



**T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**MERKEZ ALICILI GÜNEŞ KULESİ SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ
VE PERFORMANS OPTİMİZASYONU**

MERVE SEVİPTEKİN KIZAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

AĞUSTOS-2022

BATMAN

Her Hakkı Saklıdır



**T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
SOSYAL BİLİMLER ENSTİTÜSÜ**

TEZ KABUL VE ONAYI

Dr. Öğr. Üyesi Hasan Oktay danışmanlığında Merve SEVİPTEKİN KIZAR tarafından hazırlanan “Batman ili için güneş kulesi sisteminin enerji ve ekserji analizi ve performans optimizasyonu” adlı tez çalışması 25/08/2022 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine mühendisliği Anabilim/Anasanat Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Rasim BEHÇET

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Hasan OKTAY

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Zerraki IŞIK

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Osman PAKMAN
Lisansüstü Müdürü V.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Merve SEVİPTEKİN KIZAR

Tarih: 11.08.2022

ÖZET
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MERKEZ ALICILI GÜNEŞ KULESİ SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ
VE PERFORMANS OPTİMİZASYONU

Merve SEVİPTEKİN KIZAR

Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hasan OKTAY

2022, 88 Sayfa

Jüri

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hasan OKTAY
Prof. Dr. Rasim BEHÇET
Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Zerraki IŞIK

Sanayi Devrimi ile artan enerji talebi, dünyanın fosil kaynaklarının hızla tükenmesine yol açmış ve bu durum insanları tükenmeyen ve yenilenebilen enerji kaynaklarını kullanmaya zorunlu hale getirmiştir.

Bu tez çalışmasında Solar II güneş-buhar santralinin güç santralinin bir Rankine çevriminin termodinamik I. ve II. kanun analizleri gerçekleştirilmiştir. Çevrim içinde etkiyen her bir parametrenin (basınç, sıcaklık vb.) sistem ve güç çevrimine etkileri analizler yapılarak sistemsel olarak incelenmiştir. Bu amaçla öncelikle mevcut Solar II sisteminin özellikleri temel alınarak sistem denklemleri EES programına tanımlanmıştır. Mevcut alıcıdaki ısı transfer akışkanının (HTF) özellikleri Rankine buhar-güç çevriminde kullanılan çalışma akışkanı olan buharın özellikleri sisteme girdi olarak verilerek farklı konfigürasyonlarda mevcut sistemsel çıktıları program kullanılarak elde edilmiştir. Tasarım çevrimi, çevrimin boyutlandırma parametrelerini 0,33'e eşit verimle istenen bir elektrik gücü değerine (10 MW) uyacak şekilde tanımlamak için kurulmuştur. Daha sonra, EES programında elde edilen sistem özellikleri ile Solar II sisteminin gerçek verileri karşılaştırılarak yazılan programın doğrulaması yapılmıştır. Tesisin performansını ve gücünü artırmak için farklı parametreler incelenerek, verimlilik artışındaki etkileri araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Mühendislik Denklem Çözücü (EES), Rankine çevrimi, Solar II, Termodinamik, Yenilenebilir enerji

ABSTRACT

MS THESIS

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS AND PERFORMANCE OPTIMIZATION OF THE CENTRAL RECEIVER SOLAR TOWER SYSTEM

Merve SEVİPTEKİN KIZAR

**INSTITUTE OF GRADUATE PROGRAMS OF BATMAN UNIVERSITY
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Dr. Öğr. Üyesi Hasan OKTAY

2022, 88 Pages

Jury

Advisor: Asst. Prof. Dr. Hasan OKTAY

Prof. Dr. Rasim BEHÇET

Asst. Prof. Dr. Mehmet Zerraki IŞIK

The increasing energy demand with the Industrial Revolution has led to the rapid depletion of the world's fossil resources, and this has forced people to use inexhaustible and renewable energy resources.

In this thesis study, thermodynamics I. and II. of a Rankine cycle of the power plant of the Solar II solar-steam plant. law analysis was carried out. The effects of each parameter (pressure, temperature, etc.) acting in the cycle on the system and power cycle were analyzed systematically. For this purpose, the system equations were defined to the EES program based on the characteristics of the existing Solar II system. The properties of the heat transfer fluid (HTF) in the existing receiver, the properties of the steam, which is the working fluid used in the Rankine steam-power cycle, are given as input to the system and the current system outputs in different configurations are obtained by using the program. The design cycle was set up to define the sizing parameters of the cycle to fit a desired electrical power value (10 MW) with an efficiency equal to 0.33. Then, the system features obtained in the EES program and the actual data of the Solar II system were compared and the written program was verified. In order to increase the performance and power of the plant, different parameters were examined and their effects on productivity increase were investigated.

Keywords: Engineering Equation Solver (EES), Rankine cycle, Renewable energy, Solar II, Thermodynamics

ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca bu çalışmanın gerçekleşmesinde, yardımını hiç esirgmeden, bir sorun olduğunda hiç çekinmeden kendisine danışabildiğim ve beni büyük bir sabırla dinleyip bana faydalı olmak için elinden gelenin daha fazlasını yapmaya çalışan güler yüzlülüğü ve insani değerlere önem verip kimseyi kırmayan incitmekten bile çekinip herkese yardım etmeye çalışan yapacağım çalışma ile ilgili yılmamam gerektiğini söyleyip bana büyük bir motivasyon desteği veren saygıdeğer tez danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Hasan OKTAY çok teşekkür ederim neşesini samimiyetini gerçekliğini hiç kaybetmeden tek amacı insan kazanmak olduğunu söyleyen ve bunu ciddi anlamda davranışa dönüştüren bana büyük yardımda bulunarak tez boyunca hep yanımda olarak tüm bilgi ve tecrübesini esirgmeden benimle paylaşan danışmanıma çok teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında beni yüreklendiren, başta canım babam olmak üzere tüm aileme şükranlarımı sunarım.

Merve SEVİPTEKİN KIZAR
BATMAN-2022

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
1.GİRİŞ	1
2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3.GÜNEŞ ENERJİSİ VE GÜNEŞ ENERJİSİNDEN ELEKTRİK ÜRETİM YÖNTEMLERİ	15
3.1. Güneş	15
3.2. Türkiye'nin Güneş Enerji Potansiyeli	16
3.3. Güneş Enerjisinden Elektrik Üretim Yöntemleri	21
3.3.1. Aktif sistemler	22
3.3.1.1. Güneş panelleri (PV sistemler)	22
3.3.1.2. PV sistem ve uygulamaları	22
3.3.1.3. Şebekeye bağlı sistemler (grid connected systems)	23
3.3.1.4. Yoğunlaştırılmış fotovoltaik (concentrated photovoltaics)	23
3.3.2. Pasif sistemler	24
3.3.2.1. Düz plaka kollektör (FPC)	25
3.3.2.2. Vakum tüplü kollektör (ETC)	25
3.3.2.3. Linear frensel reflektör (LFR)	26
3.3.2.4. Parabolik çanak sistemler	27
3.3.2.5. Parabolik oluk yoğunlaştırıcı sistemler	28
3.3.2.6. Bileşik parabolik kollektör (CPC)	29
3.3.2.7. Güneş bacası	29
4.MERKEZ ALICILI (KULE) SİSTEMLER	31
4.1. Güneş Kulesi Güç Sistemi Ekipmanları	31
4.1.1. Heliostat	33
4.1.2. Güneş kule alıcısı	35
4.1.2.1. Bölmeli alıcı	35
4.1.2.2. Silindirik alıcı	36
4.1.3. Isı değıştirici	37
4.1.4. Buhar türbini	38
4.1.5. Kondenser	39
4.1.6. Sirkülasyon pompası	40

5.SOLAR II GÜÇ SANTRALİ RANKİNE ÇEVİRİMİ HESAPLAMALARI	41
5.1. Buhar Türbin- Alıcı Çevrimin Termodinamik Modellemesi	44
5.1.1. Enerji analizi.....	44
5.1.2. Ekserji analizi.....	46
6.BULGULAR VE TARTIŞMA	48
6.1. Model Doğrulaması	48
6.2. Türbin Giriş Basıncının Enerji ve Ekserji Verimliliklerine Etkisi	51
6.3. Pampa Giriş Basıncı ve Sıcaklığın Enerji ve Ekserji Verimliliğine Etkisi	53
6.4. Açık Besleme Su Isıtıcılarına Giren Buhar Miktarının Enerji ve Ekserji Verimliliklerine Etkisi.....	57
6.5. Türbin ve Pompa Termodinamik Özelliklerinin Enerji ve Ekserji Verimliliklerine etkisi.....	63
6.6. Çevrimde Yer Alan Eşanjörlerin Birincil ve İkincil Kanun Verimliliklerine Etkisi.....	67
6.7. Alıcı Özelliklerinin Enerji ve Ekserji Verimliliğine Etkisi	78
7.SONUÇLAR VE ÖNERİLER	79
KAYNAKÇA.....	82
<u>ÖZGEÇMİŞ</u>	88

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

α	: Dış boya emicilik değeri
η	: I. Kanun (enerji) verimliliği
η_P	: Pompa izantropik verimliliği
η_{TR}	: Türbin izantropik verimliliği
Ψ	: Ekserji verimliliği
$\dot{m}$	: Kütleli debi
y	: Açık besleme hattı II su ısıtıcılarına giren buhar miktarı
z	: Açık besleme hattı I su ısıtıcılarına giren buhar miktarı
$\dot{Q}$	: Toplam ısı transfer değeri
Σ_x	: II. Kanun (ekserji) verimliliği
P	: Basınç
T	: Sıcaklık
h	: Entalpi
s	: Entropi

Semboller

η	: Enerji verimliliği
η_{II}	: Ekserji verimliliği
η_{ar}	: Merkez alıcı enerji-ekserji verimliliği
P_1	: Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değeri
P_5	: Pompa giriş basınç değeri
T_5	: Pompa giriş sıcaklık değeri
$\dot{Q}_{dot}$	: Toplam ısı transfer değeri

Kısaltmalar

EPSİLON	: Etkinlik kat sayısı
NTU	: Isı transfer miktarı
SIGMA	: II. Kanun (ekserji) verimliliği
UA	: Isı transfer alanı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Harici Borulu Bir Alıcının Isıl Analizi için Oluşturulmuş Hesaplama Şeması.....	5
Şekil 2.2. a) Geleneksel Harici Borulu Alıcı.....	6
b) Bayonet Alıcı Şeması.....	6
c) Bayonet Alıcının Bir Panelinin Şeması.....	6
Şekil 2.3. Alıcı Borularındaki Gözenekli Yapı Konfigürasyonları.....	6
Şekil 2.4. a) Alıcı Üzerindeki 40 MW'lık Işınım Haritası.....	7
b) Modellenen Basitleştirilmiş Solar Alıcısı.....	II
2511865.....	7
Şekil 2.5. Solar II Alıcısı.....	12
Şekil 2.6. Solar II Alıcısında Tuz Eriyiğinin Paneller Arasında İzlediği Yol.....	14
Şekil 3.1. Güneş Enerjisinden Elde Edilen Isıl, Elektrik ve Hibrit Sistemler.....	16
Şekil 3.2. Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli Atlası.....	17
Şekil 3.3. Türkiye'de Aylar İçerisindeki Bir Günlük Toplam Güneş Radyasyonu ve Toplam Güneşlenme Süresi.....	18
Şekil 3.4. Türkiye Global Radyasyon, Güneşlenme Süresi ve PV Tipi Alan Üretebilecek Enerji Değerleri.....	19
Şekil 3.5. Türkiye'de Yıllara göre Kurulu Güç.....	19
Şekil 3.6. Türkiye'nin Toplam Elektrik Üretimi İçerisindeki Yüzdelik Pay(%).....	20
Şekil 3.7. Güneş Enerjisinden Elektrik Üretimi için Uygulanan Yöntemler.....	22
Şekil 3.8. Düz Plaka Toplayıcısı 3 Boyutlu Şematik Görünümü.....	25
Şekil 3.9. Vakum Tüplü Kollektör.....	26
Şekil 3.10. Doğrusal Frensel Reflektör Gösterimi.....	27
Şekil 3.11. Parabolik Çanak Sisteminin Gösterimi.....	27
Şekil 3.12. Parabolik Oluklu Sistem.....	28
Şekil 3.13. Bileşik Parabolik Kollektör.....	29
Şekil 3.14. Güneş Bacası Sisteminin Çalışma Prensibi.....	30
Şekil 4.1. Güneş Kulesi Genel Sistemi Şematik Gösterimi.....	31
Şekil 4.2. Güneş Kulesi Santralının Şematik Diyagramı.....	32
Şekil 4.3. Güneş Kulesi Yeni Teknolojik Tasarımının Şematik Diyagramı.....	33
Şekil 4.4. Kule Tipi Yoğunlaştırılmış Güneş Sistemleri.....	34
Şekil 4.5. Parabolik Yoğunlaştırılmış Güneş Sistemi.....	34
Şekil 4.6. Güneş Kulesi Genel Alıcı Görüntüsü.....	35
Şekil 4.7. Bölmeli Alıcı.....	36
Şekil 4.8. Silindirik Alıcı.....	37
Şekil 4.9. Isı Değiştirici.....	37
Şekil 4.10. Buhar Türbini.....	38
Şekil 4.11. Kondenser.....	39
Şekil 4.12. Sirkülasyon Pompası.....	40
Şekil 5.1. Güç bloğunun modellenmesinde kullanılan rancine döngüsü konfigürasyonu.....	41
Şekil 5.2. Rejenerasyonlu rankine çevrimi için sıcaklık-entropi diyagramı.....	42
Şekil 6.1. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin sistem ve çevrim verimliliğine etkisi.....	51
Şekil 6.2. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin sistem ve çevrimin ekserji verimliliğine etkisi.....	52
Şekil 6.3. Pompa giriş basınç değerlerinin sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi.....	53
Şekil 6.4. Pompa giriş basınç değerlerinin sistem ve çevrimin ekserji verimliliğine etkisi.....	54
Şekil 6.5. Pompa giriş sıcaklık değerlerinin sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi.....	55
Şekil 6.6. Pompa giriş sıcaklık değerlerinin sistem ve çevrimin ekserji verimliliğine etkisi.....	56
Şekil 6.7. Açık besleme hattı II su ısıtıcılarına giren buhar miktarının sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi.....	57
Şekil 6.8. Açık besleme hattı II su ısıtıcılarına giren buhar miktarının sistem ve çevrimin ekserji verimliliğine etkisi.....	58
Şekil 6.9. Açık besleme hattı I su ısıtıcılarına giren buhar miktarının sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi.....	59

Şekil 6.10. Açık besleme hattı I su ısıtıcılarına giren buhar miktarının sistem ve çevrimin ekserji verimliliğine etkisi.....	60
Şekil 6.11. Pompa giriş basınç değerlerinin açık besleme hattı I ve II'nin ekserji verimliliğine etkisi.....	61
Şekil 6.12. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin açık besleme hattı I ve II'nin ekserji verimliliğine etkisi.....	62
Şekil 6.13. Türbin izantropik verimliliğinin I. kanun sistem ve çevrim verimliliklerine etkisi.....	63
Şekil 6.14. Pompa izantropik verimliliğinin I. kanun sistem ve çevrim verimliliklerine etkisi.....	64
Şekil 6.15. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin yüksek basınçlı (HP), orta basınçlı (MP) ve düşük basınçlı (LP) türbinlerin ekserji verimliliklerine etkisi.....	65
Şekil 6.16. Pompa giriş basınç değerlerinin yüksek basınçlı (HP), orta basınçlı (MP) ve düşük basınçlı (LP) türbinlerin ekserji verimliliklerine etkisi.....	66
Şekil 6.17. Pompa giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer miktarına etkisi.....	67
Şekil 6.18. Pompa giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer alanına etkisi.....	68
Şekil 6.19. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer miktarına etkisi.....	69
Şekil 6.20. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer alanına etkisi.....	70
Şekil 6.21. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin kondenserin toplam ısı transfer değerine etkisi.....	71
Şekil 6.22. Pompa giriş basınç değerlerinin kondenserin ekserji verimliliğine etkisi.....	72
Şekil 6.23. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer miktarına etkisi.....	73
Şekil 6.24. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer alanına etkisi.....	74
Şekil 6.25. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının etkinlik katsayısına etkisi.....	75
Şekil 6.26. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcıdan elde edilen ısı transfer değerinin değişimi.....	76
Şekil 6.27. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ekserji verimliliğine etkisi.....	77
Şekil 6.28. Dış boya emiciliğinin merkez alıcı enerji-ekserji verimliliğine etkisi.....	78

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1. Solar Two Merkezi Alıcının Teknik Özellikleri.....	13
Çizelge 3.1. Türkiye'nin Yıllık Toplam Güneş Enerjisi Potansiyelinin Bölgelere Göre Dağılımı.....	18
Çizelge 5.1. Hitec,HitecXLve güneş tuzunun sıcaklığının bir fonksiyonu olarak termofiziksel özellikleri.....	42
Çizelge 5.2. Solar II güç santralinin parametreleri.....	43
Çizelge 6.1. Her bir noktanın termodinamik değerleri.....	49
Çizelge 6.2. Rankine güç modelinin doğrulamas.....	49



1. GİRİŞ

Sanayi Devrimi ile artan enerji talebi, dünyanın fosil kaynaklarının hızla tükenmesine yol açmıştır. Yağma ve kara savaşlarının yerini enerji savaşları almaya başlamıştır. Özellikle, birbirini izleyen birinci ve ikinci dünya savaşları ve 1974'teki petrol krizi, dünyanın dört bir yanındaki ülkeleri büyük ölçüde etkilemiştir. O zamandan beri yükselen petrol fiyatları, enerji ekonomisini büyük oranda arttırmıştır. Böylece özellikle 1974 petrol krizinden sonra farklı enerji kaynaklarının değerlendirilmesi gündeme gelmiştir [1].

Bunların başında güneş enerjisi gelmektedir. Güneş enerjisi, doğrudan güneş ışığı ile üretilen ve herhangi bir zararlı gaz yaymayan temiz bir enerjidir. Güneşin yaklaşık yüzde 90'ını oluşturan hidrojen çekirdekleri birleşerek helyum çekirdeklerini oluşturur ve bu süreçte büyük miktarda enerji açığa çıkarmaktadır. Güneşte meydana gelen reaksiyonlar sonucu oluşan bu enerjinin bir kısmı Dünya'ya ulaşan ısıma enerjisidir [2].

Bildiği gibi güneş ve çevresindeki gezegenlerden oluşan güneş sistemi dünyanın temel enerji kaynağıdır. Bilhassa yadsınamaz gerçek şu ki, güneş Dünya'daki yaşam için vazgeçilmez bir kaynaktır. Günümüzde kullanılan çeşitli enerji kaynaklarının çoğu, güneşin neden olduğu olaylar sonucunda oluşmakta veya oluşmuştur. Dünya güneş enerjisiyle aydınlatılabilir, su döngüsü yağış sağlayabilir ve en önemlisi fotosentez yoluyla yaşamı destekleyebilir [1].

Petrol ve doğalgaz kaynaklarının azalması ile veya bu kaynakların bulunmadığı ülkelerde artan enerji talebiyle baş etmek zor olmaktadır. Bu nedenle, daha düşük maliyetli ve daha temiz yenilenebilir enerji kaynaklarına geçmek bu sorunun üstesinden gelinmesine yardımcı olmaktadır. Güneş enerjisinin elektrik üretimindeki artan payı ile birlikte bu alandaki araştırmaların önemi giderek artmaktadır [2].

Gerçekte, bütün enerji kaynakları güneşten türemiştir. Üretilen miktara göre enerji, "birincil enerji" ve "ikincil enerji" olmak üzere iki kategoriye ayrılabilir [3]. Birincil enerji, fosil enerjisini (kömür, petrol vb.), hidrolik enerjiyi ve nükleer enerjiyi içerir ve ikincil enerji, güneş enerjisi, jeotermal enerji, gelgit enerjisi, dalga enerjisi, rüzgar enerjisi, fisyon enerjisi vb. enerjidir. Günümüzde birincil kaynaklar büyük ölçüde enerji üretimi için kullanılmaktadır. Temel enerji kaynakları hızla tükeniyor ve dünya nüfusu devamlı olarak artıyor. Dünya nüfusunun enerjiye olan ihtiyacı, enerji açığını artırmaktadır [4].

Yenilenebilir enerji kaynaklarının bir diğer avantajı da enerji üretimi sırasında çevreye neredeyse hiç zarar vermeleridir. Sera etkisi yaratarak küresel ısınmaya ve iklim değişikliğine katkıda bulunan CO₂ emisyonları ile petrol ve kömür başta olmak üzere yakıtların yanması sonucu oluşan SO_x, NO_x, toz gibi kirleticilerin emisyonları atmosferi ve çevreyi olumsuz yönde etkilemektedir. Düşük kaliteli yerli linyitin, özellikle kalori değeri düşük, kül ve kükürt içeriği yüksek kömürün kullanılması hava kirliliğinin daha çok artmasına sebep olmaktadır. Fosil yakıt kaynaklarının çoğu sanayileşmiş ülkeler tarafından kullanılmaktadır. Bu ülkeler az kaynağa ve küçük nüfusa sahip olsalar da, büyük miktarda kaynak kullanmaktadırlar [5].



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür incelendiğinde güneş kulesi alıcıları ile ilgili çok az deneysel çalışma bulunmaktadır. harici borulu alıcının sayısal çalışması alıcı geometrisinin basitleştirilmiş bir modeli oluşturularak yapılmıştır. ANSYS Fluent yazılımı, sayısal çalışmalar için sıklıkla kullanılmaktadır. Bu yazıda, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı kullanılarak harici borulu alıcılarının verimliliğini artırmaya yönelik bir çalışma incelenmiştir. Bu nedenle literatür araştırması kapsamında harici tüp alıcıların sayısal modellemesi ve hesaplamaları ile ilgili yayınlar ve verimi artırmaya yönelik çalışmalar incelenmiştir.

Yapılan bir çalışmada bir güneş kulesi güç üretim sistemi için uygun olabilecek bir alıcı tasarımı üzerinde çalışılmış ve sıcaklık ve güç çıkışının nasıl değiştiği gösterilmiştir [6].

Yapılan diğer bir çalışmada ısı transfer akışkanları olarak tuz çözeltilerini kullanan güneş kulesi sistemlerinin enerji ve ekserji analizi için teorik bir çerçeve sunulmuştur. Her bileşendeki ve sistemdeki enerji ve ekserji kayıpların değerlendirilmiştir. Sonuçlar, enerji kaybının esas olarak güç döngüsü sisteminde meydana gelmesine rağmen, en büyük ekserji kaybının alıcıda ve daha sonra heliostat alan sisteminde meydana geldiğini göstermiştir [7].

Colomer ve diğerlerinin yapmış oldukları çalışmada, güneş kulesi alıcılarında ısı transferi ve akış dinamiğinin ayrıntılı modellemesi için bir yöntem önermektedir. Alıcı modelini 4 alt modele bölerek sayısal çözümler gerçekleştirmişlerdir. Bunlar: ısı iletimi, iki fazlı akış, ışıınım ve doğal taşınımdır [8].

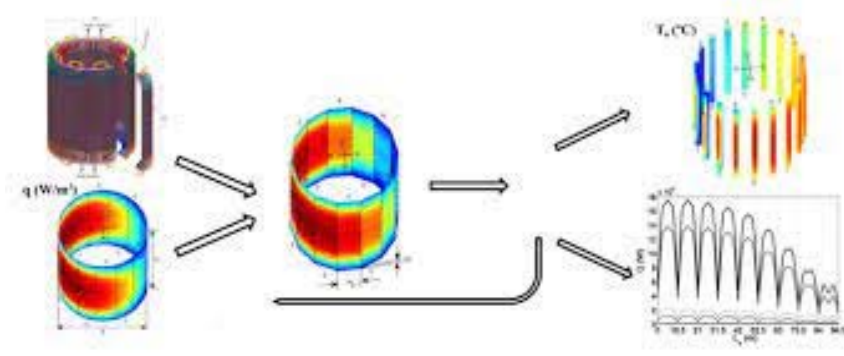
Enerji analizine bağlı olan bir çalışmada, bir güneş kulesinin performansını enerji depolama olmaksızın modellemek ve simüle etmek için matematiksel bir model geliştirilmiş ve dört alt sisteme ayrılmıştır: heliostat alanı, boşluk alıcısı, buhar üretim sistemi ve güç dönüştürme sistemi (Rankine çevrimi). Alıcı yüzey sıcaklığının ve alıcı yüzey alanının boşluklu alıcı verimliliği ve buhar kütle akışı üzerindeki etkilerini araştırılmıştır. Alıcıya gelen ısı akışı, emilen enerji ve ısı kaybı gibi diğer parametrelerin etkileri de araştırılmıştır. Sonuç olarak, her bir buhar kütle akışı, alıcının yüzey sıcaklığı ile alıcının yüzey alanı için optimum alıcı verim değerlerinin olduğunu göstermişlerdir [9].

Jianfeng ve diğerleri tarafından yapılan çalışmada, tek yönlü konsantre güneş radyasyonu altında bir harici alıcı borunun ısı transferi ve absorbsiyon özelliklerini teorik olarak incelemişlerdir. Hesaplama sonuçlarına göre, genel olarak boru hattının absorbsiyon verimi, debinin artması ve boru hattının uzunluğunun azalması ile artmakta ve güneş akısının optimal olarak yoğunlaştığı zaman maksimum değere ulaşmaktadır [10].

Yapılan diğer bir çalışmada güneş kulesi tesislerinde tuz eriyiği ile çalışan alıcıların ısı transfer performansı ve termal verimliliği arasındaki etkileşimi deneysel olarak araştırılmıştır. Yüksek sıcaklıklarda ve yüksek ısı akışlarında düz ve sarmal boruların davranışını incelemek için bir test düzeneği kurulmuştur. Deney sonuçlarında sarmal borudaki ısı transferi gelişiminin ve Nusselt sayısının düz borunun 3 katı olduğu ve 400-1200 aralığında olduğu görülmüş olup, spiral borunun duvar sıcaklığının düz borudan 30°C daha düşük olduğunu belirlenmiştir. Deneysel sonuçlar, alıcıda sarmal boru kullanımının ısı transfer performansını iyileştirdiğini ve radyasyon ve konveksiyon kayıplarını önemli ölçüde azalttığını göstermiştir [11].

Yapılan bir çalışmada sarmal yivli boru alıcının ısı transfer performansını teorik olarak incelemişlerdir. Düz ve sarmal oluklu borularda erimiş tuz için genel ısı transferi denklemleri kullanılarak endotermik sürecin fiziksel bir modeli oluşturulmuştur. Hesaplama sonuçlarına göre alıcı içindeki konvektif ısı transferi endotermik süreci önemli ölçüde artırmaktadır. Ayrıca, duvar sıcaklığı düştüğünde akış hızı, yiv yüksekliği ve absorbsiyon verimi artmıştır [12].

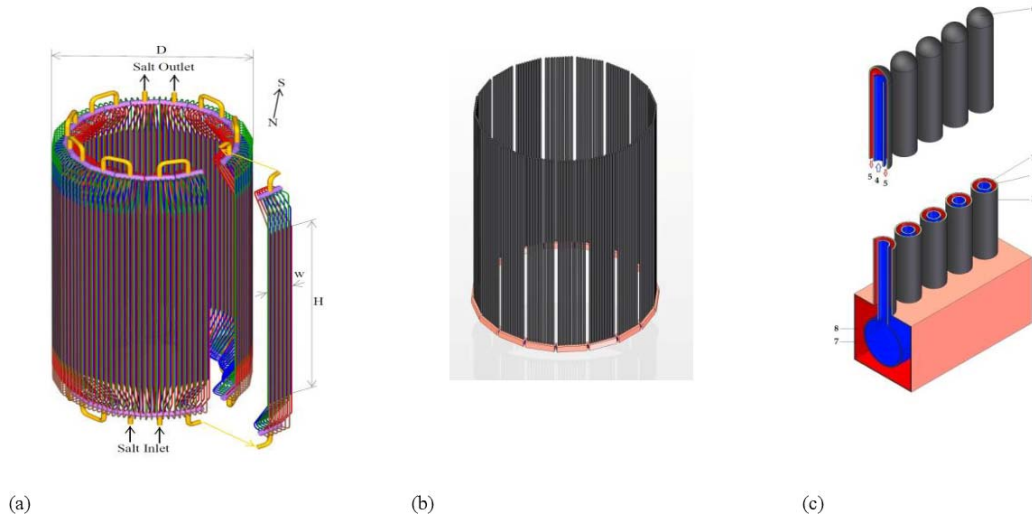
Rodriguez-Sanchez ve diğerleri tarafından alıcının termal modeli sunulmuştur. Alıcıya gelen radyasyon, tuz eriyiği ile çalışan harici borulu bir alıcı kullanılarak alıcı boru olmaksızın düz paneller şeklinde bir çokgen olarak modellenmiş ve çizilmiştir. Bu panellerin her biri belirli sayıda hücreye bölünmüş ve her hücreye sabit bir ısı akısı değeri verilmiştir. Simülasyonu basitleştirmek için, çevreleyen boruların etkileri dikkate alınarak her panel için tek bir boru simüle edilmiştir. Problemler yinelemeli bir süreçle çözülmüştür. Alıcı üzerinde termal, mekanik ve akışkanlar dinamiği analizleri yapılmıştır. Termal analiz, radyasyon kayıplarının literatürden daha yüksek olduğunu ve dolayısıyla termal verimliliğin de daha düşük olduğunu göstermektedir. Ayrıca, en yüksek sıcaklıklar ve termal gerilmeler alıcının doğu ve batı panellerinde bulunmuştur [4]. Şekil 2.1’de Harici borulu bir alıcının ısı analizi için oluşturulmuş hesaplama şeması gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Harici borulu bir alıcının ısı analizi için oluşturulmuş hesaplama şeması [4]

Diğer bir çalışmada aktarılabilirliği olan veya olmayan tek veya çoklu akış yolları dahil olmak üzere dış boru alıcılarındaki ısı transfer akışkanları için farklı akış yollarını araştırılmış, farklı akış yollarının alıcı üzerindeki etkisini incelenmiştir [13].

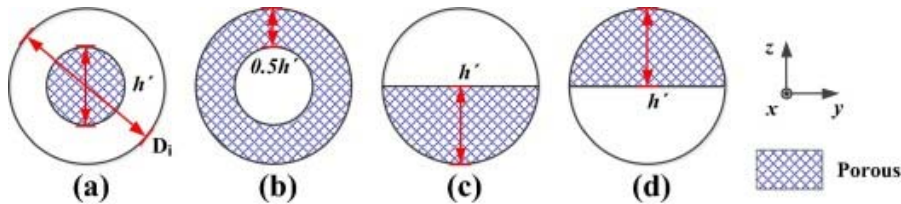
Rodriguez-Sanchez ve diğerleri, alıcının termal ve mekanik özelliklerini iyileştirmek için yeni bir harici alıcı tasarımı önermişlerdir. Bu yeni harici alıcı (Şekil 2.2), bayonet borulardan oluşan dikey panellerden oluşur. Her bayonet borunun bir iç boru ve iç boruyla eş merkezli olan bir dış borusu vardır. Isı transfer akışkanı, iç borudan ve iki boru arasındaki halka şeklindeki boşluktan akmaktadır. Alıcı üzerinde deneysel veri olmaması nedeniyle, harici alıcı kuralı ve bayonet kavramları, basitleştirilmiş sayısal simülasyonlar kullanılarak karakterize edilmiştir. Elde edilen sonuçlar; tuz çözeltisi, film, duvar sıcaklık değişimi ve termal verimliliğidir. Akış yönüne bağlı olarak, bayonet alıcı için iki çalışma modu belirlenmiştir: Bunlar iç bayonet ve dış bayonettir. Her iki konfigürasyonda da duvar ve film sıcaklıklarında benzer sonuçlar elde edilmiştir. Bayonet alıcı ve geleneksel alıcı; 84°C'ye kadar maksimum film sıcaklığı ve 100°C'ye kadar maksimum duvar sıcaklığı talep etmişlerdir. Sonuç olarak, erimiş tuzun korozyon hızı ve tuzun ayrışma hızı azalmıştır. Düşük duvar sıcaklığının da ısı kaybını azalttığı düşünüldüğünde alıcı veriminde %2'lik bir artış gözlemlenmiştir [14].



Şekil 2.2. a) Geleneksel harici borulu alıcı b) Bayonet alıcı şeması c) Bayonet alıcının bir panelinin şeması [14]

Başka bir çalışmada, yoğunlaştırıcı sistem alıcıları için geliştirilen seramik-metal seçici yüzeylerin kararlılığını deneysel olarak araştırılmıştır. Test edilen seçici yüzeylerin, absorpsiyon ve emisyon özelliklerini değiştirmeden ortalama 3000 saat boyunca 450°C 'ye kadar sıcaklıklarda çalışabileceği ortaya konmuştur [15].

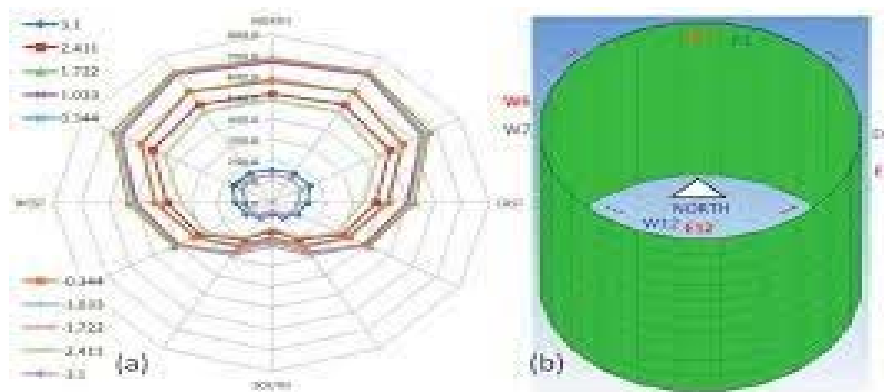
Yapılan diğer bir çalışmada, gözenekli bir alıcıda türbülanslı akışın konvektif ısı transferi ve ortamdaki homojen olmayan ısı akısı üzerindeki etkisini sayısal olarak araştırılmıştır. İçinden tuz eriyiğinin geçirildiği, farklı gözenekli yapılara sahip metal köpükten yapılmış dört tip alıcı boru simüle edilmiştir (Şekil 2.3). Gözenekli yapının doluluk oranı, ısı iletkenlik, gözeneklilik ve Reynolds sayısı gibi parametreler analiz edilmiştir. Çalışma sonucunda en uygun termal veya hidrodinamik özelliklere sahip modellerin yatay silindirik (Şekil 2.3.c ve d) ve yatay silindirik oluklu (Şekil 2.3. b) gözenekli yapılar olduğu belirlenmiştir [16].



Şekil 2.3. Alıcı borularındaki gözenekli yapı konfigürasyonları [16]

Solar Two merkezi alıcısındaki ışımsal ve konvektif kayıpları değerlendirilen bir çalışmada, karakterizasyon için ANSYS Fluent kullanılmıştır. Alıcı, 5,1 m çapında silindirik, borusuz düz bir panel olarak 3D modellenmiştir ve alıcı bağlantı boruları modellenmemiştir. Isı kaybını analiz etmek için, alıcının etrafına 30 m genişliğinde ve 36 m uzunluğunda bir hava hacmi çizilmiştir. Çalışmada, alıcı üzerindeki düzgün ısı akısı ve DELSOL kodu tarafından üretilen düzgün olmayan ısı akısı olmak üzere iki sınır koşulu kullanılmıştır. Solar II deney sonuçlarında iletim, konveksiyon ve radyasyon kayıplarının toplamının alıcı radyan gücünün yaklaşık %7'si kadar olduğu gösterilmiş, simülasyon sonuçlarında ise olayın yaklaşık %6'sının gerçekleştiği analiz sonuçlarından görülebilmektedir. Radyasyon, iletim kaybı hariç, konveksiyon ve radyasyon kayıplarıdır. Simülasyon sonuçları Kraabel ve Çengel tarafından önerilen taşıma korelasyonu ile karşılaştırıldığında, simülasyonda yüzey pürüzlülüğünün dikkate alınması gerektiği görülmüştür. Bu çalışma, alıcı tasarımı için kullanılabilecek bir model sunmakta ve mevcut taşınım korelasyonlarının harici güneş kulesi alıcılarının analitik değerlendirmesi için uygun olup olmadığını göstermektedir [17].

Zanino ve diğerlerinin yaptıkları bir çalışmada, Fluent'te bulunan Reynolds Mean Navier-Stokes (RANS) tipi türbülans modelinin seçiminin Solar II merkezi alıcısındaki taşınım ısı kaybı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Alıcı 5.1m iç çap ile 24 gen olarak modellenmiş ve SA, k- ϵ ve k- ω türbülans modelleri test edilmiştir. Şekil 2.4'de DELSOL kullanılarak oluşturulan alıcıdaki radyasyon modelini göstermektedir. Heliostattan alıcı yüzeyine yansıyan toplam ısıl güç yaklaşık 42 MW iken, Pyromark boyasından kaynaklanan %5'lik yansıma kaybı çıkarılarak 40 MW'lık bir harita oluşturulmuştur.



Şekil 2.4. a) Alıcı üzerindeki 40 MW'lık ısıtım haritası b) Modellenen basitleştirilmiş Solar II alıcısı [18]

Seçilen türbülans modeline bağlı olarak, kararlı durumda hesaplanan taşınımsal kayıplar, yüksek rüzgar hızlarında (8,98 m/s) alıcı tarafından emilen toplam gücün %2-3' ve düşük rüzgar hızlarında (1,35 m/s) %1 olarak ölçülmüştür. Düşük hızlı deney sonuçları ile ilgili hata çubuklarında panel kenarlarından kaynaklanan makro pürüzlülük dikkate alınırsa, simülasyon sonuçlarının kaba silindirler için mevcut korelasyon sonuçları ile tutarlı olduğu bulunmuştur [18].

Transferli veya transfersiz tek veya çoklu akış yolları dahil olmak üzere dış boru alıcılarındaki ısı transfer akışkanları için farklı akış yolları üzerinde çalışılmış farklı akış yollarının alıcı üzerindeki etkisini incelemiştir [19].

Racurt ve diğerleri yapmış oldukları diğer bir çalışmada, yoğunlaştırıcı sistem alıcıları için geliştirilen metal-seramik seçici yüzeylerin kararlılığını deneysel olarak araştırmışlardır. Test edilen seçici yüzeylerin, absorpsiyon ve emisyon özelliklerini değiştirmeden 450°C'ye kadar olan sıcaklıklarda ortalama 3000 saat çalışabileceği ortaya konmuştur [20].

Shah ve Gupta, atmosferik basınçta paslanmaz elik yüzeylere tungsten mikro ve nano parçacıkları lazerle sinterleyerek spektral olarak seçici yüzeyler rettirir. Bu alışma, konsantre güneş enerėisi geri dönüşüm kaplamalarının üretimi için mikro/nano tungsten parçacıklarının lazerle sinterlenmesine ilişkin ilk başarılı deneysel çalışmadır. Testlerde seçici yüzeyler için soğurma ve emisyon değerleri ölçülmüştür. 300K'da %11,6 termal yayıcılığa sahip seçici bir yüzeyin emiciliği %83'tür [21].

Yapılan diğer bir çalışmada, çok ince bir MgF₂ ara parçası ve tungsten bazlı film üzerine yerleştirilmiş titanyum ızgaralardan yapılmış nano yapılı seçici bir güneş soğurucusu önerilmiştir. 350°C'ye kadar olan sıcaklıklarda optik özelliklerin neredeyse hiç değişmediğini ve sonuçta ortaya çıkan seçici yüzeyin 0.9'luk bir soğurma ile karakterize edildiğini deneysel olarak göstermişlerdir. Üretilen metalmalzemenin 100°C'de %78 ve 400°C'de %80 ve 25 yoğuşma oranı ile güneş ısı verimine sahip olduğu tahmin edilmektedir. Tasarım sürecinde daha iyi üretim süreci ve geometri optimizasyonu ile performansın daha da geliştirilebileceğini ne sürmüşlerdir [22].

Yapılan diğ er bir çalışmada, yüksek performanslı çok katmanlı nano yapılara dayalı yeni bir spektral seçici kaplama tasarımı  onerilmiştir. Etkili ara teori, kaplamaların yüksek optik performansını elde etmek için yeni yapıların optimal tasarımını   ng rm şlerdir. Tasarımın uygulanabilirliğini göstermek için yaklaşık 10 nm ila 10  m arasındaki boyutlar üretilmiştir. Bu yapıların optik ölçümlerine dayanarak, 500 C'de %90-95 güneş soğurma ve %30 kızılötesi yayma elde edilmiştir. Yüksek sıcaklıkta konsantre güneş enerjisi sistemleri için yüksek termal verimliliğe sahip güneş alıcıları tasarlamak için gelecekte yeni geliştirilen konseptin kullanılabilirliğini   ng rm şlerdir [23].

Günümüzde siyah Pyromark 2500 boyası ticari olarak güneş kulesi alıcılarının dış kaplaması için kullanılmaktadır [24]. Pyromark'ın, binlerce ısıtma ve soğutma döngüsü boyunca 1000 C'ye kadar sıcaklıklara dayanabildikleri için yüksek sıcaklıklarda çalışan güneş alıcılarında kullanıldığı söylenmiştir. Ancak performansı korumak için Pyromark kaplı alıcıların tipik olarak yılda bir veya iki kez yeniden boyanması gerekir. Bu durum da sistemin durmasına neden olmaktadır. Hala daha güvenilir ve dayanıklı kaplamalara ihtiyaç vardır [25]. Pyromark'ın soğurma gücü, sıcaklığa ve çalışma ömrüne bağlı olarak 0,93-0,96 arasında, yayıcılık değeri ise 0,83'tür [26].

Pye ve diğ erleri yaptıkları çalışmada, enerji ve ekserji analizini kullanarak harici bir boru şekli alıcıyı simüle etmişlerdir. Modeller dört farklı çalışma akışkanının davranışını karşılaştırmaktadır: Bunlar güneş tuzu, sıvı metalik sodyum, süper kritik karbon dioksit (sCO₂) ve ideal hava. 300-550 C çalışma aralığında en iyi performans gösterenler sodyum ve güneş tuzlarıdır. Sodyum ve karbon dioksit, yüksek sıcaklık aralığında tercih edilen adaylar olarak kabul edilmiştir [27].

Bellos ve diğ erleri yaptıkları çalışmada, ticari parabolik oluklu kollektörlerde çeşitli gaz halindeki çalışma sıvılarının enerjik ve verimli bir karşılaştırmasını gerçekleştirdiler. Çalışma akışkanları; nitrojen (azot, N), karbon dioksit (CO₂), helyum (He), hava, neon (Ne) ve argon (Ar)'dur. Sonuçlar, He'nin 700 K'ye kadar giriş sıcaklıklarında en iyi çalışan akışkan olduğunu göstermektedir. Öte yandan CO₂, daha yüksek sıcaklık seviyeleri için uygun bir sıvı olarak kabul edilmiştir [28].

Serrano-Lopez ve diğerleri yaptıkları çalışmada, farklı tuz karışımlarının en temel özellikleri (yoğunluk, viskozite, termal iletkenlik ve ısı kapasitesi) sunmuşlardır. Hesaplamalarda veya simülasyonlarda giriş parametreleri olarak kullanım için mevcut en iyi değerleri sağlamak için verileri tablo haline getirip tüm termofiziksel özellikleri grafiksel olarak kontrol etmişlerdir [29].

Pacio ve Wetzel, sıvı metal teknolojisinin mevcut durumuna odaklanmışlardır. Temel gereksinimlere ve önceki deneyimlere dayanarak, üç ana sıvı metal önermişlerdir bunlar: ergimiş kalay (Sn), kurşun-bismut ötektik alaşımı (LBE veya PbBi) ve sodyum (Na)'dır. Her bir sıvı metalin avantajları ve dezavantajları belirtilmiştir [30].

Benoit ve diğerleri yaptıkları çalışmada, sıvı, gaz, süper kritik, iki fazlı ve granüler akışkanlar üzerinde çalışmıştır. Alıcı borular ve ısı transfer akışkanları arasındaki ısı transfer katsayılarını belirlemek için termofiziksel özellikler ve korelasyonlar sunulmaktadır. Sıcaklığın bir fonksiyonu olarak taşınım ile ısı transfer katsayısındaki değişim, seçilen tüm akışkanlar için kararlı çalışma sıcaklığı aralığında gösterilmiştir [31].

Boerema ve diğerleri yaptıkları bir çalışmada, yaptıkları çalışmada, bir güneş kulesi alıcısında iki ısı transfer akışkanı Hitec (%53 KNO₃ + %40 NaNO₂ + %7 NaNO₃) ve sıvı sodyumun mevcudiyetini araştırmışlardır. Sıvı sodyum; geniş çalışma sıcaklığı aralığı nedeniyle güneş enerjisi sistemleri için potansiyel gösterse de, Hitec'e göre yüksek ısı transfer katsayısına ve düşük ısı kapasitesine (Hitec'e göre %30-50 daha düşük) sahiptir. Ayrıca sıvı sodyum, hava ile temasında yanıcı özelliklere sahiptir. Bu çalışmada, alıcıdaki iki akışkanın özelliklerini incelemek için basit bir alıcı modeli geliştirilmiştir. Sıvı sodyum kullanan alıcıların, alıcı alanında %57'lik bir azalma ve mutlak verimlilikte %1.1'lik bir artış ile daha yüksek bir konsantrasyon oranından yararlandığı bulunmuştur. Bununla birlikte, büyük ölçüde artan depolama maliyeti, bu sıvının kullanımının önündeki büyük bir engeldir, bu nedenle sıvı sodyum ile uyumlu alternatif enerji depolama yöntemlerinin geliştirilmesi önerilmiştir. Sonuç olarak, sıvı sodyumun dezavantajlarının üstesinden gelinebilirse, yeni nesil güneş enerjisi santralleri için çok çekici bir ergimiş tuz potansiyeli olabileceği sonucuna varılmıştır [32].

Bellos ve diğerleri yaptıkları bir çalışmada, 300 K ile 1300 K arasında geniş bir sıcaklık aralığında parabolik oluklu kollektörlerde kullanım için potansiyel sıvıları araştırmışlardır. Çalışma sıvıları; su, Therminol VP-1, güneş tuzu, sıvı sodyum, hava, karbondioksit ve helyum'dur. Çalışmanın sonuçları, giriş sıcaklığı 800 K olduğunda sıvı sodyumun ekserji verimliliğinin en yüksek (%47,48) olduğunu kanıtlamaktadır. Helyum, karbondioksit ve havanın maksimum ekserji verimleri sırasıyla %42.21, %42.06 ve %40.12'dir. Ayrıca basınçlı su, 550 K'ye kadar olan sıcaklıklar için en iyi çalışma ortamı iken, 1100 K'nin üzerindeki sıcaklıklar için tek çözüm karbondioksit ve helyumdur [33].

Chandra ve diğerleri yaptıkları bu çalışmada, alıcı ile cam arasındaki boşluk boşaltıldığında ve hava ile dolduğunda alıcıdaki ısı kaybını incelemişlerdir. Güneş alıcısının dış yüzeyine, özellikle parabolik oluk tipinde, alıcıdan çevreye olan ısı kaybını azaltmak için cam kaplanır. Bu şekilde alıcıdan yansıyan radyasyon kayıpları alıcı ile cam arasındaki boşlukta yakalanır. Farklı rüzgar hızlarındaki simülasyon sonuçlarına dayanarak, cam çevresindeki konveksiyon kayıplarının doğrudan azalmasıyla cam sıcaklığının düştüğü tespit edilmiştir [34].

Guo ve diğerleri yaptıkları çalışmada, parabolik oluk alıcıların performansını iyileştirmek için çeşitli parametreleri araştırmışlardır. Bunlar; ısı transfer akışkanının akışı, ortam sıcaklığı, gelen ışınım açısı ve alıcıdaki ısı kaybı olarak sıralanabilir. Alıcı verimliliği incelendiğinde, cam yüzeyindeki konveksiyon kayıplarının toplam ısı kayıplarının çoğunu oluşturduğu görülebilir. Cam ve alıcı çapındaki artış, yüzey alanını artırır ve bu da ısı kaybını artırır [35].

Akyüz ve diğerleri yaptıkları çalışmada, fotovoltaik sistemlerde yeni ve klasik ekserji verimliliği yöntemlerini karşılaştırmışlardır. Akyüz ve diğerleri çalışmalarında, Türkiye'de kurulu olan fotovoltaik sistemlerden elde ettikleri gerçek deneysel verileri kullanarak iki durum için de ekserji verimliliği değişimleri araştırılmıştır. Matlab-simulink programında yeni yazılım kullanılarak geleneksel ekserji verimleri ve yeni ekserji verimleri analiz edilmiştir. Yeni yöntemin ekserji verimliliği genellikle klasik yöntemle göre daha düşüktür. En yüksek ekserji veriminin düşük rüzgar hızında ve ortam sıcaklığında ve yüksek güneş radyasyonunda elde edilebileceği sonucuna varmışlardır [36].

Yerli ve diğerkleri yaptıkları bu çalışmada, yaptıkları bu çalışmada, meteorolojik parametrelerin fotovoltaik sistemlerin güç üretimi üzerindeki etkisini detaylı olarak tartışmışlardır. Yapılan deneylerde İstanbul iklim koşullarında farklı zaman aralıklarında rüzgar şiddeti, akım, gerilim, atmosfer sıcaklığı, güneş radyasyonu, bağıl nem, difüz radyasyonu ve fotovoltaik hücre sıcaklığı değerleri ölçülmüştür. Ölçüm verilerini analiz etmek için Matlab programı kullanılarak kod yazılmıştır. Analizden elde edilen grafiklerden fotovoltaik panellerin güç üretimini hangi meteorolojik parametrenin artıracakını veya azaltacağını belirtmişlerdir [37].

Papagorgiou, güneş kulesi sistemlerinin verimliliğini araştırmıştır. Bu sistemin analizinde verimi %80 olarak kabul edilmiş ve ana boyutları, görev faktörü ve kollektör giriş koşullarının sistem üzerindeki etkisi incelenmiştir [38].

Pacheco, Solar II alıcısının verimliliğini, çalışma sıcaklığına ve rüzgar hızına göre hesaplamalar yapmaktadır. Solar II'nin Şekil 2.5'de nasıl gösterildiğini belirlemek için 1 yıldan fazla süren testler yapmıştır. 42,2 MW termal güç kapasiteli 6,2 m yüksekliğinde bir borudan oluşan harici borulu tip alıcıdır. Her biri 2,1 cm dış çapa ve 1,2 mm et kalınlığına sahip 32 paslanmaz çelik borulardan yapılmış 24 adet panelden oluşmaktadır. Alıcının içindeki ısı transferi sıvı olarak nitrat tuzu veya güneş tuzu (%60 NaNO₃, %40 KNO₃) olarak da bilinen bir tuz çözeltisi kullanılmaktadır. Alıcı boruların dış yüzeyi yüksek sıcaklığa dayanıklıdır ve heliostatlardan yansıyan radyasyonun %95'ini emen siyah Pyromark boyası kullanılarak kaplanmıştır. Şekil 2.5' de Solar II alıcısı ve Çizelge 2.1'de alıcının teknik özellikleri gösterilmiştir [39].

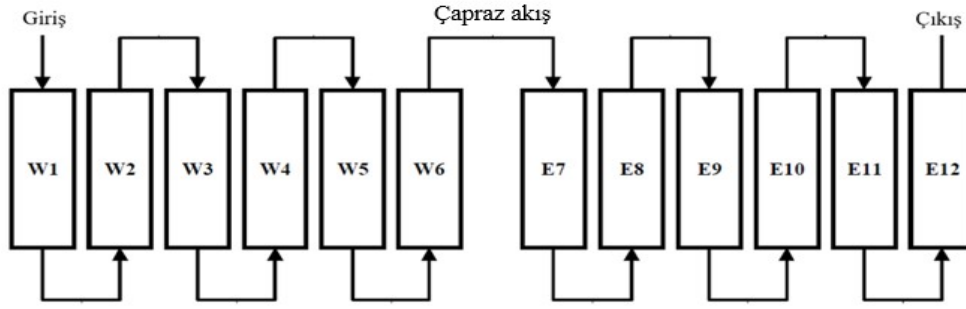


Şekil 2.5. Solar II alıcısı [39]

Çizelge 2.1. Solar II merkezi alıcının teknik özellikleri [39]

Alıcı tipi	Silindirik harici borulu
Alıcının ısı gücü	42,2 MW
Isı transfer akışkanı	Tuz eriyiği (%60 NaNO ₃ ve %40 KNO ₃)
Isı transfer akışkanının giriş sıcaklığı	290°C
Isı transfer akışkanının çıkış sıcaklığı	565°C
Alıcının dayanabileceği en yüksek ısı akısı	800 kW/m ²
Alıcıya gelen ortalama ısı akısı	430 kW/m ²
Boru malzemesi	316H Paslanmaz çelik
Panel sayısı	24
Her bir paneldeki boru sayısı	32
Borunun dış çapı	2,1 cm
Borunun et kalınlığı	1,2 mm
Alıcının yüksekliği	6,2 m
Alıcının çapı	5,1 m
Alıcının yüzey alanı	99,3 m ²
Alıcının dış malzemesi	Siyah Pyromark boya
Alıcının yerden yüksekliği	76,2 m

Solar II alıcısının en önemli özelliklerinden biri, yüksek sıcaklık elde etmek için ısı transfer akışkanının alıcı içerisindeki kıvrımlı akış şeklinde yol izlemesidir. Tuz çözeltisi alıcıya kuzeydeki W1 ve E1 panellerinden girer. W1 panelinden giren tuz çözeltisi önce batıya doğru W6 paneline kadar kıvrımlı akışla devam ederek W6 panelinden sonra doğu yönündeki E7 panelinde akışa devam etmektedir. E7 panelinden E12 paneline kadar tekrar kıvrımlı akış ile alıcıdan çıkmaktadır. E1 panelinden giren tuz çözeltisi de önce E6 paneline sonra da çapraz akış ile W7 paneline geçer. W7 panelinden de güneydeki W12 paneline kadar kıvrımlı akışla alıcıdan çıkmaktadır. Tuz çözeltisinin alıcı içerisinde izlediği yol Şekil 2.6'da ayrıntılı bir şekilde gösterilmektedir. Akışkanın çapraz akış yapması yani W6 panelinden E7'ye ve E6 panelinden W7'ye doğru devam etmesi, alıcı içerisinde termal dengenin korunması için yapılmıştır [39].



Şekil 2.6. Solar II alıcısında tuz eriyiğinin paneller arasında izlediği yol [39]

Alıcı verimliliği, heliostat alanını iki gruba ayıran power-on yöntemi ile rüzgar hızının bir fonksiyonu olarak ölçülmektedir. Bu metod önemli bir varsayım içermektedir: sabit durumda sabit giriş ve çıkış güneş tuzu sıcaklıkları ve rüzgar hızları, alıcının sıcaklık dağılımı, gelen radyasyon gücünden bağımsızdır. Bu nedenle, termal kayıplar da ısıtım gücünden bağımsızdır. Bu varsayımın tamamen doğruluğu kabul edilmemekle birlikte makul görülmüştür. Çünkü hem taşınım hem de ısıtım kayıpları alıcı üzerindeki yüzey sıcaklığının bir fonksiyonudur. Alıcı yüzey sıcaklıkları, giriş ve çıkış sıcaklıkları ile rüzgar hızları sabit olduğu sürece, gelen ısıtım gücüne göre önemli ölçüde değişmemektedir. Rüzgar hızı aralığında tam ve yarı güçte yürütülen çeşitli alıcı verimlilikleri test edilmiştir. Sonuç olarak, Solar II'nin güneş kulesi alıcısındaki iletim, ısıtım ve taşınım ile ölçülen ısı kayıpları toplamda 2,7-3,0 MWth arasında ölçülmüştür. Deney raporuna göre, alıcıdaki iletim kaybı %0,5 ile %1 arasında değişmektedir. Deneysel verilere dayalı olarak alıcı verimliliği %86-88 arasında değişmektedir. Genel olarak model, alıcının ısı verimliliğini %2 deneysel hata oranıyla öngörmektedir [39].

3. GÜNEŞ ENERJİSİ VE GÜNEŞ ENERJİSİNDEN ELEKTRİK ÜRETİM YÖNTEMLERİ

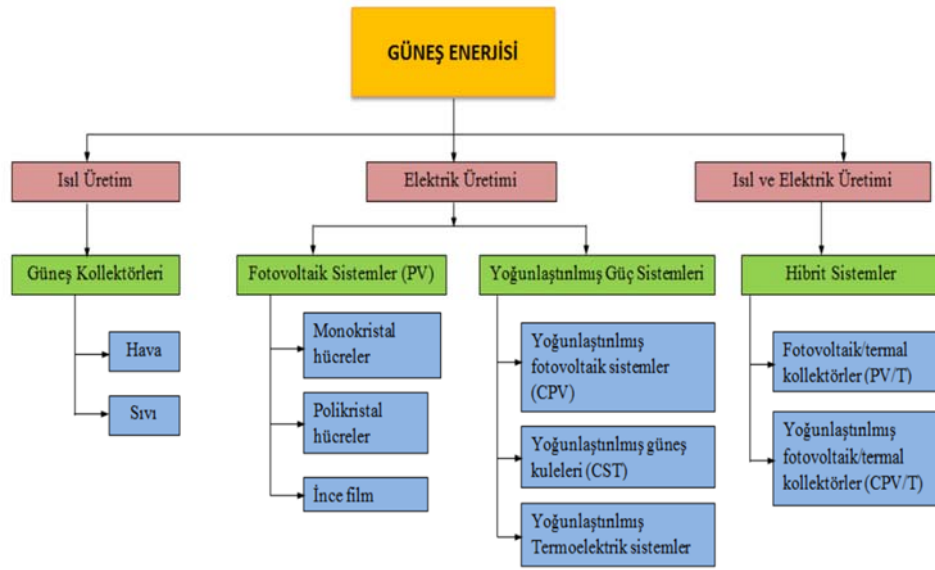
3.1. Güneş

Güneş enerjisi kurulumu ve kullanımı kolay, çevreyi kirletmeyen ve zararlı atık oluşturmeyen yenilenebilir bir enerjidir. Güneşin çekirdeğinde oluşan füzyon süreci (hidrojenin helyuma dönüşümü) tarafından salınan radyan enerji güneş enerjisidir. Güneş, yaklaşık $3,9 \times 10^{26}$ W gücünde, dünyanın tüm enerji ihtiyacını karşılayabilen (2017 yılında 13.730 MTEP) temiz ve tükenmeyen yenilenebilir bir enerji kaynağıdır. Güneş her saniye güneş sistemine büyük miktarda enerji yayar. Bu enerjinin çok küçük miktarları dünyaya ulaşır. Atmosferin dış yüzeyinin metrekare başına ortalama gücü 1367 W'dir. Atmosfer, genellikle X-ışınları ve ultraviyole ışınlarından oluşan gelen radyasyonun bir kısmını emer ve bir kısmını yansıtır. Dünyaya ulaşan ışıyım miktarı 0-1000 W/m² değerler arasında değişir. Dünyaya gelen radyasyon mevcut olan dünyada tüketilen enerjinin 20.000 katıdır [40].

Güneş enerjisinin dünyaya ulaşmasıyla dünyanın sıcaklığı yükseliyor ve böylece yaşam koşulları oluşuyor. Bu ısı aynı zamanda okyanuslardaki akıntıları, dalga hareketlerini, iklimlerin oluşumunu ve rüzgar hareketlerini de sağlar. Bitkiler, fotosentez sürecinde güneş ışığının yanı sıra su ve karbondioksit kullanılarak yaşam kaynağımız olan oksijen ve şeker üretmektedirler. Fotosentez, dünyadaki bitkisel yaşam kaynağıdır. Sonuç olarak, güneş enerjisi sadece teknik fayda sağlamakla kalmaz, doğa olaylarını düzenleyerek ve etkileyerek canlı ve cansız tüm hayat koşulları oluşmasını sağlamaktadır. Artan enerji taleplerini karşılamak için mevcut kaynaklar yetersiz kalmasından dolayı alternatif enerji kaynaklarının araştırılması ve ilerlemesi hızlanmıştır. Özellikle 1970'li yıllardan sonra güneş enerjisinden yararlanma konusundaki araştırmalar hız kazanmıştır. Teknoloji ilerledikçe güneş enerjisi sistemlerinde verim artırılırken maliyetler açısından düşüş görülmüştür [41].

Güneş enerjisi doğru teknoloji ile başka bir enerji kaynağına dönüştürülebilir. Ülkemizin güneş enerjisi potansiyeli birçok gelişmiş ülke ile karşılaştırıldığında, enerji potansiyeli son derece elverişli bir konumdadır. Ancak tam potansiyeline ulaşamamıştır. Ülkemiz de güneş enerjisinin en çok kullanıldığı alan sıcak su ısıtma sistemleridir. Güneş enerjisinden gelişmiş ülkelerde termal enerji kullanılmasına ek olarak, yalnızca güneş enerjisinden elektrik enerjisi toplam üretim GW seviyesine ulaşmıştır [42].

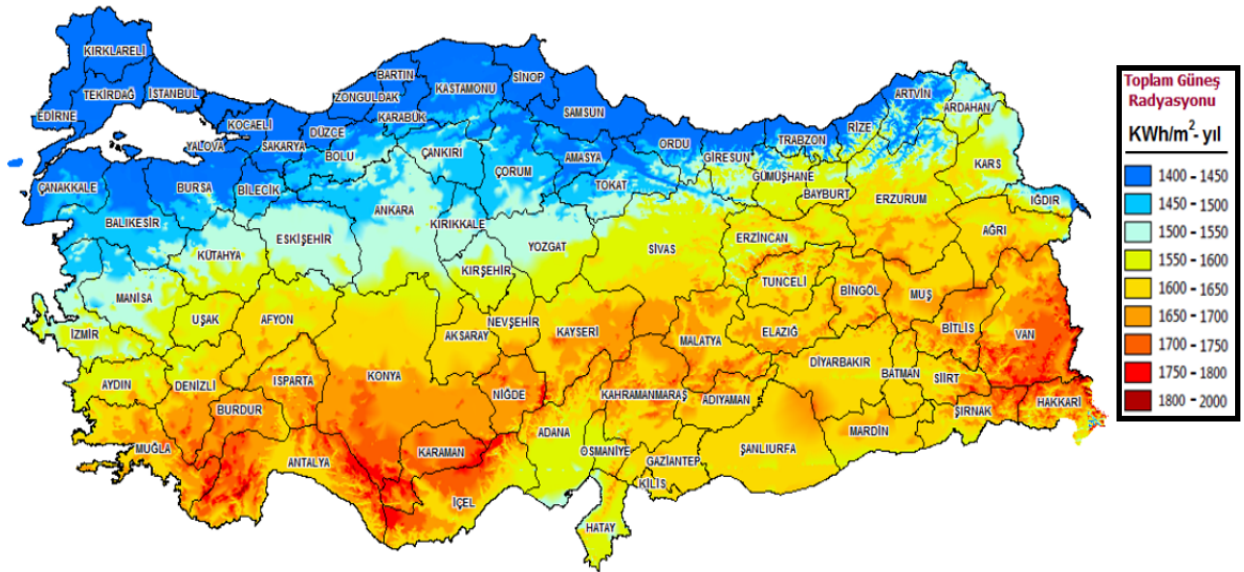
Ülkemizde 2012 yılında EPDK tarafından çıkarılan kanunla güneş enerjisi Enerji arzı çekici hale gelmiştir. Bu tarz uygulamaların yaygınlığı birçok Avrupa Birliği ülkesinde olduğu gibi ülkemizde de güneş enerjisi santrallerinin tanıtımı teknolojinin ülkemizde üretilmesine bağlıdır. Diğer yandan bu teknolojiyi ithal etmek ülkemize pek bir fayda sağlamayacaktır. Ülkemiz güneş Enerji teknolojilerinin edinimi ve geliştirilmesine yönelik araştırma ve geliştirme faaliyetleri yürütürse ve güneş enerjisi faaliyetlerinin yaygınlaşması sağlarsa enerji sektöründeki bu sorun büyük ölçüde çözülecektir [42]. Şekil 3.1’de güneş enerjisinden elde edilen ısı, elektrik ve hibrit üretim sistemleri gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Güneş enerjisinden elde edilen ısı, elektrik ve hibrit üretim sistemleri [43]

3.2. Türkiye'nin Güneş Enerji Potansiyeli

Türkiye coğrafi olarak kuzey yarım kürede 36-42° kuzey paralelleri ile 26° 45° doğu meridyenleri arasında yer almaktadır. Türkiye'nin avantajlı coğrafi konumu nedeniyle güneş enerjisi potansiyeli, ülkemizin bazı ülkelere göre daha iyi bir konumda olmasını sağlamaktadır. Türkiye güneş kuşağında bulunmasına rağmen güneş enerjisinin üretilmesi ve kullanılması beklenenin fazla altındadır. Bu nedenle, yenilenebilir bir enerji kaynağı olarak güneş enerjisi, kısa vadeli enerji taleplerini karşılamak için çözüm olarak verimli ve sürdürülebilir şekilde uygulanmalıdır [44]. Şekil 3.2’de Türkiye güneş enerjisi potansiyeli atlası gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Türkiye güneş enerjisi potansiyeli atlası [45]

Birçok ülke ile kıyaslandığında ülkemiz güneş enerjisi potansiyeli açısından şanslıdır. Yıllık ortalama güneşlenme saati 2640 saat (günde 7,2 saat) ve ortalama radyasyon şiddeti yılda 1311 kWh/m²'dir (günde 3,6 kWh/m²). Türkiye'nin toplam güneş enerjisi potansiyeli 87,5 MTEP(milyon ton eşdeğer petrol)'dir. Bu miktarın ısı üretimi için 26,5 MTEP ve elektrik üretimi için 8,75 MTEP'i elverişli miktardadır.

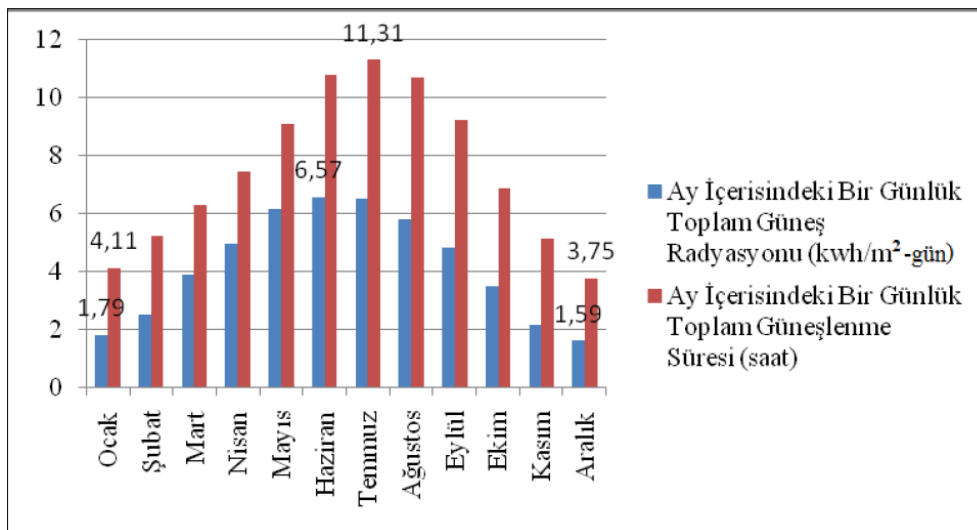
Türkiye'nin güneş enerjisi potansiyelinin bölgesel dağılımında Güneydoğu, Akdeniz, Ege Denizi'nin güney ve batı bölgeleri başı çekmektedir. Türkiye'de yıllık güneş radyasyon değerleri 1.305 kWh/yıl (Karadeniz bölgesi) ile 1.648 kWh/yıl (Güneydoğu Anadolu ve Akdeniz bölgeleri) arasında değişmektedir. Türkiye, güneş enerjisini yaygın olarak kullanabilen yerli teknolojileri ve yeni teknolojileri üretip kullanabilmesi mümkündür. Doğu Karadeniz bölgesi dışında Türkiye'ye "güneş ülkesi" denilebilir.

Türkiye'nin çeşitli bölgelerindeki toplam güneş enerjisi ve güneşlenme saatleri Çizelge 3.1'de gösterilmiştir. Toplam güneş enerjisinin en yüksek olduğu bölge Güneydoğu Anadolu'dur.

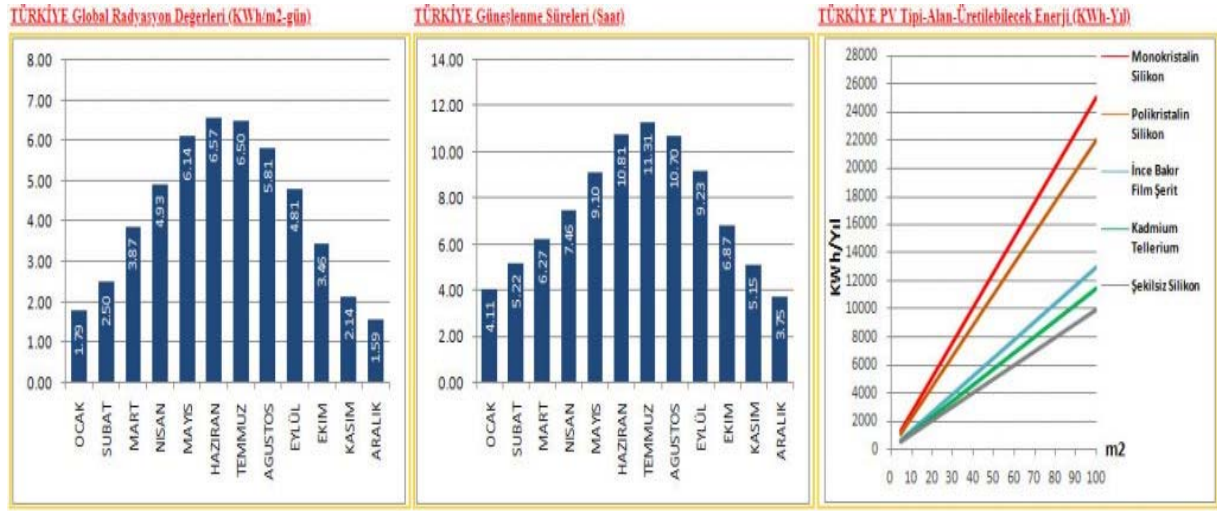
Çizelge 3.1. Türkiye'nin Yıllık Toplam Güneş Enerjisi Potansiyelinin Bölgelere Göre Dağılımı [46]

Bölge	Toplam ortalama güneş enerjisi kWh/m ² -yıl	En çok güneş enerjisi (Haziran) kWh/m ²	En Az güneş enerjisi (Aralık) kWh/m ²	Ortalama güneşlenme süresi saat/yıl	En çok güneşlenme süresi (Haziran) saat	En az güneşlenme süresi (Aralık) saat
Güneydoğu Anadolu	1.460	1.980	729	2.993	407	126
Akdeniz	1.390	1.869	476	2.956	360	101
Doğu Anadolu	1.365	1.863	431	2.664	371	96
İç Anadolu	1.314	1.855	412	2.628	381	98
Ege	1.304	1.723	420	2.738	373	165
Marmara	1.168	1.529	345	2.409	351	87
Karadeniz	1.120	1.315	409	1.971	273	82

Türkiye'de bir günde toplam güneş ışıınımı ve toplam güneşlenme süresi şekil 3.3'de gösterilmektedir. Günlük toplam güneş ışıınım değeri en yüksek Haziran ayında, en uzun güneşlenme süresi Temmuz ayın olmaktadır. Aralık ayıysa, en düşük toplam güneş radyasyon değerine ve en kısa güneşlenme saatlerine sahiptir [47]. Şekil 3.4'de Türkiye global radyasyon, güneşlenme süresi ve PV tipi alan üretebilecek enerji değerleri gösterilmektedir.

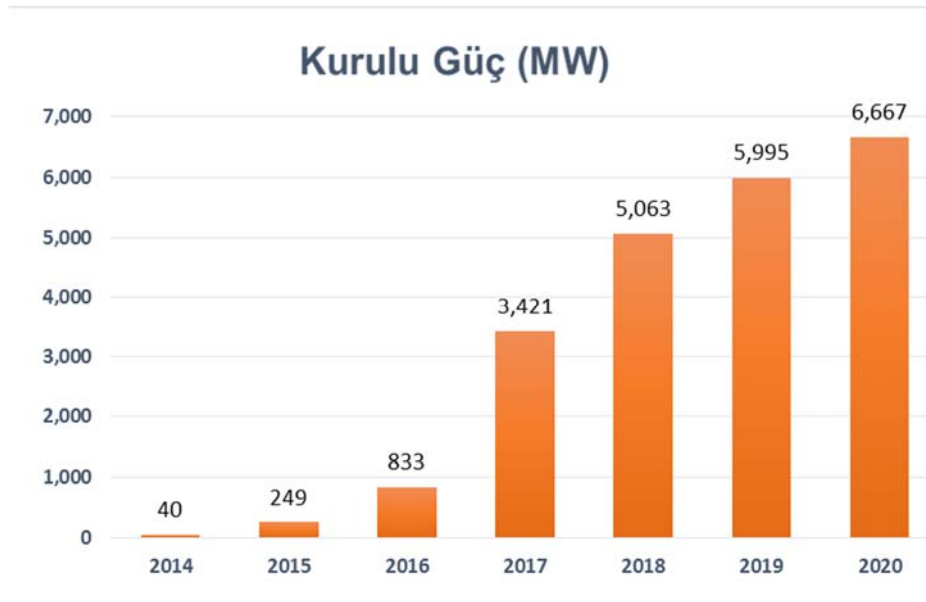


Şekil 3.3. Türkiye’de Aylar İçerisindeki Bir Günlük Toplam Güneş Işınımı ve Toplam Güneşlenme Süresi [48]

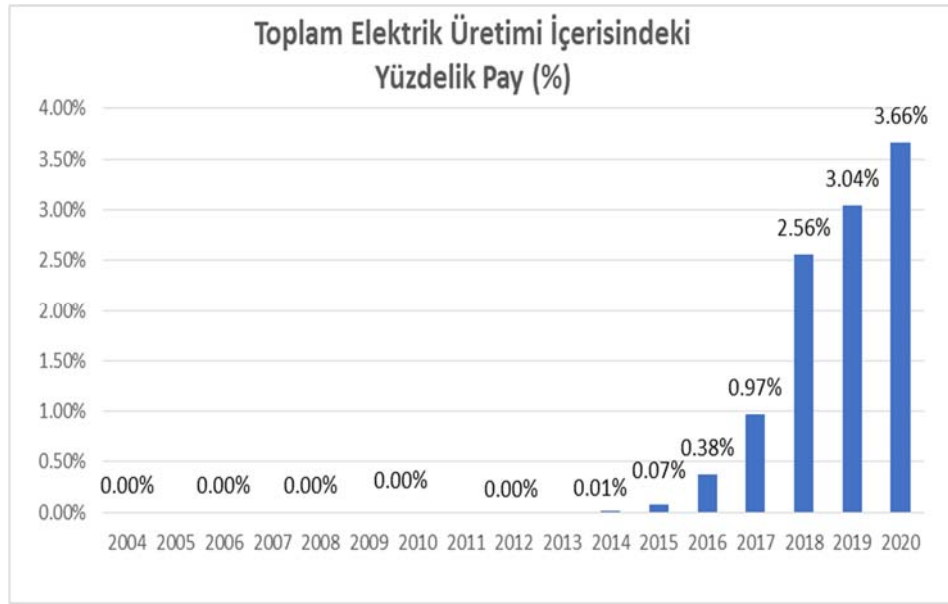


Şekil 3.4. Türkiye global radyasyon, güneşlenme süresi ve PV tipi alan üretebilecek enerji değerleri [45]

Aralık 2020 itibariyle ülkemizdeki güneş enerjisi üretim kurulu gücü 6.667 MW olup, toplam elektrik üretiminin % 3,6'sını oluşturmaktadır. Şekil 3.5’de yıllara göre kurulu güçteki değişimi ve toplam elektrik üretimindeki payını göstermektedir. Şekil 3.6 ise güneş enerjisinin Türkiye’nin toplam elektrik üretimi içerisindeki yüzdelik payını göstermektedir.



Şekil 3.5. Türkiye’de yıllara göre kurulu güç [45]



Şekil 3.6. Güneş enerjisinin Türkiye'nin toplam elektrik üretimi içerisindeki yüzelik payı (%) [45]

Günümüzde güneş enerjisinden yararlanmanın önemi değil, yöntemleri tartışılmaktadır. Geçmişte olduğu gibi insanoğlu binalarını ısıtmak için hep güneşten yararlanmaya çalışmış ve bu dönemin sunduğu imkanlar çerçevesinde güneşten faydalanmak için çeşitli yöntemler geliştirmiştir. Zamanla, teknolojinin insanın sorununu anlamasıyla paralel olarak gelişmesiyle birlikte kullanılan yöntemler geliştirilmiş ve yeni yöntemler keşfedilmiştir, bu da bugün bulunduğumuz duruma yol açmıştır. Günümüzde enerjinin en temel iki ihtiyacı ve kullanımı olan güneş enerjisini ısı ve elektriğe dönüştürmek için aktif ve pasif yöntemler kullanılmaktadır. Özellikle son yıllarda güneş ışıınımdan daha verimli yararlanmak için geliştirilen aktif kullanım sistemleri, özellikle teknolojinin gelişmesiyle birlikte termal ve elektrik enerjisi üretebilmekte, gerektiğinde kullanabilmekte ve binalarda kolaylıkla uygulanabilmektedir. Güneş enerjisi kullanım sistemi, güneş ışıınımlarını enerjiye dönüştüren ve bu enerjiyi verimli bir şekilde kullanabilen tüm bileşenler olarak tanımlanabilmektedir. Daha geniş bir tanımla verimli bir güneş enerjisi kullanım sistemi, absorbe edilen güneş ışıınımlarını amaca yönelik üretilen kollektörler vasıtasıyla istenilen enerji biçimine dönüştüren ve bunun güneş enerjili ortamlarda kullanılmasını sağlayan tüm mekanik veya elektronik bileşenlerden oluşan bir sistemdir. Bu sistemler aracılığı ile güneş radyasyonu

- Isı
- Elektrik
- Isı ve Elektrik enerjisine çevrilebilmektedir.

Bu sistemler ürettikleri enerjinin cinsine göre güneş ışınlamını enerjiye çevirirler; Isı üreten güneş enerjisi sistemleri (Güneş Termal sistemler), Elektrik üreten termoelektrik (fotovoltaik) sistemler (PV sistemleri) ve Isı ve elektriği aynı zamanda üreten Güneş Enerjili Isıtma/Pv Sistemleri (T/Pv) sistemler olarak ayrılabilirler [49].

3.3. Güneş Enerjisinden Elektrik Üretim Yöntemleri

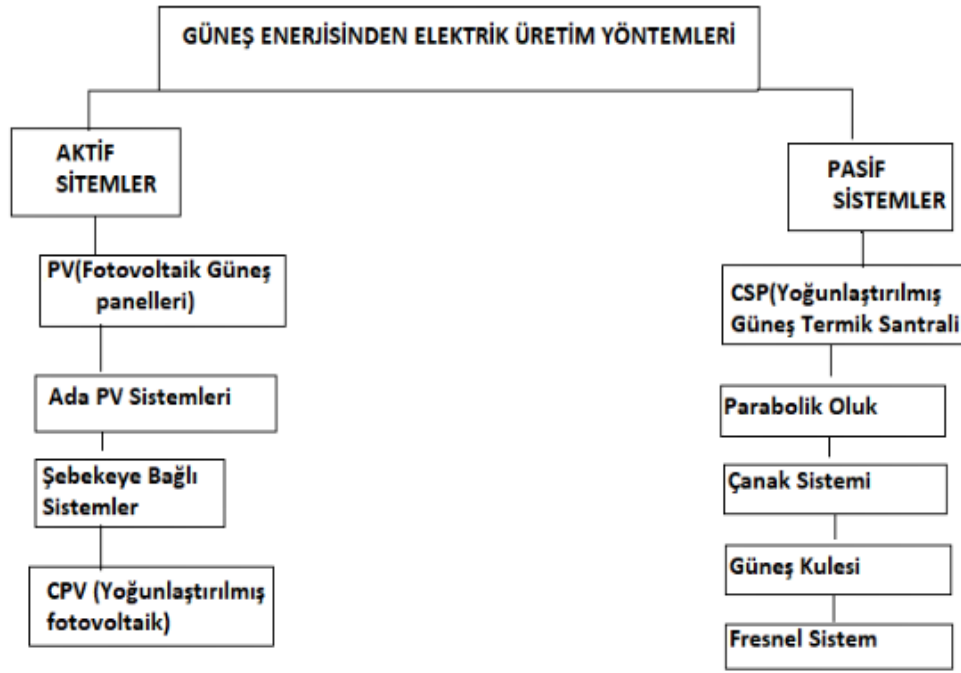
Güneş enerjisinden elektrik elde etme başlıca iki yöntemle yapılır. Şekil 3.7’de güneş enerjisinden elektrik üretimi için uygulanan yöntemler gösterilmektedir.

3.3.1. Aktif Yöntem (doğrudan)

Fotovoltaik, termoelektrik ve termiyonik dönüştürücülerdir. Büyük ölçekli enerji elde etmek için yalnızca fotovoltaik (PV) sistemler kullanılabilir. Güneşten elektrik üretmek için fotovoltaik sistemlerin kullanılması 1954’te sağlanmış olsa da, ilk güneş enerjisi termik santralleri 1970’lerin sonlarında inşa edilmiştir [50].

3.3.2. Pasif Yöntem (dolaylı)

Güneşten termik elektrik elde etmektir. Elektrik, geleneksel olarak, yoğunlaştırıcı sistemler kullanılarak güneş enerjisine odaklanılarak üretilen aşırı ısıtılmış buhardan üretilmektedir [50].



Şekil 3.7. Güneş enerjisinden elektrik üretimi için uygulanan yöntemler [51]

3.3.1. Aktif Sistemler

3.3.1.1. Güneş panelleri (PV sistemleri)

Fotovoltaik kelimesi, ışık ve volt anlamına gelen Yunanca foto kelimesinin birleşimidir. Volt kelimesi elektronların hareketi anlamına gelir ve pili bulan İtalyan fizikçi Alessandro Volta'nın adını almıştır. Bu nedenle, fotovoltaik terimi, ışıktan elektrik üretmek anlamındadır [52].

3.3.1.2. PV sistem ve uygulamaları

Fotovoltaik sistemler iki kategoriye ayrılabilir. Birincisi ada sistemi, şebekeden bağımsız çalışan sistem (bağımsız sistem) ve şebeke ile birlikte çalışan sistemdir (şebeke bağlantılı sistem). Ada PV sistemlerinde üretim genellikle isteğe bağlı olarak yapılır ve depolama üniteleri vardır. Bir fotovoltaik sistem rüzgar veya dizel jeneratörlerle çalışıyorsa, buna "hibrit sistem" denir. Ada fotovoltaik sistemlerinin gelişmekte olan ülkelerde popüler hale geldiği görülmektedir. Ada PV sistemleri (bağımsız veya şebekeden bağımsız sistemler), şebekeye bağlı olmayan güneş panellerinden elde edilen enerjiyi akülerde depolayarak enerji üretimi ve enerji tüketimini dengeleyen sistemlerdir.

Bir ada PV sistemi tasarlarırken, konum, iklim, saha özellikleri, güç gereksinimleri ve kullanılan ekipmanın tümü önemlidir. Ve son senelerde bazı günlük kullanım cihazları ada fotovoltaik sistemler olarak kabul edilebilir. Örnekler arasında hesap makineleri, bahçe lambaları, şarj cihazları, meyve suyu karıştırıcıları, SOS telefonları ve bazı arabalar sayılabilir. Ada PV sistemleri tipik olarak enerji depolama üniteleri ile çalışmaktadırlar. Çünkü kısıldığında enerji üretemezler. Bu nedenle, şarj edilebilir piller kullanılarak bir miktar güç depolanabilmektedir.

3.3.1.3. Şebekeye bağlı sistemler (Grid Connected Systems)

Şebekeye bağlı bir güneş sistemi, şebekeye bağlı olduğu için hem güneş panelinden hem de elektrik şebekesinden aynı anda enerji alan bir güneş sistemidir.

3.3.1.4. Yoğunlaştırılmış fotovoltaikler (Concentrated Photovoltaics)

Yoğunlaştırılmış fotovoltaik sisteminin güneş enerjisi üretim prensibi, CSP'ninkinden tamamen farklıdır. Bir CSP sisteminde, güneş ışığı yansıtıcı veya Fresnel lensler tarafından yoğunlaştırılmaktadır. Bununla birlikte, bir CPV sisteminde, ısı alıcısı, ışığı elektriğe dönüştüren bir PV hücresi vardır.

CPV optik konseptinin en önemli yönlerinden biri optik verimliliği arttırmaktır. Geleneksel olarak, Fresnel lensler veya aynalar kullanılmaktadır. Bu teknolojinin kullanılmasındaki en önemli etkenler düşük maliyetli ve tasarımın kolay olmasıdır.

CPV, CSP'deki termodinamik süreçlerin hiçbirine sahip değildir ama bazı özellikleri bakımından CSP'ye benzemektedir. Örneğin 5-100 kW arasında modüler tasarım, yüksek verimlilik, üç eksenli güneş takibi, enerji depolamasının bulunmaması. CPV sistemlerinin en dikkat çekici özelliği yüksek yoğunlaştırmadır. 10 ila 2000 kat arasında yoğunlaştırma yapabilmektedir. Bu, geleneksel fotovoltaik sistemlere kıyasla daha küçük panellerin gerekli olduğu anlamına gelmektedir. CPV sistemleri, yüksek aydınlıktan güç üretmek için tasarlanmıştır. CPV'ler 100-900 kat yoğunlaştırmada %40-41 arası bir verimliliğe sahiptir [52].

3.3.2. Pasif Sistemler

Güneş enerjisini odaklamak için yoğunlaştırıcı sistemlerin kullanılması nedeniyle geleneksel yöntemlerle elde edilen buhardan elektrik üretilmektedir. Güneş güç termik santralinde; geleneksel bir termik santral gibi, bir türbin jeneratör seti, güneşten elde edilen buharı elektrik üretmek için kullanmaktadır. Güneş enerjisi santralleri, kollektör birimlerine göre aşağıdaki kategorilere ayrılır:

- Heliostat tarlalı ve merkezi güç kuleli
 - Parabolik oluk tipi odaklı kollektör tarlalı
 - Dağınık parabolik çanak tipi kollektör tarlalı
- Özellikle ilk iki tip, büyük çapta elektrik üretimi için uygundur.

Güneş enerjisi üretimindeki atılım, termik enerji üretimi yoluyla elde edilir. 1975-1985 yılları arasında 1-10 MW gücünde farklı güneş termik santralleri inşa edilmiş ve test edilmiştir. Güneş alanının çalışma sıcaklığı 580-670 K arasında olup, büyüklüğü 2400-6300 m²/MW arasında değişmektedir. Farklı tipteki güneş termik santrallerinin maliyeti 1800-4000 USD/KW arasında olmaktadır [53].

Bir güneş enerjisi santralinin tasarımında aşağıdaki faktörler dikkate alınmaktadır:

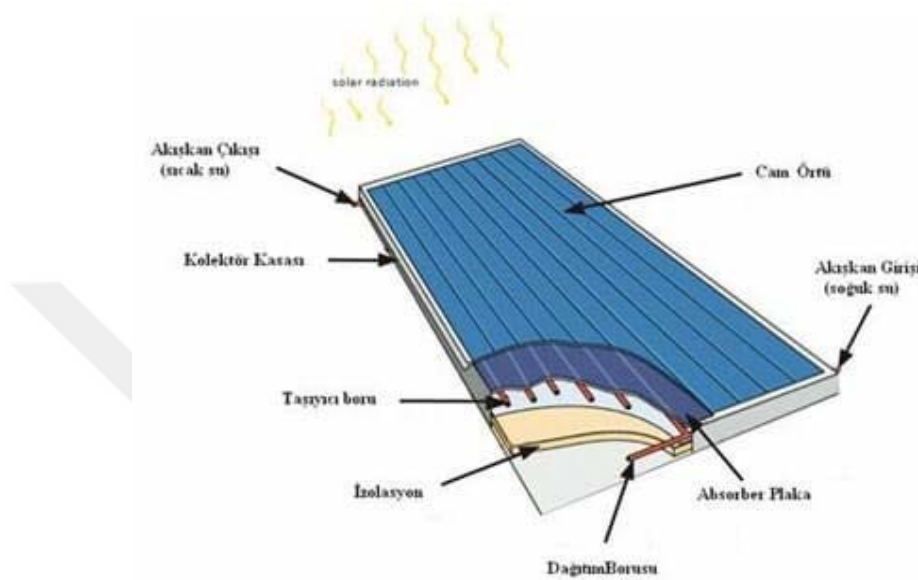
- Bölge seçimi
- Doğru tasarım
- İklim ve güneş enerjisi değerlendirmesi
- Parametrelerin optimizasyonu

Güneş enerjisi santrali kurmak için ideal alan seçilirken aşağıdaki kriterlere dikkat edilmektedir.

- Yıllık yağış miktarı az olmalıdır.
- Sissiz ve bulutsuz bir atmosfere sahip olunmalıdır.
- Hava kirliliği olmamalıdır.
- Ağaçlık ve ormanlık alanlardan uzak olmalıdır.
- Rüzgar hızı düşük olmalıdır [53].

3.3.2.1. Düz plaka kolektör (FPC)

Düz plaka toplayıcıların üretimi ucuz, kullanımı kolay, imalat için uygun fiyatlı ve dayanıklı olmasından dolayı düz plaka kolektörleri en yaygın olarak kullanılan düşük sıcaklıklı güneş enerjisi toplayıcı teknolojisidir [54]. Şekil 3.9'da düz plaka toplayıcısı 3 boyutlu şematik görünümü gösterilmektedir.



Şekil 3.8. Düz plaka toplayıcısı 3 boyutlu şematik görünümü [55]

-FPC'ler güneş takip sistemleri ile kullanılamadığından, doğru yönlendirmede sabit bir konuma sahip olmaktadır. Düzgün bir şekilde sabitlenmeleri gerekmektedir. Sabitlikleri nedeniyle geliştirilen hesaplamalar yöntemlerine göre;

-Kolektörler Ekvator'a, Kuzey Yarımkürede ise güneye bakmalıdır. Güney Yarımkürede ise kuzeye bakmalıdır.

-Uygulamaya bağlı olarak kolektörün optimum eğim açısı, 10 derece ile 15 derece açı varyasyonları ile yerin enlemine eşittir.

Bu sayede uygulamada hızlı işlemler yapılabilmektedir [56].

3.3.2.2. Vakum tüplü kolektör (ETC)

Bir vakum tüplü kolektör, Şekil 3.10'da gösterildiği gibi, vakumla örtülmüş bir borunun içine yerleştirilmiş ısı borusuna bağlı emici plaka içermektedir. Plaka ve ısı borusu etrafı bir vakumla çevrili olduğu için konveksiyon ve iletim yoluyla çevreye olan ısı kayıpları çok azdır. Bu, FPC'ye kıyasla daha yüksek ETC verimliliği sağlamaktadır.

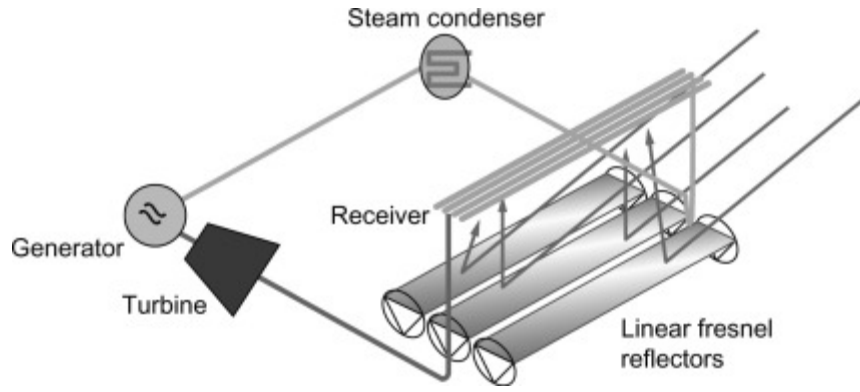
Plak tarafından doğrudan güneş tarafından ve dağınık radyasyon yoluyla emilen güneş enerjisi, tüpteki ısı transfer akışkanına aktarılmaktadır. Isı ve sıvı buharlaşır ve ısı emiciye doğru yükselir, böylece akışkana tekrardan ısı açığa çıkarmaktadır. Yoğuşma sonrası ısı transfer akışkanı, toplayıcıya geri gelir ve emilen güneş enerjisinden ısı çeker. Bu şekilde buharlaşma-yoğuşma döngüsüne girmektedir.



Şekil 3.9. Vakum tüplü kolektör [57]

3.3.2.3. Linear fresnel reflektör (LFR)

Linear Fresnel Kolektör (LFR) teknolojisi, Şekil 3.11’de gösterildiği gibi, bir dizi lineer ayna şeridi oluşturarak ve bunları lineer bir kule üzerindeki bir alıcıya toplayarak çalışmaktadır. LFR alanı, kırık bir parabolik tekne toplayıcısı olarak düşünülebilir, ancak en büyük farkı, her zaman parabolik şekilde olmaması, büyük emicilerin oluşturulmasına izin vermesi ve bunların hareket etmeleri gerekmemesidir. Bu sistemin en büyük avantajı elastik veya düz olarak bükülebilir reflektörler kullanarak parabolik cam reflektörlere göre çok daha az maliyet sunmasıdır. Ayrıca zemine yakın yerleştirildiği için yapısal gereksinime daha az ihtiyaç duymaktadır. Fresnel güneş enerjisi sistemleri, düz aynalardan gelen güneş ışınımını, ayna yüzeyinde belirli bir yükseklikte bulunan absorblayıcı ile art arda sıralanmış düz aynalara odaklama mantığı ile çalışmaktadır. Bu sayede absorblayıcı içerisindeki hava ısıtılır ve ısı absorber içerisindeki borulara daha sonra da borulardan geçen akışkana aktarılmaktadır. Bu sistem sayesinde yüksek sıcaklıklara ulaşılabilir. Üretilen buhar istenildiği takdirde doğrudan kullanılabilir veya türbin vasıtasıyla elektriğe dönüştürülebilmektedir.



Şekil 3.10. Doğrusal fresnel reflektör gösterimi [58]

3.3.2.4. Parabolik çanak sistemleri

Noktasal yoğunlaştırıcı güneşi iki boyutta takip eder ve noktasal yoğunlaştırma yapmaktadır. Bu tür sistemler daha yüksek sıcaklıklara ulaşır ve iki kategoriye ayrılırlar: parabolik çanak ve merkezi alıcı sistemlerdir. Parabolik çanak toplayıcı, Şekil 3.12’de gösterildiği gibi, güneşi iki ekseninde takip edip sürekli güneşi odak noktasına yoğunlaştırmaktadır. Isıl enerji, uygun bir çalışma akışkanı tarafından odak bölgesinden çıkarılır ve termodinamik döngüye gönderilir. Odak alanına yerleştirilen Stirling makinesi yardımıyla elektriğe dönüştürülebilir. Çanak-Stirling kombinasyonu ile güneş enerjisini elektriğe dönüştürme verimliliği %30 civarındadır [59].



Şekil 3.11. Parabolik çanak sisteminin gösterimi [60]

Sistemin ana ekipmanları, güneş ışığını bir odak noktasına yansıtan parabolik çanak şeklinde düzenlenmiş aynalar ve bir güç dönüştürücü sisteminden oluşmaktadır. Sistem verimliliğini artırmak için çanak sistemi güneş ışınlarını çift eksenli olarak izlemektedir. Güç dönüştürücü sistemi, bir jeneratör ve bir ısı alıcı sisteminden oluşmaktadır. Alıcı sistemde, güneş ışığı hidrojen döngüsü ile ısı enerjisine dönüştürülmektedir. Isınmış hidrojen, jeneratör türbininin çalışmasını sağlamaktadır [61].

3.3.2.5. Parabolik Oluk Yoğunlaştırıcı Sistemler

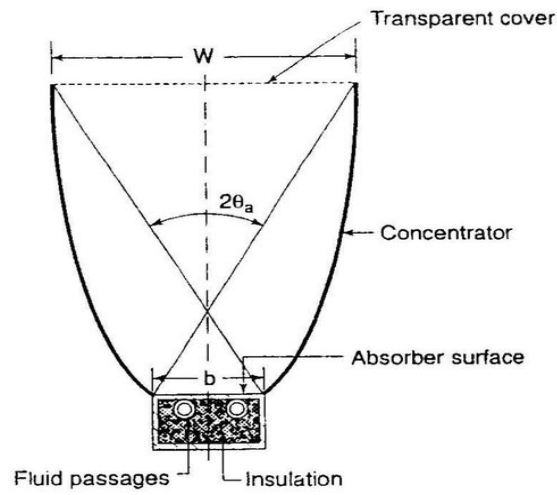
Parabolik oluk yoğunlaştırıcı sistemi, Şekil 3.13’de gösterildiği gibi, teknik olarak yeterliliği kanıtlanmış ve en çok kullanılan sistemlerdir. Parabolik oluk toplayıcı, ışını odak ekseninin üzerinde bulunan bir alıcı boru üzerinde odaklayan doğrusal parabolik aynadan oluşmaktadır. Alıcı, parabolik aynanın ortasının üzerinde bulunan içerisinde çalışma akışkanı olan bir borudur. Aynalar genellikle kuzey-güney eksenine yerleştirilir, gün boyunca güneşi doğudan batıya (bir eksenle) takip eder, eksen boyunca ışıını alıcıya odaklar ve çalışma akışkanını (sentetik yağ veya erimiş tuz) 50-400°C sıcaklık seviyelerine kadar ısıtabilmektedir. Isıtılan çalışma akışkanı güç üretimi için ısı kaynağı haline gelmektedir. Bir sonraki adımda, çevrim suyuna, çalışma akışkanı üzerinde olan ısı iletilir ve üretilen su buharı türbini döndürmektedir. Parabolik oluk kollektörler güneş alanı üzerine seri olarak ve paralel yerleştirilebilmektedir, bu sayede geniş bir alana düşen güneş enerjisi toplanarak güç merkezinde elektriğe dönüştürülmektedir. Kaliforniya’da ki SEGS ve Nevada’da ki Nevada Solar One santralleri, İspanya’daki birçok enerji santrali bu teknoloji ile kurulmuştur [62].



Şekil 3.12. Parabolik oluklu sistem [63]

3.3.2.6. Bileşik parabolik kollektör (CPC)

Bileşik parabolik kollektör, konsantre bir reflettör ve bir emiciden oluşmaktadır. İki boyutlu CPC duvarları yarı paraboliktir. Her parabolün odak noktası emicinin ve karşı duvarın kesişimi ile örtüşmesi nedeniyle FPC ve ETC sistemlerine daha geniş açıyla gelen radyasyonu kullanılabilmektedirler. Şekil 3.14’de bileşik parabolik kollektör gösterilmektedir.



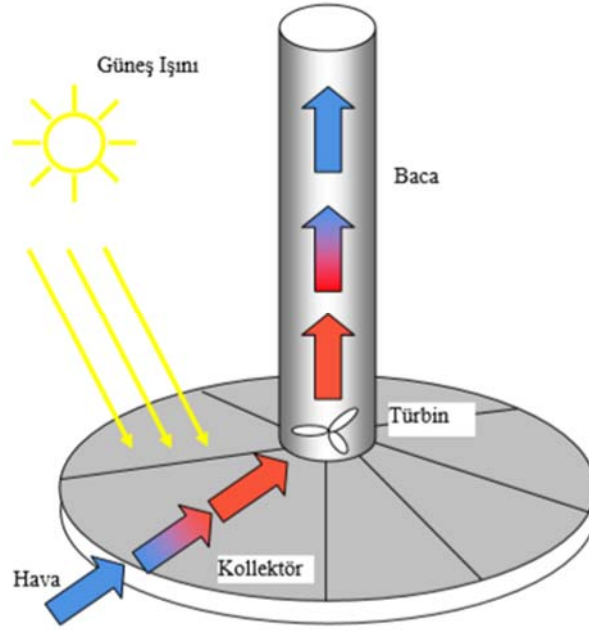
Şekil 3.13. Bileşik parabolik kollektör [64]

3.3.2.7. Güneş Bacası

Güneş bacası sistemi, güneş enerjisinden elektrik üretmek için oluşturulmuş termal bir sistemdir. Kollektördeki havanın güneş enerjisi ile ısıtılması nedeniyle hızla yükselen bacanın alt kısmında bulunan türbin jeneratör sistemi aracılığıyla elektrik üreten sistemdir.

Güneş bacalarının temel prensibi ısınan havanın yükselmesi sonucu elektrik üretimini sağlamaktadır. Kollektördeki hava güneş ışınlarıyla ısınmaktadır. Isınan hava ile dış ortam arasındaki sıcaklık ve yoğunluk farkından dolayı kollektördeki hava yatay olarak merkeze doğru hareket eder yani baca dibine doğru akar ve doğal akışla hareket etmektedir. Baca ise yapısı gereği bu hareketi hızlandırarak, elektrik üretimini baca altında bulunan türbinlerle sağlamaktadır. Güneş ışınımı ne kadar fazla olursa, hava o kadar sıcak olur ve o kadar hızlı hareket eder, böylece elektrik üretimini arttırmaktadır. Ayrıca kollektörün alt kısmında bulunan ve içinden suyun geçtiği borular kullanılarak ısı depolaması yapılabilmektedir. Böylece gece ortam soğuduğunda ısı bu kanallardan ortama geçer ve hava tekrar ısınır.

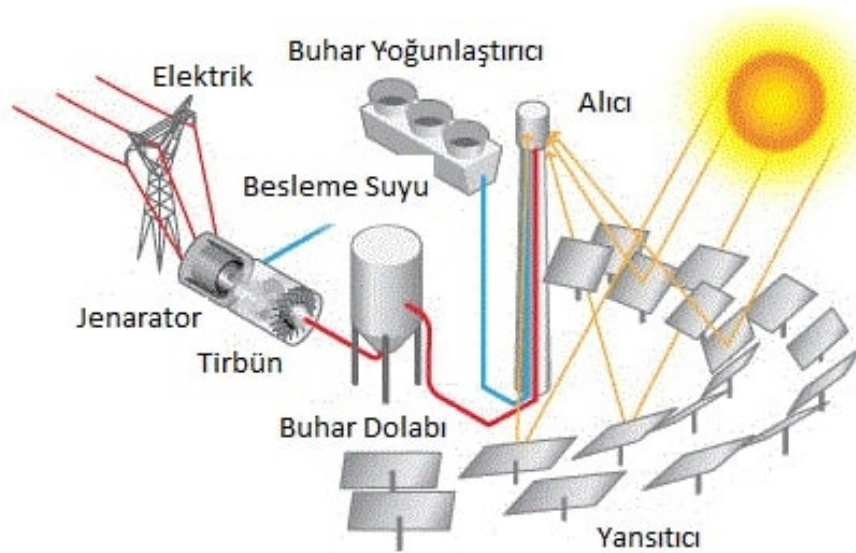
Bu sayede geceleri de az da olsa elektrik üretimi olmaktadır. Şekil 3.15’de güneş bacası sisteminin çalışma prensibi gösterilmektedir.



Şekil 3.14. Güneş bacası sisteminin çalışma prensibi [65]

4. MERKEZİ ALICILI (KULE) SİSTEMLER

Tek tek odaklanmış ve geniş bir alana dağılmış heliostat adı verilen aynalardan oluşan böyle bir sistemde, doğrudan güneş ışınımı, oraya bir kule üzerine monte edilmiş bir ısı eşanjörü (alıcı) üzerinde odaklanır ve yoğunlaştırılır. Su/buhar, erimiş nitrat, sıvı metal veya hava gibi bir akışkanın içinden geçtiği alıcıdaki boru demeti, hacimsel olarak güneş enerjisini üç boyutlu olarak emer. Bu sıvı, elektrik üretmek için bir Rankine makinesine pompalanır. Heliostatlar, bir bilgisayar tarafından sürekli olarak kontrol edilir ve alıcının sürekli olarak güneşi almasını sağlamaktadır. Aşağıda Şekil 4.1’de güneş kulesi genel sistemi şematik gösterimi gösterilmektedir.

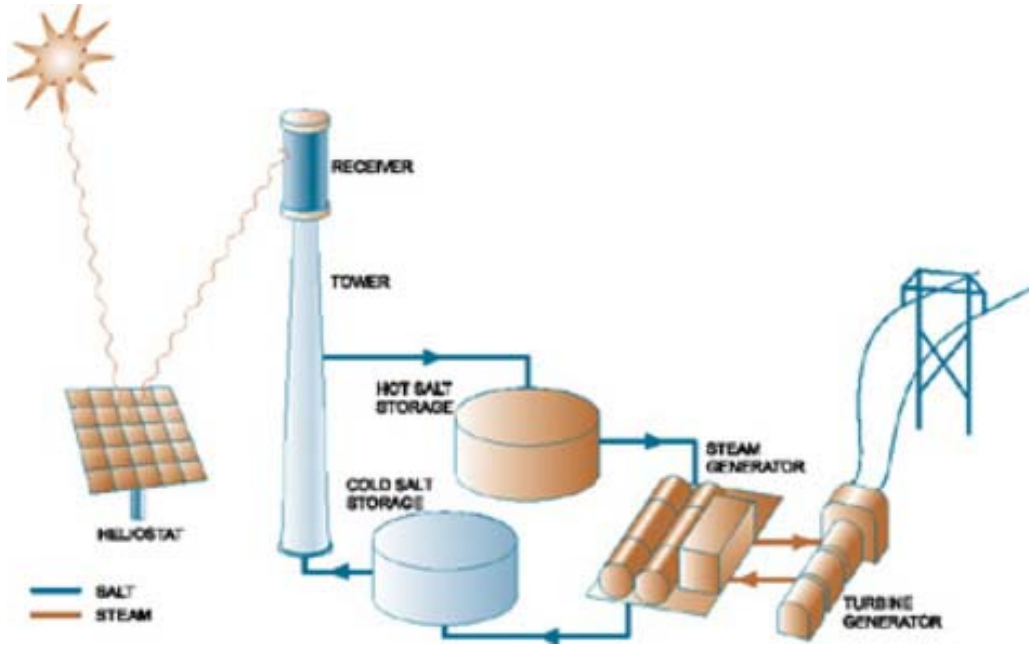


Şekil 4.1. Güneş kulesi genel sistemi şematik gösterimi [66]

4.1. Güneş Kulesi Güç Sistemi Ekipmanları

Şekil 4.2’de güneş kulesi santralının şematik olarak gösterilmiştir. Güneş kule sistemlerinde kullanılan alt sistemler aşağıdaki gibidir;

1. Heliostat Aynalar
2. Güneş Kulesi (receiver)
3. Sıcak Tuz Tankı
4. Soğuk Tuz Tankı
5. Isı değiştirici
6. Buhar türbini
7. Kondanser



Şekil 4.3. Güneş kulesi yeni teknolojik tasarımın şematik diyagramı [68]

4.1.1. Heliostat

Heliostat kelimesi, Yunanca helios (aynı zamanda güneş tanrısının adı) ile Yunanca stat kelimesinin birleşiminden gelir. Helios kelimesi güneş anlamına gelir ve stat kelimesi durağan anlamına gelir. Heliostat sisteminde birleştirildiğinde bu, güneşin sabitlendiği, güneşin bir noktaya yansıdığı ve o noktadan biriken termal enerjiden elektrik elde edildiği anlamına gelir [45].

Heliostat sistemlerinin ağ oluşturmadaki önemli uygulamaları göz önüne alındığında iki temel tip olduğu söylenebilir. Bunlardan birincisi, kule konsantre güneş sistemidir. Bu sistemler reflektör ve kule olmak üzere iki ana parçadan oluşmaktadır. Yansıtıcı sistemlerde düz aynalar kullanılmaktadır. Güneşin konumu, aynaya bağlı bir güneş takip sistemi tarafından anında belirlenir. Güneşin konumuna göre geniş bir alana taşınan ve yerleştirilen bu aynalar sayesinde güneş, kule üzerinde yansıtılır ve toplanır. Son olarak, kuledeki sıcaklık yükselir ve kulede toplanan termal enerji, bir buhar türbini aracılığıyla elektriğe dönüştürülmektedir [69]. Şekil 4.4’de kule tipi yoğunlaştırılmış güneş sistemleri gösterilmektedir.



Şekil 4.4. Kule tipi yoğunlaştırılmış güneş sistemleri [69]

İkinci sistem ise parabolik yoğunlaştırılmış güneş sistemi (Şekil 4.5) olarak adlandırılabilir. Öbür sistemlerden farklı olarak bu sistemde düzlem aynalar yerine parabolik aynalar kullanılmaktadır. Ve parabolik yoğunlaştırılmış güneş sisteminde kule bulunmamaktadır. Parabolik aynalar ve güneş takip sistemleri ile parabolik aynalar güneşin açısına göre yön değiştirirler. Işık parabolik aynanın odak noktasında toplanır ve odak noktasından geçen iletken üzerinde yoğunlaşır. Diğer sistemlerle ortak bir payda olarak bu sistemlerde yaygın olarak buhar jeneratörleri kullanılmaktadır [69].



Şekil 4.5. Parabolik yoğunlaştırılmış güneş sistemi [69]

Türkiye'de heliostat sistemleri için yerli bir enerji santrali bulunmaktadır. Mersin'deki kule santralin kurulumu Greenway adlı bir Türk firması tarafından yapıldı. 5 megavatlık santral bir pilot proje olup, ilerleyen zamanlarda ülkemizde yapılması planlanan güneş enerjisi santrallerinin öncüsü olması umulmaktadır [69].

4.1.2. Güneş Kule Alıcısı

Yapı çözümüne bağlı olarak farklı güneş alıcı sınıflandırma kriterleri bulunmaktadır. Bu yapıcı çözümler; alıcılar için ara malzemelerin kullanılması, kullanılan termal akışkanın türü veya ısıtransfer mekanizmalarıdır (Şekil 4.6). Geometrik düzenlemeye göre iki temel tasarım seçeneği vardır bunlar: harici ve kavite tipi alıcılardır [70].

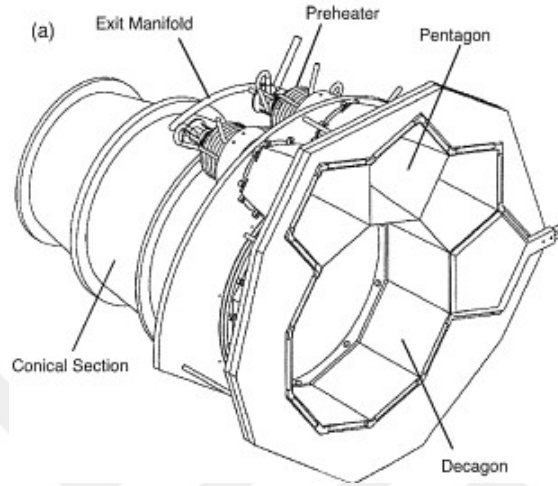


Şekil 4.6. Güneş kulesi genel alıcı görüntüsü [71]

4.1.2.1. Bölmeli alıcı

Güneş alıcılarında hassas verimlilikle yüksek sıcaklıklar elde etmek için izotermal Alıcılar bölmesiz veya bölmeli kullanılmaktadır. Alıcı sıcaklığına bağlı olarak alıcı kayıpları daha çoktur ve sıcaklıkla artan ısı yayılımını yüksek sıcaklıktaki bir alıcıda esas kayıp bileşenidir. Bölmeli bir alıcı, alıcı mesafesini farklı sıcaklıklara sahip bölümlere ayırarak bu kayıpları düşürmektedir. Akışkan sırayla bölmelere doğru ışıınım akışı ve sıcaklık ile ısıtılmaktadır (Şekil 4.7). Alıcı açıklığının büyük bir kısmı, alıcının maksimum sıcaklığından daha düşüktür ve kayıplar termaldir. Denge veya izotermal tasarımlara göre önemli ölçüde daha düşüktür. Burada iletim ve konveksiyon kayıpları ihmal edilip alıcı yayılım kayıpları ele alınmaktadır.

Bu, yüksek sıcaklık alıcılarında hassas bir kabuldür (yayınım kayıpları, sıcaklığın dördüncü gücü ile arttığından diğer kayıp mekanizmalarından çok daha etkindir). Kenarlarda daha az olan alıcı açıklığı boyutu, merkeze doğru giderek artar. Belirli bir sıcaklıkta siyah bir yüzeyle modellenmektedir [72].



Şekil 4.7. Bölmeli alıcı [73]

4.1.2.2. Silindirik alıcı

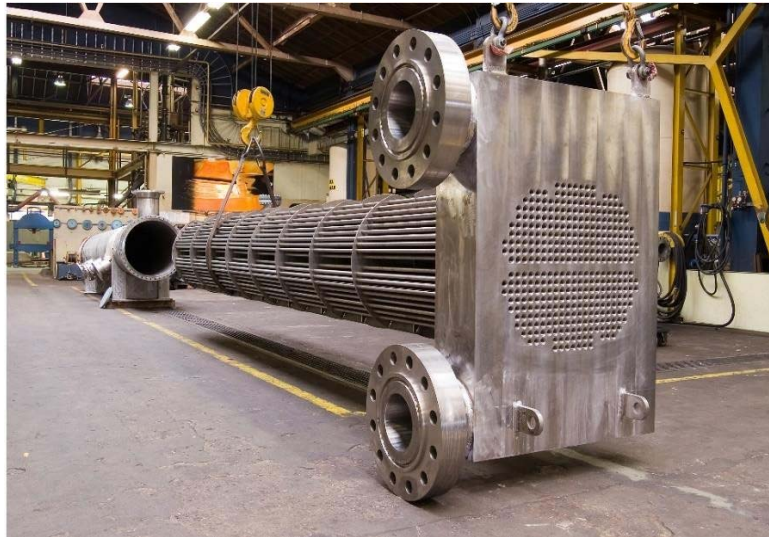
Kullanılabilecek bir diğer sistem içi boş silindirik alıcı sistemidir (Şekil 4.8). Alıcı boşluklu tiptir ve su/buhar soğutmalıdır. Ayrıca termal depolama için Erimiş Na-K (sodyum-potasyum) tuzunun dolaştığı üçüncü bir kapalı döngü inşa edilmektedir. Boru demetinin içinde, alıcıdaki aktif ısı transfer yüzeyini oluşturur, dolaşan sıvı su/buhardır. Üçüncü döngü oluşturulduğundan, alıcıda yok olacak olan enerjinin bir bölümü daha kullanışlı hale gelir. Sıvı form Na-K tuzları ayrıca çok iyi ısı depolama özelliklerine sahiptir. Alıcıdan besleme suyu, sıcak erimiş tuzun geçtiği ısı eşanjöründen geçirilerek ön ısıtma yapmak mümkündür. Ayna tarlasının çalışma prensibi, aynalar aracılığı ile yüksekte bulunan kule üzerinde bir alıcıya enerji konsantre edilmesi ve alıcıda üretilen buhar türbin-alternatörlerle elektrik enerjisi üretilmesi şeklindedir [74].



Şekil 4.8. Silindirik alıcı [75]

4.1.3. Isı değıştirici

Katı duvarlar aracılığıyla farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında ısı değışimi işlemini gerçekleştiren mekanik cihaza ısı eşanjörü (Şekil 4.9) denir. Geleneksel anlamda, ısı eşanjörünün ana işlevi, ısıyı sıcak bir sıvıdan soğuk bir sıvıya aktarmaktır. Her ne kadar enerji transferi olsa da günümüzde soğutma ısı eşanjörleri, damıtma, süreç kontrolü, strelize etme, pastörize etme, soğutma, yoğunlaştırma, yoğunlaştırma, kristalleştirme, süreç kontrolü ve buharlaştırma gibi farklı amaçlarla kullanılmaktadırlar. Farklı uygulama alanlarında birçok farklı değıştirici türü kullanılmaktadır [76].

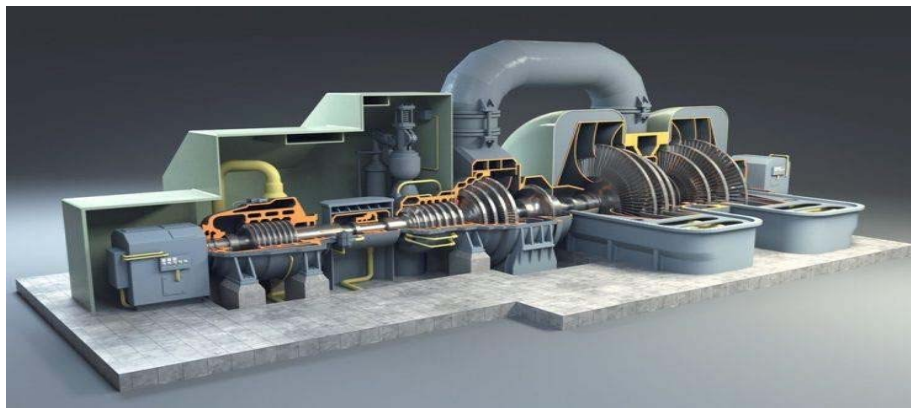


Şekil 4.9. Isı değıştirici [77]

Eşanjör, kullanım amacı, ısı transfer tipi, akış tipi, akışkan miktarı veya akışkanın faz geçişine göre farklı yapılar, kapasiteler ve boyutlar da sınıflandırılabilir. Mühendislik uygulamalarında çeşitli tipleri mevcut olan ısı eşanjörlerini kullanım alanına göre tasarımı ve optimizasyonu çok fazla önem taşımaktadır. Isı eşanjörü tasarımı ve optimizasyonda birçok parametre etkili olmaktadır. Isı eşanjörünün yapısı, performans parametreleri (sıcaklık, akış hızı, basınç düşüşü), akışkanların türleri, ısı geçiş mekanizması, ekonomik faktörleri ve fazları eşanjörlerin tasarımında ve verimli kullanılmasında etkilidir [78].

4.1.4. Buhar türbini

Bir buhar türbini (Şekil 4.10), kabaca yatay ekseni etrafında dönen bir rotordur. Bu rotor üzerine monte edilen ve rotor ile birlikte dönen hareketli kanatlar, türbin gövdesi ve türbin gövdesi içinde olan iç gövde, sabit kanatlar ile sabit kanat taşıyıcılardan oluşmaktadır. Rotorun iki tarafı radyal yataklarla desteklenmiştir. Eksenel yatak rotoru eksenel yönde sabitler. Türbinden çıkan buharın dışarı kaçabileceği alanlar labirentlerle doldurulmuştur. Kazandan gelen taze buhar kapatma valfinden, giriş mahfazasından ayar valfinden geçerek memeye ve buradan genellikle bir Curtis veya Laval çarkına gelmektedir. Bu çarktan çıkan buhar gövdeye girer ve türbinin tüm kanat basamaklarına akar. Buhar türbinden geçtiğinde çalışır ve boyutunu genişletir. Böylece adımlar ilerledikçe türbin kararlı hale gelir ve aktif kanat tasarımı daha uzun olur. Buhar yararlı enerjisini kanatlar yardımıyla rotora teslim ettikten sonra çürüyen buhar kondensere girer. Farklı basınç adımlarından alınan ara buhar, borular yardımıyla gövdeden ayrılarak besleme suyu ısıtıcılarına gönderilmektedir. Bu ara buhar ile kazana giren besleme suyu ısıtılır. Türbin Jeneratörün çıkış tarafı rotoru, bir kaplin vasıtasıyla türbin rotoruna bağlanmıştır [79].



Şekil 4.10. Buhar Türbini [80]

4.1.5. Kondanser

Kondanser, kombine çevrimden çıkan atık ısıyı çevreye boşaltan bir cihazdır (Şekil 4.11). Buhar türbininden çıkan çürüyen buhar, kondenser vasıtasıyla yoğuşturulur ve oradan kondense tahliye pompaları yardımıyla kazana tekrardan basılmaktadır. Kondensat, bir tahliye pompası ile kazana geri pompalanır. Kapalı su buharı döngüsünde, çeşitli sebeplerle azaltılmış çalışma iş akışkanı su, kondenseye besleme ünitesi tarafından sağlanan suyla tamamlanmaktadır. Buhar kondenserlerde yoğuşturulurken elde edilen ısı denizlerde, göllerde, akarsular gibi büyük su kaynakları yardımıyla ortamdan uzaklaştırılabilir. Yakınlarında bu amaca uygun kaynak yoksa santral hava soğutmalı yapılmaktadır. Bu santrallerde kondenserdeki ısı tekrar suya aktarılır. Elde edilen suyun hava ile soğutulduğu ek tesisler bulunmaktadır [81].



Şekil 4.11. Kondanser [82]

4.1.6. Sirkülasyon pompası

Akışkanın bir alandan başka bir alana geçişini sağlamak amacıyla akışkanın basıncını, hızını yükselten cihaza pompa denir (Şekil 4.12). Bugün pompalar Enerjilerini genellikle bir elektrik motorundan alırlar. Pompaların dinamik ve hacimsel temel kategoriye ek olarak birçok alt kategorisi vardır. Isıtma ünitesi çevrim olduğu için sıcak sulu ısıtma sisteminde bulunan pompalar "devirdaim" veya "sirkülasyon" pompası olarak adlandırılmaktadır. Kapalı ısıtma gerekli olduğu sürece ısıtma sirkülasyonu devam etmektedir. Devir-daim pompaları çevrimin ısıtma periyodu boyunca neredeyse hiç durmamaktadırlar. Çevrim Sistemleri kapalı çevrim olduğu için çok yüksek basınç değerlerine sahip pompalar kullanılmamaktadır [83].

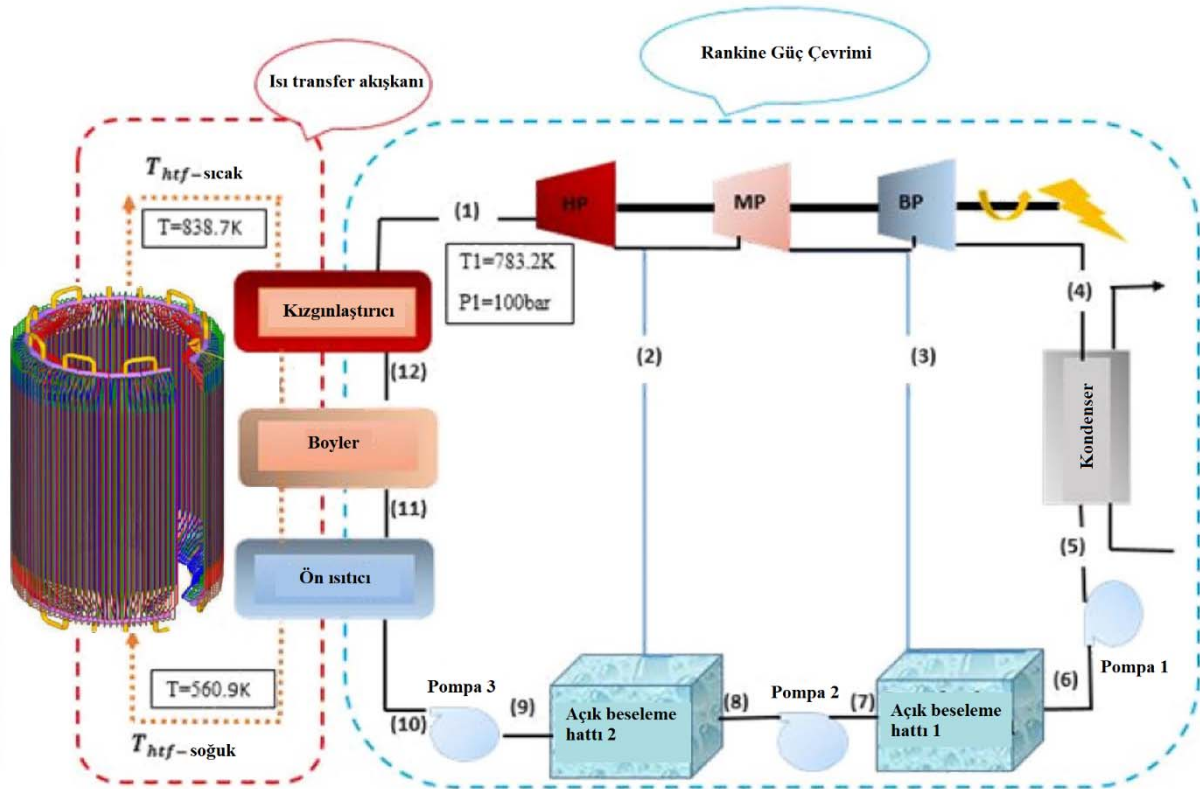


Şekil 4.12. Sirkülasyon pompası [84]

5. SOLAR II GÜÇ SANTRALİ RANKİNE ÇEVİRİMİ HESAPLAMALARI

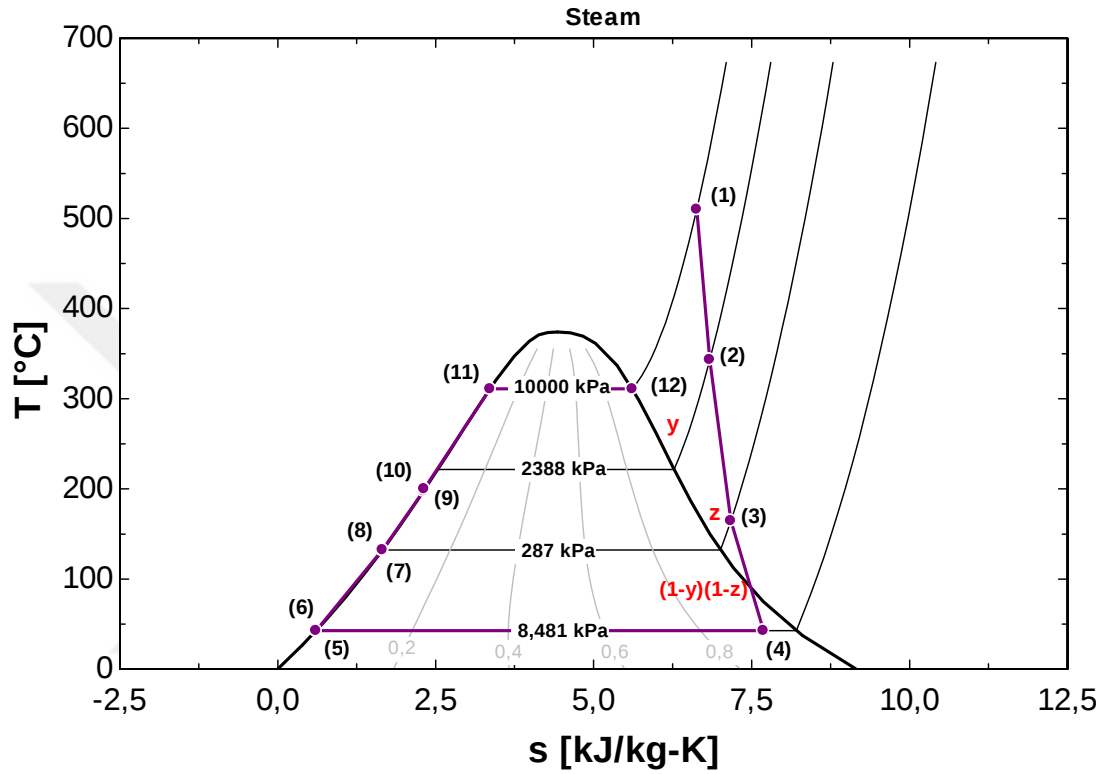
Solar II merkezi alıcı sisteminden gelen ısısal güç, bir elektrik enerjisi üretim çevrimini yürütmek için kullanılmaktadır. Söz konusu uygulaması için seçilen en yaygın üretim çevrimi Rankine buhar çevrimidir. Bu çevrim, merkezi alıcı ısı transfer akışkanı tarafından sağlanan ısıyı, gün boyunca belirli kütle debisiyle ısı depolamadan gelen birleşik giriş enerjisi ile türbinlerde elektrik gücüne dönüştürülmesini amaçlamaktadır. Böylece Rankine çevrim modeli herhangi bir boyut döngüsünde uygulanabilmektedir.

Şekil 5.1, buhar türbini çevriminin Solar II güç santralinin basitleştirilmiş bir şemasını göstermektedir. Tesis, bir güneş kulesi alıcısı, buhar-eriyik tuz akışkanların geçtiği bir dizi ısı eşanjörü (ön ısıtıcı, ara ısıtma, kızgınlaştırıcı), çoklu türbin aşamaları (yüksek basınçlı (HP), orta basınçlı (MP), düşük basınçlı (LP)), bir kondansatör, iki besleme suyu ısıtıcısı ve bu hatların arasına yerleştirilen üç aşamalı pompa sistemi ile 10 MW'lık net güç çıkışı sağlayan bir çevrim inşa edilmiştir [39].



Şekil 5.1. Güç bloğunun modellenmesinde kullanılan Rankine çevriminin konfigürasyonu [85]

Çevrim tasarımı yapılırken tüm kondensatör, ejanjör ve açık su besleme hatlarındaki basınç düşüşleri ihmal edilmiştir. Çevrim verimliliğinin bu basınçlara bağımlılığı nispeten zayıf olduğu literatürde belirlenmiştir. Çevrimdeki suyun pompalara girişi doymuş su ($x=0$) olarak seçilmiştir. Solar II güç çevrimi şemasından uyarlanan çevrim konfigürasyonunun basitleştirilmiş bir sıcaklık-entropi diyagramı Şekil 5.2 'de gösterilmektedir.



Şekil 5.2. Rejenerasyonlu rankine çevrimi için sıcaklık-entropi diyagramı

Solar II merkezi alıcı sisteminde kullanılan Isı Transfer Akışkanı (HTF) eriyik bir tuz (%60 Na-NO₃-40% KNO₃) olup Rankine çevriminin çalışma akışkanı ise buhardan oluşur. HTF eriyik tuzun termofiziksel özellikleri Çizelge 5.1 de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Güneş tuzunun (HTF) sıcaklığının bir fonksiyonu olarak termofiziksel özellikleri [86]

Güneş tuzu	
ρ (kg/m ³)	$2090-0,636T$ (°C)
c_p (J/kg°C)	$1443+0,172T$ (°C)
μ (mPa.s)	$22,714-0,120T(°C)+2,281 \times 10^{-4}(T(°C))^2-1,474 \times 10^{-7}(T(°C))^3$
k (W/m°C)	$0,443+1,9 \times 10^{-4}T(°C)$

Eriyik tuzun eşanjörlerde ısıyı suya aktarması şu şekilde gerçekleşir: Su öncelikle ön ısıtıcıdan geçirilerek ısıtılır. Ardından, ara ısıtmada buharlaştırılarak kızgınlaştırıcı çıkışında kızgın buhar elde edilir. Elde edilen kızgın buhar öncelikle yüksek basınçlı (HP) buhar türbinini çalıştırır ve büyük bir kısmı orta basınçlı (MP) türbini besler. Yüksek basınçlı türbinden ayrılan buharın bir kısmı ise açık besleme suyu ısıtıcısı 2'deki (y) suyu ısıtmak için kullanılır. Orta basınçlı türbininin çıkışında, açık besleme suyu ısıtıcısı 1' deki suyu ısıtmak için bir miktar buhar (z) kullanılır. Buharın geri kalanı düşük basınçlı (LP) türbinini çalıştırır. Çıkan buhar, suyla soğuyan kondensere boşaltılır. 8.48 kPa basınçta yoğunlaşan su buharı 287 kPa basınca pompalanır ve açık besleme suyu ısıtıcısı 1' den geçer. Daha sonra su 2.38 MPa basınçta ikinci açık besleme suyu ısıtıcısı 2'ye pompalanır. Ardından, çevrimi tamamlamak ve ön ısıtıcıya geri dönmek için suyun basıncını 10 MPa'a yükselten üçüncü bir pompa devreye girer. Solar II güç santralinin parametrelerinin değerleri aşağıdaki Çizelge 5.2'de verilmiştir [39].

Çizelge 5.2. Solar II güç santralinin parametreleri [39]

Parametreler	Değerler
T_1 (°C)	510,1
P_1 (MPa)	10
P_5 (kPa)	8,481
$T_{htf,h}$ (°C)	565,6
$T_{htf,c}$ (°C)	287,5
Tesisin gücü (MW)	10
y	0,11
z	0,1447
Türbinlerin izentropik verimliliği	0,7
Pompaların izentropik verimliliği	0,695
ΔT_i (°C)	15
ΔT_e (°C)	4

5.1. Buhar Türbin-Alıcı Çevriminin Termodinamik Modellemesi

5.1.1. Enerji analizi

Şekil gösterilen Solar II buhar güç santralinde kullanılan türbin ve pompa güçleri aşağıdaki termodinamik ifadelerle modellenmiştir [87].

$$W_{T,HP} = \dot{m}_s (h_1 - h_{2a}) \quad (5.1)$$

$$W_{T,MP} = \dot{m}_s (1-y)(h_{2a} - h_{3a}) \quad (5.2)$$

$$W_{T,LP} = \dot{m}_s (1-y)(1-z)(h_{3a} - h_{4a}) \quad (5.3)$$

$$W_{P,1a} = \dot{m}_s (1-y)(1-z)(h_{6a} - h_5) \quad (5.4)$$

$$W_{P,2a} = \dot{m}_s (1-y)(h_{8a} - h_7) \quad (5.5)$$

$$W_{P,3a} = \dot{m}_s (h_{10a} - h_9) \quad (5.6)$$

Bura da $(1-y)(1-z)$ düşük basınç pompasından geçen buharın oranıdır ve $(1-y)(z)$ ise ara pompadan geçen buharın oranıdır. Çevrimdeki türbin ve pompaların izantropik verimlilikleri ise [86];

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_2} \quad (5.7)$$

$$\eta_P = \frac{h_6 - h_5}{h_{6a} - h_5} \quad (5.8)$$

denklemleri kullanılarak verilen izantropik eşitlikten gerçek türbin ve pompa çıkış entalpi değerlerine ulaşılmıştır.

Kondansatör tasarım durumu için hem soğutma suyu giriş hem de çıkış sıcaklıkları belirtilmelidir. Böylece soğutma suyu sıcaklıkları, $\Delta T_{in}=15K$ olarak belirlenen bir giriş sıcaklık farkı ve $\Delta T_{out}= 4K$ olarak belirlenen bir çıkış sıcaklık farkı ile hesaplanmaktadır. Kondansatörde meydana gelen ısı transferi, birim çıkan ısı ve soğutucu akışkan debisi aşağıdaki denklemlerle gösterilir:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_s (1-y)(1-z) q_{out} \quad (5.9)$$

$$q_{out} = (h_{4a} - h_5) \quad (5.10)$$

$$\dot{m}_{s,con} = \frac{\dot{Q}_{con}}{c_{p,avj,con} (T_{con,e} - T_{con,i})} \quad (5.11)$$

Merkez alıcıdan geçen ve ön ısıtma, kazan ve kızgınlaştırıcı ısı eşanjörlerindeki toplam ısı transferi ise;

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_t c_{p,t,avj} (T_{t,sp,i} - T_{t,ph,e}) \quad (5.12)$$

olarak hesaplanmaktadır. Buna bağlı olarak eşanjörlerden buhara geçen toplam birim ısı ve buharın kütesel debisi aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanır [87]:

$$q_{in} = (h_1 - h_{10a}) \quad (5.13)$$

$$\dot{m}_s = \dot{Q}_{tot} / q_{in} \quad (5.14)$$

Çevrimde yer alan tüm eşanjörlerin boyutunun ve verimliliklerinin belirlenmesi için ε -NTU (Isı eşanjörü etkinliği – Transfer ünitelerinin sayısı) yöntemi kullanılır. Özellikle ısı eşanjörü ile ilişkili denklem (5.18)'de açıklanan iletim UA, minimum ısı kapasitesi oranı C_{min} ile ölçeklendirilir. Kızgınlaştırıcı boyutu ve verimini hesaplarken kullanılacak denklemler aşağıda verildiği gibidir [88].

$$C_{s,sp} = \dot{m}_s c_{p,s,avj,sp} \quad (5.15)$$

$$C_{t,sp} = \dot{m}_t c_{p,t,avj,sp} \quad (5.16)$$

$$C_{min,sp} = \min(C_{s,sp}, C_{t,sp}) \quad (5.17)$$

$$UA_{sp} = NTU_{sp} \cdot C_{min,sp} \quad (5.18)$$

Burada $C_{s,sp}$ ve $C_{t,sp}$ sırasıyla soğuk akışkanının (buhar) ısı kapasitesi ve sıcak akışkanının (ısı transfer akışkanı) ısı kapasitesi olup $C_{R,sp}$ ise ısıl kapasite oranıdır.

$$C_{R,sp} = C_{min,sp} / C_{max,sp} \quad (5.19)$$

Tek fazlı akışlar için, NTU ile etkinlik arasındaki ilişki, ısı eşanjörünün konfigürasyonuna bağlıdır. NTU'yu hesaplamak için karşıt akışlı bir ısı eşanjöründe aşağıdaki denklem kullanılmaktadır [88].

$$NTU_{sp} = \frac{\ln\left(\frac{\varepsilon_{sp} - 1}{\varepsilon_{sp} \cdot CR_{sp} - 1}\right)}{CR_{sp} - 1} \quad (5.20)$$

$$\dot{Q}_{max,sp} = C_{min,sp} (T_{t,sp,i} - T_{12}) \quad (5.21)$$

$$\varepsilon_{sp} = \dot{Q}_{sp} / \dot{Q}_{max,sp} \quad (5.22)$$

Burada ε etkinlik katsayısıdır. Rankine güç çevriminin performansını değerlendirmek için verim şu şekilde hesaplanır:

$$\eta_{t,cyl} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_T \quad (5.23)$$

$\eta_{t,cyl}$; Rankine çevriminden elde edilen net gücün merkez alıcı tarafından çalışma akışkanına (buhar) geçen ısı transferine oranı olarak tanımlanmakta ve çevrim verimliliği olarak adlandırılmaktadır.

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_T + \dot{Q}_L \quad (5.24)$$

Burada Q_s merkez alıcıya aynalardan (helistot) gelen toplam ısıtım miktarı ve Q_L merkez alıcıdan kaybedilen toplam ısı kaybını göstermektedir.

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_s (1 - \alpha) + \dot{Q}_r + \dot{Q}_{cv} + \dot{Q}_{cd} \quad (5.25)$$

α , alıcının absorpsiyon oranı, Q_r , Q_{cv} ve Q_{cd} ise sırasıyla ısıtım, taşınım ve iletimden kaynaklı ısı kayıplarıdır.

$$\eta_{t,sys} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_s \quad (5.26)$$

Burada $\eta_{t,sys}$; Rankine çevriminden elde edilen net gücün merkez alıcıya gelen toplam ısıtımın oranı olarak tanımlanmakta ve sistem (merkez alıcı+Rankine güç) verimliliğini göstermektedir.

5.1.2. Ekserji analizi

Solar II buhar güç santrali sisteminin tam anlamıyla kullanılabilirliğini araştırmak amacıyla I. kanun analizine ek olarak, buhar-güç sisteminin ekserji (II. Kanun analizi) de detaylı olarak yapılmalıdır. Bu amaçla, buhar-güç sisteminde kullanılan tüm ekipmanların ekserjileri, ekserji kayıpları ve ekserji verimlilikleri aşağıdaki termodinamik ifadelerle izah edilmiştir.

Rankine güç çevrimindeki her bir noktanın ekserjisi aşağıdaki ifadelerle hesaplanmıştır. Verilen birim ekserjilerin kütesel debi ile çarpılması sonucunda ekserji güçleri hesaplanmıştır [89]:

$$\psi_1 = (h_1 - h_o) - T_o (s_1 - s_o) \quad (5.27)$$

$$\dot{X}_1 = \dot{m}_s \psi_1 \quad (5.28)$$

$$\dot{X}_{2,H} = \dot{m}_s \psi_2 \quad (5.29)$$

Burada “o” indisi ile belirtilen ifadeler ölü nokta değerleridir. Kullanılmayan ekserjiyi ifade eden ekserji yıkımı (yok olan ekserji) aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$I_{T,HP} = \dot{m}_s T_o (s_{2a} - s_1) \quad (5.30)$$

Her bir ekipmanın ekserji verimliliği (exergetic efficiency) ise kullanılabilir ekserjinin sağlanan ekserjiye oranıyla hesaplanır [89].

$$\Sigma_{x,T,HP} = 1 - \left(\frac{I_{T,HP}}{\dot{X}_1 - \dot{X}_{2,H}} \right) \quad (5.31)$$

Merkez alıcı ısı eşanjöründen elde edilen toplam ekserji aşağıdaki ifade ile hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{x,he} = \dot{Q}_{tot} \left(1 - (T_o / T_{avj,he}) \right) \quad (5.32)$$

Burada Rankine güç çevriminin ekserji verimliliği aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanmıştır:

$$\eta_{II,cyl} = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{x,he} \quad (5.33)$$

Sistemin toplam ekserji verimliliğini hesaplamak için alıcı tarafından absorbe edilen güneş ısısı ışıınının ekserjisinin hesaplanması gerekmektedir. Bunun için aşağıda verilen denklem kullanılmıştır [90]:

$$\dot{E}_{x,s} = \dot{Q}_s \left(1 - (4/3)(T_o / T_{sun}) + (1/3)(T_o / T_{sun})^4 \right) \quad (5.34)$$

Burada T_s güneş sıcaklığı (5777 K) ve T_o ölü nokta sıcaklığıdır. Son olarak alıcı ile Rankine güç sisteminin toplam ekserji verimliliği aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\eta_{II,sys} = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{x,s} \quad (5.35)$$

Çalışma akışkanının termodinamik özellikleri ile çevrimin farklı noktalarındaki basınç ve sıcaklıklar Mühendislik Denklem Çözücü (EES) yazılımı kullanılarak hesaplanmıştır.

6. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında, Solar II merkezi alıcılı güneş enerji sistemi için tasarım şartları, parametreleri, güç çevrimi analizleri yapılarak sistemsel olarak incelenmiştir. Bu amaçla öncelikle mevcut Solar II sisteminin özellikleri temel alınarak sistem denklemleri EES programına tanımlanmıştır. Mevcut alıcıdaki ısı transfer akışkanının (HTF) özellikleri Rankine buhar-güç çevriminde kullanılan çalışma akışkanı olan buharın özellikleri sisteme girdi olarak verilerek farklı konfigürasyonlarda mevcut sistemsel çıktıları program kullanılarak elde edilmiştir.

EES programında elde edilen sistem özellikleri ile Solar II sisteminin gerçek verileri karşılaştırılarak yazılan programın doğrulaması yapılmıştır. Daha sonra Solar II sisteminin performans parametrelerinin detaylı olarak incelenmesi gerçekleştirilmiştir.

6.1. Model Doğrulaması

Solar II merkezi alıcılı güneş enerji sistemi için tasarım şartları ve güç çevrimi parametrelerini tanımlamak için EES programında termodinamik bir model hazırlanmıştır. Dizayn döngüsünden başlayarak, modelin sonucu, sıvı akış hızları ve bir dizi ısı eşanjörü boyutlandırılması istenen elektrik gücü değerine (10 MW) uyacak şekilde tasarlanmıştır.

Her bir noktanın basınçları, entropileri, sıcaklıkları ve entalpileri yeniden gruplandıran diziler, noktaların her birini temsil eden tam sayılarla gösterilmiştir (Çizelge 6.1) Ayrıca HTF tipi, ısı transfer akışkanı giriş sıcaklığı, çıkış sıcaklığı ve istenilen çıkış gücü belirtilmiş ve buhar kütle debisi bu parametrelere bağlı kalarak hesaplanmıştır. Geliştirilen programı doğrulamak için Solar II merkezi alıcılı güneş santraline uygulanan tasarım modeli giriş ve çıkış parametreleri belirlenmiştir. Geliştirilen modele ait eşanjörlerdeki ısı transferleri, ısı transfer alanları ve sıcaklıkların sonuçları Çizelge 6.2.'de özetlenmiştir. Farklı bileşenlerin (türbinler, pompalar, kondenser vb.) gücü ve çevrimin verimi verilmiştir. Elde edilen sonuçların, Solar II güç santralinin sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüş olup bu durum modelimizin doğruluğunu ispatlamıştır.

Çizelge 6.1. Her bir noktanın termodinamik değerleri

Nokta [i]	h[i] (kJ/kg)	P[i] (kPa)	s[i] (kJ/kg.K)	T[i] (°C)	v[i] (m ³ /kg)	x[i]	Ψ[i] (kJ/kg)
1	3400	10000	6,63	510,1	0,03337		1447
2	3113	2388	6,839	343,3	0,1137		1099
3	2793	287	7,171	164,6	0,6888		680,4
4	2414	8,481	7,686	42,63	15,96	0,9315	149,9
5	178,5	8,481	0,6073	42,63	0,001009	0	2,833
6	178,9	287	0,6077	42,67			3,122
7	555,2	287	1,656	132,1	0,001072	0	70,04
8	558,4	2388	1,659	132,5			72,56
9	843,2	2388	2,309	197,9	0,001152		165,5
10	855,9	10000	2,318	200			175,7
11	1407	10000	3,359	311		0	419,8
12	2725	10000	5,614	311		1	1072

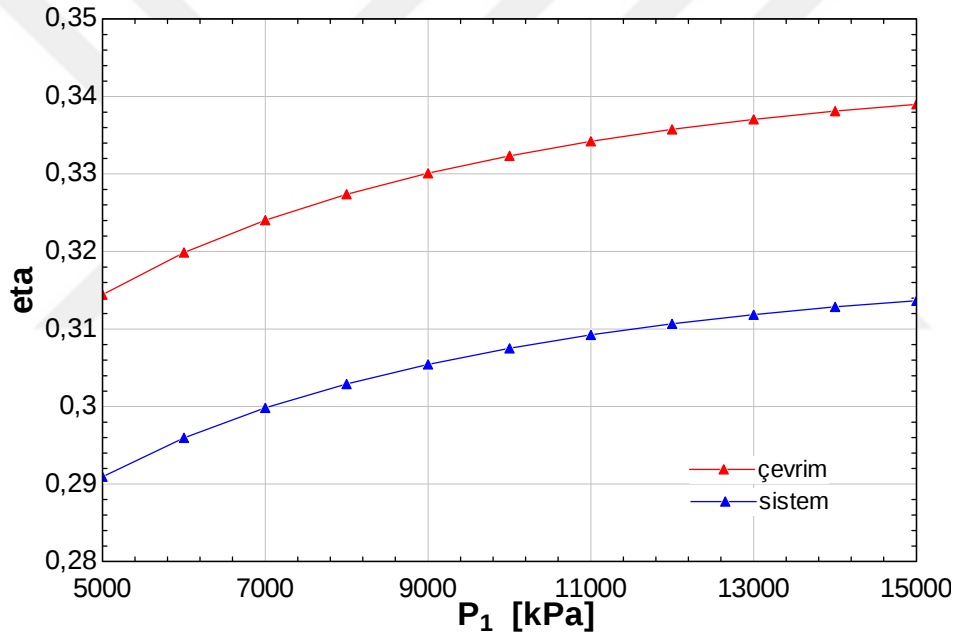
Çizelge 6.2. Rankine güç modelinin doğrulaması

Parametreler	Solar II modelinin değeri [85]	Modelin değeri	Hata, %
Buhar kütle akış debisi [kg/s]	11,84	11,84	-
Yüksek basınçlı türbin gücü [kW]	3398	3398	-
Ara basınç türbin gücü [kW]	3374	3371	0,1
Düşük basınçlı türbin gücü [kW]	3415	3409	0,2
Toplam buhar türbini gücü [MW]	10,19	10,18	0,1
Ön ısıtma ısı transferi [kW]	6572	6529	0,7
Kazan ısı transferi [kW]	15594	15596	-
Kızgınlaştırıcı ısı transferi [kW]	7995	7998	-
Toplam ısı transferi [kW]	30161	30123	0,1
Pompa 1 gücü [kW]	-3,648	-3,638	0,3
Pompa 2 gücü [kW]	-34,13	-34,08	0,1
Pompa 3 gücü [kW]	-149,2	-149,4	0,1
Toplam pompa gücü [kW]	-186,97	-187,1	0,1
Çevrimin elektrik gücü [MW]	10	10,01	0,1
Çevrim verimliliği	0,33	0,332	0,6

Santral gücü istenilen değere (10 MW) ve santralin verimliliği ise %33'e eşittir. Bu verimlilik, yapılan literatür çalışmaları doğrultusunda bir Rankine güç çevrim verimliliğiyle karşılaştırıldığında nispete düşük kalmaktadır. Genel olarak, buhar türbini ile elektrik üretimi, çevrimin verimliliğini artırmak için bir takım teknolojilere de ihtiyaç duymaktadır. Bundan sonraki bölümde, tam kapasitede çalışan bir Solar II santralinin belirtilen kütleli debi ve sabit giriş-çıkış alıcı tuz sıcaklıkları için, Rankine güç çevriminin performansını iyileştirmek amacıyla yapılacak işlemler detaylı olarak anlatılmıştır. Bu kapsamda yapılan çalışmalar başlıklar halinde belirtilmiş olup, Rankine güç çevrim ve tüm sistemin verimliliği, her bir parametrenin performansa etki değeri, enerji ve ekserji verimliliklerinin belirlenmesi kısımları hesaplanarak incelenmiştir.

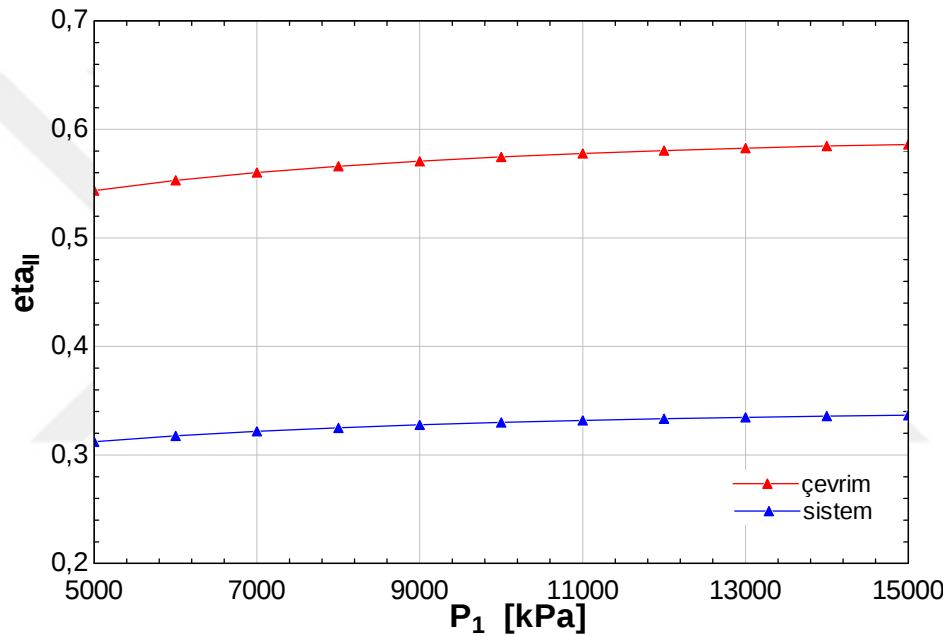
6.2. Türbin Giriş Basıncının Enerji ve Ekserji Verimliliklerine Etkisi

Şekil 6.1’de yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar türbin giriş basıncı değerlerinde; çevrimin enerji verimliliğinin 0.3144 ila 0.339 ve sistemin enerji verimliliğinin 0.2909 ila 0.3137 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi yüksek basınç değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin enerji (I. kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5000 kPa’dan; 7000 kPa’a arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 3.05 ve % 3.06, 10000 kPa’a arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 5.69 ve % 5.71 ve 15000 kPa’a arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 7.82 ve % 7.84 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



Şekil 6.1. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi

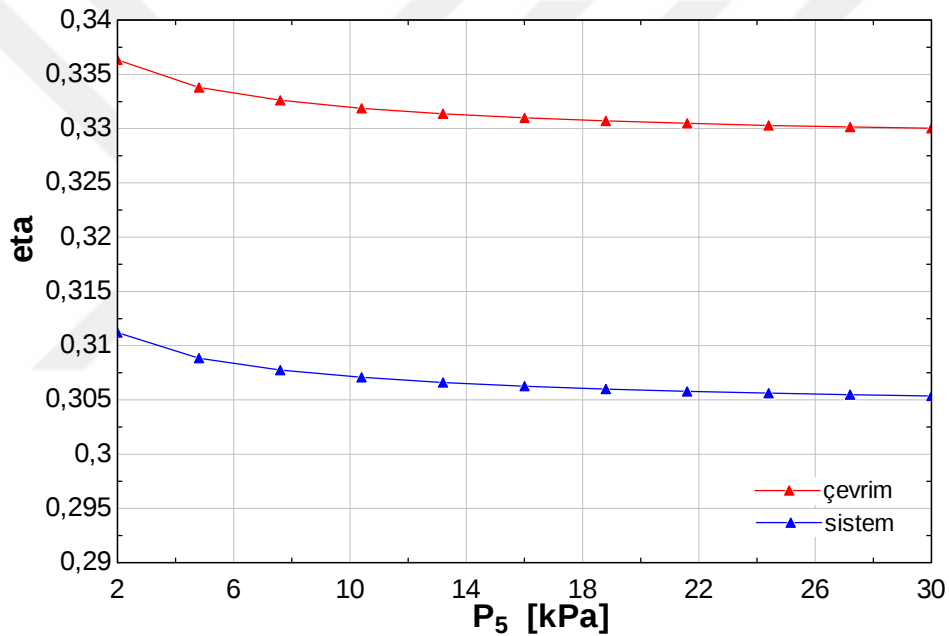
Şekil 6.2’de yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin çevrim ve sistemin ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar türbin giriş basıncı değerlerinde; çevrimin ekserji verimliliğinin 0.5436 ila 0.5861 ve sistemin ekserji verimliliğinin 0.3122 ila 0.3366 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi yüksek basınç değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin ekserji (II. kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5000 kPa’dan; 7000 kPa’a arttığında çevrim ve sistem verimlilikleri sırasıyla % 4.98 ve % 4.96, 12000 kPa’a arttığında çevrim ve sistem verimlilikleri sırasıyla % 6.78 ve % 6.79 ve 15000 kPa’a arttığında çevrim ve sistem verimlilikleri sırasıyla % 7.818 ve % 7.815 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



Şekil 6.2. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin çevrim ve sistemin ekserji verimliliğine etkisi

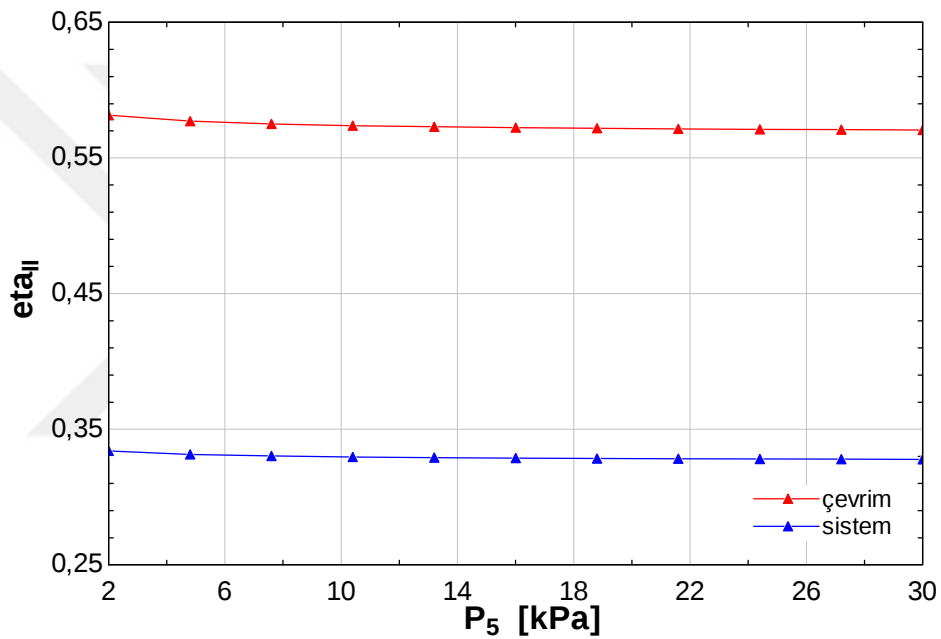
6.3. Pompa Giriş Basıncı ve Sıcaklığının Enerji ve Ekserji Verimliliğine Etkisi

Şekil 6.3’de pompa giriş basınç değerlerinin çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 2 kPa’dan 30 kPa basıncına kadar pompa giriş basıncı değerlerinde; çevrimin enerji verimliliğinin 0.3363 ila 0.3300 ve sistemin enerji verimliliğinin 0.3112 ila 0.3054 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi pompa giriş basınç değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin enerji (I. kanun) verimliliğinin azaldığı görülmektedir. Pompa giriş basınç değeri 2 kPa’dan; 16 kPa’a arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 1.57 ve % 1.57, 24 kPa’a arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 1.78 ve % 1.79 ve 30 kPa’a arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 1.87 ve % 1.86 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.



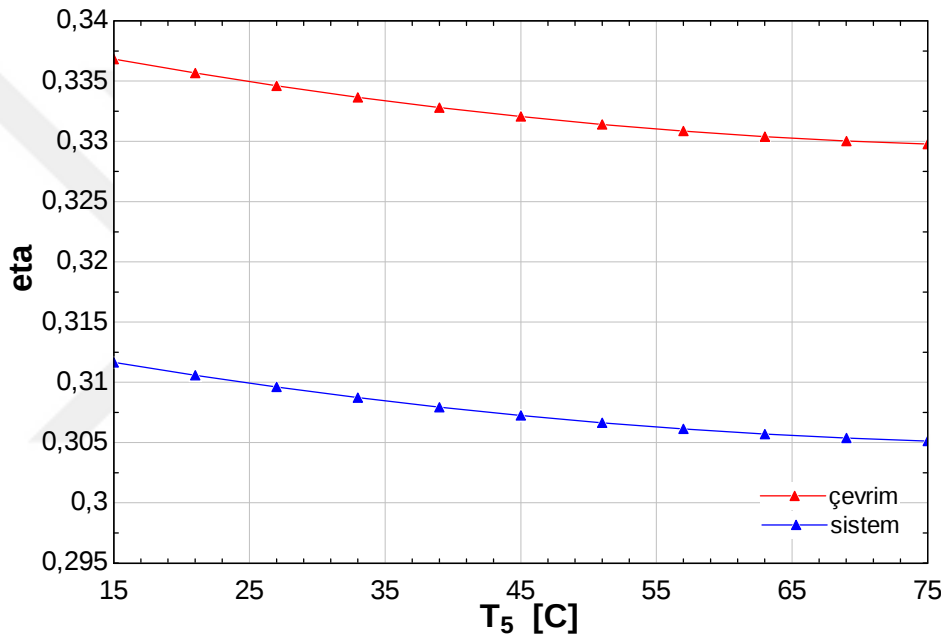
Şekil 6.3. Pompa giriş basınç değerlerinin çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi

Şekil 6.4’de pompa giriş basınç değerlerinin çevrim ve sistemin ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 2 kPa’dan 30 kPa basıncına kadar türbin giriş basıncı değerlerinde; çevrimin ekserji verimliliğinin 0.5815 ila 0.5706 ve sistemin ekserji verimliliğinin 0.3339 ila 0.3277 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı pompa giriş basınç değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin ekserji (II. kanun) verimliliğinin azaldığı görülmektedir. Pompa giriş basınç değeri 2 kPa’dan; 13.2 kPa’a arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 1.47 ve % 1.46, 24.4 kPa’a arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 1.78 ve % 1.79 ve 30 kPa’a arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 1.87 ve % 1.85 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.



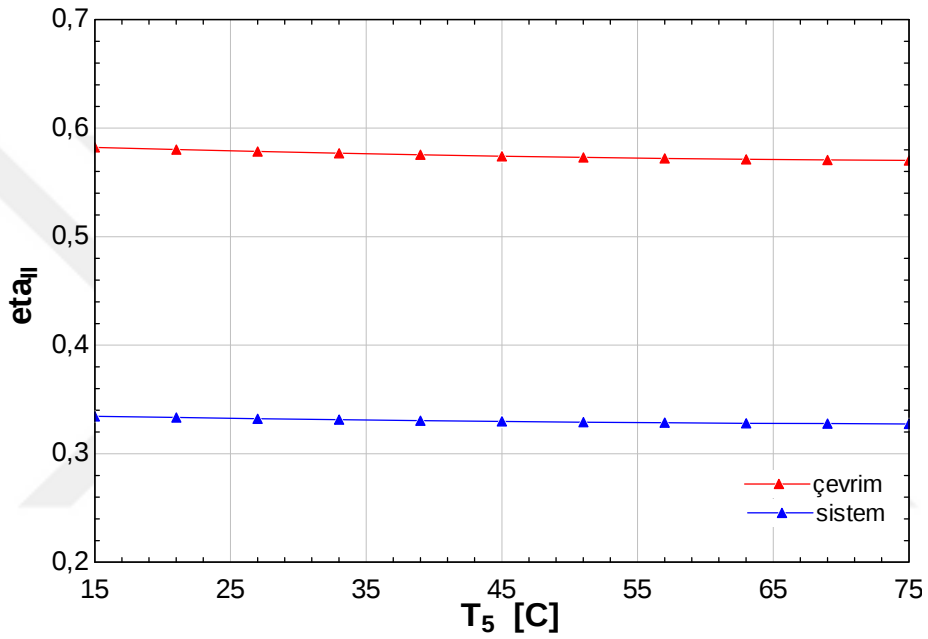
Şekil 6.4. Pompa giriş basınç değerlerinin çevrim ve sistemin ekserji verimliliğine etkisi

Şekil 6.5’de pompa giriş sıcaklık değerlerinin çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 15°C’den 75°C’e sıcaklığa kadar türbin giriş sıcaklık değerlerinde; çevrimin enerji verimliliğinin 0.3368 ila 0.3298 ve sistemin enerji verimliliğinin 0.3117 ila 0.3051 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı pompa giriş sıcaklık değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin enerji (I. kanun) verimliliğinin azaldığı görülmektedir. Pompa giriş sıcaklık değeri 15°C’den; 45°C’ye arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 1.39 ve % 1.44, 63°C’ye arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 1.90 ve % 1.92 ve 75°C’ye arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 2.07 ve % 2.11 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.



Şekil 6.5. Pompa giriş sıcaklık değerlerinin çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi

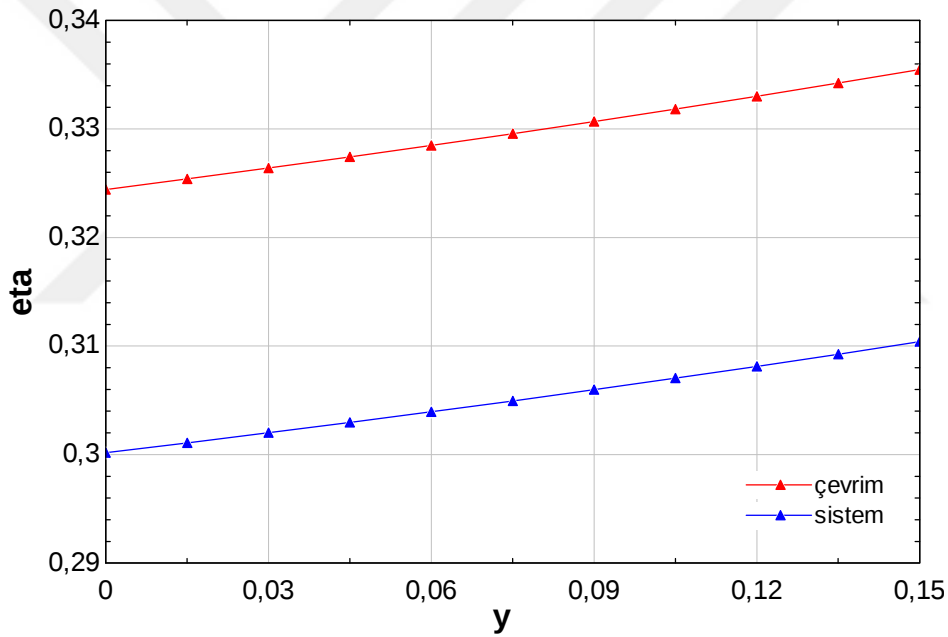
Şekil 6.6’da pompa giriş sıcaklık değerlerinin çevrim ve sistemin ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 15°C’den 75°C’e sıcaklığa kadar türbin giriş sıcaklık değerlerinde; çevrimin ekserji verimliliğinin 0.5824 ila 0.5702 ve sistemin ekserji verimliliğinin 0.3344 ila 0.3274 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi pompa giriş sıcaklık değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin ekserji (II. kanun) verimliliğinin azaldığı görülmektedir. Pompa giriş sıcaklık değeri 15°C’den; 45°C’ye arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 1.42 ve % 1.40, 63°C’ye arttığında çevrim ve sistem ekserji verimlilikleri sırasıyla % 1.92 ve % 1.91 ve 75°C’ye arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 2.09 ve % 2.09 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.



Şekil 6.6. Pompa giriş sıcaklık değerlerinin çevrim ve sistemin ekserji verimliliğine etkisi

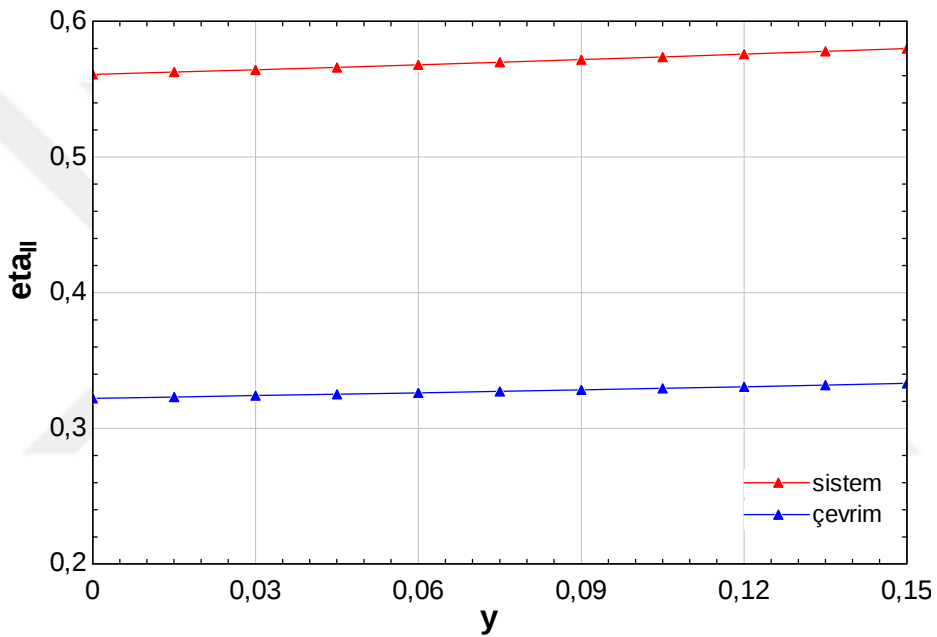
6.4. Açık Besleme Su Isıtıcılarına Giren Buhar Miktarının Enerji ve Ekserji Verimliliklerine Etkisi

Şekil 6.7’de açık besleme hattı II su ısıtıcılarına giren buhar miktarının çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 0’dan 0.15’e kadar buhar miktarının artan değerlerinde; çevrimin enerji verimliliğinin 0.3244 ila 0.3355 ve sistemin enerji verimliliğinin 0.3002 ila 0.3104 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabileceği gibi buhar miktarı değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin enerji (I. Kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Buhar miktarı değeri 0’dan 0.06’ya arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 1.26 ve % 1.23. 0.12’ye arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 2.65 ve % 2.63 ve 0.15’e arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 3.42 ve % 3.39 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



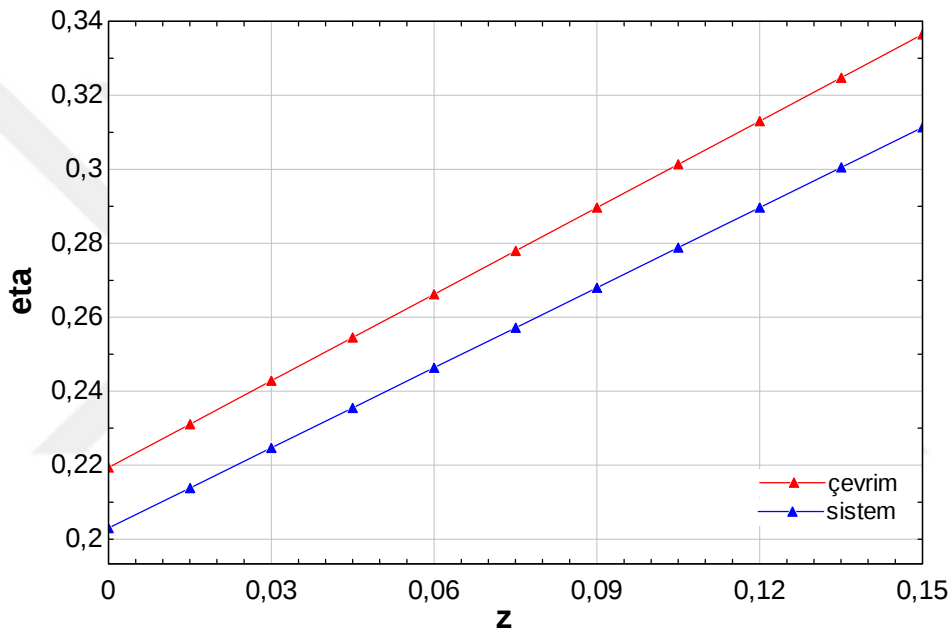
Şekil 6.7. Açık besleme hattı II su ısıtıcılarına giren buhar miktarının çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi

Şekil 6.8’de açık besleme hattı II su ısıtıcılarına giren buhar miktarının çevrim ve sistemin ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 0’dan 0.15’e kadar buhar miktarının artan değerlerinde; çevrimin ekserji verimliliğinin 0.5609 ila 0.58 ve sistemin ekserji verimliliğinin 0.3221 ila 0.3331 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi buhar miktarı değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin ekserji (II. Kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Buhar miktarı değeri 0’dan 0.06’ya arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 1.247 ve % 1.241. 0.12’ ye arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 2.65 ve % 2.63 ve 0.15’e arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 3.40 ve % 3.41 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



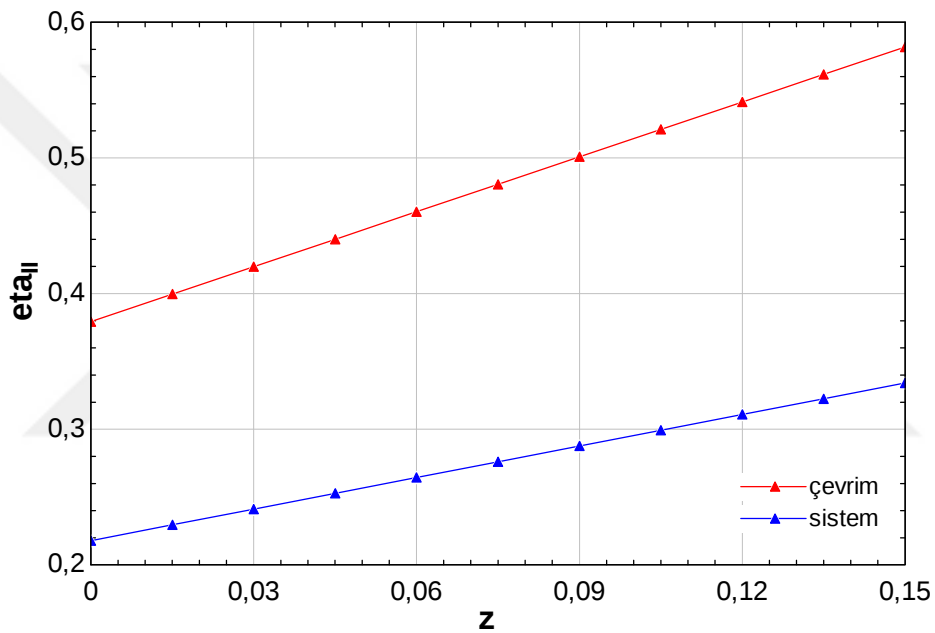
Şekil 6.8. Açık besleme hattı II su ısıtıcılarına giren buhar miktarının çevrim ve sistemin ekserji verimliliğine etkisi

Şekil 6.9’da açık besleme hattı I su ısıtıcılarına giren buhar miktarının çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 0’dan 0.15’e kadar buhar miktarının artan değerlerinde; çevrimin enerji verimliliğinin 0.2194 ila 0.3365 ve sistemin enerji verimliliğinin 0.2030 ila 0.3113 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi buhar miktarı değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin enerji (I. Kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Buhar miktarı değeri 0 dan 0.06’ya arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 21.33 ve % 21.33. 0.12’ ye arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 42.70 ve % 42.70 ve 0.15’e arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 53.37 ve % 53.34 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



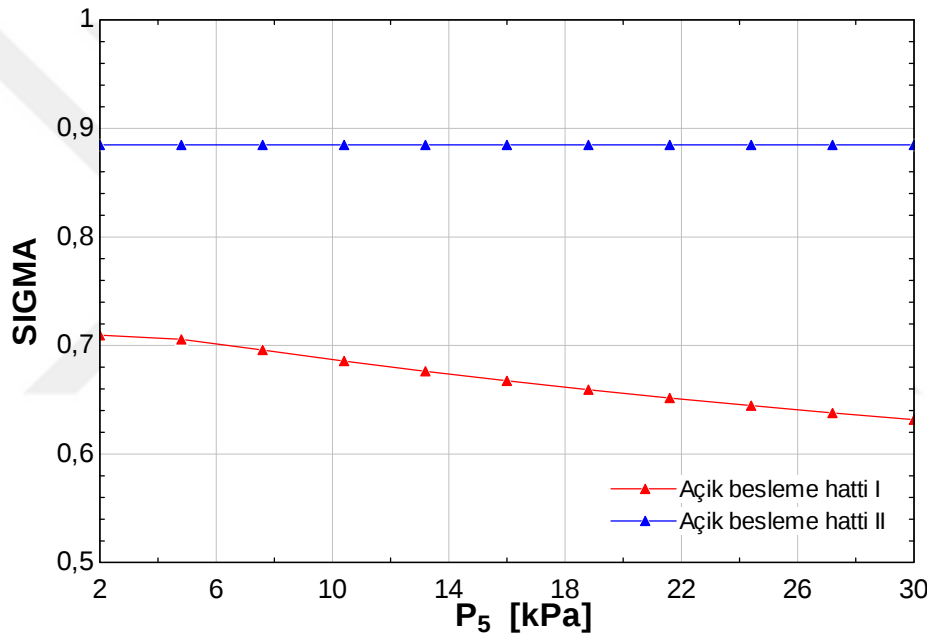
Şekil 6.9. Açık besleme hattı I su ısıtıcılarına giren buhar miktarının çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi

Şekil 6.10'da açık besleme hattı I su ısıtıcılarına giren buhar miktarının çevrim ve sistemin ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 0'dan 0.15'e kadar buhar miktarının artan değerlerinde; çevrimin ekserji verimliliğinin 0.3793 ila 0.5817 ve sistemin ekserji verimliliğinin 0.2178 ila 0.3341 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi buhar miktarı değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin ekserji (II. Kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Buhar miktarı değeri 0 dan 0.06'ya arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 21.35 ve % 21.34. 0.12' ye arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 42.71 ve % 42.69 ve 0.15'e arttığında çevrim ve sistemin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 53.36 ve % 53.39 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



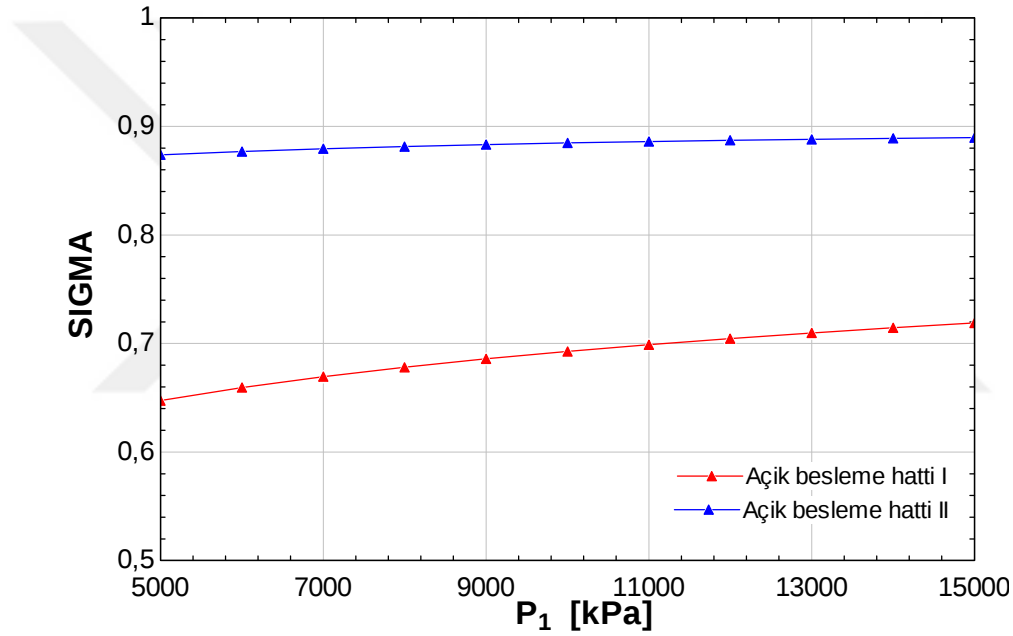
Şekil 6.10. Açık besleme hattı I su ısıtıcılarına giren buhar miktarının çevrim ve sistemin ekserji verimliliğine etkisi

Şekil 6.11’de pompa giriş basınç değerlerinin açık besleme hattı I ve II’ye ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 2 kPa’dan 30 kPa basıncına kadar pompa giriş basıncı değerlerinde; açık besleme hattı I’in ekserji verimliliğinin 0.7094 ila 0.6316 arasında ve açık besleme hattı II’nin ekserji verimliliğinin 0.8848 değerinde olduğu görülmektedir. Grafikten anlaşılacağı gibi pompa giriş basınç değeri arttıkça açık besleme hattı I ve II’nin ekserji (II. kanun) verimliliğinin açık besleme hattı II’de değişmediği, açık besleme hattı I de azaldığı görülmektedir. Pompa giriş basınç değeri 2 kPa’dan; 16 kPa’a arttığında açık besleme hattı I’nin verimliliği % 5.93. 24.4 kPa’a arttığında açık besleme hattı I’nin verimliliği % 9.14 ve 30 kPa’a arttığında açık besleme hattı I’nin verimliliğinde % 10.96 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.



Şekil 6.11. Pompa giriş basınç değerlerinin açık besleme hattı I ve II’ye ekserji verimliliğine etkisi

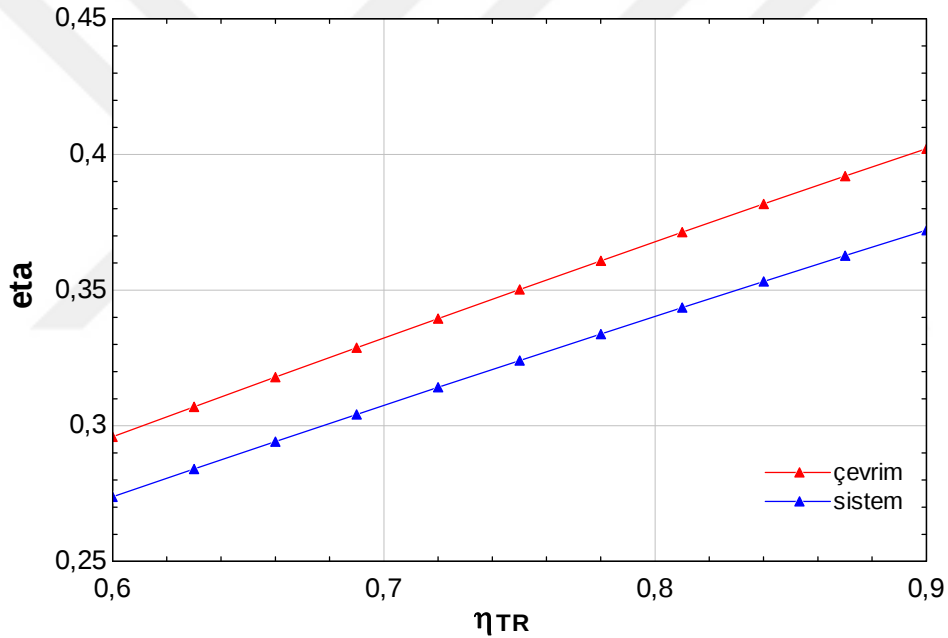
Şekil 6.12’de yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin açık besleme hattı I ve II’ye ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar pompa giriş basınç değerlerinde; açık besleme hattı I’in ekserji verimliliğinin 0.6474 ila 0.7189 arasında ve açık besleme hattı II’nin ekserji verimliliğinin 0.8738 ila 0.8898 değerinde olduğu görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi pompa giriş basınç değeri arttıkça açık besleme hattı I ve II’nin ekserji (II. kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5 MPa’dan; 9 MPa’a arttığında açık besleme hattı I’ ve II’nin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 5.91 ve % 1.08. 13 MPa’a arttığında açık besleme hattı I ve II’nin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 9.60 ve % 1.64 ve 15 MPa’a arttığında açık besleme hattı I ve II’nin verimliliklerinde sırasıyla % 11.04 ve % 1.83 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



Şekil 6.12. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin açık besleme hattı I ve II’ye ekserji verimliliğine etkisi

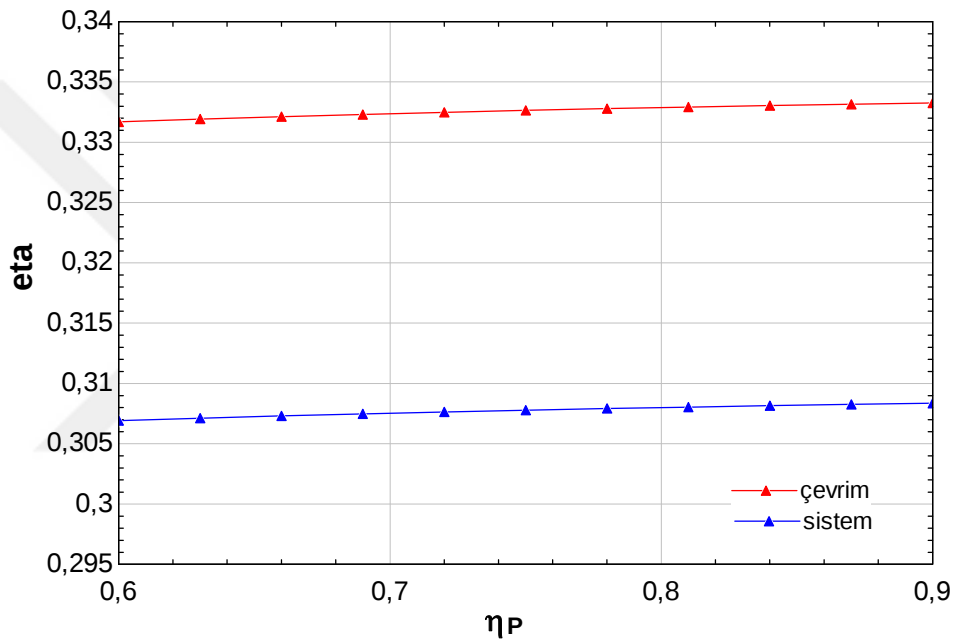
6.5. Türbin ve Pompa Termodinamik Özelliklerinin Enerji ve Ekserji Verimliliklerine Etkisi

Şekil 6.13’de birinci kanun verimliliği değerlerinin çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 0.6 ila 0.9 değerlerinde; çevrimin enerji verimliliğinin 0.2959 ila 0.4021 ve sistemin enerji verimliliğinin 0.2738 ila 0.3721 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi birinci kanun verimliliği değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin enerji (I. kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Birinci kanun verimliliği değeri 0.6’dan; 0.72’ye arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 14.73 ve % 14.71. 0.81’e arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 25.48 ve % 25.49 ve 0.9’a arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 35.89 ve % 35.90 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



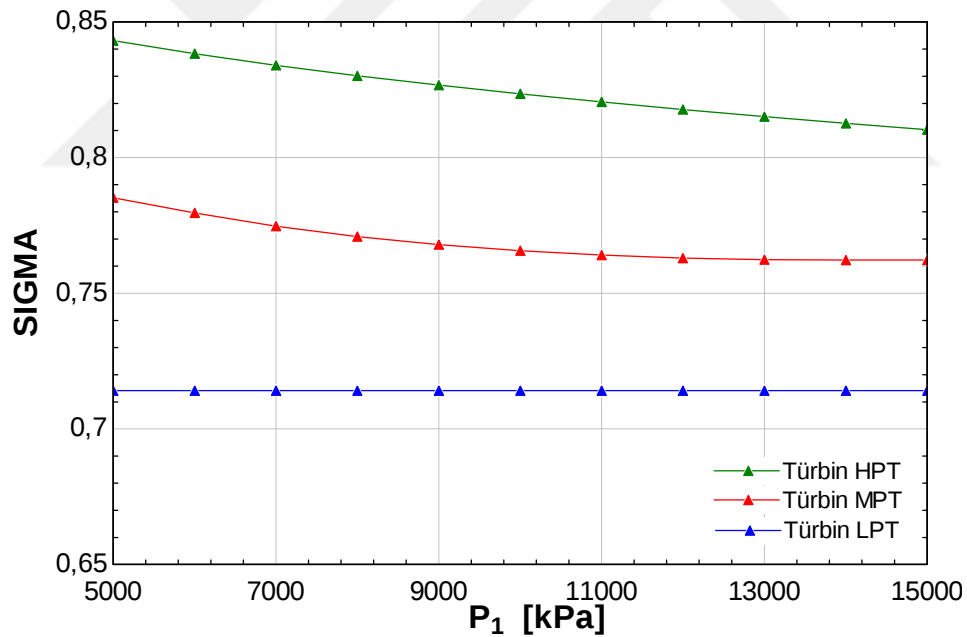
Şekil 6.13. Türbin izantropik verimliliğinin I. kanun çevrim ve sistemin verimliliklerine etkisi

Şekil 6.14’de birinci pompa verimliliği değerlerinin çevrim ve sistemin enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 0.6 ila 0.9 değerlerinde; çevrimin enerji verimliliğinin 0.3317 ila 0.3333 ve sistemin enerji verimliliğinin 0.3069 ila 0.3084 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi birinci pompa verimliliği değeri arttıkça Rankine çevrimin ve sistemin enerji (I. kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Birinci kanun verimliliği değeri 0.6’dan; 0.72’ye arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 0.24 ve % 0.22. 0.81’e arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 0.36 ve % 0.35 ve 0.9’a arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 0.48 ve % 0.48 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



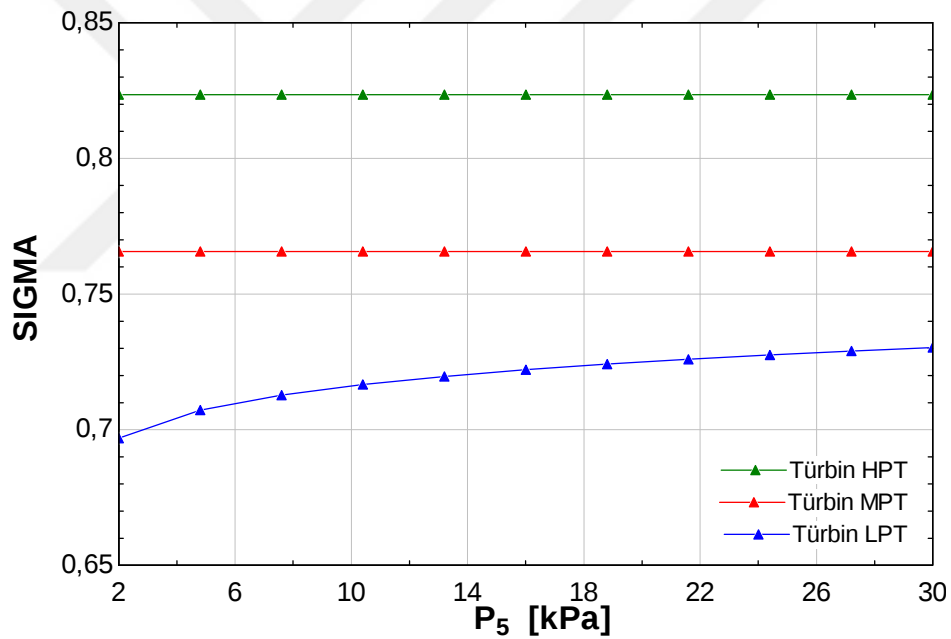
Şekil 6.14. Pompa izantropik verimliliğinin çevrim ve sistemin enerji verimliliklerine etkisi

Şekil 6.15’de yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin yüksek basınçlı (HP), orta basınçlı (MP) ve düşük basınçlı (LP) türbinlerin ikincil ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar türbin giriş basınç değerlerinde; yüksek basınçlı türbinin ekserji verimliliğinin 0.8431 ila 0.8102 arasında, orta basınçlı türbinin ekserji verimliliğinin 0.7852 ila 0.7622 arasında ve düşük basınçlı türbinin ekserji verimliliğinin 0.7141 değerleri arasında olduğu görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi türbin giriş basınç değeri arttıkça yüksek basınçlı ve orta basınçlı türbinin ekserji (II. kanun) verimliliği azalırken düşük basınçlı türbinin ekserji (II. Kanun) verimliliğinin değişmediği görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5 MPa’dan; 9 MPa’a arttığında yüksek basınçlı ve orta basınçlı türbinlerin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 1.94 ve % 2.20. 12 MPa’a arttığında yüksek basınçlı ve orta basınçlı türbinlerin ekserji verimlilikleri sırasıyla % 3.01 ve % 2.82. 15 MPa’a arttığında yüksek basınçlı ve orta basınçlı türbinlerin ekserji verimliliklerinde sırasıyla % 3.90 ve % 2.92 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür. Alçak basınçlı türbinin ise ekserji verimliliğinin 5 MPa ila 15 MPa aralığında değişmediği görülmektedir.



Şekil 6.15. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin yüksek basınçlı (HP), orta basınçlı (MP) ve düşük basınçlı (LP) türbinlerin ekserji verimliliklerine etkisi

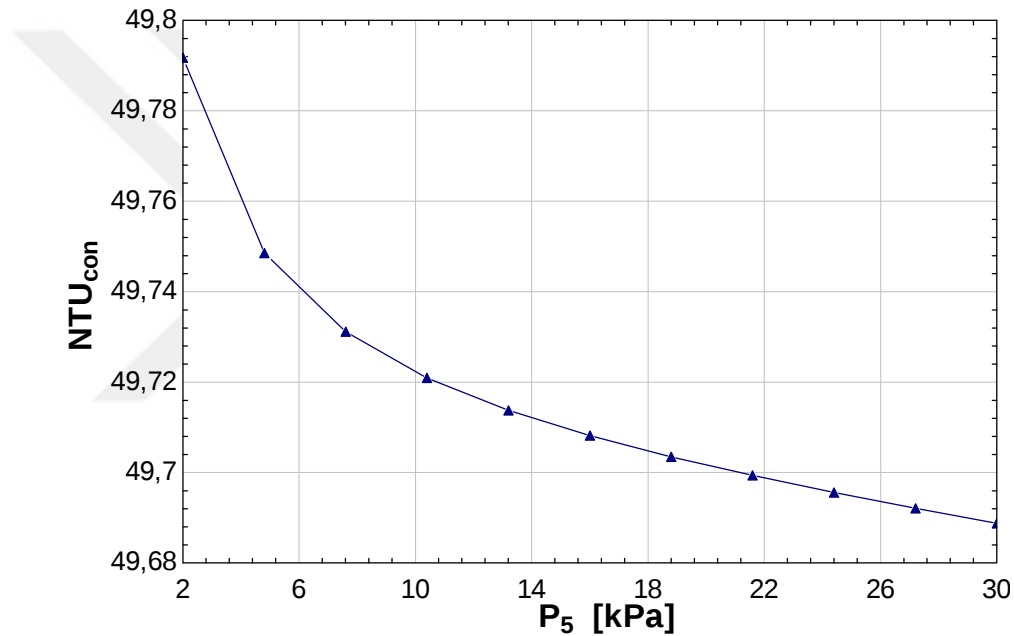
Şekil 6.16’da pompa giriş basınç değerlerinin yüksek basınçlı (HP), orta basınçlı (MP) ve düşük basınçlı (LP) türbinlerin ikincil ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 2 kPa’dan 30 kPa basıncına kadar türbin giriş basınç değerlerinde; yüksek basınçlı türbinin ekserji verimliliği 0.8235, orta basınçlı türbinin ekserji verimliliği 0.7657 ve düşük basınçlı türbinin ekserji verimliliğinin ise 0.6969 ila 0.7303 değerleri arasında olduğu görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi türbin giriş basınç değeri arttıkça yüksek basınçlı ve orta basınçlı türbinin ekserji (II. kanun) verimliliği değişmezken düşük basınçlı türbinin ekserji (II. Kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 2 kPa’dan; 30 kPa’a arttığında yüksek basınçlı ve orta basınçlı türbinlerin ekserji verimlilikleri değişmezken alçak basınçlı türbinin ise ekserji verimliliğinin 2 kPa’dan 10.4 kPa’a arttığında % 2.82. 18.8 kPa’a arttığında alçak basınçlı türbinin ekserji verimliliği % 3.90 ve 30 kPa’la arttığında % 4.79 değerinde arttığı görülmektedir.



Şekil 6.16. Pompa giriş basınç değerlerinin yüksek basınçlı (HP), orta basınçlı (MP) ve düşük basınçlı (LP) türbinlerin ekserji verimliliklerine etkisi

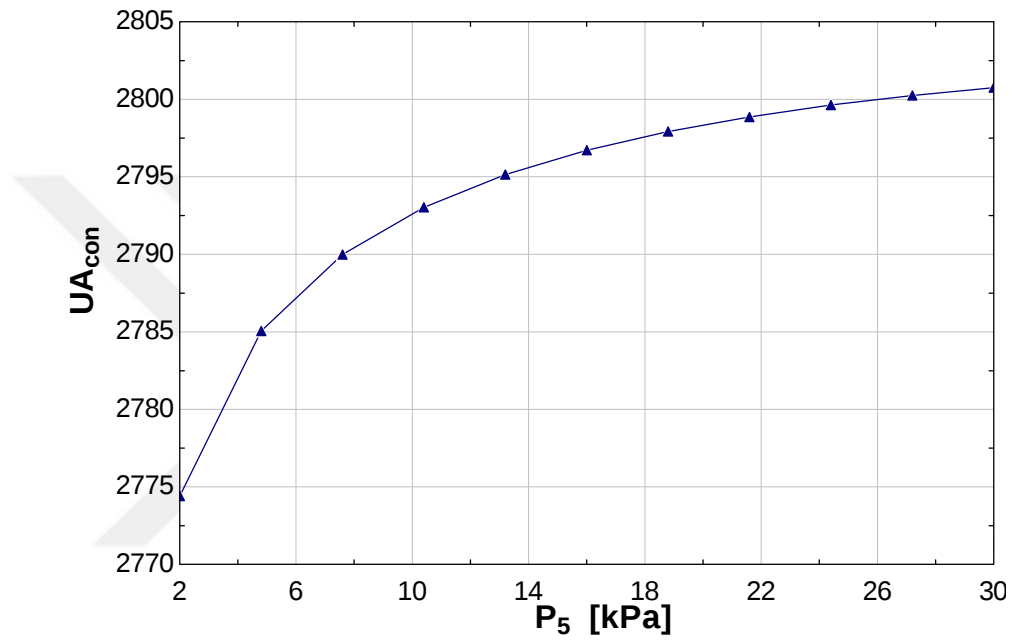
6.6. Çevrimde Yer Alan Eşanjörlerin Birincil ve İkincil Kanun Verimliliklerinin Enerji ve Ekserji Verimliliklerine Etkisi

Şekil 6.17’de pompa giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer miktarına etkisi incelenmiştir. 2 kPa’dan 30 kPa basıncına kadar pompa giriş basıncı değerlerinde; kondenserin ısı transfer miktarı 49.79 ila 49.69 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi pompa giriş basınç değeri arttıkça kondenserin ısı transfer miktarının azaldığı görülmektedir. Pompa giriş basınç değeri 2 kPa’dan; 16 kPa’a arttığında kondenserin ısı transfer miktarı % 0.16. 24.4 kPa’a arttığında ısı transfer miktarı % 0.18 ve 30 kPa’a arttığında ısı transfer miktarının % 0.2 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.



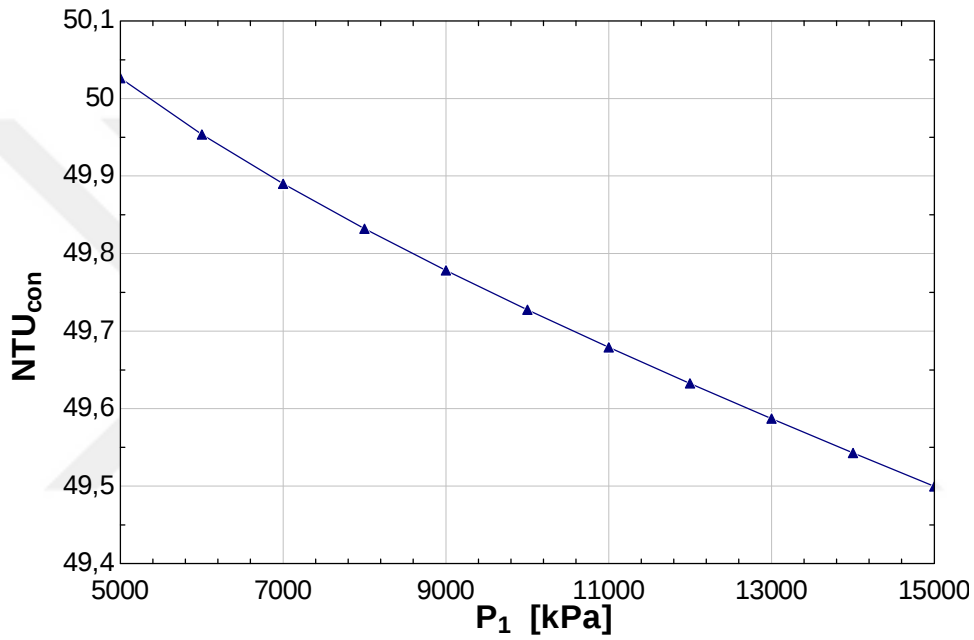
Şekil 6.17. Pompa giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer miktarına etkisi

Şekil 6.18’de pompa giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer alanına etkisi incelenmiştir. 2 kPa’dan 30 kPa basıncına kadar pompa giriş basıncı değerlerinde; kondenserin ısı transfer alanının 2774 W/K ila 2801 W/K arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi pompa giriş basınç değeri arttıkça kondenserin ısı transfer alanının arttığı görülmektedir. Pompa giriş basınç değeri 2 kPa’dan; 16 kPa’a arttığında kondenserin ısı transfer alanı % 0.82. 24.4 kPa’a arttığında ısı transfer alanı % 0.93 ve 30 kPa’a arttığında ısı transfer alanının % 0.97 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



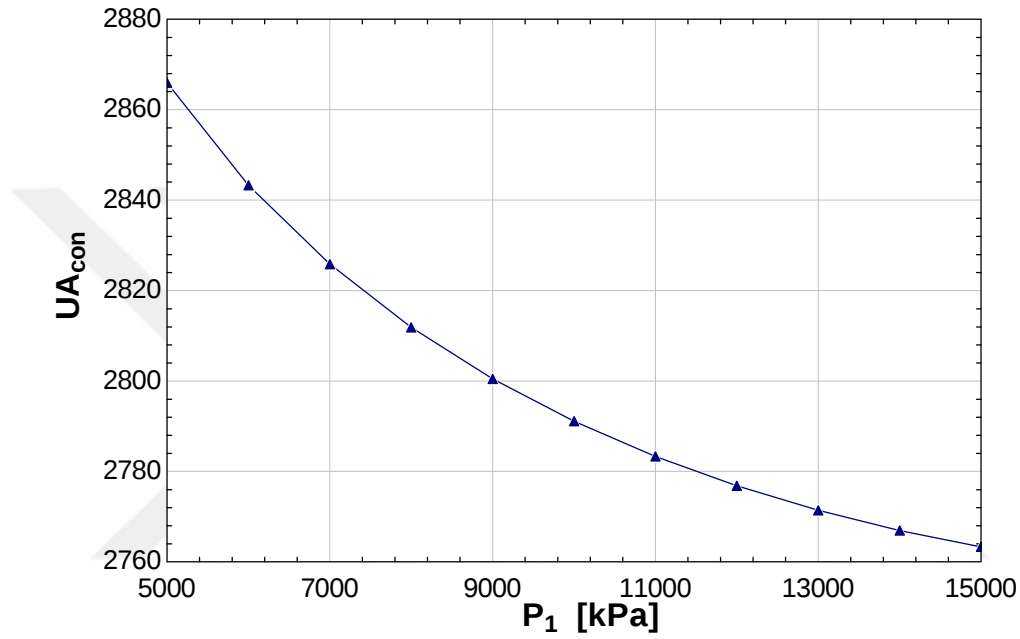
Şekil 6.18. Pompa giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer alanına etkisi

Şekil 6.19’da yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer miktarına etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar türbin giriş basıncı değerlerinde; kondenserin ısı transfer miktarının 50.03 ila 49.5 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi türbin giriş basınç değeri arttıkça kondenserin ısı transfer miktarının azaldığı görülmektedir. Pompa giriş basınç değeri 5 MPa’dan; 9 MPa’a arttığında kondenserin ısı transfer miktarının % 0.49. 12 MPa’a arttığında ısı transfer miktarının % 0.79 ve 15 MPa’a arttığında ısı transfer miktarının % 1.05 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.



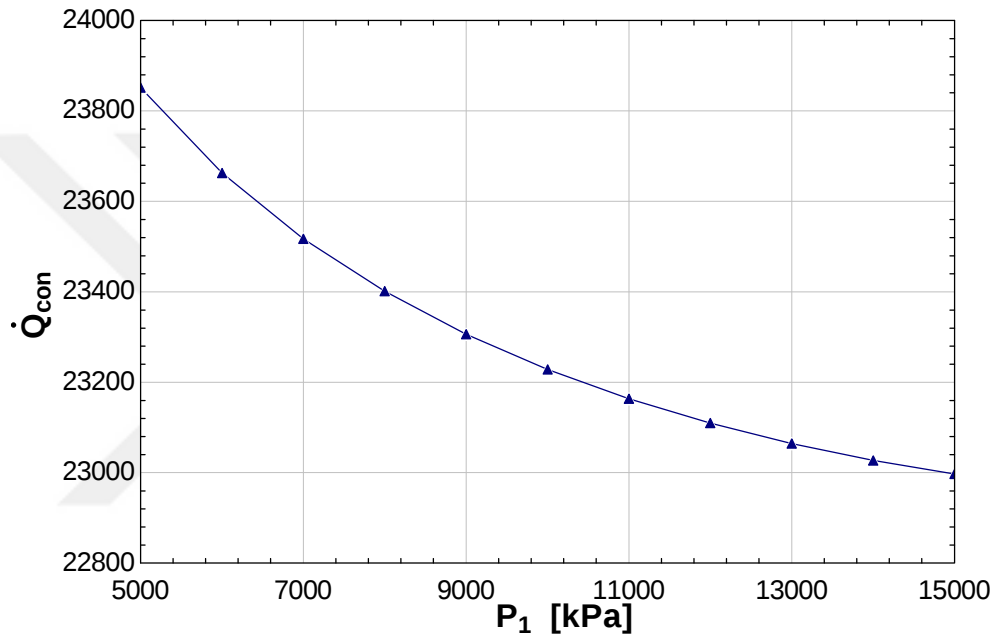
Şekil 6.19. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer miktarına etkisi

Şekil 6.20’de yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer alanına etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar türbin giriş basıncı değerlerinde; kondenserin ısı transfer alanının 2866 W/K ila 2763 W/K arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi türbin giriş basınç değeri arttıkça kondenserin ısı transfer alanının azaldığı görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5 MPa’dan; 9 MPa’a arttığında kondenserin ısı transfer alanı % 2.30. 12 MPa’a arttığında ısı transfer alanı % 3.10 ve 15 MPa’a arttığında ısı transfer alanının % 3.59 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.



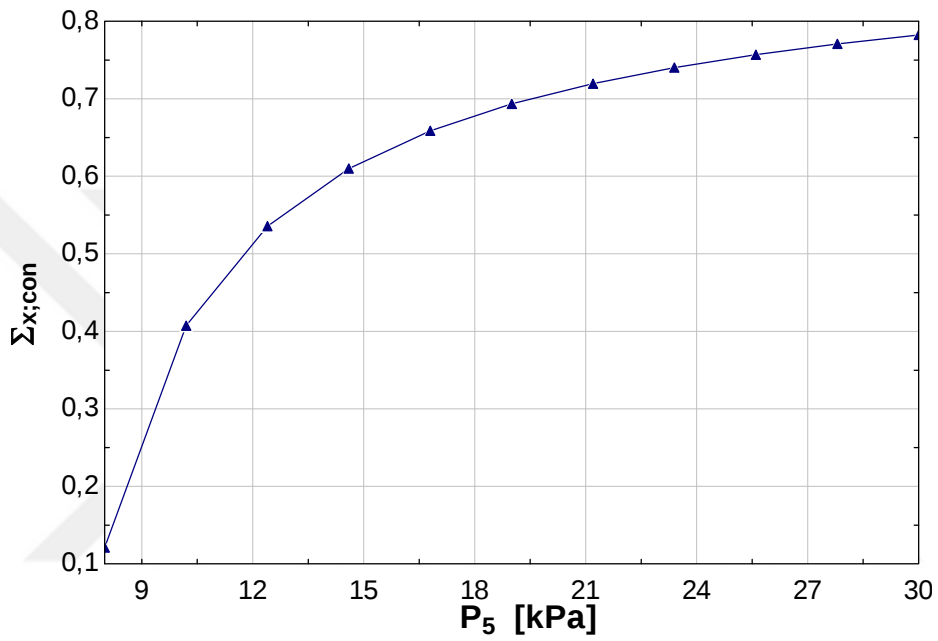
Şekil 6.20. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer alanına etkisi

Şekil 6.21’de yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin kondenserin toplam ısı transfer değerine etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar türbin giriş basıncı değerlerinde; kondenserin toplam ısı transfer değeri 23851 W ila 22997 W arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi türbin giriş basınç değeri arttıkça kondenserin toplam ısı transfer değerinin azaldığı görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5 MPa’dan; 8 MPa’a arttığında kondenserin toplam ısı transfer değeri % 1.88. 11 MPa’a arttığında toplam ısı transfer değeri % 2.88 ve 15 MPa’a arttığında toplam ısı transfer değeri % 3.58 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.



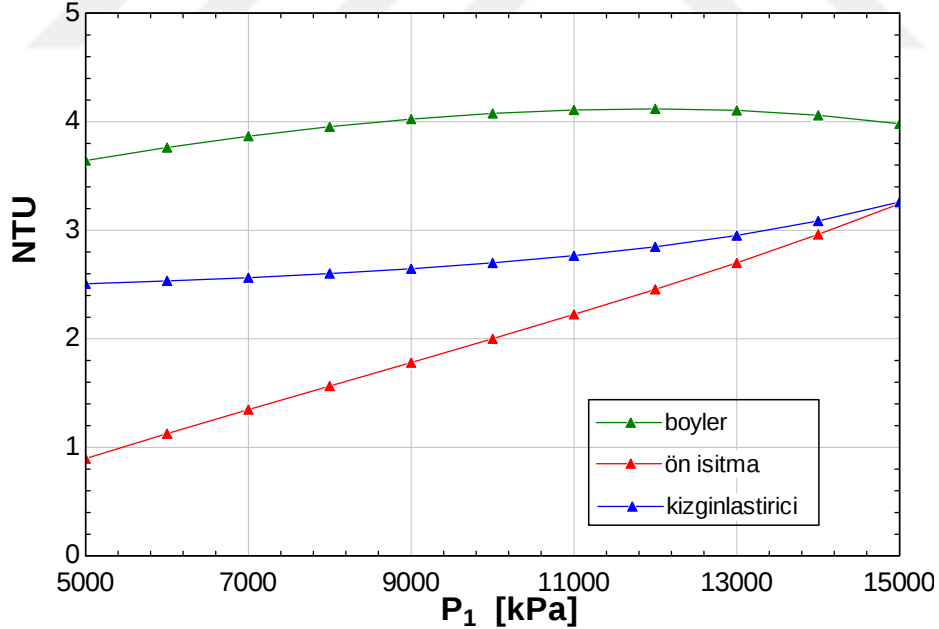
Şekil 6.21. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin kondenserin toplam ısı transfer değerine etkisi

Şekil 6.22’de pompa giriş basınç değerlerinin kondenserin ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 8 kPa’dan 30 kPa basıncına kadar pompa giriş basıncı değerlerinde; kondenserin ekserji verimliliğinin 0.121 ila 0.7825 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi pompa giriş basınç değeri arttıkça kondenserin ekserji verimliliğinin arttığı görülmektedir. Pompa giriş basınç değeri 8 kPa’dan; 14.6 kPa’a arttığında kondenserin ekserji verimliliğinin % 404.04. 23.4 kPa’a arttığında ekserji verimliliğinin % 511.81 ve 30 kPa’a arttığında ekserji verimliliğinde % 546.69 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



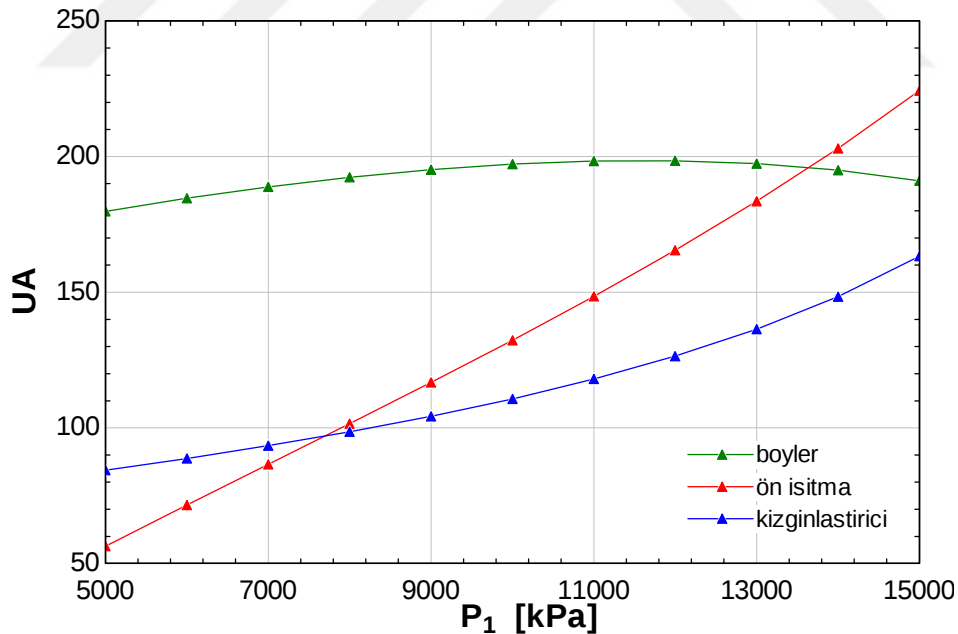
Şekil 6.22. Pompa giriş basınç değerlerinin kondenserin ekserji verimliliğine etkisi

Şekil 6.23’de yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer miktarına etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar pompa giriş basınç değerlerinde; boylerin ısı transfer miktarının 3.642 ila 3.982 arasında, kızgınlaştırıcının ısı transfer miktarının 2.506 ila 3.261 arasında ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarının 0.8955 ila 3.245 değerleri arasında olduğu görülmektedir. Grafikten anlaşılacağı gibi türbin giriş basınç değeri arttıkça boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarının arttığı görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5 MPa’dan; 9 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarı sırasıyla % 10.51, % 5.54 ve % 98.88. 12 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarı sırasıyla % 13.12, % 13.6 ve % 174.26. 15 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarı sırasıyla % 9.33, % 30.12 ve % 262,36 değerlerinde artış olduğu görülmüştür. Büyük bir ısı transfer miktarına (NTU) (genellikle 3’ten büyük) olan dolayısıyla büyük bir boyuta sahip bir ısı eşanjörünün kullanılması durumunda, NTU’daki artışın etkinlikte küçük bir artışa karşılık gelmesinden dolayı ekonomik olarak tercih edilmeyebilir. Bu nedenle, çok yüksek etkinliğe sahip bir ısı eşanjörün ısı transfer açısından tercih edilebilir olduğu, ancak ekonomik açıdan istenmeyebildiği sonucunu ortaya çıkarmaktadır.



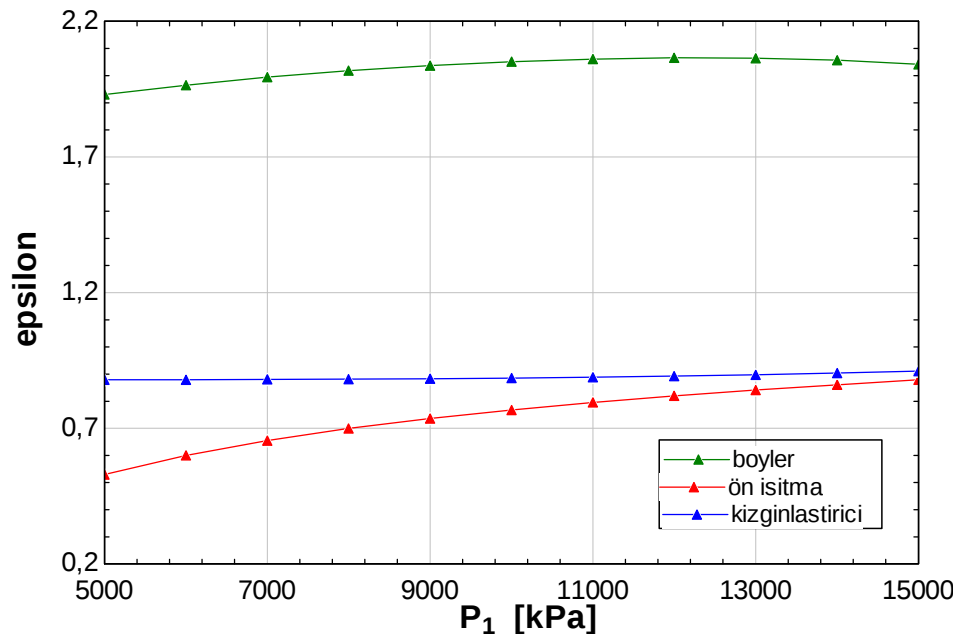
Şekil 6.23. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer miktarına etkisi

Şekil 6.24’de yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer alanına etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar türbin giriş basınç değerlerinde; boylerin ısı transfer alanı 179.8 W/K ila 191 W/K arasında, kızgınlaştırıcının ısı transfer alanı 84.36 W/K ila 163.3 W/K arasında ve ön ısıtmanın ısı transfer alanı 56.33 W/K ila 224.3 W/K değerleri arasında olduğu görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi türbin giriş basınç değeri arttıkça boylerin ısı transfer alanının 11 MPa’a kadar arttıktan sonra 15 MPa’a doğru azaldığı, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer alanının ise 15 MPa’a kadar arttığı görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5 MPa’dan; 9 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer alanı sırasıyla % 8.56, % 23.63 ve % 107.17. 12 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer alanı sırasıyla % 10.34, % 49.83 ve % 193.80. 15 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer alanı sırasıyla % 6.22, % 93.57 ve % 298.18 değerlerinde artış olduğu görülmüştür. Bir ısı eşanjörünün belirli bir akış koşulunda yüksek bir etkinliğe sahip olması, bazı düşük etkinlik koşullarından daha yüksek bir ısı transfer hızına sahip olacağı anlamına gelmez. Yüksek ϵ değerleri, sıcak ve soğuk akışkan arasındaki küçük sıcaklık farklarına karşılık gelirken, daha yüksek ısı transfer oranları, daha büyük sıcaklık farklarından (yani, daha büyük bir sürüş potansiyeli) kaynaklanır.



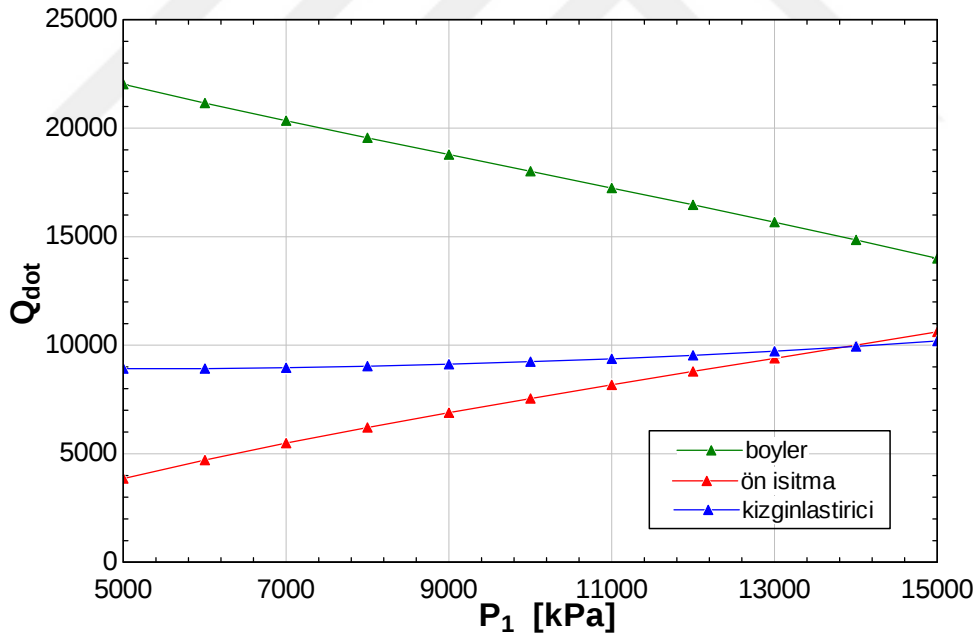
Şekil 6.24. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer alanına etkisi

Şekil 6.25’de yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının etkinlik kat sayısına etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar türbin giriş basınç değerlerinde; boylerin etkinlik kat sayısının 1.93 ila 2.042 arasında, kızgınlaştırıcının ısı transfer alanı 0.8783 ila 0.9108 arasında ve ön ısıtmanın etkinlik kat sayısının 0.5292 ila 0.8184 değerleri arasında olduğu görülmektedir. Grafikten anlaşılacağı gibi türbin giriş basınç değeri arttıkça boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın etkinlik kat sayısının da artış olduğu görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5 MPa’dan; 9 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın etkinlik kat sayısı sırasıyla % 5.54, % 0.50 ve % 39.04. 12 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın etkinlik kat sayısı sırasıyla % 6.99, % 1.54 ve % 54.73. 15 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın etkinlik kat sayısı sırasıyla % 5.80, % 3.70 ve % 65.98 değerlerinde artış olduğu görülmüştür. Termodinamik anlamda, daha yüksek etkinlik değerleri, termodinamik tersinmezliğin ve daha küçük entropi üretiminin azaltılmış değerlerine karşılık gelir. Hem yüksek ısı transferi hem de yüksek etkinlik elde etmek için, ya eşanjörün boyutunu (ve maliyetini) artırarak ya da akışkanı/sıvıları ısı eşanjöründen daha yüksek hızlarda daha yüksek konveksiyon katsayısı üretmeye zorlayarak UA çarpımının değeri arttırılmalıdır. Veya UA’nın değerini artırmak için ısı transferi artırma teknikleri denenebilir. Çoğu durumda basınç düşüşü ve pompalama maliyetleri, ısı eşanjörünün nihai tasarımında ve/veya seçiminde önemli faktörler haline gelir.



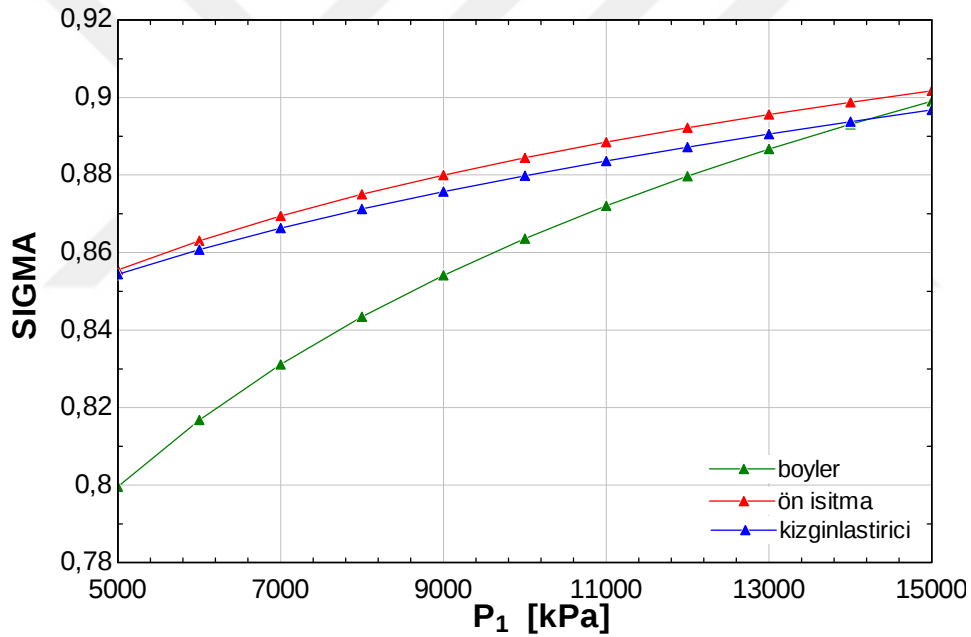
Şekil 6.25. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının etkinlik katsayısına etkisi

Şekil 6.26’da yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırmacıdan elde edilen ısı transfer değerinin değişimi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar türbin giriş basınç değerlerinde; boylerin ısı transfer değerinin değişimi 22023 ila 13994 arasında, kızgınlaştırmacının ısı transfer değerinin değişimi 8916 W ila 10188 W arasında ve ön ısıtmanın ısı transfer değerinin değişimi 3851 W ila 10608 W değerleri arasında olduğu görülmektedir. Grafikten anlaşılabacağı gibi türbin giriş basınç değeri arttıkça boylerin ısı transfer değerinin değişimi azalırken, kızgınlaştırmacı ve ön ısıtmanın ısı transfer değerinde artış olduğu görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5 MPa’dan; 9 MPa’a arttığında boylerin ısı transfer değerinin değişimi % 14.73. 12 MPa’a arttırıldığında boylerin ısı transfer değerinin değişimi % 25.22 ve 15 MPa’a arttırıldığında boylerin ısı transfer değerinin değişiminin % 36.45 değerlerinde azaldığı görülmektedir. Kızgınlaştırmacı ve ön ısıtmanın ise ısı transfer değerinin değişimi sırasıyla % 2.32 ve % 78.88. 12 MPa’a arttığında kızgınlaştırmacı ve ön ısıtmanın ısı transfer değerinin değişimi sırasıyla, % 6.95 ve % 128.17. 15 MPa’a arttığında kızgınlaştırmacı ve ön ısıtmanın ısı transfer değerinin değişimi sırasıyla % 3.70 ve % 65.98 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



Şekil 6.26. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırmacıdan elde edilen ısı transfer değerinin değişimi

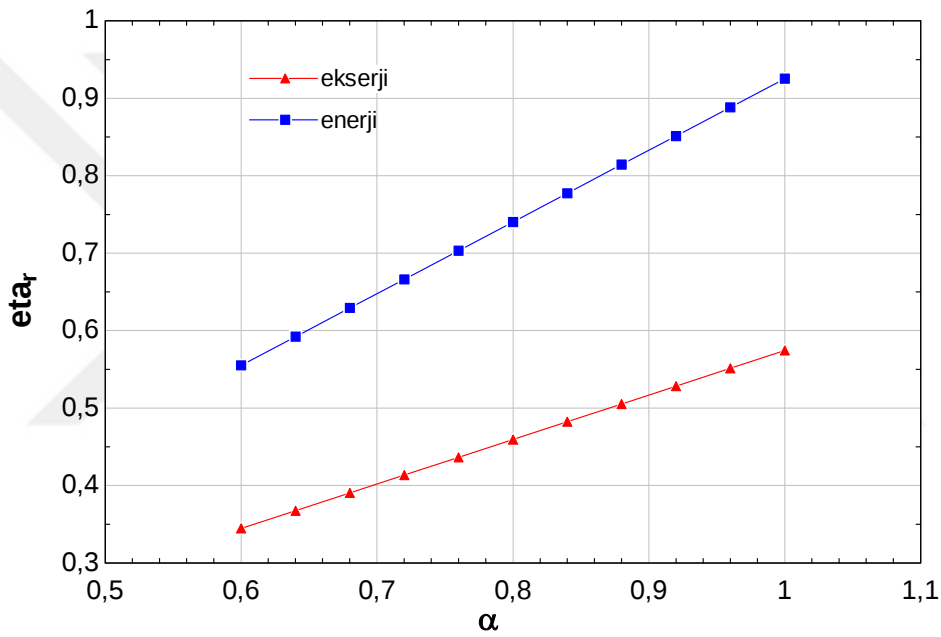
Şekil 6.27’de yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 5 MPa’dan 15 MPa basıncına kadar pompa giriş basınç değerlerinde; boylerin ekserji verimliliğinin 0.7996 ila 0.8890 arasında, kızgınlaştırıcının ekserji verimliliğinin 0.8544 ila 0.8968 arasında ve ön ısıtmanın ekserji verimliliğinin 0.8555 ila 0.9017 değerleri arasında olduğu görülmektedir. Grafikten anlaşılacağı gibi türbin giriş basınç değeri arttıkça boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ekserji (II. kanun) verimliliğinin arttığı görülmektedir. Türbin giriş basınç değeri 5 MPa’dan; 9 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ekserji verimlilikleri sırasıyla % 6.81, % 2.49 ve % 2.86. 12 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ekserji verimlilikleri sırasıyla % 10.01, % 3.83 ve % 4.28. 15 MPa’a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ekserji verimliliklerinde sırasıyla % 12.43, % 4.96 ve % 5.40 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



Şekil 6.27. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ekserji verimliliğine etkisi

6.7. Alıcı Özelliklerinin Enerji ve Ekserji Verimliliklerine Etkisi

Şekil 6.28’de dış boya emiciliğinin merkez alıcı enerji-ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. 0.6’dan 1’e kadar dış boya emiciliğinin artan değerlerinde; enerji verimliliğinin 0.5552 ila 0.9253 ve ekserji verimliliğinin 0.3446 ila 0.5743 arasında değiştiği görülmektedir. Grafikten anlaşılabileceği gibi dış boya emiciliğinin değeri arttıkça merkez alıcının enerji ve ekserji verimliliğinin arttığı görülmektedir. Dış boya emiciliği değeri 0.5’den 0.76’ya arttığında enerji ve ekserji verimlilikleri sırasıyla % 26.65 ve % 26.63. 0.84’e arttığında enerji ve ekserji verimlilikleri sırasıyla % 39.98 ve % 39.98 ve 1’e arttığında enerji ve ekserji verimlilikleri sırasıyla % 66.66 ve % 66.65 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.



Şekil 6.28. Dış boya emiciliğinin merkez alıcı enerji-ekserji verimliliğine etkisi

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında Solar II güneş-buhar santralinin güç santralinin bir Rankine çevriminin termodinamik I. ve II. kanun analizleri gerçekleştirilmiştir. Çevrim içinde etkiyen her bir parametrenin (basınç, sıcaklık vb.) sistem ve güç çevrimine etkileri analizler yapılarak sistemsal olarak incelenmiştir. Bu amaçla öncelikle mevcut Solar II sisteminin özellikleri temel alınarak sistem denklemleri EES programına tanımlanmıştır. Mevcut alıcıdaki ısı transfer akışkanının (HTF) özellikleri Rankine buhar-güç çevriminde kullanılan çalışma akışkanı olan buharın özellikleri sisteme girdi olarak verilerek farklı konfigürasyonlarda mevcut sistemsal çıktıları program kullanılarak elde edilmiştir.

EES programında elde edilen sistem özellikleri ile Solar II sisteminin gerçek verileri karşılaştırılarak yazılan programın doğrulaması yapılmıştır. Daha sonra Solar II sisteminin performans parametrelerinin detaylı olarak incelenmesi gerçekleştirilmiştir.

Tesisin performansını ve gücünü artırmak için farklı parametreler incelenerek, verimlilik artışındaki etkileri araştırılmıştır. Teorik olarak birçok çalışmayı içeren bu tezde sırasıyla şu sonuçlara ulaşılmıştır.

1. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değeri 5000 kPa'dan 15000 kPa'a arttığında çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinde sırasıyla % 7.82 ve % 7.84 değerlerinde, ekserji verimliliklerinde ise sırasıyla % 7.818 ve % 7.815 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.
2. Pompa giriş basınç değeri 2 kPa'dan 30 kPa'a arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 1.87 ve % 1.86 değerlerinde, ekserji verimliliklerinde ise sırasıyla % 1.87 ve % 1.85 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.
3. Pompa giriş sıcaklık değeri 15°C'den 75°C'e arttığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 2.07 ve % 2.11 değerlerinde, ekserji verimliliklerinde ise sırasıyla % 2.09 ve % 2.09 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür.
4. Açık besleme hattı II su ısıtıcılarına giren buhar miktarı 0'dan 0.15'e arttırıldığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 3.42 ve % 3.39 değerlerinde, ekserji verimlilikleri sırasıyla % 3.40 ve % 3.41 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.
5. Açık besleme hattı I su ısıtıcılarına giren buhar miktarı 0'dan 0.15'e arttırıldığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla % 53.37 ve % 53.34 değerlerinde, ekserji verimlilikleri sırasıyla % 53.36 ve % 53.39 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.

6. Pompa giriş basınç değeri 2 kPa'dan 30 kPa'a arttığında açık besleme hattı II'nin değişmediği ancak açık besleme hattı I'nin ekserji verimliliğinde % 10.96 değerinde azalış olduğu görülmüştür.
7. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değeri 5000 kPa'dan 15000 kPa'a arttığında açık besleme hattı I ve II'nin ekserji verimliliklerinde sırasıyla % 11.04 ve % 1.83 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.
8. Türbin izantropik verimlilik değeri 0.6'dan 0.9'a arttırıldığında çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinde sırasıyla % 35.89 ve % 35.90 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.
9. Pompa izantropik verimlilik değeri 0.6'dan 0.9'a arttırıldığında çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinde sırasıyla % 0.48 ve % 0.48 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.
10. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değeri 5000 kPa'dan 15000 kPa'a arttığında yüksek basınçlı ve orta basınçlı türbinlerin ekserji verimliliklerinde sırasıyla % 3.90 ve % 2.92 değerlerinde azalış olduğu görülmüştür. Ancak alçak basınçlı türbinin ekserji verimliliğinin 5000 kPa ila 15000 kPa aralığında değişmediği görülmektedir.
11. Pompa giriş basınç değeri 2 kPa'dan 30 kPa'a arttığında yüksek basınçlı ve orta basınçlı türbinlerin ekserji verimlilikleri değişmezken alçak basınçlı türbinin ise ekserji verimliliğinin 2 kPa'dan 30 kPa'la arttığında % 4.79 değerinde arttığı görülmektedir.
12. Pompa giriş basınç değeri 2 kPa'dan 30 kPa'a arttığında kondenserin ısı transfer miktarında % 0.2 değerinde azalış olduğu görülmüştür. Ancak pompa giriş basınç değeri 2 kPa'dan 30 kPa'a arttığında kondenserin ısı transfer alanında % 0.97 değerinde artış olduğu görülmüştür.
13. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değeri 5000 kPa'dan 15000 kPa'a arttığında kondenserin ısı transfer miktarında % 1.05 değerinde azalış, kondenserin ısı transfer alanında % 3.59 değerinde azalış ve kondenserin toplam ısı transfer değerinde % 3.58 değerinde azalış olduğu görülmüştür.
14. Pompa giriş basınç değeri 2 kPa'dan 30 kPa'a arttığında kondenserin ekserji verimliliğinde % 546.69 değerinde artış olduğu görülmüştür.
15. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değeri 5000 kPa'dan 15000 kPa'a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarında sırasıyla % 9.33, % 30.12 ve % 262.36 değerlerinde artış olduğu, ısı transfer alanında sırasıyla % 6.22, % 93.57 ve % 298.18 değerlerinde artış olduğu ve etkinlik kat sayılarında sırasıyla % 5.80, % 3.70 ve % 65.98 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.

16. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değeri 5000 kPa'dan 15000 kPa'a arttığında boylerin ısı transfer değerinin değişiminin % 36.45 değerinde azaldığı görülmektedir. Ancak kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer değerinin değişimlerinde sırasıyla % 3.70 ve % 65.98 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.

17. Yüksek basınçlı türbin giriş basınç değeri 5000 kPa'dan 15000 kPa'a arttığında boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısıtmanın ekserji verimliliklerinde sırasıyla % 12.43, % 4.96 ve % 5.40 değerlerinde artış olduğu görülmüştür.

18. Dış yüzey emiciliğinin merkez alıcı enerji-ekserji verimliliğine etkisi incelendiğinde; emiciliğin 0.6'dan 1'e arttığı değerlerde enerji ve ekserji verimlilikleri sırasıyla % 66.66 ve % 66.65 değerlerinde arttığı görülmüştür.

Yapılan performans çalışmaların, Merkez alıcılı güneş enerjisi sistemlerindeki mevcut elektrik üretimlerinin artırılması noktasında büyük bir katkı sağlayacağı hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

- [1]. Girgin M.H. (2011)” Bir fotovoltaik güneş enerjisi santralinin fizibilitesi Karaman bölgesinde 5 mw’lık güneş enerjisi santrali için enerji üretim değerlendirilmesi ve ekonomik analizi “,(Yüksek Lisans) İstanbul Teknik Üniversitesi *Enerji enstitüsü*, İstanbul 8-9
- [2]. <https://www.teknoraysolar.com.tr/gunes-enerjisi-nedir-ve-kullanim-alanlari/> [Erişim Tarihi: 5 Şubat 2022].
- [3]. Kılıç, A. ve Öztürk, A., 1983. Güneş enerjisi, *Kıpaş Dağıtımçılık*, İstanbul
- [4]. Şenol, R,2009 Güneş kulelerinden elektrik enerjisi üretiminin araştırılması ve optimizasyonu, Doktora tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, s.3-4
- [5]. A.Koyun, “Güneş bacası ile enerji üretiminin incelenmesi”, Doktora Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 2006. s.9-10
- [6]. Kribus, A., Doron, P., Rubin, R., Karni, J., Reuven, R., Duchan, S., and Taragan, E. (1999). A Multistage Solar Receiver : The Route To High Temperature. *Solar Energy*, (67), 3–11.
- [7]. Xu, C., Wang, Z., Li, X., and Sun, F. (2011). Energy and exergy analysis of solar power tower plants. *Applied Thermal Engineering*, (31), 3904-3913
- [8]. Colomer, G., Chiva, J., Lehmkuhl, O., and Oliva, A. (2014). Advanced CFD and HT numerical modeling of solar tower receivers. *Energy Procedia*, (49), 50-59.
- [9]. Benammar, S., Khellaf, A., and Mohammedi, K. (2014). Contribution to the modeling and simulation of solar power tower plants using energy analysis. *Energy Conversion and Management*, (78), 923-930.
- [10]. Jianfeng, L., Jing, D., and Jianping, Y. (2010). Heat transfer performance of an external receiver pipe under unilateral concentrated solar radiation. *Solar Energy*, (84), 1879-1887.
- [11]. Yang, M., Yang, X., Yang, X., and Ding, J. (2010). Heat transfer enhancement and performance of the molten salt receiver of a solar power tower. *Applied Energy*, (87), 2808–2811.
- [12]. Lu, J., Ding, J., Yu, T., and Shen, X. (2015). Enhanced heat transfer performances of molten salt receiver with spirally grooved pipe. *Applied Thermal Engineering*, (88), 491-498.
- [13]. Rodriguez-Sanchez, M. R., Sanchez-Gonzalez, A., Marugan-Cruz, C., and Santana, D. (2015). Flow patterns of external solar receivers. *Solar Energy*, (122), 940-953.
- [14]. Rodriguez-Sanchez, M. R., Sanchez-Gonzalez, A., Marugan-Cruz, C., and Santana, D. (2014). New designs of molten-salt tubular-receiver for solar power tower. *Energy Procedia*, (49), 504-513.
- [15]. Raccurt, O., Disdier, A., Bourdon, D., Donnola, S., Stollo, A., and Gioconia, A. (2015). Study of the stability of a selective solar absorber coating under air and high temperature conditions. *Energy Procedia*, (69), 1551-1557.

- [16]. Zheng, Z.-J., Li, M.-J., and He, Y.-L. (2017). Thermal analysis of solar central receiver tube with porous inserts and non-uniform heat flux. *Applied Energy*, (185), 1152-1161.
- [17]. Christian, J. M., and Ho, C. K. (2012, July). CFD Simulation and Heat Loss Analysis of the Solar Two Power Tower Receiver. Paper presented at the Proceedings of ASME 2012 6th International Conference on Energy Sustainability & 10th Fuel Cell Science, Engineering and Technology Conference, San Diego, CA.
- [18]. Zanino, R., Bonifetto, R., Christian, J. M., Ho, C. K., and Savoldi Richard, L. (2014). Effects of RANS-Type turbulence models on the convective heat loss computed by CFD in the solar two power tower. *Energy Procedia*, (49), 569-578.
- [19]. Rodriguez-Sanchez, M. R., Sanchez-Gonzalez, A., Marugan-Cruz, C., and Santana, D. (2015). Flow patterns of external solar receivers. *Solar Energy*, (122), 940-953.
- [20]. Raccurt, O., Disdier, A., Bourdon, D., Donnola, S., Stollo, A., and Gioconia, A. (2015). Study of the stability of a selective solar absorber coating under air and high temperature conditions. *Energy Procedia*, (69), 1551-1557.
- [21]. Shah, A. A., and Gupta, M. C. (2013). Spectral selective surfaces for concentrated solar power receivers by laser sintering of tungsten micro and nano particles. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, (117), 489-493.
- [22]. Wang, H., Sivan, V. P., Mitchell, A., Rosengarten, G., Phelan, P., and Wang, L. (2015). Highly efficient selective metamaterial absorber for high-temperature solar thermal energy harvesting. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, (137), 235-242.
- [23]. Moon, J., Lu, D., VanSaders, B., Kim, T., K., Kong, S., D., Jin, S., Chen, R., and Liu, Z. (2014) High performance multi-scaled nanostructured spectrally selective coating for concentrating solar power. *Nano Energy*, (8), 238-246.
- [24]. Ho, C. K. (2017). Advances in central receivers for concentrating solar applications. *Solar Energy*, (152), 38-56.
- [25]. Atkinson, C., Sansom, C. L., Almond, H. J., and Shaw, C. P. (2015). Coatings for concentrating solar systems-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (45), 113-122.
- [26]. Zavoico, A. B. (2001). Solar Power Tower Design Basis Document. California: Sandia National Laboratories.
- [27]. Pye, J., Zheng, M., Asselineau, C. A., and Coventry, J. (2014, September). An exergy analysis of tubular solar-thermal receivers with different working fluids. Paper presented at the International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, Beijing.
- [28]. Bellos, E., Tzivanidis, C., Antonopoulos, K. A., and Daniil, I. (2016). The use of gas working fluids in parabolic trough collectors – An energetic and exergetic analysis. *Applied Thermal Engineering*, (109), 1–14.
- [29]. Serrano-Lopez, R., Fradera, J., and Cuesta-Lopez, S. (2013). Molten salts database for energy applications. *Chemical Engineering and Processing*, (73), 87–102.
- [30]. Pacio, J., and Wetzel, T. (2013). Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems. *Solar Energy*, (93), 11–22.

- [31]. Benoit, H., Spreafico, L., Gauthier, D., and Flamant, G. (2016). Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (55), 298–315.
- [32]. Boerema, N., Morrison, G., Taylor, R., and Rosengarten, G. (2012). Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems. *Solar Energy*, (86), 2293–2305.
- [33]. Bellos, E., Tzivanidis, C., and Antonopoulos, K. A. (2017). A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors. *Applied Thermal Engineering*, (114), 374–386.
- [34]. Yogender, P., Arashdeep, S., Saroj, K., Kesari, J., and Lokesh, R. (2017). Numerical optimization and convective thermal loss analysis of improved solar parabolic trough collector receiver system with one sided thermal insulation. *Solar Energy*, (148), 36–48.
- [35]. Guo, J., Huai, X., and Liu, Z. (2016). Performance investigation of parabolic trough solar receiver. *Applied Thermal Engineering*, (95), 357–364.
- [36]. Akyuz, E., Coskun, C., Oktay, Z., Dincer I., 2012. A novel approach for estimation of photovoltaic exergy efficiency, *Energy*, 44, 1059–1066.
- [37]. Yerli B., Kaymak M. K., Ėzgi E., Öztopal A., Ėahin A. D., 2010. Atmosferik değişkenlerin istanbul iklim şartlarında fotovoltaiik elektrik üretimine etkisi, 8. *Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu*, Aralık 1-5, Bursa, Türkiye.
- [38]. Papageorgiou, C. D. (2003). Efficiency of solar air turbine power stations with floating solar chimneys. 27.04.2019 tarihinde <http://www.floatingsolarchimney.gr> adresinden erişildi.
- [39]. Pacheco, J. E. (2002). Final Test and Evaluation Results from the Solar Two Project. New Mexico: Sandia National Laboratories.
- [40]. Doğan, H., 2014. Fotovoltaiik güneş pilleri, Yüksek Lisans Tezi, S.D.Ü. *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta.
- [41]. Akçalı, Ė., 2001 .Güneş enerjisi sistemleri, *İstanbul Ticaret Odası*.
- [42]. Dinçer, F., 2011. Türkiye’de güneş enerjisinden elektrik üretimi potansiyeli - ekonomik analizi ve AB ülkeleri ile karşılaştırma değerlendirme, *KSU Mühendislik Dergisi*, 14 (1).
- [43]. Bayrak, F., 2017. Fotovoltaiik panellere bütünleştirilmiş farklı pasif yöntemlerin sistem verimliliğine etkisinin sayısal ve deneysel analizi, Doktora Tezi, F.Ü. *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ.)
- [44]. Kılıç, F. Ç. 2015. “Güneş Enerjisi, Türkiye’deki Son Durumu ve Üretim Teknolojileri,”*Mühendis ve Makina*, cilt 56, sayı 671, s. 28-40)
- [45]. <https://enerji.gov.tr/eigm> adresinden erişildi. [Erişim Tarihi: 5 şubat 2022].
- [46]. <http://avamuh.com/wp-content/uploads/2016/07/T%C3%BCrkiyenin-G%C3%BCne%C5%9F-Enerjisi-Potansiyelinin-B%C3%B6lgelere-G%C3%B6re-Da%C4%9F%C4%B1l%C4%B1m%C4%B1.jpg> [Erişim Tarihi 19.09.2022].
- [47]. Cebeci, S, 2017. “Türkiye’de güneş enerjisinden elektrik üretim potansiyelinin değerlendirilmesi ,” Uzmanlık tezi), *İktisadi Sektörler ve Koordinasyon Genel Müdürlüğü*, Aralık 2017

[48]. Kaynak: GEPA verilerinden faydalanılarak hazırlanmıştır.

[49]. Sakınç, Esra, (2006), “Sürdürülebilirlik Bağlamında Mimaride Güne Enerjili Etken Sistemlerin Tasarım Ögesi Olarak Değerlendirilmesine Yönelik Bir Yaklaşım”, Yıldız Teknik Üniversitesi, Mimarlık Fakültesi, İstanbul.)

[50]. Ültanır,M.Ö.,21. Yüzyıla Girerken Türkiye’nin Enerji Stratejisinin Değerlendirilmesi. Yayın No: TÜSİAD-T/98-12/239,ISBN975-7249-59-9,Lebib Yalkın Yayınları ve basım işleri A.Ş. İstanbul.)

[51]. https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcShwceM12_NmvzMzgn3uekweGAXN1bEW70D1g&usqp=CAU adresinden faydalanarak hazırlanmıştır. [Erişim Tarihi 19.09.2022].

[52]. Güçler, D. 2010, Güneş Enerjisi Santrali Kurulacak Alanların Cbs - Çok Ölçütlü Karar Analizi Yöntemi ile Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 11-15)

[53]. Öztürk, H.H, 2012,Güneş Enerjisi Ve Uygulamaları, *Birsen Yayın Evi*, İstanbul,s.195-200)

[54]. Kalogirou, S., 2009. Solar Energy Engineering: Processes and Systems. Academic Press, 760s, Londra. ; Karellas,S., Roumpedakis, T.C., Tzouganatos, N., Braimakis, K., 2019, Solar Cooling Technologies, CRC Press, 449 s., Amerika.

[55]. <https://www.thesisat.org/wp-content/uploads/2016/01/gunes-enerjisi-20.jpg> [Erişim Tarihi: 14 Mart 2022]

[56]. Öztürk, H. H., 2012. Güneş Enerjisi ve Uygulamaları. Birsan Yayınevi, 354s, İstanbul. ; Karellas,S., Roumpedakis, T.C., Tzouganatos, N., Braimakis, K., 2019, Solar Cooling Technologies, CRC Press, 449 s., Amerika.)

[57]. <https://www.gun-isi.com/wp-content/uploads/2021/08/gunisi-no12.jpg> [Erişim Tarihi: 18 Mart 2022]

[58]. <https://ars.els-cdn.com/content/image/3-s2.0-B9780081026311000134-f13-09-9780081026311.jpg> [Erişim Tarihi: 14 Mart 2022]

[59]. Öztürk, H.H, 2012,Güneş Enerjisi Ve Uygulamaları, *Birsan Yayın Evi*, İstanbul,s.195-200)

[60]. <https://docplayer.biz.tr/docs-images/91/104946248/images/28-0.jpg> [Erişim Tarihi 12.05.2022]

[61]. Erdoğan, H., Gümüş, B., Serhat B.E., Kutlu, C., Bayındır, H., Yakut, Y.B. ve Aslan, R (2009).Yoğunlaştırıcı güneş enerji santralleri ve ısı hes’e alternatif olarak güneydoğu anadolu bölgesine uygulanabilirliği. *V. Yenilenebilir Enerji kaynakları Sempozyumu*,)

[62]. Livatyalı. H. ve Yıldırım, T., 2011. *Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi Teknolojisindeki Gelişmeler*, Mühendis ve makine, cilt:53, sayı: 63, 16-20

[63]. https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQ3QVEXUfEUWF8addtTU5LSold8_c9waTQpLA&usqp=CAU [Erişim Tarihi 15.05.2022].

[64]. https://docplayer.biz.tr/docs-images/44/7802902/images/page_8.jpg [Erişim Tarihi 08.08.2022]

- [65]. <https://www.teknoekip.com/gunes-bacasi-nedir-gunes-bacasi-nasil-calisir-37672.html> [Erişim Tarihi 03.04.2022]
- [66]. Leblebicioğlu, E. 2017. Güneş Güç Kulesi Sistemleri. Erişim Tarihi: 18/09/2020. <https://muhendistan.com/gunes-kulesi-sistemleri/>
- [67]. European Communities, 2007, Concentrating Solar Power From Research To Implementation, ErişimTarihi:02/05/2020.http://www.solarpaces.org/wpcontent/uploads/2007_concentrating_solar_power_en.pdf
- [68]. AlternativeEnergy,2020.ErişimTarihi:02/05/2020.<http://www.alternativeenergyprimer.com/Solar-Power-Tower.html>
- [69]. Gültekin Elektrik, 2019. [Erişim Tarihi: 29/10/2019]. <http://gultekinelektrik.com.tr/projeler/yogunlastirilmis-gunes-sistemihelios>
- [70]. Şenol, R., 2009. Güneş Kulelerinden Elektrik Enerjisi Üretiminin Araştırılması ve Optimizasyonu, Süleyman Demirel Üniversitesi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Doktora Tezi, 210s, Isparta.
- [71]. Energy,2010. [ErişimTarihi:26/11/2019]. https://www.energy.gov/sites/prod/files/2016/05/f32/photo_csp_commercial_esolar_california_2010_high.JPG
- [72]. Güven, Ş.Y., Üçgül, İ., Şenol,R., 2004. Güneş Enerjisi Isıl Uygulamaları ve Güneş Kulelerinin İncelenmesi. Mühendis ve Makine, 45(533), 17-28.
- [73]. Kribus.A., Doron.P., Rubin.R., Karni.J., Reuven.R., Duchan.S., ve Taragan.E., 1999. A Multistage Solar Receiver: The Route To High Temperature. Elsevier Science, Solar Energy, 67, 3-11.
- [74]. Üçgül, İ., Delikanlı, K., Öztürk, M., Şenol., R., 2006. Yüksek Sıcaklıklı Güneş Enerjisi Alıcı Sistemleri İçin Malzeme Seçimi. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi,3, 53-64.
- [75]. Ho, C.K., Iverson, B.D., 2014. Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 29, 835–846.
- [76]. Eryener, D., 2003. Türbilanslı Cebri Konveksiyonla Isı Geçişi Sağlayan Isıl Sistemlerin Ekserji Ekonomik Analizi. Trakya Üniversitesi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Doktora Tezi, 132 s, Edirne.
- [77]. Bronswerk, 2020. [Erişim Tarihi: 04/09/2020]. <https://www.bronswerk.com/casehydrocrackin>
- [78]. Yakut, M.Z., 2007, Soğutucu Akışkan-Hava ile Çalışan Isı Değiştiricilerinin Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Süleyman Demirel Üniversitesi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Yüksek Lisans Tezi, 74s, Isparta.
- [79]. Başaran, T., 2017, Doğal Gaz Yakıtlı Santraller, https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/Sayfa159%20%C3%B6ncesi_0.pdf [Erişim Tarihi:02/05/2020]
- [80]. Alan, S., 2019. <https://www.enerjisistemlerimuhendisligi.com/buhar-turbini.html> [Erişim Tarihi: 27/11/2019.]
- [81]. Başaran, M., 2017, Kömür Yakıtlı Santraller, https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/Sayfa159%20%C3%B6ncesi_0.pdf [Erişim Tarihi:02/05/2020]

- [82]. [\[https://i0.wp.com/hvacglobal.org/wp-content/uploads/2021/02/image-1.png?resize=411%2C314&ssl=1\]](https://i0.wp.com/hvacglobal.org/wp-content/uploads/2021/02/image-1.png?resize=411%2C314&ssl=1)
- [83]. Uzuner, G., 2012, Sıcak Sulu Isıtma Sistemleri ve Sirkülasyon Pompaları, http://www.tesisat.com.tr/yayin/193/sicak-sulu-isitmasistemleri-ve-sirkulasyon-pompalari_5018.html [Erişim Tarihi: 02/05/2020].
- [84]. İlker Enerji, 2017. <http://ilkerenergy.com/urunler/pompalar/sogutma-suyu-sirkulasyon-pompasi/> [Erişim Tarihi: 26/11/2021].
- [85]. Messadi ve Timoumi, 2018. *Improvement of the Solar Rankine Cycle Applying to the Solar Power Station: Solar II*, Innovative Energy & Research, 7(2).
- [86]. Adıyaman G. (2018)” Güneş Kulesi Alıcı Veriminin Sayısal Analizi “,(Yüksek Lisans) Gazi Üniversitesi *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 118
- [87]. Cengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, M., 2011. *Thermodynamics: an engineering approach*, 5(445). New York: McGraw-hill.
- [88]. Boles, M., & Cengel, Y., 2014. *An Engineering Approach*. New York: McGraw-Hill Education.
- [89]. Kanoğlu, M., Çengel, Y. A., & Dinçer, İ., 2012. *Efficiency evaluation of energy systems*. Springer Science & Business Media.
- [90]. Petela R., 1964. *Exergy of heat radiation*. ASME Journal of Heat Transfer, 86:187–192.