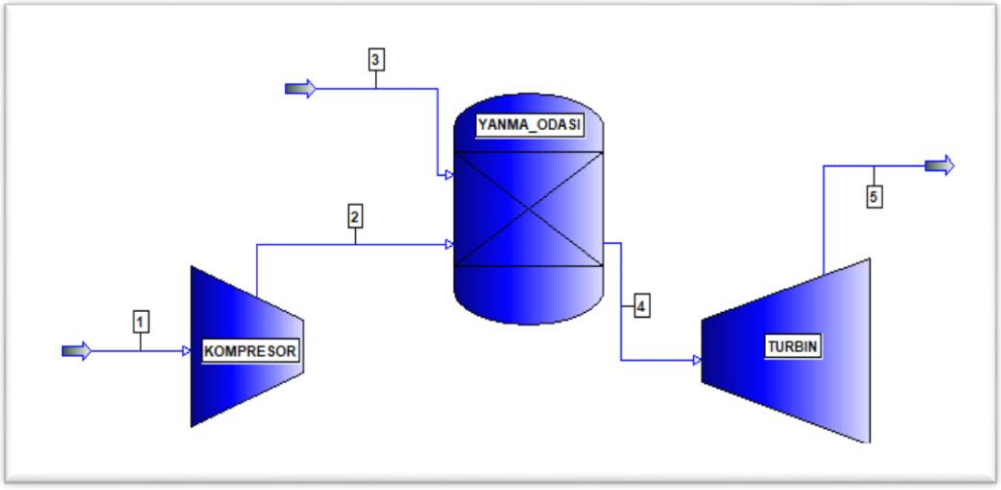
Bu program, maddelerin fiziksel ve kimyasal özelliklerine ilişkin geniş bir veri kütüphanesi sahiptir ve aynı zamanda yeni verilerin ve özelliklerin kütüphaneye dahil edilmesine imkan sağlar. Ayrıca çeşitli mühendislik programlarıyla da bağlantılı hale getirilebilir ve bu tür programlara entegre edilebilir (AVEVA Pro/II Simülasyonu).

Simülasyon adımları: Aşağıda, AVEVA Pro/II programını kullanarak Taza güç santralindeki gaz türbininin simülasyon adımları yer almaktadır:

1. Adım: Gaz türbini sisteminin proses akış şeması, Şekil 3.2'de gösterildiği üzere gaz türbini bileşenleri olan kompresör, yanma odası ve türbin simülasyon programında bulunan ekipman ve akım modellerinden seçilerek oluşturulmuştur.

a. Kompresör.
b. Yanma odası.

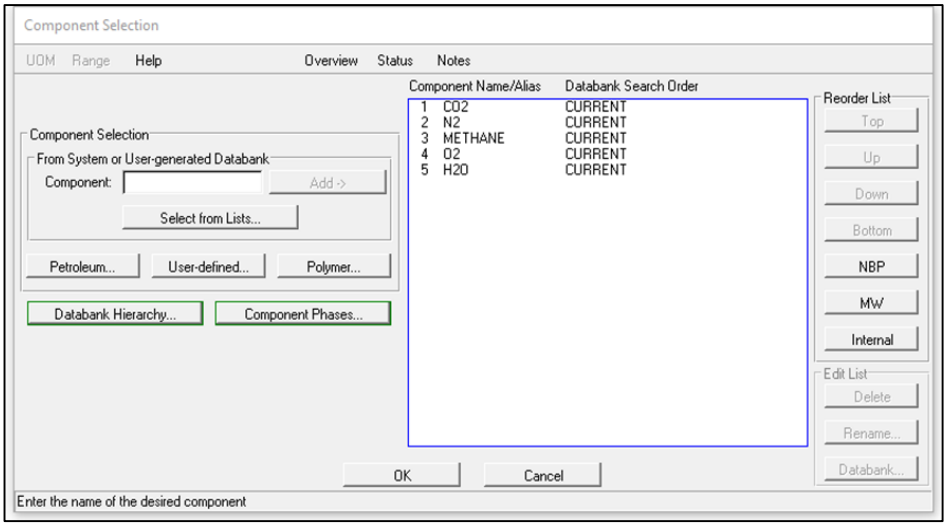
c. Türbin.



Şekil 3.2 Ünite ekipmanı, tesisin giriş ve çıkış buharı

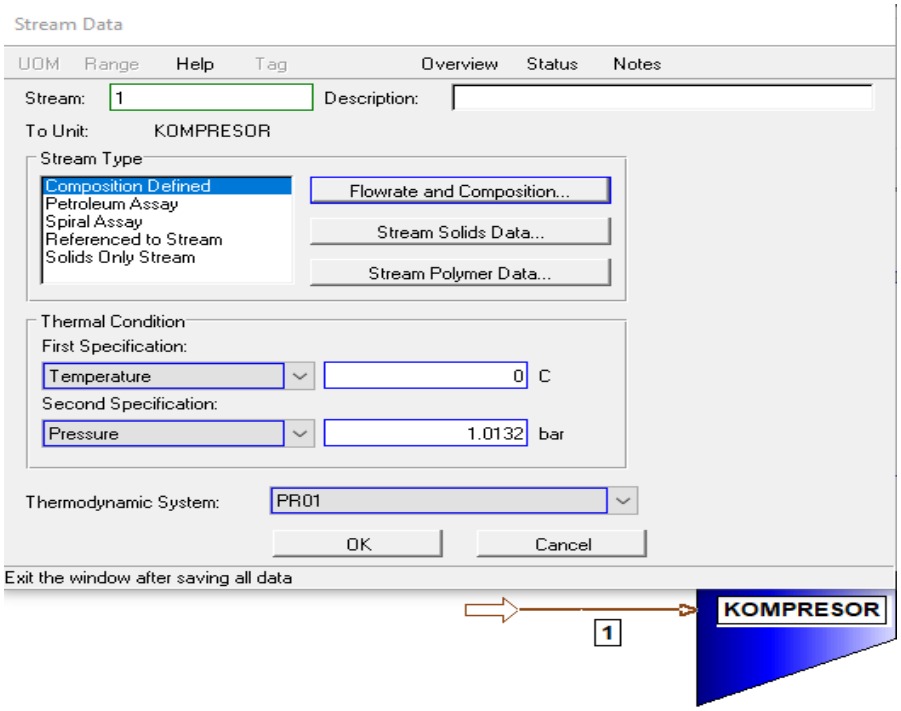
2. Adım: Aşağıdaki şekilde gösterilen şekilde simülasyona dahil edilen tüm maddeler seçilmiştir (Şekil 3.3).

a. Sırasıyla %21 ve %79 oranında oksijen ve azot içeren hava.
b. Yakıt olarak kullanılan metan gazı.
c. Karbon dioksit gazı.
d. Su.

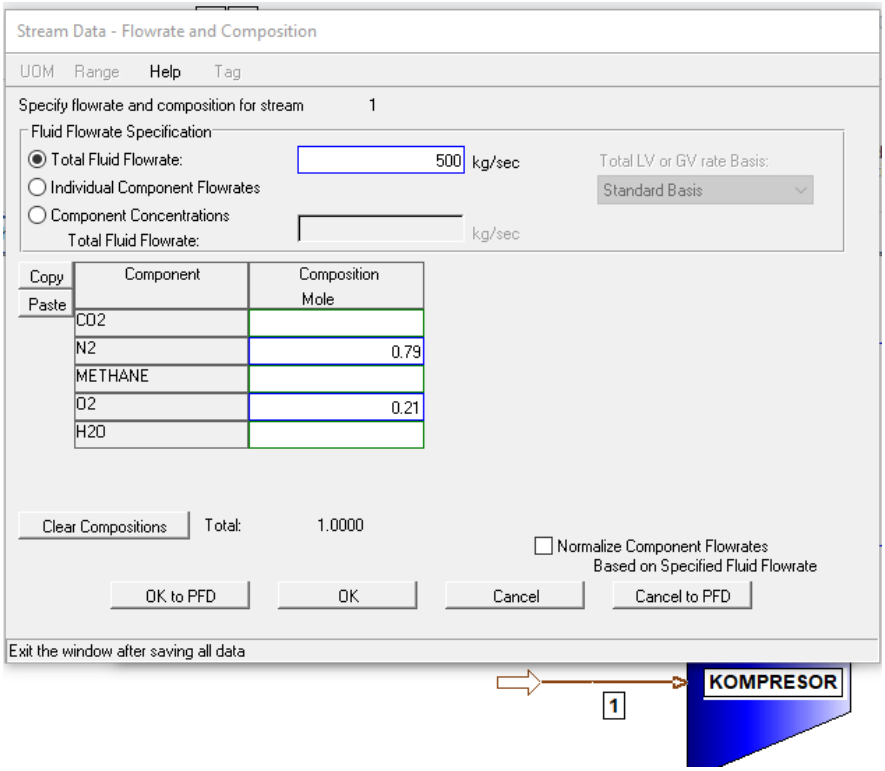


Şekil 3.3 Simülasyonda kullanılan kimyasal maddelerin seçimi

3. Adım: Aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi Akım (1)'de basınç, sıcaklık ve hava akış hızının çalışma koşulları girilmiştir (Şekil 3.4, Şekil 3.5).

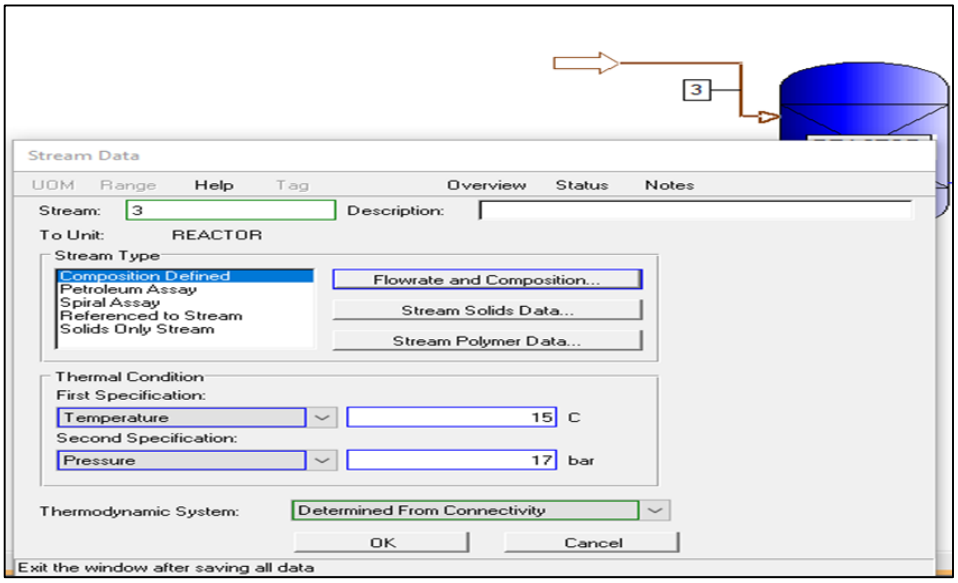


Şekil 3.4 Akım (1)'de basınç, sıcaklık çalışma koşulları girilmiştir

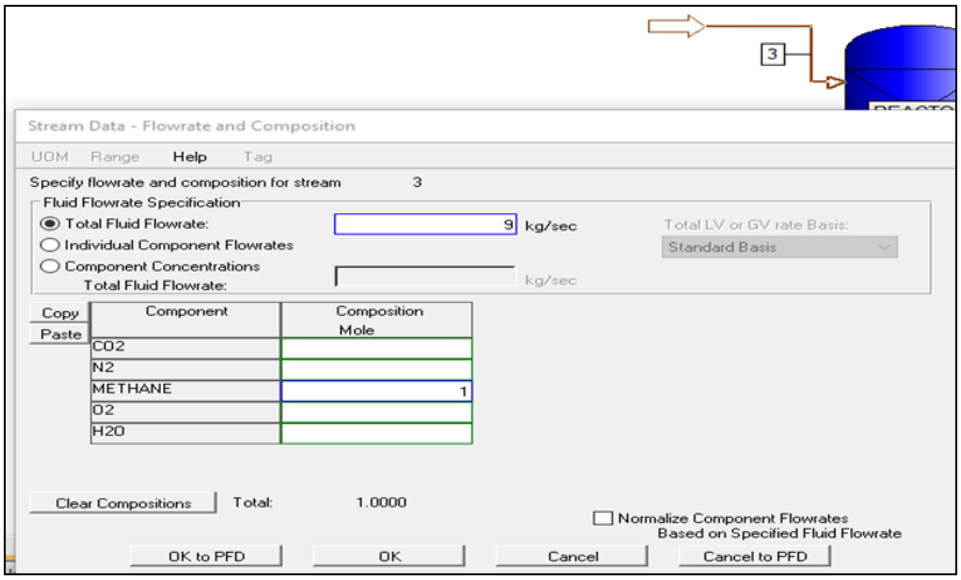


Şekil 3.5 Akım (1)'de hava akış hızı (kg/s) ve bileşimi tanımlanmıştır

4. Adım: Yanma ünitesine giren metan gazının verileri 3 numaralı akışta ve akış hızı da aşağıdaki Şekil 3.6 ve 3.7'de gösterildiği gibi girilmiştir**.**

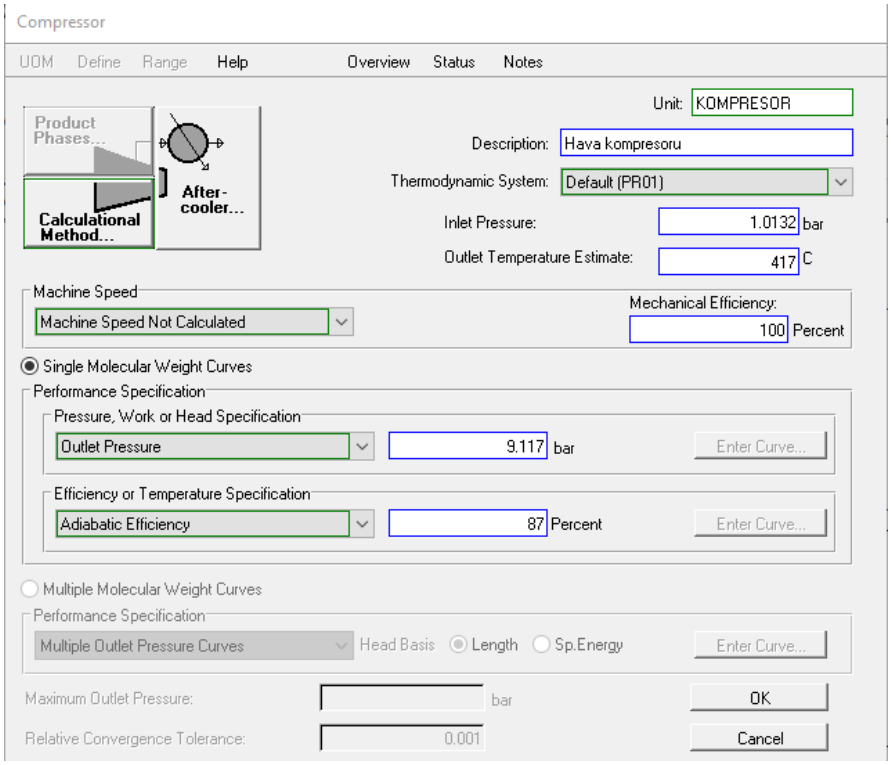


Şekil 3.6 Metan gazının sıcaklık ve basıncının tanımlanması



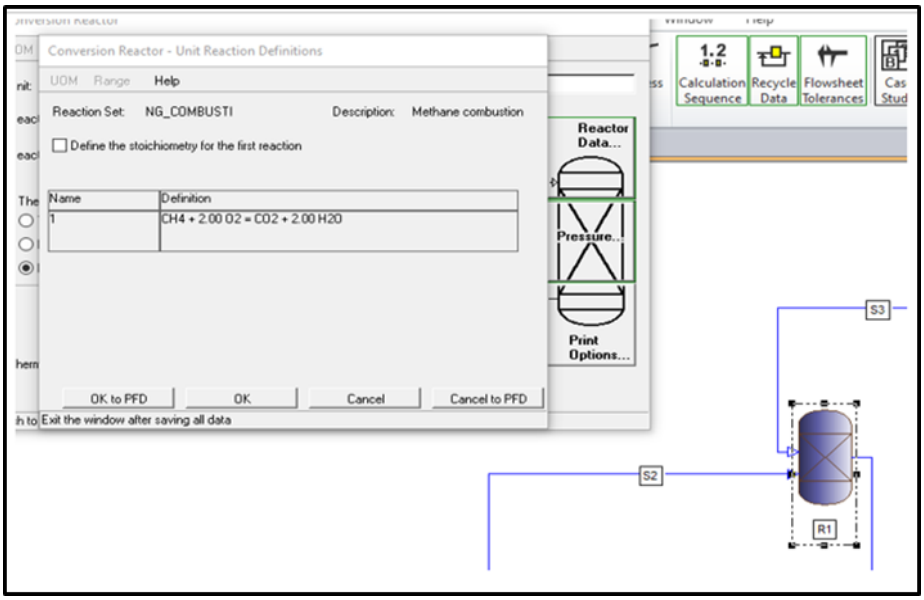
Şekil 3.7 Akım 3'e metan akış debisinin tanımlanması

5. Adım: Aşağıdaki Şekil 3.8'de gösterildiği gibi tüm kompresör verileri girilmiştir.

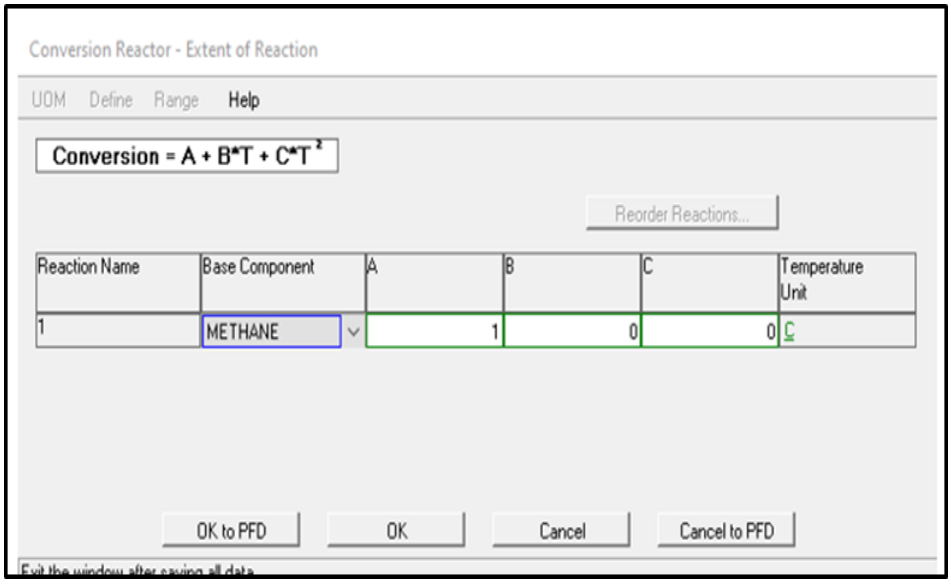


Şekil 3.8 Hava kompresörünün simülasyon modelinin tanımlanması

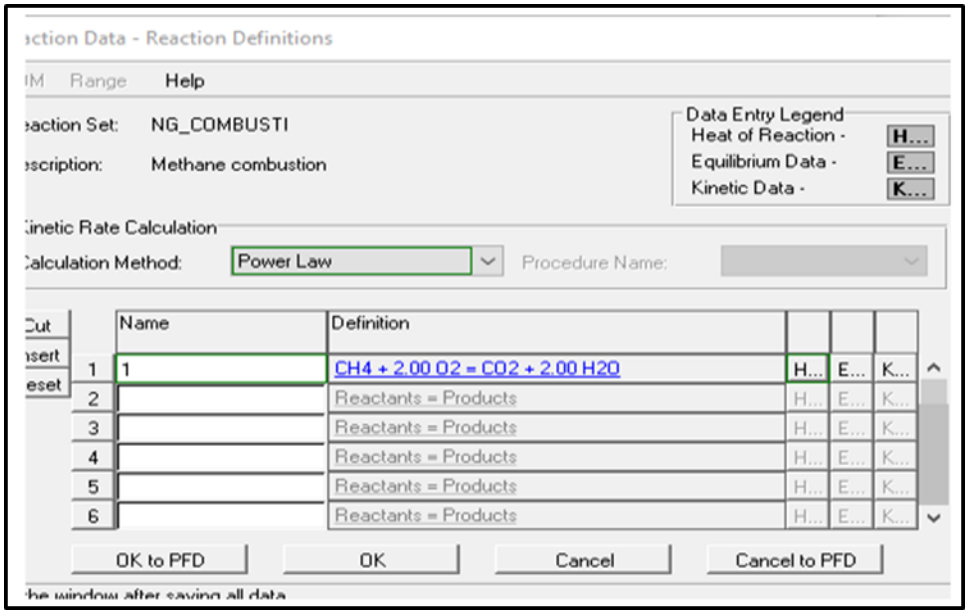
6. Adım: Yanma odasını modellemek için dönüşüm reaktör tipi seçilmiş ve reaktantlar ve ürünler için stokiyometrik denklem ile reaktör çalışma şartları tanımlanmış ve aşağıdaki Şekil 3.9 ve Şekil 3.10 ve Şekil 3.11'de österilmektedir.



Şekil 3.9 Reaktör için stokiyometrik denklem

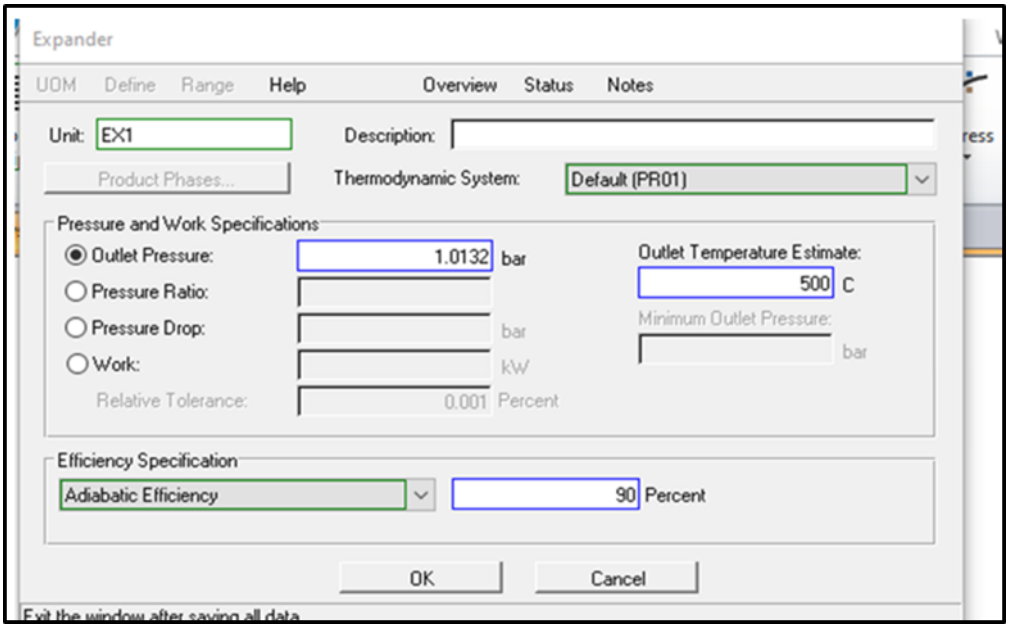


Şekil 3.10 Limit reaktant ve dönüşüm oranı



Şekil 3.11 Reaksiyon kütüphanesinde reaksiyounun tanımlanması

7. Adım: Aşağıdaki Şekil 3.12'de gösterildiği gibi türbin verileri girilmiştir.



Şekil 3.12 Türbin çalışma parametreleri

3.3 Türbin Nedir?

Bir türbin, bir hava devresine bağlı sabit veya hareketli kanatlardan oluşan kompleks bir settir. Türbine giren gazın yanması sonucu oluşan buhar, kanatları dairesel bir hareketle hareket ettirir böylece kanatlar ilk olarak basınçlı havayı iter ve elektrik üreten jeneratörü çalıştırır (Altayib 2011).

3.4 Gaz Türbinleri Nasıl Elektrik Üretir?

Türbin ucundaki kısım havayı çekmek için kullanılır ve ardından tüm hava moleküllerini, özellikle partikülleri, yüksek sıcaklık ve basınçla türbinde (türbin kompresöründe) sıkıştırır (Moran ve Shapiro 2006).

Sonraki adımda yakıt, ateşleme odasına enjekte edilir. Yanma işlemi arabalarda olduğu gibi gerçekleşir, ancak arabalar söz konusu olduğunda, güç 220 beygir gücüdür, türbinlerde ise jet uçaklarının yanma odasında elde edilen güce eşdeğer olarak 600.000 beygir gücüne ulaşır.

Üçüncü adımda yüksek sıcaklıkta yanmayla yayılan gaz, dakikada 3600 devirlik dönme hareketi gerçekleştirmek için fan kanatlarına geçer ve kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye çevirir (Egware *et al.* 2014).

Ardından döner şaft, bir elektrik jeneratörüne bağlanır böylece mekanik enerji, jeneratördeki bakır teller nedeniyle oluşan büyük bir manyetik alan aracılığıyla işleme için yeterli elektrik enerjisine dönüştürülür, dolayısıyla bu manyetik alandan kaynaklanan elektronların hareketi elektrik üretir.

Ayrıca bazı santrallerde gaz türbinleri, %50 oranında daha fazla elektrik enerjisi elde etmek için buhar türbinlerinin yanında kullanılır ve bu işleme (elektrik santralinin çevrim süreci) adı verilir; burada yanma kazanlarında üretilen sıcak gaz, kazanlarda buhar oluşturmak için kullanılır ve bu buhar, kanatları döndürür. Elektrik üreten elektrik jeneratörü (Mousafarash ve Ameri 2013).

Termodinamik, enerjiyi depolama yöntemleri ve bir şekilden diğerine dönüşümleri, özellikle ısının faydalı işe ve işin ısıya dönüşümü ve bu dönüşümde kullanılan termal cihazların incelenmesi ile ilgilenen bilim olarak tanımlanır.

Termal cihazlar ikiye ayrılır: işlemlerin saat yönünde gerçekleştiği direkt termodinamik çevrimleri olan ısı motorları, burada sağlanan ısı, net işe dönüştürülmez.

Termal motorlar, dahili yanma motoru çevrimleri ve buhar tesisi çevrimlerini içerir. İkinci kısım; soğutma çevrimlerini ve ısı pompalarını içerir, bunlar, spontan olarak ters yönde termal enerjinin, yani soğuktan sıcağa, aktarılmasında kendilerine iletilen işten faydalanan cihazlardır (Ahmadi *et al.* 2020).

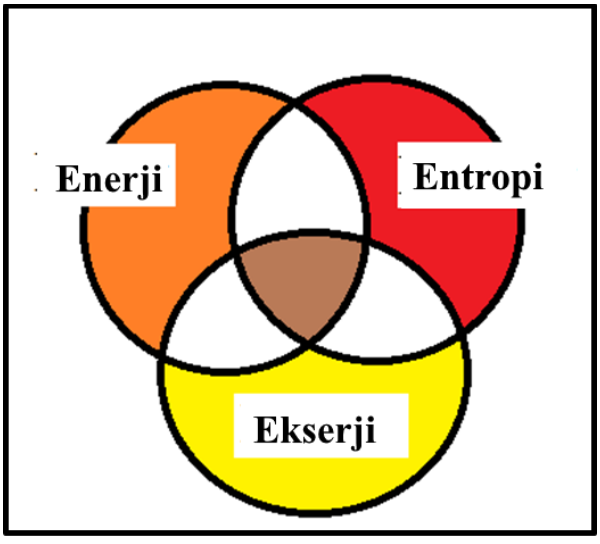
Termodinamik bilimi, termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları olan iki yasanın temeline dayanarak oluşturulmuştur öyle ki birinci yasa, enerjinin korunumu yasasıdır ve enerjinin, yok edilemeyen veya yoktan var edilemeyen, ancak bir biçimden diğerine dönüştürülebilen sabit bir miktar olduğunu belirtir (Çengel ve Boles 2006).

Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin bir niceliği ve niteliği olduğunu belirtir ve bu yasa, tersinmez gerçek prosesler ile tersinir ideal prosesler arasındaki farkı ve bunlardan sapma derecesini açıklar (Al-Gburi 2015).

Gerçek prosesler, entropi olarak bilinen ısı aktarım süreci sırasında kaos oluşması ve buna eşlik eden ekserji olarak bilinen toplam iş kapasitesinin tahrip olması nedeniyle bu enerjinin kalitesini her zaman düşürme eğilimindedir ve burada, bu yasayı nicel bir hale getiren entropi ve ekserji terimleri ortaya çıkar.

Sistem, iş ve ısı olarak çevreleyen ortamla enerjiyi değiş tokuş ettiğinde entropi, bu değiş tokuştan ötürü sistem içinde meydana gelen tersinmez proseslerden ötürü sistem içinde oluşır (Tsatsaronis 1993).

Bu üç miktar, enerji, entropi ve ekserji miktarı, Şekil 3.13'de gösterilen şekilde tekil bir düzlemde birbiriyle kesişir ve bu alan, bu araştırmanın odak noktası olan termodinamiğin birinci ve ikinci yasasının kesişimidir.



Şekil 3.13 Enerji, entropi ve ekserji

3.5 Enerji Kavramı

Enerji, günlük yaşamımızda büyük ölçüde ilgilendiğimiz sezgisel bir kavramdır. Enerjiyle kapsamlı bir şekilde ilgilensek de bu miktarın net ve kesin bir tanımı yoktur ve doğrudan ölçülemez, ancak dolaylı olarak her zaman hesaplanır.

Enerji, bir ölçüm miktarı olarak kabul edilir, yani enerjiyi tam olarak tanımlayan belirli bir miktara sahiptir ve herhangi bir sistem için bu miktar tespit edilemez, yani vücudun sahip olduğu enerji içeriği belirlenemez, ancak sistemin enerjisindeki değişim belirlenebilir (Çengel ve Boles 2006).

Enerji kinetik, potansiyel, dahili,kimyasal, nükleer ve burada belirtilmeyen diğer bir çok şekil de dahil olmak üzere farklı şekillere sahiptir.

Termodinamikte enerji, iki kısım halinde sınıflandırılır.

Enerjinin makroskopik şekli, kinetik ve potansiyel enerji gibi eylemsiz koordinatlar sistemine istinaden bir sistemin sahip olabileceği enerjiyi içerir (Borgnakke ve Sonntag 2009).

Mikroskopik şekil ise çekirdeği etrafındaki elektronların hareket enerjisi, moleküllerin titreşim enerjisi, çekirdeğin elektrik alanının enerjisi ve diğer enerji biçimleri gibi atomik ve moleküler madde yapısına ilişkin tüm enerji biçimlerinin toplamını içerir. Enerjinin son şekli ise dahili enerji olarak adlandırılır (Moran ve Shapiro 2006).

Dolayısıyla herhangi bir kapalı termodinamik sistemin toplam enerjisi, kinetik, potansiyel ve dahili enerjiden oluşur öyle ki, denklem (3.1).

$$E_{toplam} = E_{Ke} + E_{Pe} + U \tag{3.1}$$

Burada E_{Ke} sistemin kinetik enerjisidir ve E_{po}, potansiyel enerjiyi ve U ise dahili enerjiyi temsil eder ve böylece, denklem (3.2).

$$E_{toplam}(J) = \frac{1}{2}mv^2 + mgz + U \quad (3.2)$$

Birim kütle bazında aşağıda belirtileni elde ederiz, denklem (3.3).

$$e_{toplam}(\text{J/kg}) = \frac{1}{2}v^2 + gz + u \quad (3.3)$$

Çevre ile sistem arasında madde giriş çıkışının olduğu açık sistemler için birim kütle başına kütle akışıyla taşınan toplam enerji denklem (3.4) şeklindedir.

$$e(\text{J/kg}) = \frac{1}{2}v^2 + gz + h \quad (3.4)$$

Burada h, entalpiyi temsil eder, bu da yığının termal içeriğini ve potansiyelini, sıvı akışından kaynaklanan ısı ve basınç enerjisi şeklinde ifade eder (Çengel ve Boles 2006).

3.6 Termodinamiğin Birinci Yasası

Daha önce belirttiğimiz üzere bu yasa, enerji korunumu yasasını ifade eder ve yasa, bize bir formdan diğerine geçerken enerji oranı hakkında bilgi verir (Rajkumar ve Ashok 2009).

Enerji, üç şekilde sisteme aktarılabilir: ısı, kütle ve iş yoluyla

Kararlı halde bir çok girdi ve çıktıyı içeren bir kontrol hacmi için enerji denge denklemi aşağıdaki şekilde yazılır, denklem (3.5).

$$\dot{Q}_{net} + \sum_{in} \dot{m}_{ın}\left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz\right)_{ın} = \dot{W}_{net} + \sum_{out} \dot{m}_{out}\left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz\right)_{out} \quad (3.5)$$

Termodinamiğin birinci yasası, işlemin meydana gelebileceği spontan yön hakkında bilgi vermez veya gerçek işlemler ve ideal işlemler arasındaki farkı açıklamaz; ancak burada termodinamiğin ikinci yasasına duyulan ihtiyacı gösterir (Mert *et al.* 2012).

3.7 Termodinamiğin İkinci Yasası

Bir taş attığımızda, yüksekten kaynaklanan potansiyel enerji kinetik enerjiye dönüştüğünden ötürü yukarıdan aşağıya doğru spontan olarak düştüğünü görürüz.

Isı, kendiliğinden yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağından düşük sıcaklıktaki ısı kaynağına aktarılır, ancak bu aktarımın maliyeti olarak enerji eklemeden ısıyı spontan olarak ters yönde aktarmak imkansızdır.

Çoğu kimyasal reaksiyon, denge durumuna karşı gerçekleştir ancak bir çok kimyasal reaksiyon da ısı eklenmeden ortaya çıkan temel bileşiklere geri dönmek için reaktantın ürünleri için meydana gelemez (Çengel ve Boles 2006).

Doğadaki olguların çoğu, denge durumuna götüren yön olan belirli bir yöne doğru kendiliğinden meydana gelebilir ancak ters yönde dönüş mümkün değildir, bu dönüşe bir enerji kaynağı eklemeden kendiliğinden ters yönde dönüş gerçekleşebilir (Egware *et al.* 2014).

Proseslerin doğada gerçekleştiği yön, termodinamiğin birinci yasasının bakış açısından açıklanamaz ve bu durum, termodinamiğin ikinci yasasının açıklamaya çalıştığı durumdur. İkinci yasada çeşitli formüller vardır, bunların en önemlileri aşağıda belirtilmiştir.

- Kelvin Planck'ın Beyanı: Isının, düşük sıcaklıktaki bir kaynağa ısı miktarının çıkarılmadan yüksek sıcaklıktaki bri kaynaktan bir ısı motoruna aktarılamayacağını belirtir. Bunun anlamı, kendine sağlanan tüm ısıyı düşük sıcaklıktaki bir ortama

gereken ısı miktarını çıkarmadan net işe dönüştüren bir ısı motoru olamayacağıdır, yani termal verimliliği %100 olan bir motor yoktur.

- Clausius'un Beyanı: Isının, iş eklenmeden düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan yüksek sıcaklıktaki bir kaynağa spontan olarak aktarılamayacağını belirtir.

Clausius, aşağıdaki formüle göre Clausius eşitsizliği ile matematiksel olarak termodinamiğin ikinci yasasının ifadesini formüle etmiştir, denklem (3.6).

$$\oint \frac{dq}{T} \leq 0 \tag{3.6}$$

Burada miktar $\frac{dq}{T}$ entropi değişimini temsil eder.

Önceki eşitsizlik, herhangi bir kapalı termodinamik çevrimdeki entropi değişikliğinin tersinir proseslerde sıfır veya geri dönüşümsüz prosesler ise negatif miktarın söz konusu olduğunu ve önceki miktarın pozitif olmasının mümkün olmadığını, aksi takdirde termodinamiğin ikinci yasasının ihlal edildiğini belirtir.

İzole bir sistem için $\Delta S_{rev} = 0$, $\Delta S_{irrev} > 0$ ve $\Delta S < 0$ de imkansız olacaktır, yani $\Delta S = S_{gen}$, burada S_{gen}, tersinmez proseslerin sonucu olarak oluşan entropidir, ki bu tersinir proseslerde sıfırdır ve tersinmez proseslerde pozitiftir ve negatif olması imkansızdır (Çengel ve Boles 2006).

Entropi işlevi, bir durum göstergesidir ve değişikliği yalnızca ilk ve son durumu ile ilişkilidir. Tersinir bir termodinamik proses ve ideal bir gaz için entropi değişiklikleri, aşağıdaki ilişki ile verilir, denklem (3.7).

$$\Delta S = s_2 - s_1 = c_v \ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1} = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{p_2}{p_1} = c_v \ln\frac{p_2}{p_1} + c_p \frac{v_2}{v_1} \tag{3.7}$$

Tesisin herhangi bir noktasındaki entropi, aşağıdaki şekilde hesaplanır, denklem (3.8).

$$s = c_p \ln \frac{T}{T_o} - \mathrm{R} \ln \frac{p}{p_o} \tag{3.8}$$

Entropi sadece ısı ve kütle ile sisteme iletilir ve sistemden alınır ve işle aktarılamaz. Burada termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları arasındaki fark açıkça ortaya çıkmaktadır. Birinci yasa ısı ve iş aktarımı arasında ayrım yapmazken, ikinci yasa bunların arasında ayrım yapar.

Isı aktarımına entropi aktarımı eşlik eder ancak sağlanan veya üretilen işe entropi aktarımı eşlik etmez (Moran ve Shapiro 2006).

Kararlı haldeki açık bir sistem için entropi denge denklemi, aşağıdaki şekilde verilir, denklem (3.9), denklem (3.10).

$$\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{in} \dot{m}_{ın} S_{ın} - \sum_{out} \dot{m}_{out} S_{out} + \dot{S}_{gen} = 0 \tag{3.9}$$

$$\dot{S}_{gen} = \sum_{out} \dot{m}_{out} S_{out} - \sum_{in} \dot{m}_{in}\, s_{in} - \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \tag{3.10}$$

3.8 Ekserji

Ekserki, belli bir durumun koşulları altında sistemden elde edilebilen maksimum mevcut faydalı iş olarak tanımlanır ve aynı zamanda değişikliğinin ilk ve son hal ile ilişkili olduğu ancak alınan yolla ilişkili olmadığı bir durum işlevidir (Mousafarash ve Ameri 2013).

Ekserji kavramı, termal cihazların çalışmasını değerlendirmek ve mümkün olan en yüksek seviyede bunlardan faydalanmak ve dolayısıyla, mevcut enerji kaynaklarının

kullanımını en üst seviyeye çıkarmak için kullanılan modern kavramlardan biridir (Ehsana ve Yılmazoglu 2011).

Elektrik santrallerinde ekserji analizi kavramının kullanılması, tersinmez olan proseslerin sonucu olarak enerji kayıplarının meydana geldiği parçaların belirlenmesine ve mevcut enerji kaynaklarının en iyi şekilde yatırımının yapılmasına imkan sağlayarak bu kayıpları etkili bir şekilde azaltmayı sağlar.

Ekserji kavramı, çevreleyen ortamın işletim koşullarında termal cihazların performansını değerlendirmek için etkin bir araçtır ve tesisin işletim performansı üzerinde ortam sıcaklığındaki değişiklik gibi çevre koşullarının etkisini dikkate alır (Ighodaro ve Aburime 2011).

Ekserji verimlilikleri büyük ölçüde termal cihazların verimliliğini yansıtır ve gerçek sistemlerin çalışmasının ideal termal sistemlerden ne kadar sapma gösterdiğini belirler.

Nükler, manyetik, elektrik ve yüzey gerilim kuvvetlerinin etkisini göz ardı ederek herhangi bir termodinamik sisteminin ekserjisi, dört temel bileşeni içerir: kimyasal ve fiziksel ekserji ve potansiyel ve kinetik enerjinin eşlik ettiği ekserji, denklem (3.11).

$$\dot{E}x(W) = \dot{E}x^{ph} + \dot{E}x^{ke} + \dot{E}x^{pe} + \dot{E}x^{ch} \tag{3.11}$$

Kinetik enerjiye ilişkin ekserji, sistemin çevreleyen ortama ilişkin bir hıza sahip olduğunda üretilir. Potansiyel enerjiye ilişkin ekserji, sistemin çevreleyen ortama ilişkin bir yüksekliğe sahip olduğunda üretilir. Önceki ilişki, bir birim kütle için yazılır, denklem (3.12), denklem (3.13), denklem (3.14). ve denklem (3.15).

$$ex(J/kg) = ex^{ph} + ex^{ke} + ex^{pe} + ex^{ch} \tag{3.12}$$

$$ex^{ph} = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \tag{3.13}$$

$$ex^{ke} = \frac{1}{2}V^2 \tag{3.14}$$

$$ex^{pe} = gz \tag{3.15}$$

h_o, T_o, s_o Entropi, sıcaklık ve referans durum entalpisini temsil eder.

Fiziksel ekserji, çevreleyen ortamla temsil edilen ölü durum sıcaklığı ve basıncından sistemin sıcaklığı ve basıncının sapmasıyla ortaya çıkar (Çengel ve Boles 2006).

Fiziksel ekserji, iki temel bileşene ayrılabilir: termal ve mekanik ekserji, denklem (3.16).

$$e^{ph} = c_p(T - T_o) - T_o c_p \ln(\frac{T}{T_o}) + RT_o \ln(\frac{p}{p_o}) \tag{3.16}$$

Kimyasal ekserji, çevreleyen ortamın kimyasal bileşimiyle edilen denge durumundan sistemin kimyasal bileşiminin sapmasından ortaya çıkar ve aşağıdaki şekilde verilir, denklem (3.17).

$$ex^{ch} = \frac{\sum_i (y_i \overline{ex_i})}{\mu_m} - T_o \Delta s = \frac{\sum_i (y_i \overline{ex_i}) + T_o R_u \sum_i y_i \ln y_i}{\mu_m} \tag{3.17}$$

Burada y_i bileşeninin molar fraksiyonudur, μ_m molar kütledir ve R_u ise evrensel gaz sabitidir (Ibrahim *et al.* 2017).

Sol taraftaki ilk terim, özgül kimyasal ekserjiyi temsil eder ve özel Çizelgeler kullanılarak hesaplanır, öyle ki ikinci terim, karıştırma prosesinden ötürü ortaya çıkan ekserjideki veya ekserjideki azalmayı temsil eder.

Farklı parçanın molar fraksiyonu aşağıdaki şekilde hesaplanabilir denklem (3.18), denklem (3.19), denklem (3.20), denklem (3.21), ve denklem (3.22).

$$y_{N_2} = \frac{7{,}524\lambda}{(1+9{,}6254\lambda)} \tag{3.18}$$

$$y_{O_2} = \frac{2(\lambda-1)}{1+9.6254\lambda)} \tag{3.19}$$

$$y_{CO} = \frac{1+0.0028\lambda}{1+9.6254\lambda} \tag{3.20}$$

$$y_{H_2O} = \frac{2.0972}{1+9.6254\lambda} \tag{3.21}$$

$$\lambda = \frac{0.058\dot{m}_{hava}}{\dot{m}_{yakıt}} \tag{3.22}$$

Havanın standart kimyasal ekserji ve molar bileşimi Çizelge 3.1'de verilmektedir.

Çizelge 3.1 Havayı oluşturan bileşenlerin standart kimyasal ekserjisi ve molar bileşimi.

Bileşenler	**Standart kimyasal ekserji (kJ/mol)**	**Molar Bileşim (%)**
N_2	0,72	75,67
O_2	3,97	20,34
CO_2	19,87	0,03
H_2O	9,49	3,03

Ekserji, sisteme ve sistemden üç şekilde iletilir: iş, ısı ve kütle, örneğin enerji, ancak bu, yalnızca ısı ve kütleyle iletilen entropinin aksine bir durumdur. Çoğu termodinamik sistemde meydana gelen kararlı halde kontrol hacmi içindeki ekserji denge denklemi aşağıdaki şekilde verilir denklem (3.23) ve denklem (3.24).

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right).\dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_{in} \dot{m}_{in} e_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} e_{out} - \dot{E}x_{des} = 0 \tag{3.23}$$

Burada

$$\dot{E}x_{des} = T_o\dot{S}_{gen} = T_o(\sum_{out}\dot{m}_{out}s_{out} - \sum_{in}\dot{m}_{in}s_{in} - \sum_i\frac{\dot{Q}_i}{T_i} \quad (3.24)$$

Ekserji denge denklemi aşağıdaki şekilde tekrar yazılabilir denklem (3.25).

$$\dot{W}_{cv} = \sum_j\left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right)\dot{Q}_j + \sum_{in}\dot{m}e - \sum_{out}\dot{m}e - \dot{E}x_{des} + \dot{E}x_{che} \quad (3.25)$$

Burada $\dot{E}x_{che}$ yakıt akışının eşlik ettiği ekserjidir (Gorji-Bandpy ve Goodarzian 2011).

$\dot{Q}_j$ çevredeki ortamla değiştirilen ısı miktarını temsil eder ve sistemin sınırının sıcaklığı, çevreleyen ortamın sıcaklığı ile aynı olduğu sürece $(1 - \frac{T_o}{T_j})\dot{Q}_j$ ifadesi sıfıra eşit olur.

Ekserji bileşenleri aşağıdaki şekilde yazılabilir, denklem (3.26), denklem (3.27), ve denklem (3.28).

$$e = e^T + e^P + e^{ch} \quad (3.26)$$

$$\dot{m}.e = \dot{E}x^T + \dot{E}x^P + \dot{E}x^{ch} \quad (3.27)$$

$$\dot{W}_{cv} = \sum_j\left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right)\dot{Q}_j + \sum_{in}\dot{m}\,e - \sum_{out}\dot{m}\,e - \dot{E}x_{des} + \dot{Ex}^{ch} \quad (3.28)$$

Genelde enerjki enerji denge denklemi veya termodinamiğin ilk yasası bize, eğer sisteme bir miktar ısı verilirse, bundan ortaya çıkan işin sağlanan ve çıkarılan iki ısı miktarı arasındaki fark olduğunu gösterir ve bu da ısı atımının nasıl azaltılabileceğini veya bir kısmının nasıl geri kazanılabileceğini belirtir ancak, bu enerjinin prosesler esnasında tahrip edilmesi, farklı termal sistemlerde tahrip edildiği yerler hakkında veya farklı işlemler sırasında atılan ısıdan ısı kullanımının içeriği hakkında herhangi bir bilgi vermez (Ahmadi *et al.* 2020).

Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına dayanan ekserji analizi, enerjinin tahrip edildiği yer hakkında bilgi verebilir ve faydalı işin elde edilmesi için kullanılabileceği kapsamı ve ısı atımının kalitesini tespit edebilir.

3.9 Ekserji Tahribi

Elektrik santralinde meydana gelen tersinmez prosesler sonucunda taşınan enerji akışla çevreye salındığında ekserji kaybolur ve genel ekserji denge denklemindeki son terimi temsil eder denklem (3.29).

$$\dot{E}x_{des} = T_o \dot{S}_{gen} = T_o(\sum_{out} \dot{m}_{out} s_{out} - \sum_{in} \dot{m}_{in}\, s_{in} - \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i}) \tag{3.29}$$

3.10 Ekserji tahrip oranı

Tahrip edilen ekserjinin tesisteki yakıtın ekserjisine olan oranıdır ve aşağıdaki şekilde verilir, denklem (3.30).

$$\delta = \frac{\dot{E}x_{des}}{\dot{E}x_{yakıt}} \tag{3.30}$$

3.11 Ekserjinin Verimliliği

Faydalı çıkış ekserjinin sağlanan giriş ekserjisi değerlerine olan oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki şekilde hesaplanır denklem (3.31).

$$\varepsilon = \frac{Useful\ Exergy}{Exergy\ supplied} = 1 - \frac{Exergy\ destroyed}{Exergy\ supplied} \tag{3.31}$$

3.12 Yanma Prosesi Esnasında Kimyasal Reaksiyonun Ekserjisi

Kimyasal bir reaksiyon esnasında moleküller arasındaki bağlar kırılır ve elektronlar ve atomlar yeni bir yolla tekrar dizilirler ve reaksiyon ürünlerini oluştururlar. Reaksiyon prosesi esnasında kütle aynı şekilde korunur, bunun anlamı ürünlerin kütlesinin reaktantların kütlesine eşit olması gerektiğidir ancak reaktantların mollerinin sayısı, reaksiyon ürünlerinin mol sayısına eşit olmak zorunda değildir (Ahmed *et al.* 2020).

Kimyasal ekserji, sistemin ısı haznesi ile denge durumuna yol açan kimyasal bir prosese eşlik eden maksimum faydalı iş miktarı olarak tanımlanır ve bazı durumlarda çevreleyen ortam, ısı haznesidir.

Metanın yanma reaksiyonu aşağıdaki şekildedir.

$$CH_4 + 2O_2 \longrightarrow CO_2 + 2H_2O \tag{3.32}$$

Yakıtın kimyasal ekserjisi, aşağıdaki yaklaşık formülden hesaplanır, denklem (3.33).

$$\frac{ex_{fuel}^{ch}}{LHV} = 1.033 + 0.0169\frac{b}{a} - \frac{0.0698}{a} \tag{3.33}$$

Metan gazı için $b = 7.647$, $a = 11.933$ ve formül aşağıdaki hale gelir, denklem (3.34).

$$\frac{ex_{fuel}^{ch}}{LHV} \approx 1.06 \tag{3.34}$$

Burada LHV, yakıtın alt ısı değeridir ve aşağıdakine eşittir: $\mathrm{LHV} = 48806\,\mathrm{KJ/Kg}$.

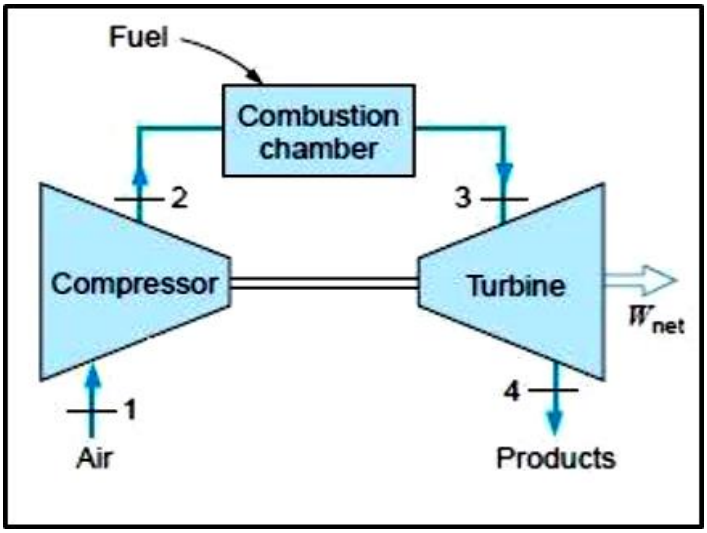
Aşağıdaki Çizelge 3.2, ekserki ve enerji kavramları arasındaki farkı göstermektedir.

Çizelge 3.2 Enerji ve ekserji arasındaki kıyaslama

Ekserji	Enerji
Maddenin özelliklerine, akış özelliklerine ve çevreleyen ortamın koşullarına ilişkindir	Maddenin özelliklerine, akış özelliklerine ilişkindir ve çevreleyen ortamın koşullarıyla ilgili değildir
Ölü halde değeri sıfırdır	Einstein'ın denklemine göre sıfıra eşit olmayan bir değere sahiptir
Ekserji, tersinmez prosesler esnasında tahrip edilebilen korunmasız olan miktardır	Enerji, herhangi birşeyden tahrip edilemeyen veya oluşturulamayan korunaklı miktardır
Enerjinin miktarını ve kalitesini ölçer ve maksimum seviyede kullanıldığı kapsamı tahmin eder	Yalnızca enerji miktarını ölçer

3.13 Gaz Türbini Çevrimi (Brayton çevrimi)

Temel bir gaz türbini çevrimi kompresör, yanma odası ve türbin olarak belirtilen üç temel parçadan oluşur ve (Şekil 3.14, Şekil 3.15, ve Şekil 3.16) bu çevrimin sembolik şemasını göstermektedir.



Şekil 3.14 Brayton çevrimi

Kompresör, çevreleyen ortam koşullarında atmosfer havasını absorbe eder ve tersinir bir adyabatik prosese göre sıkıştırır (izentropik), dolayısıyla basınç ve sıcaklık artışı, yakıtın yandığı ve ısının, sabit basınçta havaya eklendiği yanma odasına girer. Bu durumda ortam koşullarına göre izentropik olarak genleşmek için türbine giren büyük bir kinetik enerjiye sahip hava ve yanma ürünlerinin bir karışımı mevcut olacaktır.

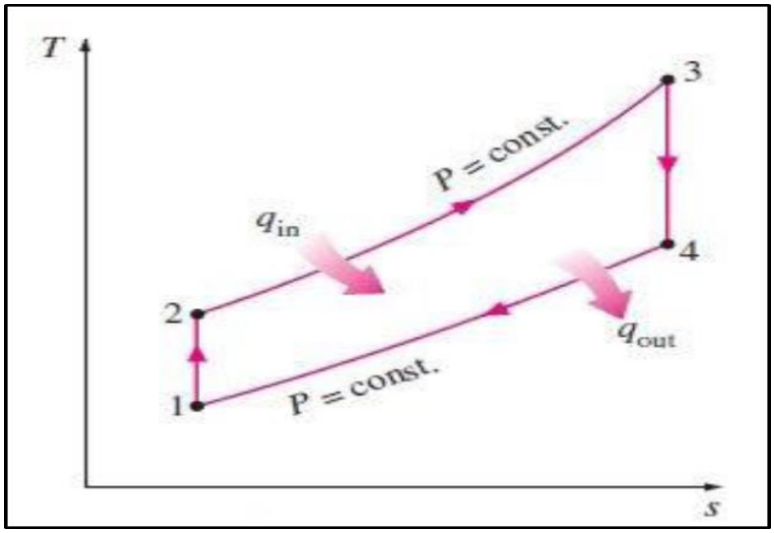
Türbin ekseni jeneratörün eksenine ve kompresörün eksenine bağlıdır (Çengel ve Boles 2006).

Türbin tarafından üretilen işin bir kısmı döndürme amacıyla kompresöre verilir ve diğer kısmı ise mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürmek için jeneratörü döndürür.

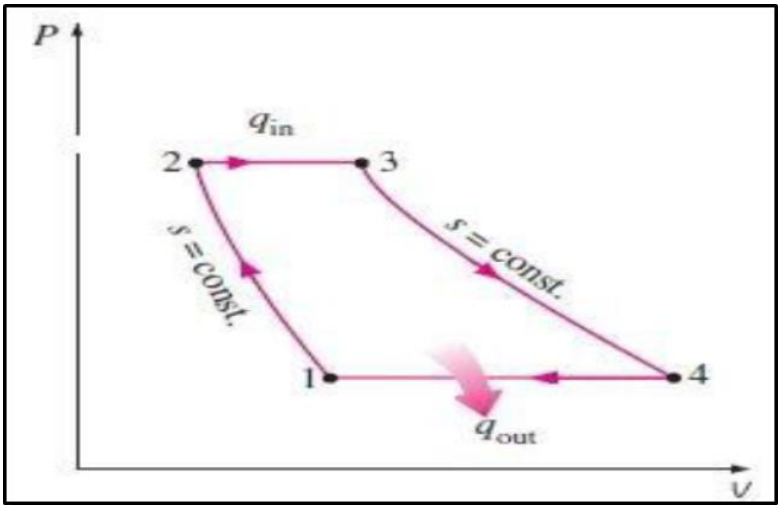
Yanma ürünleri, çevrimin dışına çevreleyen ortama atılır ve bu proses, sabit basınç altında ısı salınımı prosesi ile temsil edilebilir (Egware *et al*. 2014).

Dolayısıyla bu çevrimde meydana gelen prosesleri aşağıdaki şekilde özetleyebiliriz.

1-2 Bir kompresördeki izentropik basınç.
2-3 Sabit basınç altında ısı eklenmesi.
3-4 Bir türbindeki izentropik genleşme.
4-1 Sabit basınç altında ısı atımı.
Şekil 3.15 ve 3.16, T-S ve P-V şemasında bu çevrimin ideal termal şemasını temsil etmektedir, burada bu şema, türin ve kompresörde meydana gelen tersinmez prosesleri dikkate almadan teorik ideal gaz türbini çevrimi içinde meydana gelen termodinamik proseslerin genel bakışını temsil eder.



Şekil 3.15 T-S şeması



Şekil 3.16 P-V şeması

$\beta = \frac{P_2}{P_1}$'nin basınç oranı ve T_1'nin ise ortam sıcaklığını olduğu varsayalım, burada kompresör girişinde absorbe edilen havanın sıcaklığını temsil eder ve $\rho = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}$ de çevrimdeki hacim artış oranını temsil eder, denklem (3.35), denklem (3.36), ve denklem (3.37).

Bu durumda çevrim noktalarındaki sıcaklıklar, ortam sıcaklığı ve önceki oranlar açısından şu şekilde yazılabilir.

$$T_2 = T_1 \beta^{\alpha} \tag{3.35}$$

$$T_3 = \rho T_2 = \rho \beta^{\alpha} T_1 \tag{3.36}$$

$$T_4 - T_3 \frac{1}{\beta^{\alpha}} = \rho T_1 \tag{3.37}$$

Burada $\alpha = \frac{K-1}{K}$ ve K, adyabatik üssü temsil eder ve hava ve yanma ürünlerinin diyatom gazına denk olabileceğini dikkate alarak diyatom gazları için 1,4 değerini alır.

Bu durumda yakıtın kütlesi ihmal edilirse, eklenen ve çıkarılan ısı miktarının ilişkileri şu şekilde yazılabilir, denklem (3.39) ve denklem (3.38).

$$q_{in} = c_p(T_3 - T_2) \tag{3.38}$$

$$q_{out} = c_p(T_4 - T_1) \tag{3.39}$$

Bu durumda çevrim için net iş aşağıda belirtilen şekildedir, denklem (3.40).

$$w_{net} = q_{in} - q_{out} = w_T - w_{AC} \tag{3.40}$$

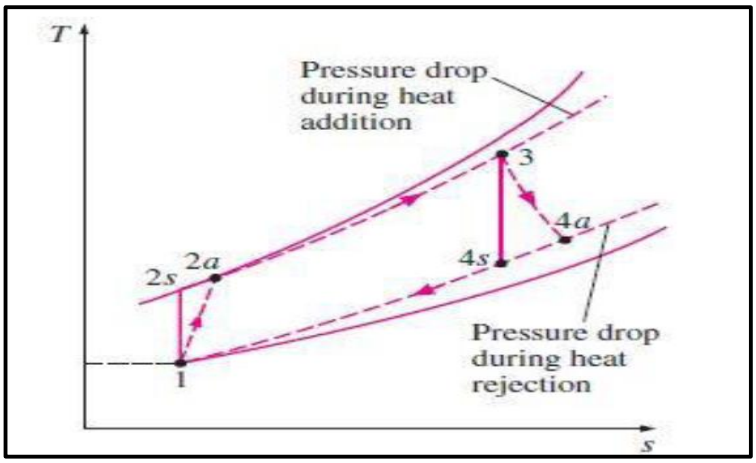
termal verimlilik ise, denklem (3.41).

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \tag{3.41}$$

Havanın ideal gaz olduğunu göz önüne alırsak önceki ilişki geçerlidir.

3.14 Gerçek Gaz Türbini Çevrimi

Çevrimdeki gerçek prosesler; ısı ekleme ve çıkarma prosesi sırasında basınç düşüşü ile kompresör ve türbinde meydana gelen tersinmez prosesleri dikkate alır ve dolayısıyla T-S şeması, Şekil 3.17'da belirtilen şekilde olur.



Şekil 3.17 Gaz güç çevrimindeki gerçek prosesler

Kompresörde ve türbinde yer alan gerçek prosesler, kompresör [denklem (3.42) ve denklem (3.43)] ve türbinin izentroik verimliliği yoluyla sağlanr, bu da teorik veya ideal işten gerçek işin sapmasını temsil eder ve aşağıdaki ilişkilerle verilir.

$$\eta_{com} = \frac{w_{com,th}}{w_{com,ac}} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2,a} - T_1} \tag{3.42}$$

$$\eta_T = \frac{w_{T,ac}}{w_{T,th}} = \frac{T_3 - T_{4,a}}{T_3 - T_4} \tag{3.43}$$

Burada η_{com}, η_T kompresör ve türbinin izentropik verimliliğidir ve $w_{com,th}, w_{com,ac}$ kompresörün teorik ve gerçek işini temsil eder, $w_{T,ac}, w_{T,th}$ türbinin gerçek ve teorik işini temsil eder ve $T_{2,a}, T_{4,a}$de kompresör çıkışı ve türbin çıkışındaki gerçek sıcaklığını temsil eder.

Bu durumda kompresör çıkışı ve türbin çıkışındaki gerçek sıcaklık aşağıdaki şekilde hesaplanabilir [denklem (3.44) ve denklem (3.45)].

$$T_{2,a} = \frac{T_2 - T_1}{\eta_{com}} + T_1 \tag{3.44}$$

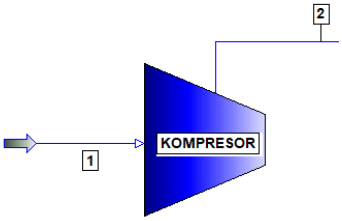
$$T_{4,a} = T_3 + \eta_T (T_4 - T_3) \tag{3.45}$$

3.15 Ekserji Analizler

Gaz türbini sistemi proses akış diyagramı (PFD) Pro/II simülasyon programında oluşturulmuş ve Şekil 3.2'de verilmiştir.

Gaz türbinin farklı bileşenleri için kütle, enerji ve ekserjinin korunumu denklemleri oluşturulmuştur (3.46-3.69).

Kompresör:



Kütle denkliği: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{hava}$ (3.46)

Enerji denkliği: $\left|\dot{W}_{AC}\right| = \dot{m}_{hava}\, C_{p,hava}(T_2 - T_1)$ (3.47)

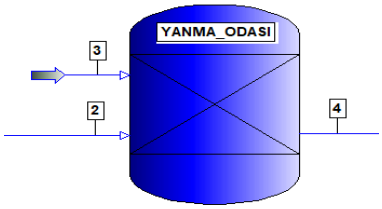
Ekserji denkliği: $-\left|\dot{W}_{AC}\right| = \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_2 e_2 - \dot{E}x_{des,AC}$ (3.48)

Ekserji tahribi: $\dot{E}x_{des,AC} = T_o(\dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1)$ (3.49)

Ekserji verimi : $\varepsilon_{AC} = 1 - \frac{\dot{E}x_{des,AC}}{|\dot{W}_{AC}|}$ (3.50)

Ekserji tahrip oranı: $\delta_{AC} = \frac{\dot{E}x_{des,AC}}{\dot{E}x_{che}}$ (3.51)

Yanma odası:



Kütle denkliği: $\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_4$ (3.52)

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{metan}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{hava} + \dot{m}_{metan}$$

Enerji denkliği:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{hava} q_{in} = \dot{m}_{hava}(C_{p\,,gas}(1 + \tfrac{1}{A})T_4 - C_{p\,,hava}T_2) = \dot{m}_{hava}\tfrac{1}{A}LHV \quad (3.53)$$

$$A = \frac{\dot{m}_{hava}}{\dot{m}_{metan}}$$

Ekserji denkliği:

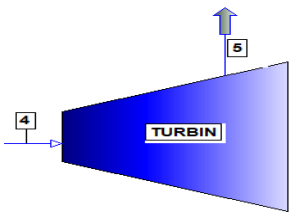
$$(\dot{E}x^{ch}{}_2 + \dot{E}x_2) + (\dot{E}x_3 + \dot{E}x^{ch}{}_3) - (\dot{E}x_4 + \dot{E}x^{ch}{}_4) - \dot{E}x_{des\,,cc} = 0 \quad (3.54)$$

Ekserji tahrip: $\dot{E}x_{des,CC} = T_o(\dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_2 s_2 - \frac{\dot{Q}_{cc}}{T_o})$ (3.55)

Ekserji verimi: $$\varepsilon_{CC} = 1 - \frac{\dot{E}x_{des\,,CC}}{(\dot{E}x^{ch}{}_2 + \dot{E}x_2) + (\dot{E}x_3 + \dot{E}x^{ch}{}_3)} \quad (3.56)$$

Ekserji tahrip oranı: $\delta_{CC} = \frac{\dot{E}x_{des,CC}}{\dot{E}x_{che}}$ (3.57)

Türbin:



Kütle denkliği: $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{fazla\ hava} + \dot{m}_{gaz}$ (3.58)

Enerji denkliği: $\dot{W}_T = \dot{m}_4 C_{p\,,4}(T_4 - T_5)$ (3.59)

Ekserji denkliği: $\dot{W}_T = \underbrace{\dot{m}_4 e_4}_{\dot{E}x_4} - \underbrace{\dot{m}_5 e_5}_{\dot{E}x_5} - \dot{E}x_{des,T}$ (3.60)

Ekserji tahribi: $\dot{E}x_{des,T} = T_o(\dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_4 s_4)$ (3.61)

Ekserji verimliliği: $\varepsilon_T = 1 - \frac{\dot{E}x_{des,T}}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5}$ (3.62)

Ekserji tahrip oranı: $\delta_T = \frac{\dot{E}x_{des,T}}{\dot{E}x_{che}}$ (3.63)

Gaz türbini sistemi

Kütle denkliği: $m_1 + m_3 = m_5$ (3.64)

Enerji denkliği:

$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - |\dot{W}_{AC}| = m_{hava}((1 + 1/A)c_{p\,gaz}(T_4 - T_5) - c_{p,hava}(T_2 - T_1))$ (3.65)

Ekserji denkliği: $\dot{W}_{net} = \left(\dot{E}x_1 + \dot{E}x_3 + \dot{E}x^{ch}{}_3\right) - \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{des,gaz\ türbini}$ (3.66)

Ekserji tahribi: $\dot{E}x_{des,gaz\ türbini} = \dot{E}x_{des,AC} + \dot{E}x_{des,CC} + \dot{E}x_{des,T}$ (3.67)

Ekserji verimliliği: $\varepsilon = 1 - \frac{\dot{E}x_{des} + \dot{E}x_5}{\dot{E}x_1 + \dot{E}x_3 + \dot{E}x^{ch}{}_3}$ (3.68)

Ekserji tahrip oranı: $\delta = \frac{\dot{E}x_{des,gaz\ türbini}}{\dot{E}x_{che}}$ (3.69)

3.16 Termoekonomik Analiz

Termoekonomik (Eksergoekonomik) analiz olarak adlandırılan ekserji analizine eşlik eden ekonomik analiz, yatırım, işletim, bakım ve kullanılan yanıt maliyeti ile ilişkili uygun finansal değerlerin hesaplanmasında güçlü bir araçtır, öyle ki bu değerler, denge maliyeti denkleminde kullanılırlar (Mert *et al.* 2012).

Isıyı alan ve iş üretimi bileşenler için maliyet denge denklemi, çıkan ekserjinin toplam maliyetinin bunu elde etmek için harcanan maliyete eşit olduğunu belirtmektedir. denklem (3.70), aşağıda belirtilen şekilde yazılır.

$$\sum \dot{C}_{in} + \dot{C}_q + \dot{Z}_k = \sum \dot{C}_{out} + \dot{C}_w \tag{3.70}$$

Burada (In) harcamayı ve (out) çıkışı temsil eder.

$\dot{C}_{in}, \dot{C}_{out}$ çıkan ve giren ekserji buharı ile ilişkili ortalama maliyeti temsil eder ($/sa) ve aşağıdaki şekilde verilir denklem (3.71).

$$\dot{C}(\$/h) = c(\$/KJ)\dot{E}x(Kw - h) \tag{3.71}$$

$\dot{C}_w, \dot{C}_q$ üretilen iş ve sağlanan ısı ile ilişkili ortalama maliyeti temsil eder ve aşağıdaki şekilde verilir.

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W}$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}x_q$$

Miktar c, c_w, c_q aktarılan enerji veya ekserji birimi başına maliyeti temsil eder.

$\dot{Z}_k$ oluşum maliyetleri, yapım, işletim ve bakım maliyetleri de dahil olmak üzere ortalama sermaye maliyetini temsil eder (Mert *et al.* 2012).

Tesisin her bileşeni için maliyet denge denklemlerini yazalım denklem (3.72)- (3.77).

Kompresör:

$$\dot{C}_1 + \dot{C}_w + \dot{Z}_{AC} = \dot{C}_2$$

$$c_w \dot{W}_{AC} + \dot{Z}_{AC} = c_2 \dot{E}x_2 \qquad (3.72)$$

$\dot{C}_1 = 0$ Hava bedava olduğu için maliyeti yoktur, $c_1 = 0$.

Yanma odası:

$$\dot{C}_2 + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{CC} = \dot{C}_4$$

$$c_2 \dot{E}x_2 + c_f \dot{m}_{fuel}(LHV) + Z_{cc} = c_4 \dot{E}x_4 \qquad (3.73)$$

Türbin:

$$\dot{C}_4 + \dot{Z}_T = \dot{C}_5 + \dot{C}_T$$

$$c_4 \dot{E}x_4 + \dot{Z}_T = c_5 \dot{E}x_5 + c_T \dot{W}_T$$

$$c_4 = c_5$$

$$c_T = c_w$$

$$c_4\dot{E}x_4 + \dot{Z}_T = c_4\dot{E}x_5 + c_w\dot{W}_T \quad (3.74)$$

$c_4 = c_5$ Herhangi bir enerji veya yakıt vermediğimiz için maliyet değişmez.

$c_T = c_w$ çünkü türbin tarafından üretilen enerjinin birim maliyeti, kompresöre sağlanan enerjinin birim maliyetine eşittir, çünkü kompresörün işi türbin tarafından sağlanır.

$$\dot{Z}_{AC} = (c_{11} \times \dot{m}_{air} \times \frac{1}{c_{12}-\eta_c} \times \beta \times \ln(\beta))CRF \times \frac{\varphi}{N\times 3600} \quad (3.75)$$

$$\dot{Z}_{CC} = \left(c_{21} \times \dot{m}_{air} \times \left(1 + e^{c_{22}(T_{out}-c_{23})}\right) \times \frac{1}{0.995-\frac{p_{out}}{p_{in}}}\right) CRF \frac{\varphi}{N\times 3600} \quad (3.76)$$

$$\dot{Z}_T = (c_{31} \times \dot{m}_{gas} \times \frac{1}{c_{32}-\eta_T} \times \ln\left(\frac{p_{in}}{p_{out}}\right) \times \left(1 + e^{c_{33}\times(T_{in}-1570)}\right))CRF \frac{\varphi}{N\times 3600} \quad (3.77)$$

$$CRF = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

n, tesisin yıl olarak yaşam ömrünü temsil eder ve i de faiz oranıdır.

Dolayısıyla çözülecek denklemlerin toplam sayısı şu şekildedir denklem (3.78), (3.79) ve (3.80).

$$c_w\dot{W}_{AC} + \dot{Z}_{AC} = c_2\dot{E}x_2 \quad (3.78)$$

$$c_2\dot{E}x_2 + c_f\dot{m}_{fuel}(LHV) + Z_{cc} = c_4\dot{E}x_4 \quad (3.79)$$

$$c_4\dot{E}x_4 + \dot{Z}_T = c_4\dot{E}x_5 + c_w\dot{W}_T \quad (3.80)$$

Bu üç denklem, üç bilinmeyene c_w, c_2 ve c_4 sahiptir.

Bu denklemleri denklem (3.81) ve (3.82) çözdükten sonra termoekonomik değişkenler olarak adlandırılan değerlerin hesaplanması gereklidir, bunlar;

Tesisin her bileşeni için ekserji tahrip oranının ortalama maliyeti.

$$\dot{C}_D = c_f \dot{E}x_{des} \tag{3.81}$$

Ekserjoekonomik faktör

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z}+\dot{C}_D} \tag{3.82}$$

Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan sabitler Çizelge 3.3'te verilmektedir.

Çizelge 3.3 Termoekonomik sabitler (Altayib, K. 2011 ve Oyedepo, et al. 2015a)

C_{11}	71,1 $\kg
C_{12}	0,9
C_{21}	46,08 $\kg
C_{22}	0,018 K^{-1}
C_{31}	479,34 $\kg
C_{32}	0,92
C_{33}	0,036 K^{-1}
φ	1,06
İ	10%
n	15 years
N	6555 h/year
c_f	$0{,}004\times10^{-3}$ $\kJ
C_{32}	0,92

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Çizelge 4.1 300 MW kapasiteli Taza güç santralinin üçüncü gaz türbinin 2021 yılı fiili işletme koşullarını göstermektedir. Çizelge 4.2, tesisin üçüncü ünitesi için Aveva pro/II yazılımındaki simülasyon sonuçlarını göstermektedir. Simülasyon sürecinin sonuçları, gaz türbininin gerçek çalışma koşullarından ve gaz türbini için Alman Siemens firmasının tavsiyelerinden etkilenir, Bu tavsiyeler arasında 5 Nolu akımda gaz türbinlerinden çıkan gazların sıcaklığının 569 °C'yi geçmemesi gerektiği yer almaktadır. çünkü bu sınırın aşılması türbin parçalarının zarar görmesine veya gaz türbininin ömrünün kısalmasına neden olabilir.

Simülasyon sonuçları, gaz türbini için en iyi çalışma koşullarının 0 °C'de elde edildiğini göstermiştir, Verimlilik 298,87 MW ulaştı ve kullanılan gaz akış hızı 9,3 kg/sn oldu, gaz türbinin aynı sıcaklıkta gerçek üretkenliği 287 MW ve gaz debisi 15 kg/sn iken.

Simülasyon, üretilen enerji deki artışın %10 olduğunu ve en düşük doğal gaz tüketim oranının %30 olduğunu göstermiştir. Simülasyon, hava sıcaklığı arttıkça türbin veriminin düştüğünü ve dolayısıyla üretilen gücün azaldığını gösterdi.

Çizelge 4.1 2021 Yılında 300 MW'lık üçüncü gaz türbininin işletim ve üretim koşulları

Akış 1'deki sıcaklık (°C) girişi	**Akış 5'teki türbinden çıkış sıcaklığı (°C)**	**Akış 3'teki N gaz akış hızı (kg/s) girişi**	**Gerçek güç ürünü (MW)**
0	546	15	287
1,6	546	15	286,3
2	546	15	285
3,8	549	15	285
5,2	551	15	281
9	551	15	278
14,7	552	15	266
19,1	554	15	254
20	554	15	252
25	554	15	240
30	555	15	236
34,6	557	14	231
40	558	14	200
45	560	13	133

4.1 Simülasyon Sonuçları

Aşağıdaki tablolarda gösterildiği gibi Aveva pro\II yazılım programında elde edilen veriler aşağıdaki çizelgelerde verilmektedir.

Çizelge 4.2 Taza elektrik santrali için AVEVA Pro/II simülasyon sonuçları

Akım 1 giriş sıcaklığı (°C)	**Akım 5 türbinden çıkış sıcaklığı (°C)**	**Akım 3 Metan besleme debisi (kg/s)**	**Üretilen güç (MW)**
0	547,55	9,30	298,86
5	559,10	9,20	292,24
10	565,48	9,00	283,86
15	561,31	8,60	272,09
20	567,32	8,40	263,94
25	567,85	8,10	254,2
30	568,11	7,80	244,63
35	562,59	7,40	233,62
40	562,24	7,10	224,39
45	538,23	5,80	180,65

Çizelge 4.3 AVEVA Pro/II simülasyonundan elde edilen akımların bileşimleri

Akış (Özet)	**Birim**					
Akım Numarası		**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
Akımın Bileşimi	Fraksiyon					
CO_2		0	0	0	0,03	0,03
N_2		0,79	0,79	0	0.76	0,76
METAN		0	0	1	0	0
O_2		0,21	0,21	0.00	0,14	0,14
H_2O		0	0	0	0,06	0,06
Bileşen debileri	kg-mol/s					
CO_2		0	0	0	0,58	0,58
N_2		13,69	13,69	0	13,69	13,69
METAN		0	0	0.58	0	0
O_2		3.64	3,64	0	2,48	2,48
H_2O		0	0	0	1,16	1,16

Çizelge 4.4 0°C'de Taza elektrik santralinin tüm akımları için AVEVA Pro/II simülasyon sonuçları

Akım No	**Birim**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
Akımın Tanımı		Hava	Sıcak hava	Metan	Baca gazı	Baca gazı
Debi	kg.mol/s	17,33	17,33	0,58	17,91	17,91
	kg/s	500	500	9,30	509,30	509,30
Toplam std. Sıvı Hız [1 atm'de, 15,56 C]	m^3/s	0,58	0,58	0,03	0,60	0,60
Sıcaklık	°C	0	269,98	15,00	1029,87	547,55
Basınç	Bar	1,01	9,12	17,00	9,12	1,01
Molekül Ağırlığı		28,85	28,85	16,04	28,44	28,44
Entalpi	M*kJ/s	-0,01	0,13	0,00	0,65	0,35
	kJ/kg	-21,33	254,85	197,89	1279,76	692,94
Toplam Öz. Entropi	kJ/kg °C	6,40	6,47	11,49	7,60	7,69
Buhar öz. Entropi	kJ/kg °C	6,40	6,47	11,49	7,60	7,69
Mol fraksiyon sıvısı		0	0	0	0	0
Asentrik faktör		0,03	0,03	0,01	0,06	0,06
Std. Sıvı yoğunluğu	kg/m^3	867,02	867,02	299,70	854,02	854,02
Öz. Ağırlık		0,87	0,87	0,30	0,85	0,85
Buhar						
Oran	kg.mol/s	17,33	17,33	0,58	17,91	17,91
	KG/S	500	500	9,30	509,30	509,30
Gerçek hız	M3/S	388,13	86,07	0,78	213,20	1206,56
Buhar std. Hacim oranı [1 atm'de, 0 C]	M3/S	388,45	388,45	12,99	401,45	401,45
Molekül Ağırlığı		28,85	28,85	16,04	28,44	28,4
Z (K'dan)		1	1	0,96	1	1
Entalpi	KJ/KG	-21,33	254,85	197,89	1279,76	692,94
CP	kJ/kg °C	1,01	1,05	2,32	1,26	1,16
Gerçek yoğunluk	KG/M3	1,29	5,81	11,87	2,39	0,42
T. İletkenlik	W/m-K	0,02	0,04	0,03	0,08	0,06

Çizelge 4.5 Kompresör için AVEVA Pro/II simülasyon sonuçları

Kompresör (Özet)	**Birim**	**KOMPRESÖR**
Tanım		kompresör
Termodinamik sistem		PR01
Besleme akışları		1
Ürün akışları		2
Ürün akış fazları		
2		Buhar
Çıkış sıcaklığı	°C	269,97
Çıkış basıncı	bar	9,11
Basınç artışı	bar	8,10
Verimlilik - adyabatik		87
Verimlilik - politropik		90,21
Mekanik verimlilik		100
Şaft gücü	kW	138092,50
Kafa – gerçek	m	28163,03
Şaft enerjisi	kW	138092,50

Çizelge 4.6 Yanma odası için AVEVA Pro/II simülasyon sonuçları

Yanma Odası	**Birim**	**REAKTÖR**
İsim		REAKTÖR
Termodinamik sistem		PR01
Reaktör Tipi		Adyabatik
Besleme akışları		2, 3
Ürün akışları		4
Toplam reaksiyon ısısı	kJ / s	-465278.23
Giriş basıncı	bar	9,12
Giriş sıcaklığı	°C	258,51
Besleme Toplam Molar Oranı	kg-mol / s	17,91
Çıkış basıncı	bar	9,12
Çıkış sıcaklığı	°C	1029,87
Ürün Toplam Molar Oranı	kg-mol / s	17,91
Besleme Toplam Kütle Oranı	kg / s	509,30
Besleme Toplam Entalpi	kJ / s	129265,82
Ürün Toplam Kütle Oranı	kg / s	509,30
Ürün Toplam Entalpi	kJ / s	651779,41

Çizelge 4.7 Türbin için AVEVA Pro/II simülasyon sonuçları

Genleştirici (Özet)	**Birim**	**GENLEŞTİRİCİ**
İsim		GENLEŞTİRİCİ
Termodinamik sistem		PR01
Besleme akışları		4
Ürün akışları		5
Çıkış sıcaklığı	°C	547,55
Çıkış basıncı	bar	1,01
Basınç düşüşü	bar	8,10
Adyabatik verimlilik (%)		90
Politropik verimlilik (%)		87,28
İş – Teorik	kW	332069,65
İş – Gerçek	kW	298862,69
İş – Politropik	kW	342408,35

Hesaplamalarda yapılan kabuller:

Bir türbin çevriminin tüm bileşenlerine yatışkan hal koşullarını uygulayacağız. Hava ve baca gazlarını ideal gazlar olarak kabul edeceğiz, böylece ideal gaz ilişkileri kabul edilebilir bir doğruluk derecesi ile uygulanabilir.

Kompresör ve türbinde basınç ve genleşme prosesi, çevreleyen ortamla ısı değişimi olmadan adyabatiktir, dolayısıyla terim $\sum_J (1 - \frac{T_o}{T_J})\dot{Q}_J$, ekserji analizi esnasında göz ardı edilir. Kinetik ve potansiyel enerjiden ortaya çıkan ekserjiyi göz ardı edin.

Ortam için 0°C sıcaklıktaki tesis için AEVA Pro/II programında gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarının değerlerine ve ekserji ve entropi ilişkilerine ve temel hava ve yanma ürünlerinin özellikleri, termal ve mekanik kaliteye sahip fiziksel ekserji değerleri ile kimyasal ekserji değerleri, elementlerin kimyasal ekserji değerleri tablosuna göre hesaplanmıştır.

Sonuçlar, Çizelge 4.8'de yeniden düzenlenmiştir.

Çizelge 4.8 Kimyasal, termal ve mekanik ekserji

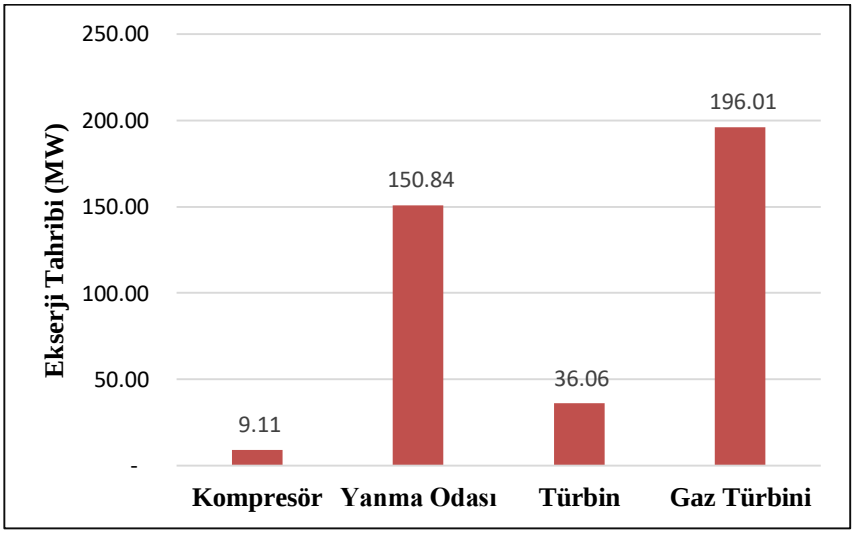
Akım	Kütle akış hızı (kg/s)	Sıcaklık (K)	Basınç (Bar)	ex^{ch}(MJ/kg)	ex^{T}(MJ/kg)	ex^{P}(MJ/kg)
1	500	273,15	1,01	0,01	0	0
2	500	543,13	9,11	0,01	0,08	0,17
3	9,3	288,15	17,00	45,94	0	0,40
4	509,3	1303,02	9,11	0,01	0,76	0,17
5	509,3	820,70	1,01	0,02	0,28	0

Çizelge 4.9'da 0°C çevre sıcaklığında kompresör, türbin, yanma odası ve gaz türbinine ait performans parametreleri olan ekserji tahribi, ekserji tahrip oranı ve ekserji verimi bulguları verilmektedir.

Çizelge 4.9 Ekserji analizi bulguları

Ekipmanlar	**Ekserji tahribi (MW)**	**Ekserji Tahrip Oranı (%)**	**Ekserji verimi (%)**
Kompresör	9,10	2	93
Yanma odası	150,84	35	73
Türbin	36,64	8	89
Gaz türbin sistemi	196,01	46	47

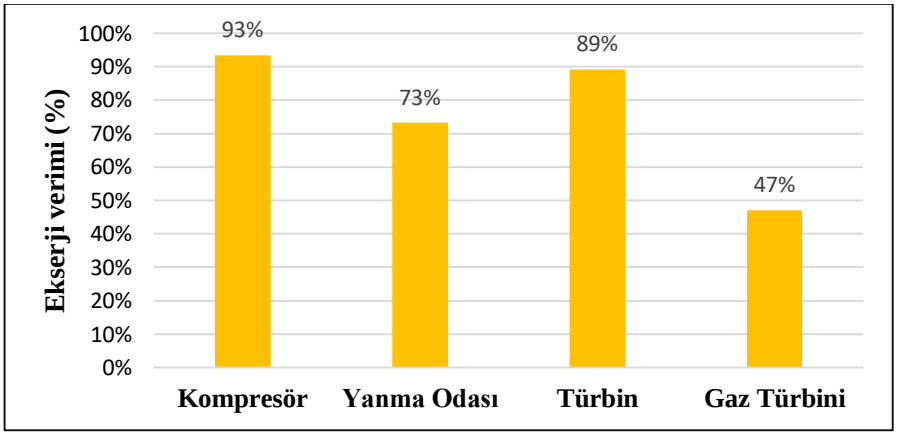
Çizelge 4.9 da verilen sonuçlar ayrıca aşağıdaki şekillerde grafik olarak gösterilmiştir.



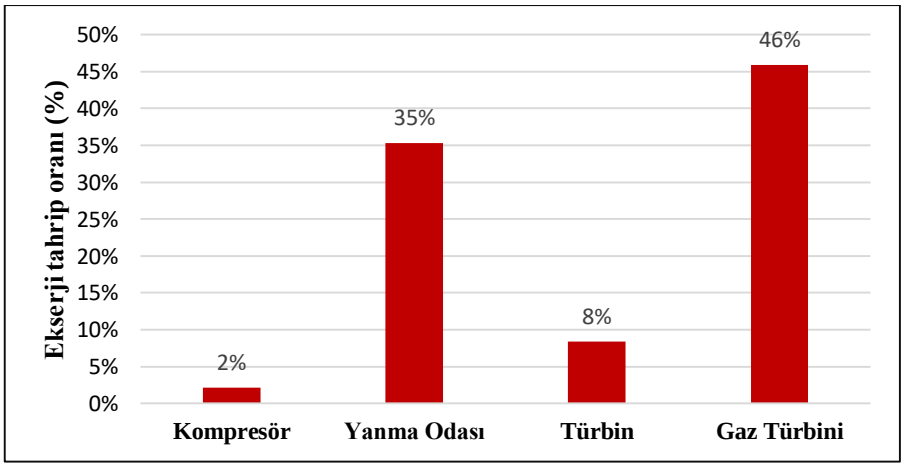
Şekil 4.1 Gaz türbininin ve sistem birimlerinin ekserji tahribi

Çizelge 4.9, tesisin temel kısımlarındaki ekserji tahribi değerlerini göstermektedir. Tahrip edici ekserjinin büyük kısmının, içinde meydana gelen tersinmez prosesler nedeniyle yanma odasında ve yakıt bileşenlerinin eksik yanması ve duvarlarından ısı kayıplarının bir sonucu olarak, ardından türbin ve ardından kompresör, kompresördeki tahrip edici ekserjinin değerinin en az mümkün olduğu yerde meydana geldiğini belirtmekteyiz.

Şekil 4.2'e bakıldığında, yanma odasındaki ekserji verimliliğinin tersinmez proseslerden ötürü en küçük değere sahip olduğu, kompresör ve türbinin ise hemen hemen aynı verimliliğe sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 4.2 Gaz türbininin ve sistem birimlerinin ekserji verimi



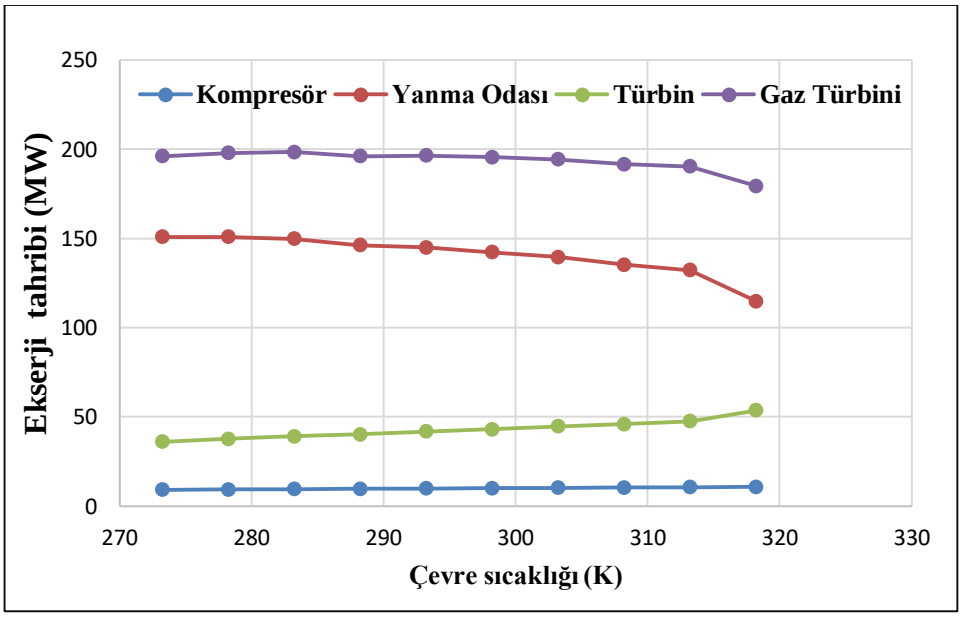
Şekil 4.3 Gaz türbininin ve sistem birimlerinin ekserji tahrip oranı

Ekserjinin büyük kısmının yanma odasında tahrip olduğu ve bu şemanın önceki ekserji tahribat şemasının bir yansıması olduğu belirtilebilir.

Bu çalışmada ilk olarak ortam sıcaklığının değiştirilmesinin gaz türbininin çalışma performansı üzerindeki etkisi tartışılacak olup basınç oranının sabit olduğu dikkate alınırsa, çalışma öncelikle enerji ve ekserji analizi açısından, ardından da eksergoekonomik analiz açısından ele alınacaktır.

4.2 Farklı Çevre Sıcaklıklarında Ekserji Analizi Bulguları

Şekil (4.4), Taza tesisinin simülasyon sonuçlarına göre, tesisin her bir bileşeni için ortam sıcaklığındaki değişiklikle birlikte ekserji tahribindeki değişikliğin etkisini göstermektedir:

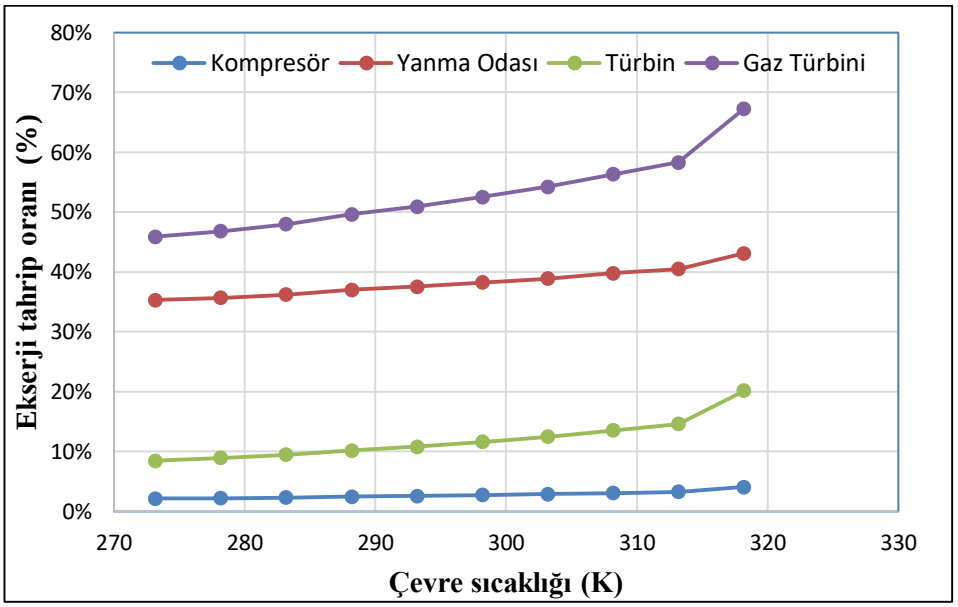


Şekil 4.4 Çevre sıcaklığının ekserji tahribine etkisi

Şekil (4.4)'dan görüyoruz ki, ortam sıcaklığındaki değişimin hem kompresördeki hem de türbindeki tahrip ekserjisinin değeri üzerindeki etkisi önemli bir değişiklik değilken, ortam sıcaklığındaki değer artışı neden olur. yanma odasında ve bir bütün olarak fabrikada ekserji tahrip değerinin düşmesi. Bunun nedeni kimyasal yanma işleminin

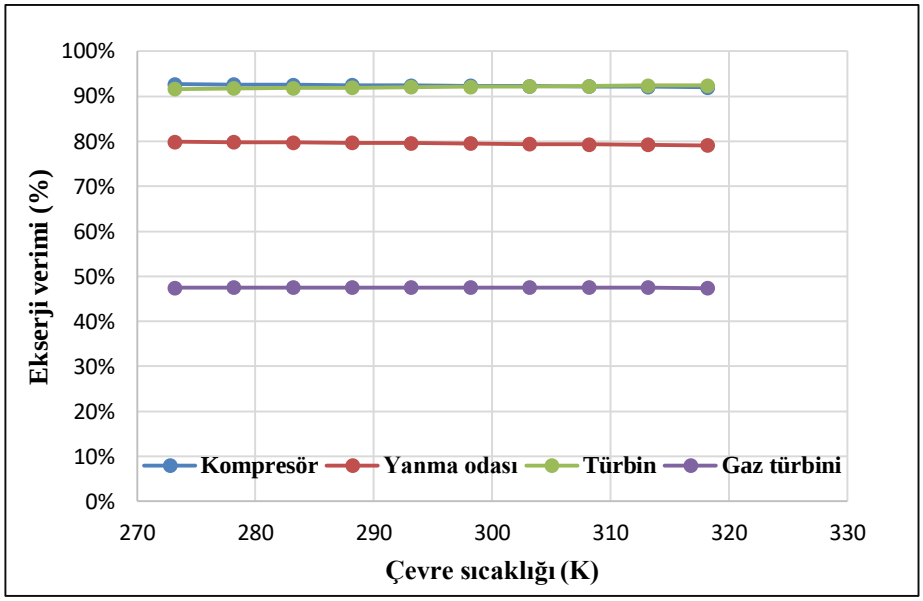
sıcaklık üzerindeki etkisi ve yakıt tüketiminin azalması nedeniyle yanma odasındaki tersinirliğin azalmasıdır. ortam sıcaklığı arttıkça. Türbin ve kompresördeki ekserji tahribinin, ortam sıcaklığı arttıkça hafifçe arttığını ve bu davranışın, ortam sıcaklığı arttıkça türbin ve kompresörün izontropik verimindeki azalmadan kaynaklandığını ve dolayısıyla bu cihazlarda tersinmezliği artırdığını fark ettik.

Şekil 4.5, Şekil 4.6 ve Şekil 4.7 çevre sıcaklığının değiştirilmesinin ekserji tahrip oranı ve ekserji verimi üzerindeki etkisini göstermektedir.



Şekil 4.5 Çevre sıcaklığının ekserji tahrip oranına etkisi

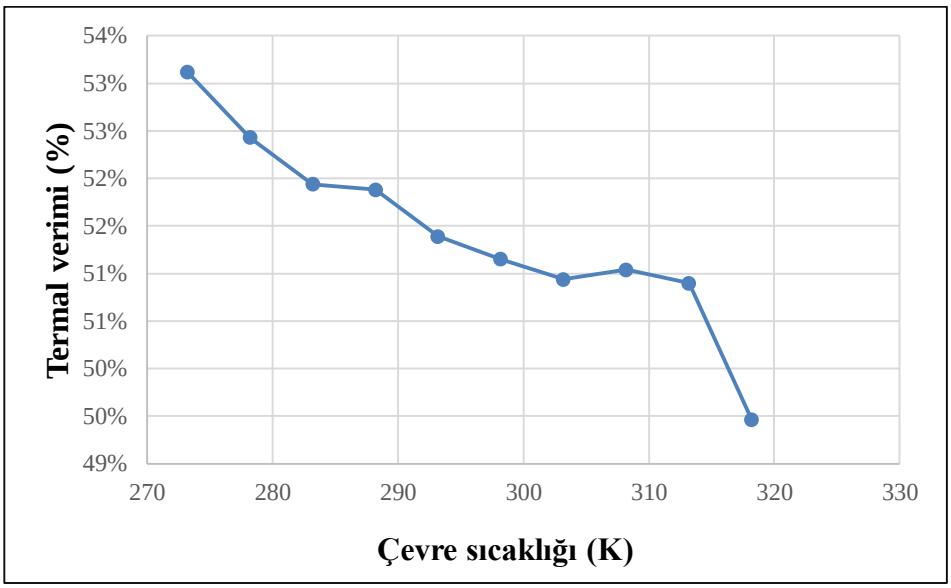
Şekilde görüldüğü gibi ekserji tahrip oranı, yanma odası ve türbinde ortam sıcaklığının artmasıyla bir miktar artar ve kompresörde önemli ölçüde etkilenmez.



4.6 Çevre sıcaklığının ekserji verimine etkisi

Şekil 4.6'de genel olarak ekserji verimliliği, ortam sıcaklığındaki artışla azaldığı görülmektedir.

Santralin ısıl verimi, ortam sıcaklığının artmasıyla azalır, çevre sıcaklığındaki artışın ısıl verimi olumsuz etkilediğini ve termal verimliliğin en iyi değerinin 0 ºC'de olduğu bulunmuştur.



4.7 Farklı çevre sıcaklıklarında termal verim

4.3 Termoekonomik Analiz Sonuçları

Bu çalışmada, TAZA güç santralindeki üçüncü gaz türbini ünitesinin ekonomik analizi, önceki analizden bulunan optimum çalışma koşullarında 0 ^{o}C sıcaklıkta gerçekleştirilmiştir. Bu sıcaklıktaki ekserji analizinden bulunan tüm ekserji değerleri benimsenmiş ve bu sıcaklıktaki tüm veriler termoekonomik analizde kullanılmıştır.

Çizelge 4.10, ekonomik analizden hesaplanan parametrelerin değerlerini göstermektedir. En büyük tahrip değerine sahip olan bileşen, termoekonomik analizin bakış açısından en önemli bileşen olarak dikkate alınmıştır ve burada yanma odasının en yüksek değere sahip olduğunu ve minimum f değerinin de bunu yansıttığını görüyoruz.

Çizelge 4.10 Ekserji tahribi ve sermaye maliyeti oranı

Bileşenler	**$\dot{C}_d$ Ekserji tahribatı maliyet oranı \$/h**	**Ź Sermaye maliyet oranı \$/h**	**$\dot{C}_d$ + Ź Toplam maliyet oranı \$/h**	**Eksergoekonomik faktör f**
Kompresör	207,7	498,2	705,9	0,70
Yanma odası	6440	34,37	6474	0
Türbin	709,6	228,2	937,8	0,24
Toplam	7293	760,8	8054	0,09

Bu çizelgeden ortalama maliyetin maksimum değerinin yanma odasında olduğunu ve bu büyük değerin yanma odasının temel maliyetinden değil, yanma odasında meydana gelen tersinmezlikler ve prosesten kaynaklanan ekserji tahribinin ortalama maliyetinin değerinden geldiği görülmektedir.

İstasyonun her bileşeni için denge denklemlerini çözerek ekserji akışı ile taşınan enerji ünitesinin ortalama maliyet değeri ve güç üretim maliyeti bulunabilir ve bunlar, Çizelge 4.11'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.11 Ünite enerjisi başına ekserji akış maliyeti

Akış No	**Ekserji ünitesi başına maliyet Cent/kW-h**
1	0
2	2,82
3	1,44
4	1,96
5	1,96
C_w	2,28

Önceki Çizelgede bir kilovat-saat enerji üretme maliyetinin 2,28 Cent/kW-h olduğu görülmektedir ki bu, oldukça kabul edilebilir bir maliyettir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1 Sonuç

2021 yılı için mevsimler boyunca tesisin işletim koşullarının ışığında en yüksek üretkenliği ve en düşük gaz akışı oranının maliyetini bulmak için ünite için optimum işletim koşullarını belirlemek amacıyla (AVEVA Pro/II) programı kullanılarak 300 MW üretim kapasitesine sahip Taza güç santralinde bulunan 3 nolu gaz türbini üzerinde çalışma yapılmıştır.

Simülasyon sonuçları; en iyi çalışma koşullarının 0°C Santigrat derece olduğunu ve 9,3 kg/s gaz akış hızı ile 298,86 MW kapasite ile sağlandığını, öyle ki aynı koşullardaki gerçek tesis üretiminin kullanılan gaz için 15 kg/s akış hızında 287 MW olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla üretkenlikteki artış %18 ve en düşük doğalgaz tüketim oranı ise %40'tır. Simülasyon, hava sıcaklığının artmasıyla türbin veriminin düştüğünü ve dolayısıyla verimliliğin düştüğünü göstermiştir.

Ekserji ve enerji analizi, ekserji tahribinin büyük kısmının, yanma işleminin eşlik ettiği tersinmezlikten ötürü yanma odasında meydana geldiğini göstermektedir.

Ortam sıcaklığındaki değişimin hem kompresördeki hem de türbindeki ekserji tahribi değerine etkisi çok fazla değişmemektedir ancak ortam sıcaklık değerindeki artış yanma odasındaki ekserji tahribi değerinde azalmaya neden olmaktadır.

Çalışma, genel olarak ekserji verimliliğinin, ortam sıcaklığındaki artışla azaldığını göstermektedir.

Termoekonomik analiz, en yüksek maliyet oranının yanma odasında meydana geldiğini ve kilovat-saat maliyetinin yaklaşık 2,28 cent/Kw-sa olduğunu göstermektedir.

5.2 Öneriler

1. Kompresörden çıkan basınçlı havayı yanma odasına girmeden önce ısıtmak için bir ısı geri kazanım eşanjörü aracılığıyla gaz türbininden çıkan gazların sıcaklığından faydalanılır veya buhar çevriminde suyun ısıtılması, buharlaştırılması ve aşırı ısıtılması sırasında türbinden çıkan gazların sıcaklığından faydalanmanın mümkün olduğu ve her iki durumda da önceki analizi yapmanın mümkün olduğu durumlarda gaz döngüsü bir buhar döngüsü ile ilişkilendirilmelidir.

2. Gaz türbini çevriminin verimliliği ve çalışması üzerindeki bağıl nemin etkisi incelenebilir ve enerji ve ekserji analiziyle ilişkilendirilebilir.

3. Daha sonraki çalışmalarda yanma odasında meydana gelen basınç değişimleri dikkate alınmalıdır.

4. Çalışma ve simülasyon işleminden sonra kompresöre giren havanın sıcaklığını düşüren bir soğutma sisteminin kurulması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

Abam, D. S. and Moses, N. 2011. Computer simulation of a gas turbine performance. Global journal of Research in Engineering, 11(1).

Ahmadi, B., Golneshan, A. A., Arasteh, H., Karimipour, A. and Bach, Q. V. 2020. Energy and exergy analysis and optimization of a gas turbine cycle coupled by a bottoming organic Rankine cycle. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 141(1): 495-510.

Ahmadi, P. and Dincer, I. 2010. Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using Multimodal Genetic Algorithm (MGA). Energy, 35(12): 5161-5172.

Ahmadi, P., Rosen, M. A. and Dincer, I. 2011. Greenhouse gas emission and exergo-environmental analyses of a trigeneration energy system. International Journal of Greenhouse Gas Control, 5(6): 1540-1549.

Ahmed, A. H., Ahmed, A. M. and Al Doori, W. H. 2020. Energy–exergy analysis of 70-MW gas turbine unit under the variable operation condition. Heat Transfer, 49(2): 743-754.

Al-Gburi, M. 2015. Exergy analysis of gas turbine power plant in Iraq Al Najaf. DSpace Repository 20(500): 12416-718.

Aljundi, I. H. 2009. Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. Applied Thermal Engineering, 29(2-3): 324-328.

Altayib, K. 2011. Energy, exergy and exergoeconomic analyses of gas-turbine based systems. Ontariotechu, (409): 10155-208

Balkrishna, M. 2009. Energy and exergy analysis of a captive steam power plant. Paper presented at the Proceedings of International Conference of Energy and Environmental, ISSN.

Beigzadeh, M., Pourfayaz, F., Ghazvini, M. and Ahmadi, M. H. 2021. Energy and exergy analyses of solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid systems fed by different renewable biofuels: A comparative study. Journal of Cleaner Production, 280, 124383.

Betelmal, E. and Farhat, S. 2018. Energy and exergy analysis of a simple gas turbine cycle with wet compression. Mech. Eng. Res., 8(1): 30-40.

Borgnakke, C. and Sonntag, R. E. 2009. Fundamentals of thermodynamics: Part 1: John Wiley & Sons, Inc.

Buchgeister, J. 2010. Exergoenvironmental analysis–A new approach to support the design for environment of chemical processes? Chemical Engineering and Technology: Industrial Chemistry-Plant Equipment-Process Engineering-Biotechnology, 33(4): 593-602.

Çengel, Y. A. and Boles, M. A. 2006. Mass and energy analysis of control volumes. Thermodynamics: An Engineering Approach, 216-246.

Ebadi, M. J. and Gorji-Bandpy, M. 2005. Exergetic analysis of gas turbine plants. International Journal of Exergy, 2(1): 31-39.

Edgerton, R. H. 1982. Available energy and environmental economics. OSTI., (63):62191

Egware, H., Obanor, A. I. and Itoje, H. 2014. Thermodynamic Evaluation of a 42MW Gas Turbine Power Plant. Paper presented at the International Journal of Engineering Research in Africa.

Ehsana, A. and Yilmazoglu, Z. 2011. Design and exergy analysis of a thermal power plant using different types of Turkish lignite. International Journal of Thermodynamics, 14(3): 125-133.

Fagbenle, R. L., Oguaka, A. and Olakoyejo, O. 2007. A thermodynamic analysis of a biogas-fired integrated gasification steam injected gas turbine (BIG/STIG) plant. Applied Thermal Engineering, 27(13): 2220-2225.

Fallah, M., Siyahi, H., Ghiasi, R. A., Mahmoudi, S., Yari, M. and Rosen, M. 2016. Comparison of different gas turbine cycles and advanced exergy analysis of the most effective. Energy, 116, 701-715.

Fellah, G. M., Mghrebi, F. and Aboghres, S. M. 2010. Exergoeconomic analysis for unit Gt14 of South Tripoli gas turbine power plant. Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 4(4).

Ganapathy, T., Alagumurthi, N., Gakkhar, R. and Murugesan, K. 2009. Exergy analysis of operating lignite fired thermal power plant. Journal of Engineering Science and Technology Review, 2(1): 123-130.

Gorji-Bandpy, M. and Goodarzian, H. 2011. Exergoeconomic optimization of gas turbine power plants operating parameters using genetic algorithms: a case study. Thermal Science, 15(1): 43-54.

Haouam, A., Derbal, C. and Mzad, H. 2019. Thermal performance of a gas turbine based on an exergy analysis. Paper presented at the E3S Web of Conferences.

Hepbaşlı, A., Ozalp, N. 2002. Cogeneration Studies in Turkey: an application of a ceramic factory in İzmir. Applied Thermal Engineering, 22, 679–691.

Ibrahim, T. K., Basrawi, F., Awad, O. I., Abdullah, A. N., Najafi, G., Mamat, R. and Hagos, F. 2017. Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. Applied thermal engineering, 115, 977-985.

Ighodaro, O. and Aburime, B. 2011. Exergetic appraisal of Delta IV power station, Ughelli. Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences, 2(2): 216-218.

Khaldi, F. and Adouane, B. 2011. Energy and exergy analysis of a gas turbine power plant in Algeria. International Journal of Exergy, 9(4): 399-413.

Khan, M. 2020. Energy and exergy analyses of regenerative gas turbine air-bottoming combined cycle: optimum performance. Arabian Journal for Science and Engineering, 45(7): 5895-5905.

Memon, A. G., Harijan, K., Uqaili, M. A. and Memon, R. A. 2013. Thermo-environmental and economic analysis of simple and regenerative gas turbine cycles with regression modeling and optimization. Energy Conversion and Management, 76, 852-864.

Mert, M. S. 2010. Bir güç santralinin ekserjik ve termoekonomik analizi. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 182 s., İstanbul.

Mert, M. S., Dilmaç, Ö. F., Özkan, S., Karaca, F. and Bolat, E. 2012. Exergoeconomic analysis of a cogeneration plant in an iron and steel factory. Energy, 46(1): 78-84.

Mitrović, D., Zivkovic, D. and Laković, M. 2010. Energy and exergy analysis of a 348.5 MW steam power plant. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 32(11): 1016-1027.

Moran, M. J. and Shapiro, H. N. 2006. Fundamentals of engineering thermodynamics. John Willey and Sons. Inc: London.

Mousafarash, A. and Ameri, M. 2013. Exergy and exergo-economic based analysis of a gas turbine power generation system. Journal of Power Technologies, 93(1).

Oyedepo, S. O., Fagbenle, R., Adefila, S. and Alam, M. M. 2015. Exergy costing analysis and performance evaluation of selected gas turbine power plants. Cogent Engineering, 2(1): 1101048.

Oyedepo, S. O., Fagbenle, R. O., Adefila, S. S. and Alam, M. M. 2015. Thermoeconomic and thermoenvironomic modeling and analysis of selected gas turbine power plants in Nigeria. Energy Science and Engineering, 3(5): 423-442.

Paksoy, A. K. 2019. Gaz motorlu bir ısıl güç çevrim santralinin atık ısı geri kazanımının termoekonomik analizi. Yüksek Lisans Tezi, Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, 76 s., Kahramanmaraş.

Park, S., Pandey, A., Tyagi, V. and Tyagi, S. 2014. Energy and exergy analysis of typical renewable energy systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 30, 105-123.

Rajkumar, S. and Ashok, K. 2009. Energy and exergy analysis of non-reheat thermal power plant. Paper presented at the Proceedings of International Conference of Energy and Environmental, ISSN.

Rashidi, M., Aghagoli, A. and Ali, M. 2014. Thermodynamic analysis of a steam power plant with double reheat and feed water heaters. Advances in Mechanical Engineering, 6, 940818.

Rosen, M. A. and Dincer, I. 1999. Exergy analysis of waste emissions. International Journal of Energy Research, 23(13): 1153-1163.

Rosen, M. A. and Dincer, I. 2003. Thermoeconomic analysis of power plants: an application to a coal fired electrical generating station. Energy Conversion and Management, 44(17): 2743-2761.

Rosen, M. A., Dincer, I. and Kanoglu, M. 2008. Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact. Energy Policy, 36(1): 128-137.

Sahoo, P. 2008. Exergoeconomic analysis and optimization of a cogeneration system using evolutionary programming. Applied Thermal Engineering, 28(13): 1580-1588.

Silveira, J. and Tuna, C. 2003. Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems. Part I. Progress in Energy and Combustion Science, 29(6): 479-485.

Silveira, J. L., Tuna, C. E., de Queiroz Lamas, W. and de Castro Villela, I. A. 2010. A contribution for thermoeconomic modelling: a methodology proposal. Applied Thermal Engineering, 30(13): 1734-1740.

Suresh, M., Reddy, K. and Kolar, A. K. 2006. Energy and Exergy Based Thermodynamic Analysis of a 62.5 MWe Coal-Based Thermal Power Plant-A Case Study. Paper presented at the International Conference on Energy and Environment.

Tsatsaronis, G., Cziesla, F., 2002, Thermoeconomics, "Thermoeconomics, Encyclopedia of Physical Science and Technology, Third Edition, Academic Press, 16, 659-680.

Tsatsaronis, G. 1993. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. Progress in energy and combustion science, 19(3): 227-257.

Valero, A. and Torres, C. 2006. Thermoeconomic analysis. Exergy, energy system analysis and optimization, 2, 1-35.

Yuan, L., Zhu, Q., Zhang, T., Duan, R. and Zhu, H. 2021. Performance evaluation of a co-production system of solar thermal power generation and seawater desalination. Renewable Energy, 169, 1121-1133.

Yuksel, B., Gunerhan, H. and Hepbasli, A. 2020. Assessing exergy-based economic and sustainability analyses of a military gas turbine engine fueled with various fuels. Energies, 13(15): 3823.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı ve Soyadı : Hussein Majeed Mughir MUGHIR

Eğitim

Yüksek Lisans	Çankırı Karatekin Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı	2020-2023
Lisans	Tikrit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Kimya Mühendisliği Bölümü	2008-2012