



**KATI YAKITLI KOMBİNE ÇEVİRİMLERİN
PERFORMANS VE EKSERJİ ANALİZİ**

Enes AKÇAY

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği**

Ana Bilim Dalı

**Doç. Dr. Rabi KARAALİ
Öğr. Gör. Dr. Arzu KEVEN**

2025

(Her Hakkı Saklıdır)

T.C.
BAYBURT ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI

KATI YAKITLI KOMBİNE ÇEVİRİMLERİN PERFORMANS VE EKSERJİ
ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enes AKÇAY

Danışman: Doç. Dr. Rabi KARAALİ

İkinci Danışman: Öğr. Gör. Dr. Arzu KEVEN

BAYBURT - 2025

KABUL VE ONAY

Doç. Dr. Rabi KARAALİ ve Öğr. Gör. Dr. Arzu KEVEN danışmanlığında Enes AKÇAY tarafından hazırlanan “Katı Yakıtlı Kombine Çevrimlerin Performans ve Ekserji Analizi” başlıklı bu çalışma, 22.01.2024 tarihinde yapılan savunma sınavı sonucunda oy birliği ile başarılı bulunarak jürimiz tarafından Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Rabi KARAALİ

Üye : Doç. Dr. Hüseyin ŞANLI

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erman Kadir ÖZTEKİN

Bu tezin kabulü Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun/...../20... tarih ve 20...../.....-..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Doç. Dr. Bünyamin ALIM
Enstitü Müdürü

BEYANNAME

Bayburt Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre Doç. Dr. Rabi KARAALİ ve Öğr. Gör. Dr. Arzu KEVEN danışmanlığında hazırlamış olduğum “Katı Yakıtlı Kombine Çevrimlerin Performans ve Ekserji Analizi” başlıklı yüksek lisans tezimin bilimsel etik değerlere ve kurallara uygun, özgün bir çalışma olduğunu, aksinin tespit edilmesi halinde her türlü yasal yaptırımını kabul edeceğimi beyan ederim.

22.01.2025

Enes AKÇAY



ÖN SÖZ

Araştırmamın her aşamasında bana yardımcı olan tez danışmanım Doç. Dr. Rabi KARAALİ ve Öğretim Gör. Dr. Arzu KEVEN'e desteğini hiç esirgemeyen Eşim Gizem Nur YANIK AKÇAY'a en içten dileklerimle teşekkürü borç bilirim.

Enes AKÇAY



ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KATI YAKITLI KOMBİNE ÇEVİRİMLERİN PERFORMANS VE EKSERJİ ANALİZİ

Enes AKÇAY

Bayburt Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Rabi KARAALİ

İkinci Danışman: Öğr. Gör. Dr. Arzu KEVEN

Bayburt-2025, Sayfa: 64

Dünyada enerji ihtiyacı uluslararası düzeyde önemli bir yer kaplamaktadır. Artan sanayileşme, teknolojinin hızla gelişmesi enerji ihtiyacını da her geçen gün arttırmaktadır. Dünya üzerindeki enerji kaynaklarının tükenebilir olması yüksek verimlilikle kaynakların kullanımını ön plana çıkartmaktadır. Yapılan bu çalışmada yüksek ısı enerjisiye sahip GT-MHR tip nükleer santralin performans ve ekserji analizi NIST Kimya kitabında modellenerek yapılmıştır. GT-MHR, bir yandan Brayton çevrimi ile helyum gazını kullanarak elektrik üretirken, diğer yandan sistemin atık ısını Rankine çevrimi ile değerlendiren bir yapı sunmuştur. Brayton çevrimi, helyum gazının reaktör çekirdeğinde yüksek sıcaklıklara kadar ısıtılmasını, ardından bir gaz türbini yardımıyla mekanik enerjiye dönüştürülmesini sağlar. GT-MHR'nin tasarımında yer alan bu hibrit yapı, nükleer ve yenilenebilir enerji kaynaklarının bir arada kullanımına olanak tanır.

Yaklaşık 14.000 - 16.000 kPa aralığında ekserji veriminin maksimum seviyeye ulaştığı belirlenmiştir. Bu noktada sistemin ekserji kayıpları en düşük seviyeye yaklaşmakta ve bileşenler en ideal çalışma koşullarına erişmektedir. Eğer sistem bu aralığın altında veya üstünde çalıştırılırsa, toplam ekserji verimi azalacaktır. Dolayısıyla, optimum çalışma koşullarını sağlamak için kompresör basıncının dikkatli bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Kompresör basıncı 12.000 kPa basınç seviyesinde iken 570.000 kW civarında olan net iş üretimi, 22.000 kPa seviyesinde yaklaşık 535.000 kW'a kadar düşmektedir. Bu eğilim, kompresör basıncının artırılmasının sistemin toplam iş üretimi üzerinde olumsuz bir etkisi olduğunu göstermektedir.

Başlangıçta pompa basıncı 500 kPa'da yaklaşık 0,745 (%74,5) seviyesinde olan ekserji verimi, 1000 kPa basınç seviyesinde %75,1'e kadar yükselmektedir. 500 kPa seviyesindeki pompa basıncı yaklaşık 532.000 kW olan net iş üretirken, 1000 kPa seviyesinde 560.000 kW'a kadar çıkmaktadır. Böylece, GT-MHR hem yüksek verimliliği hem de çevresel sürdürülebilirliği bir araya getirerek geleceğin enerji teknolojilerine öncülük etmektedir.

Anahtar Kelimeler: GT-MHR, hibrit, parabolik güneş kolektörü, ekserji ve performans.

ABSTRACT

M. SC. THESIS

PERFORMANCE AND EXERGY ANALYSIS OF SOLID-FUELED COMBINED CYCLES

Enes AKÇAY

Bayburt University

Institute of Graduate Studies

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor: Assoc. Prof. Dr. Rabi KARAALI

Second Advisor: Dr. Lec. Arzu Keven

Bayburt-2025, Pages: 64

The world's energy need occupies an important place at the international level. Increasing industrialization and rapid development of technology increase the need for energy day by day. The exhaustibility of energy resources in the world brings to the fore the use of resources with high efficiency. In this study, the performance and exergy analysis of the GT-MHR type nuclear power plant with high thermal energy was modeled in the NIST Chemistry book. GT-MHR offers a structure that, on the one hand, produces electricity using helium gas with the Brayton cycle, and on the other hand, utilizes the waste heat of the system with the Rankine cycle. The Brayton cycle allows helium gas to be heated to high temperatures in the reactor core, then converted into mechanical energy with the help of a gas turbine. This hybrid structure in the design of GT-MHR allows the combined use of nuclear and renewable energy sources.

It was determined that exergy efficiency reached its maximum level between approximately 14,000 - 16,000 kPa. At this point, the exergy losses of the system approach their lowest level and the components reach the most ideal operating conditions. If the system is operated below or above this range, the total exergy efficiency will decrease. Therefore, the compressor pressure must be determined carefully to ensure optimum operating conditions. The net work generation, which is around 570,000 kW when the compressor pressure is at 12,000 kPa, drops to approximately 535,000 kW at 22,000 kPa. This trend shows that increasing the compressor pressure has a negative impact on the total work output of the system.

The exergy efficiency, which is initially approximately 0.745 (74.5%) at 500 kPa pump pressure, increases to 75.1% at 1000 kPa pressure level. While the pump pressure at 500 kPa produces a net work of approximately 532,000 kW, at 1000 kPa it increases to 560,000 kW. Thus, GT-MHR pioneers the energy technologies of the future by combining both high efficiency and environmental sustainability.

Keywords: GT-MHR, hybrid, parabolic solar collector, exergy and performance.

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY.....	II
BEYANNAME.....	III
ÖN SÖZ.....	IV
ÖZET.....	V
ABSTRACT.....	VI
İÇİNDEKİLER.....	VII
TABLOLAR.....	IX
ŞEKİLLER.....	X
KISALTMALAR.....	XII
SİMGELER.....	XIII
GİRİŞ.....	1
Araştırmanın Konusu ve Problemi	1
Araştırmanın Amacı	2
Araştırmanın Önemi ve Gerekçesi	2
Araştırmanın Sınırlılıkları	2
Varsayımlar	2
Terim ve Tanımları.....	3
BİRİNCİ BÖLÜM.....	4
1. DÜNYADA VE TÜRKİYE’DE ENERJİ.....	4
1.2. TÜRKİYEDE ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİMİ	6
1.3. ENERJİ SANTRALLERİ	7
1.3.1. Güneş Enerjisi	8
1.3.2. Hidroelektrik Santraller	8
1.3.3. Rüzgâr Enerji Santralleri	9
1.3.4 Jeotermal Enerji Santralleri	9
1.3.5. Nükleer Santraller.....	10
1.4. KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİ.....	11
1.4.1 Gaz Türbini.....	12
1.4.2. GT-MHR (Gaz Türbinli Modüler Helyum Reaktörü).....	13
1.4.2.1. IGBJ (Isı geri kazanım buhar jeneratörü).....	15
1.4.2.2. Buhar türbini.....	15
1.4.2.3. Yoğuşturucu	16
1.4.2.4. İdeal Brayton çevrimi	16
1.4.2.5. İdeal Rankine çevrimi.....	16
1.4.2.6. Doğalgaz kombine yakıt çevrimi.....	17
1.4.2.7. Güneş enerjisi kombine çevrimi	17
1.4.2.8. Katı yakıtlı kombine çevrim santrali	18
1.5. TERMODİNAMİK YAKLAŞIMLAR	19
1.5.1. Ekserji.....	20
1.6. LİTERATÜR.....	22
İKİNCİ BÖLÜM	26
2. YÖNTEM.....	26
ÜÇÜNCÜ BÖLÜM.....	33

3. BULGULAR	33
SONUÇ, TARTIŞMA VE ÖNERİLER.....	56
Sonuç	56
Tartışma	57
Öneriler.....	57
KAYNAKÇA.....	59
ÖZ GEÇMİŞ	64



TABLÖLAR

Tablo 1: Dünya Birincil Enerji Kaynakları Arzı	4
Tablo 2: Gelecek Kurulu Güç Planı.....	6
Tablo 3: Kütle, Enerji Dengesi ve Entropi Üretimi Denklemleri	31
Tablo 4: Ekserji, Entropi Dengesi ve Ekserji Verimi Denklemleri.....	32
Tablo 5: Sistemin Genel Verileri.....	33
Tablo 6: Sistem Elemanlarının Verimleri.....	33
Tablo 7: GT-MHR Kombine Çevrim Santralinin Noktasal Değerleri	34
Tablo 8: Optimal Koşullar Olan Kompresörün 15.000 kPa ve Pompanın 1000 kPa Olduğu Durumda Sistem Enerji Denge Tablosu ve Ekserji Kayıpları.....	35



ŞEKİLLER

Şekil 1: 2000-2023 Yılları Arası Türkiye'de Üretilen Elektrik Enerjisi Miktarı ve 2035 Yılı Tahmini.....	7
Şekil 2: Nesillere Göre Nükleer Santral Türleri.....	11
Şekil 3: Gaz Türbini.....	13
Şekil 4: Gaz Türbinlerinin Ana Sınıflandırılması.....	13
Şekil 5: GT-MHR Modülü.....	14
Şekil 6: Bir Kombine Çevrim Santrali Şeması	17
Şekil 7: Güneş Kombine Enerji Santrali Örneği.....	18
Şekil 8: Katı Yakıtlı Brayton ve Rankine Birleşik Çevrimi Basit Şeması.....	19
Şekil 9: GT-MHR Brayton ve Rankine Kombine Çevriminin Şematik Gösterimi	27
Şekil 10: GT-MHR (Modüler Gaz Türbinli Yüksek Sıcaklık Reaktörü).....	27
Şekil 11: Gaz Türbini.....	28
Şekil 12: Pompa	28
Şekil 13: Buhar Türbini.....	29
Şekil 14: IGBJ (Isı Geri Kazanım Buhar Jeneratörü)	29
Şekil 15: Yoğuşturucu.....	30
Şekil 16: Kompresör	30
Şekil 17: Parabolik Güneş Kollektörü.....	30
Şekil 18: Isı Değiştirici	31
Şekil 19: Brayton Çevriminde Kompresör Basıncındaki Artışın Ekserji Kaybı Üzerindeki Etkisi.....	36
Şekil 20: Rankine Çevriminde Kompresör Basıncındaki Artışın Ekserji Kaybı Üzerine Etkisi	37
Şekil 21: Kompresör Basıncının Brayton Çevriminde Gaz Türbini ve Kompresör Üzerine Etkisi.....	38
Şekil 22: Kompresör Basıncının, Buhar Türbini, Isı Geri Kazanım Buhar Jeneratörü, Isı Değiştiricisi ve Pompanın Ekserji Verime Olan Etkisi	39
Şekil 23: Kompresör Basıncının Tüm Sistem Ekserji Verimine Olan Etkisi	40
Şekil 24: Kompresör Basıncının Gaz Türbini, Reaktör ve Kompresör Enerji Üretimi Üzerine Etkisi.....	41
Şekil 25: Pompa Basıncının Buhar Türbini, Pompa, Kollektör ve Kondenser Üzerindeki Etkisi.....	42
Şekil 26: Kompresör Basıncına Göre Tüm Sistemde Üretilen İş Miktarının Değişimi.....	43
Şekil 27: Kompresör Basıncı İle Rankine Çevrimi Akışkanı Olan Su Arasındaki Etkileşimler	44
Şekil 28: Pompa Basıncının Ekserji Üzerindeki Etkisi.....	45
Şekil 29: Brayton Çevriminde Pompa Basıncının (kPa) Gaz Türbini (GT) ve Kompresördeki Ekserji Kayıplarına Etkisi.....	46
Şekil 30: Rankine Çevriminde Pompa Basıncının (kPa) Çevrimdeki Bileşenlerin Ekserji Verimleri Üzerindeki Etkisi.....	47
Şekil 31: Brayton Çevriminde Pompa Basıncının (Kpa) Gaz Türbini (GT) Ve Kompresörün Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi	48
Şekil 32: Pompa Basıncının (kPa) Tüm Sistemin Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi	49

Şekil 33: Brayton Çevriminde Pompa Basıncının (kPa) Çevrimin Farklı Enerji Bileşenleri Üzerindeki Etkisi	51
Şekil 34: Rankine Çevriminde Pompa Basıncının (kPa) Farklı Enerji Bileşenleri Üzerindeki Etkisi.....	52
Şekil 35: Pompa Basıncının (kPa) Tüm Sistemin Net İş Üretimi (W_{net} , TümSis) Üzerindeki Etkisi.....	54



KISALTMALAR

GT-MHR	: Gaz Türbini- Modüler Helyum Reaktörü
IGBJ	: Isı Geri Kazanım Buhar Jeneratörü
UEA	: Uluslararası Enerji Ajansı
EJ	: Exajoule
TEP	: Ton Eşdeğer Petrol
W	: Watt
V	: Volt
MTEP	: Mega Ton Eşdeğer Petrol
m²	: Metrekare
m³	: Metreküp
CO₂	: Karbon Dioksit
N	: Azot
He	: Helyum
H₂O	: Su
MPa	: Mega Pascal
MWe	: Megawatt Elektrik
dS	: Sistemin entropisindeki değişimdir
T	: Sıcaklık
K	: Kelvin
Ex	: Ekserji
H	: Entalpi
s	: Entropi
Q	: Isıl Enerji
m	: Kütle
P	: Basınç
E	: Enerji
Kg	: Kilogram
w	: İş (kW)
MWt	: Megawatt Termal
ST	: Buhar Türbini
GT	: Gaz Türbini
IGBJ	: Isı Geri Kazanım Buhar Jeneratörü
Ex	: Ekserji
c	: Isı Kapasitesi

SİMGELER

%	: Yüzde
°C	: Santigrat Derece
Σ	: Toplam
η	: Verim



GİRİŞ

Elektrik enerjisinin büyük bir bölümü, günümüzde ağırlıklı olarak doğal gaz, petrol ve kömür gibi fosil yakıtlara dayalı termik santrallerde üretilmektedir. Fakat, fosil yakıtların neden olduğu çevre kirliliği, enerji güvenliği sorunları ve iklim değişikliği gibi konular, bu yaklaşıma yönelik endişeleri artırmıştır. Bu bağlamda, nükleer enerjiye olan ilgi son yıllarda yeniden yükselmiştir. Nükleer enerji, karbon emisyonlarını azaltma, enerji çeşitliliğini artırma ve böylece enerji güvenliğine katkı sağlama açısından önemli bir potansiyele sahiptir. Modern reaktörler, alternatif enerji teknolojilerinin gelişimi sayesinde ekonomik rekabet gücüne ulaşmış durumdadır (Terzi, 2016). Enerji üretimi alanında son yıllarda, helyum soğutmalı bir nükleer reaktörün yüksek verimli kapalı Brayton çevrimi ile birleştirildiği GT-MHR (Gaz Türbini Modüler Helyum Reaktörü) büyük ilgi görmüştür. Türbin girişinde helyum sıcaklığının 850 °C olması sayesinde GT-MHR çevriminin termal verimliliği %48'e ulaşabilmektedir. Büyük fosil ve nükleer enerji santrallerinden kaynaklanan atık ısı, sıcaklık seviyesine bağlı olarak farklı amaçlarla kullanılabilir. Yüksek ve orta sıcaklık seviyesindeki atık ısı, enerji üretimi ve deniz suyu tuzdan arındırma için doğrudan değerlendirilirken, düşük sıcaklık seviyesindeki atık ısı, alan ısıtma, su ısıtma, seraların ısıtılması ve kurutma süreçleri gibi diğer amaçlar için kullanılabilir. Atık ısıdan enerji üretiminde organik Rankine çevrimi (ORC) ve Kalina çevrimi en iyi alternatiflerdir (Zare, 2016).

Araştırmanın Konusu ve Problemi

GT-MHR tür yüksek sıcaklık üreten katı yakıtlı kombine bir çevrim santralinde Brayton ve Rankine çevrimlerini kullanarak, Birincil Brayton çevriminde enerji üretilip, ikincil Rankine çevriminde atık ısının parabolik güneş kolektörünün de yardımıyla tekrardan enerji üretilmekesi amaçlanmaktadır. Buradaki en temel amaç atık olacak ısının tekrar yararlı işlerde kullanılmasıdır bu yüzden kullanımın avantajlı olup olmadığının saptanması için sistemin ekserji ve performans analizi yapılması gerekmektedir. GT-MHR (Gaz Türbini Modüler Helyum Reaktörü) enerji santralleri konusundaki araştırmanın temel problemi, bu tür enerji santrallerinin atık ısı geri kazanımı ve genel sistem performansını optimize etmek amacıyla güvenilirlik ve kullanılabilirlik unsurlarının yeterince dikkate alınmamış olmasıdır. Performans ve ekserji konusundaki bu eksiklik ancak daha fazla çalışma yapılmasıyla giderilebilmektedir.

Araştırmanın Amacı

Bu araştırmadaki temel amaç yüksek sıcaklık ve yüksek atık ısı üreten GT-MHR tür nükleer santralin ekipmanlarının enerji verimliliği, güç üretimi, performans ve ekserji analizi gibi temel unsurlarına araştırmak, atık ısının en verimli şekilde değerlendirilmesinin sağlanmasının ortaya çıkartmaktır. Bu gibi bilgileri elde etmek için çalışmalarda modelleme gibi yöntemler kullanılmaktadır.

Araştırmanın Önemi ve Gerekçesi

GT-MHR sisteminin en büyük avantajı, iki farklı çevrime entegre ederek toplam çevrim verimliliğini artırmasıdır. Yüksek sıcaklık kapasitesi ve ısı geri kazanımı sayesinde sistem hem enerji dönüşümünü optimize eder hem de çevresel etkileri azaltır. Termodinamik prensiplere dayalı bu tasarım, modern enerji sistemleri için sürdürülebilir ve verimli bir model oluşturmaktadır. Bu çalışmanın yapılması literatüre katkı sağlamakla birlikte henüz tasarım aşamasında olan bu sistemin üretebileceği enerji miktarı konusunda da ön bilgi vermektedir.

Araştırmanın Sınırlılıkları

Yüksek sıcaklık ve basınç altında çalışan sistemin bileşenlerini doğru şekilde modellemek, malzeme özelliklerinin tam olarak anlaşılmasını gerektirir. Sistemi modellemek için kullanılan veri ve parametreler, deneysel doğrulamaya ihtiyaç duyar. Simülasyonların doğruluğu büyük ölçüde bu verilere bağlıdır. Bununla birlikte parabolik güneş kolektörünün ısıtım miktarı ve gece çalışma performanslarının değişmeside araştırmanın sınırlarında büyük etki göstermektedir.

Varsayımlar

- **İdeal Akışkan:** Helyum gazının ideal gaz yasalarına uyduğu ve basınç ile sıcaklık altındaki davranışlarının ideal gaz özellikleriyle açıklanabileceği varsayılmıştır.
- **Adyabatik Süreçler:** Kompresör ve türbinin ısı alışverişi olmaksızın, adyabatik koşullar altında çalıştığı kabul edilmiştir. Bu varsayım, gerçek sistemdeki ısı kayıplarının ihmal edilmesini içermektedir.
- **İzobarik Isı Transferi:** GT-MHR' çekirdeğinden çıkan helyum gazının ve suyun ısı geri kazanım jeneratöründeki (IGBJ) ısı transferi, sabit basınç altında gerçekleştiği varsayılmaktadır.
- **Isı Kayıpları İhmal Edilir:** Isı transferi sırasında borular ve bileşenler arasındaki termal kayıplar göz ardı edilmektedir.

- Bazı sistem bileşenlerinin, ideal koşullarda ve maksimum verimlilikte çalıştığı kabul edilmiştir. Güneş kolektörlerinin de enerji transferinde ideal verim sağladığı varsayılmıştır.
- Sızdırmazlık Varsayımı: Herhangi bir sistem bileşeninin tamamen sızdırmaz olduğu varsayılmıştır.
- Sabit Güneş Enerjisi Yoğunluğu: Parabolik güneş kolektörünün sürekli sabit bir güneş ışınlamı altında çalıştığı kabul edilmiştir.
- Güneş kolektörleri tarafından sağlanan ısının su döngüsüne eksiksiz olarak aktarıldığı ve bu süreçte herhangi bir enerji kaybının olmadığı kabul edilmiştir.

Terim ve Tanımları

- GT-MHR: Gaz türbinli modüler helyum reaktörüdür. Çalışmadaki ısı enerjisi bu reaktörün çekirdeğinde üretilmektedir.
- Helyum Gazı: Bu sistemde soğutucu ve ısının taşınımından sorumludur. Sadece Brayton çevriminde kullanılmaktadır ve inerttir.
- Brayton Çevrimi: Bu çalışmada sıkıştırılmış gaz, çekirdekten aldığı ısı ile genişler ve türbinde mekanik enerjiye dönüştürülür. Çevrimde helyum gazı vardır.
- Rankine Çevrimi: Bu sistemde su buharı kullanılarak çalışan bir termodinamik çevrimdir. Isı geri kazanım buhar jeneratörü (IGBJ) yardımıyla üretilen buhar, buhar türbininde enerji üretiminde kullanılır.
- Isı Geri Kazanım Buhar Jeneratörü: Brayton çevriminden gelen helyum gazının taşıdığı ısıyı suya aktaran bir ısı değiştiricisidir. Bu sayede su buhara dönüştürülür ve Rankine çevriminde enerji üretimi sağlanır.
- Parabolik Güneş Kollektörü: Güneş enerjisinden faydalanarak suyu ısıtan bir sistemdir. Bu kollektör, su döngüsüne ek enerji sağlayarak sistemin toplam verimliliğini arttırmaktadır.
- Yoğuşturucu: Rankine çevriminde, türbinden çıkan buharı sıvı hale dönüştüren kısımdır. Bu dönüşüm, suyun yeniden pompa ile sisteme döndürülmesini sağlar.
- Türbin: Isı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren kısımdır.
- Kompresör: Gaz döngüsünde helyum gazını sıkıştırarak reaktör çekirdeğine geri gönderen parçadır.

BİRİNCİ BÖLÜM

1. DÜNYADA VE TÜRKİYE’DE ENERJİ

Dünyada ve Türkiye’de Fosil yakıtların hâkimiyetinin devam ettiği görülmektedir. UEA (Uluslararası Enerji Ajansı), tahminlerine göre 2050’de fosil yakıtların birincil enerji arzındaki payının %83’ten %62’ye düşeceğini, ancak tüketim miktarının mutlak olarak azalmak yerine %3 artacağını öngörmektedir. Yenilenebilir enerjinin toplam enerji arzındaki payının %158, miktarının ise %196 artacağı tahmin edilmekte ve Nükleer enerji yatırımlarının payının %6 seviyesinde olacağı düşünülmektedir. 2010 yılında Dünyada olan enerji arzı 541 EJ iken 2020 yılına bakıldığında bu değerin 632 EJ olduğu görülmektedir. Tablo 1’ de kaynakların hangi enerji üretim yönteminden geldiği ve gelecek tahminleri gösterilmektedir (Türkiye Makine Mühendisleri Odası, 2024).

Tablo 1: Dünya Birincil Enerji Kaynakları Arzı

Yakıt Türü	2010	2021	2022	2030	2040	2050
Fosil Yakıtlar	466	520	526	510	469	449
Fosil (%)	86	83	83	76	68	62
Yenilenebilir Kaynaklar	45	73	77	112	180	228
Yenilenebilir (%)	8	12	12	17	26	31
Nükleer	30	31	29	37	43	48
Nükleer (%)	6	5	5	6	6	7
Toplam	541	624	632	668	692	725

2050 yılında fosil yakıtların birincil enerji arzındaki payının %83’ten %62’ye düşeceğini, ancak bu düşüşe rağmen tüketimin mutlak oranda azalmak yerine %3 oranında artacağını öngörmektedir. Aynı dönemdeki değişen enerji miktarı toplam enerji arzındaki payının %158, miktarının ise %196 artacağı tahmin edilmektedir. Nükleer enerji santrali yatırımlarının %6 seviyesinde korunması iklim değişiminin gevşemesi ve başta CO₂ olmak üzere sera gaz salınımlarını azaltmak için yeni fosil yakıt üretim tesislerinin yatırımlarının yapılmaması ve fosil yakıt üretimi ve tüketiminin hızla yavaşlaması, Paris Hükümetlerarası İklim Paneli

raporları ve UEA'nın çeşitli çalışmaları vurgulanmaktadır. Verilen tutarlılığın yerine getirilmesi" halinde bile fosil yakıt tüketiminde limitin azalmasının gerektiği belirtilmektedir. Net Sıfır Salım senaryosu, enerji arzının 2050 yılına kadar %400 oranında enerji akışını sağlayacağı, 2050'de yenilenebilir enerji oranlarının %70 civarında, geri kalan %30'un ise ağırlıklı olarak fosil yakıtlar ve nükleer enerji olacağı tahmin edilmektedir. 2022'den 2050'ye Kuzey Amerika, Avrupa ve Avrasya'da birincil enerji arzında azalma olurken, Orta ve Güney Amerika, Afrika ve Orta Doğu'da artış öngörülmektedir. Asya Pasifik'te ise Çin ve Japonya'da düşüş görülürken, Hindistan'da %43,6, Güney Doğu Asya'da ise %51,82 oranında artış öngörüldüğü rapor edilmiştir (Türkiye Makine Mühendisleri Odası, 2024).

Türkiye'nin 2022 yılı enerji arzı, Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı sistemlerine göre, toplamda 157,7 milyon ton eşdeğer petrol (TEP)'dür. Bu arzın kaynaklara göre gidişatında ilk sırayı 45,11 milyon TEP ile petrol kullanılmış ve toplam arzın %28,6'sını oluşturmuştur. Petrol sırasıyla 43,54 MTEP (Milyon TEP) (%27,6) ile doğalgaz ve 42,02 MTEP (%26,8) ile kömür takip etmektedir. Diğer kaynaklar arasında jeotermal 11,51 MTEP (%7,3), hidrolik 5,75 MTEP (%3,6), biyoyakıtlar 4,51 MTEP (%2,9), rüzgâr 3,01 MTEP (%) 1,9 ve güneş 2,32 MTEP (%1,5) civarında yer ve %1,5 ile güneş takip etmektedir. 2002-2022 yılları arasındaki 20 yıllık süreçte, Türkiye'nin toplam enerji arzı %104,7 artışla 80,7 MTEP'e ulaştığı görülmektedir. Aynı dönemde petrol arzı %45,3, kömür %95,7, doğalgaz %198,2 oranında artarken, hidroelektrik %98,3 ve jeotermal, güneş, rüzgâr %1375 gibi dikkat çekici bir artış gösterilmiştir. Ancak biyoenerji, odun, çöp ve atıklar %24,5 oranında azalmıştır. 2002-2022 yılları arasında, toplam enerji arzı içinde petrolün payı %11,7, biyoenerji, odun ve atıkların payı %4,9, kömürün payı %1,2 ve hidroelektrik sarfiyatı payı %0,2 oranında azalmıştır. Buna karşılık doğalgazın payı %8,7, jeotermal, güneş ve rüzgârın payı %9,2 oranla artışı gözlenmiştir (Türkiye Makine Mühendisleri Odası, 2024).

1990-2022 yılları arasında, Türkiye'nin toplam enerji üretimi %103,2 artarak 25,1 MTEP'ten 50,8 milyon TEP'e yükseldi. Aynı dönemde toplam enerji arzı %200,6 artışla 52,5 milyon TEP'ten 157,7 MTEP'e ulaştı. Toplam enerji ithalatı ise %307,5 oranında artış göstermiş, ihracat ise %419 büyümüştür. 2002-2022 yılları arasında enerji ithalatı %118,7 artışla 57,2 MTEP'ten 125,1 MTEP'e yükseldi. Aynı dönemdeki enerji ihracatı %240,6 oranında artış göstererek 3,2 MTEP'ten 10,9 MTEP'e çıktı (Türkiye Makine Mühendisleri Odası, 2024).

Tablo 2: Gelecek Kurulu Güç Planı (Shura, 2024)

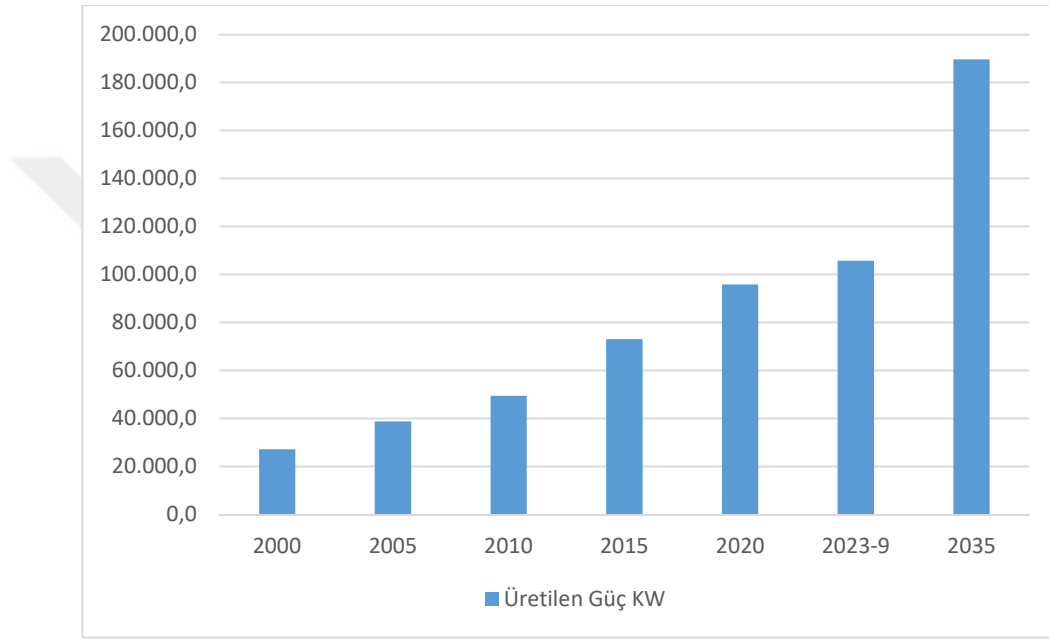
KAYNAK	2022	2025	2030	2035
KÖMÜR	21.811	21.000	22.800	24.300
DOĞALGAZ	25.348	24.200	30.300	35.500
NÜKLEER	0	2.400	4.800	7.200
HİDROELEKTRİK	31.571	33.000	35.100	35.100
RÜZGÂR	11.396	13.100	18.100	26.600
GÜNEŞ	9.425	17.900	32.900	52.900
DİĞER (JEOTERMAL BİYOYAKIT VB.)	4.258	4.500	5.100	5.100
TOPLAM	103.809	116.200	149.100	189.700
ÖNGÖRÜLEN ARTIŞ MİKTARI		12.391	45.291	85.891
ÖNGÖRÜLEN ARTIŞ ORANI		%11,94	%38,98	%57,61

Tablo 2’ deki öngörülere göre 2053 yılı için hedeflenen sıfır CO₂ salınımı ile ilgili bağzı veriler olsa da belirsiz bırakılmıştır. Çalışmaya göre 2053 yılında birincil enerji ihtiyacının %50’sini yenilenebilir enerjiden üretirken %20,8’ini nükleer enerjiden üretilmesi, bununla beraber nükleer enerji kurulu gücünün 42 GW kapasitesine çıkarılması düşünülmüştür (Türkiye Makine Mühendisleri Odası, 2024).

1.2. TÜRKİYE’DE ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİMİ

Doğada enerji yoktan var edilemez; elektrik üretimi de mevcut enerjinin, ısı, güneş, rüzgâr gibi daha zor kullanılabilen farklı enerji türlerine dönüştürülmesiyle gerçekleşir. Fosil yakıtlı santraller, ısı üretmek için doğal gaz, kömür ve petrolü kullanırken, nükleer santraller uranyum yakıtını parçalayarak ısı üretir. Bu santraller, ürettikleri ısıyı suyu buharlaştırmak için kullanır. Oluşan buhar, elektrik jeneratörüne bağlı türbinlere yönlendirilir. Su buharı, türbinin üzerindeki kanatçıklar üzerinden geçerken ısıdan aldığı enerjiyle türbini döndürür; bu da jeneratörün elektrik üretmesi için gerekli mekanik hareketi sağlar. Üretilen elektrik, iletim hatları adı verilen iletken tellerle kullanıma sunulur (Altay, 2010). Türkiye’de 2023 eylül ayı

itibariyle kurulu güç 105,7 GW seviyelerine ulaşmıştır. Bu üretim kapasitesi 2000 yılında olan 27,3 GW'nin oldukça üzerindedir. Türkiye'nin toplam kurulu gücündeki artış eğilimi sürerken 2012-2022 yılları arasında yıllık net kurulu güç artışının ortalaması 4,6 GW olarak gerçekleşmiştir. Bu süreçte, kurulu güçteki artışın toplam elektrik talebindeki artıştan daha fazla olduğu gözlemlenmekte ve bunun başlıca sebeplerinden birinin yenilenebilir enerji santrallerine sağlanan teşvikler olduğu düşünülmektedir. 2012-2022 yılları arasında işletmeye alınan yenilenebilir güç tesislerinin yıllık elektrik enerjisi 3,3GW seviyelerinde olmuştur. Türkiye Ulusal Enerji Planına göre üretilen enerji seviyesi 2035 yılında 189,7 GW seviyelerinde olacağı düşünülmektedir (Türkiye Sınai Kalkınma Bankası, 2023).



Şekil 1: 2000-2023 Yılları Arası Türkiyede Üretilen Elektrik Enerjisi Miktarı ve 2035 Yılı Tahmini (Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi, Türkiye Sınai Kalkınma Bankası)

1.3. ENERJİ SANTRALLERİ

Enerji kaynakları, çeşitli özelliklerine göre farklı şekillerde sınıflandırılabilir. Bunlar: Birincil (Konvansiyonel) Enerji Kaynakları" ve "İkincil (Dönüştürülmüş) Enerji kaynakları olarak iki ana kategoriye ayrılmaktadır. Ayrıca, potansiyeli mevcut olup teknolojik zorluklar nedeniyle günümüzde kullanımı pek olmayan "yeni" olarak adlandırılırken, potansiyeli devam eden kaynaklar "yenilenebilir" enerji kaynakları olarak nitelendirilmektedir. Bu sınıflandırmada kömür, petrol, doğal gaz ve nükleer enerji "Yenilenemeyen" kaynaklar arasında yer alırken, güneş, rüzgâr, biyokütle ve hidroelektrik gibi kaynaklar "Yenilenebilir" enerji türleri olarak tanımlanmaktadır (Sayın ve Koç, 2011).

1.3.1. Güneş Enerjisi

Güneş enerjisinden elektrik üretimi 2 ana yöntemle yapılmaktadır. Bunlardan biri dolaylı yöntem bir diğeri ise doğrudan yöntemdir. Dolaylı yöntemde güneş enerjisini yoğunlaştırıcı sistemlerle odaklayıp, kızgın buhar elde ederek geleneksel yöntemleri kullanmaktır. Doğrudan yöntemde ise fotovoltaiik, termoelektrik ve termoiyonik çeviriciler yer almaktadır (Akçay ve Yılmaz, 2024). Fakat büyük miktarda elektrik üretiminde sadece fotovoltaiik sistemler kullanılmaktadır. Fotovoltaiik, photo-voltaic kelimelerinin birleşmesiyle oluşmaktadır. Kelime anlamlarına bakıldığında photo ışık demek ve voltaic gerilim anlamına gelmektedir. Güneş hücreleri ilk olarak Becquerel tarafından 1899 yılında araştırılmıştır. Güneş hücreleri hareketli parçası bulunmaya bakımları kolay, ömrü uzun, güneş ışınlarını direk olarak elektrik enerjisine dönüştüren sistemlerdir. Güneş pilleri yarı iletken malzemelerden tasarlanmaktadır. Yüzeyleri; kare, dikdörtgen, daire şeklinde, alanları genelde 100cm² ve kalınlıkları 0.2-0.4 mm arasında değişmektedir. Hücre yapılarına göre ve kullanılan materyallere göre verimler %5-20 civarındadır. Bu verimler laboratuvar koşullarında %30 seviyelerine kadar çıkmaktadır. Uygulamada verimleri %10'un altında olan güneş hücreleri ekonomik anlamda da verimli olmayacağından daha az tercih edilirler. Genellikle büyük güneş santrallerinde verimleri %15 ve üstü olan hücreler tercih edilmektedir (Öztürk ve Kaya, 2019).

1.3.2. Hidroelektrik Santraller

Hidroelektrik enerjinin temel prensibi, akarsu enerjisinin bir türbin ve ona bağlı bir jeneratör aracılığıyla elektrik enerjisine dönüştürülmesidir. İki ana türbin tipi bulunmaktadır: impuls ve reaksiyon türbinleri. Bu türbinlerin çalışma şekilleri döner gücün oluşumunda farklılık gösterir. Impuls türbini, rotorunun havada çalışmasıyla su jetinin türbin kanatlarına yönlendirilmesi sayesinde döner güç elde ederken; reaksiyon türbini suyun içinde yer alır ve döner gücü, akışın yarattığı kaldırma kuvvetiyle sağlar. Impuls türbinlerinde kinetik enerji kullanılırken, reaksiyon türbini hem kinetik hem de basınç enerjisinden yararlanır. Su, türbin kanatlarına çarptığında basıncı atmosfer basıncına düşer ve bu durum basınç enerjisinin kinetik enerjiye dönüşmesini sağlar. Reaksiyon türbini, suyun içinde bulunduğundan su basıncı yüksek kalır; bu nedenle, atmosfer basıncından izole bir muhafaza gerektirir. En yaygın türbin türleri ise Francis ve Pelton'dur. Hangi türbinin kullanılacağı, akışın büyüklüğü ve su yüksekliği gibi faktörlere bağlı olarak belirlenir (Asnes, 2018).

1.3.3. Rüzgâr Enerji Santralleri

1980'lerin başından bu yana, rüzgâr türbini teknolojisinde önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Rüzgâr türbinleri yatay ve dikey eksenli olarak iki şekilde incelenmektedir. Modern yatay eksenli rüzgâr türbinleri, rüzgâr enerjisini toplamak için üç ayarlanabilir kanada sahip yatay bir rotor kullanır. Bu rotor tasarımı, verimliliği nedeniyle yaygın olarak kullanılmakta olup, genellikle bağımsız bir ön yatak ile düşük hızlı bir dişli kutusuna bağlıdır; bu, dört (3 fazlı) ve iki (1 fazlı) jeneratörle bağlanır. Dikey eksenli rüzgâr türbinleri ise, şaftın dikey konumda olması sayesinde rüzgâr yönüne bağımlı olmadan serbestçe dönebilir. Dikey eksenli rüzgâr türbinleri rüzgâr estiğinde her zaman rüzgâra karşı yönelir, bu da verimliliği artırır. Rüzgâr enerjisi türbinleri bunların yanında farklı dönüştürücüler de içermektedir. Rüzgâr türbinleri, rüzgârın mekanik enerjisini elde etmek için kullanılırken, jeneratörler bu enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürür ve dönüştürücü sistemi, üretilen enerjiyi enerji şebekesine veya bir aküye aktarmaktadır (Hannan vd., 2023).

1.3.4. Jeotermal Enerji Santralleri

Jeotermal enerji, yerkabuğunun farklı derinliklerinde bulunan ve yüzeydeki havzalardan beslenen sularla potansiyel oluşturan birikmiş ısının oluşturduğu, bölgesel olarak değişen sıcaklıklara sahip, içinde genellikle erimiş mineral tuzlar ve gazlar barındıran su ve buhar karışımından oluşan bir hidrotermal kütledir (Külekçi, 2009). Dünyanın merkezinde bulunan çekirdekte ortalama 4200 °C sıcaklıkta bulunan magma isimli erigimiş yapı bulunmaktadır. Tektonik hareketler sonucu oluşan kırık ve zayıf bölgelerden kabuk içinde sığ derinliklere ya da yeryüzüne kadar ulaşan magma faaliyetleri, jeotermal sistemin ısı kaynağını sağlar. Yüzeydeki çatlaklardan süzülen yağmur suları, derinliklerde ısınarak gözenekli ve geçirgen rezervuar kayaçlarında birikir. Bu suyun bir kısmı, fay hatları boyunca yükselerek jeotermal kaynakları oluşturur. Üzeri bir örtü kaya ile kaplanmış olan rezervuar kaya içindeki jeotermal akışkan, genellikle sondaj çalışmalarıyla yüzeye çıkarılmaktadır (Zaim ve Çavşı, 2018). Jeotermal elektrik üretimi, kaynak özelliklerine bağlı olarak genellikle üç farklı santral tipinde gerçekleştirilir:

- Kuru Buhar Santralleri: Bu tür santrallerde, kuyudan elde edilen kuru buhar doğrudan türbini döndürmek için kullanılır.
- Flaş Buhar Santralleri: Yüksek basınçla kuyudan gelen akışkan, düşük basınçlı separatörlerde su ve buhar olarak ayrıştırılır. Ayrıştırılan buhar, türbini döndürmek için kullanılır.

- Çift Çevrim Santralleri: Bu sistemde, jeotermal akışkanın sıcaklığı ile sudan daha düşük buharlaşma sıcaklığına sahip bir akışkan ısı değiştiricide buharlaştırılır. Buharlaşan bu akışkan, türbini döndürmek için kullanılır (Süren, 2012).

1.3.5. Nükleer Santraller

Atom çekirdeklerinin parçalanması, büyük miktarda enerjiyi de açığa çıkarmaktadır. Örneğin, uranyum gibi ağır elementlerin nötron bombardımanına uğraması sonucunda bu çekirdekler parçalanır ve bu olaya "filyon" denir. Her filyon tepkimesi, filyon ürünleri, enerji ve nötronlar da beraberinde üretir. Filyon reaksiyonu sırasında ortaya çıkan nötronlar, filyon kabiliyeti yüksek diğer çekirdekler tarafından emilir ve böylece tepkimenin devamlılığı sağlanır. Bu ardışık olay, "zincirleme çekirdek reaksiyonu" olarak adlandırılır. Hidrojen gibi daha hafif atomların çekirdeklerinin birleşerek daha ağır atomlar oluşturmaları da büyük enerji açığa çıkarır. Bu kaynaşma işlemine "füzyon" reaksiyonu denir. Hem filyon hem de füzyon tepkimeleri sonucunda ortaya çıkan enerji türüne "nükleer enerji" denilmektedir (Çifci, 2021). Bir nükleer enerji santrali "Reaktör koru, reaktör koruma kabı, kontrol çubukları, basınçlandırıcı, buhar üretici, yavaşlatıcı (moderatör) reaktör soğutma pompaları temel elemanlarından oluşmaktadır (Ağtaş, 2022). Nükleer reaktörler 1950'lerde nükleer enerjinin ticari olarak ilk kez kullanılmasıyla birlikte sürekli gelişerek bir evrim geçirmiştir. Bu gelişim, her yeni neslin bir önceki nesille kıyaslandığında performans, maliyet ve güvenlik alanlarında kaydettiği önemli ilerlemeleri yansıtan geniş kategoriler halinde sunulmaktadır. Günümüzde, dünya genelinde 1, 2 ve 3. Nesil nükleer güç sistemleri aktif olarak kullanılmaktadır. 3+ Nesil nükleer reaktörler, günümüzün en ileri teknolojisini temsil ettiği düşünülmektedir; bu nedenle, nükleer reaktörler üzerine yapılan temel araştırmalar genellikle 4. Nesil olarak adlandırılan alternatifler ve hala önemli çaba gerektiren diğer yenilikçi tasarımlar üzerine yoğunlaşmaktadır (Ksenofontos, 2018).



Şekil 2: Nesillere Göre Nükleer Santral Türleri

1.4. KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİ

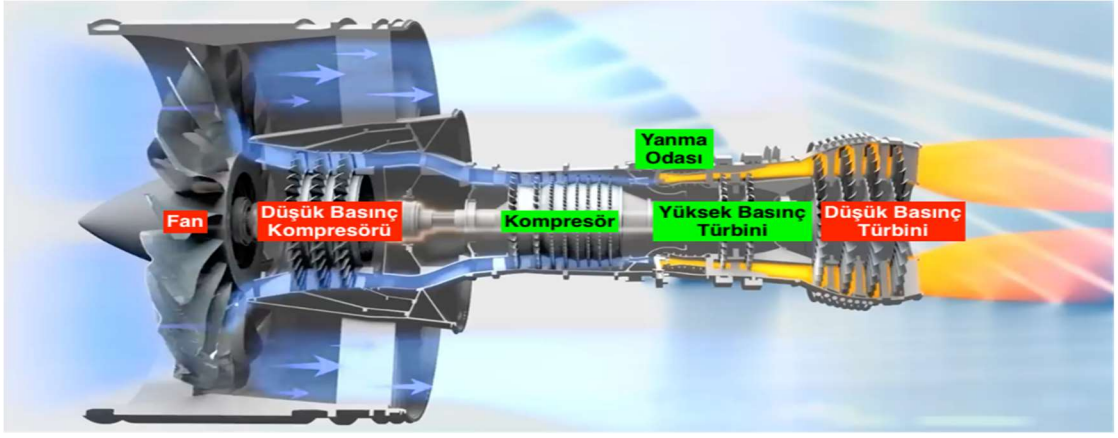
1970’li yıllarda, buhar jeneratörü ve ısı geri kazanım buhar jeneratörü bütünleştirilerek ortaya çıkmıştır. Gaz türbinlerinde çevrim sonunda oluşan atık ısıнын ısı geri kazanım buhar jeneratörü vasıtasıyla kızgın buhar ve bununla birlikte elektrik enerjisi üretilmektedir (Rahim, 2011). Doğal gaz günümüzde enerji üretiminde en çok kullanılan kaynaklardan biridir. Dünyada elektrik üretiminin yaklaşık olarak %23,6’sını oluşturmaktadır. Doğal gazın yanmasıyla oluşan kimyasal enerjisinin en verimli şekilde elektrik enerjisine dönüştürülmesinde gaz türbinli kombine çevrim santralleri oldukça önem sarf etmektedir. Bu sistemlerin çalışma akışkanı genelde Brayton ve Rankine çevrimlerinden oluşmaktadır ve yaklaşık olarak %63 üzerinde elektrik verimliliği sağlamaktadır. Kombine çevrim santrallerinde bazı verimlilik iyileştirme yöntemleride temelde kullanılmaktadır. Bunların en bilinenlerinden biri gaz türbini girişindeki çalışma akış sıcaklığının artırılmasıdır. Fakat bu yöntemin uygulanması için yüksek sıcaklıklar gerekmektedir. Bir diğer yöntem düşük potansiyeli olan ısı kaynaklarının faydalı işlerde kullanılmasıdır. Bu olayda Rankine çevriminin tesise eklenmesi, egzoz gazı ısısının daha derinlemesine kullanılması veya soğuk kaynak sıcaklığının düşürülmesiyle verimlilik %2-3 oranında artırılabilir. Bu yapı düşünüldüğünde belli dezavantajları da beraberinde getirmektedir. Kullanılan ısıyı taşıyan akışkan, suya kıyasla buharlaşma sıcaklığı daha düşük bulunabilir, kimyasal olarak kararlı ve yüksek toksisite gibi sorunları da beraberinde getirebilir (Rogalev vd., 2022).

Bu sistemlerde, atık ısı kazanında üretilen buhar, elektrik üretimini arttırmak amacıyla, ısı ve güç taleplerine bakılarak kısmen veya tamamen bir buhar türbinine yönlendirilir. Bu uygulama, gaz türbini sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Kombine çevrimler, yakıt enerjisinin %40 ve üzerinde enerji dönüştürme oranına sahiptirler. Termodinamik açıdan, kombine çevrimler Brayton ve Rankine çevrimlerinden oluşmaktadır. Burada üretilen ısı ana

iş üreticisi olan Brayton çevrimine daha sonra ikincil iş üreticisi olan Rankine çevriminde kullanılmaktadır. Kombine çevrim, gaz türbininin yüksek giriş sıcaklığı ile buhar türbininin düşük çıkış sıcaklığını birleştirerek yüksek verimli enerji üretimi sağlar. Isıl talepler ise, istenilen buharın termodinamik özelliklerine göre, doğrudan atık ısı kazanından veya buhar türbininden çekilen buharla karşılanabilir (Karaağaç, 2018).

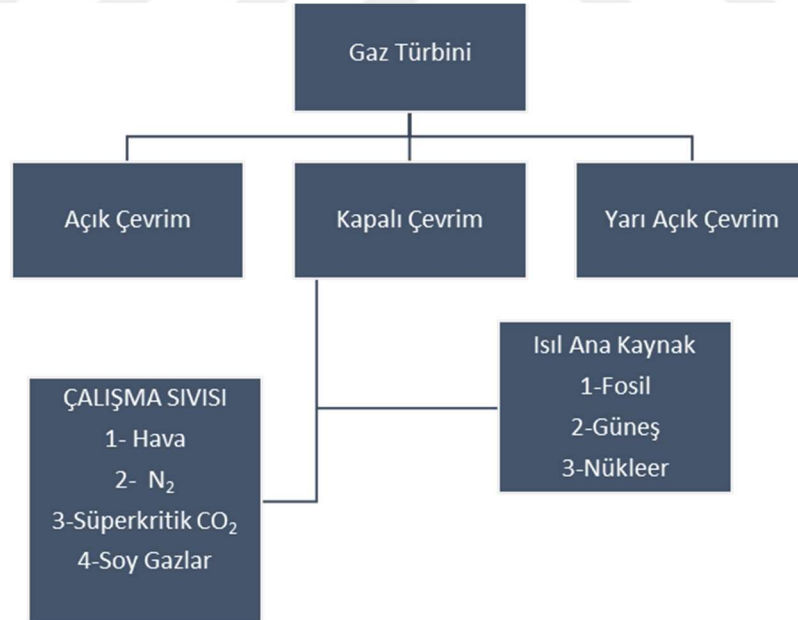
1.4.1. Gaz Türbini

Gaz türbinlerinin temel olarak 3 bölümü bulunmaktadır bunlar; kompresör, yanma odası ve güç türbini kısımlarıdır. Kompresör, iş akışkanı olarak yüksek hacimde havayı alarak yüksek basınçta sıkıştırır ve sonrasında türbine iletir. Sıkıştırma oranları kompresör türüne göre değişmekle birlikte ortalama 8 ila 30 arasında değişmektedir. Gaz türbinlerinde yakıt, durmaksızın sıcak ve basınçlı yanmış gaz üretmek amacıyla kontrollü bir şekilde yakılmaktadır. Kompresör çıkışında oluşturulan basınçlı havanın bir kısmı birincil olarak yakma havası olarak kullanılırken diğer bir kısmı ikincil soğutma havası olarak değerlendirilmektedir. Gaz türbinlerinde genellikle silo, kutu ve çevresel olmak üzere üç farklı yanma odası tipi bulunur. Basınçlı ve yüksek sıcaklıktaki gaz, güç türbininde mekanik enerjiye dönüştürülmektedir, lakin üretilen bu enerjinin %60 dolayları kompresör tarafından harcanmaktadır. Bu türbinler, buhar türbinlerine kıyasla daha düşük basınçlarda çalışmaktadır. Bu da ekstra olarak daha hafif olmasına olanak sağlamaktadır. Gaz türbinlerinin avantajları olduğu kadar dezavantajları da olmaktadır. Kompresör ve türbin kirliliği bunların başında yer almaktadır. Kompresörler açık hava emdikleri zaman hava filtreleri kullanılmasına rağmen tam bir temizlik sağlayamazlar. Bu nedenle genelde 1000-2000 saatlik bir çalışmanın ardından türbinde %3-6 oranında enerji düşüşü olmaktadır. Bu kaybın engellenmesi için gaz türbini düşük hızlarda çalıştırılır ve kompresör girişine monte edilmiş nozullar yardımıyla kompresör yıkanmaktadır. Gaz türbinlerinde mekanik enerjinin oluşturulduğu bölüm güç türbini kısmı olarak adlandırılmaktadır. Bu kısımda kanatlar, tıpkı buhar türbininde olduğu gibi impuls ve reaksiyon prensiplerine göre tasarlanır. Hava kompresör tarafından sıkıştırılarak yakıtla karıştırılır ve yanma odasında yakılır. Bu reaksiyon sonucunda yüksek sıcaklık gaz türbinine enerji sağlamaktadır (Türkiye Makine Mühendisleri Odası, 2017).



Şekil 3: Gaz Türbini

Gaz türbinleri çevrim türlerine 3 ana grupta (Şekil 3) incelenmektedir. Bunlar açık, kapalı ve yarı kapalı çevrimlerdir. Açık türde, genellikle hava çalışma akışkanı olarak kullanılmakta ve her çevrim tekrarında taze hava sisteme alınmaktadır. Kapalı çevrimde ise sistemde sürekli çalışma akışkanı dolaşmaktadır. Çalışma akışkanı geri dönüştürülür ve verimliliği yükseltmek amacıyla yoğuşturuculardan yararlanır. Bunlarla birlikte üçüncüsü olan yarı kapalı Brayton çevrimi egzoz gazının atmosfere salınmak yerine bir bölücüye yönlendirildiği modifiye edilmiş açık Brayton çevrimleridir (Chowdhury vd., 2023).

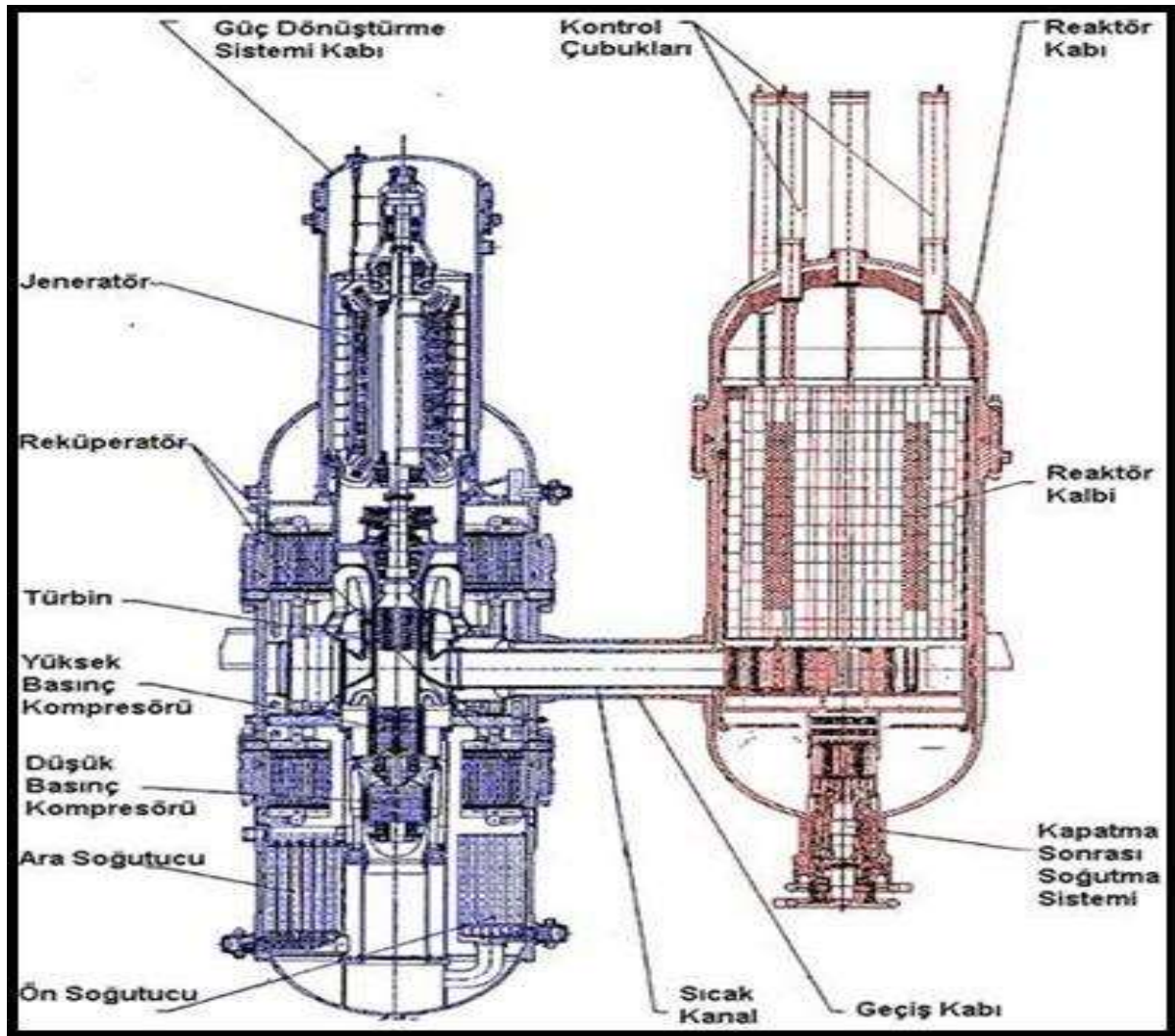


Şekil 4: Gaz Türbinlerinin Ana Sınıflandırılması

1.4.2. GT-MHR (Gaz Türbinli Modüler Helyum Reaktörü)

Gaz türbinli modüler helyum reaktörü, tek bir kapta ve yüksek verimli Brayton çevrimli gaz türbini enerji dönüşüm sistemini tek bir bölmede birleştirmektedir. Reaktör kabı ve enerji dönüşümü bölmesi bir boru ile birbirine bağlanır. Tasarım özelliklerine bakıldığında

soğutucu olarak helyum, moderatör olarak grafit ve yüksek sıcaklıklara dayanıklı refrakter malzeme olarak da isimlendirilen yakıtı içinde barındıran zarf malzemesine sahiptir. Helyum sistem boyunca kimyasal olarak aktif olmadığı için hep aynı fazda kalır. Soğutucu, reaktör çekirdeğinde grafit yakıt elemanlarındaki soğutucu kanallarından aşağı doğru akarak ısıtılır ve gaz türbininin bulunduğu kaba iletilir. Şekil 5' te görüldüğü üzere reaktör çekirdeğinden gelen ısıtılmış helyum gazı türbin boyunca genişleyerek jeneratör ve gaz kompresörünü çalıştırmaktadır. İkinci aşamada ise Türbin çıkışından çıkan helyum gazı, ısı geri kazanım ünitesinin soğuk, yüksek basınçlı tarafında ısıtılarak reaktöre geri gönderilir (LaBar, 2002).



Şekil 5: GT-MHR Modülü

GT-MHR tipinde bir nükleer reaktörün nominal tam güç parametrelerine bakıldığında;

- Reaktör Gücü: 600MWt
- Çekirdek Giriş/Çıkış Sıcaklıkları: 491°C / 850°C
- Çekirdek Giriş/Çıkış Basınçları: 7.07 MPa / 7.02 MPa
- Helyum Akış Hızı: 320 kg/s

- Türbin Giriş/Çıkış Sıcaklıkları: 848°C / 511°C
- Türbin Giriş/Çıkış Sıcaklıkları: 848°C / 511°C
- Türbin Giriş/Çıkış Basınçları: 7.01 MPa / 2.64 MPa
- Net Elektrik Çıkışı: 286 MWe
- Net Tesis Verimliliği: %48

GT-MHR tip nükleer reaktörlerde güvenlik üst düzeydedir. Bunun başlıca nedeni tasarımında kullanılan yapısal türüdür. Bu özellikleri şöyle sıralayabiliriz;

- Helyum soğutucu kimyasal olarak aktif olmayan ve reaktivite etkisi olmayan bir gazdır.
- Grafit çekirdek yüksek ısı kapasitesi, yavaş termal tepki ve yüksek sıcaklıklarda kararlı yapıdadır.
- Negatif sıcaklık reaktivite katsayısı çekirdek sıcaklıkları normal işletim değerlerinin üzerine çıktığında kendiliğinden kapanmasını sağlar.
- Düşük güç yoğunluklu çekirdek yalıtımsız çelik bir reaktör kabında yer alır ve doğal sirkülasyonla bir reaktör boşluğu soğutma sistemi ile çevrelenmiştir (LaBar, 2002).

1.4.2.1. IGBJ (Isı geri kazanım buhar jeneratörü)

Birçok ülkede, enerji ihtiyacının %20-50 gibi büyük bir kısmı endüstriyel amaçlarla harcanmaktadır. Bu nedenle atık ısının geri kazanımı son yıllarda büyük önem kazanmaya devam etmektedir. IGBJ'ler Brayton çevrimi ve Rankine çevrimi arasında bir köprü görevi gördüğü söylenebilir. Bu sistemlerde gaz türbininden çıkan egzoz gazı ısısı, uygun basınç ve sıcaklıkta buhar üretmek için ısı geri kazanım buhar jeneratöründe tekrardan kazanılır ve daha sonra bir türbin ile elektrik üretimi sağlanmaktadır. IGBJ'ler kazan içindeki tambur sayısına göre tek, çift ve üçlü basınç tiplerinde incelenmektedir. Kombine çevrim santrallerinde yapılan tasarıma göre ısıdan tam olarak yararlanılabilecek bir sistem tasarlanarak bu 3 seçenekten biri seçilmektedir (Ahmed vd., 2018).

1.4.2.2. Buhar türbini

Buhar türbini, basınçlı olan buhardan termal enerjinin alınarak faydalı mekanik enerjiye dönüşmesini sağlayan yapıdır. Bu türbinler yüksek termal verimlilik ve yüksek güç/ağırlık oranlarının olması nedeniyle pistonlu buhar motorlarının yerini almışlardır. Dünya geneline bakıldığında yaklaşık %86 oranında elektrik üretiminin buhar türbinlerinden sağlandığı da görülmektedir. Buhar türbinleri, çeşitli yapılandırmalarla çalışacak şekilde tasarlanmışlardır. Bunlar: yoğuşmalı, yoğuşmasız, ekstraksiyon, üst basamaktan besleme ve

alt basamaktan beslemedir (Poe ve Mokhatab, 2017). Büyük tesislerde kullanıldığında santral verimliliği %45 seviyelerine çıkarken daha küçük ünitelerde kullanımında yaklaşık verimleri %30-42 civarındadır (Breeze, 2014).

1.4.2.3. Yoğuşturucu

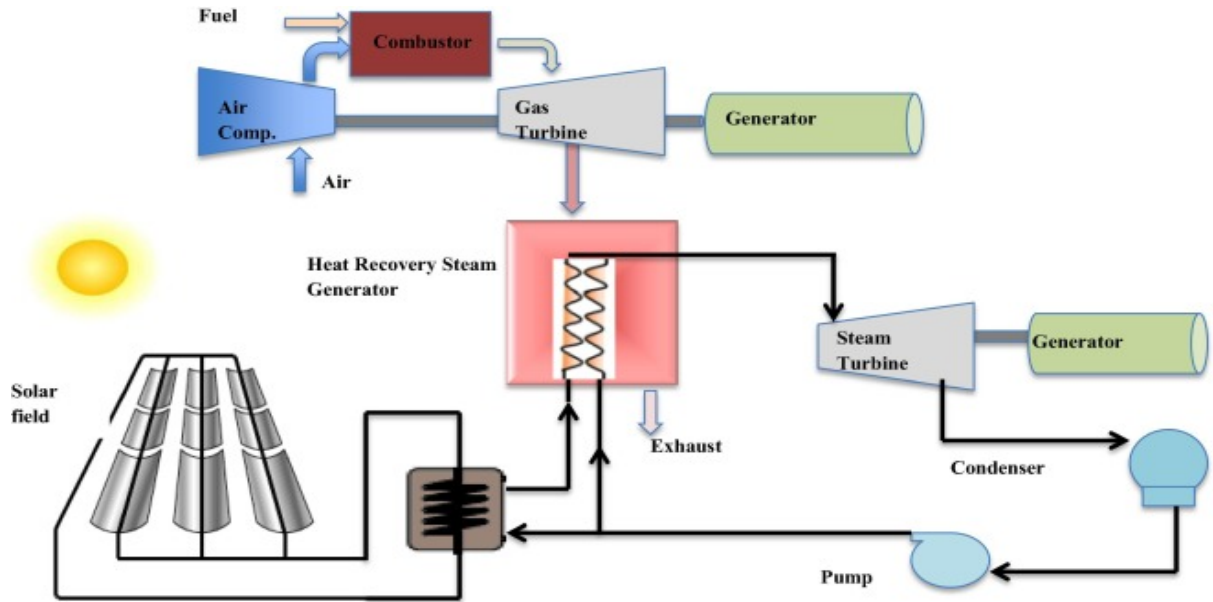
Yoğuşturucular nehir, göl veya deniz gibi tek yönlü su kullanan, yoğuşturucudaki düşük kaliteli ısıнын dışarıya kapalı bir çevrimde aktarılmasını sağlayan yapıdır. Endüstride, termal güç santrallerinde, nükleer santrallerde, ağır sanayide, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır (Tontu, 2020).

1.4.2.4. İdeal Brayton çevrimi

Brayton çevrimi, genellikle gaz türbinlerinde uygulanmaktadır. Bu süreçte, atmosferden alınan hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır ve bu esnada hem basıncı hem de sıcaklığı yükselir. Yüksek basınçlı hava, sabit basınç altında yakıtın yakıldığı yanma odasına iletilir. Yanma sonucu oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbine girer ve burada genişlerken iş üretir. Türbinden çıkan egzoz gazları atmosfere salınarak açık çevrim tamamlanmış olur (Ünver, 2004). Günümüzde gaz türbinleri, yüksek güç/ağırlık oranları, kompakt yapıları, hafif ve basit tasarımları, kısa kurulum süreleri, hızlı devreye girip çıkabilmeleri, güvenilirlikleri, yüksek kullanılabilirlikleri, farklı yakıtları kullanabilme yetenekleri, çevre dostu olmaları ve düşük işletme-bakım ile yatırım maliyetleri gibi avantajları sayesinde geniş bir kullanım alanı bulmaktadır. Bunlardan bazıları: Elektrik üreten güç santralleri, helikopter, uçak, gaz nakil hatları, lokomotifler, gemi, tank ve taşıma araçları gibi birkoç alanı kapsamaktadır (Çetin, 2017).

1.4.2.5. İdeal Rankine çevrimi

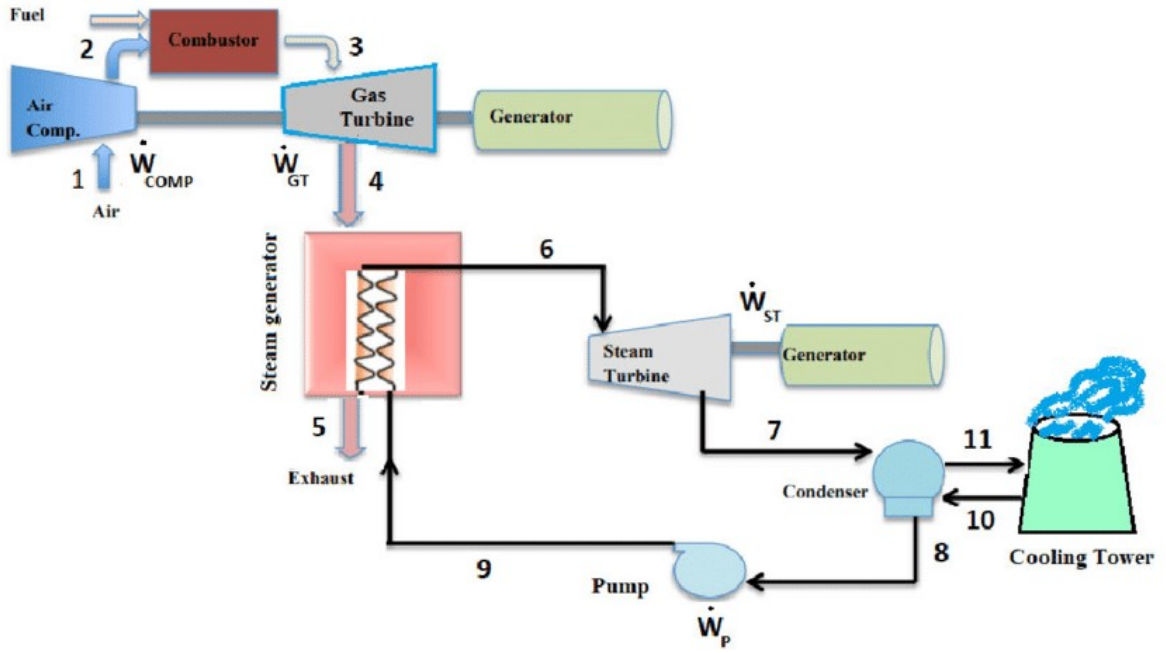
İdeal Rankine çevrimleri pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucu ana bileşenlerinden oluşan buharlı güç santrallerinde kullanılan çevrimdir. Bu bileşenlerin tamamı sürekli akış makineleridir. Bu sebepten ötürü Rankine çevrimleri dört sürekli akışlı açık sistemlerden oluşur (Çengel vd., 2014). Bu sistemde, su pompaya 1. noktada doymuş sıvı olarak girer. Pompa, suyu izentropik bir süreçle kazan basıncına sıkıştırır ve su 2. noktada sıkıştırılmış sıvı olarak kazana girer. Kazan, temelde bir ısı değiştiricisi işlevi görür. Yanma gazlarından, nükleer reaktörden ya da diğer ısı kaynaklarından elde edilen enerji, kazanda sabit basınç altında suya aktarılır ve 3. noktada su, kızgın buhar haline gelir. Ardından, bu kızgın buhar türbine girerek izentropik bir genişleme yaşar ve türbin milini döndürerek mekanik iş üretir. Bu mil, elektrik üretimi amacıyla bir jeneratöre bağlanmıştır. Genişleme esnasında buharın sıcaklığı ve basıncı düşer. Türbinden çıkan buhar, 4. noktada kondensere girer ve burada



Şekil 7: Güneş Kombine Enerji Santrali Örneği (Kathani ve Echeverri, 2016)

1.4.2.8. Katı yakıtlı kombine çevrim santrali

Katı yakıtlar kömür, odun atığı, yakım işlemi için büyütülen bitkiler, hayvansal atıklar, belediyenin yakıma uygun atıkları, uranyum gibi maddelerden oluşan ve yakıldığında veya kimyasal reaksiyonlar sonucu ısı açığa çıkaran ürünlerdir (Kilkiç, 2019). Elde edilen elektrik enerjisinin yanı sıra türbin çıkışından atılacak olan ısının kazana verilerek tekrar buhar türbininden elektrik enerjisi ve ısı enerjisi üretimi sağlanmaktadır. Bu tür kombine çevrim santrallerinin çok yüksek sıcaklıklarda çevrim gerçekleştirmesi ve gerçekleşen bu çevrimin atık ısının ikinci bir çevrimde kullanılması totalde santral veriminin %60 seviyelerine çıkmasını sağlayarak ciddi enerji tasarrufu yapmaktadır (Ünver ve Kılıç, 2005). Şekil 8’de katı yakıtlı Brayton ve Rankine birleşik çevrimi basit şeması örneği gösterilmiştir.



Şekil 8: Katı Yakıtlı Brayton ve Rankine Birleşik Çevrimi Basit Şeması (Moghaddam ve Beghernejad, 2021)

1.5. TERMODİNAMİK YAKLAŞIMLAR

Tarihte ilk buhar motorlarının verimlerinin araştırılması ve artırılması ihtiyacına binaen düşünülmüş bir yaklaşımdır. Fizikte bir sistemin enerjisi ile bir enerji formunda diğer enerji formuna geçişi ve bu esnada oluşan madde süreçlerini incelemektedir. Temel olarak özetlendiğinde enerjinin, sistem ya da maddenin sıcaklığı nedeniyle sahip olduğu enerjiyle ilişkilidir (Kurbanoğlu, 2023).

Termodinamiğin yasalarının ilki olan sıfırıncı yasa iki farklı sistemin üçüncü bir sistemle ısı dengede olduğu ve bu sistemlerin ayrı ayrı ısı dengede olması gerektiğini belirten yasadır. Bu şekilde sıcaklık ölçümünün temelleri oluşmaktadır (Çamdalı, 2024).

Termodinamiğin 1. Yasası enerji analizi olarak adlandırılmaktadır. Bir kontrol hacmine giren ve çıkan enerjinin eş olması gerektiğinden bahsetmektedir. Bu ilke enerjinin korunumu kanunu olarak bilinmektedir ve şu şekilde formülize edilir:

$$\sum E_g = \sum E_{\zeta} \quad (1.1)$$

Denklemden eşitliğin sağ tarafı çıkan enerjiyi ifade ederken sol tarafı ise giren enerjiyi göstermektedir. Çıkan ve giren enerji arasındaki fark, sistemin toplam kayıp enerji ($\sum E_k$) miktarını vermektedir ve şu şekilde formülize edilir:

$$\sum E_g = \sum E_{\zeta} + \sum E_k \quad (1.2)$$

Sistemin verimi (η_i) kazanılan enerji nin verilen enerjiye oranı olarak ifade edilmektedir ve denklem 2.3 te gösterilmiştir (UMAS, 2017).

$$\eta_i = \frac{E_s}{\Sigma g} \quad (1.3)$$

İkinci yasa, Entropi adı verilen yeni bir özelliğin tanımlanmasına neden olmuştur. Entropi kelime anlamıyla dönüşüm, değişim olsa da teknik olarak bir sistemin mikroskobik düzeyde düzensizliğinin nicel bir ölçüsüdür. Termodinamiğin ikinci ilkesi matematiksel olarak Clausius Eşitsizliği ile ortaya konulmuştur. Bu eşitlik:

$$\oint \frac{\partial Q}{T} \leq 0 \quad (1.4)$$

Bu ifade, bir sistemin çevrim süresince çevresiyle gerçekleştirdiği ısı alışverişinin, bu ısı transferinin yapıldığı sıcaklıklara oranının sıfır ya da sıfırdan küçük olduğunu belirtmektedir. Bir diğer husus bu eşitliğin tersinir hal değişimlerinde geçerli olduğunu söylerken eşitsizliğin tersinmez hal değişimleri için de geçerli olduğunu söyler. Bir çevrim boyunca integral değeri sıfır olan bir nicelik özellik olarak kabul edildiğinde, entropi tersinir süreç için tanım denklem 2.5’ te tanımlanmaktadır.

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \text{ yada } dS \geq 0 \quad (1.5)$$

Bu açıklamaya göre, sistem ve çevresinin toplam entropi değişimi tersinir süreçlerde sıfır olurken, gerçek süreçlerde ise bu değişim sıfırdan büyük olmaktadır. Genel olarak düşünüldüğünde bir sistemin veya çevresinin entropisi işlem sırasında azalabilir; ancak, tersinir işlemlerde entropi değişimi sıfır olabilirken gerçekte daima pozitif olmak zorundadır (Çamdalı, 2024).

1.5.1. Ekserji

Bir sistem başlangıç durumundan çevre koşullarına, yani ölü duruma, tersinir bir hal değişimi ile geçtiğinde, bu süreçte sistemin sağlayabileceği maksimum iş miktarı, sistemin faydalı iş potansiyelini oluşturur. İşte bu potansiyel, ekserji olarak adlandırılmaktadır (Sarıkoç, 2014). Bir sistemden maksimum işin elde edilebilmesi için, hal değişimi tamamlandığında sistemin çevresi ile termodinamik denge halinde yani “ölü halde” olması gerekir. Bu durumda sistem, çevresiyle etkileşime giremez çünkü çevreyle aynı sıcaklık ve basınca sahip olsa bile, sistemin çevresine kıyasla kinetik veya potansiyel enerjisi bulunmaz. Ölü hal için referans sıcaklık değeri $T_0=298.15$ K, basınç değeri ise $P_0= 101.325$ kPa olarak kabul edilir. Bir sistem ölü hale ulaştığında, ekserjisi yani kullanılabilir enerji potansiyeli sıfır olarak kabul edilir. Sistemlerin termodinamik analizlerinde kütle, enerji, ekserji ve entropi dengeleri kullanılır. Genel enerji ve ekserji denklemleri sırasıyla 2.6 ve 2.7’de gösterildiği gibidir.

$$\Sigma_g E_g + \dot{Q} = \Sigma_s E_s + \dot{W} \quad (1.6)$$

$$\Sigma_g ex_g + ex_Q = \Sigma_\zeta ex_\zeta + \dot{w} + ex_d \quad (1.7)$$

Termodinamik bir çevrimde toplam ekserji, kinetik, potansiyel, kimyasal ve fiziksel ekserjilerin toplamı olarak tanımlanır. Bu hesaplamalar yapılırken, nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesi gibi etkiler dikkate alınmaz. Toplam ekserji denklemi 2.8’ de görüldüğü gibidir (Boyras ve Çetin, 2023).

$$\dot{E}_x = \dot{E}x_k + \dot{E}x_p + E_{x_f} + E_{x_{k_i}} \quad (1.8)$$

Fiziksel Ekserji;

Bir akışkanın çevre ile yalnızca ısı etkileşimde bulunduğu durumlarda, sistemin başlangıç halinden çevre koşullarına tersinir bir fiziksel süreçle geçerken ortaya çıkarabileceği maksimum iş miktarıdır. Bu sistem çevre şartlarına ulaştığı ana kadar ortaya çıkan potansiyel faydalı işin bir ölçüsüdür. 2.9’ da genel ifadesi verilmiştir.

$$Ex^F = (h - h_0) - T_0(s - S_0) \quad (1.9)$$

Kinetik Enerji;

Kinetik enerji, bir sistemin kinetik enerjisinin doğrudan işe dönüştürülebilir potansiyelini ifade etmektedir. Termodinamik süreçler açısından kinetik enerji, sistemin hızıyla bağlantılı olarak oluşur ve çevresel sıcaklık ya da basınç gibi faktörlerden bağımsız şekilde iş üretimi için kullanılabilir. Bu özellik, kinetik ekserjiyi diğer ekserji türlerinden ayıran temel özelliktir. Denklem 2.10’da temel formu verilmiştir.

$$x_{ke} = K_e = \frac{v^2}{2} (kJ / kg) \quad (1.10)$$

Potansiyel Enerji;

Potansiyel enerji, tıpkı kinetik enerjide olduğu gibi tamamen işe dönüştürülebilir. Bu nedenle, ortamın sıcaklık ve basınç gibi değişkenlerinden etkilenmeden sistemin potansiyel enerjisine eşit kabul edilir. Denklem 2.11’ de gösterilmiştir (Kılınçer, 2019).

$$Ex_p = pe = gz (kJ / kg) \quad (1.11)$$

Kimyasal Ekserji;

Kimyasal ekserji, bir sistemin çevresiyle sıcaklık ve basınç açısından dengelendikten sonra, kimyasal bileşiminin çevreyle kimyasal dengeye ulaşması sırasında elde edilebilecek en yüksek faydalı iş olarak tanımlanmaktadır. Başka bir deyişle, bir sistem çevreyle aynı sıcaklık ve basınç koşullarına sahip olduğunda, kimyasal bileşimi çevreyle dengeye gelene kadar üretebileceği maksimum yararlı iş, kimyasal ekserji olarak adlandırılmaktadır. Kimyasal enerji eşitliği sabit basınç ve sıcaklıkta 2.12’de gösterildiği gibidir (Topaç, 2008).

$$Ex_k = [(H - H_0) - T_0(S - S_0)] \quad (1.12)$$

Fiziksel ekserji tanımında, sistemin termodinamik denge durumuna ulaşması için referans alınan çevresel koşullar P_0 ve T_0 olarak belirlenir. Kimyasal ekserji için ise bu koşullar başlangıç noktası olarak kabul edilir ve madde, çevresiyle ısı veya madde alışverişi yapan süreçler sonucunda ölü duruma getirildiğinde elde edilebilecek maksimum iş miktarı olarak tanımlanır. Yakıtlarda kimyasal ekserji, yakıtın içeriğindeki bileşenlerin özelliklerine dayanarak çözümlenmektedir. Denklem 2.13'te pay kısmında yakıtın özgül kimyasal ekserjisi verilirken, payda da yakıtın net alt ısı değeri yazmaktadır.

$$\beta = \frac{ex_F^{CH}}{LHV} \quad (1.13)$$

Yakıtın özgül ekserji değeri, kütlesi ile çarpılarak toplam ekserji hesaplanmaktadır. Dikkat edilmesi gereken bir husus olan β değeri yakıtın bileşenlerine göre hesaplanması gerektiğidir. Bu hesaplamalar, katı, sıvı yakıtlar için ayrı fonksiyonlar kullanılarak hesaplanmalıdır (Güngör, 2013).

1.6. LİTERATÜR

Mahmoudi ve Yari (2011), yaptıkları çalışmada GT-MHR (Gaz türbinli modüler helyum reaktörü) tip reaktörü basit organik Rankine çevrimi, iç ısı değiştiricili Rankine çevrimi ve rejeneratif Rankine çevrimlerinin performans, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını kompresör basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı, buharlaştırıcı ve çevre sıcaklıkları gibi bazı parametreler açısından incelemişlerdir. Bu birleşik çevrimlerin uygulanmasında EES yazılımı kullanmışlardır. Sonuç olarak GT-MHR basit organik Rankine çevriminin, GT-MHR çevriminin kendisine kıyasla birinci ve ikinci yasa verimleri karşılaştırıldığında %5-10'luk iyileşme sağlandığını görülmüştür. Bu da hem termodinamik açıdan hem de ekonomik açıdan performansının yükseldiğini göstermiştir. GT-MHR rejeneratif organik rankie çevrimi ise ısı ile güç üretimi için kullanılabileceği gösterilmiştir.

Karaali ve Keven (2023), yaptıkları çalışmada düşük sıcaklık seviyelerinde enerji elde etmemize olanak sağlayan organik Rankine çevrimi ile Brayton çevriminin entegre olarak kullanılmasından bahsetmişlerdir. Bu işlem yapılırken kompresör sıkıştırma oranları, hava fazlalık katsayısına göre performans karakteristikleri ve değişimlerini incelemiş, elde edilen veriler, gaz türbinli Rankine çevrimli birleştirilmiş çevrimli kompresörlerde sıkıştırma genişletmeyle toplam gücün ve ekserji veriminin arttığını, spesifik yakıt tüketiminin ise azaldığını göstermiştir. Bununla birlikte hava fazlalık katsayısının 2,5 ila 2,8 arasında olması gerektiğini söylemiş ve öneminden bahsetmişlerdir.

Dardour ve ark. (2007) yaptıkları çalışmada GT-MHR ve PBMR gibi gaz soğutmalı yüksek sıcaklık reaktörleri, deniz suyu arıtma için uygun tasarımlara sahip olup, çok aşamalı damıtma tesislerine neredeyse ücretsiz ısı sağlayabilirliğini göstermişlerdir. Bu reaktörlerde,

reaktör çekirdeğini soğutmak için iki aşamalı sıkıştırma işlemiyle sirküle eden helyum kullanmaktadır. Sıkıştırma sırasında helyumun ön soğutulması gerektiği ve bu işlem helyum-su ısı değiştiricileriyle yapılmış, bu da 300 MW üzerinde termal güç yayılmasına yol açtığını göstermişlerdir. Elde edilen sıcaklık aralıkları (80-130 °C) çok aşamalı damıtma sistemleri için ideal olduğunu gözler önüne sermiştir.

Karaağaç ve ark. (2019), yaptıkları çalışmada doğal gaz kullanan gerçek kombine çevrim santralinin Brayton, Rankine ve kombine çevrim güçlerini termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına göre incelemiş, Brayton çevriminde %38, Rankie çevriminde %24 kombine çevrimde ise %48 güç elde edildiğini görmüşlerdir. Bununla birlikte çevre sıcaklığının üretilen enerji miktarını azaltırken, kompresör sıkıştırmadaki işin kullandığı enerji miktarının arttığını da göstermişlerdir. Genel tabloya bakıldığında çevre sıcaklığının sistem verimini doğrudan etkilediği görülmüştür.

Santos ve ark. (2017), yaptıkları çalışmada Brayton çevrimi için hava, Rankine çevrimi için su akışkanı kullanan bir sistemin iki rejeneratör ve bunların paralel kullanımını incelemişlerdir. Yapılan modifikasyon, Rankine çevrimine bir ikinci kademe türbin ekleyerek termal verimliliği artırmayı amaçlamıştır. Simülasyon sonuçları, yeni konfigürasyonun %0,9 daha yüksek verimlilik sağladığını ve buhar çıkışındaki kaliteyi artırarak kütleli debiyi %14 azalttığını göstermiştir. Bu durum, enerji tüketimini ve fosil yakıt kullanımını azaltarak çevresel faydalar sunarken, daha küçük ve ekonomik sistemlerin tasarlanmasına da imkân tanımaktadır. Bunların yanında dezavantaj olarak ikinci kademe türbinin eklenmesi ve hava akışlarını kontrol eden otomasyon sistemlerinin getirilmesi ile hava ve buhar borulamalarındaki olası bir artış olabileceği görülmüştür.

Al-Sulaiman (2013), yaptığı bu çalışma, parabolik oluklu güneş kollektörleri (PTSC) ile çalışan termal güç sistemlerinin ekserji analizini ele almıştır. Güç üretimi, buhar Rankine çevrimi (SRC) veya organik Rankine çevrimi (ORC) ile desteklenen bileşik çevrimler üzerinden inceleme yapmıştır. ORC’de R134a, R152a, R290, R407c, R600, R600a ve amonyak gibi farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak ekserjetik performans analizleri üzerine çalışmıştır. Çalışmada, güneş ışıının artmasıyla ekserjetik verimin yükseldiği belirlenmiş, R134a ve R152a içeren bileşik çevrimler en yüksek ekserjetik verime (%26 ve %25) sahipken, R600a en düşük ekserjetik verimi göstermektedir (%20–21). Ana ekserji yıkım kaynağı güneş kollektörü olup giriş ekserjisinin %50’sinden fazlasını yıkıma uğratmaktadır, bu da toplam ekserji yıkımının %70’ten fazlasına karşılık gelmektedir. Ek olarak, buharlaştırıcıda %13’ten fazla giriş ekserjisi yıkıma uğrayarak toplam ekserji yıkımının %19’unu oluşturmaktadır. Sonuçlar, sistemlerin %75 oranında ekserjetik iyileştirme

potansiyeline sahip olduğunu ortaya koymakta ve bileşik çevrimlerde soğutucu akışkan seçiminin performans üzerinde belirleyici bir faktör olduğunu göstermektedir.

Rashidi ve Habibzadeh (2016), yaptıkları çalışmada modüler helyum reaktörü kullanarak atık ısıyı geri kazanmak için organik rankine çevriminin 13 farklı akışkanla performanslarını incelemişlerdir. Bu akışkanlar kuru, izentroip ve ıslak akışkanlar olarak 3 ayrı bölüme ayrılmıştır. Sonuç olarak pompa sıcaklığının artışı, toplam termal verimliliği düşürmekte ve toplam ekserji kaybını arttırdığını görmüşlerdir. R141b, R123 ve R717 sırasıyla izentropik, kuru ve ıslak sıvılar arasında en yüksek termal verimlilik değerlerine sahip olduğu neticesine de ulaşılmıştır.

Tao ve ark. (2023), yaptıkları çalışmada gaz soğutmalı kapalı Brayton çevrimi kullanan modifiye helyum reaktörü (GT-MHR)'nde oluşan atık ısının organik Rankine çevrimi aracılığıyla kompresör giriş gazını soğutmak için absorpsiyon soğutucusu ile değerlendirilmesi için çalışma yapmışlardır. Çalışma için GT-MHR/ORC/ARC birleştirilmiş ve termodinamik analizleri yapılmıştır. Birleşik sistemin GT-MHR'ye göre %12,4 daha yüksek verimlilik ve %9,7 daha düşük LCOE (Birim elektrik maliyeti) sunduğunu göstermektedir. Ayrıca, birleşik döngünün toplam düzeylenmiş yatırım maliyeti, GT-MHR sisteminden daha düşüktür. Bu, kompresördeki daha yüksek en uygun basınç oranı ile daha az helyum akış hızının sağladığı maliyet düşüklüğünden kaynaklanmaktadır.

Wang ve ark. (2023), yaptıkları çalışmada 250 MW termal güce sahip bir GT-MHR reaktörün elektriksel verimliliği, gücü, ısı rejeneratörü ve termal enerjinin analizlerini karmaşık Brayton, dik bir gaz türbini ve helyum soğutmalı bir reaktöre göre yapmışlardır. Helyumun ara soğutucusunun sıcaklık katsayısında elektriksel verimin büyük etkisi olduğunu gösterilmiştir. Analizlerde elektrik üretim modunda en yüksek performansın %46,3 olduğunu gösterirken kompresör aşamaları arasındaki helyum ara soğutucusunun düşmesi elektrik verimliliğini doğrudan etkilediğinden bahsetmişlerdir.

Altarawneh ve ark. (2022), yaptıkları çalışmada 400 MW buhar türbini gücü bulunan doğalgaz ve dizel yakıtlı hibrit santralin enerji kayıplarının neyden kaynaklandığını belirlemeyi amaçlayan bir çalışma yapmışlardır. En ciddi enerji kayıplarının kazanda olduğunu %100 ve %75 doğal gaz ve dizel ile çalıştırıldığında, girdinin sırasıyla %31, %29, %34 ve %33'ü çevreye aktığını gözler önüne sermişlerdir. Bu kayıpları azaltmak için hava yakıt oranının düşürülerek yanma verimsizliklerini azaltma, kazan yalıtma ve brülör performansının optimize edilmesi, baca gazından atılan sıcak havanın yararlı işte kullanımı, kaliteli yakıt kullanma gibi tavsiyelerde de bulunmuşlardır.

Jamnani ve Kardgar (2020), yaptıkları çalışmada inşa edilecek olan gaz yakıtlı kombine bir çevrim santralının enerji ve ekserji, gaz türbini, kondenser, ısı geri dönüşümlü buhar jeneratörü ve buhar türbinlerinde oluşan ekserji yıkımı ve verimliliğin analizini yapmışlardır. Sonuç olarak %75,2 ile en büyük kaybın yanma odasında olduğu, bu durumun iç ısı transferi, karışma süreci, yakıt oksidasyonu ve yüksek sıcaklık farkından olduğunu belirtmişlerdir. Enerji ve ekserji değerlendirmesinde kombine çevrimlerdeki verim kayıplarının belirlenmesi ve performans artışı için belli programlar kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Ciftcioğlu ve ark. (2022), yaptıkları çalışmada, nükleer ve yenilenebilir enerji kaynaklarının hibrit sistemler içinde birleştirilmesinin, sera gazı emisyonlarını azaltmada ve düşük karbonlu bir enerji sistemine geçişte stratejik bir rol oynayacağını ortaya koymuşlardır. Özellikle nükleer ve CSP santrallerinin birlikte kullanımının, hidrojen üretiminin sürdürülebilirliği açısından önemli bir fırsat sunduğunu belirtmişlerdir. Ancak, bu sistemlerin verimli çalışabilmesi için hava koşullarına duyarlılığı azaltan optimizasyon süreçlerine ihtiyaç duyulduğunu ifade etmişlerdir. Gelecekte, bu hibrit sistemlerin hidrojen üretim maliyetlerini tahmin edebilecek gelişmiş optimizasyon algoritmalarıyla desteklenmesinin, temiz enerjiye geçişin hızlanmasına katkı sağlayacağını vurgulamışlardır.

Jaszczur ve ark. (2018), yaptıkları çalışmada HTGR (High-Temperature Gas-cooled Reactors) tür katı yakıtlı nükleer santrallerde gaz türbinli kombine çevriminin entegre duruma getirilmesi ile ilgili ekserji modellemesi yapmışlardır. Bu çeşit nükleer santraller yüksek sıcaklık kullandığı (850 °C) ve atık ısının fazla olmasından da kaynaklı kombine çevrimlerde (Brayton ve Rankine) yüksek verimlilikler yakalamaktadır. Bu çalışmada termal verimlilik %50'nin üzerine çıkmıştır. Sonuç olarak elektrik enerjisinde veya tercihen endüstride ısı enerjisi olarak kullanılabilir ve karbon salınımının önlenmesine katkı sağlayabilmektedir.

İKİNCİ BÖLÜM

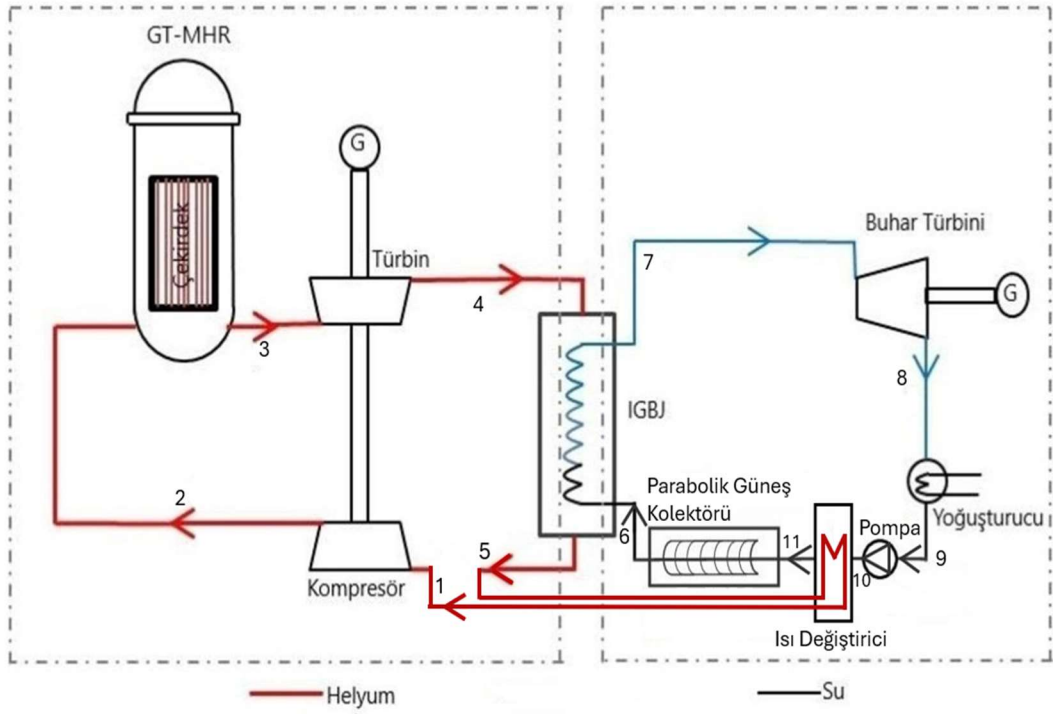
2. YÖNTEM

GT-MHR tip nükleer santralin Şekil 9'daki 2-3 kısımlarında gerçekleşip reaktör kalbinde oluşan nükleer reaksiyon sonucu açığa yüksek miktarda ısı çıkmaktadır. Açığa çıkan bu ısı kontrollü bir şekilde Brayton çevrimi içerisindeki helyum akışkanına geçmektedir. Bu helyum akışkanı 3-4'üncü kısımlarda türbinde işe dönüştürülmektedir. Enerjisinin bir kısmını kaybeden helyum akışkanı 4-5'inci kısımlarda çevrimindeki ısı geri kazanım buhar jeneratörüne geriye kalan ısısının bir kısmını aktarmaktadır. Burada iki ayrı kapalı çevrim bulunmakta ve sadece ısı transferi yoluyla akışkanlar birbirine karışmadan çevrimler arası ısı akışı olmaktadır. 5 numaralı akış hattından çıkan helyum akışkanı ısısının diğer bir kısmında Rankine çevriminde bulunan ısı değiştiricisine vermektedir. 1-2 arası basıncı 2-3'üncü kısma göre düşmüş olan helyum akışkanının basıncını tekrar arttırmada kompresör kullanılmaktadır. Basıncı artan helyum akışkanı tekrar reaktör çekirdeğine gönderilir.

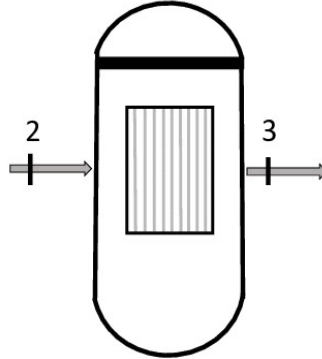
İkincil çevrim olaran Rankine çevrimi Brayton çevrimine göre daha düşük sıcaklıklarda enerji üretme potansiyeli yüksek çevrimdir. 10-11. kolda bulunan ısı değiştiricisinden aldığı enerji ve yoğunlaştırıcı güneş enerjisi ile ısıtılan akışkan 5'inci kısımda ısı geri kazanım buhar jeneratörüne giren su akışkanında enerjisini alarak 7'nci kısma yüksek basınçlı su buharı olarak çıkmaktadır. Çıkan bu su buharı 7-8'nci aralıkta bulunan buhar türbininde işe dönüştürülmektedir. Üzerinde istenilenden fazla enerji kalabilen bu aşamadan sonra 8 ve 9'inci aşama olan yoğunlaştırıcıda çevrimin verimli çalışması gereken sıcaklık seviyelerine kadar düşürülüp tekrar su/buhar fazından, su fazına geçmektedir. Bu işlemler neticesinde basıncı oldukça düşük olan akışkan 9-10 aralığındaki pompa yardımıyla tekrar basınçlandırılıp ısı değiştiricisine girmektedir. Bu sayede, kombine çevrim kullanarak enerjinin kazanımı konusunda daha yüksek verim elde edilmiş olmaktadır.

Belli çekirdeklerle çarpışan nötronlar çekirdeğin bölünmesine yol açabilir. Buna fisyon denmektedir. Fisyon ya da diğer adıyla füzyon sonunda çekirdekte oluşan ısı enerjisinin kullanılabilir olan kısmı önemlidir. Uranyum atomunun fisyon başına kullanılabilir enerji miktarı 198-207 MeV civarlarındadır. Nükleer güç reaktörü, kalbinde enerji üreten ve bu üretilen enerjiyi hareketli akışkana aktaran bir yapıdır. Reaktör kalbinden gelen ısı enerjisi sadece akışkanın sıcaklığını arttırmaktadır (Lamarsh ve Baratta, 2015).

Reaktör; İçinde Reaktör kalbi, türbin, reküperatör, ara soğutucu, kompresör, ön soğutucu, reaktör kabı, kontrol çubukları, sıcak kanal, geçiş kabı, soğutma sistemleri olan kısımdır. Şekil 10'da görülen reaktörde akışkan olarak helyum kullanılmaktadır. Aşağıda GT-MHR'de oluşan kütle, enerji, ekserji ve entropi denklemleri verilmiştir.



Şekil 9: GT-MHR Brayton ve Rankine Kombine Çevriminin Şematik Gösterimi



Şekil 10: GT-MHR (Modüler Gaz Türbinli Yüksek Sıcaklık Reaktörü)

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (2.1)$$

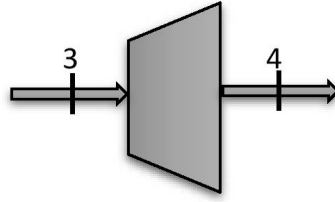
$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{Q}_R = \dot{m}_3 h_3 \quad (2.2)$$

$$\dot{m}_2 s_2 + \frac{\dot{Q}_R}{T_R} = \dot{m}_3 s_3 + S_{Gen_c} = 0 \quad (2.3)$$

$$\dot{E}x_2 + \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) = \dot{E}x_3 + E_{kayıp,R} \quad (2.4)$$

Gaz türbini; reaktör çekirdeğinde oluşan fisyon tepkimesi sonucunda açığa çıkan enerjinin, helyum akışkanına aktarılıp yüksek sıcaklık ve basınçtaki akışkanın işe

dönüştürüldüğü kısımdır. Aşağıda gaz türbininin kütle, enerji, ekserji ve entropi denklemleri verilmiştir.



Şekil 11: Gaz Türbini

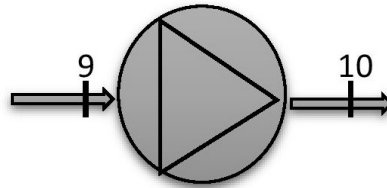
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{W}_{GT} + \dot{m}_4 h_4 \quad (2.6)$$

$$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_4 s_4 + S_{Gen,GT} = 0 \quad (2.7)$$

$$\dot{E}x_3 = \dot{W}_{GT} + \dot{E}x_4 + \dot{E}_{kayıp,GT} \quad (2.8)$$

Pompa; yoğuşturucudan aldığı akışkanı, ısı geri kazanım buhar jeneratöründe tekrar ısıtmak için gönderen elemandır. Aşağıda pompanın kütle, enerji, ekserji ve entropi denklemleri verilmiştir.



Şekil 12: Pompa

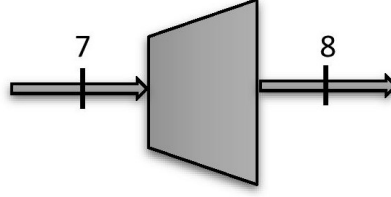
$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (2.9)$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{W}_P = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (2.10)$$

$$\dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_{10} s_{10} + S_{Gen,P} = 0 \quad (2.11)$$

$$\dot{E}x_9 + \dot{W}_P = \dot{E}x_{10} + \dot{E}_{kayıp,P} \quad (2.12)$$

Buhar türbini; ısı geri kazanım buhar jeneratöründe ısıtıldıktan sonra gelen akışanın enerjisinin işe dönüştürülmesini yarayan elemandır. Aşağıda buhar türbininin kütle, enerji, ekserji ve entropi denklemleri verilmiştir.



Şekil 13: Buhar Türbini

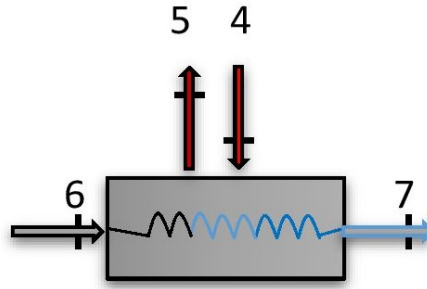
$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (2.13)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{W}_{ST} + \dot{m}_8 h_8 \quad (2.14)$$

$$\dot{m}_7 S_7 - \dot{m}_8 S_8 + s_{Gen,ST} = 0 \quad (2.15)$$

$$\dot{E}x_7 = \dot{W}_{ST} + \dot{E}x_8 + \dot{E}_{kayıp,GT} \quad (2.16)$$

Isı geri kazanım buhar jeneratörü; gaz türbini çıkışındaki sıcak akışkanın ısıısının tekrar geri kazanımını sağlayan bölmedir. GT-MHR gibi yüksek sıcaklıkta helyum akışkanı kullanan tesislerde Brayton çevrimine ek Rankine çevrimini ısı transferi yoluyla tekrar kazanımı sağlayan kısımdır. Aşağıda IGBJ'nin kütle, enerji, ekserji ve entropi denklemleri verilmiştir.



Şekil 14: IGBJ (Isı Geri Kazanım Buhar Jeneratörü)

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad (2.17)$$

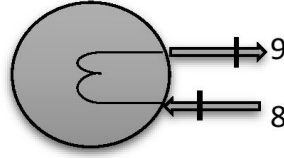
$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (2.18)$$

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_5 h_5 \quad (2.19)$$

$$\dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_7 s_7 + S_{Gen,IGBJ} = 0 \quad (2.20)$$

$$\dot{E}x_4 = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_6 + \dot{E}_{Kayıp,IGBJ} \quad (2.21)$$

Yoğuşturucu; üzerine gelen enerjiyi dış ortama veya başka bir kaynağa aktaran sistemlerdir. GT-MHR'de yoğuşturucu buhar türbininden gelen akışkan enerjisinin dış bir ortama aktarılmasından görevlidir. Aşağıda yoğuşturucu'nun kütle, enerji, ekserji ve entropi denklemleri verilmiştir.



Şekil 15: Yoğuşturucu

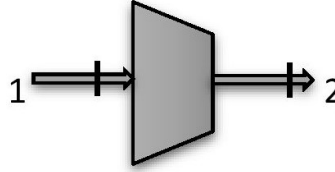
$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (2.22)$$

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_c \quad (2.23)$$

$$\dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_9 s_9 + \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{S}_{Gen,c} = 0 \quad (2.24)$$

$$\dot{E}_{x_8} = \dot{E}_{x_9} + \dot{E}_{kayıp,c} \quad (2.25)$$

Kompresör, gazların atmosfer basıncından yüksek istenilen basınç değerlerine çıkaran elemandır. Sistemde ısı geri kazanım buhar jeneratöründeki basıncı kısmen düşmüş gazın tekrar basınçlandırılarak reaktör kalbine gönderen ara elemandır. Aşağıda Kompresör'ün kütle, enerji, ekserji ve entropi denklemleri verilmiştir.



Şekil 16: Kompresör

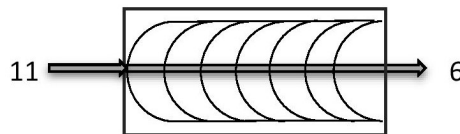
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.26)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_c = \dot{m}_2 h_2 \quad (2.27)$$

$$\dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 + \dot{S}_{Gen,c} = 0 \quad (2.28)$$

$$\dot{E}_{x_1} + \dot{W}_c = \dot{E}_{x_2} + \dot{E}_{Kayıp,c} \quad (2.29)$$

Parabolik güneş kolektörleri, güneşten gelen ısı enerjisinin odaklanarak bir parabolik oluk yüzeyinde bulunan absorban borudan geçen akışkanı ısıtması prensibine dayanmaktadır. Pompadan gelen düşük sıcaklıktaki suya güneşin ısı enerjisini aktararak ısınmasını sağlamaktadır.



Şekil 17: Parabolik Güneş Kolektörü

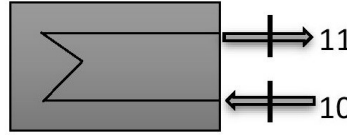
$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_5 \quad (2.30)$$

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{Q}_{Kollektör} = \dot{m}_6h_6 \quad (2.31)$$

$$\dot{m}_{11}s_{11} - \dot{m}_6s_6 + S_{Gen,Kollektör} = 0 \quad (2.32)$$

$$\dot{E}x_{11} + \dot{Q}_{Kollektör} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Kollektör}}\right) = Ex_6 + E_{kayıp,K} \quad (2.33)$$

Isı değiştirici, iki veya daha fazla akışkan arasında ısı transferini sağlayan bir yapıdır. Bu akışkanlar gaz, sıvı veya her ikisinin kombinasyonu olabilir. Isı değiştiriciler, enerji verimliliğini artırmak, ısıtma ve soğutma işlemlerini optimize etmek amacıyla birçok endüstride yaygın olarak kullanılır. Aşağıda Isı değiştiricisinin kütle, enerji, ekserji ve entropi denklemleri verilmiştir.



şekil 18: Isı Değiştirici

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (2.34)$$

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{11}h_{11} \quad (2.35)$$

$$\dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_{11}s_{11} + S_{Gen,I} = 0 \quad (2.36)$$

$$\dot{E}x_{10} = Ex_{11} + E_{kayıp,c} \quad (2.37)$$

Tablo 3: Kütle, Enerji Dengesi ve Entropi Üretimi Denklemleri

Materyal	Aralık	Kütle Dengesi	Enerji Dengesi	Entropi Üretimi
GT-MHR (Reaktör)	2-3	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$	$\dot{m}_2h_2 + \dot{Q}_R = \dot{m}_3h_3$	$\dot{m}_2s_2 + \frac{\dot{Q}_R}{TR} = \dot{m}_3s_3 + S_{Gen,c} = 0$
Gaz Türbin	3-4	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3h_3 = \dot{w}_{GT} + \dot{m}_4h_4$	$\dot{m}_3s_3 - \dot{m}_4s_4 + S_{Gen,GT} = 0$
Pompa	9-10	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_9h_{10} + \dot{W}_P = \dot{m}_{10}h_{10}$	$\dot{m}_9s_9 - \dot{m}_{10}s_{10} + S_{Gen,P} = 0$
Buhar Türbini	7-8	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_7h_7 = \dot{W}_{ST} + \dot{m}_8h_8$	$\dot{m}_7s_7 - \dot{m}_8s_8 + S_{Gen,ST} = 0$
Yoğuşturucu	8-9	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8h_8 = \dot{m}_9h_9 + \dot{Q}_c$	$\dot{m}_8s_8 - \dot{m}_9s_9 + \frac{\dot{Q}_c}{TC} + S_{Gen,c} = 0$
IGBJ (Isı Geri Kazanım Buhar Jeneratörü)	4-5 6-7	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ $\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{m}_4h_4 + \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_7h_7$	$\dot{m}_4s_4 - \dot{m}_5s_5 + \dot{m}_6s_6 - \dot{m}_7s_7 + S_{Gen,IGBJ} = 0$
Kompresör	1-2	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{m}_1h_1 + \dot{W}_c = \dot{m}_2h_2$	$\dot{m}_1s_1 - \dot{m}_2s_2 + S_{Gen,c} = 0$
Parabolik Güneş Kollektörü	11-6	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_6$	$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{Q}_{Kollektör} = \dot{m}_6h_6$	$\dot{m}_{11}s_{11} - \dot{m}_6s_6 + S_{Gen,Kollektör} = 0$
Isı Değiştirici	10-11	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{11}h_{11}$	$\dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_{11}s_{11} + S_{Gen,I} = 0$

Tablo 3 ve Tablo 4'te Rankine ve Brayton kombine çevriminde kullanılan sistem elemanlarının kütle dengesi, enerji dengesi, entropi üretimi, ekserji dengesi ve ekserji verimi formülleri verilmiştir.

Tablo 4: Ekserji, Entropi Dengesi ve Ekserji Verimi Denklemleri

Materyal	Aralık	Ekserji Dengesi	Ekserji verimi
GT-MHR (Reaktör)	2-3	$\dot{E}x_2 + \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right)$ $= E_{x_3} + E_{kayıp,R}$	$\eta_{ex,Reaktör} = \frac{E_{ex,3} - E_{ex,2}}{\dot{W}_{Reaktör}}$
Gaz Türbin	3-4	$\dot{E}x_3$ $= \dot{W}_{GT} + \dot{E}x_4 + \dot{E}_{kayıp,GT}$	$\eta_{ex,Komp} = \frac{E_{ex,3} - E_{ex,4}}{\dot{W}_{kompresör.}}$
Pompa	9-10	$\dot{E}x_9 + \dot{W}_P$ $= \dot{E}x_{10} + \dot{E}_{kayıp,R}$	$\eta_{ex,Pompa} = \frac{E_{ex,10} - E_{ex,9}}{\dot{W}_{Pompa}}$
Buhar Türbini	7-8	$\dot{E}x_7$ $= \dot{W}_{ST} + \dot{E}x_8 + \dot{E}_{kayıp,GT}$	$\eta_{ex,BT} = \frac{\dot{W}_{Buhar Tür.}}{E_{ex,7} - E_{ex,8}}$
Yoğuşturucu	8-9	$\dot{E}x_8 = E_{x_9} + E_{kayıp,c}$	$\eta_{ex,Kondenser} = \frac{E_{ex,9} - E_{ex,8}}{\dot{W}_{Kondenser}}$
IGBJ (Isı Geri Kazanım Jeneratörü)	4-5 6-7	$\dot{E}x_4$ $= \dot{E}x_5 + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_6$ $+ \dot{E}_{Kayıp,IGBJ}$	$\eta_{ex,Kondenser} = \frac{E_{ex,7} - E_{ex,6}}{E_{ex,5} - E_{ex,4}}$
Kompresör	1-2	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_c = \dot{E}x_2 + E_{Kayıp,c}$	$\eta_{ex,Kompresör} = \frac{E_{ex,2} - E_{ex,1}}{\dot{W}_{Kompresör}}$
Parabolik Kollektörü	Güneş 11-6	$\dot{E}x_{11} + \dot{Q}_{Kollektör} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Kollektör}}\right) = E_{x_6} + E_{kayıp,K}$	$\eta_{ex,Reaktör} = \frac{E_{ex,11} - E_{ex,6}}{\dot{Q}_{Kollektör} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Kollektör}}\right)}$
Isı Değiştirici	10-11	$\dot{E}x_{10} = E_{x_{11}} + E_{kayıp,c}$	$\eta_{ex,Isı Değiştirici} = \frac{E_{ex,11} - E_{ex,10}}{E_{ex,10}}$

ÜÇÜNCÜ BÖLÜM

3. BULGULAR

Tablo 5'te, GT-MHR tabanlı hibrit enerji çevriminin temel çalışma prensipleri ve parametreleri verilmiştir. Yapılan model NIST Kimya kitabında modellenerek yapılmıştır. Bu sistem, Gaz Soğutmalı Yüksek Sıcaklıklı Reaktör (GT-MHR) kullanarak nükleer yakıt ile enerji üretmektedir. Reaktör çıkışında gazın sıcaklığı 850°C'ye ulaşmakta ve bu gaz türbine yönlendirilerek enerji üretimi sağlanmaktadır. Türbinden çıkan gazın sıcaklığı 236,6°C'ye düşerken mekanik enerji elde edilir.

Tablo 5: Sistemin Genel Verileri

Parametre	Birim	~Değer
GT-MHR	MWt	870
Türbin Basıncı (Giriş-Çıkış)	MPa	7-21
Pompa Basıncı (Giriş-Çıkış)	MPa	1,2-7
Helyum Sıcaklığı (Giriş-Çıkış)	°C	235-850
Ortam Sıcaklığı (T_0)	°C	25
Kompresör Basınç Oranı	kPa	3/1
Pompa Basınç Oranı	kPa	120/1
Parabolik Güneş Kollektörü Sıcaklığı (Giriş-Çıkış)	°C	120-180
Parabolik Güneş Kollektörü Basıncı (Giriş-Çıkış)	MPa	1,2

Tablo 6'da, GT-MHR tabanlı hibrit enerji sisteminin ana bileşenlerine ait izentropik verimlilik değerleri sunulmaktadır. Bu verimler, her bileşenin enerji dönüşüm süreçlerindeki etkinliğini göstermektedir.

Tablo 6: Sistem Elemanlarının Verimleri

Parametre	Simge	Değer (%)
Kompresör	η_c	88
Gaz Türbini	η_{Gt}	92
Pompa	η_p	85
Buhar Türbini	η_{St}	85

Tablo 6'da, GT-MHR tabanlı kombine çevrim santralinin farklı noktalarındaki termodinamik özellikler ayrıntılı şekilde verilmiştir. Her akış hattında sıcaklık, basınç,

kütlesel debi, entalpi, entropi, enerji ve ekserji değerleri sunularak sistemin çalışma koşulları kapsamlı biçimde analiz edilmiştir. Sistemde helyum, su ve buhar olmak üzere üç farklı akışkan kullanılmaktadır. Helyum, gaz çevrimi (Brayton) kapsamında yer alırken, su ve buhar Rankine çevriminde görev almaktadır. Akışkanların belirli noktadaki durumları, sistemin genel işleyişini ve enerji dönüşüm süreçlerini anlamak açısından önemli veriler sağlamaktadır.

Tablo 7: GT-MHR Kombine Çevrim Santralinin Noktasal Değerleri

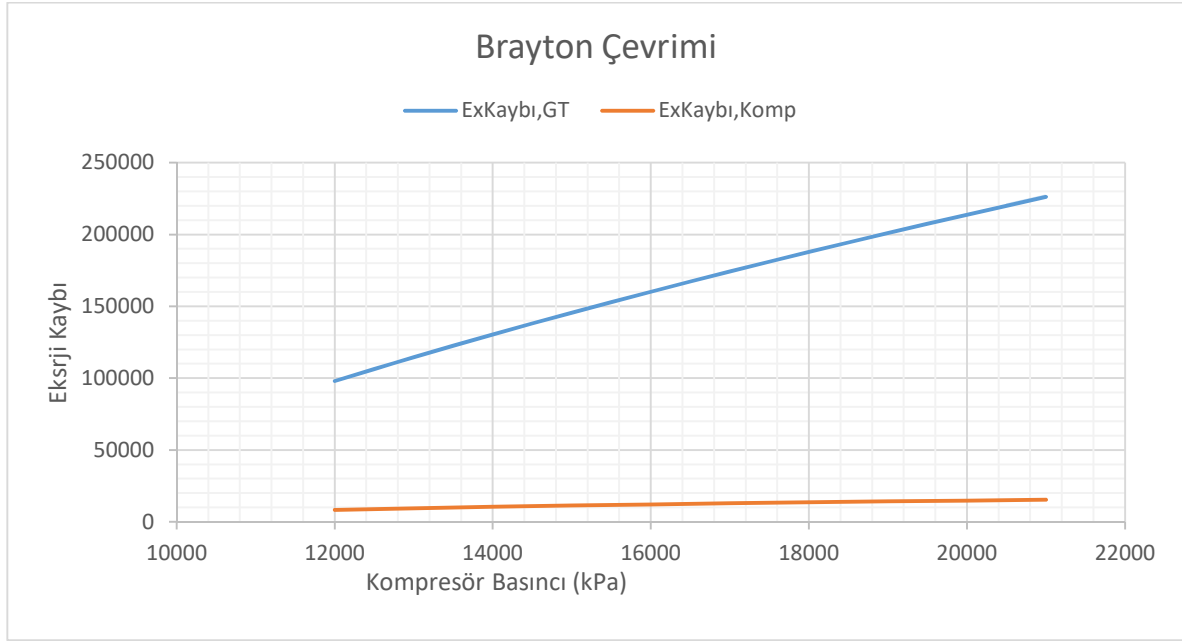
Akış Hattı No	Akışkan	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Kütlesel Debi(kg/s)	Entalpi (kJ/kg)	ENERJİ (kW)	Entropi (kJ/kgK)	Ekserji (kW)
0	Hava	25	101,3	-	-	-	-	-
0	He	25	101,3	-	1554	-	27,98	-
0	Su	25	101,3	-	104,83	-	0,3672	-
1	He	40	7000	200	1654	20079	19,44	529095
2	He	166,8	15000	200	2338	156889	19,63	654585
3	He	850	14900	200	5881	865343	24,51	1,072E+06
4	He	581,3	7000	200	2408	581915	24,65	780277
5	He	200	7000	200	4340	186207	21,58	567451
6	Buhar	180	1000	465,6	2777	1,245E+06	6,586	381328
7	Buhar	567,6	1000	465,6	2627	1,641E+06	7,947	587912
8	Su	99,05	10	465,6	2686	1,202E+06	8,444	80429
9	Su	35	10	465,6	146,6	19437	0,5051	276,8
10	Su	35,07	1000	465,6	147,8	19982	0,5057	743,4
11	Su	120	1000	465,6	504,4	186110	1,527	24976

Tablo 8: Optimal Koşullar Olan Kompresörün 15.000 kPa ve Pompanın 1000 kPa Olduğu Durumda Sistem Enerji Denge Tablosu ve Ekserji Kayıpları

GT-MHR	$GTMHR_{Gir} = En2 + Q_{GTMHR}$ $GTMHR_{Çık} = En3$ $GTMHR_{Gir} = 708.444 + 156.889 = 865333 \approx En3$
Gaz Türbini	$GazTur_{Gir} = En3$ $GazTur_{Çık} = En4 + W_{Komp} + W_{Tur,GTnet}$ $865343 \approx 581.915 + 136.820 + 146.608$ $EX_{Kayıp} = 145.542 \text{ kW}$ $EX_{Verim} = 0,8643$ $W_{GT,lz} = 171.254 \text{ kW}$ $W_{GT} = 146.608 \text{ kW}$
IGBJ	$IGBJ_{Gir} = En4 + En6$ $IGBJ_{Çık} = En5 + En7$ $581.915 + 1,245E+09 \approx 186.207 + 1,641E+06$ $E_{X,Verim} = 0,9946$ $EX_{Kayıp} = 6242 \text{ kW}$
Kompresör	$Komp_{Gir} = En1 + WKomp_{lz}$ $Komp_{Çık} = mHe(h2s-h0_{He})$ $20.079 + 120402 \approx 200 (2256-1554) \approx 140.400$ $EX_{Kayıp} = 11.331 \text{ kW}$ $E_{X,Verim} = 0,983$ $W_{Komp,lz} = 120.402 \text{ kW}$ $W_{Komp} = 136.820 \text{ kW}$
Buhar Türbini	$BuhTur_{Gir} = En7$ $BuhTur_{Çık} = En4 + W_{Pomplz} + W_{Tur,STnet} + En8$ $1,641E+06 \approx 581915 + 463,9 + 437.933 \text{ } 1,202E+06$ $EX_{Kayıp} = 69.550 \text{ kW}$ $E_{X,Verim} = 0,8817$
Pompa	$Pomp_{Gir} = En9 + W_{Pomp}$ $Pomp_{Çık} = En10$ $19437 + 545,8 \approx 19982$ $EX_{Verim} = 0,9037$ $EX_{Kayıp} = 79,2 \text{ kW}$
Isı Değiştirici	$ISideğ_{Gir} = En5 + En10$ $ISideğ_{Çık} = En1 + En11$ $186.207 + 19.982 \approx 20.078 + 186.110$ $EX_{Verim} = 0,9751$
Parabolik Kollektör	$Koll_{Gir} = Q_{kollektör} + En11$ $Koll_{Çık} = En6$ $1,059E+06 + 186.110 \approx 1,245E + 06$ $EX_{Kayıp} = 702.690 \text{ kW}$
Yoğuşturucu	$Yoğ_{Gir} = En8$ $Yoğ_{Çık} = En9 + Q_{kondenser}$ $1,202E+06 \approx 19.437 + 1,183E+06$ $EX_{Kayıp} = 80.152 \text{ kW}$
Tüm Çevrim	$TumSis_{Gir} = Q_{Kollektör} + Q_{GT-MHR}$ $TumSis_{Çık} = Q_{Kond} + Q_{TurGTnet} + Q_{TurSTnet}$ $1,059E+06 + 708.444$ $1,183E+06 + 437.933 + 146.608$ $W_{Net,total} = 584541 \text{ kW}$ $Ex_{ver,TümSis} = 0,755$ $E_{X,TümSis,Kayıp} = 185.548 \text{ kW}$

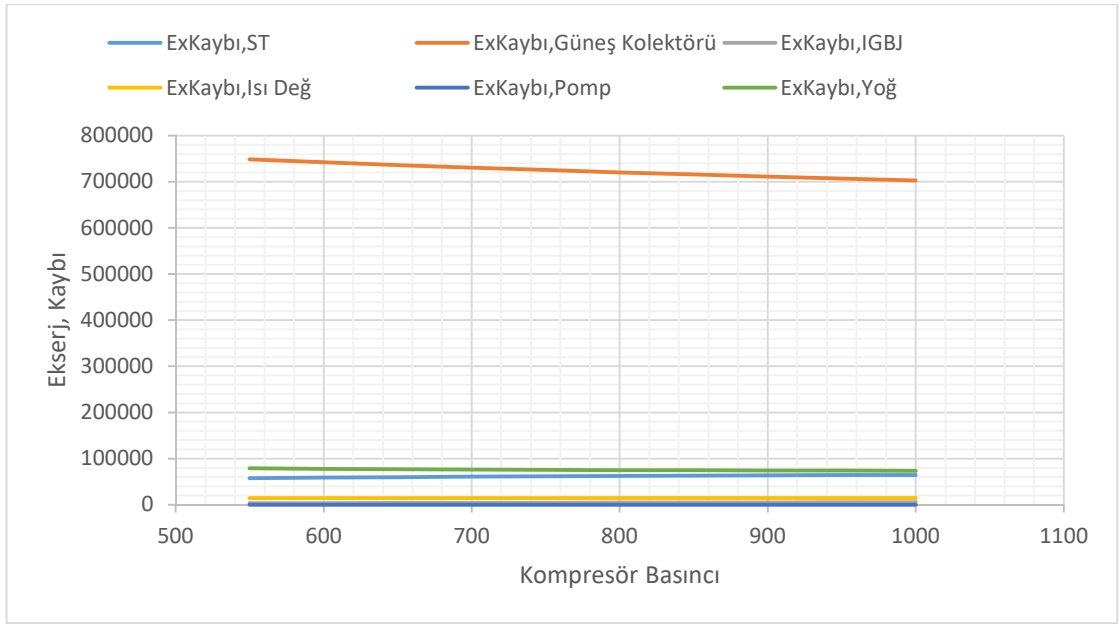
Tablo 7 ve 8’ de akış hattının noktasal değerleri ve toplam ekserji verilerinden bahsedilmiştir. Sıcaklık ve basınç değerleri incelendiğinde, helyumun gaz türbini çevriminde yüksek sıcaklık ve basınç seviyelerine ulaştığı tespit edilmektedir. Buhar çevriminde ise su, belirli koşullar altında ısıtılarak buhar fazına geçmekte ve enerji üretim sürecine katkı sağlamaktadır. Entalpi ve enerji değerleri, her noktadaki toplam enerji miktarını ifade ederken, entropi değerleri

akışkanın termodinamik özelliklerini tanımlamaktadır. Ekserji ise akışkanın farklı noktalarındaki iş yapabilme potansiyelini göstermektedir.



Şekil 19: Brayton Çevriminde Kompresör Basıncındaki Artışın Ekserji Kaybı Üzerindeki Etkisi

Şekil 19'un en dikkat çekici özelliği, gaz türbinindeki ($ExKaybı_{GT}$) ekserji kaybının kompresör basıncı arttıkça belirgin şekilde yükselmesidir. Özellikle 20.000 kPa basınç seviyesindeki ekserji kaybının, 12.000 kPa basınca kıyasla %120 oranında daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum, kompresör basıncındaki artışın gaz türbininde daha büyük ekserji kayıplarına yol açtığını göstermektedir. Bunun başlıca nedeni, basınç artışıyla birlikte türbin giriş sıcaklıklarının yükselmesi ve buna bağlı olarak tersinmezliklerin artmasıdır. Çevrim verimliliğini artırmak amacıyla kompresör basıncının yükseltilmesi planlanıyorsa, bu süreçte oluşan ekserji kayıplarının dikkatle analiz edilmesi gerektiği değerlendirilmektedir.



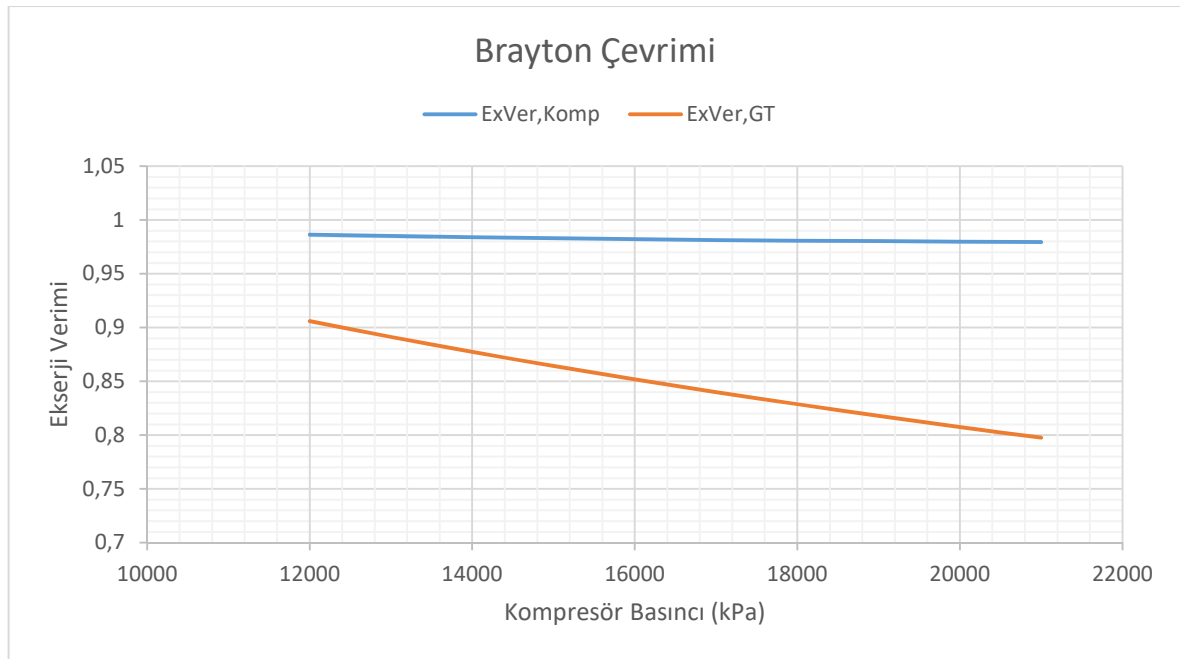
Şekil 20: Rankine Çevriminde Kompresör Basıncındaki Artışın Ekserji Kaybı Üzerine Etkisi

Şekil 20, Rankine çevrimindeki ekserji kayıplarının kompresör basıncıyla nasıl değiştiğini göstermektedir. Grafiğin yatay eksen kompresör basıncını temsil etmekte olup, bu değerler 10.000 kPa ile 22.000 kPa arasında değişmektedir. Dikey eksen ise ekserji kaybını ifade etmekte ve sistemin farklı bileşenlerinde meydana gelen enerji kayıplarını yansıtmaktadır.

Şekil incelendiğinde, en büyük ekserji kaybının parabolik güneş kolektöründe gerçekleştiği görülmektedir. Bu bileşendeki ekserji kaybı oldukça yüksek bir seviyede olup, yaklaşık 750.000 civarında sabit kalmaktadır. Diğer bileşenlerle kıyaslandığında kolektördeki ekserji kaybı çok daha büyük olduğu için, sistem verimliliğini artırmak amacıyla özellikle bu bileşene odaklanılması gerektiği anlaşılmaktadır.

Kompresör basıncındaki artış, diğer bileşenlerdeki ekserji kayıplarında belirgin bir azalmaya yol açmaktadır. Örneğin, buhar türbini, pompa ve yoğuşurucu gibi bileşenlerdeki ekserji kayıpları, kompresör basıncı yükseldikçe hafif bir düşüş göstermektedir. Bu durum, bazı enerji kayıplarının kompresör basıncının artırılmasıyla azaltılabileceğini göstermektedir. Ancak bu eğilim kolektör için geçerli değildir; bu bileşendeki ekserji kaybı neredeyse sabit kalmaktadır.

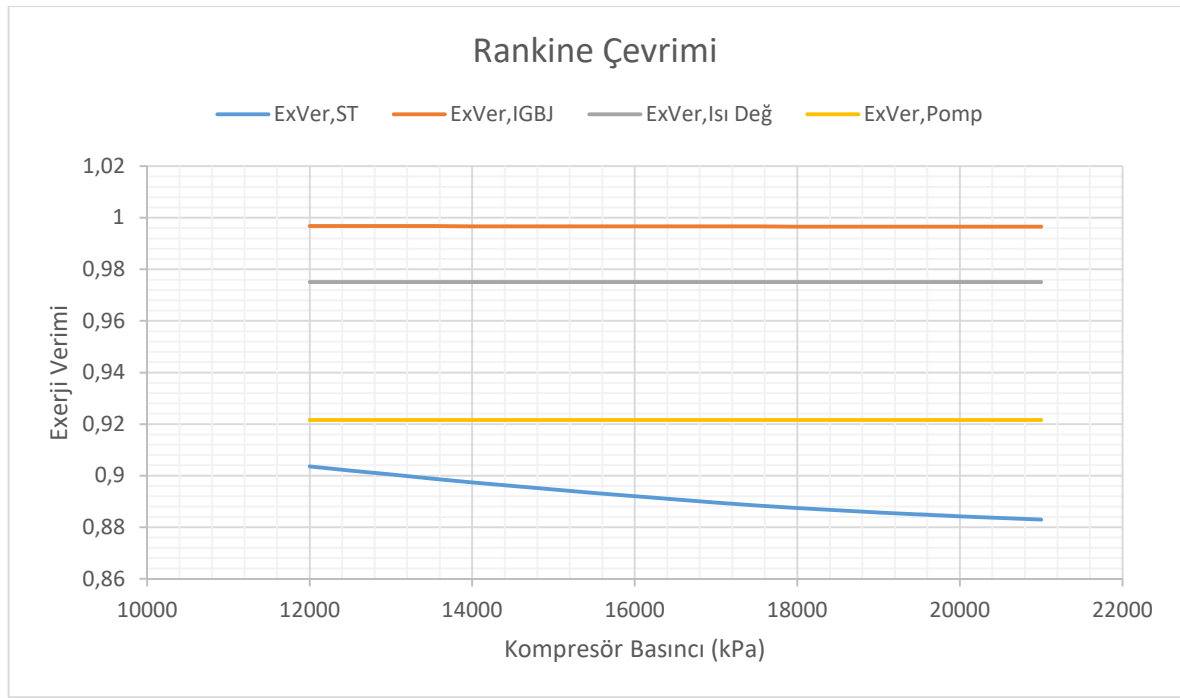
Gaz-buhar jeneratöründeki (IGBJ) ekserji kaybı, diğer bileşenlere kıyasla daha düşük seviyelerde seyretmektedir. Benzer şekilde, ısı değiştiricisindeki ekserji kaybı da belirgin olmakla birlikte, kompresör veya türbin gibi bileşenlerdeki kayıplar kadar yüksek değildir.



Şekil 21: Kompresör Basıncının Brayton Çevriminde Gaz Türbini ve Kompresör Üzerine Etkisi

Şekil 21'i incelediğimizde, Brayton çevriminde kompresörün ekserji veriminin oldukça yüksek seviyelerde olduğu ve basınca bağlı olarak çok az bir düşüş gösterdiği görülmektedir. Başlangıçta yaklaşık 0,98 seviyesinde olan kompresör ekserji verimi, basınç arttıkça çok hafif bir azalma göstermekte ve neredeyse sabit kalmaktadır. Bu durum, kompresörün ekserji açısından oldukça verimli çalıştığını ve kompresör basıncındaki değişimin onun performansını önemli ölçüde etkilemediğini göstermektedir.

Buna karşılık, yine Brayton çevrimi çerçevesinden bakıldığında gaz türbininin ekserji verimi daha düşük seviyelerde olup kompresör basıncı arttıkça belirgin bir şekilde düştüğü görülmüştür. Başlangıçta 0,9 (%90) civarında olan türbin ekserji verimi, 20.000 kPa seviyesinde yaklaşık %80'e kadar gerilemektedir. Bu düşüş, kompresör basıncının artmasıyla türbindeki tersinmezliklerin arttığını ve dolayısıyla ekserji kayıplarının yükseldiğini göstermektedir. Bir önceki grafikte de gördüğümüz gibi, kompresör basıncındaki artış özellikle türbindeki ekserji kayıplarını artırmakta ve bu durum doğrudan ekserji veriminin düşmesine sebep olmaktadır. Özetlemek gerekirse Brayton çevriminde kompresör basıncının artırılmasının, türbinin ekserji verimi üzerinde olumsuz bir etkiye sahip olduğudur. Özellikle yüksek basınçlı çalışmalarda, gaz türbininde daha fazla tersinmezlik olduğu için çevrimin genel verimliliği düşebilir.



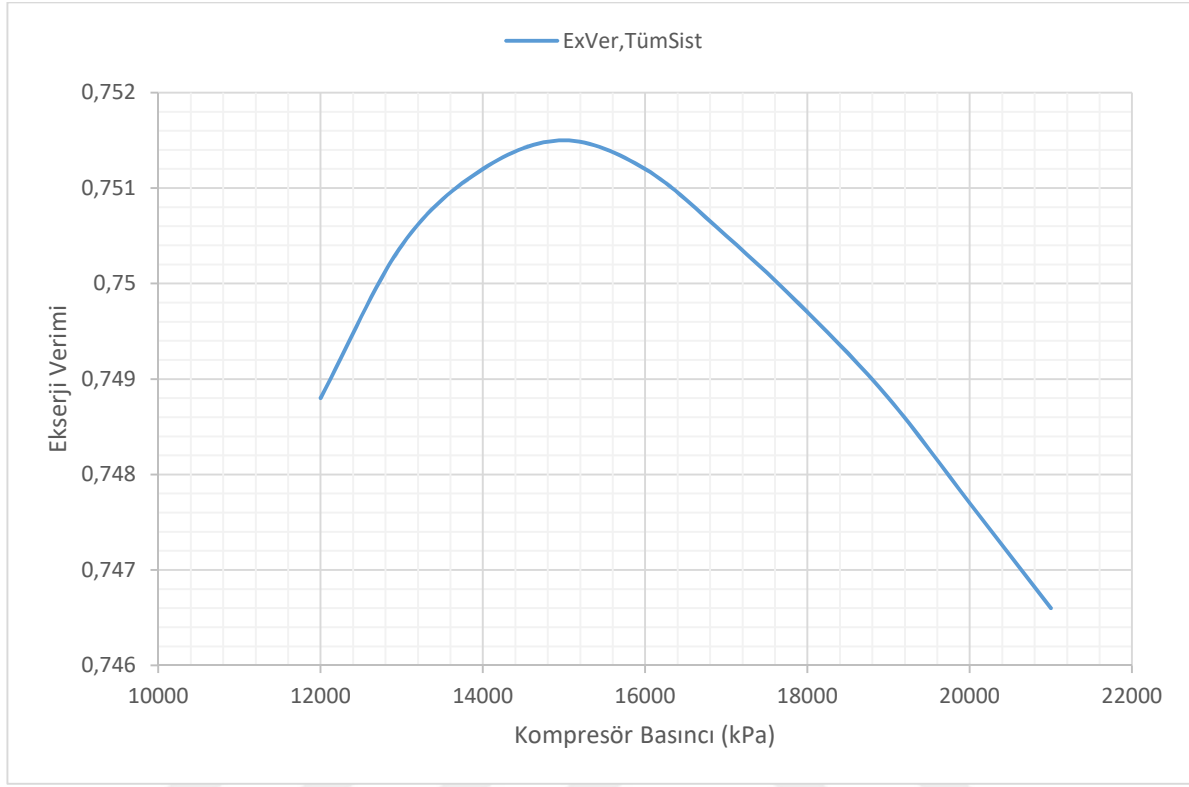
Şekil 22: Kompresör Basıncının, Buhar Türbini, Isı Geri Kazanım Buhar Jeneratörü, Isı Değiştiricisi ve Pompanın Ekserji Verime Olan Etkisi

Şekil 22'deki grafik incelendiğinde, Buhar Türbini'nin (ExVer_ST) ekserji veriminin kompresör basıncı arttıkça belirgin bir şekilde azaldığı görülmektedir. Başlangıçta yaklaşık %91 seviyesinde olan türbin ekserji verimi, 20.000 kPa basınca ulaşıldığında %88 seviyelerine kadar düşmektedir. Bu durum, kompresör basıncındaki artışın türbinde meydana gelen tersinmezlikleri artırarak ekserji kayıplarına neden olduğunu göstermektedir. Özellikle türbin içerisindeki sıcaklık ve basınç farklarının büyümesi, daha fazla entropi üretimine ve dolayısıyla ekserji kaybına yol açmaktadır.

Buna karşılık, ısı kazanım buhar jeneratörünün (IGBJ) ekserji verimi neredeyse sabit kalmaktadır. Başlangıçta yaklaşık %99 seviyesinde olan IGBJ ekserji verimi, kompresör basıncı arttıkça belirgin bir değişim göstermemektedir. Bu durum, IGBJ'nin çalışma koşullarının basınç değişimlerine büyük ölçüde bağımsız olduğunu ve bu bileşende önemli bir tersinmezlik değişimi yaşanmadığını göstermektedir.

Benzer şekilde, Isı Değiştiricisi de oldukça yüksek bir ekserji verimine sahip olup, yaklaşık %98 seviyesinde sabit kalmaktadır. Bu, ısı değiştiricisinin kompresör basıncındaki değişimlere karşı kararlı bir şekilde çalıştığını göstermektedir. Ancak, bu yüksek ekserji verimi, sistemde tamamen ihmal edilebilir ekserji kayıpları olduğu anlamına gelmemektedir. Isı değiştiricilerinde genellikle düşük ekserji kayıpları beklenmekte olup, bu bileşenin verimliliği, genel sistem performansı açısından kritik bir faktör olarak değerlendirilmektedir.

Pompa için de benzer bir durum söz konusudur. Kompresör basıncındaki artış, pompanın ekserji veriminde belirgin bir kayba neden olmamaktadır. Bu da, pompanın çalışma koşullarının sistem içindeki diğer bileşenlere kıyasla daha istikrarlı olduğunu göstermektedir.



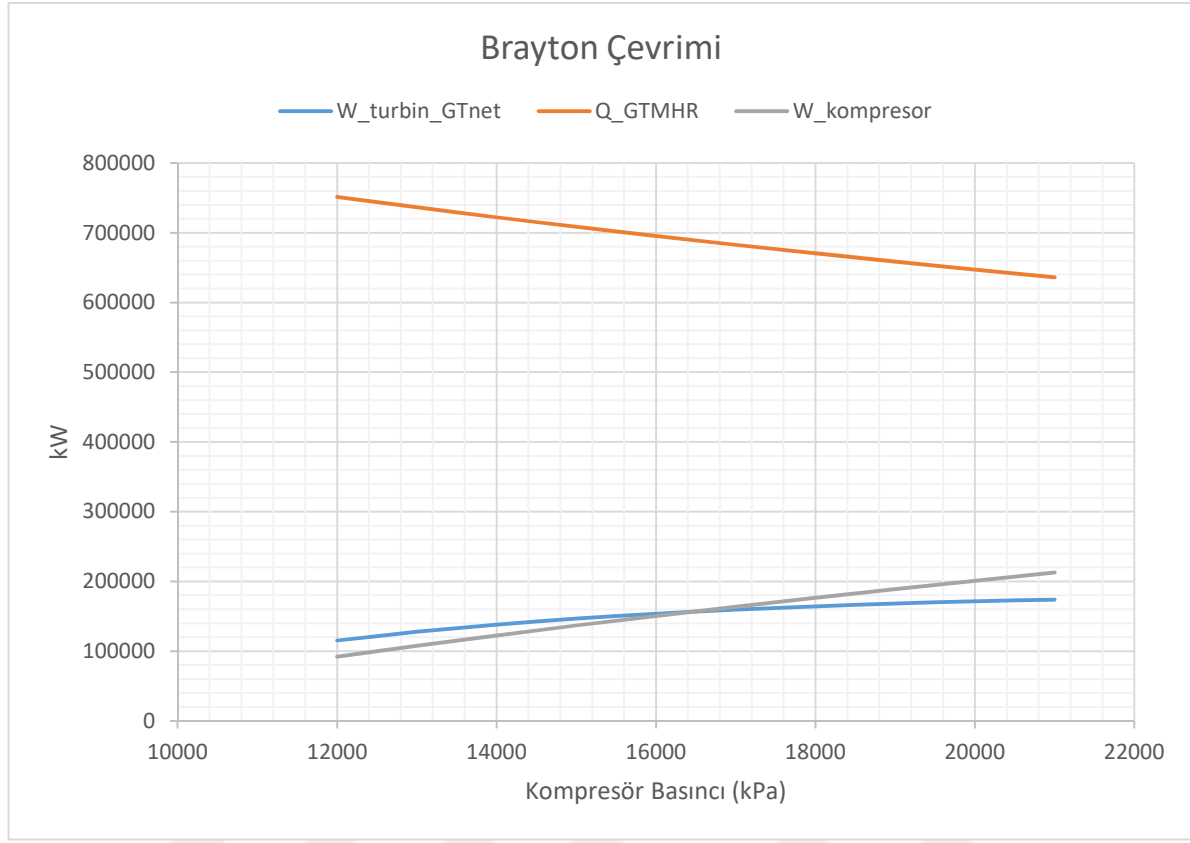
Şekil 23: Kompresör Basıncının Tüm Sistem Ekserji Verimine Olan Etkisi

Şekil 23 incelendiğinde, başlangıçta kompresör basıncının artışıyla birlikte sistemin ekserji veriminin yükseldiği görülmektedir. Yaklaşık 14.000 - 16.000 kPa aralığında ekserji veriminin maksimum seviyeye ulaştığı belirlenmiştir. Bu noktada sistemin ekserji kayıpları en düşük seviyeye yaklaşmakta ve bileşenler en ideal çalışma koşullarına erişmektedir.

Ancak, bu basınç aralığının ötesine geçildiğinde, kompresör basıncının daha da artırılması sistemin ekserji veriminin düşmesine neden olmaktadır. Yüksek basınç seviyelerinde türbin ve diğer bileşenlerde tersinmezlikler artarak ekserji kayıplarının yükselmesine yol açmaktadır. Daha önceki grafiklerde de görüldüğü gibi, özellikle gaz türbininin ekserji verimi yüksek basınçlarda düşüş göstermekte ve ekserji kayıpları önemli ölçüde artmaktadır. Bu durum, sistemin genel ekserji veriminin azalmasına neden olmaktadır.

Bu analiz, sistem için ideal bir kompresör basıncı aralığı bulunduğunu ortaya koymaktadır. Yaklaşık 14.000 - 16.000 kPa basınç aralığında sistemin en yüksek ekserji verimine ulaştığı görülmektedir. Eğer sistem bu aralığın altında veya üstünde çalıştırılırsa, toplam ekserji verimi azalacak ve daha fazla tersinmezlik meydana gelecektir. Dolayısıyla,

optimum çalışma koşullarını sağlamak için kompresör basıncının dikkatli bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir.



Şekil 24: Kompresör Basıncının Gaz Türbini, Reaktör ve Kompresör Enerji Üretimi Üzerine Etkisi

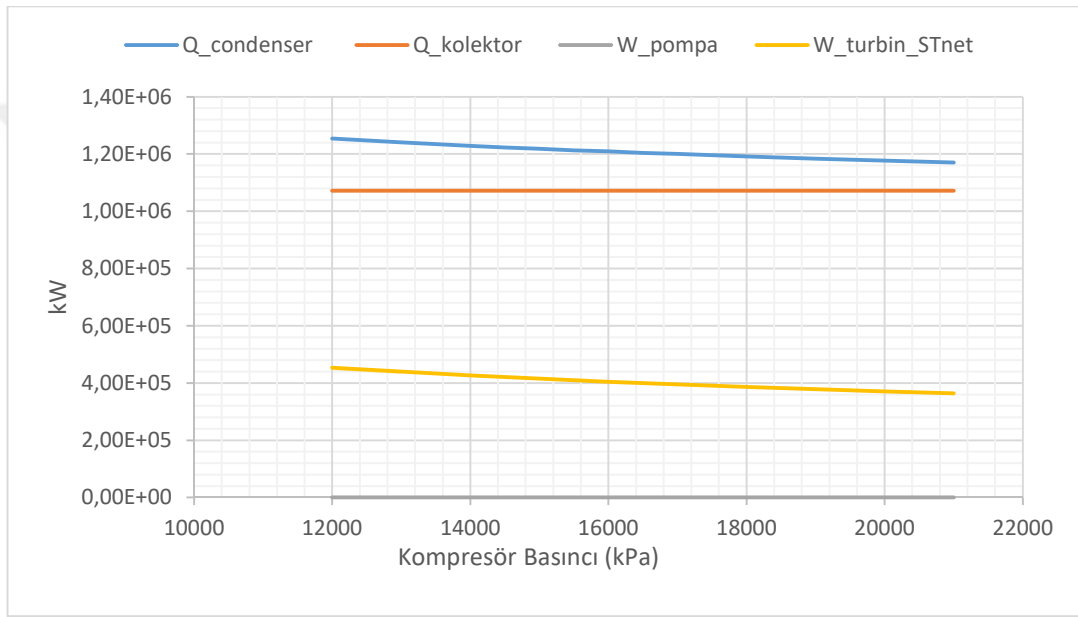
Şekil 24 incelendiğinde, pompa basıncının artırılmasıyla birlikte incelenen üç parametrenin de neredeyse sabit kaldığı gözlemlenmektedir. Özellikle Q_GTMHR (Reaktör), sistemin termal girdisini temsil ettiğinden, pompa basıncındaki değişimlerden doğrudan etkilenmemektedir. Bu durum, reaktör tarafından sağlanan ısı miktarının pompa basıncından bağımsız olarak sabit kaldığını göstermektedir.

Benzer şekilde, kompresör işi ve gaz türbininin net işi de pompa basıncı değiştikçe belirgin bir değişim göstermemektedir. Bunun başlıca nedeni, pompa basıncının Brayton çevrimi içindeki rolünün oldukça sınırlı olmasıdır. Brayton çevriminde ana enerji girdisi, GT-MHR reaktöründen sağlanan ısıdır ve pompa basıncının bu süreç üzerinde doğrudan belirleyici bir etkisi bulunmamaktadır.

Özellikle kompresör işi ile gaz türbininin net işi arasındaki farkın küçük olması, kompresörün harcadığı işin türbin tarafından üretilen net işe oldukça yakın bir değer aldığını göstermektedir. Bu durum, çevrim içindeki iş dönüşümlerinin dengeli bir şekilde gerçekleştiğine işaret etmektedir. Ancak, pompa basıncının artırılması veya azaltılması, bu iş dönüşümünü doğrudan etkilememektedir.

Sonuç olarak, sistemin termal girdisi ve iş üretim süreçleri açısından pompa basıncının belirgin bir etkisinin olmadığı söylenebilir. Bu bulgudan çıkarılabilecek en önemli yorum, Brayton çevriminde pompa basıncının sistemin enerji dengesi açısından kritik bir parametre olmadığıdır. Yani pompa basıncını değiştirmek, çevrimin iş üretimi ve enerji girdisi üzerinde önemli bir avantaj veya dezavantaj sağlamamaktadır.

Eğer çevrimde verimlilik artırılmak isteniyorsa, pompa basıncını optimize etmek yerine daha kritik parametrelere odaklanmak daha etkili olacaktır. Bu kapsamda, özellikle kompresör basıncı, türbin giriş sıcaklığı ve ısı değiştirici verimi gibi değişkenler sistem performansı açısından daha belirleyici olup, çevrimin genel verimliliğini artırmada daha büyük bir rol oynamaktadır.



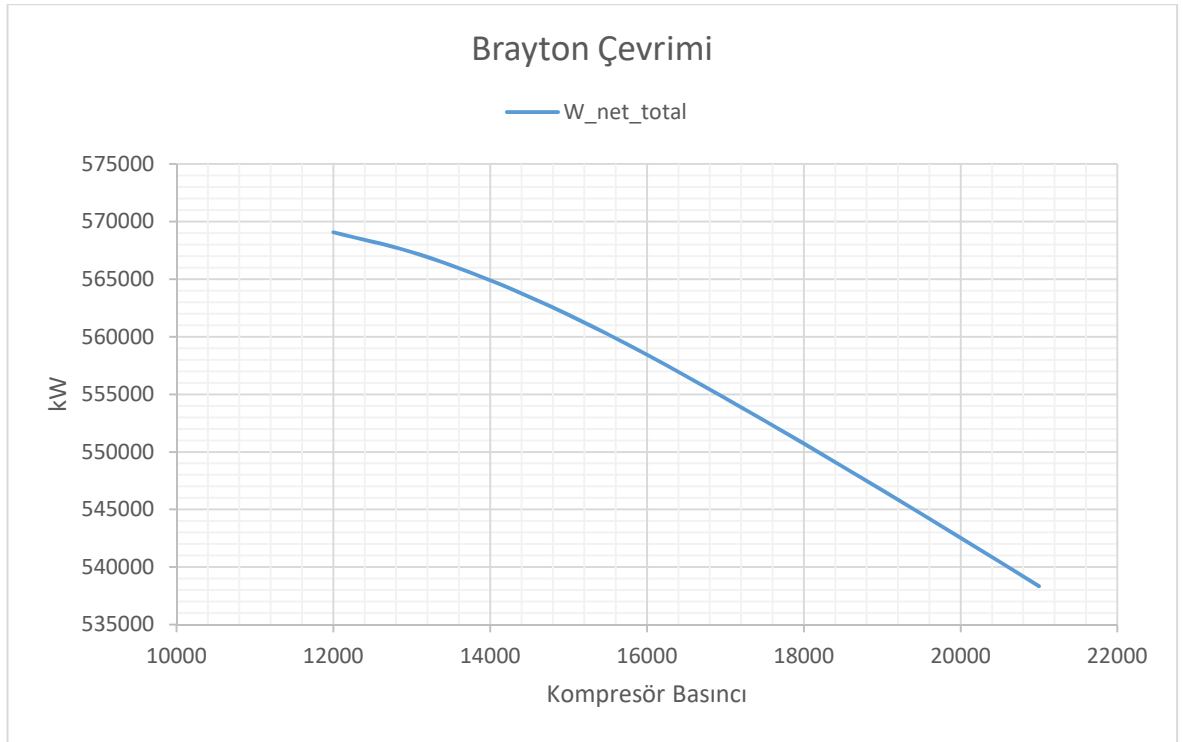
Şekil 25: Pompa Basıncının Buhar Türbini, Pompa, Kollektör ve Kondenser Üzerindeki Etkisi

Öncelikle, kondenserde kaybedilen ısı miktarının pompa basıncı arttıkça hafif bir azalma eğilimi gösterdiği görülmektedir. Bu durum, yüksek pompa basınçlarının kondenserden atılan ısı miktarını azalttığını göstermektedir. Bunun başlıca nedeni, yüksek basınçların Rankine çevriminin ısı verimini artırma eğiliminde olması ve dolayısıyla sistemde daha az atık ısının oluşmasıdır.

Benzer şekilde, parabolik kollektör tarafından sağlanan ısı girdisi de pompa basıncı arttıkça azalmaktadır. Kollektör, Rankine çevriminde ek bir ısı kaynağı olarak işlev gördüğünden, pompa basıncındaki artış, sistemin ihtiyacı olan ek ısı miktarını azaltmaktadır. Bu durum, yüksek basınçlı çalışma koşullarında sistemin daha dengeli bir ısı giriş-çıkış dengesine sahip olduğunu göstermektedir.

Öte yandan, pompa tarafından tüketilen iş, pompa basıncı arttıkça hafif bir artış eğilimi göstermektedir. Bunun sebebi, pompa basıncının yükselmesiyle birlikte pompanın sıvıyı daha yüksek basınç seviyelerine çıkarmak için daha fazla enerji harcaması gerekliliğidir. Ancak, pompa işi genel enerji büyüklüklerine kıyasla oldukça düşük seviyede kaldığından, bu artış sistemin genel enerji dengesini önemli ölçüde etkilememektedir.

Son olarak, buhar türbininin net ürettiği iş, pompa basıncı arttıkça hafif bir yükselme göstermektedir. Bunun temel nedeni, yüksek basınç seviyelerinde türbine giren buharın ekserji değerinin artması ve bunun sonucunda türbinin daha fazla iş üretebilmesidir. Ancak, bu artış büyük bir değişim göstermemekte, dolayısıyla sistemde basınca bağlı olarak türbin performansında yalnızca sınırlı bir iyileşme sağlandığını göstermektedir.



Şekil 26: Kompresör Basıncına Göre Tüm Sistemde Üretilen İş Miktarının Değişimi

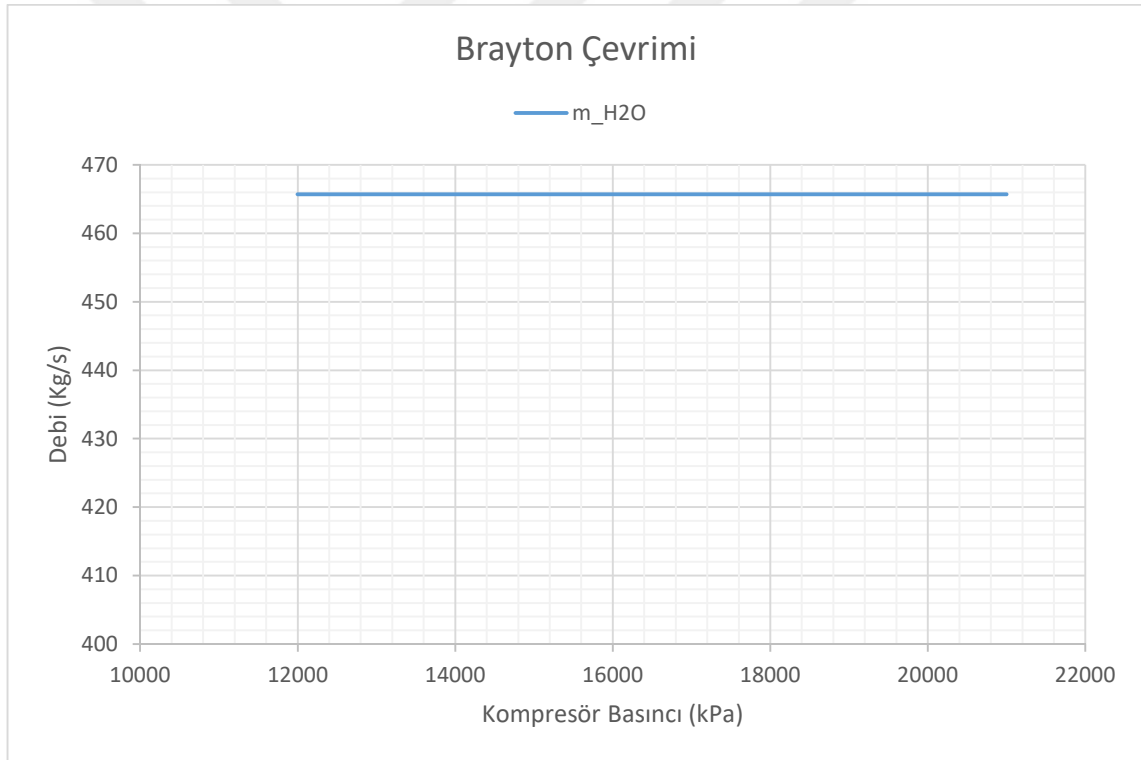
Şekil 26 incelendiğinde, başlangıçta yaklaşık 570.000 kW seviyesinde olan net iş üretiminin, kompresör basıncı arttıkça sürekli olarak azaldığı görülmektedir. 12.000 kPa basınç seviyesinde 570.000 kW civarında olan net iş üretimi, 22.000 kPa seviyesinde yaklaşık 535.000 kW'a kadar düşmektedir. Bu eğilim, kompresör basıncının artırılmasının sistemin toplam iş üretimi üzerinde olumsuz bir etkisi olduğunu göstermektedir.

Bu durumun en temel sebebi, kompresör basıncının artmasıyla birlikte kompresörün daha fazla iş tüketmesi ve bunun sonucunda sistemin net iş üretiminin azalmasıdır. Daha önceki analizlerde de görüldüğü gibi, kompresör iş yükü arttığında, türbinden elde edilen işin

büyük bir kısmı kompresörü çalıştırmak için harcanmaktadır. Bu da Brayton çevriminde net iş üretiminin düşmesine neden olmaktadır.

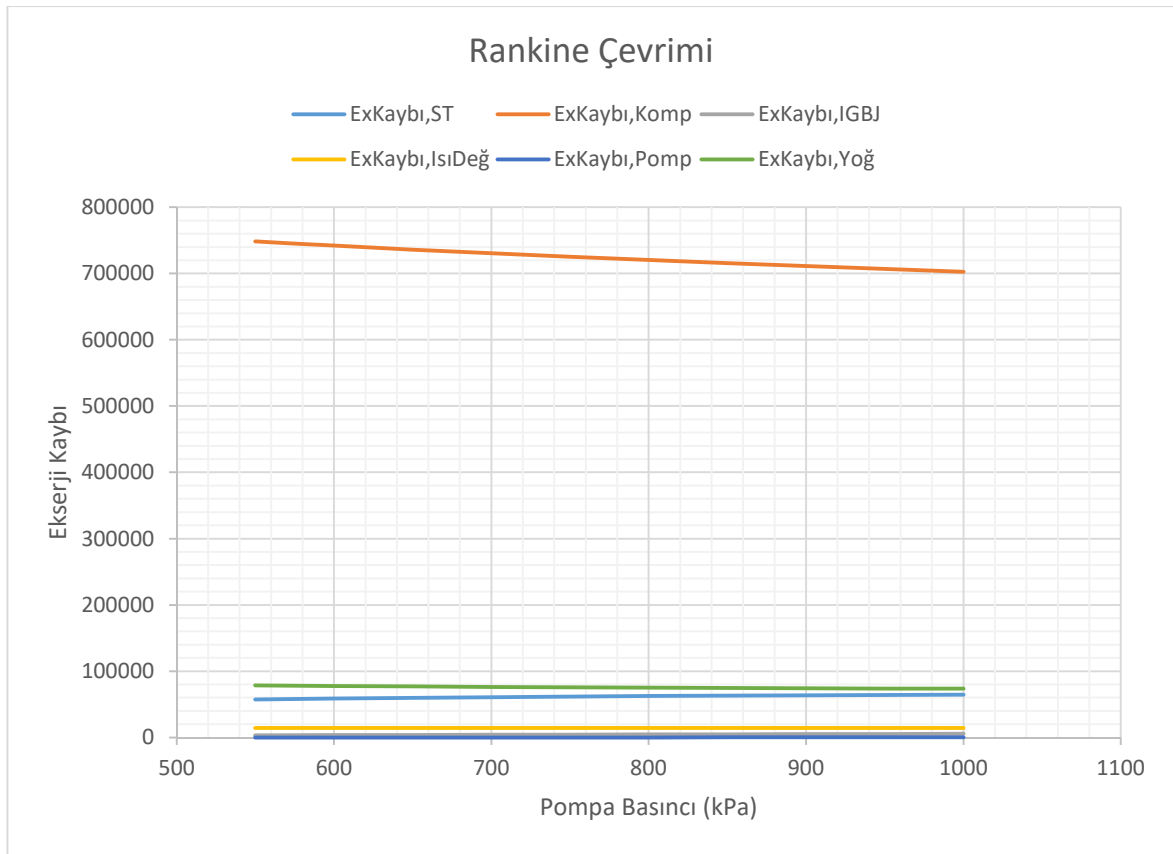
Öte yandan, kompresör basıncı arttıkça gaz türbini tarafından üretilen iş miktarında belirli bir artış gözlemlenebilir. Ancak, kompresörün tükettiği işteki artış daha baskın hale geldiğinden, net iş üretimi azalmaktadır. Yani türbin işi artsa bile, kompresörün harcadığı iş çok daha hızlı yükseldiğinden, toplam net iş üretiminin düşüş eğiliminde olduğu görülmektedir.

Tüm bu verilerden çıkartmamız gereken, Brayton çevriminde kompresör basıncının sistemin genel iş üretimi açısından kritik bir parametre olduğunu ve gereğinden fazla artırılmasının sistemin verimini olumsuz etkileyebileceğini göstermektedir. Eğer sistem verimliliği optimize edilmek isteniyorsa, kompresör basıncı dikkatlice belirlenmeli ve en uygun basınç aralığında çalıştırılmalıdır.



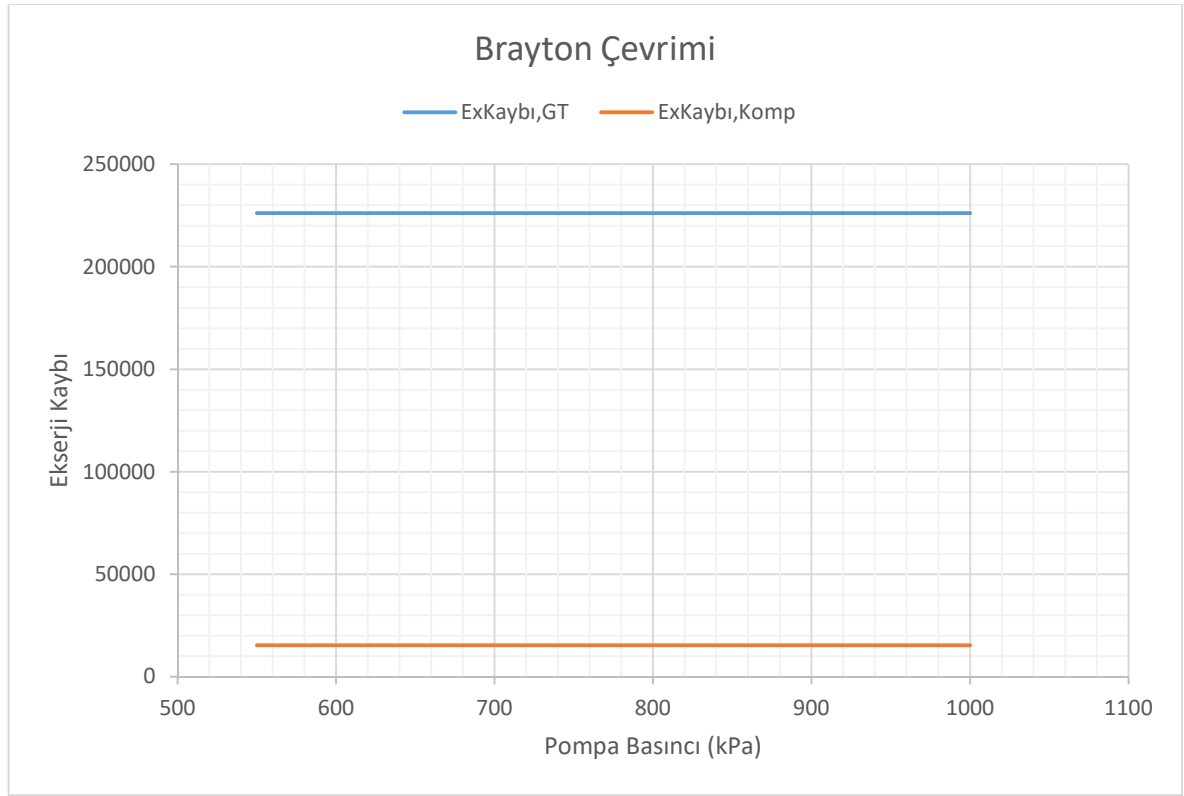
Şekil 27: Kompresör Basıncı İle Rankine Çevrimi Akışkanı Olan Su Arasındaki Etkileşimler

Grafikte görüldüğü gibi, su kütle debisi yaklaşık 465,6 kg/s seviyesinde sabit kalmaktadır ve kompresör basıncındaki artışın bu debi üzerinde herhangi bir belirgin etkisi yoktur. Bu, sistemdeki su kütle debisinin kompresör basıncından bağımsız bir şekilde çalıştığını ve belirli bir işletme rejimine bağlı olarak sabit tutulduğunu göstermektedir. Kompresör basıncının değişmesinin rankine çevriminin üzerindede benzer etkisi görülmekte ve grafik düz bi şekilde ilerlemektedir.



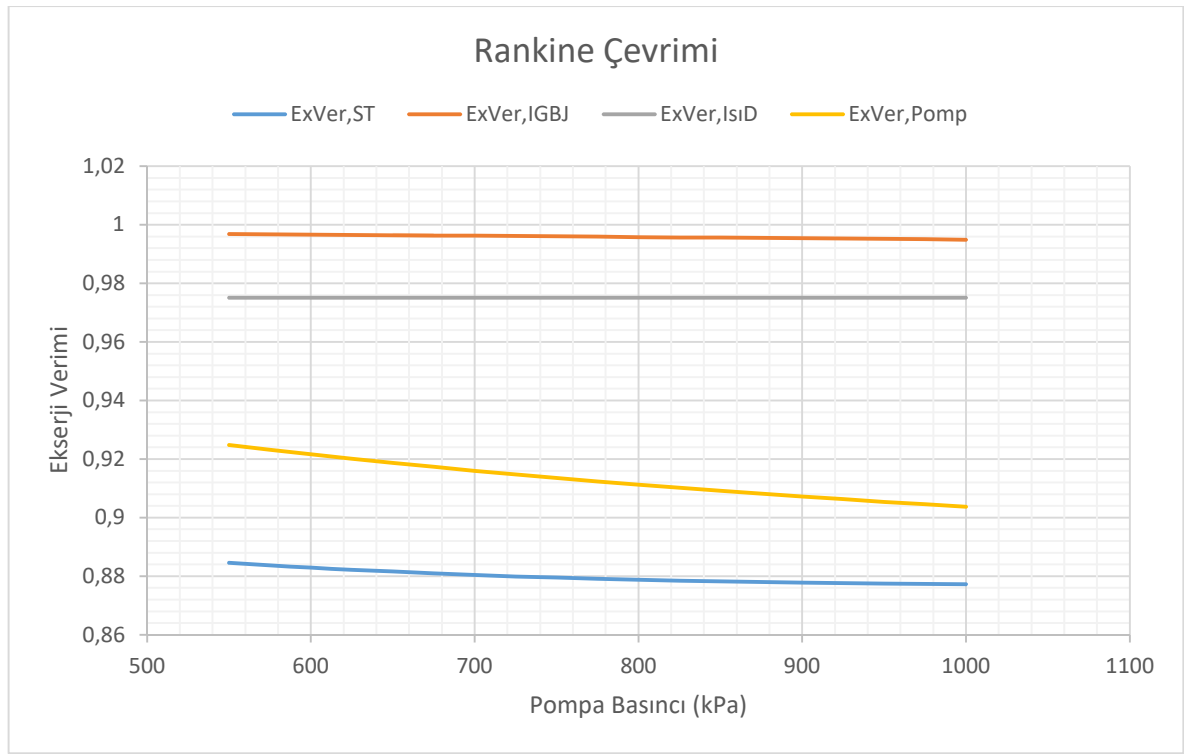
Şekil 28: Pompa Basıncının Ekserji Üzerindeki Etkisi

Kompresör, Rankine çevriminde oldukça fazla tersinmezliğe sahip bir bileşen olduğu için, burada meydana gelen kayıplar sistemin toplam ekserji verimliliği açısından büyük önem taşımaktadır. Ancak grafikte görüldüğü gibi, pompa basıncı arttıkça kompresördeki ekserji kaybı hafif bir azalma eğilimi göstermektedir. Bu, pompa basıncının yükselmesinin kompresör kayıplarını biraz azaltarak sistemin daha verimli hale gelmesine yardımcı olabileceğini göstermektedir. Diğer sistem bileşenlerinin ise pompa basıncının artmasıyla fazla bir değişiklik göstermediği gözlemlenmektedir.



Şekil 29: Brayton Çevriminde Pompa Basıncının (kPa) Gaz Türbini (GT) ve Kompresördeki Ekserji Kayıplarına Etkisi

Şekil 24 incelendiğinde gaz türbinindeki ekserji kaybının kompresördeki ekserji kaybına kıyasla çok daha büyük olduğu görülmektedir. Bu durum, Brayton çevriminde en büyük ekserji kaybının gaz türbininde gerçekleştiğini göstermektedir. Şekle bakıldığında pompa basıncı arttıkça hem gaz türbinindeki hem de kompresördeki ekserji kayıplarının değişmediği görülmüştür. Her iki çizgi de sabit bir değer etrafında yatay bir seyir izlemektedir. Bu durum, pompa basıncının bu bileşenlerdeki ekserji kayıpları üzerinde belirgin bir etkisi olmadığını göstermektedir.



Şekil 30: Rankine Çevriminde Pompa Basıncının (kPa) Çevrimdeki Bileşenlerin Ekserji Verimleri Üzerindeki Etkisi

Özellikle IGBJ'nin ekserji verimi %99 seviyelerinde olup, pompa basıncına bağlı olarak neredeyse sabit kalmaktadır. Bu durum, IGBJ'de tersinmezlik kayıplarının düşük olduğunu ve pompa basıncı değişse bile ısı transfer süreçlerinin büyük ölçüde etkilenmediğini göstermektedir.

Benzer şekilde, ısı değiştiricisinin ekserji verimi de oldukça yüksek seviyelerde olup, pompa basıncındaki artışa bağlı olarak çok küçük bir azalma eğilimi göstermektedir. Bu, ısı değiştiricisinin yüksek pompa basınçlarında bile kararlı bir şekilde çalıştığını, ancak az da olsa ekserji kaybında artış yaşanabileceğini göstermektedir.

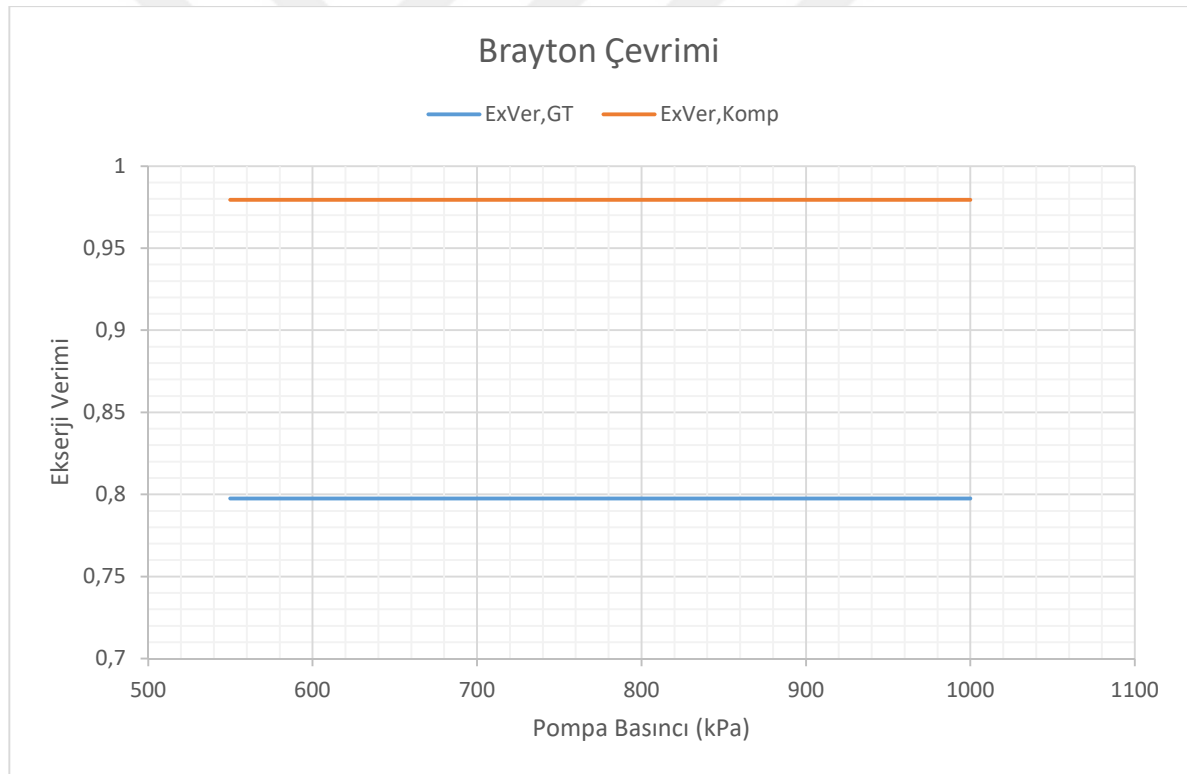
Öte yandan, pompa ekserji verimi ve buhar türbini ekserji verimi pompa basıncı arttıkça düşme eğilimi göstermektedir. Özellikle pompanın ekserji verimi, basınç arttıkça belirgin bir şekilde azalmaktadır. Bunun temel sebebi, pompanın daha yüksek basınç seviyelerinde çalışırken daha fazla tersinmezlik kaybı üretmesi ve ekserji kayıplarının artmasıdır.

Bu durum, çok yüksek pompa basınçlarının pompa performansını olumsuz etkileyerek sistem verimliliğinde kayıplara neden olabileceğini göstermektedir. Bu nedenle, ideal bir pompa basıncı aralığı belirlemek, hem pompa performansını korumak hem de sistemin genel ekserji verimini yüksek tutmak açısından önemlidir.

Buhar türbini (ST) ekserji verimi, pompa basıncı arttıkça kademeli bir azalma eğilimi göstermektedir. Türbin, buharın genişleyerek enerji ürettiği bir bileşen olduğundan, giriş koşullarındaki değişimler ekserji kayıplarını doğrudan etkileyebilmektedir.

Pompa basıncı yükseldikçe, türbine giren buharın basıncı ve sıcaklığı artmakta, ancak bu durum aynı zamanda tersinmezlikleri artırarak ekserji veriminin düşmesine neden olmaktadır. Yüksek basınçlı çalışma koşulları, türbin içinde daha büyük basınç ve sıcaklık farklılıklarına yol açarak artan entropi üretimi ve ekserji kayıplarıyla sonuçlanmaktadır.

Bu nedenle, buhar türbini ekserji verimini optimize etmek için pompa basıncının dikkatlice belirlenmesi gerekmektedir. Çok yüksek pompa basınçları, teorik olarak daha yüksek enerji potansiyeli sağlasa da, tersinmezliklerin artışı nedeniyle türbin performansını olumsuz yönde etkileyebilir. Dolayısıyla, sistem tasarımında ideal basınç aralığının belirlenmesi, hem türbin ekserji veriminin korunması hem de genel çevrim veriminin artırılması açısından kritik bir faktördür.



Şekil 31: Brayton Çevriminde Pompa Basıncının (Kpa) Gaz Türbini (GT) Ve Kompresörün Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi

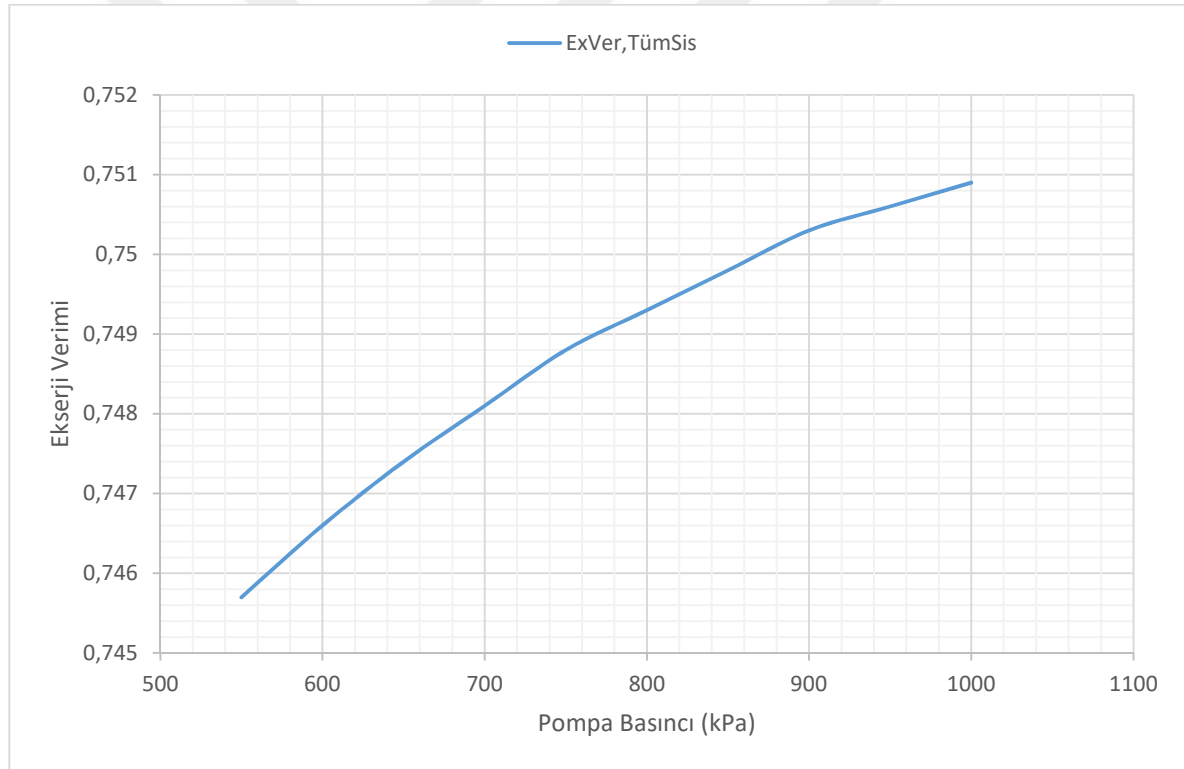
Her iki bileşenin ekserji veriminin pompa basıncına bağlı olarak neredeyse hiç değişmediği görülmektedir. Bu durum, pompa basıncının Brayton çevrimi içindeki gaz türbini ve kompresör üzerinde belirgin bir ekserji verimi etkisi oluşturmadığını göstermektedir.

Özellikle kompresörün ekserji verimi yaklaşık %98 seviyesinde sabit kalmaktadır, bu da kompresörün ekserji açısından oldukça verimli çalıştığını ve tersinmezlik kayıplarının

düşük olduğunu göstermektedir. Pompa basıncı değişse bile kompresör içindeki süreçler büyük oranda sabit kaldığından, önemli bir ekserji kaybı yaşanmamaktadır.

Öte yandan, gaz türbininin ekserji verimi yaklaşık %80 seviyelerinde olup, kompresör verimine kıyasla daha düşük bir değerde sabit kalmaktadır. Gaz türbinlerinde genellikle yanma ve genişleme süreçlerindeki tersinmezlikler nedeniyle belirli bir ekserji kaybı meydana gelmektedir. Ancak, bu kayıpların pompa basıncına bağlı olarak değişmediği gözlemlenmiştir.

Bu durum, Brayton çevrimindeki temel ekserji kayıplarının pompa basıncından bağımsız olduğunu ve daha çok türbin ve kompresörün tasarımına, basınç oranına ve giriş sıcaklıklarına bağlı olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla, sistemin genel ekserji performansını artırmak için pompa basıncı yerine, kompresör ve türbinin tasarım optimizasyonuna ve giriş sıcaklıklarına odaklanmak daha etkili bir strateji olacaktır.



Şekil 32: Pompa Basıncının (kPa) Tüm Sistemin Ekserji Verimi Üzerindeki Etkisi

Şekil 27 incelendiğinde, pompa basıncı 500 kPa'dan 1000 kPa'ya yükseldikçe sistemin ekserji veriminin artış gösterdiği görülmektedir. Başlangıçta yaklaşık 0,745 (%74,5) seviyesinde olan ekserji verimi, 1000 kPa basınç seviyesinde %75,1'e kadar yükselmektedir. Bu durum, daha yüksek pompa basınçlarının sistemin genel ekserji performansını iyileştirdiğini göstermektedir. Bu eğilimin temel sebebi, pompa basıncının artmasıyla Rankine çevriminde daha yüksek basınçlı bir buhar üretiminin desteklenmesi ve bunun sonucunda

türbine giren buharın daha yüksek ekserji içeriğine sahip olmasıdır. Yüksek basınçlı buhar, türbin içinde daha fazla iş üretme potansiyeline sahip olduğundan, çevrimin ekserji verimi olumlu yönde etkilenmektedir.

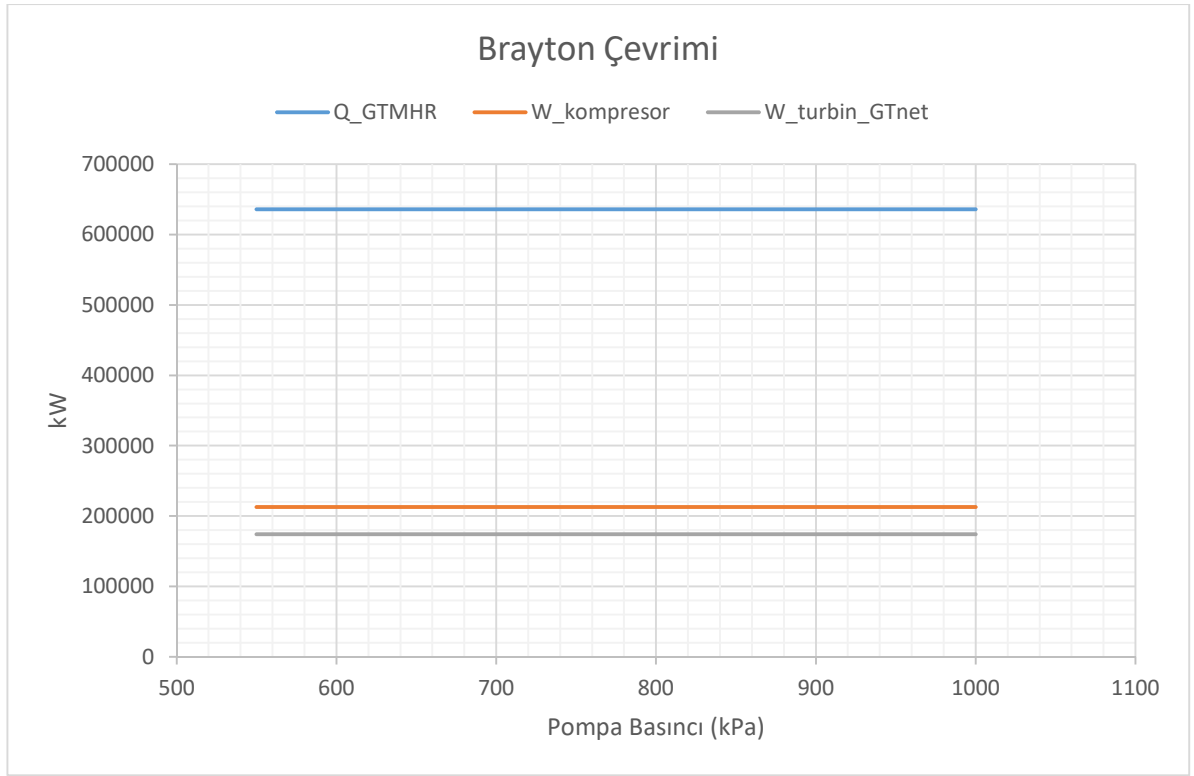
Bu bulgular, ideal pompa basıncının belirlenmesinin Rankine çevrimi tarafında sistem verimliliğini artırmada önemli bir faktör olduğunu göstermektedir. Ancak, çok yüksek pompa basınçlarının tersinmezlik kayıplarını artırabileceği ve belirli bir noktadan sonra ekserji kazançlarını sınırlayabileceği de dikkate alınmalıdır. Bu nedenle, sistem tasarımında pompa basıncı, hem buharın ekserji potansiyelini artıracak hem de tersinmezlikleri minimumda tutacak şekilde dikkatlice optimize edilmelidir.

Daha yüksek pompa basıncı, ısı kayıpları azaltarak sistemin daha verimli çalışmasını sağlayabilir. Ancak dikkat edilmesi gereken önemli bir nokta, ekserji veriminin artışının doğrusal olmamasıdır. Başlangıçta pompa basıncındaki artış, ekserji verimini hızla yükseltirken, daha yüksek basınç seviyelerine ulaşıldığında verim artışının giderek yavaşladığı gözlemlenmektedir.

Bu durum, çok yüksek pompa basınçlarının belirli bir noktadan sonra ekserji verimi üzerindeki olumlu etkisinin azalabileceğini göstermektedir. Başlangıçta artan pompa basıncı, buharın ekserji potansiyelini yükselterek sistemin performansını iyileştirse de, belirli bir seviyeden sonra tersinmezlikler artarak bu iyileşmeyi sınırlamaktadır.

Bu grafik, tüm sistem için ideal bir pompa basıncı aralığı olduğunu ve bu aralığın ötesine çıkıldığında verim artışının sınırlı hale geleceğini ortaya koymaktadır. Eğer pompa basıncı çok yüksek seviyelere çıkarılırsa, pompa tarafından tüketilen iş miktarı artabilir ve bu durum sistemin genel performansı üzerinde dengeleyici bir olumsuz etki yaratabilir.

Bu nedenle, sistem tasarımında ideal pompa basıncının belirlenmesi, hem ekserji verimini artırmak hem de pompa iş tüketimini kontrol altında tutmak açısından kritik bir faktördür. Verimlilik artışını maksimize etmek için, pompa basıncı dikkatlice seçilmeli ve sistemin en verimli aralıkta çalışması sağlanmalıdır.



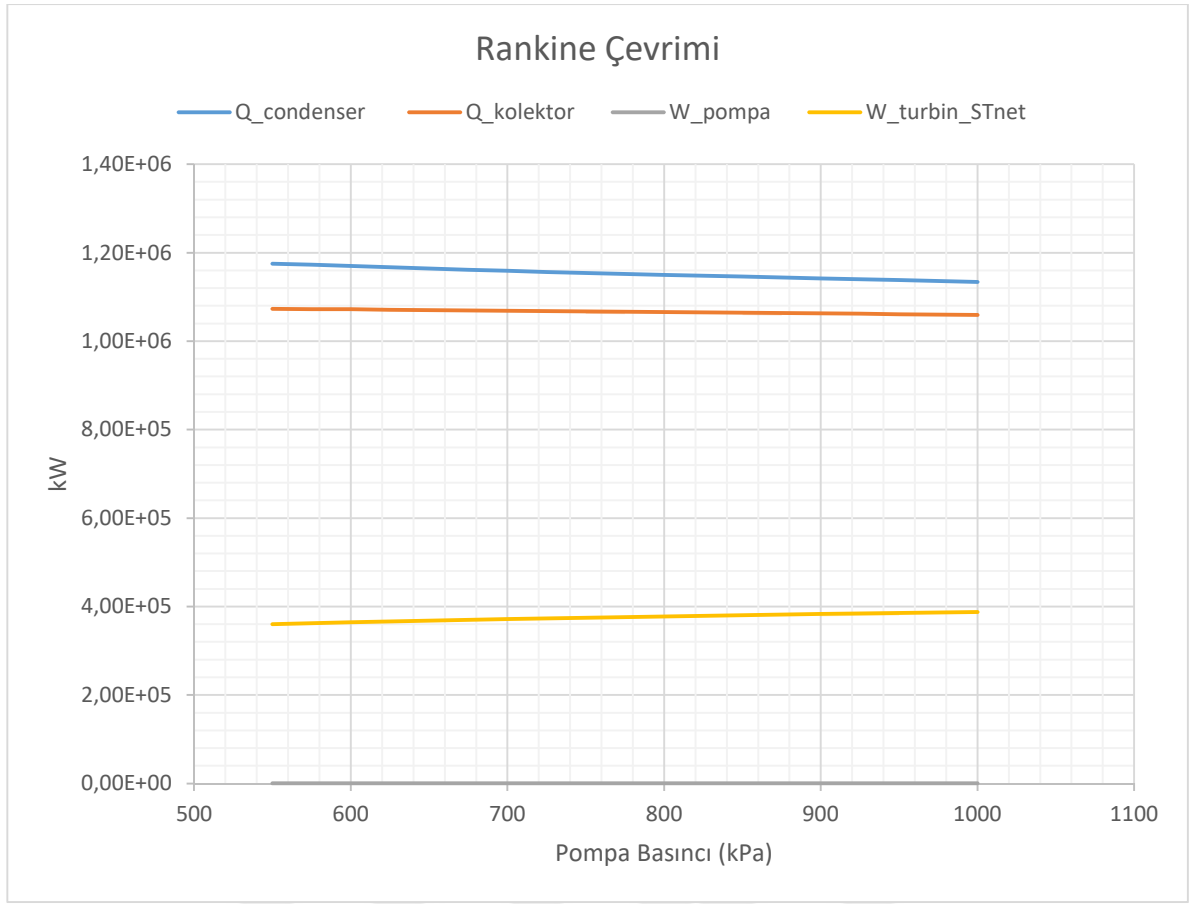
Şekil 33: Brayton Çevriminde Pompa Basıncının (kPa) Çevrimin Farklı Enerji Bileşenleri Üzerindeki Etkisi

Öncelikle, Q_{GTMHR} pompa basıncı arttıkça sabit kalmaktadır. Bu durum, sistemin termal girdisinin pompa basıncından etkilenmediğini ve reaktörden sağlanan ısı girişinin değişmediğini göstermektedir. GT-MHR reaktörü tarafından sağlanan ısı, sabit bir enerji girdisi olup, pompa basıncından bağımsız olarak aynı kalmaktadır.

Benzer şekilde, kompresör tarafından tüketilen iş ve gaz türbininin net ürettiği iş de pompa basıncı değiştikçe sabit kalmaktadır. Bu, pompa basıncının bu bileşenler üzerinde doğrudan bir etkisinin olmadığını ortaya koymaktadır.

Bu durumun temel nedeni, pompa basıncının daha çok Rankine çevrimi üzerinde belirleyici bir parametre olması ve Brayton çevrimindeki temel enerji girdileri olan ısı girişini ve gaz türbini-kompresör iş dengelerini doğrudan etkilememesidir. Brayton çevriminde sistem performansı daha çok kompresör basıncı, türbin giriş sıcaklığı ve gaz türbini iş üretimi gibi parametrelere bağlıdır. Dolayısıyla, pompa basıncındaki değişiklikler Brayton çevrimi süreçlerine doğrudan bir etki yapmamaktadır.

Bu analiz, pompa basıncının Rankine çevrimi üzerinde belirleyici olduğunu, ancak Brayton çevriminde temel enerji dönüşümleri açısından kritik bir değişime neden olmadığını göstermektedir. Bu nedenle, sistem tasarımında her iki çevrimin birbirine etkisini dikkate alarak parametre optimizasyonu yapılması önemlidir. Brayton çevriminde temel belirleyici parametreler kompresör basıncı oranı, türbin giriş sıcaklığı ve akışkan özellikleridir.



Şekil 34: Rankine Çevriminde Pompa Basıncının (kPa) Farklı Enerji Bileşenleri Üzerindeki Etkisi

Öncelikle, kondenserde atılan ısıya pompa basıncı arttıkça hafif bir azalma eğilimi gösterdiği gözlemlenmektedir. Bunun temel sebebi, daha yüksek pompa basınçlarının Rankine çevriminde daha verimli bir enerji dönüşümü sağlaması ve dolayısıyla daha az atık ısı oluşmasıdır.

Bu durum, sistemin termodinamik olarak daha verimli hale geldiğini ve ekserji kayıplarının azaldığını gösteren olumlu bir işarettir. Yüksek pompa basıncı, buharın daha yüksek basınçta ve sıcaklıkta türbine girmesine olanak tanıyarak daha fazla iş üretmesine yardımcı olur. Bunun sonucunda, atık ısı miktarı azalır ve sistemin genel enerji dönüşüm performansı iyileşir.

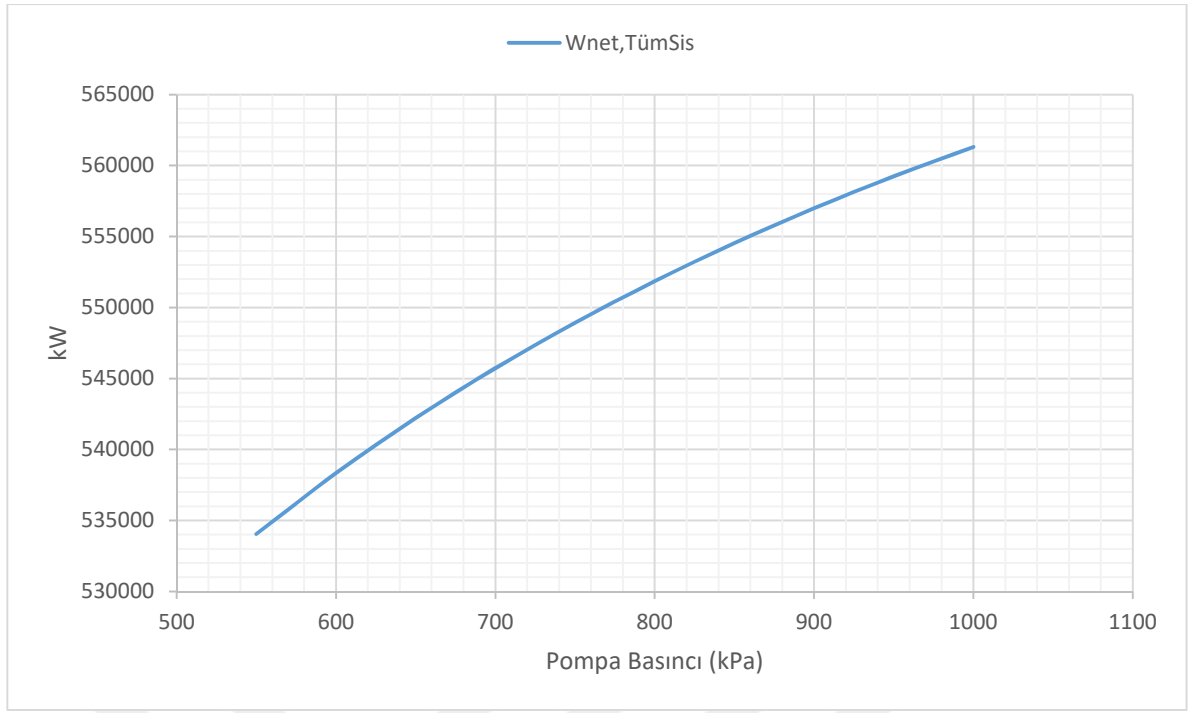
Ancak, pompa basıncının aşırı yükseltilmesi tersinmezlikleri artırarak belirli bir noktadan sonra çevrim veriminde olumsuz etkilere neden olabilir. Bu nedenle, optimum bir pompa basıncı aralığının belirlenmesi, hem kondenserde atılan ısıyı minimize etmek hem de sistemin genel ekserji verimini artırmak açısından kritik bir faktördür.

Benzer şekilde, parabolik kollektör tarafından sağlanan ısı girdisi de basınç arttıkça hafif bir azalma eğilimi göstermektedir. Bunun temel nedeni, daha yüksek basınç seviyelerinde Rankine çevriminin daha etkin çalışarak kollektörden daha az ısı girdisine ihtiyaç duymasındır. Pompa basıncının artmasıyla birlikte sistemdeki termodinamik verimlilik yükseldiğinden, ek bir ısı girdisine duyulan ihtiyaç azalmaktadır.

Öte yandan, pompa tarafından tüketilen iş, pompa basıncı arttıkça hafif bir artış göstermektedir. Bu beklenen bir durumdur, çünkü pompa basıncı arttıkça, akışkanı daha yüksek basınç seviyelerine çıkarmak için daha fazla iş harcanması gerekmektedir. Ancak, grafikte de görüldüğü gibi, pompa işi sistemin diğer enerji girdilerine kıyasla oldukça düşük seviyelerde kalmaktadır. Bu da pompanın enerji tüketiminin genel sistem dengesi üzerinde büyük bir etki yaratmadığını göstermektedir.

Son olarak, buhar türbininin net ürettiği iş, basınç arttıkça hafif bir artış eğilimi göstermektedir. Bunun temel nedeni, daha yüksek basınç seviyelerinde türbine giren buharın ekserji değerinin artması ve böylece türbinin daha fazla iş üretebilmesidir. Ancak, bu artış büyük bir değişim göstermemekte, dolayısıyla sistemin pompa basıncı değişimlerine karşı belirli bir kararlılık sergilediği görülmektedir.

Bu analiz, pompa basıncının belirli bir noktaya kadar sistem performansını olumlu yönde etkilediğini ancak aşırı yüksek basınç seviyelerinin sınırlı fayda sağladığını göstermektedir. Sistem optimizasyonu açısından, pompa basıncının dikkatli bir şekilde belirlenmesi, hem enerji girdilerini dengelemek hem de net iş üretimini artırmak için kritik bir faktördür.



Şekil 35: Pompa Basıncının (kPa) Tüm Sistemin Net İř Üretimi (W_{net} , TümSis) zerindeki Etkisi

Grafikte, pompa basıncı 500 kPa'dan 1000 kPa'ya yükseldikçe sistemin toplam net iş üretiminin sürekli olarak arttığı gözlemlenmektedir. 500 kPa seviyesinde yaklaşık 532.000 kW olan net iş üretimi, 1000 kPa seviyesinde 560.000 kW'a kadar çıkmaktadır. Bu artış, pompa basıncının sistemin genel iş üretimi açısından olumlu bir etkisi olduğunu göstermektedir.

Bu eğilimin temel sebebi, daha yüksek pompa basınçlarının Rankine çevriminde daha yüksek basınçlı bir buhar üretimini desteklemesi ve bunun sonucunda türbine giren buharın daha fazla enerji içeriğine sahip olmasıdır. Daha yüksek basınç seviyelerinde, türbinden elde edilen iş miktarı artmakta ve sistemin toplam iş üretimi yükselmektedir. Ancak, net iş üretimindeki artışın doğrusal olmadığı dikkate alınmalıdır. Başlangıçta pompa basıncındaki artış, net iş üretimini hızlı bir şekilde artırırken, daha yüksek basınçlara ulaşıldığında eğrinin eğiminin azaldığı görülmektedir. Yani, çok yüksek pompa basınçlarında sistemin net iş üretimindeki artış yavaşlamaktadır. Bu durum, belirli bir noktadan sonra çok yüksek pompa basınçlarının türbinin ürettiği iş miktarındaki artışı sınırlayabileceğini ve aynı zamanda pompanın tükettiği işin de artmasına neden olabileceğini göstermektedir. Optimum basınç seviyesinin ötesine geçildiğinde, pompa tarafından harcanan iş artarken, türbinden elde edilen ek kazançlar bu kayıpları dengelemekte zorlanmaktadır.

Dolayısıyla, sistem tasarımında en uygun pompa basıncı belirlenmeli ve hem net iş üretiminin maksimize edilmesi hem de pompa iş tüketiminin gereksiz yere artmasının önüne

geçilmesi sağlanmalıdır. Bu denge sağlanmadığında, pompa basıncının aşırı artırılması sistem verimliliği üzerinde sınırlayıcı bir etki yaratabilir.



SONUÇ, TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Sonuç

Pompa ve kompresör basıncı, hibrit enerji sistemlerinde önemli iki parametredir ve sistemin genel performansını doğrudan etkilemektedir. Rankine ve Brayton çevrimlerinin bir arada çalıştığı bu sistemde, her iki çevrimin farklı dinamiklere sahip olması nedeniyle, basınç değişimlerinin etkileri çeşitli şekillerde ortaya çıkmaktadır. Pompa basıncının artırılması, sistemin toplam net iş üretimini ve ekserji verimini olumlu yönde etkilemektedir. Rankine çevriminde daha yüksek pompa basıncı, türbine giren buharın ekserji içeriğini artırarak türbinin ürettiği iş miktarını artırırken, kondenser ve kollektörde kaybedilen ısıyı azaltmaktadır. Bu durum, sistemin daha verimli hale gelmesine katkı sağlamaktadır. Ancak, çok yüksek pompa basınçlarında pompa tarafından tüketilen iş de artacağı için belirli bir noktadan sonra verimlilik artışı yavaşlamaktadır. Brayton çevrimi tarafında ise pompa basıncı değişimlerinin gaz türbini ve kompresör iş dengeleri üzerinde belirgin bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir. Gaz türbini tarafından üretilen net iş, kompresörün harcadığı iş ve GT-MHR tarafından sağlanan ısı girdisi, pompa basıncından bağımsız olarak neredeyse sabit kalmaktadır. Bu durum, Brayton çevriminde performans artışı sağlamak için pompa basıncının değiştirilmesinin etkili bir yöntem olmadığını göstermektedir. Öte yandan, kompresör basıncının artırılması, sistemin net iş üretimini azaltan bir etkiye sahiptir. Bunun nedeni, kompresör basıncının yükselmesiyle birlikte kompresörün daha fazla iş tüketmesi ve türbinden üretilen işin bu kayıpları karşılamada yetersiz kalmasıdır. Bu nedenle, sistemin verimli çalışabilmesi için kompresör basıncının dikkatli bir şekilde optimize edilmesi gerekmektedir. Rankine çevrimi açısından, kompresör basıncı doğrudan belirleyici bir faktör olmasa da, türbin ve pompa ekserji verimlerinde azalmaya neden olabilmektedir. Ancak, ısı değiştiricisi ve Gaz-Buhar Jeneratörü gibi bileşenler üzerinde belirgin bir etkisi gözlenmemiştir.

Yaklaşık 14.000 - 16.000 kPa aralığında ekserji veriminin maksimum seviyeye ulaştığı belirlenmiştir. Bu noktada sistemin ekserji kayıpları en düşük seviyeye yaklaşmakta ve bileşenler en ideal çalışma koşullarına erişmektedir. Eğer sistem bu aralığın altında veya üstünde çalıştırılırsa, toplam ekserji verimi azalacak ve daha fazla tersinmezlik meydana gelecektir. Dolayısıyla, optimum çalışma koşullarını sağlamak için kompresör basıncının dikkatli bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir.

Kompresör basıncı 12.000 kPa basınç seviyesinde iken 570.000 kW civarında olan net iş üretimi, 22.000 kPa seviyesinde yaklaşık 535.000 kW'a kadar düşmektedir. Bu eğilim,

kompresör basıncının artırılmasının sistemin toplam iş üretimi üzerinde olumsuz bir etkisi olduğunu göstermektedir.

Başlangıçta pompa basıncı 500 kPa'da yaklaşık 0,745 (%74,5) seviyesinde olan ekserji verimi, 1000 kPa basınç seviyesinde %75,1'e kadar yükselmektedir. 500 kPa seviyesindeki pompa basıncı yaklaşık 532.000 kW olan net iş üretirken, 1000 kPa seviyesinde 560.000 kW'a kadar çıkmaktadır.

Tartışma

Elde edilen bulgular, sistemin verimliliğini artırmak için hem pompa hem de kompresör basınçlarının dikkatlice optimize edilmesi gerektiğini göstermektedir. Pompa basıncının artırılması Rankine çevriminin verimliliğini iyileştirirken, türbin ve pompa ekserji verimleri belirli bir noktadan sonra düşüş göstermektedir. Bu, aşırı yüksek pompa basınçlarının tersinmezlikleri artırarak çevrim verimini sınırlayabileceğini ortaya koymaktadır. Brayton çevrimi tarafında ise pompa basıncının etkisi belirgin olmamakla birlikte, kompresör basıncının artışı net iş üretimini doğrudan azaltmaktadır. Bu durum, Brayton çevriminin verimli çalışabilmesi için kompresör basıncının dikkatli bir şekilde belirlenmesi gerektiğini ortaya koymaktadır. Bu bağlamda, hibrit sistemlerde Rankine ve Brayton çevrimlerinin birbirleriyle olan etkileşimleri göz önüne alınmalı ve basınç değişimlerinin tüm sistem üzerindeki etkisi bütüncül bir şekilde değerlendirilmelidir. Tek bir çevrimi optimize etmek yerine, her iki çevrimin çalışma koşulları birlikte ele alınarak en uygun tasarım parametreleri belirlenmelidir.

Öneriler

Pompa basıncının artırılması, net iş üretimi ve ekserji verimini artırmaktadır. Ancak, çok yüksek pompa basınçları pompanın tükettiği işin artmasına sebep olarak sistemin genel veriminde düşüşe neden olabilir. Bu nedenle, optimum bir pompa basıncı belirlenmeli ve sistemin bu aralıkta çalışması sağlanmalıdır.

Brayton çevriminde kompresör basıncının artırılması, net iş üretimini azaltmaktadır. Bu yüzden, gereğinden fazla yüksek kompresör basınçlarından kaçınılmalıdır. Eğer Brayton çevriminin performansı artırılmak isteniyorsa, kompresör basıncı yerine türbin giriş sıcaklığı ve basınç oranı gibi parametreler optimize edilmelidir.

Pompa basıncının yükselmesi, türbin ve pompa ekserji verimlerinde belirli bir seviyeden sonra düşüşe neden olmaktadır. Bu nedenle, sistem tasarımında yüksek verimli türbinler ve pompalar kullanılarak tersinmezliklerin azaltılması hedeflenmelidir.

Rankine ve Brayton evrimleri, birbirinden bağımsız çalışan sistemler değildir. Bu yüzden, her iki çevrim için en uygun çalışma koşulları belirlenerek sistemin maksimum verimde çalışması sağlanmalıdır.

Sistem genelinde en büyük ekserji kayıpları, gaz türbini ve kompresör gibi bileşenlerde gerçekleşmektedir. Bu nedenle, bu bileşenlerde iyileştirme yapılarak sistemin genel verimi artırılmalıdır. Özellikle gaz türbininin verimliliğini artırmaya yönelik tasarım değışiklikleri, sistemin genel performansını iyileştirmek için önemli bir adım olacaktır.



KAYNAKÇA

- Ahmed, A., Esmacil, K, K., Irfan, A, M., & Mufadi, F,A. (2018). Design methodology of heat recovery steam generator in electric utility for waste heat recovery. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 13(4), 369–379. <https://doi.org/10.1093/ijlct/cty045>.
- Akçay, E., & Yılmaz, N. B. (2024). Özalp, C., & Bardak, S. (Eds.), *Makine Mühendisliği alanında uluslararası araştırma ve değerlendirmeler* (1. Baskı, ss. 196-208). Serüven Yayınevi.
- Alqahtani, B, J., & Echeverri, D, P. (2016). Integrated solar combined cycle power plants: Paving the way for thermal solar. *Applied Energy*, 169, 927-936. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.083>
- Altarawneh, O, R., Alsarayreh, A, A., Al-Falahat, A, M., Al-Kheetan, M, J., & Alrwashdeh, S, S. (2022). Energy and exergy analyses for a combined cycle power plant in Jordan. *Case Studies in Thermal Engineering*, 31 1-13. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101852>
- Al-Sulaiman F. (2013) Energy and sizing analyses of parabolic trough solar collector integrated with steam and binary vapor cycles. *Energy*, 58, 561-570. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.020>
- Al-Sulaiman F, A. (2014). Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles. *Energy Conversion and Management*, 77, 441-449. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.013>
- Altay, H. (2010). *Kombine çevrim santrallerinde verimlilik ve tasarım olanaklarının nelirilmesi: Örnek bir tesisin incelenmesi*. Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden Edinilmiştir. (Tez No: 268035).
- Åsnes, A. Ø. (2018). *Condition monitoring of hydroelectric power plants*. (Master dissertation, Norwegian University of Science and Technology). Retrieved from <https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/2560558>
- Boyraz, Çetin, S., (2023). *Biyokütle yakıtlı bir termik dantralin enerji ve ekserji analizi*. (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No: 793818).
- Breeze, P. (2019). Chapter 9 tidal barrage power plants. Power generation technologies (Second Edition) Newnes, 2014, 181-194. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-098330-1.00009-0>.
- Chowdhury, T, S., Tasneem, M., Tonni, M, M., Mita, M, N, H., & Ehsan, M, M. (2023). A critical review on gas turbine cooling performance and failure analysis of turbine blades. *International Journal of Thermofluids*, 18. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100329>
- Çetin, B. (2017) Basit brayton çevriminde elektrik üretimi maliyetinin parametrik analizi. *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 29(2), 1-8.

- Çengel, A. Y., & Boles, M. A. (2012). *Mühendislik yaklaşımıyla Termodinamik*. (A.Pınarbaşı, çev. ed.). Palme.
- Çifci, P. (2021). *Candu ve VVER-1000 nükleer güç santrallerin buhar üreteçlerinin enerji ve ekserji analizi*. (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No: 694511).
- Ciftcioglu, M., Genco, F., & Tokuhito, A. (2022). Considerations and optimization of hydrogen production using small modular reactors and renewable energy sources. Paper presented at *the Fourth International Conference on Generation IV & Small Reactors (G4SR-4)*, Toronto, ON, Canada.
- Dardour, S., Nisan, S., & Charbit, F. (2007). Utilisation of waste heat from GT–MHR and PBMR reactors for nuclear desalination. *Desalination*, 205, 254–268. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2006.03.554>
- Elmohlawy, E. A., Ochkov, F. V., & Kazandzhan, I. B. (2019). Study and prediction the performance of an integrated solar combined cycle power plant. Selection and peer-review under responsibility of the 2018 *5th International Conference on Power and Energy Systems Engineering*, 19–21, Nagoya, Japan.
- Ergün, A., Özkaymak, M., & Kılıçaslan, E. (2016) Organik Rankine çevrimi prensibi ile düşük sıcaklıktaki kaynaklardan elektrik üretim uygulamaları. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4, 686-696.
- Güngör, A. (2013). Bir Kombine Çevrim Santralinin Ekserji Analizi. (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No: 333046).
- Hannan, M. A., El-Şetvi, A., Mollik, B., Ker, P. J., Mannan, M., Mansor, M. B., El-Masri, H., & Mahlia, T. M. I. (2023). Wind energy conversions, controls, and applications: A review for sustainable technologies and directions. *Sustainability*, 15(5), 1-30. <https://doi.org/10.3390/su15053986>
- Jamnani, M. B., Kardgar, A. (2020). Energy-exergy performance assessment with optimization guidance for the components of the 396-MW combined-cycle power plant. *Energy Science Engineering*, 8:3561–3574. <https://doi.org/10.1002/ese3.764>
- Jaszczur, M., Dudek, M., Sliwa, T., & Kolenda, Z. (2018). An analysis of high-temperature nuclear reactor coupled with gas turbine combined cycle. *MATEC Web of Conferences* 240, 05010 <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824005010 ICCHMT 2018>
- Karaağaç, M., O., Kabul, A., & Yiğit, F. (2019). Kombine doğalgaz çevrim santralinin performans analizi. *Journal of Polytechnic*, 22(2), 319-325. <https://doi.org/10.2339/politeknik.403996>
- Karaali, R., & Keven, A. (2023). Gaz türbinli kombine güç çevrimlerinin termodinamik analizi. *International Conference on Applied Engineering and Natural Sciences*, 1(1), 581–585. <https://doi.org/10.59287/icaens.1061>
- Karaca, C. (2012). *Güneş ve rüzgâr enerjisinden elektrik enerjisi üretim sistemi tasarımı*. (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No: 315884).

- Kenofontos, T. (2018). *Development of a dynamic stochastic neutronics code for the analysis of conventional and hybrid nuclear reactors*. (Doctoral dissertation, Aristotle University of Thessaloniki (Greece) and Ecole Polytechnique de Paris). Retrieved from <https://pastel.hal.science/tel-01865831>
- Kılınçer, E. (2019). *Sıcak sulu bina ısıtma sistemlerinin ekserji analizi*. (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No: 595746).
- Kilkiç, B. (2019). *Katı yakıtların yanma reaktivitesinin farklı yaklaşımlarıyla incelenmesi*, (Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi). <https://acikbilim.yok.gov.tr/handle/20.500.12812/632850> adresinden edinilmiştir.
- Külekçi, Ö, C. (2009). Yenilenebilir enerji kaynakları arasında jeotermal enerjinin yeri ve Türkiye açısından önemi. *Ankara Üniversitesi Çevrebilimleri Dergisi, Cilt: 1(2)* 83-91. https://doi.org/10.1501/Csaum_0000000017
- LaBar, Malcolm P (2002). *The Gas Turbine - Modular Helium Reactor: A Promising Option for Near Term Deployment*.
- Mahmoudi, S., & Yari, M. (2011). A thermodynamic study of waste heat recovery from GT-MHR using organic Rankine cycles. *Springer*, 47, 181–196. <https://doi.org/10.1007/s00231-010-0698-z>
- Moghaddam, A., A, Beghernejad, A. (2021). Exergoeconomic and environmental analysis and Multi-Objective optimization of a new regenerative gas turbine combined cycle. *Applied Sciences*, 11(23). 1-29. <https://doi.org/10.3390/app112311554>
- Öztürk, H., & Kaya, D. (2019). *Güneş enerjisinden elektrik üretimi fotovoltaik teknoloji*. Kocaeli: Umuttepe Yayınları.
- Poe, A.V., & Mokhatab, S. Modeling. (2017). *Control, and optimization of natural gas processing plants*. Gulf Professional Publishing, <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-802961-9.01001-9>
- Rahim, M. (2011). Gaz türbinli kombine çevrim santral performansının yükseltilmesi. *TÜBAP Bilim Dergisi*, 4(3), 188-198. <https://dergipark.org.tr/tr/pub/tubav/issue/21524/230958>
- Rashidi, M, M., & Habibzade, A. (2016). Thermodynamic analysis of different working fluids used in organic Rankine cycle for recovering waste heat from GT-MHR. *Journal of Engineering Science and Technology*, 11(1) 121 – 135.
- Rogalev, A., Rogalev, N., Kindra, V., Komarov, I., & Zlyvko, O. (2022). Research and development of the combined cycle power plants working on supercritical Carbon Dioxide. *Inventions*, 7, 76. <https://doi.org/10.3390/inventions7030076>
- Santos, T, J., Fagundes, M, T., dos Santos, E, D., Isoldi, S, L., & Rocha, O, A, L. (2017). Analysis of a combined Brayton/Rankine cycle with two regenerators in paralel. *Engenharia Térmica (Thermal Engineering)*, 16(2) 10-17. <https://doi.org/10.5380/reterm.v16i2.62205>
- Sarıkoç, S. (2014). *Katı oksit yakıt hücreli güç üretim sistemlerinin enerji ve ekserji analizi*. (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No: 374298).

- SHURA (2023). *Net Sıfır 2053: Türkiye elektrik sektörü için yol haritası*. <https://shura.org.tr/netsifir-2053-turkiye-elektrik-sektoru-icin-yol-haritasi/>.
- Süren, H. (2012). *Jeotermal sistemlerde flash buhar ve binary sistemlerin birlikte kullanımının enerji ve ekserji analizi*. (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No: 325778).
- Tao, H., Singh, K. P., Ghodrattallah, P., Sh.Majdi, H., Eldin, M. S., Sohail, M., Abd El-Selam, N. M., & El-Shafai, W. (2023). Thermal energy recovery from a Brayton cycle nuclear power plant for efficiency improvement via compressor inlet cooling: Thermoeconomic optimization. *Case Studies in Thermal Engineering*, 52, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103734>
- Topaç, B. (2008). *Kimyasal ekserji hesaplama yöntemlerinin petrol türevi hafif yakıtlara uygulanması*. (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No: 179735).
- Türkiye enerji görünümü oda raporu*. (2024). Türkiye Makine Mühendisleri Odası Yayın No: MMO/758, Ankara.
- Terzi, R. (2016). *VVER güç santrallerinin ekserji analizi*. (Doktora tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No: 431156).
- TMMO (2017). *Türkiyede termik santraller* <https://www.mmo.org.tr/kitaplar/turkiyede-termik-santraller-2017-oda-raporu>.
- Tontu, M. (2020). Performance analysis of a large-scale steam condenser used in a steam power plant. *European Mechanical Science*, 4(2) 72-77. <https://doi.org/10.26701/ems.644733>.
- TSKB, (2023). *Enerji Görünümü*. <https://www.tskb.com.tr/uploads/file/enerji-gorunumu-2023.pdf> adresinden edinilmiştir.
- URL-2 <https://www.tskb.com.tr/uploads/file/enerji-gorunumu-2023.pdf>
- URL-3 <https://www.teias.gov.tr/turkiye-elektrik-uretim-iletim-istatistikleri>
- Ünver, Ü. (2004). *Doğalgaz çevrim santralının meteorolojik şartlara bağlı olarak termodinamik analizi*. (Doktora tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden Edinilmiştir. (Tez No: 154166).
- Ünver, Ü., & Kılıç, M. (2005) Çevre sıcaklığının bir kombine çevrim güç santralının performansına etkisi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 10(1), 49-58. <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/202829>
- Wang, D., Khalatov, A., Shi-Ju, E., Donyk, T., & Shikhabutinova, O. (2023) Thermodynamics of GT-MHR-250 modular nuclear plant with helium reactor and gas turbine based on the complex Brayton cycle. *Thermal Science and Engineering Progress*, 39, 1-11. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101686>
- Zaim, A., & Çavşı, H. (2018). Türkiye'deki jeotermal enerji santrallerinin durumu. *Mühendis ve Makina* 59(691), 45-58. https://dergipark.org.tr/tr/pub/muhendismakina/issue/48796/620843#article_cite

Zare, V. (2016). Exergoeconomic analysis with reliability and availability considerations of a nuclear energy-based combined cycle power plant. *Energy Elsevier*, 96(C), 187-196.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.12.060>



ÖZ GEÇMİŞ

Enes AKÇAY, [REDACTED] doğdu. Lise eğitimini Çiğdemtepe Teknik ve Endüstri Meslek Lisesinde, Önlisans eğitimini Karadeniz Teknik Üniversitesi Elektronik Teknolojisi bölümünde, Lisans Eğitimini Sinop Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümünde aldı. Şu anda Bayburt Üniversitesi Makine Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans programında devam etmektedir.

