

T.C.
ISPARTA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

CO₂ İLE ÇALIŞAN GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ GÜÇ ÜRETİM
SİSTEMİNİN PERFORMANSININ İNCELENMESİ VE
OPTİMİZASYONU

Serpil ÇELİK TOKER

Danışman
Prof. Dr. Önder KIZILKAN

ISPARTA - 2023



© 2023 [Serpil ÇELİK TOKER]

ETİK BEYANI

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak ve bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yol ve yardıma başvurmaksızın hazırladığım bu tez çalışmasında;

Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi, tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu, tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi, kullanılan verilerde ve ortaya çıkan sonuçlarda herhangi bir değişiklik yapmadığımı, bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu, tezimle ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçlara katlanacağımı bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

03/03/2023

Serpil ÇELİK TOKER

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Güneş Kollektörleri	3
1.1.1. Odaklanmayan güneş kolektörleri	4
1.1.1.1. Düzlemsel plakalı güneş kolektörleri.....	4
1.1.1.2. Vakum tüplü güneş kolektörleri.....	5
1.1.2. Odaklanabilen güneş kolektörleri	8
1.1.2.1. Parabolik güneş kolektörleri	8
1.1.2.2. Parabolik çanak güneş kolektörleri	9
1.1.2.3. Fresnel güneş kolektörleri.....	10
1.1.2.4. Güneş kulesi	11
1.2. Karbondioksit Çalışma Akışkanı	11
1.3. Transkritik CO ₂ Rankine Çevrimi	18
1.3.1. Basit transkritik CO ₂ Rankine çevrimi.....	18
1.3.2. Yeniden ısıtılmalı transkritik CO ₂ Rankine çevrimi	19
1.3.3. Rejeneratörlü transkritik CO ₂ Rankine çevrimi	20
1.3.4. Rejeneratörlü ve yeniden ısıtılmalı transkritik CO ₂ Rankine çevrimi.....	21
1.4. Süperkritik CO ₂ Brayton Çevrimi.....	21
1.4.1. Tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	22
1.4.1.1. Reküperatörlü süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	22
1.4.1.2. Ara soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	23
1.4.1.3. Yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	24
1.4.1.4. Ara reküperatörlü süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	25
1.4.1.5. Ön sıkıştırılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	25
1.4.1.6. Ara genişlemeli süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	26
1.4.2. Ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	26
1.4.2.1. Yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	27
1.4.2.2. Kısmi soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	28
1.4.2.3. Ön ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	28
1.4.2.4. Ara genişlemeli süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	29
1.4.3. Kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	31
1.4.3.1. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	31
1.4.3.2. Ön sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	32
1.4.3.3. Yeniden sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	32
1.4.3.4. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi ...	33
1.4.3.5. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	33
1.4.3.6. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	34

1.4.3.7. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	35
1.4.3.8. Kısmi soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	35
1.5. Tezin Amacı	36
2. KAYNAK ÖZETLERİ	37
3. MATERYAL VE YÖNTEM	52
3.1. Vakum Tüplü U-borulu Güneş Kolektörünün Dinamik Modellemesi	52
3.2. Termodinamik Analiz	64
3.3. Eksergo-ekonomik Analiz.....	71
3.4. Eksergo-çevresel Analiz.....	77
3.5. Optimizasyon	79
3.5.1. Optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması	80
3.5.2. Optimizasyon algoritmalarının sınıflandırılması	82
3.5.3. Çok amaçlı optimizasyon.....	87
3.5.4. TOPSIS karar verme yöntemi	88
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	91
4.1. Isparta İli için Vakum Tüplü U-Borulu Güneş Kollektörün Dinamik Analiz Sonuçları.....	91
4.2. Transkritik CO ₂ Rankine Çevriminin Termodinamik Analiz Sonuçları.....	102
4.3. Süperkritik CO ₂ Brayton Çevrimlerinin Termodinamik Analiz Sonuçları..	107
4.3.1. Tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin termodinamik analiz sonuçları	107
4.3.2. Ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin termodinamik analiz sonuçları	113
4.3.3. Kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin termodinamik analiz sonuçları	120
4.3.4. Tüm süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin karşılaştırılması	126
4.4. Düşük ve Orta Sıcaklık Uygulamaları için En Uygun CO ₂ Güç Çevriminin Belirlenmesi	127
4.5. Güneş Enerjisi Destekli Ara Soğutmalı Yeniden Isıtılmalı Süperkritik CO ₂ Brayton Çevriminin Kararlı Durum Şartlarında Analiz Sonuçları	129
4.5.1. Çevriminin termodinamik analiz sonuçları.....	129
4.5.2. Çevriminin eksergo-ekonomik analiz sonuçları.....	137
4.5.3. Çevriminin eksergo-çevresel analiz sonuçları	141
4.5.4. Çevriminin çok amaçlı optimizasyon sonuçları.....	143
4.6. Ara Soğutmalı Yeniden Isıtılmalı Süperkritik CO ₂ Brayton Çevriminin Dinamik Analiz Sonuçları.....	145
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	165
KAYNAKLAR	168
EKLER.....	183
EK A. Grafikler.....	184
EK B. Çizelgeler	195
ÖZGEÇMİŞ	197

ÖZET

Doktora Tezi

CO₂ İLE ÇALIŞAN GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN PERFORMANSININ İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Serpil ÇELİK TOKER

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Önder KIZILKAN

Bu çalışmada CO₂ ile çalışan güneş enerjisi destekli bir güç üretim sisteminin performansı incelenerek optimizasyonu yapılmıştır. Bu amaçla, ilk olarak vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün dinamik matematiksel modellemesi bilgisayar programı yardımıyla yapılmıştır. Matematiksel modelleme, literatürdeki deneysel bir çalışma ile karşılaştırılarak teorik ve deneysel çalışma arasında hata %6.3 olarak hesaplanmıştır. Daha sonra vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün Isparta şartlarında analizi yapılarak akışkan sıcaklığının 250 °C'ye kadar yükselebildiği tespit edilmiştir. Tezin takip eden bölümünde, kolektörlerden elde edilen termal enerjinin CO₂ ile çalışan bir güç üretim sistemi için kullanılması amaçlanmıştır. Bu nedenle, literatürde yer alan CO₂ ile çalışan farklı transkritik Rankine ve süperkritik Brayton çevrimlerinin performansı incelenerek karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda düşük ve orta sıcaklık uygulamaları için en uygun çevrimin ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik Brayton çevrimi olduğu belirlenmiştir. Belirlenen çevrimin kararlı durum ve dinamik şartlarda termodinamik, eksergo-ekonomik, eksergo-çevresel analizleri ile çok amaçlı optimizasyonu yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre güneş kolektörüne gelen güneş enerjisi yıllık 17 696.8 kWh, akışkana transfer edilen ısı enerjisi 4800 kWh ve kolektörün ortalama enerji verimi ise %27.12 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen veriler ışığında, güç üretim sisteminden üretilen yıllık enerji miktarı 547.03 kWh ve sistemin yıllık enerji ve ekserji verimleri %3.09 ve %3.31 olarak tespit edilmiştir. Dinamik koşullarda, ekserji verimi ve toplam maliyete göre yapılan çok amaçlı optimizasyon sonuçlarına göre optimum kolektör sayısı 20 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, akışkanın kolektörden çıkış sıcaklığı 165 °C, üretilen net güç 0.311 kW, çevrimin toplam sermaye maliyeti 31 529 \$ ve sistemin sürdürülebilirlik indeksi 1.042 olarak bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü, Transkritik CO₂ Rankine çevrimi, Süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, Termodinamik analiz, Çok amaçlı optimizasyon

2023, 199 sayfa

ABSTRACT

Ph.D. Dissertation

INVESTIGATION AND OPTIMIZATION OF THE PERFORMANCE OF A SOLAR ASSISTED POWER GENERATION SYSTEM WORKING WITH CO₂

Serpil ÇELİK TOKER

**Isparta University of Applied Sciences
The Institute of Graduate Education
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Prof. Dr. Önder KIZILKAN

In this study, the performance of the solar energy-based power generation system working with CO₂ was investigated, and multi-objective optimization was carried out. For this aim, the dynamic mathematical modeling of the evacuated U-tube solar collector was performed at first using computer software. The results of the modeling were compared with an experimental research in the literature, and the deviation between the theoretical and experimental study was found to be 6.3%. Afterward, the performance analysis of the solar collector was carried out using the meteorological data of Isparta. From the analysis, it was determined that the fluid temperature could reach around 250 °C. The thermal energy absorbed by solar collectors was assumed to be used for driving the CO₂-based power cycle. In this regard, the performances of different CO₂-based transcritical Rankine and supercritical Brayton cycles were examined to determine the best cycle suitable for the solar thermal process. According to the comparative analyses, the best performance was obtained for the supercritical Brayton cycle with intercooling and reheating for low and mid-temperature applications. In the last part, thermodynamic, exergo-economic and exergo-environmental analyses of the determined cycle have been conducted under steady state and dynamic conditions followed by optimization. According to the results, the annual solar energy falls on the solar collector was determined to be 17 696.8 kWh, the absorbed heat energy by the working fluid circulating in the collectors was calculated as 4 800 kWh, while the average energy efficiency of the collector was 27.12%. Considering the analyses, the annual power generation by the supercritical cycle was found to be 547.03 kWh, while the average energy and exergy efficiencies of the solar energy-based system were calculated as 3.09% and 3.31%, respectively. For the transient conditions, the optimum number of collectors was found to be 20 according to the results of optimization. In addition, the exit temperature of the fluid from the collector was estimated as 165 °C, the net power produced was 0.311 kW, the total capital cost of the cycle was 31 529 \$, and the sustainability index of the system was 1.042 with respect to the optimization results.

Key Words: Evacuated U-tube solar collector, Transcritical Rankine cycle, Supercritical Brayton cycle, Thermodynamic analysis, Multi-objective Optimization

2023, 199 pages

TEŞEKKÜR

Çalışmamın her aşamasında bana destek olan, bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren, kendisine ne zaman danışsam bana zamanını ayıran, her sorun yaşadığımda yanına çekinmeden gidebildiğim, gelecekteki mesleki hayatımda bana verdiği değerli bilgilerden faydalanacağımı düşündüğüm tez danışmanım kıymetli hocam Prof. Dr. Önder KIZILKAN'a çok teşekkür ederim.

Tezimin yürütülmesinde desteğini esirgemeyen, tavsiyeleri ve deneyimlerinden yararlandığım sayın hocam Doç. Dr. Mehmet Akif EZAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak tez çalışmam süresince her türlü zorluğun üstesinden gelmemde desteğini esirgemeyen, her zaman yanımda olan, her koşulda fedakârlık gösteren, eşim Şadi TOKER'e çok teşekkür ederim. İyi ki varsın....

Öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi olarak destekleyen, yalnız bırakmayan, iyi ve kötü günde her zaman arkamda olan canım aileme yürekten teşekkür ederim. Sizi çok seviyorum....

Serpil ÇELİK TOKER
ISPARTA, 2023

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Yıllara göre dünyadaki enerji kaynaklarının tüketimi	1
Şekil 1.2. Yıllara göre yakıt tüketim oranları	2
Şekil 1.3. Güneş kolektör çeşitleri	3
Şekil 1.4. Düzlemsel güneş kolektör bileşenleri	4
Şekil 1.5. Vakum tüplü güneş kolektörü	5
Şekil 1.6. Isı borulu vakum tüplü güneş kolektörü	7
Şekil 1.7. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü	8
Şekil 1.8. Parabolik oluk tipi güneş kolektörü	9
Şekil 1.9. Parabolik çanak güneş kolektörü	10
Şekil 1.10. Doğrusal Fresnel güneş kolektörü	10
Şekil 1.11. Heliostat güneş kolektörü	11
Şekil 1.12. CO ₂ 'in P-h diyagramı	13
Şekil 1.13. CO ₂ 'nin faz diyagramı	13
Şekil 1.14. Farklı basınçlar için CO ₂ özgül ısısının sıcaklığa bağlı değişimi	14
Şekil 1.15. Farklı basınçlar için CO ₂ yoğunluğu ve özgül hacminin sıcaklığa bağlı değişimi.....	15
Şekil 1.16. Buhar türbini (a), helyum türbini (b) ve CO ₂ türbininin (c) boyutlarının karşılaştırması	16
Şekil 1.17. Farklı basınçlar için CO ₂ ısıl iletkenliğinin sıcaklığa bağlı değişimi.....	16
Şekil 1.18. Farklı basınçlar için CO ₂ sıkıştırılabilirlik katsayısının sıcaklığa bağlı değişimi.....	17
Şekil 1.19. Farklı basınçlar için CO ₂ kinematik viskozitesinin sıcaklığa bağlı değişimi.....	17
Şekil 1.20. Basit transkritik CO ₂ Rankine çevrimi	18
Şekil 1.21. Isı değiştiricisinde ısı kaynağı ile çalışma akışkanı arasındaki ısı transferinin şematik gösterimi	19
Şekil 1.22. Yeniden ısıtılmalı transkritik CO ₂ Rankine çevrimi	20
Şekil 1.23. Rejeneratörlü transkritik CO ₂ Rankine çevrimi	20
Şekil 1.24. Rejeneratörlü ve yeniden ısıtılmalı transkritik CO ₂ Rankine çevrimi	21
Şekil 1.25. Süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	22
Şekil 1.26. Reküperatörlü süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	23
Şekil 1.27. Ara soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	24
Şekil 1.28. Yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	24
Şekil 1.29. Ara reküperatörlü süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	25
Şekil 1.30. Ön sıkıştırmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	26
Şekil 1.31. Ara genişlemeli süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	26
Şekil 1.32. Yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	27
Şekil 1.33. Kısmi soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi.....	28
Şekil 1.34. Ön ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	29
Şekil 1.35. Ara genişlemeli-1 süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	29
Şekil 1.36. Ara genişlemeli-2 süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	30
Şekil 1.37. Ara genişlemeli-3 süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	31
Şekil 1.38. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi....	32
Şekil 1.39. Ön sıkıştırmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi...	32

Şekil 1.40. Yeniden sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	33
Şekil 1.41. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	33
Şekil 1.42. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	34
Şekil 1.43. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	34
Şekil 1.44. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	35
Şekil 1.45. Kısmi soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi	35
Şekil 3.1. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün şekli (a) ve kesiti (b)	53
Şekil 3.2. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü	53
Şekil 3.3. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün termal direnç ağı	54
Şekil 3.4. Deney setinde kullanılan vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü ...	60
Şekil 3.5. Isparta iline ait güneş radyasyon değerlerinin yıllık değişimi	63
Şekil 3.6. Isparta iline ait çevre sıcaklığının yıllık değişimi	63
Şekil 3.7. Isparta iline ait rüzgâr hızının yıllık değişimi	63
Şekil 3.8. Pompa ve kompresörün şematik gösterimi	67
Şekil 3.9. Türbin şematik gösterimi	69
Şekil 3.10. Isı değiştiricinin şematik gösterimi	70
Şekil 3.11. Optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması	82
Şekil 3.12. Metasezgisel algoritmaların sınıflandırılması	85
Şekil 3.13. Genetik algoritma akış diyagramı	87
Şekil 3.14. Pareto optimal cephe	88
Şekil 4.1. 12 Haziran için teorik ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması	92
Şekil 4.2. 13 Haziran için teorik ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması	92
Şekil 4.3. Kolektör akış faktör değerlerinin karşılaştırılması	93
Şekil 4.4. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektör verimlerinin karşılaştırılması	94
Şekil 4.5. 15 Ocak, 15 Nisan, 15 Temmuz ve 15 Nisan günü için CO ₂ 'nin kolektörden çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi	94
Şekil 4.6. Ocak ayı için her bir kolektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi	95
Şekil 4.7. Ocak ayı için vakum tüplü U-borulu güneş kolektör katmanlarının zamana bağlı sıcaklık değişimleri	95
Şekil 4.8. Nisan ayı için her bir kolektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi	96
Şekil 4.9. Nisan için vakum tüplü U-borulu güneş kolektör katmanlarının zamana bağlı sıcaklık değişimleri	96
Şekil 4.10. Temmuz ayı için her bir kolektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi	97
Şekil 4.11. Temmuz ayı için vakum tüplü U-borulu güneş kolektör katmanlarının zamana bağlı sıcaklık değişimleri	97
Şekil 4.12. Ekim ayı için her bir kolektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi	98
Şekil 4.13. Eylül ayı için vakum tüplü U-borulu güneş kolektör katmanlarının zamana bağlı sıcaklık değişimleri	98

Şekil 4.14. Aylık meteorolojik verilerine göre CO ₂ 'nin kollektörden çıkış sıcaklığının değişimi.....	99
Şekil 4.15. Aylık meteorolojik verilerine göre CO ₂ 'nin kollektörden çıkış sıcaklığının değişimi (Devamı).....	100
Şekil 4.16. Aylık ortalama değerlere göre CO ₂ 'nin kollektörden çıkış sıcaklığının değişimi.....	101
Şekil 4.17. Kollektörden çıkan CO ₂ 'nin yıllık sıcaklık değişimi.....	101
Şekil 4.18. Kollektör katmanlarının yıllık sıcaklık değişimi	102
Şekil 4.19. Türbin giriş sıcaklığına göre transkritik CO ₂ Rankine çevriminin enerji verimlerinin değişimi.....	103
Şekil 4.20. Türbin giriş basıncına göre transkritik CO ₂ Rankine çevriminin enerji verimlerinin değişimi.....	104
Şekil 4.21. Kompresör giriş basıncına göre transkritik CO ₂ Rankine çevriminin enerji verimlerinin değişimi	104
Şekil 4.22. Türbin giriş sıcaklığına göre transkritik CO ₂ Rankine çevriminin ekserji verimlerinin değişimi	105
Şekil 4.23. Türbin giriş basıncına göre transkritik CO ₂ Rankine çevriminin ekserji verimlerinin değişimi	105
Şekil 4.24. Kompresör giriş basıncına göre transkritik CO ₂ Rankine çevriminin ekserji verimlerinin değişimi.....	106
Şekil 4.25. Farklı transkritik CO ₂ Rankine çevriminin enerji ve ekserji verimleri.....	106
Şekil 4.26. Türbin giriş sıcaklığına göre tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi	108
Şekil 4.27. Türbin giriş basıncına göre tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi	109
Şekil 4.28. Kompresör giriş basıncına göre tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi	109
Şekil 4.29. Türbin giriş sıcaklığına göre tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinde üretilen net gücün değişimi	110
Şekil 4.30. Türbin giriş sıcaklığına göre tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerine giren ısı gücünün değişimi	110
Şekil 4.31. Türbin giriş sıcaklığına göre tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi.....	111
Şekil 4.32. Türbin giriş basıncına göre tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi.....	112
Şekil 4.33. Kompresör giriş basıncına göre tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi.....	112
Şekil 4.34. Tek akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri	113
Şekil 4.35. Türbin giriş sıcaklığına göre ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi	114
Şekil 4.36. Türbin giriş basıncına göre ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi	115
Şekil 4.37. Kompresör giriş basıncına göre ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi	116
Şekil 4.38. Türbin giriş sıcaklığına göre ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinde üretilen net gücün değişimi	116
Şekil 4.39. Türbin giriş sıcaklığına göre ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerine giren ısı gücünün değişimi	117

Şekil 4.40. Türbin giriş sıcaklığına göre ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerin ekserji veriminin değişimi	117
Şekil 4.41. Türbin giriş basıncına göre ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi	118
Şekil 4.42. Kompresör giriş basıncına göre ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimlerinin değişimi	119
Şekil 4.43. Ara akışlı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri	119
Şekil 4.44. Türbin giriş sıcaklığına göre kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi	120
Şekil 4.45. Türbin giriş basıncına göre kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi	121
Şekil 4.46. Kompresör giriş basıncına göre kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerin enerji veriminin değişimi	122
Şekil 4.47. Türbin giriş sıcaklığına göre kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinde üretilen net gücün değişimi	122
Şekil 4.48. Türbin giriş sıcaklığına göre kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerine giren ısı gücün değişimi	123
Şekil 4.49. Türbin giriş sıcaklığına göre kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi	123
Şekil 4.50. Türbin giriş basıncına göre kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerin ekserji verimlerinin değişimi	124
Şekil 4.51. Kompresör giriş basıncına göre kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimlerinin değişimi	125
Şekil 4.52. Kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri	126
Şekil 4.53. Tek akışlı, ara akışlı ve kombine süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri	127
Şekil 4.54. Türbin giriş sıcaklığına göre farklı transkritik CO ₂ Rankine ve süperkritik CO ₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi...	128
Şekil 4.55. Ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimi....	129
Şekil 4.56. Güneş radyasyon değerine göre kollektör gruplarından çıkan akışkan sıcaklığının değişimi	131
Şekil 4.57. Güneş radyasyon değerine göre çevrimden üretilen net gücün ve enerji veriminin değişimi	132
Şekil 4.58. Güneş radyasyon değerine göre ekserji yıkımının ve ekserji veriminin değişimi.....	132
Şekil 4.59. Toplam kollektör sayısına göre kollektör gruplarından çıkan akışkan sıcaklığının değişimi	133
Şekil 4.60. Toplam kollektör sayısına göre çevrimden üretilen net gücün ve çevrim enerji veriminin değişimi	134
Şekil 4.61. Kollektör sayısına göre ekserji yıkımının ve ekserji veriminin değişimi	134
Şekil 4.62. Kompresör giriş basıncına göre çevrimden üretilen net gücün ve çevrim enerji veriminin değişimi	135
Şekil 4.63. Kompresör giriş basıncına göre ekserji yıkımının ve ekserji veriminin değişimi.....	136
Şekil 4.64. Türbin giriş basıncına göre çevrimden üretilen net gücün ve enerji veriminin değişimi.....	136

Şekil 4.65. Türbin giriş basıncına göre ekserji yıkımının ve ekserji veriminin değişimi.....	137
Şekil 4.66. Kollektör sayısına göre toplam maliyet ve ortalama birim ürün maliyetinin değişimi	139
Şekil 4.67. Kompresör giriş basıncına göre toplam maliyet ve ortalama birim ürün maliyetinin değişimi	140
Şekil 4.68. Türbin giriş basıncına göre toplam maliyet ve ortalama birim ürün maliyetinin değişimi	141
Şekil 4.69. Toplam kollektör sayısının eksergo-çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilir indeksi üzerindeki etkisi	141
Şekil 4.70. Kompresör giriş basıncının eksergo-çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilir indeksi üzerindeki etkisi	142
Şekil 4.71. Türbin giriş basıncının eksergo-çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilir indeksi üzerindeki etkisi	143
Şekil 4.72. Çevrimin ekserji yıkımı ve ekserji verimi için Pareto görüntüsü	144
Şekil 4.73. Çevrimin toplam maliyeti ve ekserji verimi için Pareto görüntüsü ..	145
Şekil 4.74. 1. kollektör grubundan çıkan CO ₂ 'nin yıllık sıcaklık değişimi	146
Şekil 4.75. 2. kollektör grubundan çıkan CO ₂ 'nin yıllık sıcaklık değişimi	146
Şekil 4.76. Güneş enerjili güç üretim sistemine giren ısıl gücün yıllık değişimi	147
Şekil 4.77. Güç üretim sisteminde üretilen net gücün yıllık değişimi	147
Şekil 4.78. Güneş enerjili güç üretim sisteminin enerji veriminin yıllık değişimi.....	148
Şekil 4.79. Güç üretim sisteminin enerji veriminin yıllık değişimi	148
Şekil 4.80. Güneş enerjili güç üretim sisteminin ekserji yıkımının yıllık değişimi.....	149
Şekil 4.81. Güneş enerjili güç üretim sisteminin ekserji veriminin yıllık değişimi.....	150
Şekil 4.82. Güç üretim sisteminin ekserji veriminin yıllık değişimi	150
Şekil 4.83. Aylara göre güneş kollektörüne gelen güneş enerjisi	151
Şekil 4.84. Güç üretim sisteme giren ısı enerjisinin aylara göre değişimi	151
Şekil 4.85. Aylara göre güneş kollektörünün verim değişimi.....	152
Şekil 4.86. Güç üretim sisteminden üretilen net enerjinin aylara göre değişimi	153
Şekil 4.87. Güneş enerjili güç üretim sisteminin enerji veriminin aylara göre değişimi	153
Şekil 4.88. Güç üretim sisteminin enerji veriminin aylara göre değişimi.....	154
Şekil 4.89. Güneş enerjili güç üretim sisteminin ekserji yıkımının aylara göre değişimi	155
Şekil 4.90. Güneş enerjisi güç üretim sisteminin ekserji veriminin aylara göre değişimi	155
Şekil 4.91. Güç üretim sisteminin ekserji veriminin aylara göre değişimi	156
Şekil 4.92. 1. kollektör grubundan çıkan CO ₂ 'nin aylık ortalama değerlere göre sıcaklık değişimleri	156
Şekil 4.93. 2. kollektör grubundan çıkan CO ₂ 'nin aylık ortalama değerlere göre sıcaklık değişimleri	157
Şekil 4.94. Güç üretim sistemine giren ısıl gücün aylık ortalama değerlere göre değişimi	158
Şekil 4.95. Güç üretim sisteminden üretilen net gücün aylık ortalama değerlere göre değişimi	158

Şekil 4.96. Güneş enerjisili güç üretim sisteminin veriminin aylık ortalama değerlere göre değişimi.....	159
Şekil 4.97. Güç üretim sisteminin enerji veriminin aylık ortalama değerlere göre değişimi	160
Şekil 4.98. Güneş enerjili güç üretim sisteminin ekserji yıkımının aylık ortalama değerlere göre değişimi.....	160
Şekil 4.99. Güneş enerjisili güç üretim sisteminin ekserji veriminin aylık ortalama değerlere göre değişimi.....	161
Şekil 4.100. Güç üretim sisteminin ekserji veriminin aylık ortalama değerlere göre değişimi.....	161
Şekil 4.101. Güneş enerjili güç üretim sisteminin yıllık enerji miktarı	162
Şekil 4.102. Güneş enerjili güç üretim sisteminin yıllık verim değerleri	163
Şekil 4.103. Güneş enerjili güç üretim sisteminin toplam ekserji yıkımı ve ekserji verimi için Pareto görüntüsü	163
Şekil A.1. Basit transkritik CO ₂ Rankine çevriminin T-s diyagramı	184
Şekil A.2. Yeniden ısıtılmalı transkritik CO ₂ Rankine çevriminin T-s diyagramı	184
Şekil A.3. Rejeneratörlü transkritik CO ₂ Rankine çevriminin T-s diyagramı	184
Şekil A.4. Rejeneratörlü ve yeniden ısıtılmalı transkritik CO ₂ Rankine çevriminin T-s diyagramı	185
Şekil A.5. Basit süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı	185
Şekil A.6. Reküperatörlü süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı ...	185
Şekil A.7. Ara soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı...	186
Şekil A.8. Yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı	186
Şekil A.9. Ara reküperatörlü süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı	186
Şekil A.10. Ön sıkıştırmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı	187
Şekil A.11. Ara genişlemeli süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı	187
Şekil A.12. Yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı	187
Şekil A.13. Kısmi soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı	188
Şekil A.14. Ön ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	188
Şekil A.15. Ara genişlemeli-1 süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	188
Şekil A.16. Ara genişlemeli-2 süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	189
Şekil A.17. Ara genişlemeli-3 süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	189
Şekil A.18. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	189
Şekil A.19. Ön sıkıştırmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	190
Şekil A.20. Yeniden sıkıştırmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	190
Şekil A.21. Yeniden sıkıştırmalı ara soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	190

Şekil A.22. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı	191
Şekil A.23. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	191
Şekil A.24. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	191
Şekil A.25. Kısmi soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı.....	192
Şekil A.26. Yeniden ısıtılmalı rejeneratörlü transkritik CO ₂ Rankine çevriminin validasyonu	192
Şekil A.27. Farklı transkritik CO ₂ Rankine çevrimlerinin validasyonu.....	192
Şekil A.28. Reküperatörlü ara soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin validasyonu	193
Şekil A.29. Kısmi soğutmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin validasyonu	193
Şekil A.30. Yeniden sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin validasyonu	193
Şekil A.31. Güneş enerjili ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminin akış diyagramı.....	194

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 1.1. CO ₂ 'in termo-fiziksel özellikleri	12
Çizelge 3.1. Kolektör bileşenlerinin teknik özellikleri	61
Çizelge 3.2. Özgül ısı formülünde kullanılan katsayılar.....	62
Çizelge 3.3. Yoğunluk formülünde kullanılan katsayılar	62
Çizelge 3.4. Termal iletkenlik formülünde kullanılan katsayılar	62
Çizelge 3.5. Sistemde yer alan ekipmanların toplam ısı transfer katsayısı	77
Çizelge 4.1. Transkritik Rankine çevrimi çalışma parametre değerleri	103
Çizelge 4.2. Süperkritik Brayton çevrimi çalışma dizayn değerleri	107
Çizelge 4.3. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimin çalışma parametreleri	129
Çizelge 4.4. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimini oluşturan her bir noktanın termofiziksel özellik değerleri.....	130
Çizelge 4.5. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrim ekipmanların ekserji yıkım oranları	130
Çizelge 4.6. Akış ekserjisi, birim ekserji maliyeti ve akış maliyet.....	138
Çizelge 4.7. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik Brayton çevriminin eksergo-ekonomik analiz sonuçları.....	139
Çizelge 4.8. Belirlenen amaç fonksiyonları.....	143
Çizelge 4.9. Optimizasyon kısıtlamaları ve aralık değerleri.....	143
Çizelge 4.10. Optimum çalışma şartları ve optimum sonuçlar	164
Çizelge A.1. Rejeneratörlü transkritik CO ₂ Rankine çevriminin validasyonu için dizayn parametreleri.....	195
Çizelge A.2. Çalışma dizayn parametreleri ve değerleri.....	195
Çizelge A.3. Yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevrimin dizayn parametreleri.....	195
Çizelge A.4. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı Brayton çevrimini oluşturan her bir ekipman için kütle, enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri	196
Çizelge A.5. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı Brayton çevrim elemanlarının maliyet denge denklemleri	196
Çizelge A.6. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO ₂ Brayton çevriminde yer alan komponentlerin satın alma maliyet fonksiyonları	196

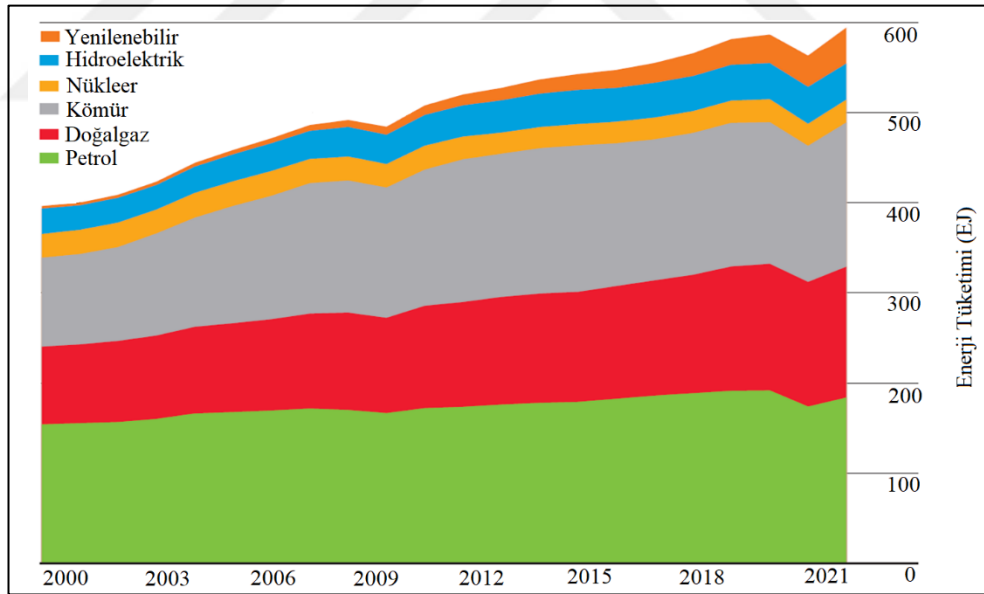
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

a	Çevre ortam
A	Alan (m^2)
abs	Absorber tüp
c	Soğuk akışkan
C	Kompresör
Ĉ	Ekserji maliyeti (\$/h)
C_p	Özgül ısı kapasitesi (kJ/kgK)
CRF	Sermaye geri kazanım faktörü
C_{ei}	Eksergo-çevresel etki katsayısı
C_s	Sentetik iletkenlik (W/mK)
CO_2	Karbondiyoksit
cond	İletim
conv	Taşıma
D	Çap (m)
dest	Yıkım
DSR	Düşük sıcaklık reküperatörü
en	Enerji
ex	Ekserji
$\dot{E}_x$	Ekserji (kW)
f	Termo-ekonomik faktör (%)
F	Kanat etkinliği
fin	Kanat
FDM	Faz değişim malzemesi
f_{ei}	Eksergo-çevresel etki faktörü
f_{es}	Ekserjetik kararlılık faktörü
g	Dış cam tüp
GA	Genetik algoritma
GC	Gaz soğutucu
gi	Dış camın iz düşümü
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
h	Entalpi (kJ/kg)
IC	Ara soğutucu
I_{solar}	Güneş radyasyonu (W/m^2)
i	İç
in	Giren
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
l	Uzunluk (m)
m	Kütle (kg)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
n	Sistemin faydalı çalışma yılı
N	Sistemin yıllık çalışma saati (h/yıl)
Nu	Nusselt sayısı
o	Dış
ODP	Ozon delme potansiyeli
OM	Bakım, işletme ve onarım
ORC	Organik Rankine çevrimi
out	Çıkan

P	U-boru
PEC	Ekipman satın alma maliyeti
r	Kısmi maliyet farkı (%)
R	Termal direnç ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
rad	Işınım
ri	Absorber yüzeyin iz düşümü
Re	Reynolds sayısı
RECU	Rekuperatör
Pr	Prandtl sayısı
s	Entropi (kJ/kgK)
$\dot{Q}$	Isı transfer hızı (kW)
t	Kalınlık (m)
T	Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)
U_e	Kollektör kenarından çevreye olan ısı transfer katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
U_L	Toplam ısı transfer katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
U_t	Kollektör üzerinden çevreye olan ısı transfer katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
V	Hız (m/s)
YSR	Yüksek sıcaklık rekuperatörü
W	Genişlik (m)
$\dot{W}$	Güç (kW)
Z	Satın alma maliyeti (\$)
$\dot{Z}$	Yıllık seviyelendirilmiş maliyet (\$/h)
ΔT_{lm}	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$)
θ_{ei}	Eksergo-çevresel etki indeksi
θ_{eii}	Eksergo-çevresel etki iyileştirme faktörü
θ_{est}	Ekserjetik sürdürülebilir indeksi
α	Yüzeyin yutuculuğu
ε	Yüzeyin yayıcılığı
σ	Stefan-Boltzmann sabiti ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}^4$)
μ	Mutlak viskozite ($\text{kg}/\text{m s}$)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
τ	Yüzeyin geçirgenliği
η	Verim
φ	İşletme, bakım ve onarım faktörü

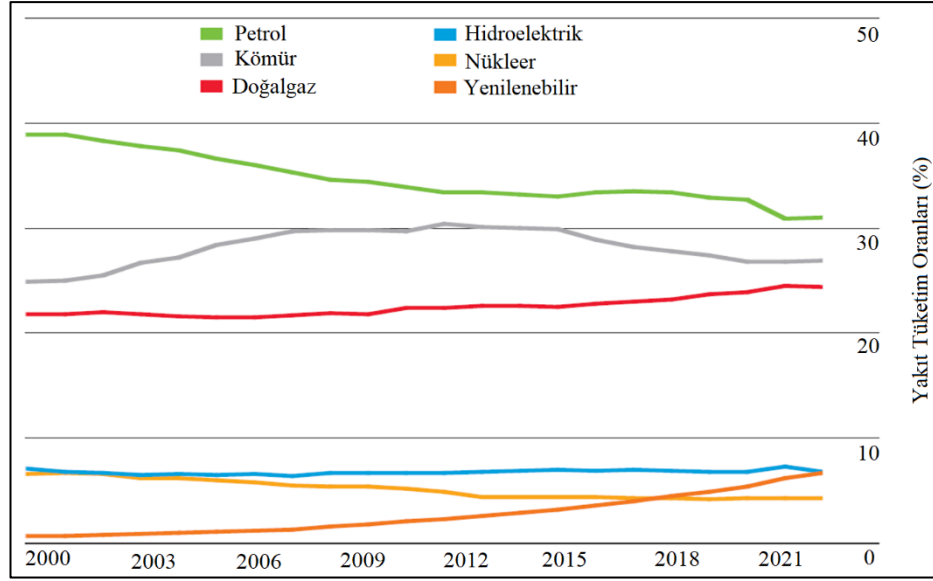
1. GİRİŞ

Dünyadaki enerji ihtiyacı, hızlı nüfus artışı, sanayileşme ve teknolojik gelişmeler ile her geçen gün artmaktadır. Şekil 1.1 yıllara göre dünyadaki birincil enerji tüketimini göstermektedir. 2021 yılında dünyada tüketilen enerji miktarı 595 EJ (Exajoule)'dir (Anonim, 2022). Şekil 1.1'den görüleceği üzere tüm yıllarda tüketilen enerji ihtiyacının büyük bir kısmını petrol, doğal gaz ve kömür gibi geleneksel enerji kaynakları oluşturmaktadır. Enerji ihtiyacının büyük bir kısmının fosil-bazlı enerji kaynaklarından sağlanması geleneksel enerji kaynaklarının ömürlerini azaltmaktadır. Fosil yakıt rezervlerinin kısıtlı olmasının yanı sıra bu yakıtlar SO_2 ve NO_x gibi çevreye zarar veren sera gazlarının emisyonuna yol açmakta ve bunun sonucunda küresel ısınmaya neden olmaktadır. Hem fosil yakıtların tükenmesi, ozon tabakasının incilmesi ve küresel ısınma gibi ekolojik zorluklar nedeniyle hem de kendi öz kaynaklarımızdan daha etkin biçimde yararlanmak amacıyla alternatif enerji kaynaklarının kullanımı giderek artmaktadır (Kizilkan ve Yamaguchi, 2021).



Şekil 1.1. Yıllara göre dünyadaki enerji kaynaklarının tüketimi (Anonim, 2022)

Şekil 1.2, 2000 - 2021 yılları arasında kaynaklara göre enerji tüketim oranlarının değişimini göstermektedir. 2000 - 2021 yılları arasında özellikle petrol ve kömür gibi fosil-bazlı kaynakların kullanımı azalırken, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı artmıştır. Bu durum yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ilginin arttığını göstermektedir.



Şekil 1.2. Yıllara göre yakıt tüketim oranları (Anonim, 2022)

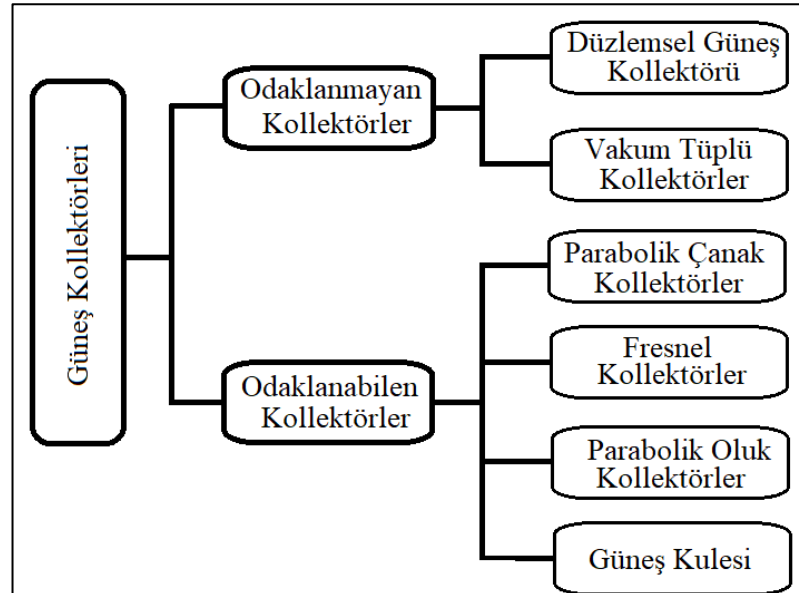
Yenilenebilir enerji kaynakları, kullanıma hazır olarak doğada bulunan, kendini yenileyen, bağımsız, yerli, güvenli ve çevre dostu enerji kaynaklarıdır (Sarfraz vd., 2022). Bu kaynaklar sürekli yenilendikleri için tükenmemektedir. Ayrıca yenilenebilir enerji kaynakları karbon kökenli olmadıkları için sera gazı oluşumuna ve çevre kirliliğine neden olmamaktadır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının ilk yatırım maliyeti diğer enerji kaynaklarına göre daha yüksektir. Fakat ekonomik ve çevresel etkiler göz önüne alınarak uzun vadede düşünüldüğünde, yenilenebilir enerji kaynakları oldukça kazançlı ve sürdürülebilir enerji kaynaklarıdır (Durgun ve Durgun, 2018). Başlıca yenilenebilir enerji kaynakları güneş, hidrolik, rüzgâr, jeotermal ve biyokütledir.

Tüm yenilenebilir enerji kaynaklarının temeli olan güneş enerjisi sürdürülebilir bir gelecek için en iyi alternatif enerji kaynağıdır (Saxena ve Gaur, 2018). Güneş enerjisi, yeryüzünde kolayca bulunabilen ve enerji taleplerini karşılayabilme potansiyeline sahip bir yenilenebilir enerji kaynağıdır. Güneşten yeryüzüne elektromanyetik dalgalarla gelen güneş enerjisi, insanlar tarafından tüketilen yıllık enerjiden daha fazladır (Saidur vd., 2012). Güneş enerjisi, fotovoltaiik (PV) güneş paneli kullanılarak doğrudan elektrik üretiminde ya da güneş kolektörleri kullanılarak ısı uygulamalarda ve güç üretim sistemlerinde kullanılmaktadır (Abo-Elfadl vd., 2020). PV güneş sistemleri temel olarak güneş paneli, batarya ve invertörlerden oluşmaktadır. Bu sistemlerde üretilen enerjiyi depolamak için bataryaya ihtiyaç duyulduğunda sistemin yatırım maliyeti yüksektir. Fotovoltaiik güneş sistemlerinin verimleri %5 - %23

arasında değişmektedir (Alami vd., 2022; Jing vd., 2023). PV güneş panellerinin verimlerinin düşük olmasından dolayı ısı enerjisinin kullanıldığı güç üretim sistemlerinin kullanımı hızla artmaktadır. Güneş enerjisini termal enerjiye dönüştürmek için güneş kolektörleri kullanılmaktadır.

1.1. Güneş Kolektörleri

Güneş kolektörleri, güneş radyasyon enerjisinin kullanılabilir faydalı enerjiye dönüşmesini sağlayan elemanlardır (Olfian vd., 2020). Kolektörlerden elde edilen faydalı enerji hem evsel hem de endüstriyel uygulamalardaki sıcak su üretimi, elektrik enerjisi üretimi, ısıtma ve soğutma amaçlı olarak geniş çapta kullanılmaktadır. Farklı geometrik yapılar sahip birçok güneş kolektörleri bulunmaktadır. Güneş kolektörleri temel olarak odaklanmayan ve odaklanabilen güneş kolektörleri olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Güneş kolektör çeşitlerinin sınıflandırılması Şekil 1.3'te verilmiştir. Düzlemsel güneş kolektörü ve vakum tüplü güneş kolektörü yoğunlaştırıcı olmayan güneş kolektörlerini oluştururken, parabolik oluk kolektörü, parabolik çanak kolektörü, fresnel kolektörü ve güneş kulesi ise yoğunlaştırıcı güneş kolektörlerini oluşturmaktadır.



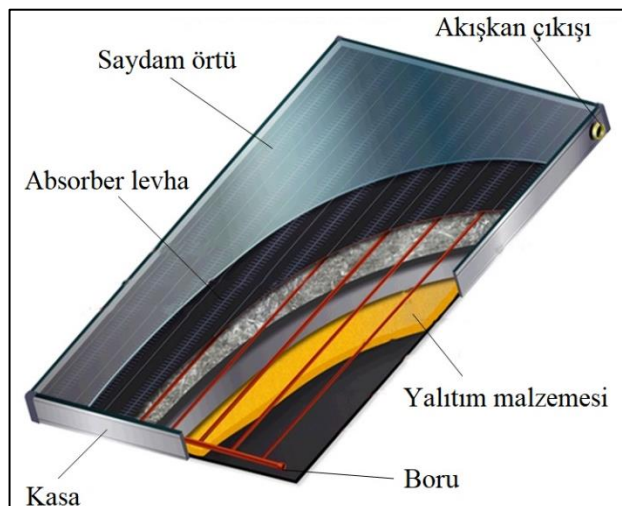
Şekil 1.3. Güneş kolektör çeşitleri (Kalogirou, 2004)

1.1.1. Odaklanmayan güneş kolektörleri

Odaklanmayan güneş kolektörleri düz bir yapıya sahiptir. Bu nedenle güneş enerjisi belirli bir noktaya odaklanmaz. Bu güneş kolektörleri temel olarak düzlemsel ve vakum tüplü güneş kolektörlerinden oluşmaktadır.

1.1.1.1. Düzlemsel plakalı güneş kolektörleri

Şekil 1.4'te verilen düzlemsel plakalı güneş kolektörleri sırasıyla saydam cam, absorber levha, akışkan boruları, ısı yalıtımı ve metal çerçeveden oluşmaktadır. Absorber yüzey, güneş enerjisinin daha fazla tutulması için seçici yüzey malzemesiyle kaplanmaktadır. Akışkan borular genellikle ısı iletim katsayısı yüksek olan bakır, alüminyum gibi malzemelerden üretilmektedir. Güneş kolektörlerinde yutucu yüzeyden çevreye olan ısı kayıplarını azaltmak için ısı yalıtım malzemesi olarak çoğunlukla cam yünü ve poliüretan kullanılmaktadır. Kolektörler, güneş ışıınımdan maksimum derecede yararlanabilecek şekilde sabit bir açıyla yerleştirilmektedir (Kalogirou, 2004). Düzlemsel güneş kolektörleri genellikle düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. Standart düzlemsel güneş kolektörleri 80 °C'ye kadar sıcaklıklarda ısı sağlamaktadır ve bu kolektörlerin verimleri %40 - %50 arasında değişmektedir (Dincer ve Bicer, 2018).



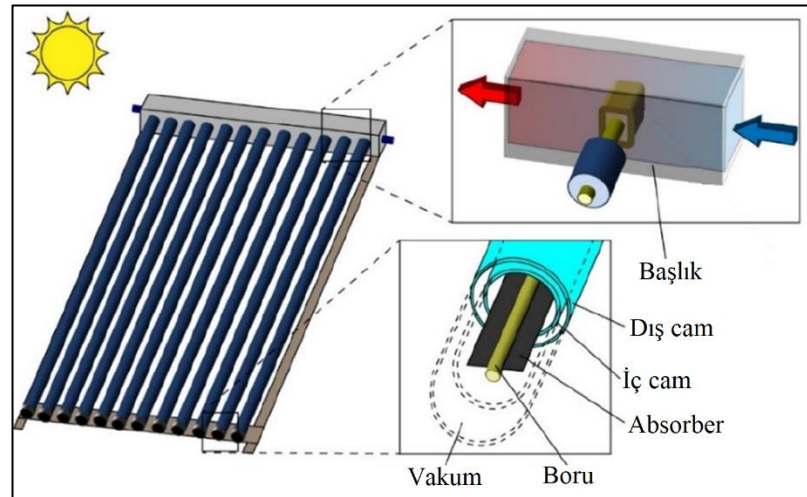
Şekil 1.4. Düzlemsel güneş kolektör bileşenleri (Anonim, 2023)

Düzlemsel güneş kolektörlerinde çalışma akışkanı olarak çoğunlukla su kullanılmaktadır. Soğuk iklim koşullarında suyun donmasını önlemek için glikol-su

çözeltisi veya hava gibi çalışma akışkanları da tercih edilmektedir. Sulu kolektörlerin aksine havalı güneş kolektörlerinin donma ve korozyon problemleri bulunmamaktadır. Bu kolektörler sıvılı kolektörlere göre daha hafiftirler. Havalı kolektörler genellikle gıda ürünleri ve tarım endüstrisi için kurutma veya havanın iklimlendirilmesi amacıyla kullanılmaktadır (Dincer ve Bicer, 2018).

1.1.1.2. Vakum tüplü güneş kolektörleri

Vakum tüplü güneş kolektörleri iç içe geçmiş iki borosilikat camdan meydana gelmektedir. Şekil 1.5'te şematik gösterimi verilen vakum tüplü güneş kolektörlerinde, çalışma akışkanından çevre ortama olan ısı kaybını azaltmak amacıyla iki cam arasında kalan bölge vakumlanmaktadır. Ayrıca iç camın dış yüzeyi güneş ışınlarının büyük bir kısmını absorbe edebilen seçici bir yüzey ile kaplanmaktadır. Vakumlama işlemi tüplerin içindeki akışkanın donma problemini ortadan kaldırdığı için vakum tüplü güneş kolektörlerinde antifiriz kullanımına ihtiyaç duyulmamaktadır. Vakum tüplü güneş kolektörleri güneşi her yönden aldığı için yüksek sıcaklık uygulamalarında rahatlıkla kullanılabilir. Bu kolektörlerin verimleri %50 - %60 arasında değişmektedir ve bu sistemlerde akışkan sıcaklığı 120 °C - 150 °C'ye kadar çıkabilmektedir (Kumar vd., 2017).



Şekil 1.5. Vakum tüplü güneş kolektörü (Jamil vd., 2016)

Vakum tüplü güneş kolektörünün birçok avantajları bulunmaktadır (Kalogirou, 2003; Zhang vd., 2014; Sabiha vd., 2015). Bu avantajlar aşağıda verilmiştir:

- Aşırı soğuk veya aşırı sıcak iklim koşullarında rahatlıkla kullanılabilir.
- Boru şeklindeki tasarımından dolayı güneş ışıınımlarını birçok açıdan alabilir.
- Rüzgâr ve düşük sıcaklık gibi hava koşullarının vakum tüplü güneş kolektörünün performansına etkisi daha azdır.
- Vakum tüplü güneş kolektörleri daha az yer kaplamaktadır ve montajları daha kolaydır.
- İki cam arası vakumlandığı için çevreye olan ısı kayıpları azdır.
- Yüksek sıcaklık uygulamalarına uygundur.
- Diğer kolektör tiplerine kıyasla ısı verimleri daha yüksektir.

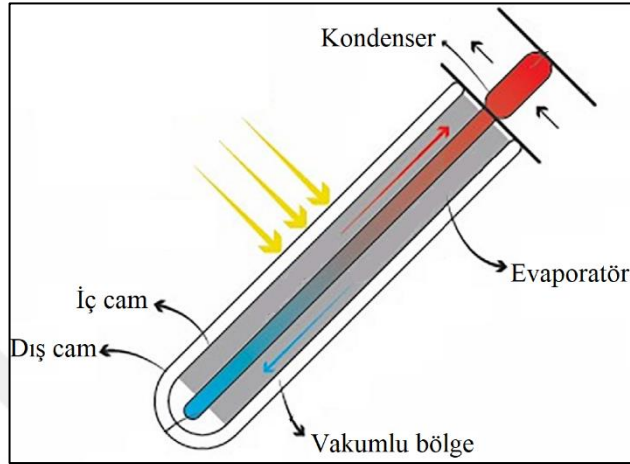
Vakum tüplü güneş kolektörlerinin birçok avantajı olmasına rağmen bazı dezavantajları da bulunmaktadır (Kalogirou, 2003; Sabiha vd., 2015).

- Diğer kolektörlere göre ilk yatırım maliyeti daha yüksektir.
- Yanlış kullanım sırasında veya borularda çalışma akışkanının olmaması durumunda tüp sıcaklığı yükselir bu durum ise tüpün çatlamasına veya vakumun gevşemesine neden olabilir.
- Vakum tüplü güneş kolektörünün yapısı diğer kolektörlere göre daha karmaşıktır.

Vakum tüplü güneş kolektörleri temel olarak doğrudan akışlı vakum tüplü güneş kolektörü ve ısı borulu vakum tüplü güneş kolektörü olmak üzere iki kategoriye ayrılabilir (Gao vd., 2013). İki farklı güneş kolektörünün de ısı borulu, metal cam ve U-tipi gibi birçok çeşitleri bulunmaktadır (Ataee ve Ameri, 2015).

Isı borulu vakum tüplü güneş kolektörü: Isı borulu vakum tüplü güneş kolektörü bir ana boruya bağlı tekli tüplerden oluşan ve sıcak-soğuk kaynaklar arasındaki sıcaklık farkının etkisiyle çalışan iki fazlı cihazlardır (Sarbu ve Sebarchievici, 2017). Isı borulu vakum tüplü güneş kolektörünün şematik gösterimi Şekil 1.6’da verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, ısı borusu, ısı borulu vakum tüplü güneş kolektörüne eş merkezli olarak yerleştirilir ve çalışma akışkanı tüp içerisinde hareket eder. Isı borulu vakum tüplü güneş kolektörü ısıyı sürekli buharlaştırma-yoğunlaştırma yoluyla ileten belirli bir hacimde ısı transfer sıvısı içeren kapalı bir tüptür. Isı borulu güneş

kollektörüne gelen güneş enerjisinin bir kısmı boru içerisinde bulunan çalışma akışkanını buharlaştırmak için kullanılır. Buharlaşmaya başlayan akışkan, ısı borusunda yükselerek kollektörün kondenser kısmına ulaşır. Bu kısımda çalışma akışkanının ısısı başka bir akışkana aktarılır ve çalışma akışkanı sıvılaşarak tekrardan kollektörün evaporatör kısmına geçer. Böylece döngü tamamlanır (Hussein vd., 2017).

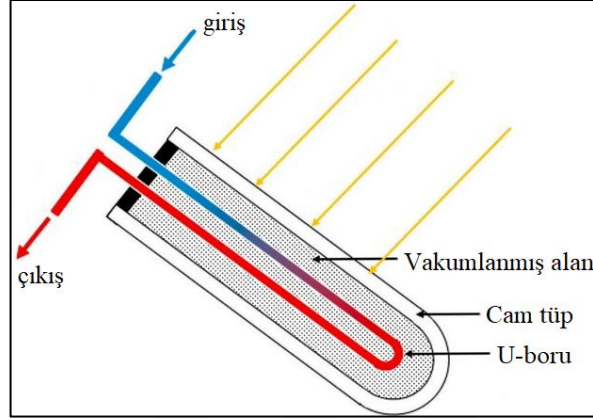


Şekil 1.6. Isı borulu vakum tüplü güneş kollektörü (Elsheniti vd., 2019)

Vakum tüplü U-borulu güneş kollektörü: Vakum tüplü U-borulu güneş kollektörleri, diğer vakum tüplü güneş kollektörlerinin iyileştirilmesine dayalı olarak geliştirilmiştir. Vakum tüplü güneş kollektörlerinin iç boşluğuna bir U-borusu yerleştirilmektedir (Gao vd., 2014). Vakum tüplü U-borulu güneş kollektörleri, bir dış cam tüp, seçici yüzeyle kaplanmış bir iç cam tüp, bir metal kanat ve akışkanın içinden aktığı U şeklindeki bir borudan oluşmaktadır (Kizilkan ve Yamaguchi, 2020). İç cam ile dış cam arasındaki hava, taşınım ve iletimle olan ısı transferini azaltmak için vakumlanmaktadır (Tang vd., 2006). Dış cam şeffaf yapıda olup güneş ışınımının geçmesine izin verirken iç cam güneş enerjisinin büyük bir kısmını absorbe etmek için seçici yüzeyle kaplanmaktadır (Morrison vd., 2004). U-boruyu saran metal kanat, iç cam boruya yapışıkır. U-borulu güneş kollektörlerinin temel avantajı, özellikle düşük sıcaklıktaki ısı kullanımı için düzlemsel güneş kollektörlerine göre daha yüksek performans göstermesidir. Ayrıca, orta sıcaklık uygulamaları için parabolik oluk kollektörlerinden daha ucuz ve basittir (Morrison vd., 2005).

Vakum tüplü U-borulu güneş kollektörünün şematik gösterimi Şekil 1.7’de verilmiştir. U-borulu güneş kollektörleri iç içe geçmiş iki cam tüpten oluşmaktadır. Çalışma sıvısından çevreye olan ısı kaybını azaltmak için iki cam arası vakumlanmaktadır.

Çalışma sıvısının içerisinde geçtiği alıcı boru, güneşten gelen ısıyı absorbe etmektedir. Güneş enerjisini absorbe ederek ısınan akışkan kollektörden çıkmaktadır (Kaya vd., 2018).



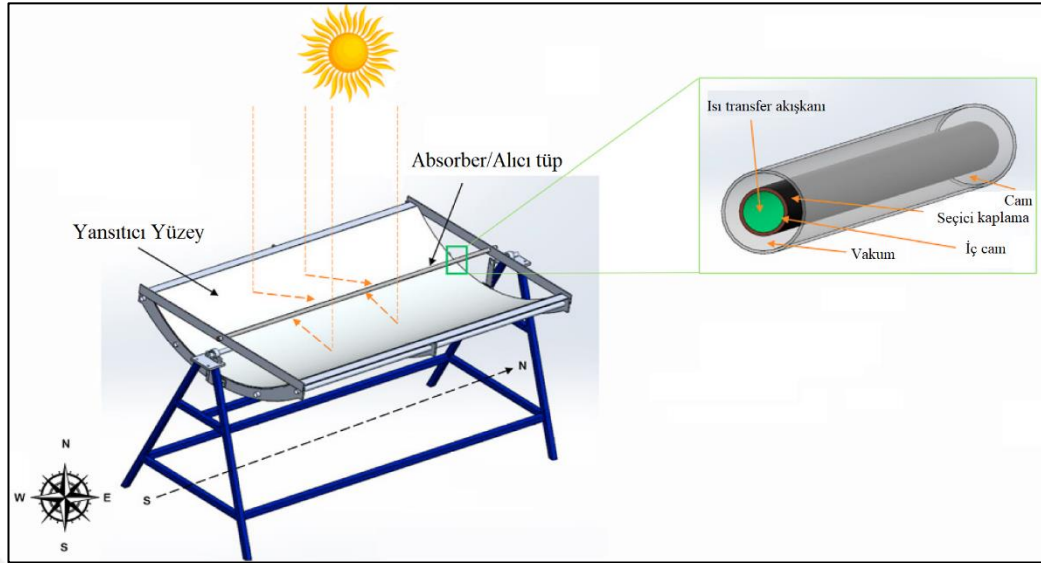
Şekil 1.7. Vakum tüplü U-borulu güneş kollektörü

1.1.2. Odaklanabilen güneş kollektörleri

Geniş alana düşen güneş ışınlarını nispeten küçük bir alana odaklayan sistemlere odaklanabilen (yoğunlaştırılmış) güneş kollektörleri denilmektedir. Odaklanabilen güneş kollektörleri çoğunlukla iç bükey yapıda olduğu için güneş enerjisi kollektörün odak merkezine yansıtılır. Bu tür güneş kollektörlerinde güneş enerjisi kollektörün odak merkezinde toplandığı için yüksek sıcaklıklar elde edilmektedir

1.1.2.1. Parabolik güneş kollektörleri

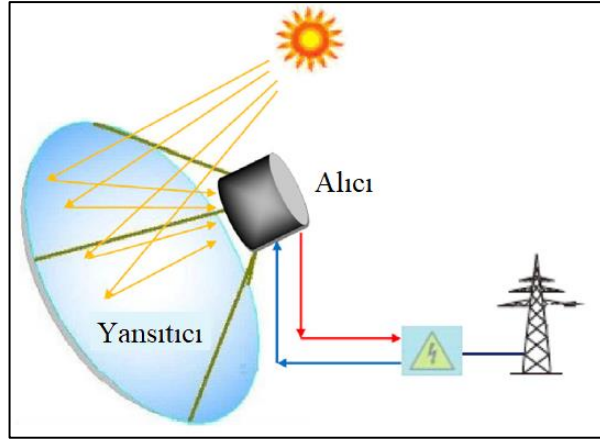
Paraboluk oluk tipi güneş kollektörleri doğrudan güneş enerjisini toplayarak tek bir çizgide odaklayan güneş enerjisi teknolojisidir. Şekil 1.8’te, parabolik güneş kollektörünün şematik gösterimi verilmektedir. Şekilden görüleceği üzere parabolik güneş kollektörünün odak merkezine alıcı boru yerleştirilir. Borunun dış yüzeyi güneş enerjisinden daha fazla yararlanmak için seçici bir kaplama bir kaplanmıştır. Ayrıca alıcı borudan çevreye olan ısı transferlerini azaltmak için alıcı boru, cam bir örtü ile kaplanarak aradaki alan vakumlanmıştır (Daviran vd., 2019). Parabolik oluk tipi güneş kollektöründe konsantrasyon oranı 10 - 80 arasında değişmektedir (Kalogirou, 2004). Ayrıca bu kollektörler, 50 °C - 400 °C arasında değişen akışkan sıcaklıkları ile orta ve yüksek sıcaklık uygulamalarında rahatlıkla kullanılabilmektedir (Tagle vd., 2020).



Şekil 1.8. Parabolik oluk tipi güneş kolektörü (Ajbar vd., 2021)

1.1.2.2. Parabolik çanak güneş kolektörleri

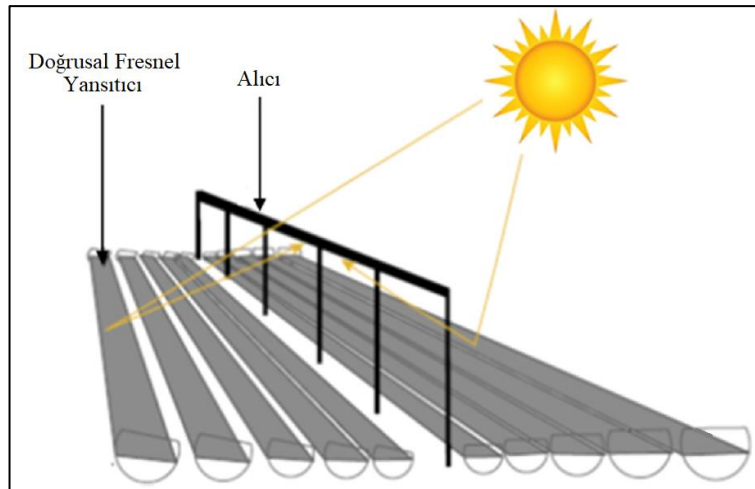
Parabolik çanak güneş kolektörleri, güneş enerjisini çanağın odak merkezinde bulunan bir alıcıya odaklayan güneş kolektörleridir. Bu kolektörlerin bazıları güneş takipli sistemlerdir. Parabolik çanak güneş kolektörleri diğer odaklanabilen güneş kolektörlerine göre daha yüksek konsantrasyon oranları nedeniyle dikkat çekmektedir (Kalogirou, 2013). Parabolik çanak güneş kolektörünün şematik gösterimi Şekil 1.9'da verilmiştir. Bu sistemlerde güneş ışınlamalarını çanağın odak merkezine yoğunlaştıran çanak şeklinde hizalanmış ayna yansıtıcılar kullanılmaktadır. Çanak merkezinde yer alan alıcı, mikro gaz türbini veya Stirling motorunu çalıştırabilir. Parabolik çanak güneş kolektörleri elektrik üretimi, pişirme, sıcak su eldesi ve deniz suyu arıtılması gibi birçok uygulamada rahatlıkla kullanılabilir. Parabolik çanak kolektörlerde konsantrasyon oranı genellikle 100 - 1 000 arasında değişirken sıcaklık 500 °C'ye çıkılabilmektedir (Kalogirou, 2013).



Şekil 1.9. Parabolik çanak güneş kolektörü (Belgasim vd., 2018)

1.1.2.3. Fresnel güneş kolektörleri

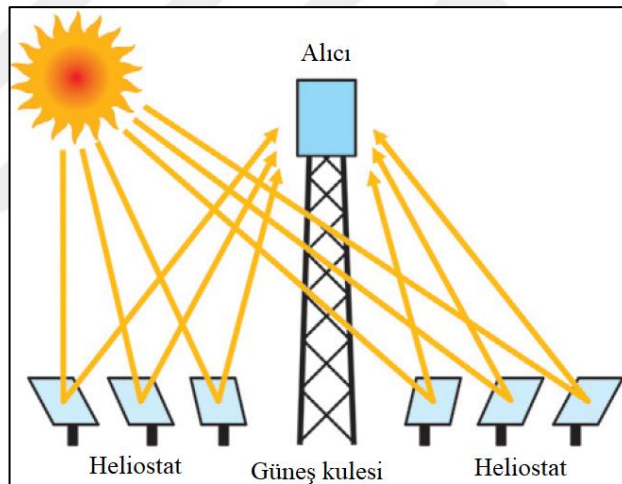
Fresnel güneş kolektörleri, parabolik güneş kolektörlerine göre daha ucuz bir alternatif sağlamak amacıyla üretilmiştir. Şekil 1.10'da doğrusal Fresnel güneş kolektörü gösterilmiştir. Doğrusal Fresnel güneş kolektörlerinde parabolik güneş kolektörlerine benzer ancak parabolik yansıtıcı yerine istenen açıklık alanını elde etmek ve parabolik profile yaklaşmak için düz veya kavisli aynalar kullanılmaktadır. Fresnel güneş kolektör sisteminde bulunan alıcı boru, parabolik güneş kolektörünün aksine sabittir ve bu nedenle daha az hareketli parçadan oluşmaktadır (Singh, 2017). Fresnel güneş kolektörleri hafif, sağlam, paslanmaz ve üretimi ucuz olduğu için yoğunlaştırıcı güneş kolektörleri için umut verici bir alternatif olarak görülmektedir (Kumar vd., 2015).



Şekil 1.10. Doğrusal Fresnel güneş kolektörü (Pandey vd., 2022)

1.1.2.4. Güneş kulesi

Güneş kulesi sistemi, Şekil 1.11’de görüldüğü üzere güneşi izleyen ve güneş enerjisini yüksek bir kulenin üzerine monte edilmiş bir alıcı üzerine odaklayan ve heliostat adı verilen düzlemsel aynalardan oluşmaktadır (Merchan vd., 2022). Heliostatlar, yüksek sıcaklıklara dayanabilen seramik veya metal alaşımlardan yapılmış bir alıcıdan, güneş ışınlarını alıcıya etkin bir şekilde yansıtan ve bağımsız olarak çalıştırılan aynalardan oluşmaktadır. Heliostatlar genellikle düz veya hafif iç bükey aynalardır ve her biri ayrı iki eksenli izleme sistemine sahiptir (Zhang vd., 2013). Heliosat aynalar yatırım maliyetinin ve yıllık ortalama enerji kayıplarının %50’sini oluşturdukları için sistemin tasarımı ve işletimi için büyük önem taşımaktadır (Behar vd., 2013). Heliostat aynalar 100 – 1 500 konsantrasyon oranına sahiptir ve güneş kulesi sistemlerinin çalışma sıcaklık aralıkları 150 °C – 2 000 °C arasında değişmektedir (Ratlamwala vd., 2012).



Şekil 1.11. Heliostat güneş kollektörü (Pitz-Pall, 2014)

1.2. Karbondioksit Çalışma Akışkanı

Termal sistemlerde kullanılan iş akışkanlarının hem termodinamik performansı hem de çevresel etkileri büyük önem arz etmektedir. Karbondioksit (CO₂), ekolojik ve çevresel açıdan güvenli olması nedeniyle çeşitli amaçlar için gelecek vaat eden yeni nesil çalışma sıvısı olarak kabul edilmiştir. CO₂ yenilenebilir enerji kaynakları, atık ısı gibi düşük ve yüksek dereceli ısı kaynaklarından yararlanmak için bir çalışma sıvısı olarak birçok avantaja sahiptir (Ahn vd., 2015; Sarkar, 2015; Liu vd., 2019). Bu avantajlardan bazıları aşağıda sıralanmıştır:

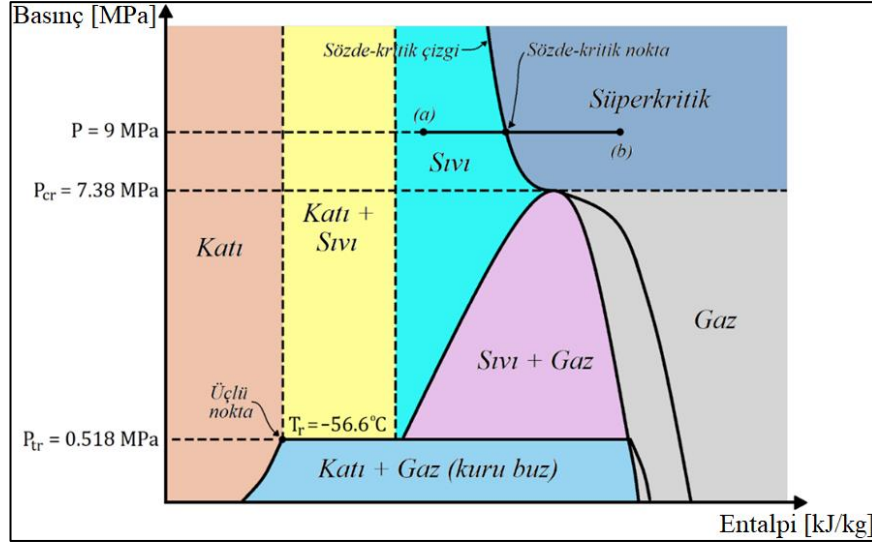
- Çevreye zararı olmayan doğal çalışma sıvısıdır.
- Doğada bol miktarda bulunur ve düşük maliyet ile temin edilir.
- Yanıcı ve patlayıcı özelliği yoktur.
- Toksik ve korozyif özelliği bulunmamaktadır.
- Yüksek ısı transfer özelliklerine sahiptir.
- İlgili sıcaklık aralığı boyunca kimyasal bir tepkime göstermemektedir.
- Düşük kritik sıcaklık ve basınca sahiptir.
- Ozon Delme Potansiyeli (ODP), 0; Küresel Isınma Potansiyeli (GWP), 1'dir.
- Birçok endüstriyel uygulamada (inorganik karbonat ve gübre imalatı, ilaç sektörü, yiyecek-içecek endüstrisi, metal sanayi ve kimyasal çözücü) kullanılmaktadır.

CO₂ molekülündeki oksijen atomlarının simetrik dizilişi ve geometrik düzlemsel yapısı, bileşiğin kimyasal özelliklerini olduğu kadar termo-fiziksel özelliklerini de etkilemektedir. Çizelge 1.1'de CO₂'in makroskobik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 1.1. CO₂'in termo-fiziksel özellikleri (Freund vd., 2005; Liu vd., 2019)

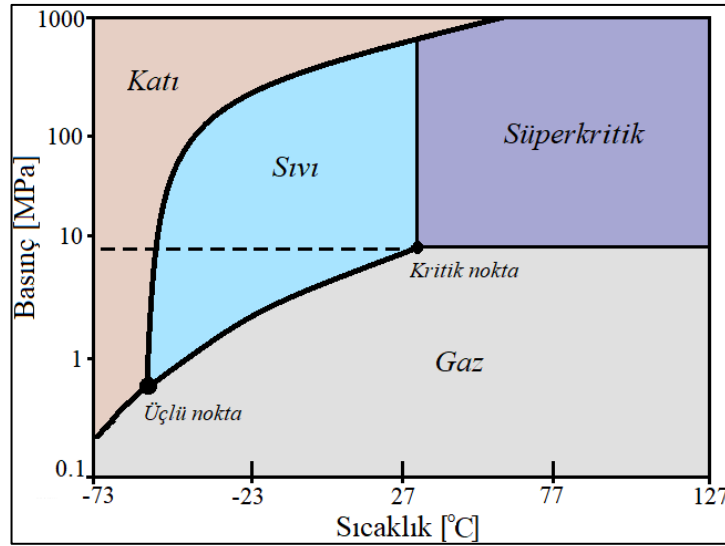
Parametre	Değer
Moleküler kütle [kg/kmol]	44.01
Kritik sıcaklık [°C]	30.98
Kritik basınç [kPa]	7377
Kritik yoğunluğu [kg/m ³]	467.6
Süblimleşme noktası [°C], P=101 kPa	-78.46
Üçlü nokta sıcaklığı [°C], P=518 kPa	-56.56
Üçlü nokta basıncı [kPa]	518
Yoğunluk [kg/m ³], T=0 °C, P=101 kPa	1.98
Özgül ısı kapasitesi [J/kg K], T=0 °C, P=101 kPa	826.8
Mutlak viskozite [kg/m s], T=0 °C, P=101 kPa	13.7 × 10 ⁻⁶
Termal iletkenlik [W/mK], T=0 °C, P=101 kPa	0.015

CO₂ polar olmayan bir madde olduğundan, ortam sıcaklığında ve basıncında gaz halinde bulunur. CO₂'nin üçlü nokta sıcaklığı 56.6 °C, üçlü nokta basıncı ise 0.518 MPa'dır. Şekil 1.12'de gösterildiği üzere sıvı veya katı bir faza ulaşmak için yüksek basınçlar ve düşük sıcaklıklar gereklidir.



Şekil 1.12. CO₂'nin P - h diyagramı (Zhang ve Yamaguchi, 2021)

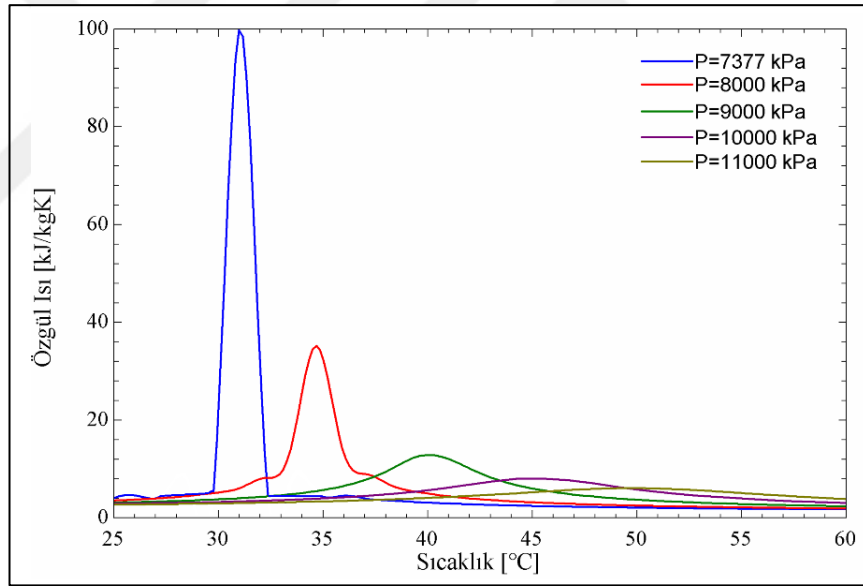
CO₂'nin P - T faz diyagramı eğrisi Şekil 1.13'te verilmiştir. Erime ve buharlaşma çizgileri katı, sıvı ve gaz fazının bir arada dengede olduğu üçlü noktada birleşmektedir. Sıvıdan gaza faz değişimi kritik nokta olan 30.98 °C'de ve 7 377 kPa'da durur. CO₂ kritik nokta üzerindeki sıcaklık ve basınçlarda süperkritik CO₂ olarak adlandırılır. Bu bölgede sıvı ve gaz fazı ayırt edilemez ve akışkanın özellikleri iki fazın karışımı haline gelir.



Şekil 1.13. CO₂'nin faz diyagramı

CO₂'in özgül ısısı özellikle kritik nokta yakınlığında ciddi değişimler göstermektedir. Şekil 1.14, sabit basınç altında CO₂'nin özgül ısısının sıcaklıkla değişimini göstermektedir. Şekilden görüldüğü üzere CO₂'nin kritik veya sözde kritik (psödo-kritik) nokta yakınlığında özgül ısı kapasitesi çok yüksektir. Kritik noktanın üzerindeki

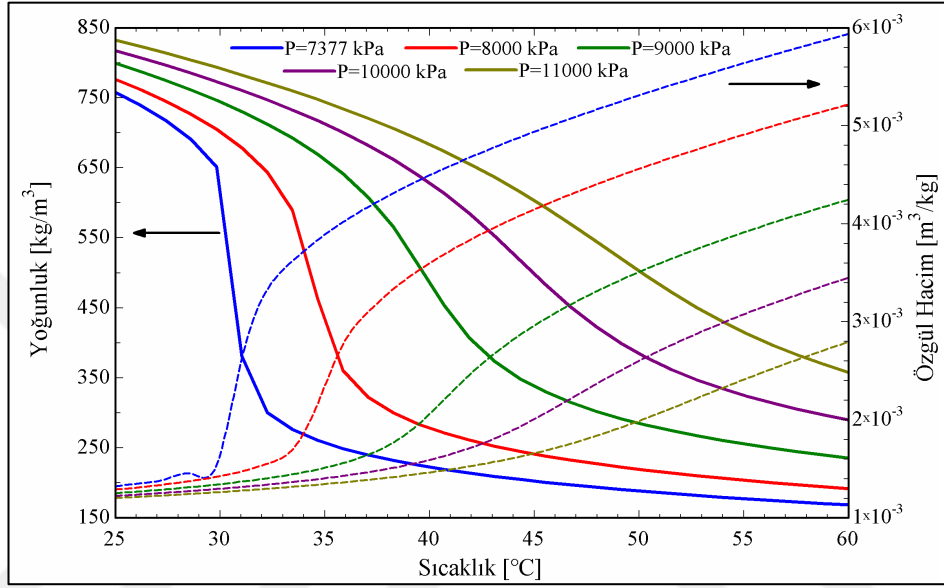
süperkritik bölgenin belirli bir bölümünde akışkanın termofiziksel özellikleri belirli bir basınç ve sıcaklıkta aniden değişmektedir ve bu nokta psödo-kritik nokta olarak tanımlanır. Psödo-kritik noktada akışkanın özgül ısı kapasitesi maksimum değerdedir. Bu durum CO₂'nin büyük ısı transfer kapasitesine sahip olduğunu göstermektedir. Isı değiştiricilerinde CO₂'in sıcaklık profilini etkileyen ana faktör özgül ısı kapasitesinin farklı basınçlarda sıcaklığın bir fonksiyonu olmasıdır. CO₂'in özgül ısı kapasitesi, basınç kritik seviyeye yaklaştığında hızlı bir şekilde artmaktadır. Bir ısı değiştiricisinin ilk giriş kısmında CO₂'in sıcaklığında küçük bir artış meydana gelmektedir. Daha sonra özgül ısıdaki keskin artıştan dolayı sıcaklık profili oldukça düzleşir. CO₂, ısı değiştiricisinin son çıkış kısmından geçerken özgül ısısındaki keskin düşüş nedeniyle CO₂'in sıcaklığı hızla artmaktadır. CO₂'in bu özelliği düşük dereceli ısı kaynağından enerji kazanımında diğer çalışma sıvılarını kullanan güç çevrimlerinden daha fazla avantaj sağlamaktadır (Edlebeck, 2013).



Şekil 1.14. Farklı basınçlar için CO₂ özgül ısısının sıcaklığa bağlı değişimi

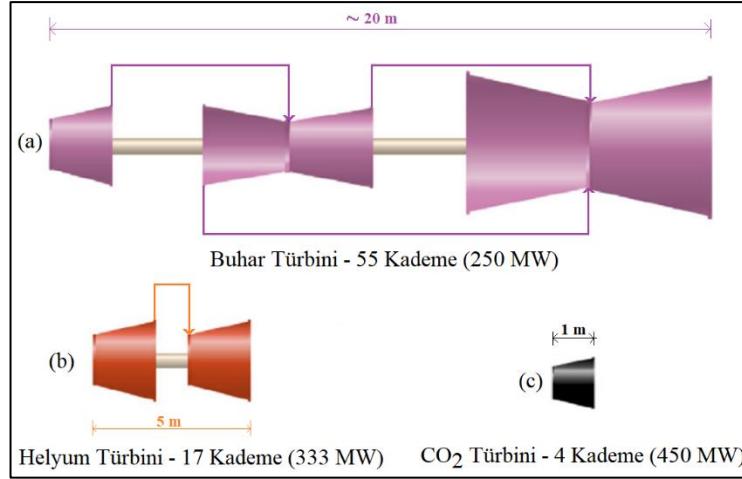
CO₂, kritik nokta yakınlarında hem sıvı hem de gaz özelliklerine sahiptir. Yani özgül ısı kapasitesi ve yoğunluğu gazdan daha yüksek, viskozitesi ise sıvıdan daha düşüktür. CO₂'nin farklı basınçlar için sıcaklığa bağlı olarak yoğunluğundaki ve özgül hacmindeki değişimi Şekil 1.15'te gösterilmiştir. CO₂'nin özgül hacmi kritik nokta yakınlarında daha düşüktür. Bu durum çevrimde kullanılan CO₂'nin sıkıştırma işinin düşük olmasını sağlayarak çevrim veriminin yüksek olmasını sağlamaktadır. Kritik nokta yakınlarında CO₂'nin yoğunluğu daha yüksektir. CO₂'in yüksek yoğunluğu

sayesinde çevrimlerde kullanılan türbin, ısı değıştirici gibi ekipmanların boyutları önemli ölçüde azalmaktadır (Tsuzuki vd., 2007; Lv vd., 2018). Eşit termodinamik koşullar göz önüne alındığında, süperkritik CO₂'nin yoğunluğu sırasıyla hava ve buharinkinden iki ve üç kat daha yüksektir. Ayrıca süperkritik CO₂'nin yoğunluğu organik Rankine çevrim uygulamalarında kullanılan organik akışkanlardan daha fazladır.



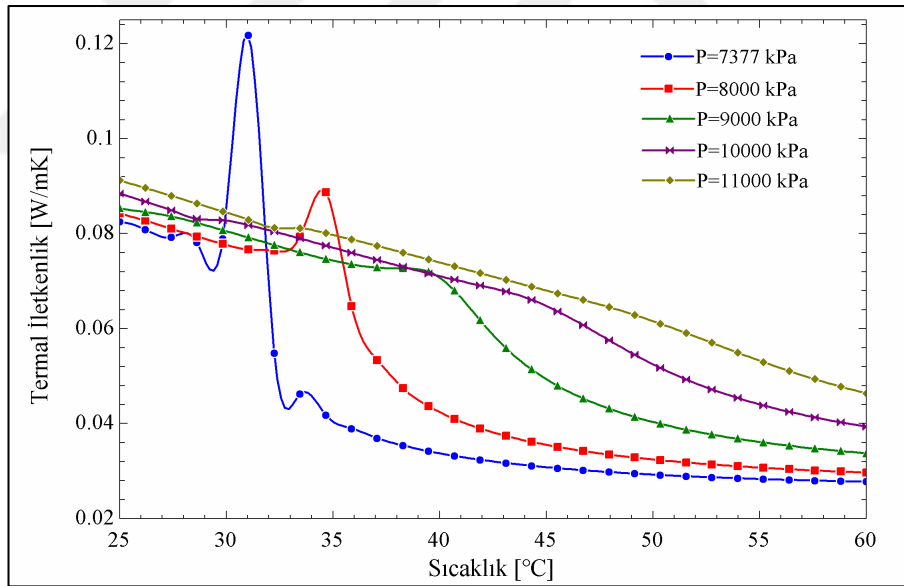
Şekil 1.15. Farklı basınçlar için CO₂ yoğunluğu ve özgül hacminin sıcaklığa bağlı değişimi

CO₂'in süperkritik durumunda yoğunluğu çok yüksek olduğu için CO₂ kullanılan kapalı çevrimler yüksek güç yoğunluğuna sahiptir. Yüksek sıcaklıkta CO₂ yoğunluğu buhardan daha yüksektir. Bu durum, CO₂ türbininin buhar türbininden çok daha küçük boyuta sahip olacağını göstermektedir (Wu vd., 2020). Şekil 1.16'da buhar türbini, Helyum türbini ve CO₂ türbini boyutlarının karşılaştırması gösterilmiştir. Şekilden görülebileceği gibi, çevrim için gerekli olan turbomakinenin boyutu CO₂ türbininde oldukça küçüktür.



Şekil 1.16. Buhar türbini (a), helyum türbini (b) ve CO₂ türbininin (c) boyutlarının karşılaştırması (Dostal vd., 2004)

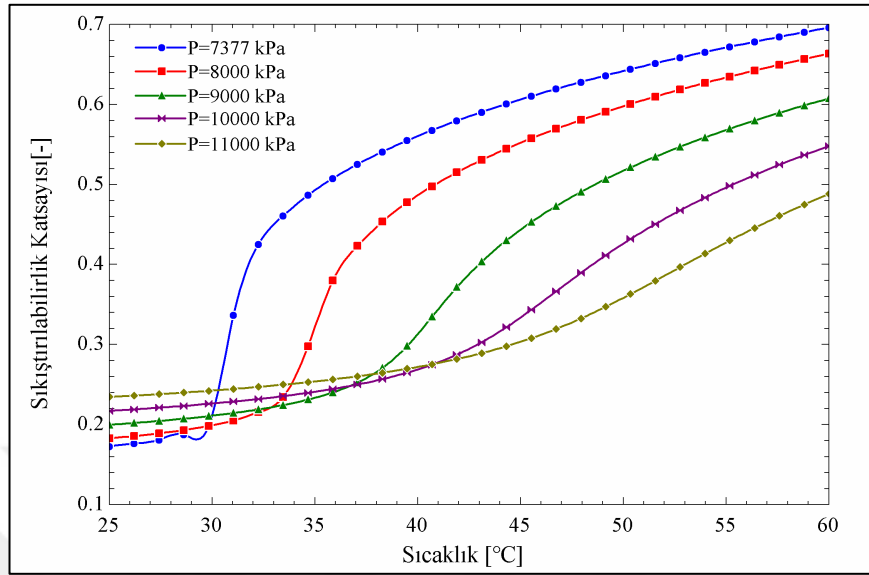
Şekil 1.17’de farklı basınçlarda CO₂’nin sıcaklığa bağlı ısı iletkenliğindeki değişim gösterilmektedir. Diğer termofiziksel özelliklerde olduğu gibi kritik nokta yakınlarda CO₂’nin termal iletkenlik değeri daha yüksektir.



Şekil 1.17. Farklı basınçlar için CO₂ ısı iletkenliğinin sıcaklığa bağlı değişimi

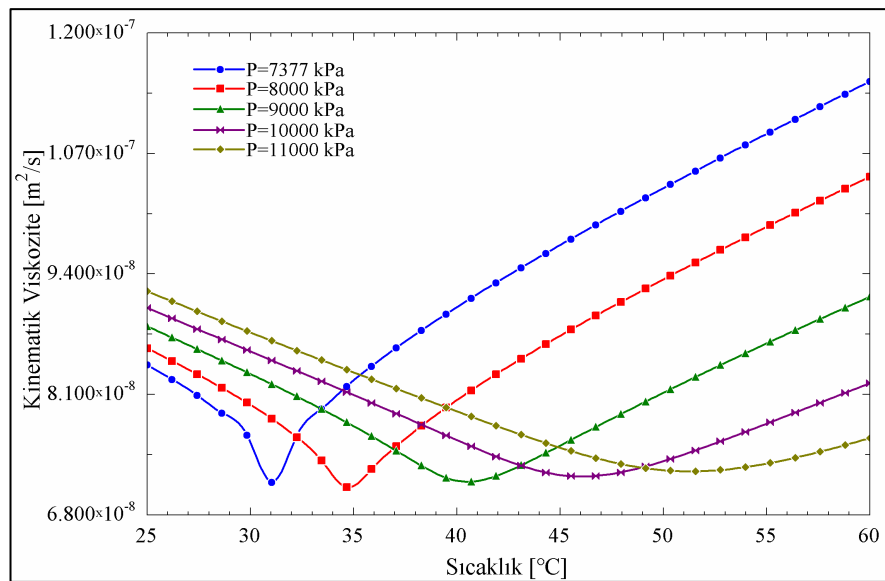
Sıkıştırılabilirlik faktörü, bir gazın ideal gaz davranışından sapmasının bir ölçüsüdür. Sıkıştırılabilirlik faktörü 1 olduğunda akışkan ideal gaza yakın davranır, 0 olduğunda ise akışkan sıkıştırılmaz kabul edilir. CO₂’nin sıkıştırılabilirlik katsayısının sıcaklıkla değişimi Şekil 1.18’de gösterilmiştir. CO₂’nin kritik nokta yakınlarda sıkıştırılabilirlik faktörü 0.2 - 0.5 arasında değişmektedir ve CO₂ kritik nokta

yakınlarında sıkıştırılmaz kabul edilmektedir. Bu durum ise sıkıştırma işinin önemli ölçüde azalmasını ve sistem veriminin artmasını sağlamaktadır.



Şekil 1.18. Farklı basınçlar için CO₂ sıkıştırılabilirlik katsayısının sıcaklığa bağlı değişimi

Şekil 1.19, farklı basınçlarda sıcaklığa bağlı olarak CO₂'nin kinematik viskozite değişimini göstermektedir. Viskozite, akışkanın deforme olmaya karşı gösterdiği akış direncidir. Kritik basınç ve sıcaklıklarda CO₂'nin viskozitesi oldukça düşüktür. Ayrıca CO₂'nin viskozitesi su buharına kıyasla çok düşüktür. Bu durum CO₂ çevrimi içindeki akış direncinin su döngüsünden daha düşük olduğunu göstermektedir.



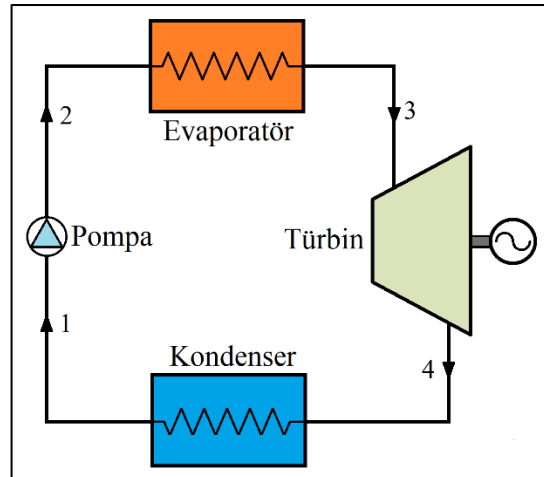
Şekil 1.19. Farklı basınçlar için CO₂ kinematik viskozitesinin sıcaklığa bağlı değişimi

1.3. Transkritik CO₂ Rankine Çevrimi

CO₂'nin kullanıldığı transkritik Rankine çevrimlerinin (i) basit, (ii) rejeneratörlü, (iii) yeniden ısıtılmalı ve (iv) rejeneratörlü yeniden ısıtılmalı gibi birçok çeşitleri bulunmaktadır (Sarkar, 2015).

1.3.1. Basit transkritik CO₂ Rankine çevrimi

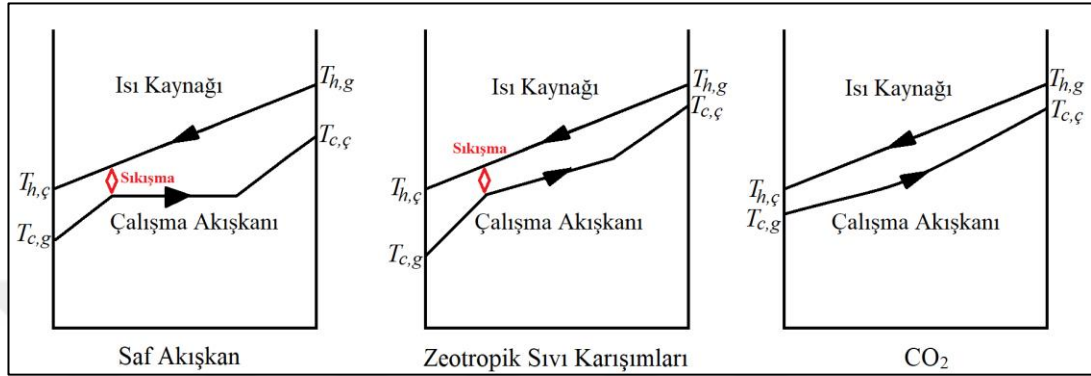
Şekil 1.20'de şematik gösterimi verilen transkritik CO₂ Rankine çevrimi, buhar sıkıştırılmalı Rankine çevriminde olduğu gibi pompa, evaporatör, türbin ve kondenserden meydana gelmektedir. Öncelikle çalışma akışkanı olan CO₂ pompa yardımıyla düşük basınçtan yüksek basınca sıkıştırılır. Basıncı artırılan akışkan bir dış ısı kaynağından ısı alarak süperkritik bölgeye kadar ısıtılır. Daha sonra sıcaklığı ve basıncı yüksek olan akışkan türbine gönderilir ve türbinden güç üretilir. Türbinden çıkan akışkan kondenserde sıvılaştırılarak pompaya gönderilir. Böylece çevrim tamamlanır. Transkritik CO₂ Rankine çevriminin ısı alma süreci süperkritik bölgede ısı atma süreci ise kritik altı bölgede gerçekleşmektedir (Rao vd., 2021).



Şekil 1.20. Basit transkritik CO₂ Rankine çevrimi

Organik akışkanların kullanıldığı ısı değiştiricilerinde faz değişimi sırasında “sıkışma noktası” denilen bir durum meydana gelmektedir. Bu durum ise sistemde tersinmezliğin artmasına ve çevrim veriminin düşmesine neden olmaktadır. Sıkışma noktası, ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkan arasındaki sıcaklık farkının minimum olduğu yerdir. Şekil 1.21, saf akışkanının, zeotropik sıvı karışımlarının ve

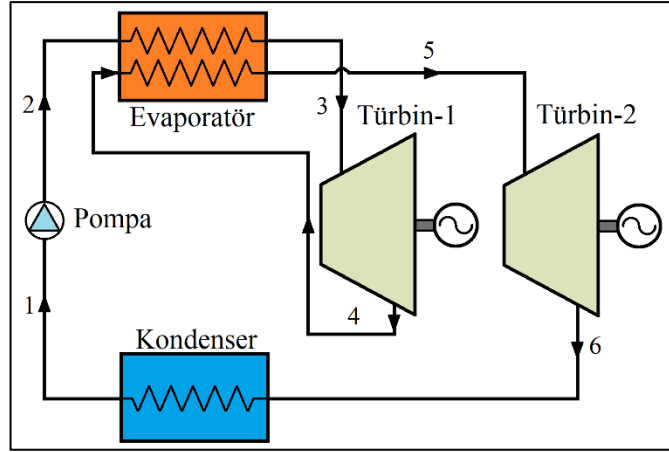
CO₂'nin ısıtıldığı durumda ısı değiştiricisindeki sıcaklık değişim eğrilerini göstermektedir. Şekil 1.21'de görüldüğü gibi saf ve zeotropik çalışma akışkanların aksine CO₂ akışkanının sıcaklık profili ısı kaynağı ile daha uyumludur. CO₂ düşük kritik sıcaklığı sayesinde düşük dereceli bir ısı kaynağında bile ısı değiştiricisindeki sıcaklık profili diğer çalışma akışkanlarından daha iyidir (Liu vd., 2019).



Şekil 1.21. Isı değiştiricisinde ısı kaynağı ile çalışma akışkanı arasındaki ısı transferinin şematik gösterimi (Sarkar, 2015)

1.3.2. Yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevrimi

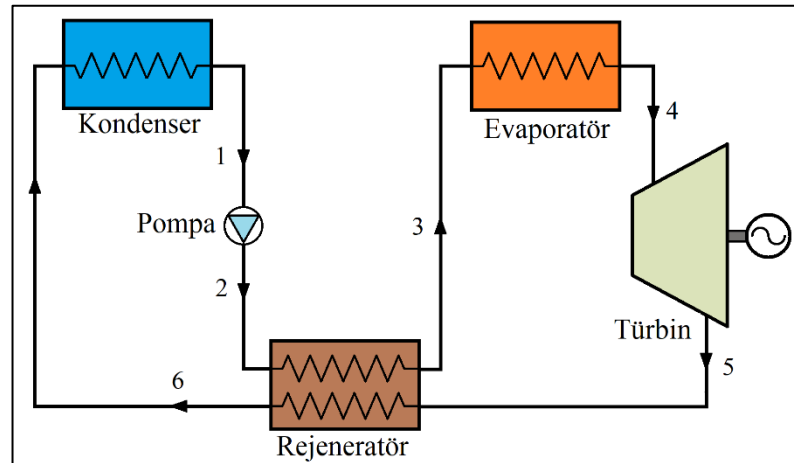
Yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevriminin şematik gösterimi Şekil 1.22'de verilmiştir. Basit transkritik CO₂ Rankine çevriminden farklı olarak çevrime ikinci bir türbin eklenmiştir. Yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevriminin amacı, ısı kaynağından daha fazla yararlanarak sistemden üretilen gücün artırılmasıdır. Pompadan çıkan CO₂, evaporatöre girerek kızgın buhar fazına ulaşır. Daha sonra evaporatörden çıkan CO₂ türbin-1'de iş üreterek ara basınca genişlemektedir. Genişleyen CO₂, kondansere girmek yerine tekrardan evaporatöre gönderilmektedir. Burada tekrardan sıcaklığı artan CO₂, türbin-2'ye gönderilerek yeniden güç üretilmektedir. Türbin-2'de kondenser basıncına genişleyen CO₂, daha sonra kondensere oradan pompaya gönderilerek çevrim tamamlanmaktadır (Tuo, 2013).



Şekil 1.22. Yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevrimi

1.3.3. Rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine çevrimi

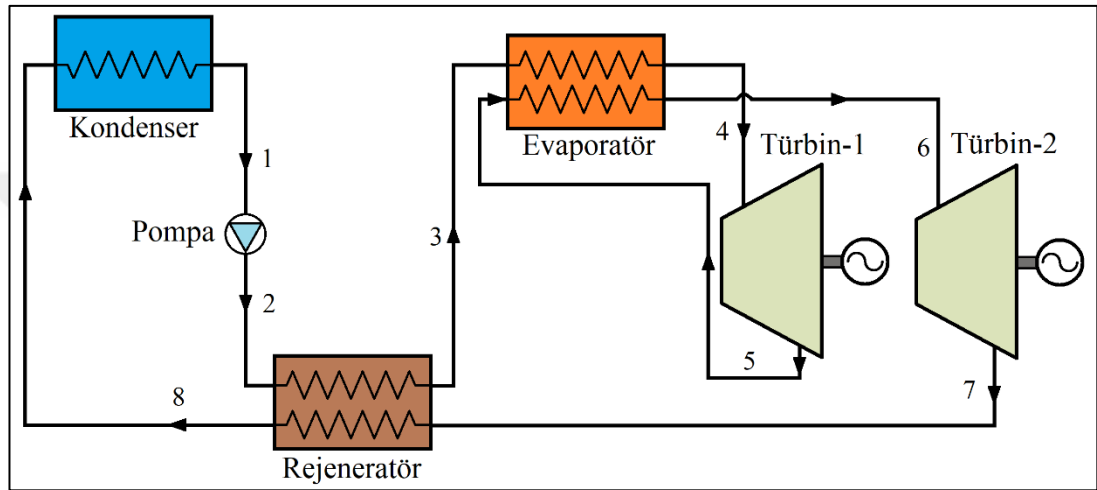
Şekil 1.23, rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine çevriminin şematik gösterimini vermektedir. Basit transkritik CO₂ Rankine çevrimine rejeneratör eklenerek rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine çevrimi elde edilmiştir. Çevrime rejeneratör eklenmesinin amacı, türbin çıkışındaki akışkan ısı enerjisinin çevrime geri kazandırılmasıdır. Pompadan çıkan CO₂'nin sıcaklığı, evaporatöre girmeden önce rejeneratörde türbin çıkışındaki akışkan sıcaklığı yardımıyla yükseltilmektedir. Böylece CO₂ evaporatöre girmeden önce ön ısıtılarak çevrime verilen ısı miktarı azaltılmaktadır (Sarmiento vd., 2018).



Şekil 1.23. Rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine çevrimi

1.3.4. Rejeneratörlü ve yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevrimi

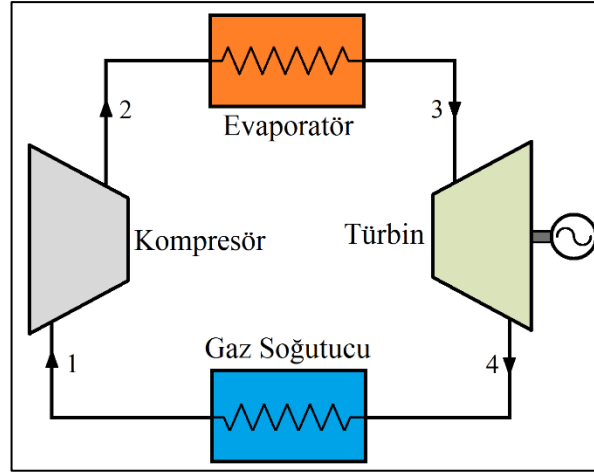
Rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine çevrimi ile yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevrimi birleştirilerek Şekil 1.24'te gösterilen rejeneratörlü ve yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevrimi meydana gelmiştir. Böylece hem ısı kaynağından daha fazla yararlanılarak hem de türbin çıkışındaki akışkan ısısı sisteme geri kazandırılarak yüksek verim elde edilebilmektedir.



Şekil 1.24. Rejeneratörlü ve yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevrimi

1.4. Süperkritik CO₂ Brayton Çevrimi

Süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri, akışkanın tüm çevrim boyunca gaz fazında olduğu çevrimdir ve CO₂ tüm çevrimde süperkritik noktanın üstündedir. Amerika Birleşik Devletleri'ndeki ilk süperkritik Brayton döngüsü Feher tarafından önerilmiştir (Feher, 1967). 1990'ların sonlarından bu yana, turbomakine ve ısı eşanjörü tasarımındaki gelişmeler süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin yeniden canlanmasına neden olmuştur. Süperkritik Brayton çevrimi temel olarak Şekil 1.25'te görüldüğü gibi bir evaporatör, bir türbin, bir gaz soğutucu ve bir kompresörden oluşmaktadır. İdeal çevrimde CO₂ akışkanı, kompresör tarafından izantropik olarak düşük basınçtan yüksek basınca sıkıştırılır. Sıkıştırılan CO₂ evaporatörde sabit basınçta ısıtılır ve türbinden geçer. Türbin içinden geçerken güç üretilir. Türbinde üretilen gücün bir kısmı kompresörde tüketilen enerjiyi karşılamak için kullanılır. Daha sonra çalışma akışkanı sabit basınçta gaz soğutucuda soğutulur.



Şekil 1.25. Süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Basit süperkritik CO₂ Brayton çevriminin verimini ve net güç çıktısını arttırmak için sisteme daha fazla ısıtıcı, daha fazla reküperatör, daha fazla gaz soğutucu, daha fazla türbin eklenebilir veya akış bölünebilir. Türbinden üretilen iş, reküperatörden ısı geri kazanılarak veya yeniden ısıtma sistemi eklenerek artırılabilir. Kompresörün çektiği gücü azaltmak için kompresör giriş sıcaklığı düşürülebilir veya sisteme ara soğutma eklenebilir. Bununla birlikte ilave ısıtıcı, türbin, kompresör ve soğutucu eklemek sistemin kontrol edilmesindeki karmaşıklığın ve zorluğun artmasına neden olabilir (Liu vd., 2019). Literatürde süperkritik CO₂ Brayton çevrimi temel olarak (i) tek akışlı, (ii) ara akışlı ve (iii) kombine çevrimler olmak üzere üç gruba ayrılmıştır.

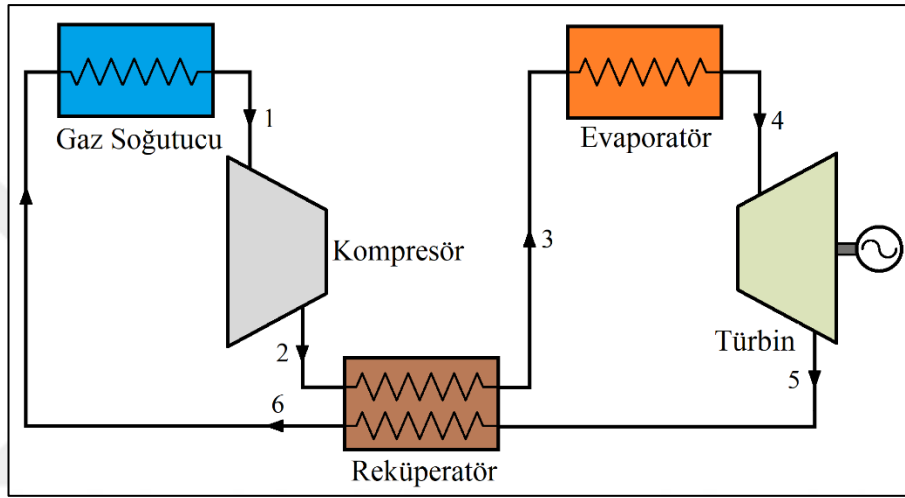
1.4.1. Tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri akışın bölünmediği yani çevrimi oluşturan tüm ekipmanlarda aynı miktarda akışkanın dolaştığı çevrimlerdir. Tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri reküperatörlü, ara soğutmalı, ara ısıtmalı, ara reküperatörlü, ön ısıtmalı ve ara genişlemeli olmak üzere altı farklı süperkritik CO₂ Brayton çevriminden oluşmaktadır.

1.4.1.1. Reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimin şematik gösterimi Şekil 1.26'da verilmiştir. Süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, türbin çıkışındaki akışkan sıcaklığı kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığından çok yüksektir. Türbin çıkışındaki akışkan

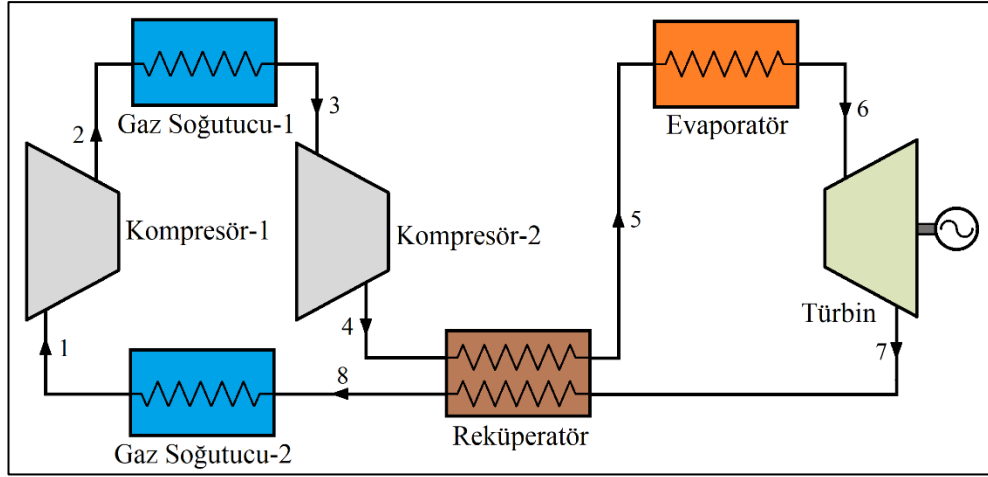
enerjisini sisteme geri kazandırmak için sisteme reküperatör eklenmektedir. Türbin çıkışındaki akışkan ısıнын bir kısmı evaporatöre giden akışkana aktarılarak çevrime verilmesi gereken ısı miktarı azalmaktadır. Bu durum ise çevrim veriminin artmasını sağlamaktadır (Cheng vd., 2019). Bununla birlikte yüksek basınç tarafındaki CO₂'nin yüksek termal kapasitesi, reküperatör içinde sistem verimini düşürebilecek bir sıkışma noktası problemine yol açabilir (Liu vd., 2019). Sıkışma noktası problemi reküperatörün her iki tarafındaki termal kapasiteler arasındaki büyük farktan kaynaklanmaktadır.



Şekil 1.26. Reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.1.2. Ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

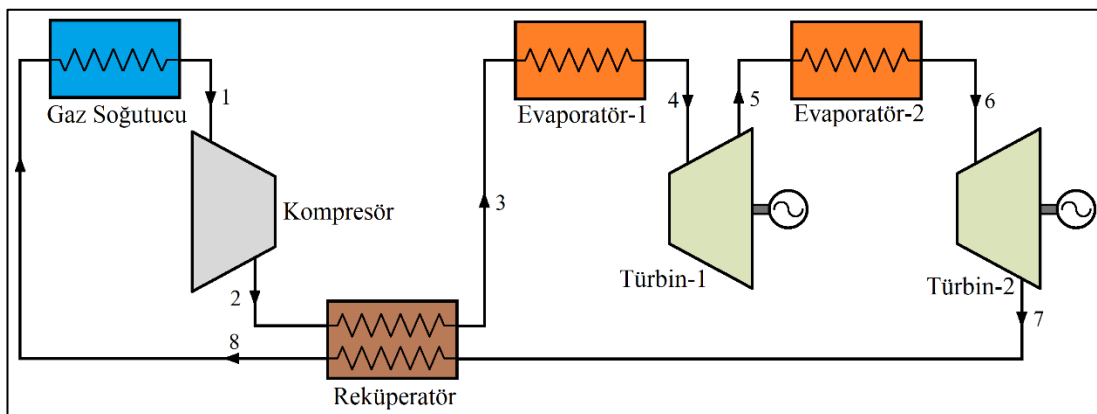
Süperkritik CO₂ Brayton çevriminde kompresör tarafından tüketilen güç azaltılarak çevrimin verimi artırılabilir. Ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde ara soğutmalı çok kademeli sıkıştırma işlemi uygulanmaktadır. Şekil 1.27'de görüldüğü üzere ara soğutmalı çok kademeli sıkıştırma işlemi için sisteme ana kompresörden sonra bir ara soğutucu ve ikinci bir kompresör eklenmektedir. Ara soğutma işlemi sayesinde sistemde sıkıştırma işi azalarak sistem verimi artmaktadır. Bunun yanı sıra kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı daha düşük olduğu için sisteme giren ısı miktarı reküperatörlü CO₂ Brayton çevrimine göre daha fazladır (Mondal ve De, 2015).



Şekil 1.27. Ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.1.3. Yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

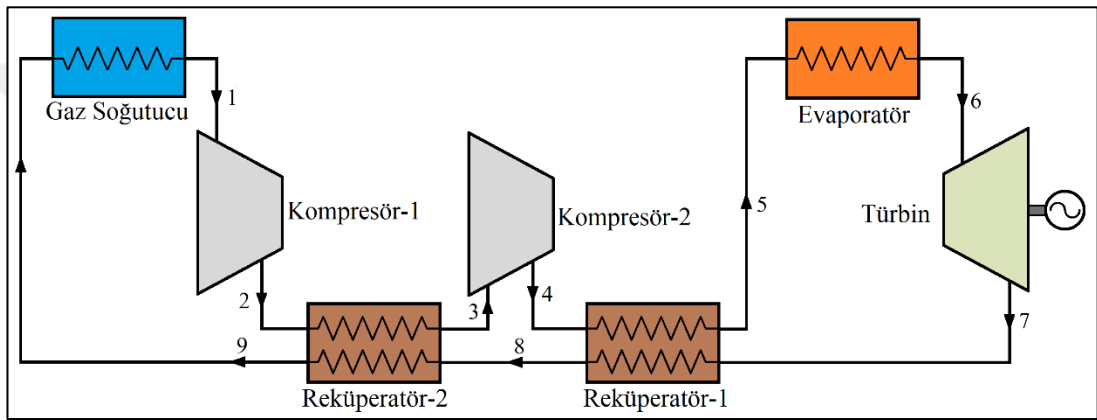
Yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 1.28’de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere çevrim kompresör, evaporatör, gaz soğutucu, türbin-1 ve türbin-2’den oluşmaktadır. Çevrimden üretilen iş miktarı, türbin giriş ve çıkış arasındaki basınç farkına ve akışkanın özgül hacmine bağlıdır. Genişleme sırasında özgül hacim azalarak işlem sırasında elde edilebilecek iş miktarı azalmaktadır. Azalan özgül hacmin ara ısıtma yöntemiyle yeniden artırılması türbinden elde edilen işin ve çevrim veriminin artmasını sağlamaktadır (Yang vd., 2020).



Şekil 1.28. Yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.1.4. Ara reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

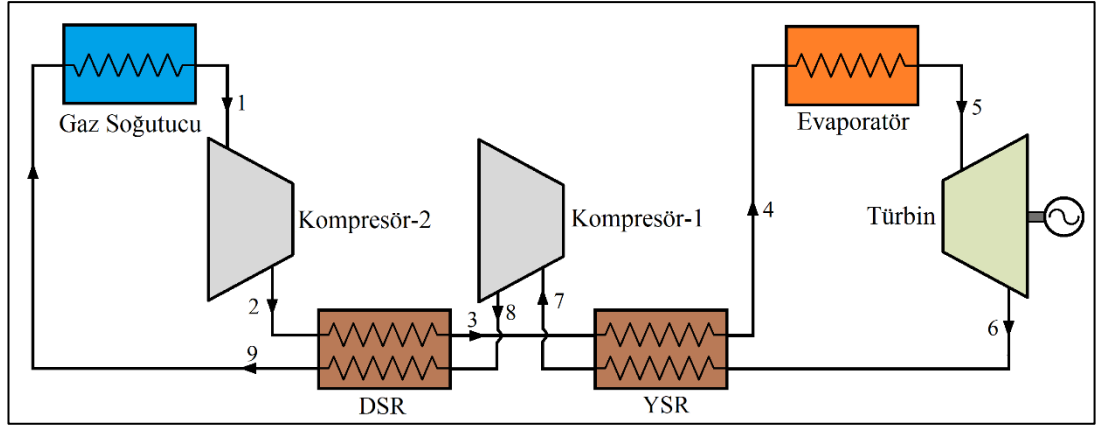
Ara reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 1.29’da verilmiştir. Reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimindeki ana kompresörden sonra bir ara reküperatör ve bir kompresör eklenerek ara reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimi oluşturulmuştur. Ara reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, ikinci kompresöre giren akışkan ara reküperatörden ısınarak geldiği için kompresör sıkıştırma işi yüksektir. Bu sistemin avantajı, reküperatördeki sıkıştırma probleminin nispeten azalmasıdır (Wang vd., 2021).



Şekil 1.29. Ara reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.1.5. Ön sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

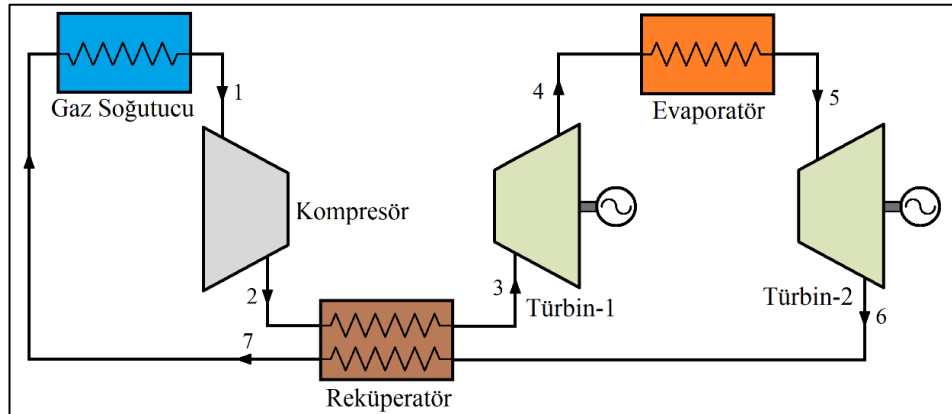
Süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde özel olarak önerilen başka bir çevrim ise ön sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimidir. Şekil 1.30'dan görüleceği üzere bu sistemde ana türbinden sonra yerleştirilen iki reküperatör arasında ön sıkıştırma işlemi için bir kompresör eklenmektedir. Eklenen kompresör akışkanı gaz soğutucuya girmeden önce hafifçe basınçlandırmaya izin vererek türbin boyunca daha yüksek bir basınç oranı sağlamaktadır. Ön sıkıştırma kompresörüne giren akışkan yüksek sıcaklıktaki reküperatörde ısındığı için sistemdeki sıkıştırma işi yüksektir. Ayrıca ön sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin soğutma basıncı yüksektir (Vesely vd., 2019).



Şekil 1.30. Ön sıkıştırımlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.1.6. Ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Şekil 1.31’de ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminin şematik gösterimi verilmiştir. Ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimindeki reküperatörden sonra sisteme ikinci bir türbin eklenmektedir. Reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimine göre sistemden üretilen net iş miktarı daha azdır. Bunun sebebi türbin giriş ve çıkış arasındaki basınç farkının düşük olmasıdır. Bu çevrimin avantajı evaporatör çalışma basıncının düşük olması iken dezavantajı ise nispeten düşük termal verimliliğe sahip olmasıdır (Wang vd., 2021).



Şekil 1.31. Ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

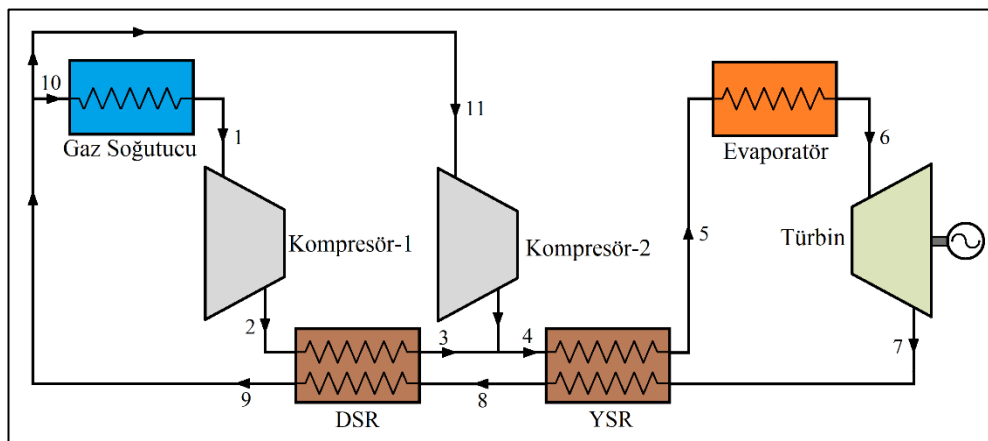
1.4.2. Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin aksine akış bölünmektedir. Çevrimi oluşturan elemanlarda CO₂ debisi

farklıdır. Akışkan debisi gaz soğutucudan veya kompresörden önce farklı oranlarda ikiye bölünmektedir. Akışın bölünmesinin nedeni, sistem verimini arttırmaktır. Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri temel olarak yeniden sıkıştırmalı, kısmi soğutmalı, ön ısıtmalı, türbin ara genişlemeli-1, türbin ara genişlemeli-2, türbin ara genişlemeli-3 gibi farklı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinden oluşmaktadır.

1.4.2.1. Yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

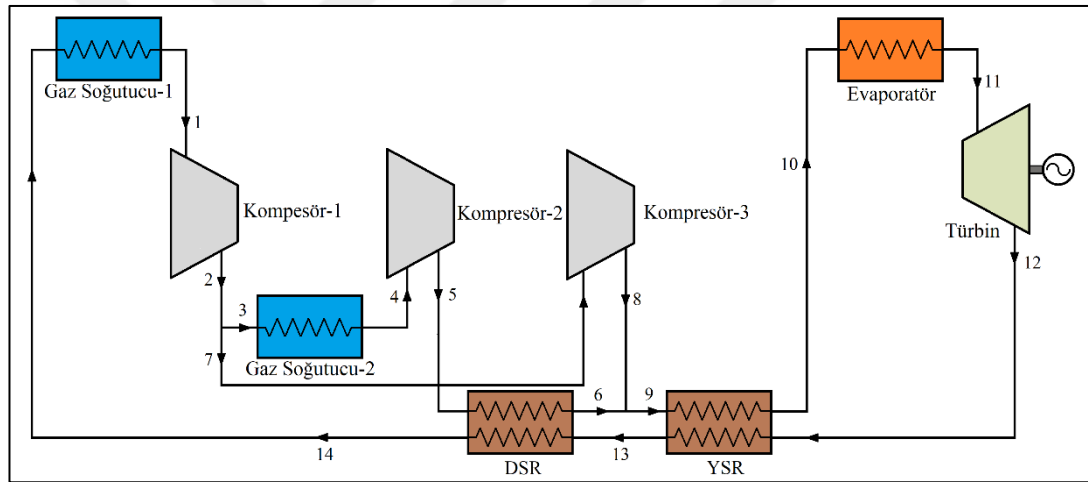
Yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 1.32’de verilmiştir. Bu çevrimin amacı, çalışma sıvısı tarafından çevreye atılan ısı miktarını azaltmak ve reküperatördeki sıkışma noktası problemini azaltmak için CO₂’in sıkıştırılmasını iki aşamaya bölmektir. Akış bölmesi gaz soğutucudan önce olmaktadır. Çevrimde kullanılan düşük ve yüksek sıcaklıklı (DSR ve YSR) olmak üzere iki reküperatörün kullanılması, ısı eşanjörlerinde daha iyi bir sıcaklık profili eşleşmesini ve ekserji kayıplarının azaltılmasını sağlamaktadır. Ayrıca reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevriminde meydana gelen sıkışma noktası problemi bu çevrim kullanılarak önlenir. CO₂’nin kritik nokta yakınlığında ısı kapasitesi oldukça büyüktür. Bu nedenle türbin çıkışındaki sıcak CO₂, reküperatörün yüksek basınç tarafındaki soğuk CO₂’den daha düşük termal kapasiteye sahiptir. Yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde termal kapasiteler arasındaki fark DSR’de daha fazladır. Bu nedenle akışkanın bir kısmının DSR’nin soğuk tarafından geçmesiyle sıkışma sorunu önlenir. Bu durum sıcak ve soğuk akışkanlar arasında daha iyi bir termal kapasite eşleşmesi oluşturarak reküperatörde daha düşük bir sıcaklık sıkışma noktası sağlamaktadır (Trevisan vd., 2019).



Şekil 1.32. Yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.2.2. Kısmi soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Angelino tarafından önerilen diğer ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrim düzeni kısmi soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimidir (Angelino, 1967). Sistem verimliliğini arttırmak için yeniden sıkıştırılmalı çevrimde ara soğutmalı çok kademeli sıkıştırma yöntemi kullanılarak kısmi soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi geliştirilmiştir (Khatoon ve Kim, 2019). Şekil 1.33'te şematik gösterimi verilen bu çevrim yeniden sıkıştırılmalı çevrim ile ara soğutmalı çevrimin birleştirilmiş halidir. Bu çevrimde, kompresör giriş basıncından bağımsız olarak türbin giriş sıcaklığından faydalanılabilir. Ayrıca düşük sıcaklık reküperatördeki sıkışma noktası problemi reküperatörün yüksek basınç tarafındaki akışkan basıncı düşürülerek çözülebilir (Liu vd., 2019).

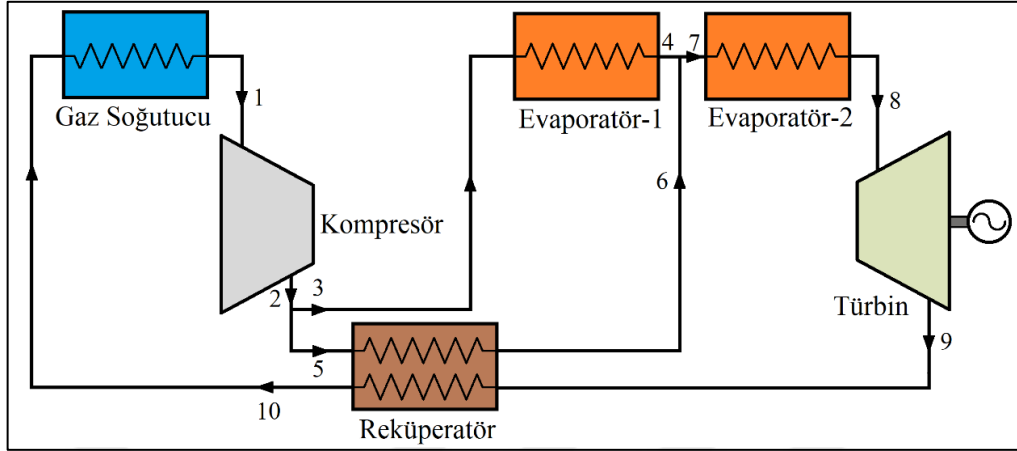


Şekil 1.33. Kısmi soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.2.3. Ön ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Ön ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 1.34'te verilmiştir. Ön ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi kompresörden çıkan CO₂'nin bir kısmının bir ön ısıtıcıya gönderilmesi ve akışın geri kalanının reküperatörden geçmesi dışında temel olarak reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimine benzemektedir. Bu iki akış daha sonra birleştirilerek ana evaporatöre gönderilmektedir. Bu çevrimde reküperatörün her iki tarafında farklı kütleli debi olduğu için reküperatördeki sıkışma problemi daha azdır. Ayrıca iki evaporatöre sahip olmak ısı kaynağı sıcaklığının basit geri kazanılmış çevrime kıyasla daha da

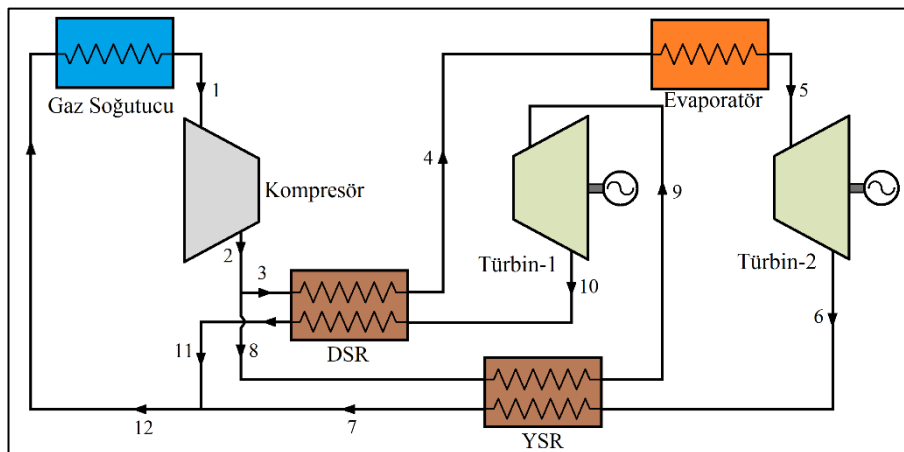
düşürülmesini sağlamaktadır. Bu durum yüksek ısı geri kazanım verimliliği sağlamaktadır (Wright vd., 2016).



Şekil 1.34. Ön ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

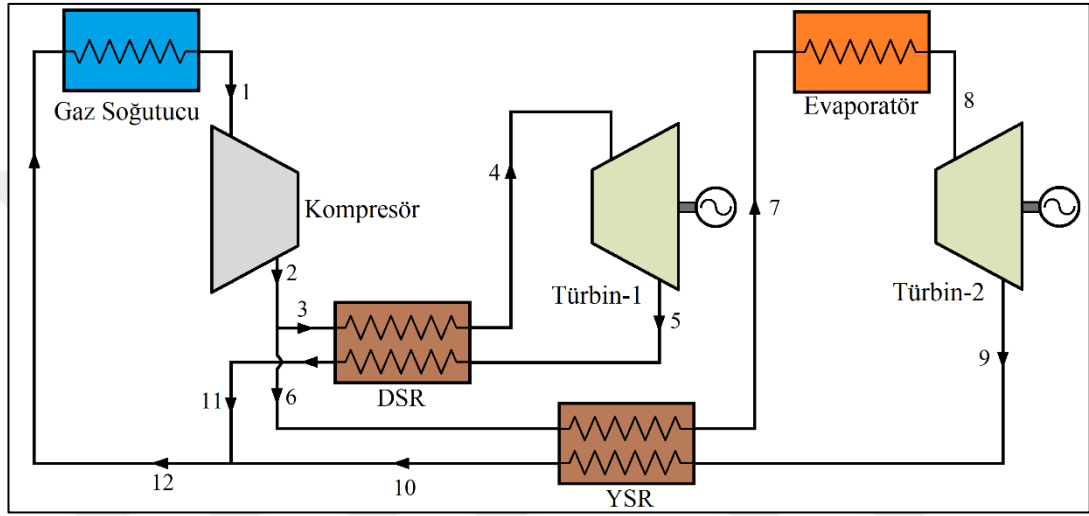
1.4.2.4. Ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ara genişlemeli-1, ara genişlemeli-2 ve ara genişlemeli-3 Brayton çevrimlerinden oluşmaktadır. Ara genişlemeli-1, -2 ve -3 çevrimlerinde bulunan ekipman çeşitleri ve sayıları aynı olmasına rağmen bölünen akışkanların çevrimi tamamlama yolları farklıdır. Ara genişlemeli-1 süperkritik CO₂ Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 1.35'te verilmiştir. Bu çevrimde kompresörden ayrılan akışkanın bir kısmı YSR'den geçirilerek türbinde iş üretilmektedir. Kompresörden ayrılan akışkanın diğer bir kısmı ise DSR'den geçirilerek evaporatöre gönderilmektedir. Evaporatörden çıkan akışkan türbinde iş üreterek YSR üzerinden gaz soğutucuya gönderilmektedir (Ahn vd., 2015).



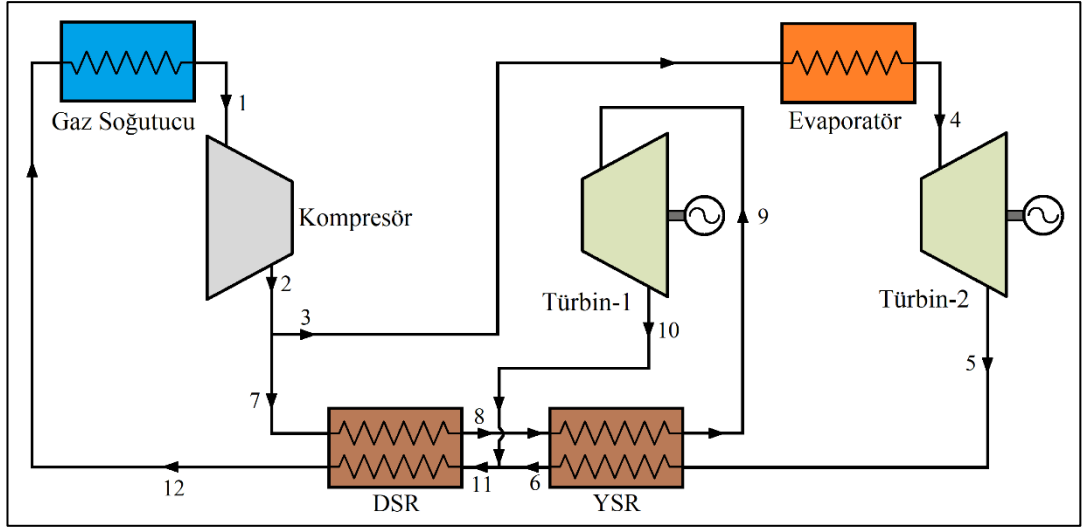
Şekil 1.35. Ara genişlemeli-1 süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinden biri de ara genişlemeli-2 süperkritik CO₂ Brayton çevrimidir. Şekil 1.36’da gösterilen bu çevrimde kompresörden ayrılan akışkanın bir kısmı önce DSR’ye daha sonra türbine girerek iş üretirken diğer ayrılan akışkan ise önce YSR’ye daha sonra evaporatöre girmektedir. Ara genişlemeli-1 süperkritik CO₂ Brayton çevriminde türbin-1’e giren akışkan YSR’dan geçerken, ara genişlemeli-2 çevriminde türbin-1’e giren akışkan DSR’den geçmektedir (Wang vd., 2021).



Şekil 1.36. Ara genişlemeli-2 süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Şekil 1.37’de gösterilen ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin sonuncusu ise ara genişlemeli-3 süperkritik CO₂ Brayton çevrimidir. Bu çevrimde, kompresör çıkışında ayrılan akışkanın bir kısmı türbin-1’e gönderilmeden önce DSR ve YSR’den geçirilmektedir. Kompresör çıkışında ayrılan akışkanın diğer bir kısmı ise herhangi bir ön ısıtılmaya tabi tutulmadan doğrudan evaporatöre gönderilmektedir (Ahn vd., 2015).



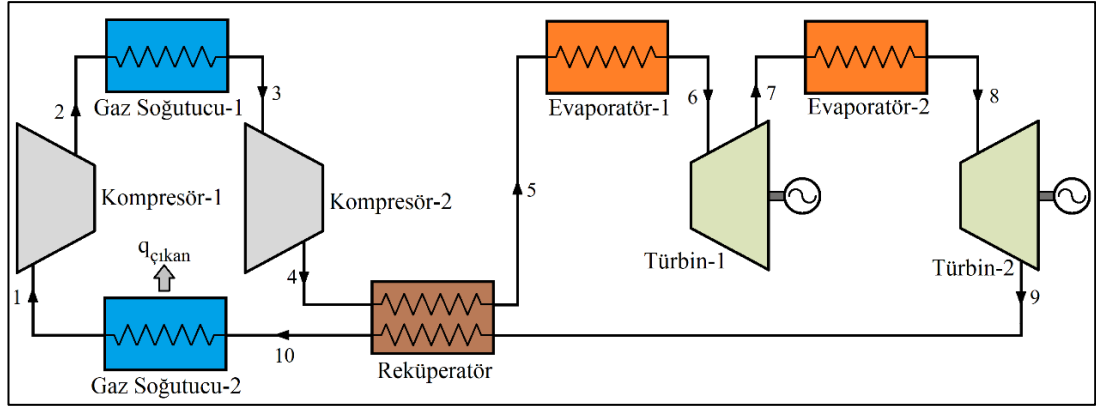
Şekil 1.37. Ara genişlemeli-3 süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.3. Kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri tek akışlı ve ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin birleşmesiyle oluşmaktadır. Literatürde en çok kullanılan kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri şunlardır: (1) Ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, (2) ön sıkıştırmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, (3) yeniden sıkıştırmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, (4) yeniden sıkıştırmalı ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, (5) yeniden sıkıştırmalı ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, (6) yeniden sıkıştırmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, (7) yeniden sıkıştırmalı ara genişlemeli yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, (8) kısmi soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimidir.

1.4.3.1. Ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

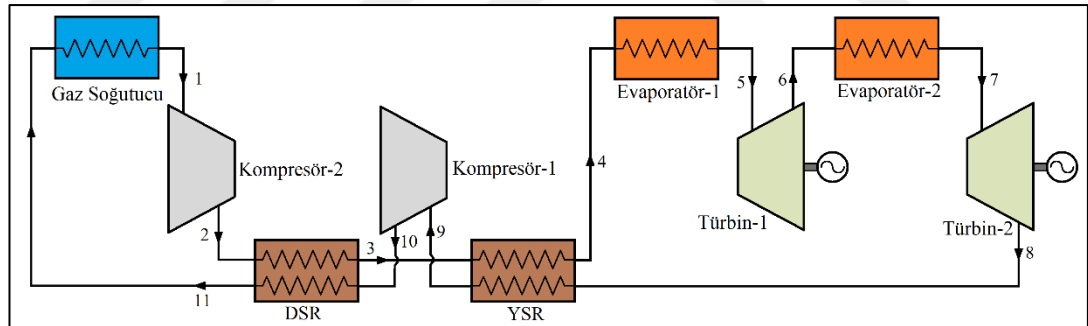
Ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, ara soğutmalı ve yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin birleştirilmesiyle oluşmuştur. Ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 1.38'de verilmiştir. Bu çevrim ile kompresörde tüketilen işin azaltılması ve türbinde üretilen işin ise artırılması hedeflenmektedir. Böylece yüksek çevrim verimine ulaşılacak amaçlanmaktadır.



Şekil 1.38. Ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.3.2. Ön sıkıştırmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

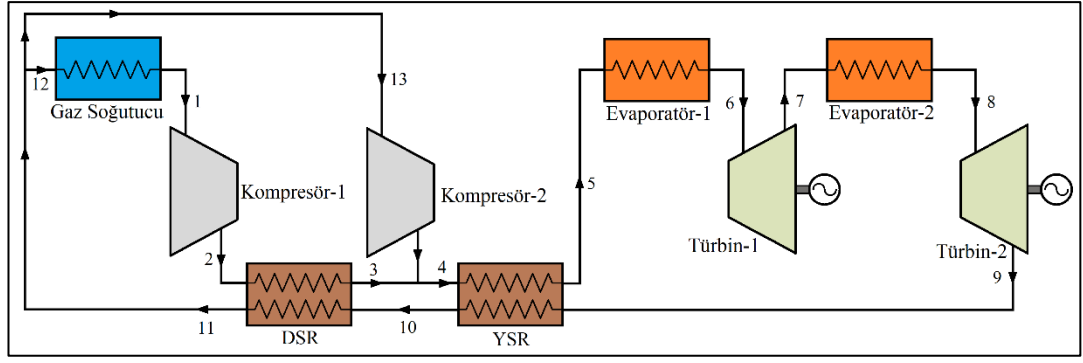
Şekil 1.39'dan görüldüğü üzere ön sıkıştırmalı ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, ön sıkıştırmalı ve yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin kombinasyonundan meydana gelmektedir. Ön sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimine yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi eklenerek sistemden üretilen gücün artırılması hedeflenmektedir.



Şekil 1.39. Ön sıkıştırmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.3.3. Yeniden sıkıştırmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

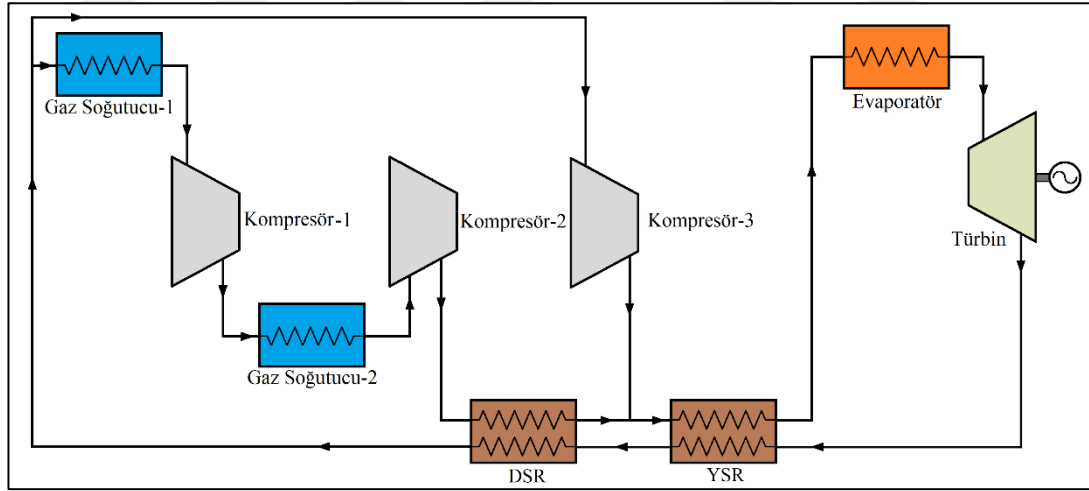
Ara akışlı çevrim olan yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ile tek akışlı çevrim olan yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin birleşmesiyle yeniden sıkıştırmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi oluşturulmuştur ve oluşturulan çevrimin şematik gösterimi Şekil 1.40'da verilmektedir. Yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ile kompresörde tüketilen iş azaltılırken yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde ise türbinden üretilen iş artırılarak sistem veriminin artırılması amaçlanmaktadır.



Şekil 1.40. Yeniden sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.3.4. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, yeniden sıkıştırılmalı ve ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminden meydana gelmektedir (Şekil 1.41). Hem yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi hem de ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin amacı çevrimdeki sıkıştırma işini azaltmaktır. Bu iki çevrimin birleştirilmesiyle ise sıkıştırma işinin daha da azaltılması sağlanarak çevrim veriminin artırılması amaçlanmaktadır.

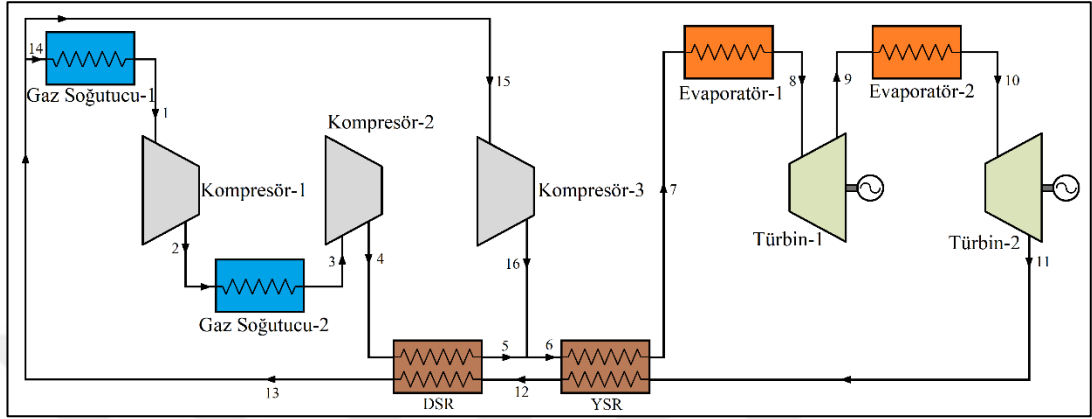


Şekil 1.41. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.3.5. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Ara akışlı Brayton çevrimlerinden biri olan yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ile tek akışlı Brayton çevrimlerinden olan ara soğutmalı ve yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin kombinasyonu ile yeniden sıkıştırılmalı

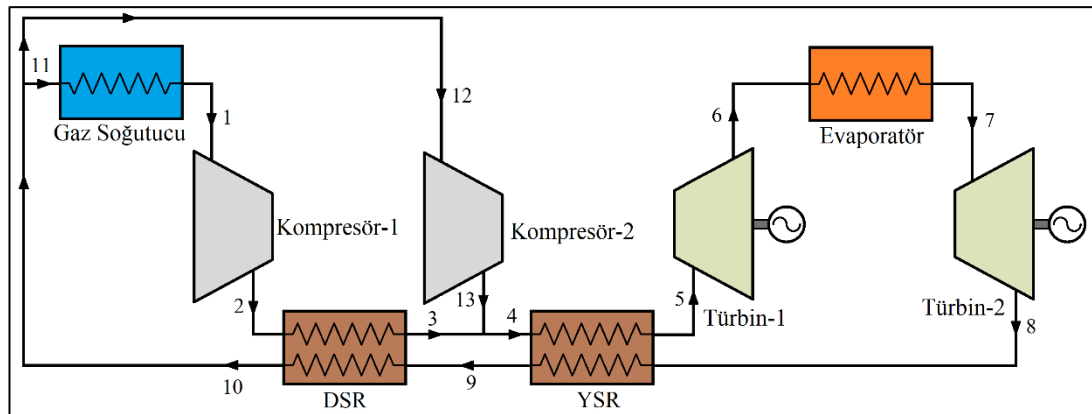
ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi oluşturulmuştur. Şekil 1.42’de şematik gösterimi verilen yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ile kompresör sıkıştırma işinin azaltılması ve türbin işinin ise artırılması amaçlanmaktadır.



Şekil 1.42. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.3.6. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

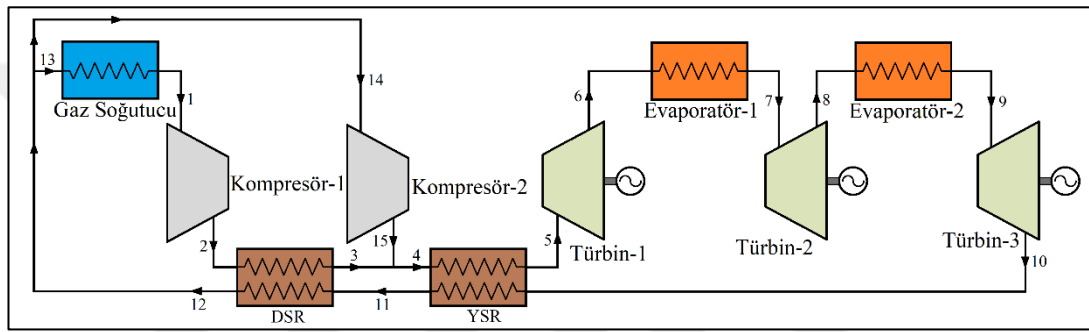
Kompresör sıkıştırma işinin azaltılması ve türbin genişleme işinin artırılması amacıyla yeniden sıkıştırılmalı ve ara genişlemeli Brayton çevrimlerinin birleştirilmesiyle yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimi meydana gelmiştir. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 1.43’te verilmiştir. Tüm çevrimlerde olduğu gibi bu çevrimin de temel amacı sistem veriminin yükseltilmesidir.



Şekil 1.43. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.3.7. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

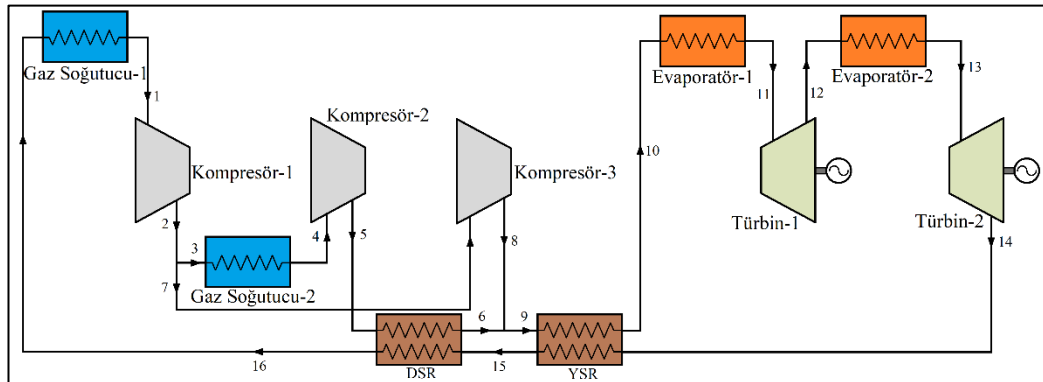
Kombine çevrimlerinden biri olan yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ise yeniden sıkıştırılmalı, ara genişlemeli ve yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin kombinasyonu ile meydana gelmiştir. Şekil 1.44'ten görüldüğü üzere bu çevrimde diğer çevrimlere göre daha fazla türbin sayısı bulunmaktadır. Böylece bu çevrimlerde türbinden üretilen iş miktarının yüksek olması hedeflenmektedir.



Şekil 1.44. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.4.3.8. Kısmi soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

Şekil 1.45'te şematik gösterimi verilen diğer bir kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimi kısmi soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimidir. Bu çevrim kısmi soğutma Brayton çevrimi ile yeniden ısıtılmalı Brayton çevriminin birleşmesiyle oluşmaktadır. Tüm çevrimlerde olduğu gibi bu çevrim de kompresör işinin azaltılması ve türbin işinin artırılmasını amacıyla oluşturulmuştur.



Şekil 1.45. Kısmi soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

1.5. Tezin Amacı

Bu çalışmada düşük ve orta sıcaklık uygulamaları için kullanılan vakum tüplü U-borulu güneş kollektörlü güç üretim sistemlerinin performansı incelenmiştir. Öncelikle CO₂'nin kullanıldığı vakum tüplü U-borulu güneş kollektörü için dinamik matematiksel model geliştirilmiştir. Geliştirilen dinamik modelleme sonuçları, Japonya Kyoto'da Doshisha Üniversitesi'nde bünyesinde kurulan vakum tüplü U-borulu güneş kollektör deney setinin sonuçlarıyla karşılaştırılarak geliştirilen matematiksel modellemenin doğrulaması yapılmıştır. Daha sonra Isparta meteorolojik verileri kullanılarak vakum tüplü U-borulu güneş kollektörünün Isparta ili şartlarında uygulanabilirliği araştırılmıştır.

Vakum tüplü U-borulu güneş kollektöründen elde edilen ısı, genellikle ORC veya transkritik CO₂ Rankine çevrimlerinde kullanılmaktadır. Transkritik CO₂ Rankine çevriminin verimleri ise oldukça düşüktür ve CO₂'nin kritik sıcaklığından dolayı kondenserde sıvılaşma problemi bulunmaktadır. Hem düşük sıcaklıktaki güneş enerjisi uygulamalarından yüksek verimlilikte enerji üretebilmek hem de transkritik CO₂ Rankine çevrimlerinin sıvılaşma problemini çözmek için transkritik CO₂ Rankine çevrimlerinin yerine kullanılabilecek alternatif transkritik veya süperkritik CO₂ ile çalışan termodinamik güç çevrimleri araştırılmıştır. Araştırılan transkritik CO₂ Rankine veya süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin termodinamik analizleri yapılarak çevrimlerin performansları karşılaştırılmıştır.

Yapılan karşılaştırma sonucunda en uygun çevrimin sürekli rejim ve dinamik koşullar altında termodinamik, eksergo-ekonomik, eksergo-çevresel analizleri ve çok amaçlı optimizasyonu yapılmıştır. Vakum tüplü U-borulu kollektörde ısınan CO₂, aracı başka bir akışkana ısınıp aktarmadan doğrudan termodinamik güç çevrimlerinde kullanılarak sistem veriminin artırılması amaçlanmıştır.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Ülkelerin enerji ihtiyaçlarının artması, zaman içinde özellikle fosil yakıtlardan üretilen elektrik enerjisine olan talebin artmasına yol açmaktadır. Fosil yakıtların kullanılmasından dolayı ortaya çıkan sera gazları ciddi çevre sorunlarına neden olmaktadır. Sera gazı emisyonlarını ortadan kaldıran veya en azından azaltabilen alternatif enerji kaynaklarına olan ilgi gittikçe artmaktadır. Özellikle düşük sıcaklıktaki güneş enerjisi teknolojilerinin kullanımı önem kazanmaktadır. Güneş enerjisi teknolojilerinden olan vakum tüplü güneş kolektörleri düzlemsel güneş kolektörlerine göre daha yüksek verimlilikte çalıştıkları ve daha yüksek sıcaklıklara ulaştıkları için yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörleri, diğer vakum tüplü güneş kolektörlerinin iyileştirilmesine dayalı olarak geliştirilmiştir. U-borulu güneş kolektörlerinin temel avantajı, özellikle düşük sıcaklıktaki ısı kullanımı için düzlemsel tip kolektörlere göre daha yüksek performans göstermesidir (Morrison vd., 2005). Ayrıca, orta sıcaklık uygulamaları için parabolik oluk kolektörlerinden daha ucuz ve basittir (Morrison vd., 2004). Literatürde vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır.

Ma vd. (2010), U-borulu güneş kolektörünün ısı kayıp katsayısının bulunmasında yeni bir hesap yöntemi geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri hesap yöntemiyle, ortalama akışkan sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasında 100 °C'lik fark olması durumunda kolektörün ısı verimini yaklaşık %38 olarak bulmuşlardır. Çalışmalarında elde ettikleri sonuçları, deneysel sonuçlarla karşılaştırarak $\pm\%3$ 'lük bir hata oranı hesaplamışlardır.

Islam ve Sumathy (2013), vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü destekli bir ısı pompasının performansını incelemişlerdir. Vakum tüplü güneş kolektöründe çalışma akışkanı olarak doğal, çevre dostu ve düşük kritik sıcaklığa sahip olan CO₂ akışkanını kullanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda güneş kolektör veriminin %62'ye kadar çıktığını belirtmişlerdir.

Liang vd. (2013), vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün ısı ve termodinamik analizlerini matematiksel olarak çözümlenmişlerdir. Çalışmalarında ortam sıcaklığını 28 °C - 31 °C, akışkanın kolektöre giriş sıcaklığını 30 °C - 70 °C ve ışıyım şiddetini 850 W/m²'den yüksek kabul etmişlerdir. Kabul edilen çalışma şartları altında, çift U-borulu kolektör verimini %77, tek borulu kolektör verimini ise %74 olarak hesaplamışlardır.

Aboulmagd vd. (2014), vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün ısı analizi incelemek ve kolektör verimini hesaplamak için MATLAB programı kullanarak özgün bir yazılım programı tasarlamışlardır. Ortam sıcaklığının 20 °C, akışkan giriş sıcaklığının 40 °C, akışkan kütleli debisinin 0.07 kg/s, rüzgâr hızının 3 m/s ve güneş ışıyım şiddetinin 1000 W/m² olduğu durumda kolektör verimini %83.2 olarak bulmuşlardır.

Gao vd. (2014), vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün termal performansını belirlemek için boru eksen ve yarıçapı boyunca sıcaklık dağılımını hesaba katan matematiksel bir model önermişlerdir. Önerdikleri modelleme sonucunda elde ettikleri verileri deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. Çalışmalarının sonucunda kolektörün toplam kayıp katsayısını 1.6 W/m² °C ve maksimum sistem verimini %70 olarak hesaplamışlardır.

Tong vd. (2015), çalışmalarında yüksek verimli ve düşük maliyete sahip vakum tüplü güneş kolektör sistemini tasarlamışlardır. Kolektör katmanı arasındaki hava boşluğu ısı direncinin kolektör verimi üzerindeki etkisini azaltmak için aradaki boşluğu yüksek ısı iletkenliğe sahip sıvı ile doldurarak yeni bir yöntem geliştirmişlerdir. Çalışma akışkanı olarak MWCNT nanoakışkanını kullanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda, hava boşluğunun vakum tüplü U borulu güneş kolektör verimini etkilediğini ve MWCNT nanoakışkanının kullanılmasıyla kolektör veriminin %4 oranında arttığını belirtmişlerdir.

Kim vd. (2016), %20 oranında propilen glikol-su karışımının kullanıldığı vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün termal performansını incelemişlerdir. Ayrıca güneş kolektöründe MWCNT, Al₂O₃, CuO, SiO₂ ve TiO₂ gibi çeşitli nanoakışkanlar kullanarak güneş kolektör verimlerini karşılaştırmışlardır. Yaptıkları analiz

sonuçlarına göre en yüksek kolektör verimini MWCNT nanoakışkanı kullanıldığında, en düşük kolektör verimini ise %20 oranında propilen glikol-su karışımı kullanıldığında hesaplamışlardır.

Kaya ve Arslan (2019), vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün performansını farklı çalışma koşulları altında incelemişlerdir. Isıl iletkenliği yüksek olan Ag, ZnO, MgO ve propilen glikol-su gibi farklı çalışma akışkanlarını kullanarak kolektör verimlerini karşılaştırmışlardır. Çalışmalarının sonucunda en yüksek kolektör verimini Ag nanoakışkanı kullandıklarında, en düşük kolektör verimini ise propilen glikol-su kullandıklarında bulmuşlardır.

Kizilkan ve Yamaguchi (2019), vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün ısı performansını araştırmak için kolektörün ısıl modellemesini ele almışlardır. Modellemede ısı transfer özelliklerinin belirlenmesi için tek boyutlu ısı transfer analizini kullanmışlardır. Toplam ısı kayıp katsayısının, alıcı boru sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farka oldukça bağlı olduğu sonucuna varmışlardır. Sonuçlarında alıcı boru ve ortam sıcaklığı arasındaki fark 20 °C – 120 °C olduğunda toplam ısı kayıp katsayısının 3.58 kW/m²K - 5.66 kW/m²K arasında değiştiğini belirtmişlerdir.

Naik vd. (2019), vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün performansını deneysel olarak test etmişlerdir. Güneş kolektörünün performansını belirlemek ve U-borusu üzerindeki sıcaklık dağılımını zamana bağlı incelemek için sayısal bir model önermişlerdir. Önerdikleri modelleme sonucunda elde edilen kolektör performansını deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonucunda, hesaplanan kolektör performansının deneysel verilerle uyumlu olduğunu belirtmişlerdir.

Peng vd. (2019), çalışmalarında Al₂O₃, Su-CuO ve Su-TiO₂ gibi üç farklı nanoakışkan kullanılan vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünü üç boyutlu olarak incelemişlerdir. Sonuçlarında kolektör uzunluğunun ve çapının kolektör verimini etkilediğini belirtmişlerdir. Ayrıca çalışma akışkanının ısıl kapasitesinin kolektör veriminde önemli bir etken olduğunu belirterek en yüksek kolektör verimini su-CuO nanoakışkanı kullandıklarında hesaplamışlardır.

Hosseini ve Dehaj (2021), vakum tüplü U-borulu güneş kolektöründe küresel ve tel benzeri geometrilili TiO_2 türlerine sahip iki su bazlı nanoakışkanı kullanarak güneş kolektörünü deneysel olarak incelemişlerdir. Deney sonuçlarına göre, küresel ve tel geometrilili nanoakışkanın eklenmesiyle akışkanın termal iletkenliği sırasıyla %12.4 ve %5.4 oranında artmıştır.

Yıldırım ve Yurddas (2021), 10 adet U-borudan oluşan vakum tüplü güneş kolektörünün ısı transfer kabiliyetini, farklı iş akışkanları, farklı ısı akıları ve farklı akış hızları göz önünde bulundurularak incelemişlerdir. Analizleri için sonlu hacim yöntemini kullanarak analizlerini birçok deneysel ve sayısal çalışmalar ile doğrulamışlardır. Çalışma akışkanı olarak su ve su bazlı nanoakışkanlar kullanarak 30° eğimli güneş kolektörünün ısı transfer performansını araştırmışlardır.

Chen ve Yang (2022), düşük ve orta sıcaklık aralığında çalışan vakum tüplü U-borulu güneş kolektöründe kanat yüzeyini yüksek emisyonlu bir boya kaplamasıyla kaplayarak kolektör verimindeki iyileşme potansiyelini araştırmışlardır. Ayrıca parabolik yansıtıcıların kullanıldığı ve kullanılmadığı durumda kolektörün performansını karşılaştırmışlardır. Çalışma sıcaklığı, çalışma sıvısı, konsantrasyon oranı ve kütle akış hızı gibi çeşitli parametrelerin kolektör performansı üzerindeki etkilerini ayrıntılı bir şekilde incelemişlerdir. Analiz sonuçlarına göre, kanat yüzeyinin yüksek emisyonlu bir boya ile kaplanmasıyla tek U-borulu bir tüpte %2.7'lik bir iyileşme olmuştur. Ayrıca çalışmalarında, bu yöntemin parabolik yansıtıcılarla entegrasyonu sonucunda %8.4 oranında performans artışı olduğunu belirtmişlerdir.

Li vd. (2022), güneş enerjisinin kesintili olmasından kaynaklanan problemleri azaltmak için vakum tüplü U-borulu güneş kolektörlerine FDM dolgu malzemesi entegre etmişlerdir. FDM malzeme dolgulu U-borulu güneş kolektörünün performansını sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. FDM sıcaklığının 323 K olduğu durumda, vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün termal verimini %50.72, termal depolama verimini ise %19.20 olarak bulmuşlardır.

O'Neil ve Sobhansarbandi (2022), özel yapım U-borulu güneş kolektörleri ile ısı borulu güneş kolektörlerini deneysel olarak inceleyerek performanslarını karşılaştırmışlardır. Performans karşılaştırılmasını termal depolama ortamı olan ve

olmayan iki durum için yapmışlardır. Termal depolama ortamı olmadan yapılan deney sonuçlarına göre, vakum tüplü U-borulu güneş kolektörleri ısı borulu güneş kolektörlerine göre %13 oranında daha yüksek verimlilikle çalışmıştır. Termal depolama malzemeleriyle yapılan deney sonuçları da vakum tüplü U-borulu güneş kolektörlerinin ısı borulu güneş kolektörlerine göre daha verimli olduğunu göstermiştir.

Termal sistemlerde kullanılan iş akışkanlarının termodinamik performansının yanında çevresel etkileri de büyük önem taşımaktadır. Birçok akışkanın çevresel etkilerinden dolayı kısıtlandığı son yıllarda, CO₂'nin üstün özelliklerinden dolayı CO₂'nin hem soğutma/ısıtma sistemlerinde hem de güç çevrimlerinde kullanımı hızla artmıştır. Transkritik CO₂ çevrimi, düşük ısı kaynağının kullanımı için rekabetçi ve etkili bir güç çevrimidir (Li, 2018). Transkritik CO₂ Rankine çevrimleri son yıllarda birçok bilim insanı tarafından ilgi odağı olmuştur.

Ahmedi vd. (2016), çalışmalarında elektrik enerjisi üretmek için jeotermal kaynaklı transkritik CO₂ Rankine çevrimini incelemişlerdir. Sistemin kararlı hal durumlarında çalıştığını varsayarak sistemin matematiksel modelini oluşturmuşlardır. Ayrıca sistem performansında farklı termodinamik parametrelerin etkilerini değerlendirmek için parametrik çalışmalar yapmışlardır.

Pan vd. (2016), CO₂'nin güç çevrimleri için ideal bir çalışma sıvısı olduğunu göstermek için transkritik CO₂ Rankine çevrimini laboratuvar ortamında deneysel olarak kurmuşlardır. Deneysel çalışmada yüksek basınç değerini 11 000 kPa, düşük basınç değerini ise yaklaşık 4 600 kPa değerinde sabit tutarak çevrimin termal verimini %5, çevrimden üretilen elektrik gücünü ise 1 100 W olarak hesaplamışlardır.

Shu vd. (2016), bir motorun atık ısı geri kazanımı için rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine çevrimi, rejeneratörlü yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevrimi, rejeneratörlü organik Rankine çevrimi ve rejeneratörlü yeniden ısıtılmalı organik Rankine çevrimini karşılaştırmışlardır. Organik Rankine çevriminde çalışma akışkanı olarak R123 akışkanını kullanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda, türbin giriş sıcaklığının 500 K'den 1 000 K'e çıkarılmasıyla rejeneratörlü yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevriminin termal verimliliğinin rejeneratörlü transkritik CO₂

Rankine çevrimine göre %184 daha fazla arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca maksimum türbin giriş sıcaklığında rejeneratörlü yeniden ısıtmalı transkritik CO₂ Rankine çevriminin termal veriminin rejeneratörlü yeniden ısıtmalı organik Rankine çevriminden daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir.

Shu vd. (2017), basit transkritik CO₂ Rankine çevrimi, rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine çevrimi, yeniden ısıtmalı transkritik CO₂ Rankine çevrimi, rejeneratörlü yeniden ısıtmalı transkritik CO₂ Rankine çevrimi olmak üzere 4 farklı transkritik CO₂ Rankine çevrimlerinin performanslarını karşılaştırmışlardır. Sonuçlarında rejeneratörlü yeniden ısıtmalı transkritik CO₂ Rankine çevrim performansının en yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Akbari (2018), transkritik CO₂ Rankine çevrimi, Stirling güç sistemi ve sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) prosesinden oluşan entegre sisteminin kapsamlı ekserji ve eksergoekonomik analizini yapmıştır. Analizlerin sonucunda entegre sistemin enerji verimini %37.45, ekserji verimini ise %64.26 olarak hesaplamıştır. Ayrıca çalışmalarının sonucunda bu verim değerlerinin entegre sistemler için mükemmel bir değer olduğunu belirtmişlerdir.

Al-Zahrani ve Dincer (2018), güneş enerjisi destekli entegre bir sistemin termodinamik performansını araştırmışlardır. İnceledikleri entegre sistem parabolik oluk tipi güneş kollektörü, transkritik CO₂ Rankine çevrimi ve absorpsiyonlu soğutma sisteminden oluşmaktadır. Entegre sisteminin ve sistemi oluşturan her bir çevrimin enerji ve ekserji analizlerini yaparak parametrik çalışma yapmışlardır. Kabul ettikleri çalışma parametreleri altında transkritik CO₂ Rankine çevriminin enerji verimini %34, ekserji verimini ise %82 olarak hesaplamışlardır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi entegre edilmiş sistemin enerji verimini %20 ve ekserji verimini ise %55 olarak bulmuşlardır.

Abdolalipouradl vd. (2019), Sabalan jeotermal enerji kuyusunun enerjisini kullanmak için Kalina ve transkritik CO₂ Rankine çevrimlerinden oluşan tek flaşlı bir sistem önermişlerdir. Türbin giriş sıcaklığının 150 °C ve türbin giriş basıncının ise 17 000 kPa olduğu durumunda transkritik CO₂ Rankine çevriminin verimini yaklaşık %8 olarak

hesaplamışlardır. Jeotermal kaynaklı entegre sistemin enerji verimini ise %16.63, ekserji verimini ise %63.78 olarak bulmuşlardır.

Xia vd. (2019), LNG'nin soğuk enerjisini geri kazanmak için yeni bir transkritik CO₂ Rankine çevrimi önermişlerdir. Sistemi en uygun ve ekonomik olarak gördükleri ortam havası ile çalıştırmışlardır. Tasarım koşulları altında transkritik CO₂ Rankine çevriminin verimini %6.75 olarak hesaplamışlardır.

Mehrpooya vd. (2020), yüksek saflıkta nitrojen, oksijen ve argon gazı elde etmek için yeni bir hava ayırma ünitesi önermişlerdir. Önerdikleri ünite, kriyojenik hava ayırma sistemi, gaz türbini, transkritik CO₂ Rankine çevrimi, sıvılaştırılmış doğal gaz sisteminden oluşmaktadır. Kabul edilen çalışma parametrelerine göre gaz türbini çevriminin termal verimini %35, transkritik CO₂ Rankine çevrim verimini ise %45 olarak hesaplamışlardır.

Yamaguchi vd. (2020), güneş enerjisi destekli transkritik CO₂ Rankine çevriminin analizini yapmışlardır. Analizler için Japonya, Kyoto'nun yaz ve kış mevsimindeki tipik bir gününe ait meteorolojik verilerini kullanılmışlardır. Güneş enerjili transkritik CO₂ Rankine çevriminin verimini kış mevsimi için %3.4, yaz mevsimi için %5.78 olarak hesaplamışlarken, elektrik üretim oranını kış mevsimi için 0.118 kW, yaz mevsimi için ise 0.177 kW olarak bulmuşlardır.

Zhi vd. (2020), bir motorun atık ısı ve sıvılaştırılmış doğal gaz soğutucu tarafından tahrik edilen transkritik CO₂ Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizlerini incelemişlerdir. Aynı zamanda farklı parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemek için parametrik çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda çalışma dizayn parametrelerini dikkate alarak transkritik CO₂ Rankine çevrim veriminin %8.41 olduğunu belirtmişlerdir.

Bamisile vd. (2021), çoklu üretim amaçlı (hidrojen, güç, sıcak su, soğutma) parabolik çanak kollektörü, süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, transkritik CO₂ Rankine çevrimi, kaskat soğutma ünitesi ve PEM'den oluşan entegre sistemi analiz etmişlerdir. Kabul edilen çalışma dizayn parametrelerine göre transkritik CO₂ Rankine çevriminin enerji verimini %16.17, ekserji verimini ise %5.53 olarak hesaplamışlardır. Ayrıca güneş

enerjili entegre sistemin enerji veriminin %41.9, ekserji veriminin ise %26.7 olduğunu belirtmişlerdir.

Kizilkan vd. (2021), güç ve ısı üretimi için güneş enerjisi kaynaklı transkritik CO₂ Rankine çevriminin termodinamik analizini ve entegre sistemin optimizasyonunu yapmışlardır. EES programını kullanarak entegre sistemin performansını aylık olarak incelemişlerdir. Analizlerinin sonucunda entegre sistemin en yüksek enerji verimini temmuz ayı için, en yüksek ekserji verimini ise ağustos ayı için hesaplamışlardır. Maksimum güç çıktısını 0.269 kW ile temmuz ayı için bulmuşlardır.

Li vd. (2022), çalışmalarında güç, hidrojen ve tatlı su üretimi için güneş-jeotermal enerjiyle çalışan yenilikçi transkritik CO₂ Rankine çevrimini önermişlerdir. Önerdikleri sistemi termodinamik ve ekonomik açıdan inceleyerek sistemin optimizasyonunu yapmışlardır. İki amaçlı optimizasyon sonucunda optimum koşullar altında sistemin enerji verimi %23.35, ekserji verimini ise %28.1 olarak hesaplanmıştır. Mayıs ayına ait meteorolojik veriler kullanılarak maksimum güç 1 286 kW olarak bulunmuştur.

Liang vd. (2022), çalışmalarında organik Rankine çevrimi, transkritik CO₂ Rankine çevrimi ile entegre edilmiş sıfır emisyonlu katı oksit yakıt pil tabanlı çoklu üretim sistemini önermişlerdir. Belirledikleri tasarım koşulları altında çoklu üretim sisteminin termal verimini %90.9, ekserji verimini ise %53.07 olarak hesaplamışlardır.

Ni vd. (2022), atık ısı geri kazanımı için transkritik CO₂ Rankine çevrimi, organik Rankine çevrimi ve sıkıştırılmalı soğutma sisteminden oluşan yeni bir entegre sistemi önermişlerdir. Atık ısı geri kazanımı için önerilen sistemin termodinamik, ekonomik ve çevresel analizleri yapılmıştır. Ayrıca sistemin optimum çalışma koşullarını belirlemek için çok amaçlı optimizasyonu yapılmıştır. Atık ısı geri kazanım sisteminin enerji verimi %71.75, ekserji verimi %67.92, ekolojik verimi %94.05 ve geri ödeme süresi 4.33 yıl olarak hesaplanmıştır.

Deneyssel olarak incelenen güneş enerjili transkritik CO₂ Rankine çevrimlerinin verimi oldukça düşüktür (Yamaguchi vd., 2006; Kizilkan ve Yamaguchi, 2020). Transkritik CO₂ Rankine çevrimlerinde kondanser basıncı 5 500 - 6 500 kPa aralığındadır ve bu

basınca karşılık gelen CO₂ doyma sıcaklığı ise yaklaşık 20 °C - 25 °C civarındadır (Shu vd., 2016). CO₂'yi bu sıcaklığa veya altındaki bir değere düşürmek özellikle yaz aylarında çevre ortam veya su kaynağı ile çok zordur. Hem kondanserde sıvılaşma problemini ortadan kaldırmak hem de çevrim verimini artırmak için transkritik CO₂ Rankine çevrimi yerine farklı konfigürasyonlardaki süperkritik CO₂ Brayton çevrimi kullanılabilir. Literatürde farklı yapılarda bulunan süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır.

Ahn vd. (2015), çalışmalarında süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin mevcut gelişim sürecini incelemişlerdir. Süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin orta türbin sıcaklıklarında verimliliklerinin yüksek olduğunu, kompakt turbomakine ve küçük ısı değiştirici alanlarına sahip olduğunu ifade etmişlerdir. Nükleer, fosil yakıt, atık ısı, güneş enerjisi ve yakıt hücreleri gibi çeşitli ısı kaynaklarının süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin uygulama alanları olduğunu belirtmişlerdir. Süperkritik çevrimlerin çeşitleri, avantajları, uygulama alanları ve verimlilikleri ile ilgili literatürde yapılan çalışmaları derlemişlerdir.

Al-Sulaiman ve Atif (2015), güneş kulesine entegre edilmiş beş farklı (basit, reküperatörlü, yeniden sıkıştırmalı, ön sıkıştırmalı, ara genişlemeli) süperkritik CO₂ Brayton çevrimin termodinamik performanslarını incelemişlerdir. Suudi Arabistan'ın Dahran şehrinin 16 Mart, 11 Haziran ve 10 Aralık gününe ait meteorolojik verilerini kullanarak inceledikleri farklı süperkritik CO₂ Brayton çevrimini net güç çıktıları ve termal verimlilik açısından karşılaştırmışlardır. En yüksek performans değerine ve güç çıktısına 11 Haziran günü öğlen vaktinde yeniden sıkıştırmalı CO₂ Brayton çevriminde ulaşılmıştır. 11 Haziran öğle saatinde yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin verimi %52, entegre sistemin verimi ise %40 olarak hesaplanmıştır.

Atif ve Al-Sulaiman (2017), yaptıkları çalışmalarında güneş kulesi kaynaklı yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji ve ekserji analizlerini Suudi Arabistan'da bulunan 6 farklı şehrin (Tabuk, Medine, Zahran, Riyad, Bishah, Najran) meteorolojik verilerini kullanarak yapmışlardır. Kabul ettikleri çalışma dizayn parametreleri altında yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji verimini %45.17 olarak hesaplamışlardır. Ayrıca çalışmalarının sonucunda en yüksek ekserji yıkımının heliostat aynalarda meydana geldiğini belirtmişlerdir.

Wang ve He (2017), çalışmalarında güneş enerjisi destekli süperkritik CO₂ Brayton çevrimini incelemişlerdir. İnceledikleri sistem heliostat ayna, ısı transfer akışkanı (erimiş tuz karışımı), termal depolama tankı ve yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminden oluşmaktadır. Bazı önemli termodinamik parametrelerin (erimiş tuz sıcaklığı, yüksek basınç, düşük basınç, akışkan ayrılma oranı) çevrim ekserji verimliliği açısından entegre sistem üzerindeki etkilerini araştırmak için parametrik analizler yapmışlardır. Yaptıkları parametrik analiz sonucunda türbin giriş sıcaklığının 500 °C'den 850 °C'ye yükselmesiyle çevrimin termal veriminin %30 oranında arttığını söylemişlerdir.

Wang vd. (2018), güneş kulesi uygulamaları için en uygun çevrimin belirlenmesi amacıyla güneş kulesi destekli kısmi soğutmalı, yeniden sıkıştırılmalı, ön sıkıştırılmalı, ara soğutmalı ve reküperatörlü olmak üzere beş farklı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin performanslarını karşılaştırmışlardır. Analiz sonuçlarına göre en yüksek performans ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ile kısmi soğutmalı CO₂ Brayton çevriminde en düşük performans ise reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevriminde hesaplanmıştır.

Cheng vd. (2019), yaptıkları çalışmada reküperatörlü ve yeniden sıkıştırılmalı olmak üzere iki farklı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin termodinamik analizini incelemişlerdir. Kabul ettikleri çalışma parametre değerlerine göre reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji verimi %25.56, yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji verimini ise %44.38 olarak hesaplamışlardır.

Khatoon ve Kim (2019), çalışma sıvısı olarak saf karbondioksit ve ikili benzen-karbondioksit karışımı kullanılan altı farklı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin (reküperatörlü, yeniden sıkıştırılmalı, ara soğutmalı, kısmi soğutmalı, ön sıkıştırılmalı, ara genişlemeli) performanslarını karşılaştırmışlardır. Çevrimlerde saf akışkan kullanıldığı durumda en yüksek çevrim verimi ara soğutmalı çevriminde, ikili benzen-karbondioksit kullanıldığı durumda en yüksek çevrim verimi ise ön sıkıştırılmalı Brayton çevriminde hesaplanmıştır. Çalışmalarında daha yüksek kompresör basıncının süperkritik Brayton çevrimlerinin enerji verimini olumsuz etkilediğini ve

Çalışma sıvısı olarak karbondioksit yerine ikili benzen-karbondioksit karışımı kullanılarak olumsuz etkinin azaltılabileceğini belirtmişlerdir.

Uusitalo vd. (2019), yüksek sıcaklıktaki egzoz gazından elektrik enerjisi üretebilmek amacıyla reküperatörlü ve ara soğutmalı olmak üzere iki farklı süperkritik CO₂ Brayton evriminin termodinamik analizlerini incelemişlerdir. evrimlerde CO₂, etilen, etan ve R116 gibi farklı çalışma akışkanlarını kullanarak çevrimlerin performanslarını karşılaştırmışlardır. alışmalarının sonucunda, CO₂ ve etilen ile çalışan hem reküperatörlü hem de ara soğutmalı çevrim konfigürasyonlarında en yüksek performans değerine ulaştıklarını belirtmişlerdir.

Liang vd. (2020), çalışmalarında güneş kulesi ile entegre edilmiş kombine süperkritik CO₂ Brayton-ORC evriminin termodinamik analizini yaparak çevrimlerin optimizasyonunu incelemişlerdir. Süperkritik CO₂ Brayton evriminin yeniden sıkıştırmalı ve ara soğutmalı çeşitlerini inceleyerek çevrimleri karşılaştırmışlardır. Sistemlerin optimizasyonu için denklem tabanlı model geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri optimizasyon metoduyla literatüre göre çevrimlerin ısı veriminde %3.6'ya varan bir artış sağlamışlardır. alışmalarında geliştirdikleri optimizasyon metodunun ara soğutmalı Brayton evriminin net g çıkışını, yeniden sıkıştırmalı Brayton çevrimine göre %2.7 oranında arttırdığını belirtmişlerdir.

Ruiz-Casanova vd. (2020), çalışmalarında jeotermal enerjisi destekli basit, reküperatörlü, ara soğutmalı, reküperatörlü ara soğutmalı olmak üzere 4 farklı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin termodinamik analizini ve optimizasyonunu incelemişlerdir. Optimum tasarım koşulları altında en yüksek güç çıkışı 799.99 kW, enerji verimi %11.51 ve ekserji verimi %52.49 olarak reküperatörlü ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton evrimi için hesaplanmıştır.

Su vd. (2020), gaz türbini, süperkritik CO₂ Brayton evrimi, sıvılaştırılmış doğalgaz ve transkritik CO₂ Rankine evriminden oluşan yeni bir g/soğutma sistemini önererek analiz etmişlerdir. Verilen koşular altında önerdikleri sistemin enerji verimini %52.94, ekserji verimini ise %30.27 olarak hesaplamışlardır. Ayrıca farklı çoklu amaçlar için hem termodinamik hem de ekonomik yönler dikkate alınarak sistemin çok amaçlı optimizasyonunu yapmışlardır.

Yang vd. (2020), güneş enerjili reküperatörlü, yeniden ısıtılmalı, yeniden sıkıştırılmalı ve ara soğutılmalı olmak üzere dört farklı yapıdaki süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin performansını kısmi yük koşullarında analiz ederek karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin güç yükü ayarlaması sırasında verimli bir şekilde çalışmasının önemli olduğunu belirtmişlerdir. Analiz sonuçlarında güç yükünün %100'den %30'a düşmesiyle reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrim termal veriminin %24.4, yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrim veriminin %21.1, yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrim veriminin %25.5, ara soğutılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrim veriminin ise %28.7 oranında azaldığını belirtmişlerdir.

Chen vd. (2021), güneş enerjisi destekli reküperatörlü, yeniden sıkıştırılmalı, ön sıkıştırılmalı, ara soğutılmalı, kısmi soğutılmalı ve ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin termodinamik analizini yapmışlardır. Ele aldıkları altı konfigürasyonlardaki çevrimleri hem tasarım hem de tasarım dışı olarak çevrim verimliliği, net güç çıkışı ve spesifik çalışma açısından karşılaştırmışlardır. Optimum çalışma koşulları altında en yüksek çevrim verimini sırasıyla ara soğutılmalı (%52.11), yeniden sıkıştırılmalı (%50), ara genişlemeli (%49.54), kısmi soğutılmalı (%49.54), ön sıkıştırılmalı (%48.56) ve reküperatörlü (%43.63) süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde bulmuşlardır.

Sleiti vd. (2021), ısıtıcı olarak doğrudan oksijen-yanma kullanılan reküperatörlü, ikili reküperatörlü, ara soğutılmalı, yeniden ısıtılmalı ve kısmi ara soğutılmalı olmak üzere beş farklı konfigürasyonlardaki süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Ayrıca basınç oranı, ara basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı ve kompresör giriş sıcaklığı gibi ana parametreler için çalışmalar ve optimizasyonlar yapmışlardır. Sonuçlarında kısmi ara soğutılmalı Brayton çevriminin yüksek türbin giriş sıcaklığı ve düşük ara basınç oranında diğer konfigürasyonlardaki Brayton çevrimlerine göre daha üstün performansa sahip olduğunu belirtmişlerdir. Basınç oranı 5, ara basınç oranı 0.45, türbin giriş sıcaklığı 750 °C, yüksek basınç 20 MPa ve kompresör giriş sıcaklığı 50 °C olduğunda en yüksek termal verim %52 ile kısmi ara soğutılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde hesaplanmıştır.

Yu vd. (2021), çalışmalarında 2000 - 2019 yılları arasında literatürde bulunan süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerini uygulama alanları, çevrim konfigürasyonları, CO₂ bazlı karışımlar, sistem bileşenleri ve deneyler olmak üzere 5 farklı yönden incelemişlerdir. Çalışmalarında CO₂ ile ilgili çalışmaların %48.71'nin uygulama, %29.34'ünün çevrim yapısı ve %13.23'ünün ise dizayn ve optimizasyon alanında yapıldığını söylemişlerdir. Süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin %36.49'u güneş enerjisi, %27.3'ü ile nükleer enerji, % 14.66'sı fosil yakıt, % 9.48'i atık ısı geri kazanımı uygulamalarında kullanıldığını; çalışmaların %55.25'i reküperatörlü, %20.44'ü ara akışlı, %15.47'si yeniden ısıtılmalı, %8.84'ü ise kombine Brayton çevrimlerinden oluştuğunu ve çalışmaların %71.49'unun dizayn, %28.51'inin ise optimizasyon üzerinde yoğunlaştığını belirtmişlerdir.

Cao vd. (2022), güneş enerjisi kullanımı için reküperatörlü, ön sıkıştırılmalı, yeniden sıkıştırılmalı, ara soğutmalı ve kısmi soğutmalı olmak üzere beş farklı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin performanslarını araştırmışlardır. Kombine çevrimlerin performansını arttırmak için yardımcı ısı kaynağı olarak jeotermal enerjiyi kullanmışlardır. Yaptıkları analiz sonuçlarına göre, güneş ve jeotermal enerji beraber kullanıldığı durumda yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi en iyi termodinamik performansa sahiptir. Genetik algoritma sonuçlarına göre, kombine çevriminin optimum termal verimi %35.07, net güç üretimi ise 16.63 MW olarak hesaplanmıştır.

Hai vd. (2022), güneş enerjisi kaynaklı yeni bir entegre sistemini tasarlayarak optimize etmişlerdir. Tasarladıkları entegre sistem güneş kulesi, süperkritik CO₂ Brayton çevrimi, Organik Rankine çevrimi, absorpsiyonlu soğutma sistemi ve hidrojen üretim ünitesinden oluşmaktadır. Analiz sonuçlarına göre, tasarladıkları entegre sistem, süperkritik CO₂ Brayton çevrimine göre %15.8 daha yüksek hidrojen üretim oranı ve ekserji verimliliği sağlamaktadır.

Khan vd. (2022) reküperatörlü ve yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimine dayalı yeni kombine çevrimini önererek termodinamik ve eksorgo-ekonomik açılardan karşılaştırmışlardır. Her iki konfigürasyonlarda da süperkritik CO₂ Brayton çevriminin atık ısını faydalı enerjiye dönüştürmek için organik Rankine çevrimi, sıcak su üretimi sistemi, absorpsiyonlu soğutma sistemi ve PEM ünitesi

kullanılmıştır. Net güç çıkışı, ekserji verimliliği ve ekonomik performans açısından yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimine dayalı entegre sistemin reküperatörlü sisteme göre daha iyi performans göstermiştir. Yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin ekserji verimi %20.41 iken reküperatörlü entegre sistemin ekserji verimi ise %16.35 olarak hesaplanmıştır.

Sadeghi vd. (2022) katı oksit yakıt hücresi tabanlı tesiste, atık ısı geri kazanımı için reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ile yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimini termodinamik ve ekonomik açıdan değerlendirerek karşılaştırmışlardır. Ayrıca her iki çevrimler için genetik algoritmaya dayalı çok amaçlı optimizasyonunu uygulamışlardır. Optimizasyon sonuçlarına göre, katı oksit yakıt hücresinden ısıyı geri kazanmak için reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrim kapasitesi, yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminden %30.86 oranında daha yüksek çıkmıştır.

Saeed ve Kim (2022), çalışmalarında reküperatörlü, yeniden sıkıştırılmalı, ara soğutmalı, kısmi soğutmalı ve önerdikleri iki yeni süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin analizlerini yaparak karşılaştırmışlardır. Ayrıca türbin giriş sıcaklığının, kompresör giriş basıncının ve kompresör giriş sıcaklığının çevrim verimliliği üzerindeki etkisini, ele alınan her bir çevrim için incelemişlerdir. Türbin giriş sıcaklığı ile çevrimlerin enerji verimliliğindeki maksimum artış %47 oran ile yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde meydana gelirken, minimum artış ise %37 oranı ile reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevriminde meydana gelmiştir.

Xingyan vd. (2022), reküperatörlü, yeniden sıkıştırılmalı, yeniden ısıtılmalı ve ara soğutmalı olmak üzere 4 farklı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin kısmi yük altında dinamik modellemesini geliştirerek çevrimleri karşılaştırmışlardır. Kabul ettikleri tasarım koşulları altında yeniden ısıtılmalı, ara soğutmalı, ara sıkıştırılmalı ve reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin termal verimi sırasıyla %42.35, %42.04, %41.66 ve %33.54 olarak bulmuşlardır.

Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde, CO₂ ile çalışan vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü ile ilgili çalışmalar Yamaguchi ve ekibi dışında çok fazla ele alınmamıştır. Ayrıca vakum tüplü

U-borulu güneş kolektörünün termal modellemesi hakkında literatürde eksiklikler mevcuttur ve yapılan çalışmaların büyük bir kısmında kolektörün termal modellemesi kararlı durum şartları altında yapılmıştır. Kolektörün termal dinamik modellemesi ile ilgili çalışmalar kısıtlıdır. Bu çalışmada CO₂ ile çalışan vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün termal dinamik modellemesi için matematiksel model geliştirilmiştir. Geliştirilen matematiksel modelleme sonuçları Kyoto’da bulunan deney seti ölçüm sonuçları ile karşılaştırılarak matematiksel modellemenin doğrulaması yapılmıştır.

CO₂ ile çalışan termodinamik güç çevrimleri ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde, güneş enerjili transkritik CO₂ Rankine çevrimi ile ilgili çalışmaların büyük bir çoğunluğu yine Yamaguchi ve ekibine aittir. Yamaguchi ve ekibi dışında vakum tüplü U-borulu transkritik CO₂ Rankine çevrimi ile ilgili yapılan çalışmalar kısıtlıdır. Transkritik CO₂ Rankine çevrimleri hakkında yapılan çalışmalarda ısı kaynağı olarak genellikle atık ısı ya da jeotermal enerji kullanılmıştır. Bu tez çalışmasında ısı kaynağı olarak vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü kullanılmıştır.

Ayrıca bu çalışmada, vakum tüplü güneş kolektöründen güç üretmek amacıyla kullanılan transkritik CO₂ Rankine çevriminin verimini iyileştirmek için literatürdeki farklı transkritik CO₂ Rankine ve farklı süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri araştırılmıştır. Araştırılan farklı transkritik CO₂ Rankine ve süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin performansları karşılaştırılarak düşük ve orta sıcaklık uygulamaları için en uygun termodinamik güç çevrimi belirlenmiştir.

Literatürde süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri ile yapılan çalışmalar göz önüne alındığında, çalışmaların büyük bir kısmı yüksek sıcaklık uygulamaları için yapılmıştır. Bu çalışmada düşük ve orta dereceli ısı kaynakları için farklı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin performanları incelenmiştir. Literatürde düşük ve orta dereceli ısı kaynakları ile çalışan süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri ile ilgili çalışmalar çok azdır. Ayrıca vakum tüplü U-borulu güneş kolektörlü süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ile ilgili çalışmalar bulunmamaktadır.

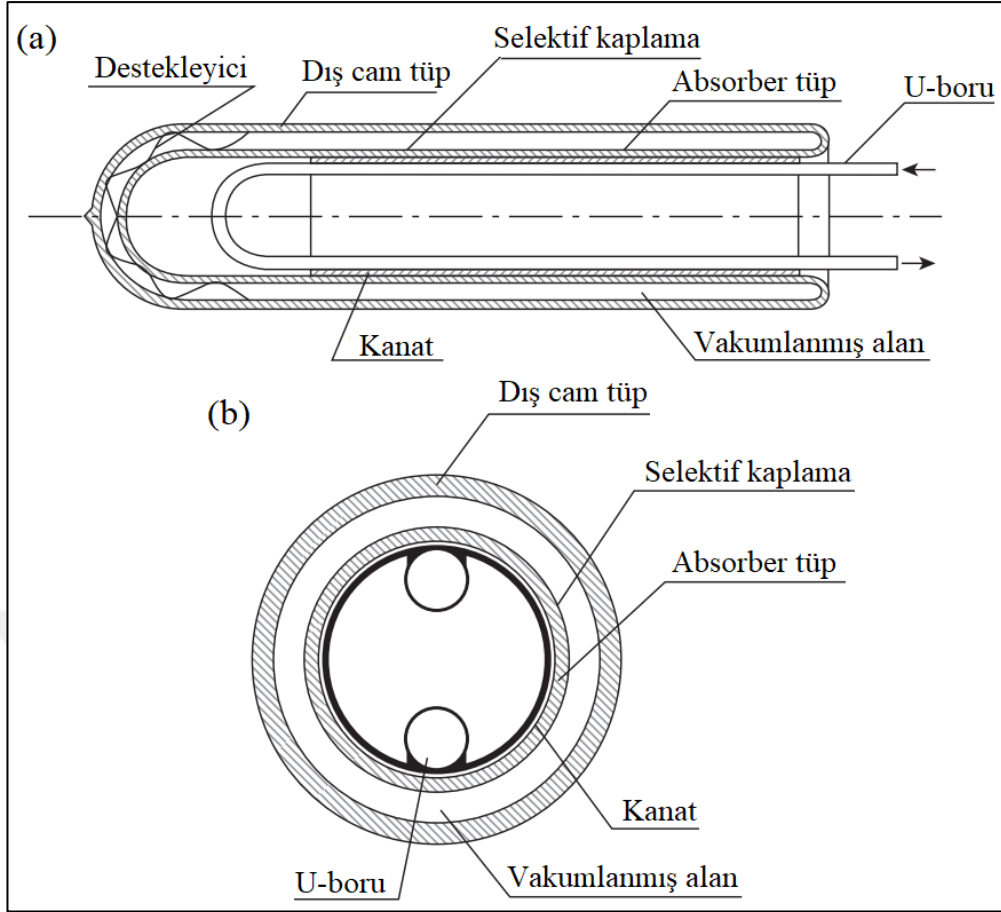
3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölüm, vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün dinamik modellemesinden, çevrimlerin termodinamik, eksergo-ekonomik, eksergo-çevresel analizlerinden ve çok amaçlı optimizasyondan oluşmaktadır.

3.1. Vakum Tüplü U-borulu Güneş Kolektörünün Dinamik Modellemesi

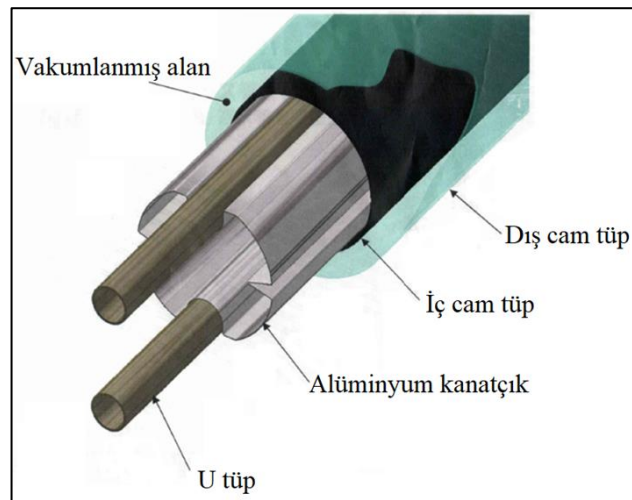
Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörleri, iç içe geçmiş iki borosilikat cam, U şeklindeki paslanmaz çelik boru ve sızdırmaz kapaktan oluşmaktadır. Paslanmaz çelik boru, üzerine preslenmiş silindirik alüminyum kanatçıkla çevrilidir. Kanatçık, absorber tüp ile U-boru arasındaki ısı transfer yüzey alanını arttırarak çalışma akışkanına daha fazla ısı aktarılmasını sağlamaktadır. Ayrıca çalışma akışkanından çevreye olan ısı transferini azaltmak için iki cam tüp arasındaki alan vakumlanmaktadır (Soloman, 2019). Bu sayede vakum tüplü U-borulu güneş kolektörlerinin verimleri düzlemsel güneş kolektörlere göre daha yüksektir.

Şekil 3.1’de vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün yandan şematik gösterimi ve kesiti verilmiştir. Güneşten gelen enerjinin büyük bir kısmı dış cam tüpten geçerek iç cam tüpe (absorber) iletilmektedir. İç camın dış yüzeyi absorbe etme özelliği yüksek, ısı yayma özelliği düşük olan seçici yüzey malzeme ile kaplanmıştır. İç cama gelen güneş enerjisi alüminyum kanatçığa, ardından U-boruya ve son olarak çalışma akışkanına aktarılmaktadır.



Şekil 3.1. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün şekli (a) ve kesiti (b) (Sarbu ve Sebarchievici, 2017)

Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün dinamik analizinde kullanılan kolektörün şekli ise Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere güneş kolektörü temel olarak iki cam tüp, kanat ve U-borudan oluşmaktadır.

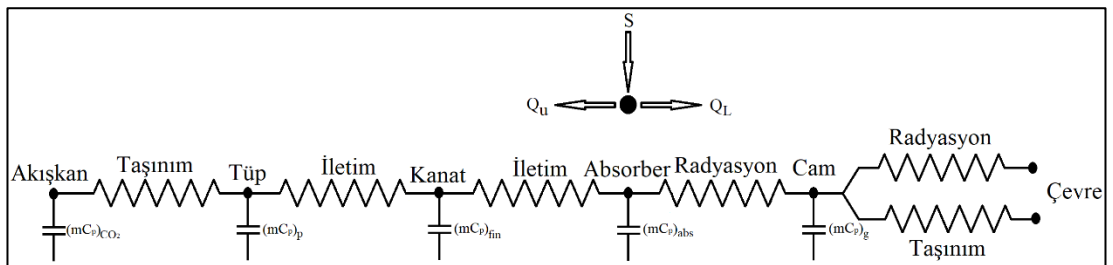


Şekil 3.2. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü (Zhang vd., 2006)

Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün termal analizinde aşağıda verilen kabuller dikkate alınmıştır (Prisecaru ve Soriga, 2017).

- Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü (i) dış cam tüp, (ii) absorber tüp, (iii) kanat, (iv) U-boru ve (v) iş akışkanı olmak üzere beş ana katmandan oluşmaktadır.
- Dış camın güneş enerjisinin büyük bir kısmını geçirdiği varsayılmıştır.
- Dış cam ile çevre arasında ısı transferinin taşınım ve ışınlama olduğu kabul edilmiştir.
- Absorber tüpten dış tüpe ışınlama ve taşınım olan ısı transferlerini azaltmak için dış cam ile absorber tüp arasındaki alanın vakumlandığı kabul edilmiştir. Absorber ile dış cam tüp arasında ısı transferinin sadece ışınlama olduğu varsayılmıştır.
- İç camın dış yüzeyi güneş enerjisi emilimini ve kolektör verimini arttırmak için seçici yüzeye kaplanmıştır.
- Absorber tüp ile kanat arasındaki hava boşluğu modellemeye dahil edilmiştir.
- Modellemede kanat etkinliği dikkate alınmıştır.
- Kanat ile U-borular arasında yer alan hava boşluğu hesaplamalarda dikkate alınmıştır.
- Tüm katmanların kütleleri ve özgül ısıları dikkate alınmıştır.

Yukarıdaki kabuller dikkate alınarak, vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün termal direnç ağı Şekil 3.3'te verilmiştir. Bu termal direnç kullanılarak vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün dinamik termal modellemesi yapılmıştır.



Şekil 3.3. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün termal direnç ağı

Kollektörün dinamik analizi için oluşturulan termal direnç ağı kullanılarak kollektörü oluşturan her bir bileşen için zamana bağlı enerji dengesi yazılmıştır.

Dış Cam Tüp: Dış cam tüp yüzeyinde çevreye taşınım ve ışıınım ile olan ısı kayıpları nedeniyle gelen güneş enerjisinin bir kısmı absorber tüpe aktarılmaktadır. Dış cam tüp için zamana bağlı enerji dengesi Denklem (3.1) kullanılarak yazılabilir (Prisecaru ve Soriga, 2017):

$$\left(m C_p \frac{\partial T}{\partial t} \right)_g = \dot{Q}_{in,g} + \dot{Q}_{rad,abs-g} - \dot{Q}_{rad,g-a} - \dot{Q}_{conv,g-a} \quad (3.1)$$

Burada, m kütleyi, C_p özgül ısı kapasitesini, $\dot{Q}$ ısı transfer hızını ve $g, abs, a, rad, conv$ alt indisleri ise sırasıyla dış camı, absorber yüzeyi, dış ortamı, radyasyonu, taşınımı ifade etmektedir. Denklem (3.1)'de verilen her bir terim ifadeleri sırasıyla Denklem (3.2), (3.3), (3.4), (3.5)'te verilen formüller kullanılarak bulunabilir:

$$\dot{Q}_{in,g} = I_{solar} \alpha_g A_{gi} \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{rad,abs-g} = h_{rad,abs-g} A_{abs} (T_{abs} - T_g) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{rad,g-a} = h_{rad,g-a} A_g (T_g - T_a) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{conv,g-a} = h_{conv,g-a} A_g (T_g - T_a) \quad (3.5)$$

Burada, I_{solar} güneş radyasyonunu, α malzemenin yutuculuğunu, A ısı transfer yüzey alanını, T sıcaklığı, h ısı transfer katsayısını ve gi alt indisi ise dış tüpün iz düşüm alanını temsil etmektedir. Absorber yüzey ile dış cam arasında ve dış cam ile çevre arasında ışıınım ile olan ısı transfer katsayıları Denklem (3.6)-(3.8)'de verilen denklemlerle hesaplanabilir (Kalogirou, 2013):

$$h_{rad,abs-g} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{A_{abs}}{A_g} \left(\frac{1}{\epsilon_g} - 1 \right)} (T_{abs} + T_g) (T_{abs}^2 + T_g^2) \quad (3.6)$$

$$h_{rad,g-a} = \varepsilon_g \sigma (T_g + T_{sky})(T_g^2 + T_{sky}^2) \quad (3.7)$$

$$T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (3.8)$$

Yukarıdaki denklemlerde, ε tüpün yayıcılığını, σ Stefan-Boltzmann sabitini göstermektedir. Dış cam ile çevre ortam arasındaki taşınım ile olan ısı transfer katsayıları Denklem (3.8)-(3.10)'da verilen formüller kullanılarak hesaplanabilir (Kalogirou, 2013):

$$h_{conv,g-a} = \frac{Nu_{g-a} k_{g-a}}{D_g} \quad (3.8)$$

$$Nu_{g-a} = 0.3 Re_{g-a}^{0.6} \quad (3.9)$$

$$Re_{g-a} = \frac{\rho_{g-a} V_{wind} D_g}{\mu_{g-a}} \quad (3.10)$$

Burada, Nu Nusselt sayısını, k termal iletkenliği, D çapı, Re Reynolds sayısını, ρ yoğunluğu, μ mutlak viskoziteyi, V hızı ve sky alt indisi ise gökyüzünü ifade etmektedir.

Absorber Tüp: Absorber tüpe aktarılan enerjinin bir kısmı radyasyon yoluyla dış cam tüpe aktarılırken geri kalan kısım ise iletim ile kanata aktarılmaktadır. Absorber tüp için enerji dengesi Denklem (3.12) gibi yazılabilir:

$$\left(m C_p \frac{\partial T}{\partial t} \right)_{abs} = \dot{Q}_{in,abs} - \dot{Q}_{rad,abs-g} - \dot{Q}_{cond,abs-fin} \quad (3.12)$$

Denklem (3.12)'de verilen fin ve $cond$ alt indisleri sırasıyla kanatı ve iletimi ifade etmektedir. Absorber tüpe gelen güneş radyasyonu ve absorber tüp ile kanat arasındaki iletimle olan ısı transferi Denklem (3.13) ve Denklem (3.14)'te verilen formülle bulunabilir:

$$\dot{Q}_{in,abs} = I_{solar} \alpha_{abs} \tau_g A_{ri} \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_{cond,abs-fin} = \frac{(T_{abs} - T_{fin})}{R_{abs-fin}} \quad (3.14)$$

Burada, τ tüpün geçirgenliğini, R ise ısı direnci göstermektedir. Absorber tüp ile kanat arasındaki termal direnç Denklem (3.15) yardımıyla hesaplanabilir:

$$R_{abs-fin} = \frac{\ln(D_{abs,o}/D_{abs,i})}{2 \pi k_{abs} l_{abs}} + \frac{\ln(D_{a,o}/D_{a,i})}{2 \pi k_{ag} l_{ag}} + \frac{\ln(D_{fin,o}/D_{fin,i})}{2 \pi k_{fin} l_{fin}} \quad (3.15)$$

Yukarıdaki denklemde yer alan l katman uzunluğunu, o , i ve ag alt indisleri ise sırasıyla iç, dış ve hava boşluğunu temsil etmektedir.

Kanat: Güneş kolektörlerinde kullanılan kanatçıklar ısı transfer yüzey alanını arttırarak absorber tüpten iş akışkanına olan ısı transferini arttırmaktadır. Kanat için zamana bağlı enerji denge denklemi Denklem (3.16)'daki gibi yazılabilir:

$$\left(m C_p \frac{\partial T}{\partial t} \right)_{fin} = \dot{Q}_{cond,abs-fin} - \dot{Q}_{cond,fin-p} \quad (3.16)$$

Burada, p alt indisi U-boruyu göstermektedir. Kanat ile U-boru arasındaki iletimle olan ısı transferi Denklem (3.17) kullanılarak bulunabilir:

$$\dot{Q}_{cond,fin-p} = \frac{(T_{fin} - T_p)}{R_{fin-p}} \quad (3.17)$$

$$R_{fin-p} = 2 \left(\frac{P_{fin}/4}{k_{fin} l_{fin} t_{fin}} + \frac{\ln(D_{a,o}/D_{a,i})}{2 \pi k_{ag} l_{ag}} + \frac{\ln(D_{p,o}/D_{p,i})}{2 \pi k_p l_p} + \frac{1}{h_{CO_2} A_p} \right) / F \quad (3.18)$$

Burada, P kanatın çevresini, F kanat etkinliğini ve t ise kanatın kalınlığını temsil etmektedir. F kanat etkinliği aşağıdaki verilen Denklem (3.19) yardımıyla hesaplanabilir:

$$F = \frac{\tan[m (W - D_{p,o})/2]}{[m (W - D_{p,o})/2]} \quad (3.19)$$

Burada, W kanat genişliğini ifade etmektedir. Sabit sayı olan m ise Denklem (3.20) kullanılarak bulunabilir:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_{fin} t_{fin} (1 + (U_L/C_s))}} \quad (3.20)$$

Yukarıdaki denklemde yer alan U_L absorber tüpten çevreye olan toplam ısı transfer katsayısını, C_s sentetik iletkenliği göstermektedir. Sentetik iletkenlik 29 W/mK olarak kabul edilmiştir. Absorber tüpten çevreye olan toplam ısı transfer katsayısı kollektörün üstünden ve kollektör başlıklarından olan ısı transfer katsayısının toplamından oluşmaktadır.

$$U_L = U_t + U_e \quad (3.21)$$

$$U_t = \left[\frac{1}{h_{rad,abs-g}} + \frac{1}{h_{rad,g-a} + h_{conv,g-a}} \right]^{-1} \quad (3.22)$$

Burada, U_t ise kollektörün üstünden çevreye olan ısı transfer katsayısını, U_e ise kollektör başlıklarından çevreye olan ısı transfer katsayısını göstermektedir. Kollektör başlıklarından çevreye olan ısı transfer katsayısı ise 0.1687 W/m²K değer kabul edilmiştir.

U-Boru: U şeklindeki borular, kanattan gelen ısıyı iş akışkanına aktarmaktadır. U-boru için enerji dengesi Denklem (3.23) kullanılarak yazılabilir:

$$\left(m C_p \frac{\partial T}{\partial t} \right)_p = \dot{Q}_{cond,fin-p} - \dot{Q}_{conv,CO_2} \quad (3.23)$$

Borudan akışkana olan ısı transferi aşağıdaki verilen Denklem (3.24) ile bulunabilir (Cabeza vd., 2017):

$$\dot{Q}_{\text{conv},\text{CO}_2} = h_{\text{CO}_2} A_p (T_p - T_{\text{out},\text{CO}_2}) \quad (3.24)$$

U-boru ile akışkan arasındaki taşınım ile olan ısı transferi Denklem (3.25) yardımıyla hesaplanabilir:

$$h_{\text{CO}_2} = \frac{\text{Nu}_{\text{CO}_2} k_{\text{CO}_2}}{D_{p,i}} \quad (3.25)$$

Denklem (3.25)'te verilen Nu ifadesi aşağıdaki formüller kullanılarak bulunabilir (Petukhov, 1970):

$$\text{Nu}_{\text{CO}_2} = \frac{(f/8)\text{Re}_{\text{CO}_2}\text{Pr}_{\text{CO}_2}}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/8} (\text{Pr}_{\text{CO}_2}^{2/3} - 1)} \quad (3.26)$$

$$f = (1.82 \ln \text{Re}_{\text{CO}_2} - 1.64)^{-2} \quad (3.27)$$

Burada, Pr Prandtl sayısını ve f yüzey sürtünme faktörünü temsil etmektedir.

$$\text{Re}_{\text{CO}_2} = \frac{4 \dot{m}_{\text{CO}_2}}{\pi D_{\text{CO}_2,i} \mu_{\text{CO}_2}} \quad (3.28)$$

CO_2 : İş akışkanı için enerji dengesi Denklem (3.29) kullanılarak yazılabilir:

$$\left(m C_p \frac{\partial T}{\partial t} \right)_{\text{CO}_2} = \dot{Q}_{\text{conv},\text{CO}_2} + \dot{m}_{\text{CO}_2} C_{p,\text{CO}_2} (T_{\text{in},\text{CO}_2} - T_{\text{out},\text{CO}_2}) \quad (3.29)$$

Bu denklem yardımıyla çalışma akışkanının kolektörden çıkış sıcaklığı bulunur.

Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün termal analizinde kullanılan kolektör özellikleri, Japonya Doshisha Üniversitesi'nde kurulan deney setinde kullanılan kolektör özellikleridir. Şekil 3.4'de deney setinde kullanılan kolektörün resmi gösterilmiştir. Kullanılan güneş kolektörü yüksek basınç ve sıcaklığa karşı dayanıklıdır.



Şekil 3.4. Deney setinde kullanılan vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü (Kizilkan ve Yamaguchi, 2020)

Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün teknik özellikleri ise Çizelge 3.1’de verilmiştir. Showa Denko firması tarafından üretilen güneş kolektörünün iç camının dış yüzeyi yutma katsayısı %92.7 olan seçici malzemeyle kaplanmıştır (Yamaguchi vd., 2006). Kollektör katmanlarında biri olan dış cam borosilikat camdan, kanat alüminyumdan ve U şeklindeki boru ise paslanmaz çelikten yapılmıştır. Güneş kolektör sistemi her biri 13 U-borudan oluşan 15 güneş kolektöründen oluşmaktadır. Bir güneş kolektörünün eni 1.011 m, uzunluğu ise 1.953 m’dir.

Çizelge 3.1. Kolektör bileşenlerinin teknik özellikleri (Zhang vd., 2005)

Kolektör Bileşeni	Değer
Kolektör uzunluğu [m]	1.8
Tüp sayısı [adet]	13
<i>Dış Cam Tüp</i>	
Çap [m]	0.038
Kalınlık [m]	0.001
Yayıcılık katsayısı [-]	0.88
Yutuculuk katsayısı [-]	0.05
Geçirgenlik katsayısı [-]	0.90
<i>Absorber Tüp</i>	
Çap [m]	0.027
Kalınlık [m]	0.001
Yayıcılık katsayısı [-]	0.06
Yutuculuk katsayısı [-]	0.93
<i>Kanat</i>	
Kalınlık [m]	0.0002
<i>Hava Boşluğu</i>	
Kalınlık [m]	0.001
<i>U Boru</i>	
Çap [m]	0.006
Kalınlık [m]	0.001

Malzemelerin termofiziksel özellikleri sıcaklığın bir fonksiyonudur. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünü oluşturan her bir katmanın sıcaklığa bağlı termofiziksel özellik formülleri EES (Engineering Equation Solver) programı yardımıyla türetilmiştir. Dış cam ve absorber tüp borosilikat camdan, kanat alüminyumdan, U-boru ise paslanmaz çelikten yapılmıştır. Dış cam tüp, absorber tüp, kanat ve U-boru katmanının özgül ısı, yoğunluk ve termal iletkenlik gibi termofiziksel özellikleri Denklem (3.30), Denklem (3.31) ve Denklem (3.32)'de verilen formüller kullanılarak bulunabilir. Denklemlerde kullanılan katsayılar özgül ısı için Çizelge 3.2'de, yoğunluk için Çizelge 3.3'te, termal iletkenlik için Çizelge 3.4'te verilmiştir.

$$C_p(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 \quad (3.30)$$

$$\rho(T) = a + bT + cT^2 \quad (3.31)$$

$$k(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 \quad (3.32)$$

Çizelge 3.2. Özgül ısı formülünde kullanılan katsayılar

Katsayı	Dış Cam Tüp Absorber Tüp	Kanat	U-Boru
<i>a</i>	2.1173	0.8843	0.4557
<i>b</i>	0.0015	0.008	0.0011
<i>c</i>	-3.065×10^{-5}	6.698×10^{-6}	-1.941×10^{-5}
<i>d</i>	3.338×10^{-7}	-2.985×10^{-7}	2.537×10^{-5}
<i>e</i>	-1.898×10^{-9}	2.854×10^{-9}	-1.707×10^{-9}
<i>f</i>	5.418×10^{-12}	-1.068×10^{-11}	5.504×10^{-12}
<i>g</i>	-6.123×10^{-15}	1.413×10^{-14}	-6.782×10^{-15}

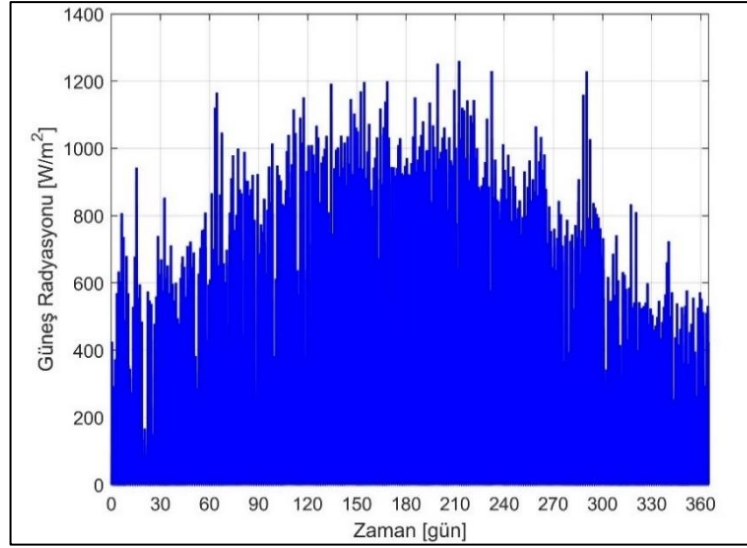
Çizelge 3.3. Yoğunluk formülünde kullanılan katsayılar

Katsayı	Dış Cam Tüp Absorber Tüp	Kanat	U-Boru
<i>a</i>	225	2704.2	8005.6
<i>b</i>	-3.816×10^{-17}	-0.1971	-0.3456
<i>c</i>	1.626×10^{-19}	-1.168×10^{-5}	-1.834×10^{-4}

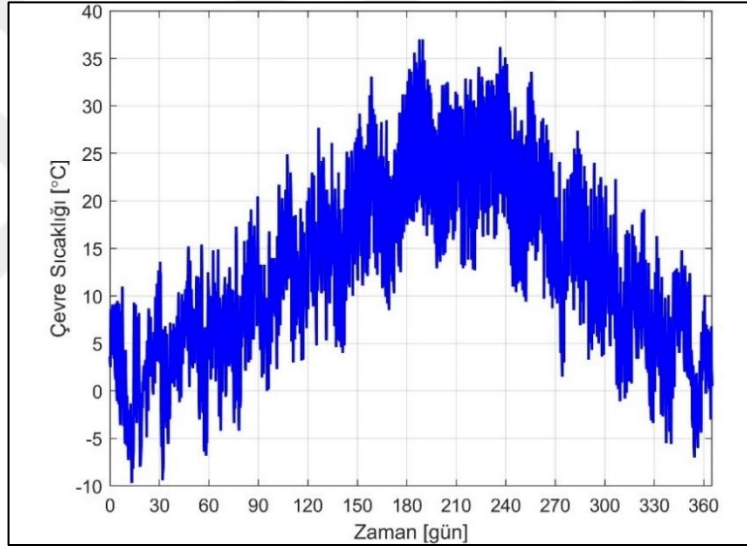
Çizelge 3.4. Termal iletkenlik formülünde kullanılan katsayılar

Katsayı	Dış Cam Tüp Absorber Tüp	Kanat	U-Boru
<i>a</i>	1.1059	233.68	14.282
<i>b</i>	0.0020	-0.0313	0.0251
<i>c</i>	-9.304×10^{-6}	4.534×10^{-3}	-1.425×10^{-4}
<i>d</i>	6.043×10^{-8}	-6.427×10^{-5}	1.155×10^{-6}
<i>e</i>	-2.225×10^{-10}	3.779×10^{-7}	-4.472×10^{-9}
<i>f</i>	3.189×10^{-13}	-1.0323×10^{-9}	6.492×10^{-12}
<i>g</i>	0	1.076×10^{-12}	0

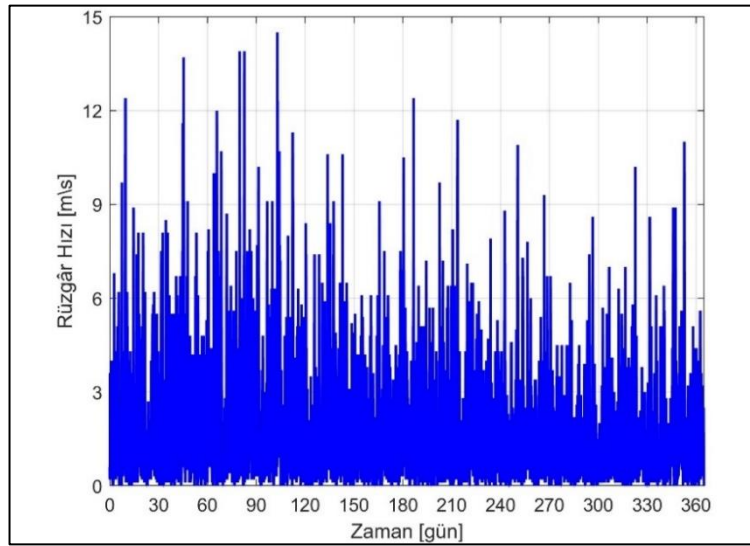
Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün termal dinamik modellemesi, Isparta ilinin meteorolojik verileri kullanılarak CO₂'nin kolektörden çıkış sıcaklığı teorik olarak hesaplanmıştır. Isparta iline ait güneş radyasyonu, çevre sıcaklığı ve rüzgâr hızının yıllık değişimleri Şekil 3.5, 3.6 ve 3.7'de verilmiştir. Isparta iline ait meteorolojik veriler güvenilir veri kaynaklarından dolayı Meteonorm yazılımından alınmıştır (Meteonorm, 2022). Alınan meteorolojik veriler dakikalıktır. Şekil 3.5'ten görüldüğü üzere güneş radyasyonunun 1 000 W/m²'nin üzerinde olduğu gün sayısı oldukça fazladır. Çevre sıcaklığı yaz aylarında en yüksek 38 °C'ye kadar çıkarken kış aylarında ise 0 °C'nin altına düşmüştür. Isparta'nın yıllık rüzgâr hızı ortalaması ise 1.65 m/s'dir.



Şekil 3.5. Isparta iline ait güneş radyasyon değerlerinin yıllık değişimi



Şekil 3.6. Isparta iline ait çevre sıcaklığının yıllık değişimi



Şekil 3.7. Isparta iline ait rüzgâr hızının yıllık değişimi

3.2. Termodinamik Analiz

Transkritik CO₂ Rankine ve süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin karşılaştırılması amacıyla yapılan termodinamik analizler için aşağıdaki varsayımlar dikkate alınmıştır.

- Ortam sıcaklığı 25 °C, basıncı ise 101.325 kPa kabul edilmiştir.
- Isı değiştiricilerindeki basınç düşüşleri ihmal edilmiştir.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri göz ardı edilmiştir.
- Sistemlerde kullanılan pompanın izantropik verimi %85, kompresörün izantropik verimi %89 ve türbinin izantropik verimi ise %93 kabul edilmiştir.
- Rejeneratör etkinliği %65, reküperatör etkinliği ise %95 olarak varsayılmıştır.

Çevrimlerin termodinamik analizinde kullanılan kütle, enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri aşağıda verilmiştir.

Kütle Korunumu: Kütle korunumu ilkesi, bir termodinamik sistemin analizinde temel bir ilkedir. Sürekli akışlı açık sistemler için kütle korunumu ilkesi Denklem (3.33)'deki gibi yazılabilir (Bejan, 2016).

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (3.33)$$

Burada, *in* ve *out* alt indisleri kontrol hacmine giren ve çıkan akışkanı ifade etmektedir.

Enerji Dengesi: Kontrol hacmi için enerji korunumu ilkesi, kontrol hacmi içindeki enerji değişiminin giren enerji ile çıkan enerji arasındaki farka eşit olduğunu ifade etmektedir. Sürekli akışlı açık sistemlerde kontrol hacmindeki enerji miktarı sabittir ve değişmez.

$$\sum \dot{m}_{in} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{in} + \sum \dot{Q}_{in} + \sum \dot{W}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{out} + \sum \dot{Q}_{out} + \sum \dot{W}_{out} \quad (3.34)$$

Yukarıdaki denklemde, $\dot{Q}$ ısıyı, $\dot{W}$ işi, h özgül entalpiyi, g yerçekimi ivmesini, z referans bir noktaya göre yüksekliği temsil etmektedir.

Entropi Dengesi: Entropi, enerji ve kütle gibi, kapsamlı bir özelliktir ve madde akışları yoluyla bir kontrol hacminin içine veya dışına aktarılabilir. Bir proses içinde üretilen entropi entropi üretimi olarak adlandırılır. Kontrol hacmi için entropi değişimi Denklem (3.35)'deki gibi ifade edilebilir.

$$\sum \dot{m}_{in} s_{in} + \sum \left(\frac{\dot{Q}}{T} \right)_{in} + \dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_{out} s_{out} + \sum \left(\frac{\dot{Q}}{T} \right)_{out} \quad (3.35)$$

Burada, s entropiyi, $\dot{S}_{gen}$ ise entropi üretimini göstermektedir.

Ekserji Dengesi: Enerjiden farklı olarak ekserji korunamaz. Bu nedenle, ekserji yıkımı, sistemlerin ekserji analizi için anahtar bir parametredir. Ekserji yıkımı, sistem içinde tersinmezlik nedeniyle kaybolan iş olarak tanımlanmaktadır. Sistemde oluşan ekserji yıkımı sistemden üretilen entropi üretimiyle ilişkilidir. Ekserji dengesi Denklem (3.36)'daki gibi yazılabilir.

$$\sum \dot{m}_{in} ex + \sum \dot{E}x_{in}^Q + \sum \dot{E}x_{in}^W = \sum \dot{m}_{out} ex + \sum \dot{E}x_{out}^Q + \sum \dot{E}x_{out}^W + \dot{E}x_{dest} \quad (3.36)$$

Yukarıdaki denklemde yer alan, ex akışın ekserjisini, $\dot{E}x^Q$ ısısının ekserjisini, $\dot{E}x^W$ işin ekserjisini ve $\dot{E}x_{dest}$ ise sistemdeki tersinmezliklerden olan ekserji yıkımını ifade etmektedir. Akışın ekserji Denklem (3.37)'de verilen formül ile bulunabilir.

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.37)$$

Burada, 0 alt indisi ölü hal durumunu ifade etmektedir. Denklem (3.36)'da verilen ısısının ve işin ekserjisi Denklem (3.38) ve Denklem (3.39)'da verilen formüller kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{E}x^Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.38)$$

$$\dot{E}x^W = \dot{W} \quad (3.39)$$

Sistemde meydana gelen ekserji yıkımı, entropi üretimi ve referans çevre sıcaklığının bir ürünüdür. Ekserji yıkımı Denklem (3.40)'da verilen formül yardımıyla bulunabilir.

$$\dot{E}x_{dest} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (3.40)$$

Enerji Verimi: Bir sistemin verimliliği o sistemin performansının bir ölçüsü olarak tanımlanabilir. Bir termodinamik süreç veya sistem için enerji verimliliği, sistemin faydalı çıktısının sisteme giren enerjiye oranı olarak tanımlanır (Dincer, 2018).

$$\eta_{en} = \frac{\text{Faydalı enerji çıktısı}}{\text{Sisteme giren enerji}} \quad (3.41)$$

Ekserji Verimi: Termodinamik sistemlerin ekserji verimliliği veya ikinci yasa analizi, sistem performansının daha iyi anlaşılmasını sağlamaktadır. Ekserji verimliliği kavramı, sistemin iyileştirme potansiyeli hakkında bilgi vermektedir (Dincer, 2018).

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Faydalı ekserji çıktısı}}{\text{Sisteme giren ekserji}} \quad (3.42)$$

Güneş enerjili güç üretim sisteminin enerji ve ekserji verimi, güneş ve ısı enerjisi dikkate alınarak iki farklı şekilde hesaplanmıştır. Güneş enerjili güç üretim sisteminin enerji verimleri Denklem (3.43) ve Denklem (3.44) kullanılarak bulunmuştur.

$$\eta_{en-sistem} = \frac{\dot{W}_{net}}{I_{solar} A_{ri}} \quad (3.43)$$

$$\eta_{en-çevrim} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{giren}} \quad (3.44)$$

Burada, $\dot{W}_{net}$ çevrimden üretilen net gücü, $\dot{Q}_{giren}$ ise çevrime giren ısı gücü ifade etmektedir.

Güneş enerjili güç üretim sisteminin ekserji verimleri ise Denklem (3.45) ve Denklem (3.46)'da verilen formüller kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\eta_{\text{ex-sistem}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}x_{\text{solar}}} \quad (3.45)$$

$$\eta_{\text{ex-çevrim}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}x_{Q_{\text{giren}}}} \quad (3.46)$$

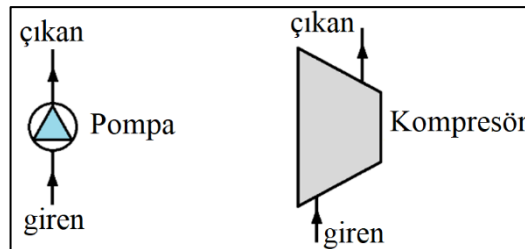
Yukarıdaki denklemde yer alan $\dot{E}x_{\text{solar}}$ güneşin ekserjisini, $\dot{E}x_{Q_{\text{giren}}}$ ise çevrime giren ısıнын ekserjini göstermektedir. Güneşin ekserjisi Denklem (3.47)'e göre hesaplanmıştır (Petela, 2005).

$$\dot{E}x_{\text{solar}} = I_{\text{solar}} A_{\text{ri}} \left(1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{solar}}} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{solar}}} \right) \right) \quad (3.47)$$

Denklemde verilen güneşin dış yüzey sıcaklığı 5739 K alınmıştır.

Hem transkritik CO₂ Rankine hem de süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde yer alan pompa, kompresör, türbin ve ısı değiştirici gibi temel ekipmanlar için kütle, enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri aşağıda verilmiştir.

Transkritik CO₂ Rankine çevriminde yer alan pompa ile süperkritik CO₂ Brayton çevriminde yer alan kompresör elemanının görevi akışkanı basınçlandırmaktır. Şekil 3.8'de pompanın ve kompresörün şematik gösterimi verilmiştir. Şekilde verilen pompa ve kompresörün giriş ve çıkış durumlarına göre kütle, enerji, ekserji, entropi denge denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir:



Şekil 3.8. Pompa ve kompresörün şematik gösterimi

Kütle Korunumu:

$$\dot{m}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{out}} \quad (3.48)$$

Enerji Korunumu:

$$\dot{m}_{in}e_{in} + \dot{W}_C = \dot{m}_{out}e_{out} \quad (3.49)$$

Burada, $\dot{W}_C$ kompresör tarafından tüketilen işi ifade etmektedir. Kompresörün izantropik verimi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\eta_{is,C} = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (3.50)$$

Yukarıdaki denklemde yer alan h_{out} kompresör çıkışındaki gerçek durumdaki entalpi değerini, $h_{out,s}$ ise kompresör çıkışındaki izantropik durumdaki entalpi değerini göstermektedir.

Ekserji Dengesi:

$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_{dest,C} \quad (3.51)$$

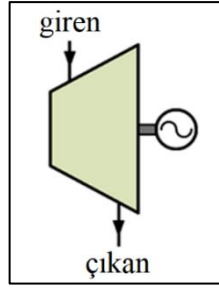
Burada, $\dot{E}x_{dest,C}$ kompresördeki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

Entropi Dengesi:

$$\dot{S}_{in} + \dot{S}_{gen,C} = \dot{S}_{out} \quad (3.52)$$

Denklem (3.52)'deki $\dot{S}_{gen,C}$ kompresördeki entropi üretimini temsil etmektedir.

İş üretmek amacıyla kullanılan türbin hem transkritik CO₂ Rankine hem de süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde kullanılmaktadır. Türbinin şematik gösterimi Şekil 3.9'da verilmiştir. Türbin için kütle, enerji, entropi, ekserji denge denklemleri şu şekilde yazılabilir.



Şekil 3.9. Türbin şematik gösterimi

Kütle Korunumu:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (3.53)$$

Enerji Korunumu:

$$\dot{m}_{in}e_{in} = \dot{m}_{out}e_{out} + \dot{W}_T \quad (3.54)$$

Burada, $\dot{W}_T$ türbin tarafından üretilen işi ifade etmektedir. Türbinin izantropik verimi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\eta_{is,T} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}} \quad (3.55)$$

Yukarıdaki (3.55) nolu denklemde, h_{out} türbin çıkışındaki gerçek durumdaki entalpi değerini, $h_{out,s}$ ise türbin çıkışındaki izantropik durumdaki entalpi değerini göstermektedir.

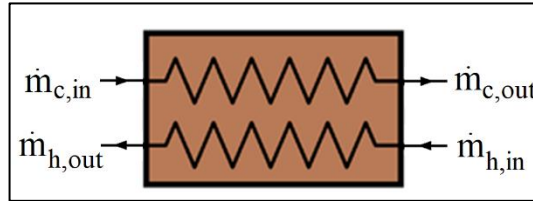
Ekserji Dengesi:

$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_{dest,T} \quad (3.56)$$

Entropi Dengesi:

$$\dot{S}_{in} + \dot{S}_{gen,T} = \dot{S}_{out} \quad (3.52)$$

Rejeneratör, reküperatör, kondenser, gaz soğutucu gibi ısı değıştirciler sıcak ve soğuk akışkan arasında ısı transferini sağlayan cihazlardır. Kullanım amaçları farklı olmasına rağmen aynı mantık ile çalışırlar. Isı değıştircisinin şematik gösterimi Şekil 3.10’da verilmiştir. Isı değıştircileri için kütle, enerji, entropi, ekserji denge denklemleri şu şekilde yazılabilir.



Şekil 3.10. Isı değıştircisinin şematik gösterimi

Kütle Korunumu:

$$\dot{m}_{h,in} = \dot{m}_{h,out} \quad (3.57)$$

$$\dot{m}_{c,in} = \dot{m}_{c,out} \quad (3.58)$$

Burada, h alt indisi sıcak akışkanı, c alt indisi ise soğuk akışkanı ifade etmektedir.

Enerji Korunumu:

$$\dot{m}_{h,in}e_{h,in} + \dot{m}_{c,in}e_{c,in} = \dot{m}_{h,out}e_{h,out} + \dot{m}_{c,out}e_{c,out} \quad (3.59)$$

Ekserji Dengesi:

$$\dot{E}_{x,c,in} + \dot{E}_{x,h,in} = \dot{E}_{x,c,out} + \dot{E}_{x,h,out} + \dot{E}_{x_{dest,HEX}} \quad (3.60)$$

Entropi Dengesi:

$$\dot{S}_{c,in} + \dot{S}_{h,in} + \dot{S}_{gen,HEX} = \dot{S}_{c,out} + \dot{S}_{h,out} \quad (3.61)$$

3.3. Eksergo-ekonomik Analiz

Maliyet analizi, bir sistemin ekonomisini göstermek için her zaman yeterli ve iyi bir seçenek olmayabilir. Bu nedenle Tsatsoronis ve Moran (1977) eksergoekonomi adı verilen yeni bir metodoloji önermişlerdir. Eksergo-ekonomi, geleneksel ekserji ve ekonomik yöntemini kullanarak mevcut olmayan bilgilerle sistemin daha iyi çalışmasını sağlamak için ekserji ve ekonomik ilkeleri birleştiren bir mühendislik dalıdır. Termoeconomisinin termodinamik değerlendirmeleri ekserji kavramına dayandığından eksergo-ekonomi terimi, ekserji analizi ve ekonominin birleşimini tanımlamak için de kullanılabilir. Termodinamik sistemlerin verimsizliklerini değerlendirmek için ekserji yıkımları, ekserji kayıpları gibi teknikler geliştirilmiştir. Genellikle bu tür verimsizliklerin maliyetinin ne kadar olduğunun bilinmesi gerekir. Bu maliyetlerin bilinmesi, sistemin maliyet etkinliğinin iyileştirilmesi, yani sistem tarafından üretilen nihai ürün maliyetlerinin düşürülmesi için oldukça önemlidir (Bejan vd., 1996).

Bir eksergo-ekonomik analizin amacı aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Birden fazla ürüne sahip bir sistem tarafından üretilen her bir ürünün maliyetini ayrı ayrı hesaplamak
- Maliyet oluşum sürecini ve sistemdeki maliyet akışını anlamak
- Belirli değişkenleri tek bir bileşende optimize etmek
- Tüm sistemi optimize etmek

Sürekli rejimde çalışan bir sisteme enerji ısı, iş ve kütle yoluyla geçebilir. Bu kütle ve enerji transferleriyle ilgili olarak, sistem içine ve dışına ekserji transferleri ve sistem içindeki tersinmezliklerin neden olduğu ekserji yıkımları vardır. Ekserji, bu tür etkilerin termodinamik değerini ölçtüğünden termal sistemlerde maliyetlerin dikkate alınmasında ekserjinin bir temel olarak kullanılması gerekir. Aslında eksergo-ekonomi, bir sistemin çevresiyle olan etkileşimleri ve sistem içindeki verimsizlikleri maliyetlendirme fikrine dayanmaktadır. Bu yaklaşıma ekserji maliyeti denilmektedir.

Literatürde eksergo-ekonomik analizler için kullanılan birçok farklı yöntemler bulunmaktadır. Bu çalışmada özgül ekserji maliyetlendirme yöntemi olarak bilinen SPECO (Özgül Ekserji Maliyetlendirme Yöntemi) yöntemi kullanılmıştır. SPECO yöntemi, sistemdeki her bir ekipman için yakıt-ürün tanımlarına ve uygun maliyetlendirme denklemlerine dayanmaktadır. Bu metod, bir termal sistemin ve sistem ekipmanlarının ekserji verimlerini iyileştirmek için sistematik ve açık bir yaklaşım sağlamaktadır. Bu kriterler ticari uygulamalarla uyumludur ve bu durum ise yöntemin kabulünü arttırmaktadır.

Herhangi bir sistemdeki maliyet akışını belirlemek için aşağıdaki dokuz aşamalı yaklaşım kullanılmaktadır (Bejan vd., 1996).

- Sistemi oluşturan her bir noktanın basınç, sıcaklık, entalpi, entropi, ekserji gibi termodinamik özellikleri belirlenir.
- Sistemin her bir bileşeni için maliyet denge denklemi formüle edilir.
- Her bir bileşen için yatırım maliyetleri bulunur.
- Her bir ekipman için bulunan yatırım maliyetleri, sermaye geri kazanım faktörü, yıllık çalışma saati gibi parametreler kullanılarak seviyelendirilmiş yatırım maliyetleri elde edilir.
- Maliyet denge denklemlerinin çözülmesi için yardımcı denklemler veya eşitlikler belirlenir.
- Her bir ekipman için ortalama yakıt ve ürün maliyeti hesaplanır.
- Her bir eleman için ekserji yıkım ile olan ekserji yıkım maliyeti hesaplanır.
- Her bir ekipman için termoekonomik faktör belirlenir.
- Her bir ekipman için kısmi maliyet farkı bulunur.

Maliyet denge denklemlerinin çözülmesi için ihtiyaç duyulan yardımcı denklemler belirlenirken F (yakıt) ve P (ürün) kuralları kullanılmaktadır. F kuralı, bir ekipmanda ekserji akımının girişi ve çıkışı arasındaki ekserji farkı, o ekipmanın yakıt tanımlamasında göz önüne alınıyorsa geçerlidir. F kuralına göre, ekipmana giren akışın ekserji birim maliyeti ile ekipmandan çıkan akışın ekserji birim maliyeti birbirine eşittir. Bu kurala uyan her bir akış için yardımcı maliyet denklemi yazılabilir. Bileşenin ekserji girişi ve çıkışı arasındaki ekserji farkı yakıt olarak göz önüne

alınmıyorsa bu akış için yardımcı maliyet denklemi gerekli değildir. P kuralı, incelenen bir ekipmandaki ekserji akışına ekserji ilavesi durumu ile ilişkilidir. P prensibi herhangi bir sistem bileşeninin ürün akışını, sisteme giren akışın maliyetine eşit kabul eder (Abuşoğlu, 2008).

Sürekli rejim koşullarında çalışan bir sistemin eksergo-ekonomik analizi Denklem (3.62)'de verilen maliyet denge denklemleri kullanılarak bulunur (Bejan vd., 1996):

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot} \quad (3.62)$$

Yukarıdaki denklemde, $\dot{C}_P$ sistem ürün maliyeti, $\dot{C}_F$ enerji üretmek için kullanılan sistem yakıt maliyeti, $\dot{Z}$ sistemde bulunan ekipmanların yatırım, işletme, bakım ve onarım maliyetidir. Alt simge olarak kullanılan *tot*, toplam sistemi ifade etmektedir. Ekipmanların yatırım, işletme, bakım ve onarım maliyetleri Denklem (3.63) verilen formülle bulunabilir.

$$\dot{Z}_{tot} = \dot{Z}_{PEC} + \dot{Z}_{OM} \quad (3.63)$$

Burada, *PEC* ve *OM* alt indisleri sırasıyla ekipmanların yatırım maliyetini ve ekipmanların işletme, bakım, onarım maliyetini göstermektedir.

Sistemde bulunan her bir bileşen için eksergo-ekonomik denge denklemi, sisteme giren ısı ve sistemden üretilen güç dikkate alınarak Denklem (3.64)'deki gibi tanımlanabilir (Bejan vd., 1996):

$$\dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{W,k} = \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{Q,k} + \dot{Z}_k \quad (3.64)$$

Burada, *k* sistemdeki her bir bileşeni, $\dot{C}_{out}$ ekipmandan çıkan akışın maliyetini, $\dot{C}_{in}$ ekipmana giren akışın maliyetini, $\dot{C}_W$ ekipmandan üretilen gücün maliyetini, $\dot{C}_Q$ ekipmana giren ısının maliyetini, $\dot{Z}_k$ ise ekipmanın seviyelendirilmiş işletme, bakım ve onarım maliyetini temsil etmektedir. Denklem (3.64)'de verilen her bir terim ifadesi aşağıdaki denklemler kullanılarak bulunabilir:

$$\dot{C}_{out,k} = c_{out,k} \dot{E}x_{out,k} \quad (3.65)$$

$$\dot{C}_{in,k} = c_{in,k} \dot{E}x_{in,k} \quad (3.66)$$

$$\dot{C}_{W,k} = c_{W,k} \dot{E}x_{W,k} \quad (3.67)$$

$$\dot{C}_{Q,k} = c_{q,k} \dot{E}x_{q,k} \quad (3.68)$$

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF \varphi}{N} \quad (3.69)$$

Yukarıdaki denklemlerde verilen c kWh veya GJ başına USD cinsinden ekserji birim maliyeti, Z_k her bir bileşenin satın alma maliyeti, CRF sermaye geri kazanım faktörü, φ işletme ve bakım faktörü, N ise ekipmanın yıllık çalışma saatidir. İşletme ve bakım faktörü genellikle 1.06 - 1.1, CRF değeri ise 0.147 - 0.18 arasında değişmektedir (Pirkandi vd., 2017). Sermaye geri kazanım faktörü Denklem (3.70)'de verilen formül yardımıyla hesaplanır:

$$CRF = \frac{i (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (3.70)$$

Burada, i faiz oranını, n ise sistemin faydalı çalışma yılını ifade etmektedir. Faiz oranı 0.1 - 0.12 arasında değişen bir değer almaktadır (Pirkandi vd., 2017).

Her bir bileşen için yakıtın ortalama birim maliyeti Denklem (3.71)'deki gibi yazılabilir:

$$c_F = \frac{\dot{C}_F}{\dot{E}x_F} \quad (3.71)$$

Her bir bileşen için ürünün ortalama birim maliyeti Denklem (3.72)'deki gibi tanımlanır (Bejan vd., 1996):

$$c_p = \frac{\dot{C}_p}{\dot{E}_{xp}} \quad (3.72)$$

Ekserji yıkımı ile ilgili maliyet yalnızca eksergo-ekonomik analizle ortaya çıkarılabilen gizli bir maliyettir. Ekserji yıkımıyla ilişkili maliyet Denklem (3.73)'te verilen formülle bulunabilir:

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{x_{dest,k}} \quad (3.73)$$

Bir ekipmandaki iyileştirmenin toplam sistem üzerindeki yüksek etkisini belirlemek için toplam maliyet kullanılmaktadır. Bileşenin toplam maliyeti, ekipmanın satın alma, bakım, işletme ve onarım maliyetleri ile ekipmanda meydana gelen ekserji yıkımı ile olan maliyetlerin toplamına eşittir (Bejan vd., 1996).

$$\dot{C}_{tot,k} = \dot{Z}_k + \dot{C}_{dest,k} \quad (3.74)$$

Yüksek toplam maliyete sahip ekipmanlardaki değişiklikler sistem üzerinde büyük etki oluşturmaktadır. Bu nedenle bu ekipmanların öncelikle olarak ele alınıp incelenmesi gerekmektedir.

Kısmi maliyet farkı, ortalama ürün maliyeti ile ortalama yakıt maliyeti arasındaki kısmi artışı ifade eder ve şu şekilde ifade edilebilir (Bejan vd., 1996):

$$r_k = \frac{c_{p,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (3.75)$$

Ürün maliyeti ile yakıt maliyeti arasındaki farkın yüksek olması, ürünün işlenen kaynağa göre daha pahalı üretildiği anlamına gelmektedir. Kısmi maliyet farkı Denklem (3.76)'da verilen formül yardımıyla da bulunabilir:

$$r_k = \frac{c_{F,k} (\dot{E}_{x_{dest}} + \dot{E}_{x_L}) + (\dot{Z}_k^{PEC} + \dot{Z}_k^{OM})}{c_{F,k} \dot{E}_{xp,k}} \quad (3.76)$$

Bu denklem k bileşeni ile ilişkili gerçek maliyet kaynaklarını ortaya koymaktadır. Yakıt ile ürün arasındaki ekserji birimi başına maliyetin artmasına neden olan bu kaynaklar, sermaye yatırım maliyeti, bakım ve işletme maliyeti, ekserji yıkımı ve ekserji kaybı ile olan maliyetlerdir.

$$r_k = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{(\dot{Z}_k^{PEC} + \dot{Z}_k^{OM})}{C_{F,k} EX_{P,k}} \quad (3.77)$$

Kısmi maliyet farkı, ekserji ile ilgili olan ve ekserji ile ilgili olmayan maliyetler olarak iki gruba ayrılabilir. Yukarıda yer alan Denklem (3.76) ekserji yıkımı ile ilişkili değilken Denklem (3.77) ise ekserji yıkımından oluşmaktadır. Bir bileşenin performansı değerlendirilirken her bir kategorinin göreceli olarak öneminin bilinmesi gerekir. Bu durum sistemin eksergo-ekonomik analizine yardımcı olan eksergo-ekonomik faktör ile sağlanır. Bu faktör, ekipman satın alma maliyetleri gibi ekserji ile ilgili olmayan maliyetlerin yanı sıra ekserji yıkımı ve kayıpları ile ilgili maliyetlerin göreceli olarak dikkate alınmasını sağlamaktadır (Tsatsaronis, 1993). Sistemin performansını değerlendirmek için ekserji ile ilgili ve ekserji ile ilgili olmayan maliyetlerin katkısını belirlemek gerekir. Bu eksergo-ekonomik faktör tarafından kolaylaştırılır ve şu şekilde formüle edilir (Bejan vd., 1996).

$$f = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_D} \quad (3.78)$$

Eksergo-ekonomik faktör değeri 0 - 1 arasında değişmektedir. Eksergo-ekonomik faktör değerinin 1'e yakın olması yatırım maliyetinin sistemin toplam maliyet üzerinde önemli bir rol oynadığı anlamına gelmektedir. Bu gibi durumlarda iyileştirme stratejileri yatırım maliyetinin azaltılmasına odaklanmalıdır. Diğer taraftan eksergo-ekonomik faktörün 0'a yakın olması yatırım maliyetlerinin tersinmezliklerin neden olduğu maliyetten çok daha küçük olduğu anlamına gelir. Bu durumda önerilen iyileştirme stratejileri ekipman verimliliğini arttırmaya yönelik olmalıdır.

Transkritik CO₂ Rankine ve süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde yer alan ara soğutucu, evaporatör, reküperatör ve gaz soğutucu gibi ekipmanlarının maliyetlerinin belirlenmesi için ısı transfer yüzey alanlarının hesaplanması gerekir. Ara soğutucu,

evaporatör, reküperatör gibi ısı değıştircileri için transfer edilen ısı miktarı, toplam ısı transfer katsayısı, ısı transfer alanı ve logaritmik sıcaklık farkına dayalı olarak Denklem (3.79) yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q} = U A \Delta T_{lm} \quad (3.79)$$

Burada, U toplam ısı transfer katsayısını, ΔT_{lm} ise logaritmik sıcaklık farkını göstermektedir. Çevrimleri oluşturan ısı değıştircilerin ortalama toplam ısı transfer katsayısı Çizelge 3.5'te verilmiştir.

Çizelge 3.5. Sistemde yer alan ekipmanların toplam ısı transfer katsayısı (Wang ve Dai, 2016)

Ekipman	Toplam ısı transfer katsayısı [W/m ² K]
Ara Soğutucu	2000
Rekuperatör	3000
Gaz Soğutucu	2000

Logaritmik sıcaklık farkı ise Denklem (3.80) ile hesaplanabilir:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \right)} \quad (3.80)$$

Yukarıdaki denklemde, $T_{h,in}$ sıcak akışkanın ısı değıştircisine giriş sıcaklığını, $T_{c,out}$ soğuk akışkanın ısı değıştircisinden çıkış sıcaklığını, $T_{h,out}$ sıcak akışkanın çıkış sıcaklığını ve $T_{c,in}$ ise soğuk akışkanın giriş sıcaklığını temsil etmektedir.

3.4. Eksergo-çevresel Analiz

Sistemlerin çevre üzerinde minimum etkiye neden olduğu veya hiç etkisinin olmadığını belirlemek için sistemlerin çevresel analizinin yapılması gerekmektedir. Eksergo-çevresel analiz ekserji analizine dayalıdır ve sistemin çevre üzerindeki etkisinin bir ölçüsünü belirlemek için ekserji yıkımını ve ekserji verimliliğini hesaba katar. Eksergo-çevresel analiz, etki faktörü, etki katsayısı, etki indeksi, etki iyileştirme indeksi, ekserjetik kararlılık faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik indeksi olmak üzere 6 parametreden oluşmaktadır (Dincer ve Ratlamwala, 2016).

Eksergo-çevresel etki faktörü: Eksergo-çevresel etki faktörü, incelenen sistemin çevre üzerindeki olumlu etkisini belirlemektedir. Bu parametrenin çalışılmasındaki amaç, sistemdeki tersinmezliği azaltarak sistemin çevresel etkisini azaltmaya yardımcı olmaktır. Bu faktörün referans değeri 0 olup sistemde tersinmezliğin olmadığını göstermektedir. Eksergo-çevresel etki faktörü Denklem (3.81) kullanılarak bulunabilir (Dincer ve Ratlamwala, 2016).

$$f_{ei} = \frac{\dot{E}x_{dest,tot}}{\sum \dot{E}x_{in}} \quad (3.81)$$

Burada, $\dot{E}x_{dest,tot}$ sistemde meydana gelen toplam ekserji yıkımını, $\sum \dot{E}x_{in}$ ise sisteme giren ekserji oranını temsil etmektedir.

Eksergo-çevresel etki katsayısı: Eksergo-çevresel etki katsayısı, sistemin ekserjetik verimliliği ile ilgilidir. Sistemde ekserji yıkımının olmadığı durumda eksergo-çevresel etki katsayısı değeri 1'dir. Eksergo-çevresel etki katsayısı Denklem (3.82)'de verilen formülle hesaplanabilir (Dincer ve Ratlamwala, 2016).

$$C_{ei} = \frac{1}{\eta_{ex}} \quad (3.82)$$

Eksergo-çevresel etki indeksi: Eksergo-çevresel etki indeksi, sistemin kullanılamaz atık ekserji çıkışı ve ekserji yıkımı nedeniyle çevreye zarar verip vermediğini gösteren önemli bir parametredir. Eksergo-çevresel etki indeksinin mümkün olduğunca küçük olması istenir. Eksergo-çevresel etki indeksi, eksergo-çevresel etki katsayısı ile eksergo-çevresel etki faktörünün çarpılmasıyla bulunur.

$$\theta_{ei} = f_{ei} C_{ei} \quad (3.83)$$

Eksergo-çevresel etki iyileştirme faktörü: Eksergo-çevresel etki iyileştirme parametresi, incelenen sistemin çevresel uygunluğunu bulmaya yardımcı olan bir parametredir. Eksergo-çevresel etki iyileştirme faktörünün yüksek bir değeri, sistemin

çevre için daha yararlı olduğunu göstermektedir ve Denklem (3.84)'de verilen formülle belirlenebilir (Dincer ve Ratlamwala, 2016).

$$\theta_{eii} = \frac{1}{\theta_{ei}} \quad (3.84)$$

Ekserjetik kararlılık faktörü: Ekserjetik kararlılık faktörü istenen çıkış ekserjisinin, toplam ekserji yıkımının ve kullanılmayan yakıt tarafından taşınan ekserjinin bir fonksiyonudur. Bu faktörün mümkün olduğunca 1'e yakın olması istenmektedir. Ekserjetik kararlılık faktörü Denklem (3.85)'de verilen formül kullanılarak hesaplanır (Dincer ve Ratlamwala, 2016).

$$f_{es} = \frac{\dot{E}x_{out,tot}}{\dot{E}x_{out,tot} + \dot{E}x_{dest,tot} + 1} \quad (3.85)$$

Ekserjetik sürdürülebilirlik indeksi: Ekserjetik sürdürülebilirlik indeksi, sistemin eksergo-çevresel etki iyileştirme faktörü ile ekserjetik kararlılık faktörünün bir çarpımıdır. Ekserjetik sürdürülebilirlik indeksinin mümkün olduğunca yüksek olması gerekmektedir.

$$\theta_{est} = f_{es} \theta_{eii} \quad (3.86)$$

3.5. Optimizasyon

Optimizasyon, genel anlamıyla, ulaşılması istenen amaçlar için verilen kısıtlamalar doğrultusunda en optimum sonucun elde edilmesi sürecidir. Matematiksel olarak optimizasyon, çeşitli kısıtlamalar çerçevesinde değerini maksimize veya minimize eden bir fonksiyonun değerlerini bulma işlemidir.

Günümüzde, sistem maliyetlerinin azaltılarak elde edilen kârın artırılması, enerji verimliliğinin yükseltilmesi, elektronik makinelerin boyutunun küçültülmesi gibi birçok uygulamalarda optimizasyona gerek duyulmaktadır. Optimizasyon teknikleri karmaşık mühendislik problemlerinin çözümünde önemli bir rol oynamaktadır.

Bir optimizasyon süreci sistem sınırları, amaç fonksiyonları, karar değişkenleri ve kısıtlamalardan oluşmaktadır (Dinçer ve Rosen, 2021).

Sistem sınırları: Herhangi bir optimizasyon probleminde ilk adım sistem sınırlarını tanımlamaktır. Sistem performansını etkileyen tüm alt sistemler optimizasyona dahil edilmelidir. Sistem aşırı derecede karmaşık olduğunda, genellikle onu daha küçük alt sistemlere bölmek istenir. Bu durumda optimizasyon her bir alt sistem üzerinde bağımsız olarak yapılmalıdır.

Amaç fonksiyonları: Bir optimizasyon probleminin çözümünde bir diğer önemli adım, amaç fonksiyonunun tanımlanmasıdır. Bir amaç fonksiyonu, verimlilik (enerji, ekserji, vb.) ekonomi (sermaye maliyeti, ekserji yıkım maliyeti, vb.), teknolojik faktörler (üretim hızı, üretim süresi, üretim sayısı, vb.) ve çevresel etkiler olabilir.

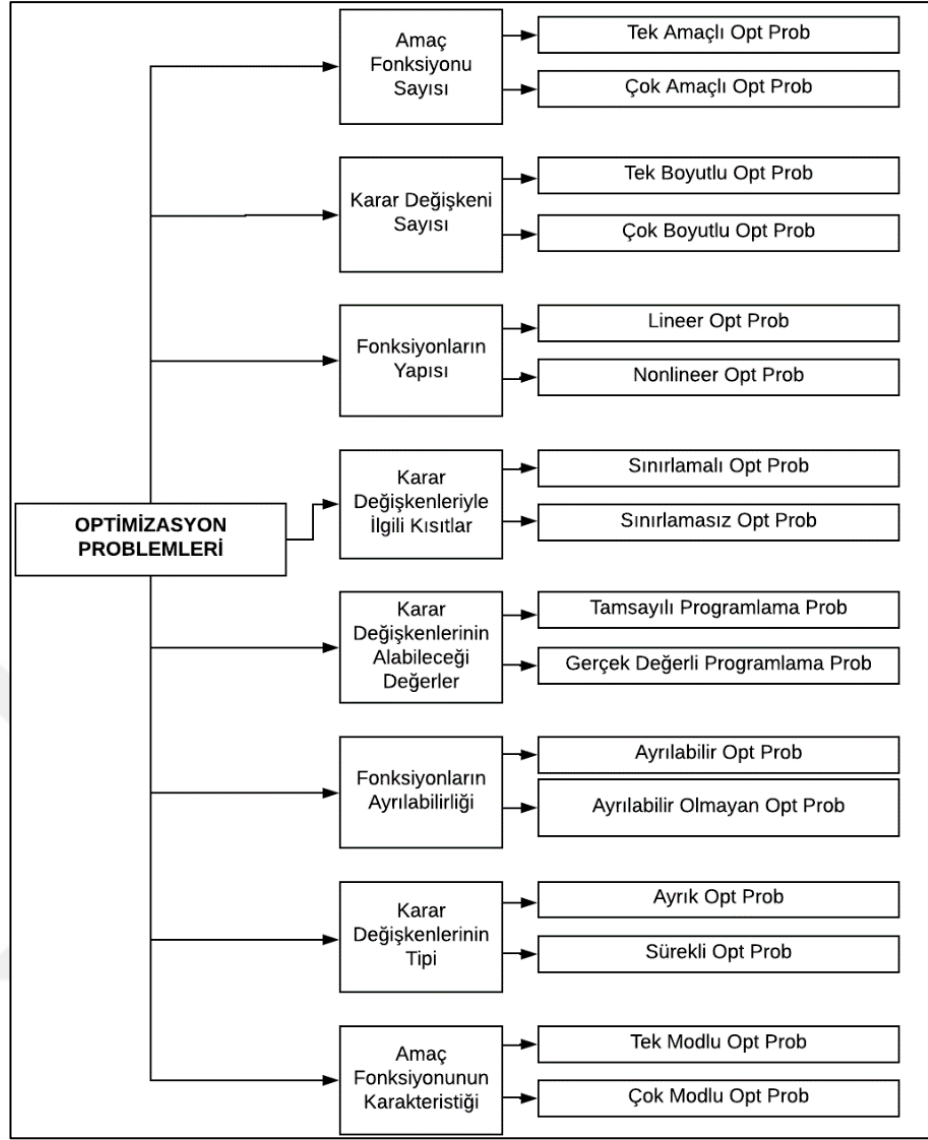
Karar değişkenleri: Bir optimizasyon problemini formüle etmede bir diğer önemli unsur, tasarım seçeneklerini karakterize eden bağımsız karar değişkenlerinin seçimidir. Karar değişkenleri amaç fonksiyonları etkileyen tüm önemli değişkenleri içerecek şekilde seçilmelidir. Küçük öneme sahip değişkenleri dikkate almak, bir optimizasyon probleminin çözümü için karmaşıklığı neden olabilir ve optimizasyon zamanını arttırabilir.

Kısıtlamalar: Bir sistemin optimizasyon sürecinde, karar değişkenleri için genellikle fiziksel faktörlere, koruma ilkelerine ve diğer kısıtlamalara dayalı olarak genellikle üst ve alt limitleri içeren bir aralık belirlenir. Değişkenler üzerindeki kısıtlamalar, kullanılan alan, ekipmanlar ve malzemeler nedeniyle ortaya çıkabilir. Bu durum sistemin boyutlarını, bileşenlerin güvenli bir şekilde ulaşabileceği en yüksek sıcaklığı, izin verilen basıncı, malzeme akış hızını, üretilen kuvveti vb. parametreleri kısıtlayabilir.

3.5.1. Optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması

Optimizasyon problemleri amaç fonksiyonu, karar değişkeni ve fonksiyonun çeşitli özelliklerine göre Şekil 3.11’de gösterildiği gibi sınıflara ayrılmaktadır. Optimizasyon problemleri, tek bir amaç fonksiyonunu içeriyorsa tek amaçlı, birden fazla amaç fonksiyonunu içeriyorsa çok amaçlı olarak adlandırılır. Çok amaçlı optimizasyon

problemleri birden fazla amacın eş zamanlı olarak optimize edilmesini sağlamaktadır. Çok amaçlı optimizasyon problemlerini çözmek tek amaçlı optimizasyon problemlerine göre daha zor, karmaşık ve zaman alıcıdır. Optimizasyon problemlerinin parçalarından biri olan karar değişken sayısı problemin boyutunu belirtmektedir. Bir optimizasyon probleminde bir karar değişkeni varsa tek boyutlu optimizasyon, birden fazla karar değişkeni varsa çok boyutlu optimizasyon problemi olarak isimlendirilmektedir. Optimizasyon problemlerindeki karar değişkenindeki kısıtlamalar da optimizasyon problemlerinin sınıflandırılmasını neden olmaktadır. Optimizasyon probleminde karar değişkeni belirli sınırlar içindeyse sınırlı optimizasyon problemleri, değilse sınırsız optimizasyon problemleri olarak isimlendirilmektedir. Karar değişkenlerinin alacağı değerlere göre optimizasyon problemleri ayrılmaktadır. Bir optimizasyon probleminde karar değişkenleri tam sayı değerlerini alıyorsa tamsayı programlama optimizasyon problemleri, gerçek değerleri alıyorsa gerçek değerli optimizasyon problemleridir. Bir optimizasyon problemindeki fonksiyonlar alt fonksiyonlara ayrılabiliriyorsa ayrılabilir optimizasyon problemi iken ayrılamıyorsa ayrılabilir olmayan optimizasyon problemidir. Şekil 3.11'den görüldüğü gibi bir optimizasyon problemi karar değişkenlerinin tipine göre ayrık ve sürekli olarak ikiye ayrılırken amaç fonksiyonlarının karakteristiğine göre de tek modlu ve çok modlu olarak da ikiye ayrılmaktadır.



Şekil 3.11. Optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması (Doğan, 2019)

3.5.2. Optimizasyon algoritmalarının sınıflandırılması

Sistemin optimum çalışma koşullarını elde etmek için çeşitli optimizasyon yöntemleri kullanılabilir. Optimizasyon yöntemleri temel olarak klasik, sayısal ve evrimsel olmak üzere üç gruba ayrılmaktadır.

Klasik optimizasyon: Bu yöntemler, sürekli ve türevlenebilir fonksiyonları içeren problemlerin optimal çözümünü bulmak için kullanılabilir. Klasik optimizasyon yöntemleri temel olarak sınırlanmamış ve kısıtlanmış sürekli amaç fonksiyonları için maksimum ve minimum noktaları bulmaya yönelik analitik tekniklerdir. Bu yöntemler tek değişkenli fonksiyonların, kısıtlamasız çok değişkenli fonksiyonların ve

hem eşitsizlik hem de eşitlik kısıtlamaları olan çok değişkenli fonksiyonların optimizasyon problemlerinde kullanılabilir (Rosen ve Farsi, 2022). Eşitsizlik kısıtlamaları olan problemler için, optimum çözümü belirlemek amacıyla genellikle Kuhn-Tucker tekniği kullanılırken, eşitlik kısıtlamaları olan problemleri için ise Lagrange çarpan tekniği kullanılır (Dincer ve Rosen, 2021).

Sayısal optimizasyon: Sayısal optimizasyon yöntemleri için çeşitli algoritmalar bulunmaktadır (Dincer vd., 2017):

- Lineer programlama: Bu yöntem doğrusal bir amaç fonksiyonu için kullanılabilir ve küme tasarım değişken uzayı yalnızca doğrusal eşitsizlikler ve eşitlikler kullanılarak belirlenir.
- Kuadratik programlama: Bu yöntemde, amaç fonksiyonlarının ikinci dereceden terimlere sahip olmasına izin verilirken, küme tasarımı değişken uzayı doğrusal eşitsizlikler ve eşitliklerle belirlenir.
- Lineer olmayan programlama: Kısıtlamaların, amaç fonksiyonlarının veya her ikisinin de doğrusal olmayan parçalar içerdiği durumlarda kullanılabilir.
- Tamsayı programlama: Bu yöntem, tüm veya bazı değişkenlerin tamsayı değerleriyle sınırlandırıldığı doğrusal programlara uygulanabilir.
- Dinamik programlama: Optimizasyon probleminin daha küçük alt problemlere bölündüğü duruma uygulanabilir.
- Kombinatorial optimizasyon: Bu yöntem bir dizi ayrık uygulanabilir çözüm veya tek bir ayrık çözüm olduğu durumlarda uygulanabilir.
- Stokastik programlama: Bu yöntemde bazı kısıtlamalar rastgele değişkenlere bağlıdır.

Sezgisel optimizasyon (Evrimsel): Geleneksel optimizasyon problemleriyle çözülmesi güç olan optimizasyon problemleri evrimsel algoritmalar ile hızlı ve kolay bir şekilde çözülebilmektedir (Khalid vd., 2023). Bu algoritmalar karmaşık global çözümlerini yakalamak için güçlü sağlamlık ve esneklik özelliklerine sahiptir. Deterministik optimizasyon yöntemlerinin başarısız olabileceği yerel minimumlara yakalanma riskleri bulunmamaktadır. Tamsayı, süreksiz veya ayrık tasarım değişkenleriyle aynı anda uygulanabildikleri için çok amaçlı optimizasyon problemleri

çözmek için geleneksel yöntemlere göre önemli avantajlara sahiptir. Evrimsel algoritmalar uygunluk gradyan bilgisi gerektirmez ve paralel olarak işlenmesi kolaydır (Galvan vd., 2003).

Sezgisel algoritmalar klasik ve metasezgisel algoritmalar olarak iki gruba ayrılmaktadır.

Klasik sezgisel algoritmalar, belirli bir probleme özgü geliştirilen ve doğru çalıştığı matematiksel olarak doğrulanabilen algoritmalar. FIFO (First-in, First-out), LIFO (Last-in, First-out) ve sıralama algoritmaları sezgisel algoritmalar örnek olarak verilebilir (Doğan, 2019).

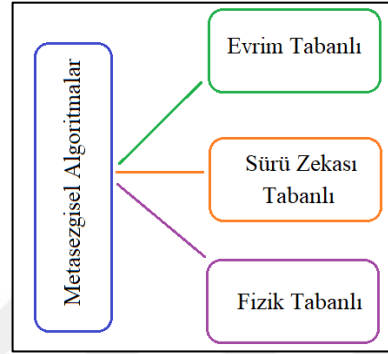
Metasezgisel algoritmalar, global optimizasyon problemlerinin çoğu için en iyi çözümü üretir. Metasezgisel algoritmalar karmaşık mühendislik optimizasyon problemlerinin çözümünde kullanılan en verimli ve en iyi olan optimizasyon metodudur (Kumar vd., 2022). Klasik ve metasezgisel arasındaki temel fark, metasezgisel algoritmaların problemlerden bağımsız olmasıdır.

Metasezgisel algoritmaların temel özellikleri şu şekilde özetlenebilir (Abdel-Basset vd., 2018):

- Belirli bir problem için değildir.
- Genellikle yaklaşık değerlerdir.
- Kolaylıkla paralel uygulamaya izin verir.
- Temel yerel aramadan ileri öğrenme tekniklerine kadar uzanır.
- Erken yakınsamayı önlemek için çeşitli mekanizmalar içerebilir.

Literatürde mühendislik problemlerinin çözümünde yer alan çok sayıda metasezgisel algoritmalar mevcuttur. Metasezgisel algoritmalar oluşturuldukları ilhama göre evrim tabanlı, sürü zekâsı ve fizik tabanlı olmak üzere 3 grupta sınıflandırılmıştır. Şekil 3.12, metasezgisel optimizasyonların sınıflandırılmasını göstermektedir. Evrim tabanlı algoritmalar doğadan ilham alır. Genetik algoritma (GA), evrime dayalı algoritmaların en iyi örneğidir. Bu yüzden bu çalışmada çok amaçlı optimizasyon için GA kullanılmıştır. Sürü zekâsı, merkezi olmayan ve kendi kendine organize olan doğal ve

yapay sistemlerin davranışlarıyla ilgilenir. Bu kavram esas olarak yapay zekaya dayanmaktadır. Parçacık sürü optimizasyonu bu teknikle geliştirilen metasezgisel algoritmaların en iyi örneğidir. Fizik tabanlı optimizasyon ise yerçekimi yasası, elektromanyetizma yasası vb. gibi fizik yasalarından esinlenmiştir. Fizik tabanlı algoritmalarla örnek olarak yerçekimi algoritması, su döngüsü algoritması verilebilir (Hegazy vd., 2018).



Şekil 3.12. Metasezgisel algoritmaların sınıflandırılması

GA, doğal evrimden ilham alan teknikleri kullanan, evrimsel hesaplama algoritmaları olarak sınıflandırılan uyarlanabilir metasezgisel arama algoritmalarıdır. İlk GA biyolojik genetik ve evrimsel fikirlere dayalı olarak bazı optimizasyon problemlerini çözmek için 1975 yılında Holland tarafından geliştirilmiştir (Holland, 1992). GA, çoklu çözümler ve karmaşık arama uzayları ile problemleri çözmeyi amaçlayan önemli bir araç olarak ortaya çıkmıştır (Hassanat vd., 2019).

GA parametreleri arasında meydana gelen etkileşimlerin belirlenmesi, çözümün kalitesi üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir ve bu parametre değerlerini dengede tutmak GA çözümünü iyileştirir. Bu nedenle popülasyon büyüklüğü, çaprazlama oranı, mutasyon oranı ve birey sayılarının seçimi dikkatli yapılmalıdır. Bu parametrelerin seçimine karar verirken bu değerler hakkında kesinlik mevcut değildir ve bu parametreler probleme bağlı olarak değişmektedir. Bu değerler deneme yoluyla amaca uygun olarak belirlenmektedir (Hassanat vd., 2019; Pulat vd., 2017). GA tarafından kullanılan dört temel ve önemli parametre vardır:

Popülasyon Büyüklüğü: Nüfusun toplam sayısını göstermektedir. Popülasyon büyüklüğünün seçilmesi hassas bir konudur ve değeri probleme bağlı olarak değişmektedir. Popülasyon büyüklüğü, GA'nın genel performansını ve etkinliğini

etkilemektedir. Eğer popülasyon büyüklüğü küçükse, bu durum çok az arama alanı olduğu anlamına gelir ve bu nedenle yerel bir optimuma ulaşmak mümkündür. Popülasyon büyüklüğü büyükse arama alanı artar. Bu durum hesaplama zamanının artmasına neden olur. Bu nedenlerden dolayı popülasyon büyüklüğü makul seviyede olmalıdır (Hassanat vd., 2019; Pulat vd., 2017). Popülasyon büyüklüğü seçiminde problemin karmaşıklığı ve aramanın derinliği önemlidir. Genel olarak önerilen popülasyon büyüklüğü 100 - 300 arasında değişmektedir.

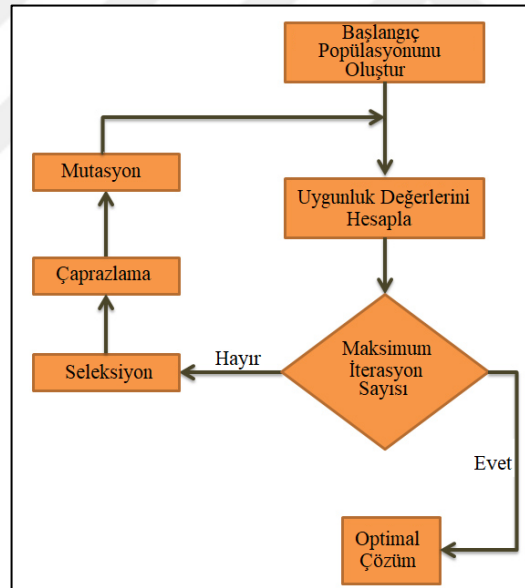
Çaprazlama Oranı: Çaprazlamanın amacı var olan iyi kromozomları bir araya getirerek daha iyi bir kromozom oluşturmaktır. En önemli kararlardan biri olan çaprazlama oranı çaprazlamanın ne sıklıkla yapılacağını tanımlamaktadır (Javidi vd., 2015). Çaprazlama olasılığı 0 - 1 arasında değişmektedir. Çaprazlama oranı büyük olduğunda popülasyon değişikliği hızlı bir şekilde gerçekleşmektedir. Çaprazlama oranının küçük olması ise aramanın çok yavaş gerçekleşmesine sebep olmaktadır.

Mutasyon Oranı: Temel parametrelerden biri olan mutasyon oranı, mutasyonun ne sıklıkla yapılacağını belirtmektedir. Bu oran bir nesilde kaç kromozomun mutasyona uğraması gerektiğini belirler. Mutasyon oranı 0 - 1 arasında bir değer almaktadır. Mutasyon yapılmasının nedeni, birbiri izleyen daha uygun bireylerin atılmasından meydana gelmektedir. Mutasyon, fonksiyonun yerel optimuma yakınsamasını önlemektedir. Mutasyon oran değeri yüksekse GA rastgele aramaya dönüşürken, bu değer düşük olması aramanın yerel optimum tuzağa düşmesine sebep olmaktadır (Pham ve Karaboga, 1997).

Nesil (Birey) Sayısı: Sonlandırmadan önceki döngü sayısını ifade eder. Bazı optimizasyon problemlerinde yüzlerce döngü yeterliken bazı optimizasyon problemlerinde ise daha fazla döngü sayısına ihtiyaç duyulabilir. Döngü sayısı optimizasyon probleminin türüne ve karmaşıklığına göre değişmektedir. GA tasarımına bağlı olarak, özellikle GA'nın sonlandırılması belirli kriterlere bağlıysa, bazen bu parametre kullanılmaz.

Birçok alanda kullanılan genetik algoritmanın temel işleyişi Şekil 3.13'te gösterilmiştir. Genetik algoritmanın temel işleyişini aşağıdaki gibi sıralanabilir (Lujano-Rojas vd., 2023):

- Belirtilen popülasyon büyüklüğüne göre rastgele bireylerden oluşan bir grup oluşturulur.
- Popülasyon içindeki tüm bireyler için amaç fonksiyon değeri hesaplanır.
- Hesaplanan her amaç fonksiyonunun uygunluğu değerlendirilir. Bu amaçla kullanılan fonksiyona uygunluk fonksiyonu denir. Genetik algorithmada probleme özel çalışan tek kısım bu fonksiyondur. Çoğu zaman genetik algoritmanın başarısı bu fonksiyonun verimli ve hassas olmasına bağlıdır.
- Çaprazlama, mutasyon oranları kullanılarak yeni bir popülasyon oluşturulur.
- Oluşturulan yeni popülasyonun amaç fonksiyonları hesaplanır.
- Elde edilen amaç fonksiyonlardan değeri kötü olanlar popülasyondan çıkartılır.
- Belirlenen durdurma kriteri elde edilene kadar bu adımlar sırayla tekrarlanır.
- Amaç fonksiyonuna göre en uygun popülasyon seçilir.

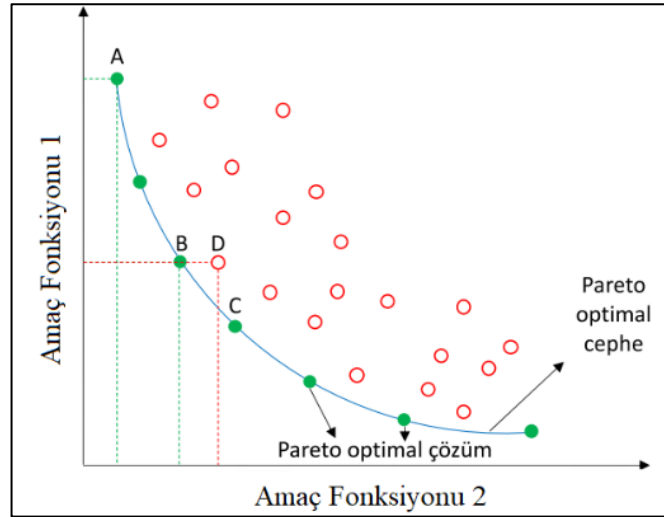


3.5.3. Çok amaçlı optimizasyon

Birden fazla amacın sistematik ve eş zamanlı olarak optimize edilmesi çok amaçlı optimizasyon olarak adlandırılmaktadır. Optimizasyon kriterleri büyük ölçüde değişebilir. Optimizasyon amacı verimlilik (enerji, ekserji), ekonomik (toplam sermaye yatırımı, toplam yıllık seviyelendirilmiş maliyet, ekserji yıkım maliyeti), teknolojik (üretim hızı, üretim sayısı) ve çevresel (yayılan kirleticilerin oranı) gibi

parametrelere dayalı olabilir. Bu amaç fonksiyonları probleminin amacına bağlı olup minimize veya maksimize edilebilir. Birden fazla amaç fonksiyonunun üstesinden gelmek için ortak yaklaşımlardan biri, amaç fonksiyonlarını minimize veya maksimize eden tek bir amaç fonksiyonuna birleştirmektir (Ahmadi, 2013).

Pareto optimal kavramı çok amaçlı optimizasyon problemlerinde oldukça önemli bir yer tutmaktadır. Pareto optimal kavramı iktisatçı ve sosyal bilimci olan Vilfredo Pareto tarafından ortaya çıkarılmıştır. Şekil 3.14, çok amaçlı optimizasyon problemleri için pareto-optimal çözümü göstermektedir. Herhangi bir başka çözüm tarafından baskılanamayan çözümler kümesi, optimal çözümlerin toplamını temsil eden Pareto sınırı olarak adlandırılır. Şekil’de verilen A, B ve C noktaları Pareto-optimal çözüme örnek olarak gösterilebilir. Şekilde yer alan D noktası ise B ve C tarafından baskılanmaktadır. Herhangi bir çözüm tarafından baskılanamayan Pareto optimal çözümler Pareto optimal cepheyi oluşturmaktadır. Çok amaçlı optimizasyon problemlerinin amacı çok amaçlı optimizasyon probleminin baskın olmayan tüm çözümlerini bulmaktır. Pareto optimal cephede yer alan optimal çözümlerden herhangi birisi çözüm olarak kabul edilebilmektedir. En uygun çözüm ise karar verme mekanizmasıyla belirlenmektedir.



Şekil 3.14. Pareto optimal cephe

3.5.4. TOPSIS karar verme yöntemi

TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution) 1980 yılında Yoon ve Hwang tarafından geliştirilmiş karar verme yöntemidir. TOPSIS yöntemi

pozitif ideal ve negatif ideal çözüme en kısa ve en uzun mesafelere sahip en iyi alternatifi seçmek için alternatif bir sıralama sistemine dayanmaktadır. TOPSIS çok ölçütlü karar verme yöntemleri arasında en sık kullanılanlardan biridir. TOPSIS yönteminin ilk adımı her ikisi de varsayımsal olan ideal çözüm olan S_{j+} ve ideal olmayan çözüm olan S_{j-} 'yi elde etmektir. İdeal çözüm her amaç fonksiyonunun en iyiyi elde ettiği nokta olarak tanımlanır (Hwang ve Yook, 1981). Benzer şekilde ideal olmayan çözüm, her amaç fonksiyonunun en kötü olduğu noktadır. TOPSIS yönteminde kullanılan formüller Denklem (3.87) - (3.92) arasında verilmiştir.

$$y_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^M x_{ij}^2}} \quad (3.87)$$

Burada, x_{ij} i'inci değişkenin j'inci amaç değeri, y_{ij} x_{ij} 'in normalleştirilmiş değeri, M ise değişken sayısıdır.

$$S_{j+} = \{(\text{Max}(w_j y_{ij}) | j = 1), (\text{Min}(w_j y_{ij}) | j = 2), i = 1, 2, \dots, M\} \quad (3.88)$$

$$S_{j-} = \{(\text{Min}(w_j y_{ij}) | j = 1), (\text{Max}(w_j y_{ij}) | j = 2), i = 1, 2, \dots, M\} \quad (3.89)$$

Yukarıdaki denklemde yer alan w_j j'inci hedefin ağırlık değeridir.

TOPSIS yöntemi, her bir çözümden ideal çözüme ve ideal olmayan çözüme olan Öklid mesafesini D_{j+} ve D_{j-} olarak göstermektedir.

$$D_{j+} = \sqrt{\sum_{j=1}^2 (S_{j+} - w_j y_{ij})^2}, \quad i = 1, 2, \dots, M, \quad j = 1, 2 \quad (3.90)$$

$$D_{j-} = \sqrt{\sum_{j=1}^2 (S_{j-} - w_j y_{ij})^2}, \quad i = 1, 2, \dots, M, \quad j = 1, 2 \quad (3.91)$$

Her bir Pareto çözümü için ideal çözüme göreli yakınlığı olan C_i parametresi şu şekilde tanımlanır:

$$C_i = \frac{D_{j-}}{D_{j+} + D_{j-}}, \quad i = 1, 2, \dots, M \quad (3.92)$$

C_i değeri ideal olmayan çözüme olan uzaklığın ideal çözüm ve ideal olmayan çözüme olan uzaklığının toplamına oranıdır. C_i değeri 0 - 1 arasında değer almaktadır. Bu değer 1'e yaklaşması çözüm noktasının ideal çözüme yaklaştığını, 0'a yaklaşması ise ideal olmayan çözüme yaklaştığını göstermektedir. En iyi veya optimal çözümlerin sıralaması C_i 'nin yüksek değerlerine dayanmaktadır (Rao vd., 2019).

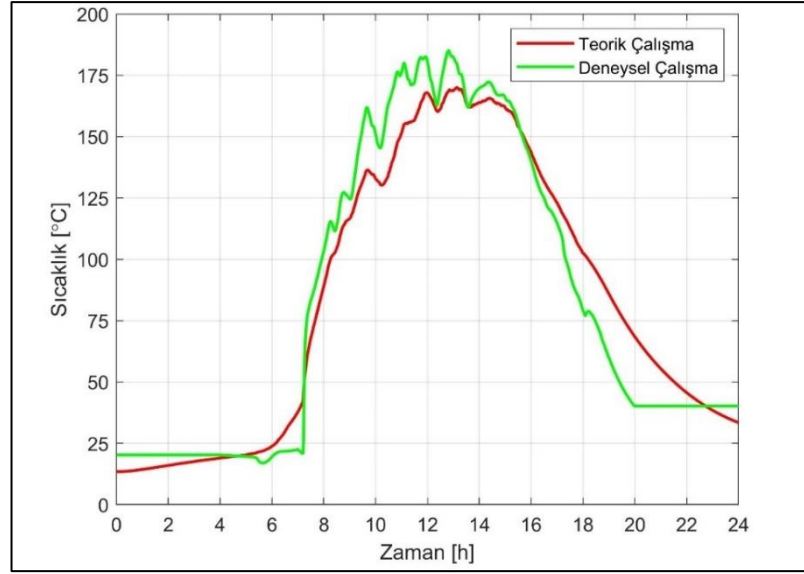
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölüm vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün doğrulaması, Isparta ili için vakum tüplü U-borulu güneş kolektörün termal analiz sonuçlarını, transkritik CO₂ Rankine çevrimlerinin analiz sonuçlarını, süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin analiz sonuçlarını, düşük sıcaklık uygulamaları için en uygun çevrimin belirlenmesini, belirlenen çevrimin kararlı durum ve dinamik şartlar altında termodinamik, eksergo-ekonomik, eksergo-çevresel analizlerini ve çevrimin çok amaçlı optimizasyonunu içermektedir.

4.1. Isparta İli için Vakum Tüplü U-Borulu Güneş Kolektörün Dinamik Analiz Sonuçları

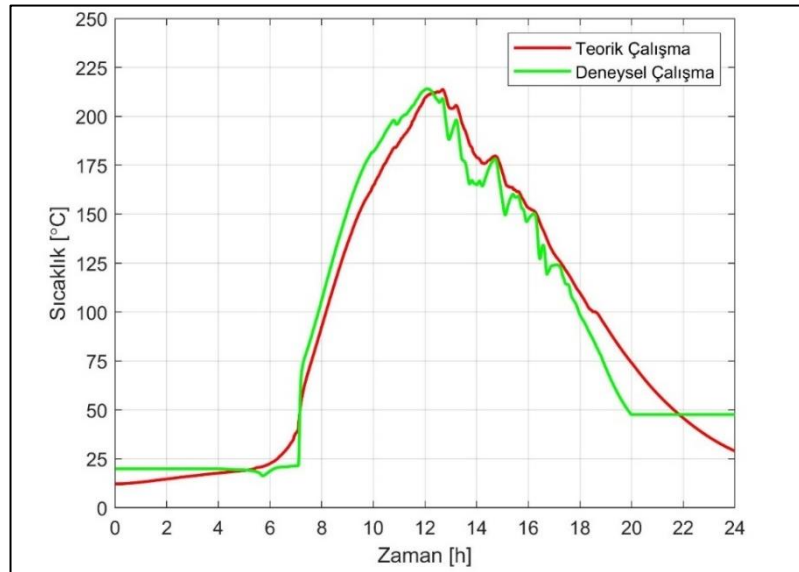
CO₂ ile çalışan vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü ile ilgili ilk deneysel çalışma 2004 yılında Profesör Hiroshi Yamaguchi liderliğindeki bir ekip tarafından Japonya Kyoto'da Doshisha Üniversitesi'nde kurulmuştur. Yamaguchi ve ekibi 2004-2021 yılları arasında CO₂'li vakum tüplü U borulu güneş kolektörü ile ilgili deneysel ve teorik birçok çalışma yapmıştır. Tez çalışmasında geliştirilen vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün dinamik termal modellemesini doğrulamak için Doshisha Üniversitesi'nde bulunan vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü deney setinden elde edilen ölçüm sonuçları kullanılmıştır (Yamaguchi vd., 2006). Kolektörün matematiksel model doğrulaması için 2017 yılına ait 12 Haziran ve 13 Haziran günlerinde yapılan 2 farklı deney ölçüm sonuçları kullanılmıştır.

12 Haziran deney ölçüm değerlerine göre teorik çalışmada hesaplanan kolektör çıkış sıcaklığının deneysel çalışma ile karşılaştırılması Şekil 4.1'de verilmiştir. 12 Haziran 2017 tarihine göre teorik ve deneysel ölçüm sonuçları arasındaki fark tüm gün için %18, saat 09:00 - 17:00 arası için %6.9, saat 10:00 - 15:00 arası için ise %6.3 olarak hesaplanmıştır.



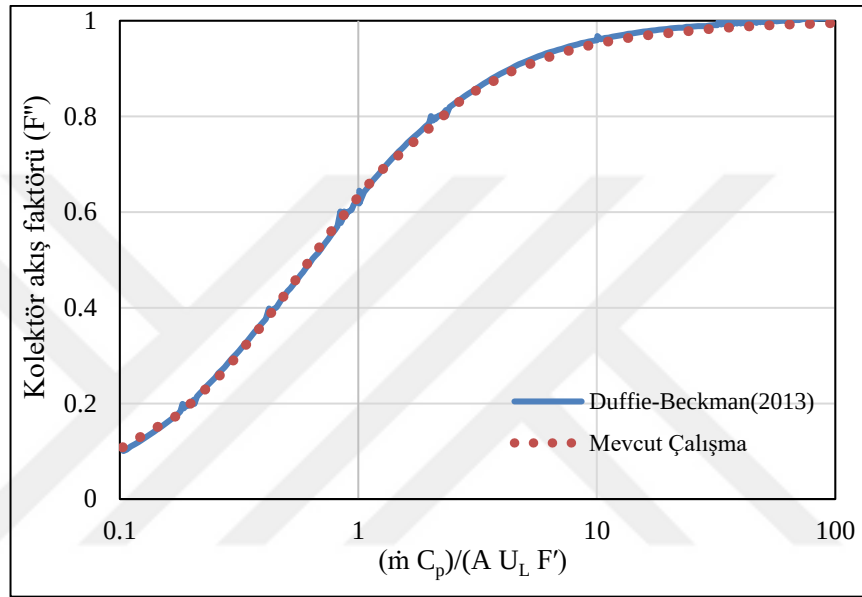
Şekil 4.1. 12 Haziran için teorik ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması

Vakum tüplü U borulu güneş kolektörünün validasyonu için seçilen diğer deneysel ölçüm günü ise 13 Haziran'dır. Teorik çalışmada, deney setinde kullanılan kolektör teknik özellikleri ve 13 Haziran'a ait deney ölçüm sonuçları dikkate alınarak akışkanın kolektörden çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi incelenmiştir. Şekil 4.2, teorik ve deneysel çalışmadaki kolektör çıkış sıcaklığının karşılaştırmasını göstermektedir. Şekilden görüldüğü üzere hem deneysel ölçümlerde hem de teorik çalışmada maksimum akışkan sıcaklığı 213 °C'dir. Deneysel ölçüm ve teorik çalışma sonuçları arasındaki fark tüm gün için %17, saat 09:00 - 17:00 arası için %6.2 olarak hesaplanmıştır.



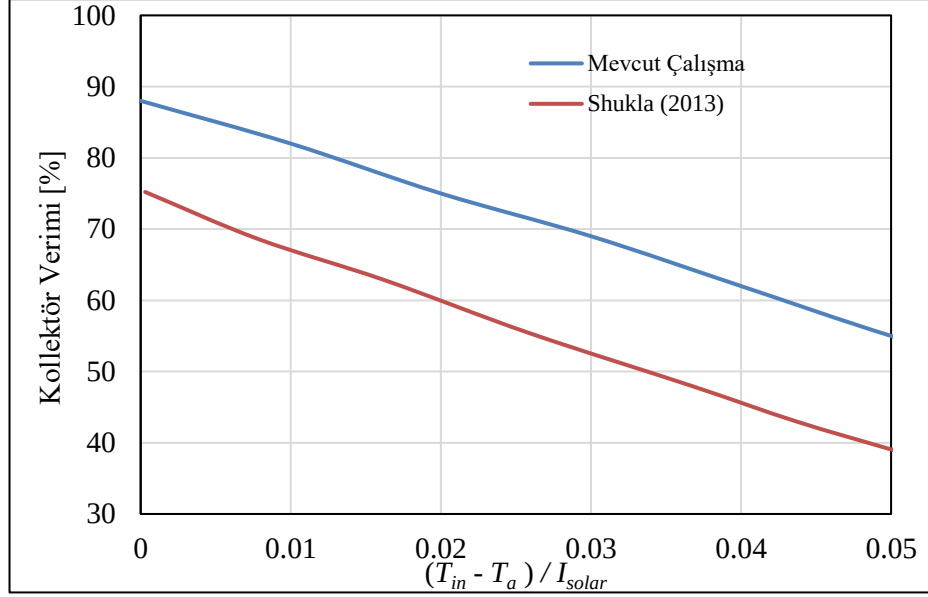
Şekil 4.2. 13 Haziran için teorik ve deneysel çalışmanın karşılaştırılması

Kollektörün termal analizinde kullanılan matematiksel modelin geçerliliğini kontrol etmek için Duffie ve Beckman (2013)'in kolektör akış faktör grafiği kullanılmıştır. Kolektör akış faktörü, boyutsuz kolektör kapasite oranı $(\dot{m} C_p)/(A U_L F')$ olan tek değişkenin bir fonksiyonudur. Duffie-Beckman (2013)'in sağladığı kolektör akış faktörü ile mevcut çalışmada oluşturulan kolektör akış faktörünün karşılaştırılması Şekil 4.3'te verilmiştir. Karşılaştırma sonuçları her iki kolektör akış faktör değerlerinin birbiri ile aynı olduğunu göstermektedir.



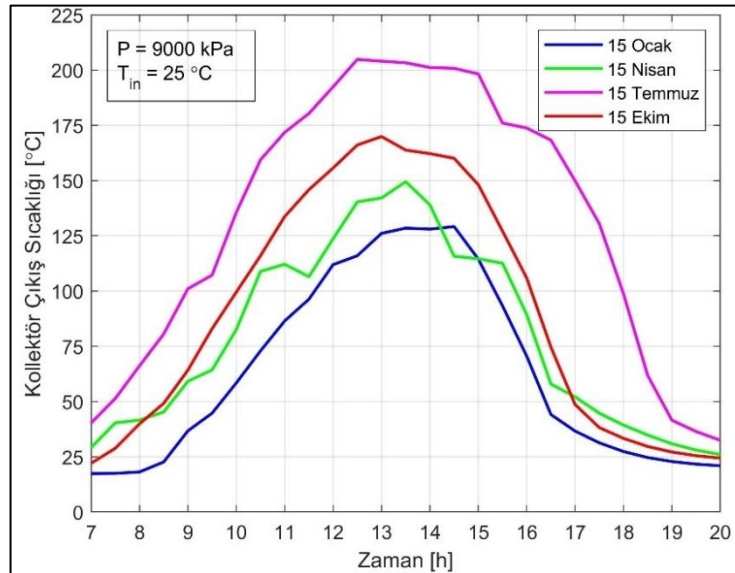
Şekil 4.3. Kolektör akış faktör değerlerinin karşılaştırılması

Sürekli rejim şartlarında vakum tüplü U-borulu güneş kollektörünün verimi hesaplanarak Shukla (2013)'nin yaptığı çalışma ile karşılaştırılmıştır. Referans ve mevcut çalışmanın karşılaştırılması Şekil 4.4'te gösterilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere referans çalışmada kollektör verimi %75 - %39 arasında değişirken mevcut çalışmada %88 - %55 arasında değişmektedir. Referans ve mevcut çalışmadaki kollektör veriminin farklı olmasının nedeni referans çalışmada toplam ısı transfer katsayısı, kollektör etkinlik faktörü gibi parametrelerin sabit alınmasıdır.



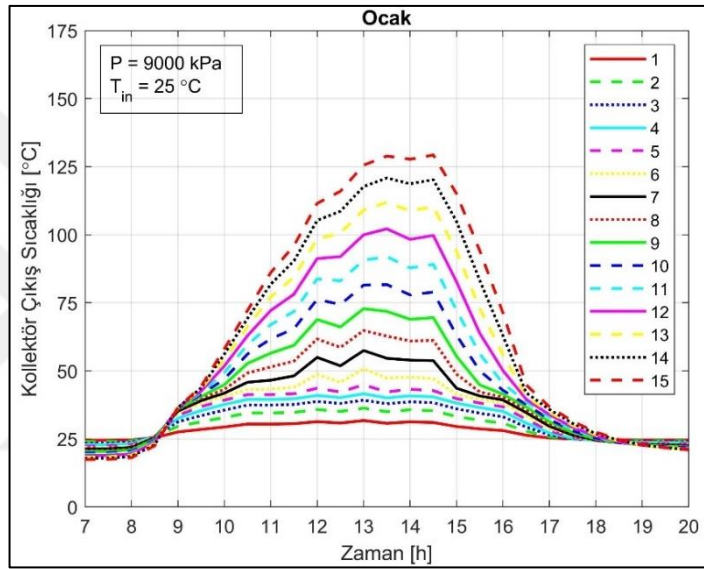
Şekil 4.4. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektör verimlerinin karşılaştırılması

Yaz, kış, ilkbahar ve sonbahar mevsimlerinin ortancı ayı olan ocak, nisan, temmuz ve eylül aylarından tipik bir gün seçilerek CO₂'nin 15 adet güneş kolektöründen çıkış sıcaklığı hesaplanmıştır (Şekil 4.5). Şekilden görüldüğü üzere en yüksek akışkan sıcaklığı yaz mevsimi ayı olan temmuz için, en düşük akışkan sıcaklığı ise kış mevsimi ayı olan ocak için bulunmuştur. Güneş radyasyon değerinin yüksek olduğu öğle vakitlerinde tüm günler için maksimum çıkış sıcaklığına ulaşılmıştır.

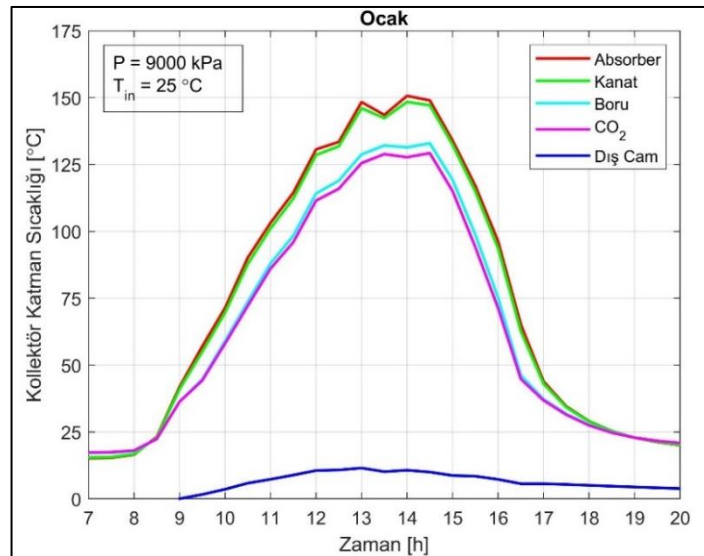


Şekil 4.5. 15 Ocak, 15 Nisan, 15 Temmuz ve 15 Nisan günü için CO₂'nin kolektörden çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Vakum tüplü U-borulu güneş kollektör sistemi, her biri 13 U-borudan oluşan 15 adet güneş kollektörünün birbirine seri bağlanmasıyla oluşmaktadır. Şekil 4.6, ocak ayı için her bir kollektör çıkışındaki akışkan sıcaklığını göstermektedir. Her bir kollektör çıkışındaki akışkan sıcaklığı sürekli olarak artmıştır ve en yüksek sıcaklığa 15. kollektör çıkışında ulaşılmıştır. Maksimum akışkan sıcaklığı ocak ayı için saat 14:30'da 129.19 °C olarak hesaplanmıştır. 15 Ocak için kollektörü oluşturan katmanların zamana bağlı sıcaklık değişimleri ise Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere en yüksek sıcaklık seçici malzemeye kaplı olan absorber tüpte en düşük sıcaklık ise en dışta bulunan dış cam tüpte hesaplanmıştır.

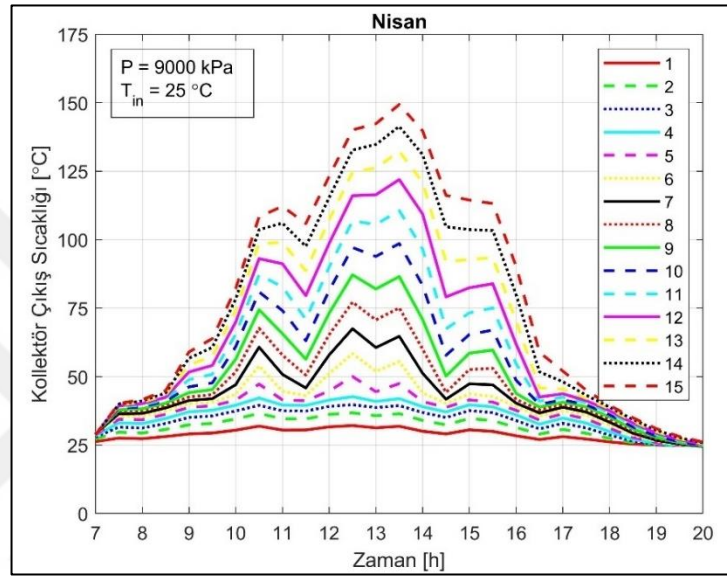


Şekil 4.6. Ocak ayı için her bir kollektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi

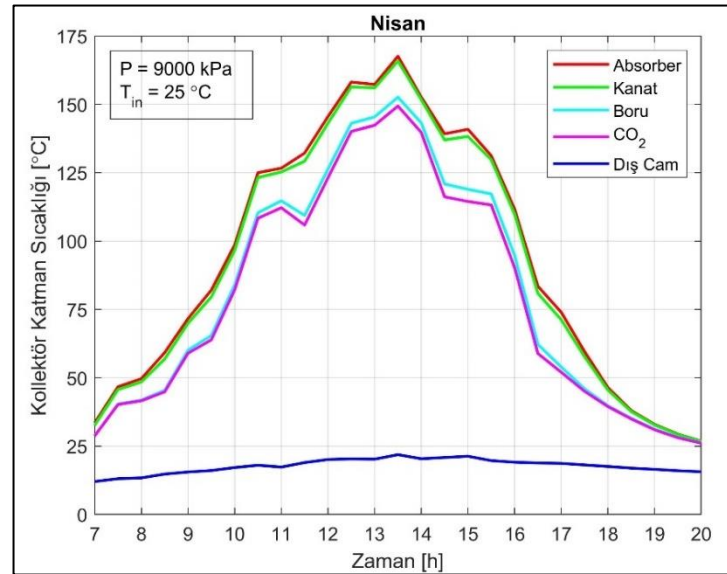


Şekil 4.7. Ocak ayı için vakum tüplü U-borulu güneş kollektör katmanlarının zamana bağlı sıcaklık değişimleri

15 Nisan meteorolojik verileri dikkate alınarak akışkanın her bir kollektörden çıkış sıcaklığı hesaplanmıştır. Şekil 4.8, 15 Nisan için CO₂'nin her bir kollektörden çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimini göstermektedir. En yüksek sıcaklık değeri olan 149.5 °C'ye 15. kollektör çıkışında saat 13:30 civarında ulaşılmıştır. Nisan ayı için vakum tüplü U-borulu güneş kollektörünü oluşturan her bir katmanın zamana bağlı sıcaklık değişimleri Şekil 4.9'da verilmiştir. Absorber tüp, kanat, U-boru, CO₂ ve dış camın sıcaklıkları sırasıyla 171.9 °C, 170 °C, 158.4 °C, 155.2 °C ve 17.17 °C'dir.

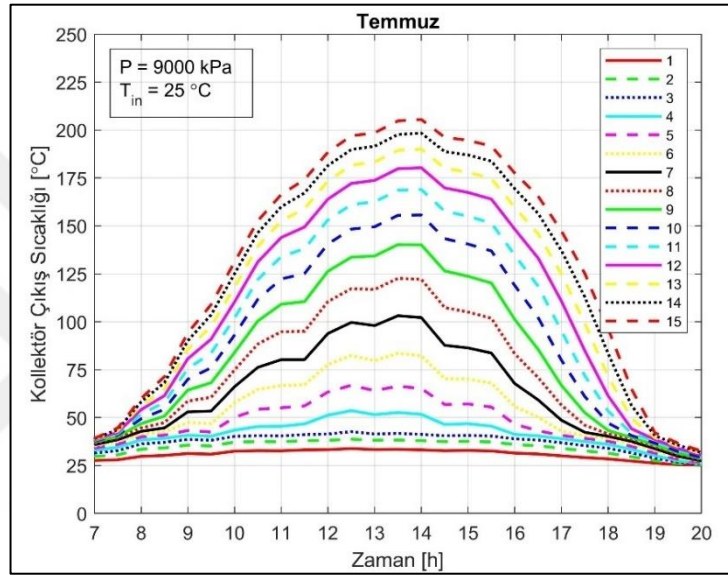


Şekil 4.8. Nisan ayı için her bir kollektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi

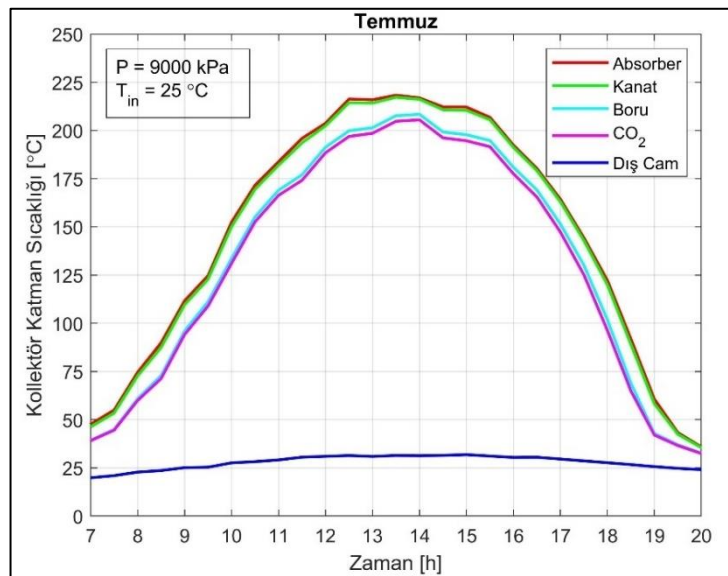


Şekil 4.9. Nisan için vakum tüplü U-borulu güneş kollektör katmanlarının zamana bağlı sıcaklık değişimleri

Temmuz ayı için her bir kollektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi Şekil 4.10'da, güneş kollektörünü oluşturan her bir katmanın zamana bağlı sıcaklık değişimleri Şekil 4.11'de verilmiştir. Akışkanın ulaştığı en yüksek sıcaklık değeri 205 °C'dir. Şekilden görüldüğü üzere saat 15:00 - 15:30 arasında akışkan sıcaklığı hızlı bir şekilde düşmüştür. Bunun nedeni güneş radyasyonunun aniden düşmesidir. Güneş kollektörünü oluşturan katmanların en düşükten en yükseğe doğru sıcaklık sıralaması sırasıyla dış cam tüp, CO₂, U-boru, kanat ve absorber tüp şeklindedir.

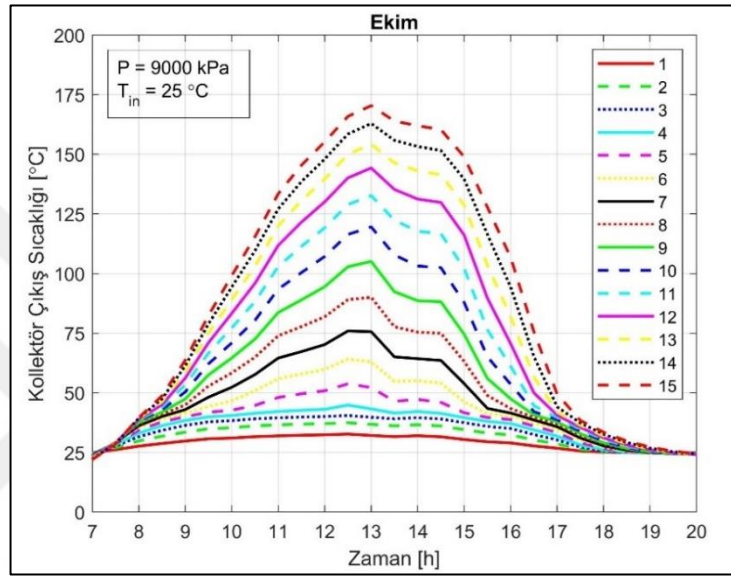


Şekil 4.10. Temmuz ayı için her bir kollektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi

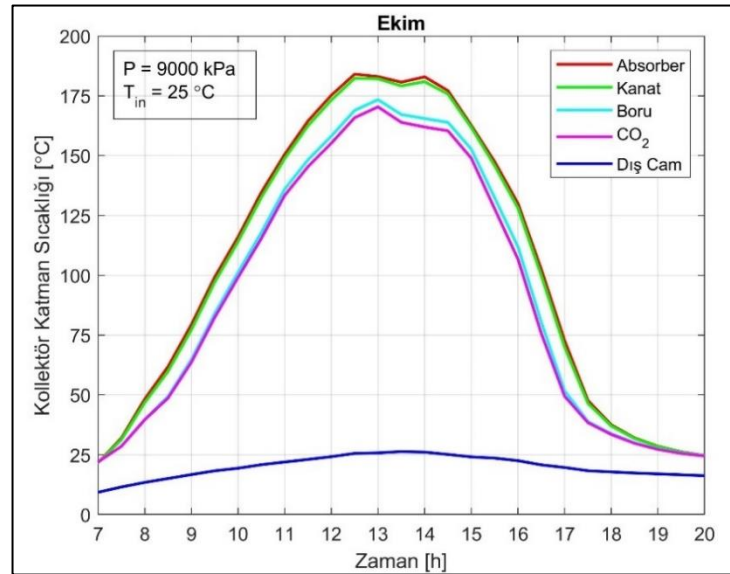


Şekil 4.11. Temmuz ayı için vakum tüplü U-borulu güneş kollektör katmanlarının zamana bağlı sıcaklık değişimleri

Son olarak sonbahar mevsiminden olan 15 Ekim gününe ait meteorolojik veriler kullanılarak kollektörün termal analizi yapılmıştır. Her bir kollektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi Şekil 4.12’de, kollektörü oluşturan her bir katmanın zamana bağlı sıcaklık değişimleri ise Şekil 4.13’te verilmiştir. 15 Ekim günü için ulaşılan en yüksek sıcaklık değeri 170 °C’dir. 15 Ekim meteorolojik verilerine göre vakum tüplü U-borulu güneş saat 13:00’de absorber, kanat, U-boru, CO₂ ve dış camın sıcaklıkları sırasıyla 183 °C, 182 °C, 173.4 °C, 170.4 °C ve 25.75 °C’dir.

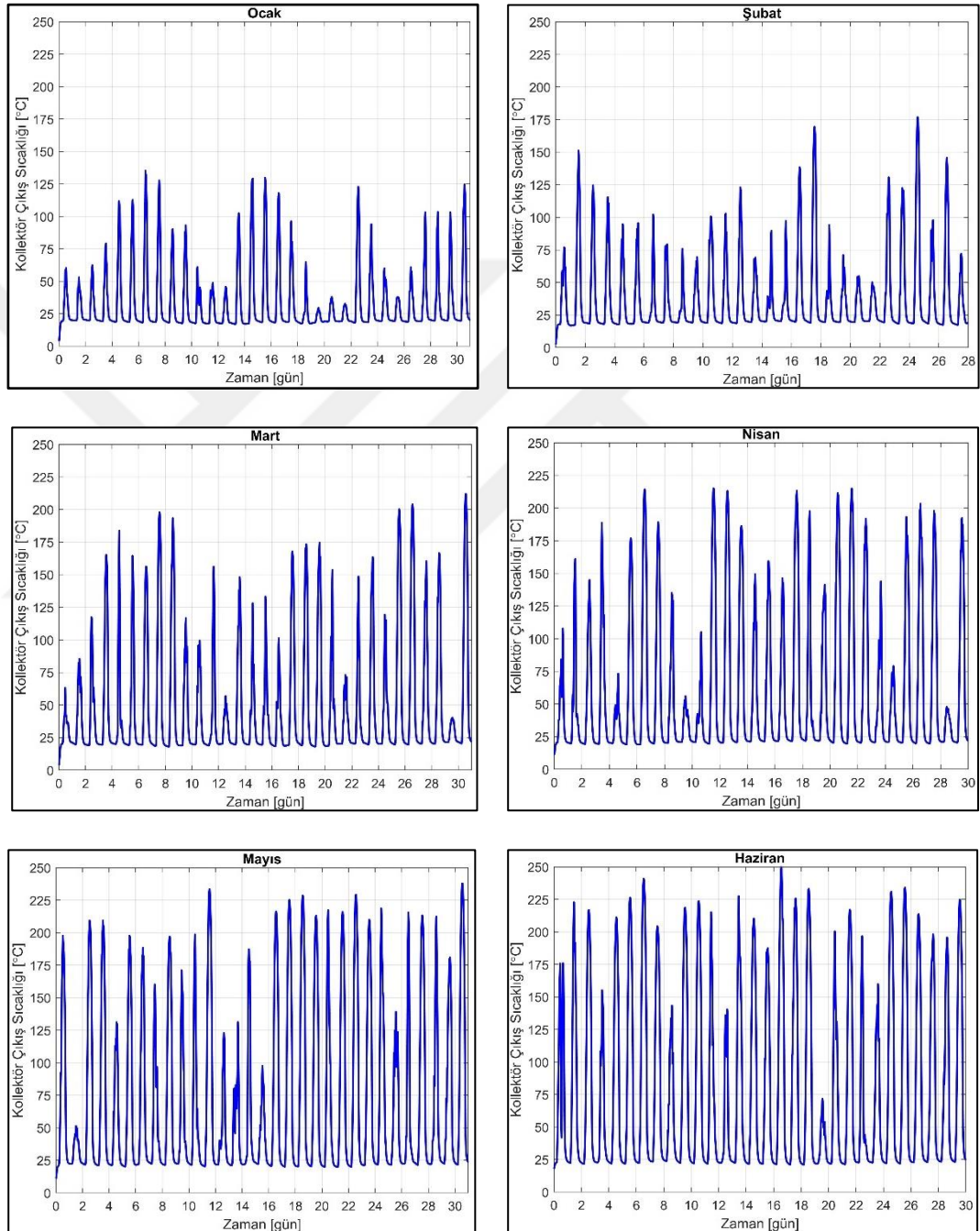


Şekil 4.12. Ekim ayı için her bir kollektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi

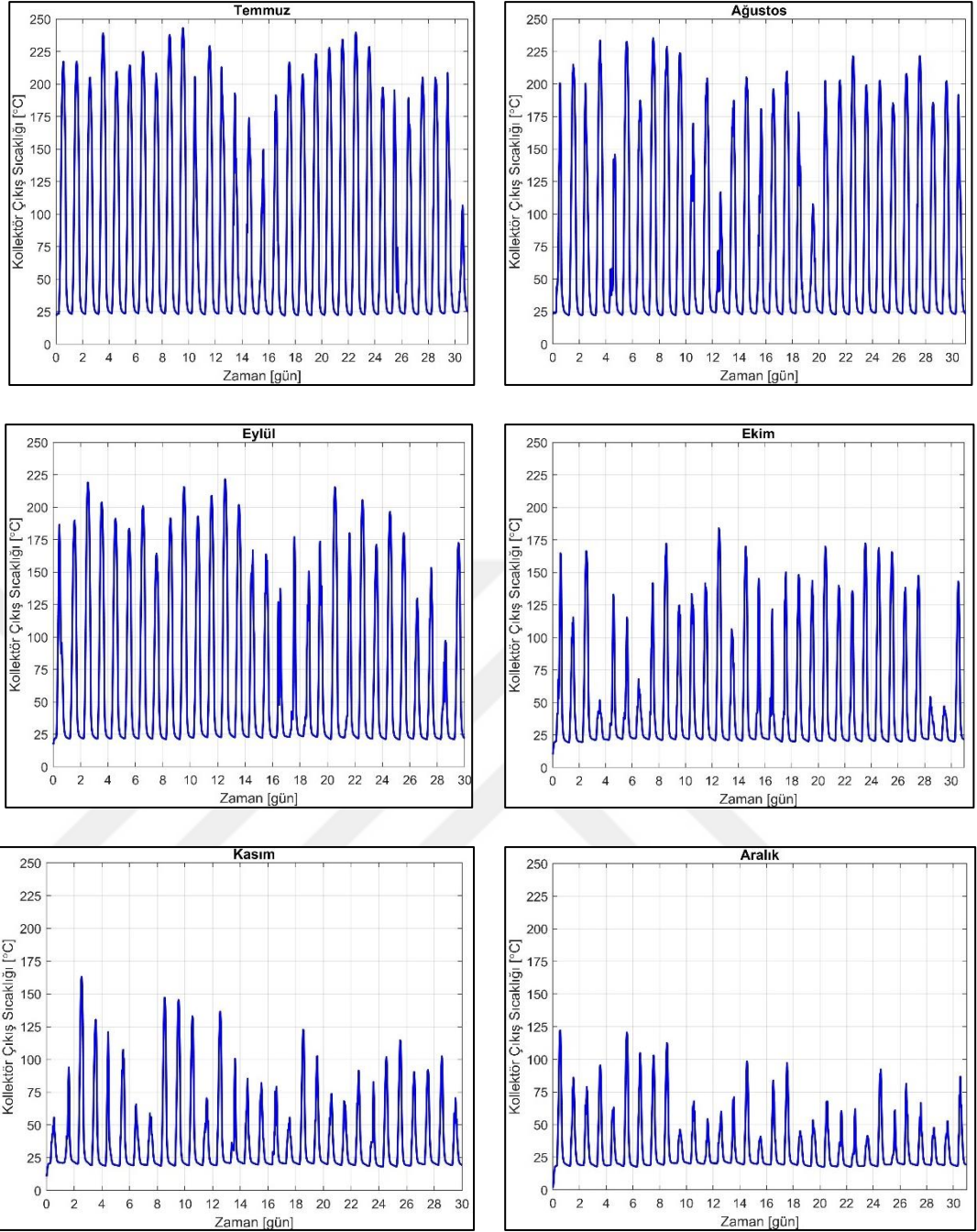


Şekil 4.13. Eylül ayı için vakum tüplü U-borulu güneş kollektör katmanlarının zamana bağlı sıcaklık değişimleri

Şekil 4.14 ve 4.15, Isparta ilinin aylık meteorolojik verilerine göre 15 adet güneş kollektöründen çıkan akışkan sıcaklığının tüm ay boyunca zamana bağlı değişimini göstermektedir. Yaz aylarında ani sıcaklık düşmeleri görülse de en yüksek akışkan sıcaklığı bu aylar için hesaplanmıştır. Şekilden görüldüğü üzere haziran ayında 250 °C sıcaklıklara ulaşılmıştır.

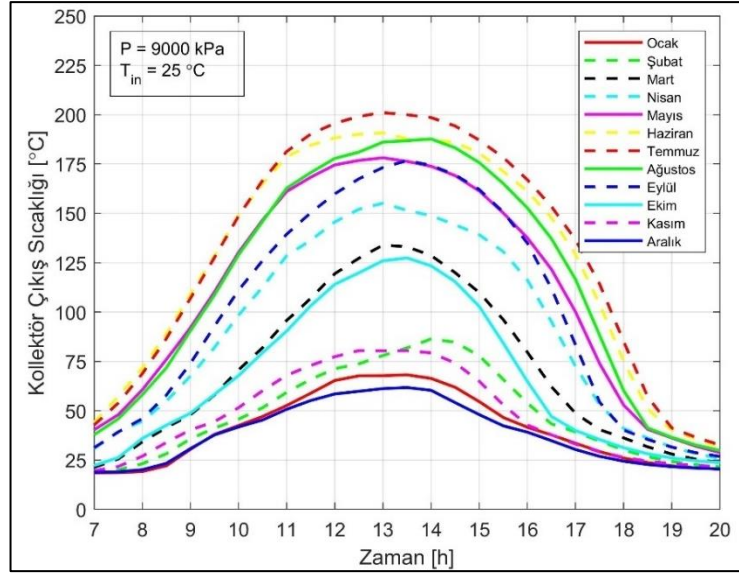


Şekil 4.14. Aylık meteorolojik verilerine göre CO₂'nin kollektörden çıkış sıcaklığının değişimi



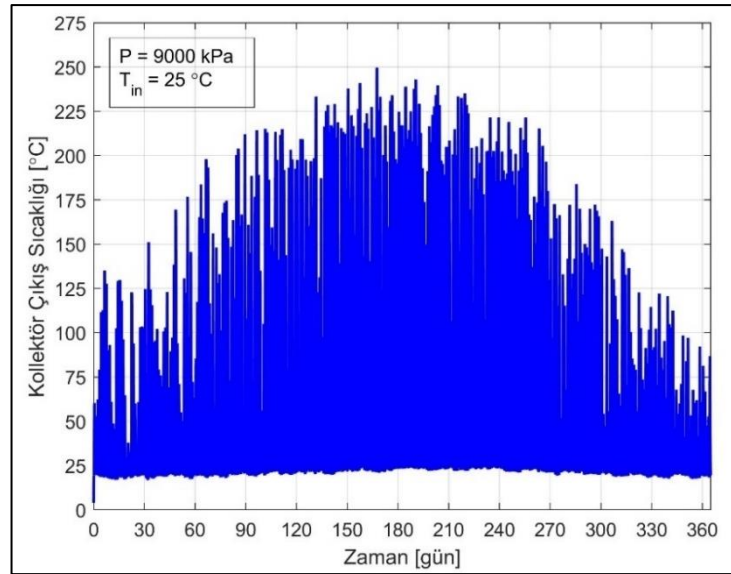
Şekil 4.15. Aylık meteorolojik verilerine göre CO₂'nin kolektörden çıkış sıcaklığının değişimi (Devamı)

Isparta iline ait güneş radyasyonu, çevre sıcaklığı ve rüzgâr hızı gibi meteorolojik verileri dikkate alınarak her ay için ortalama güneş radyasyonu, çevre sıcaklığı ve rüzgâr hızı değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan ortalama meteorolojik verilerine göre akışkanın kolektörden çıkış sıcaklığı incelenmiştir. Şekil 4.16, aylık ortalama değerlere göre kolektörden çıkan akışkanın sıcaklık değişimlerini göstermektedir. En yüksek CO₂ sıcaklık değerine temmuz ve haziran aylarında en düşük sıcaklık değerine ise ocak ve aralık aylarında ulaşılmıştır.



Şekil 4.16. Aylık ortalama değerlere göre CO₂'nin kollektörden çıkış sıcaklığının değişimi

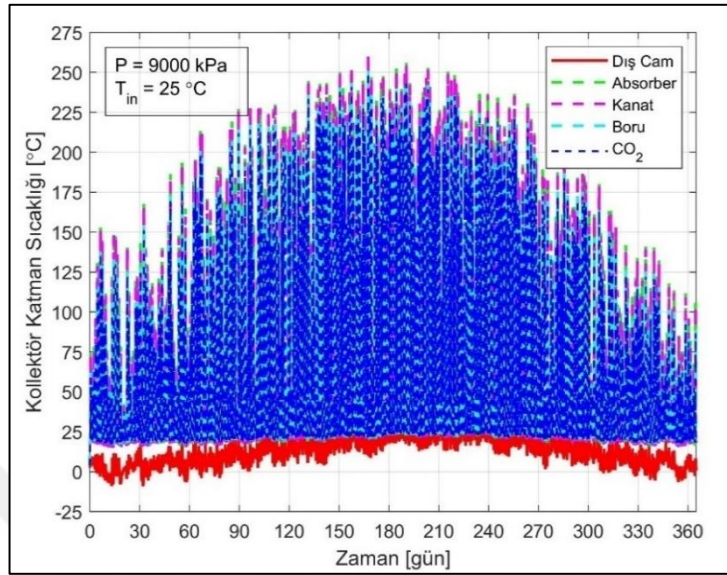
Şekil 4.17 ise kollektörden çıkan CO₂ sıcaklığının yıllık değişimini vermektedir. Analizde kollektör basıncı 9000 kPa, akışkanın kütleli debisi ise 0.01 kg/s, kollektöre giren akışkan sıcaklığı ise 25 °C sabit kabul edilmiştir. Isparta ili meteorolojik verilere ve kabul edilen çalışma parametrelerine göre en yüksek sıcaklık yaz ayları için en düşük sıcaklık ise kış ayları için hesaplanmıştır.



Şekil 4.17. Kollektörden çıkan CO₂'nin yıllık sıcaklık değişimi

Kollektörü oluşturan katmanların yıllık sıcaklık değişimleri ise Şekil 4.18'de verilmiştir. Katmanların en yüksekten en düşüğe doğru sıcaklık sıralaması sırasıyla

absorber t p, kanat, boru, akışkan ve dış cam tüptür.  evre sıcaklığının düşük olduğu kış aylarında dış cam tüp sıcaklığı 0  C'nin altına düşmektedir.



şekil 4.18. Kolektör katmanlarının yıllık sıcaklık değişimi

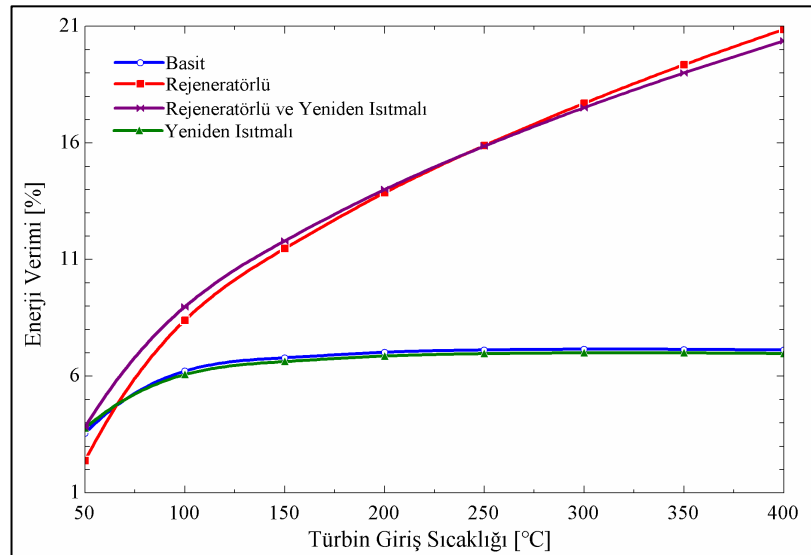
4.2. Transkritik CO₂ Rankine  evriminin Termodinamik Analiz Sonuçları

Mevcut çalışmada basit, rejeneratörlü, yeniden ısıtmalı, rejeneratörlü yeniden ısıtmalı transkritik CO₂ Rankine  evriminin termodinamik analizi incelenmiştir. İncelenen rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine  evriminin termodinamik analizini doğrulamak için Chen (2011)'in yaptığı çalışma referans alınmıştır. Referans ve mevcut çalışmada hesaplanan çevrimin enerji verimi her iki çalışmada aynı değer çıkmıştır ( izelge A.1). Ayrıca Al-Zahrani ve Dincer (2018)'in yaptıkları çalışma dikkate alınarak yeniden ısıtmalı rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine  evriminin validasyonu yapılmıştır (şekil A.26). Ek olarak basit, rejeneratörlü, yeniden ısıtmalı, yeniden ısıtmalı ve rejeneratörlü olmak üzere 4 farklı transkritik CO₂ Rankine  evriminin validasyonu için Tuo (2013)'nun yaptığı çalışma dikkate alınmıştır (şekil A.27). Termodinamik analiz için  izelge 4.1'de verilen sistem dizayn parametreleri dikkate alınmıştır. Termodinamik analiz sonuçlarına göre en yüksek verim rejeneratörlü yeniden ısıtmalı çevrimde hesaplanırken en düşük verim yeniden ısıtmalı transkritik CO₂ Rankine çevriminde hesaplanmıştır.

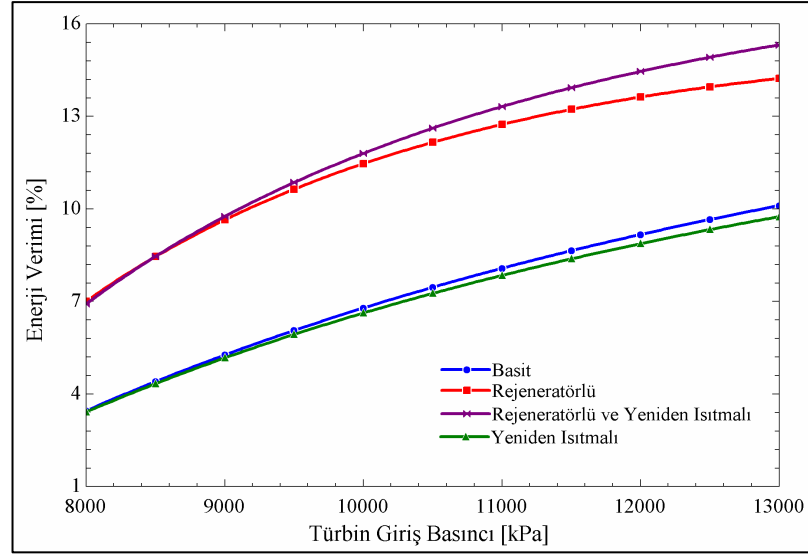
Çizelge 4.1. Transkritik Rankine çevrimi çalışma parametre değerleri (Shi vd., 2017; Alzahrani ve Dincer, 2018)

Parametre	Değer
Türbin giriş basıncı [kPa]	10 000
Pompa giriş basıncı [kPa]	6 500
Türbin giriş sıcaklığı [°C]	150
Rejeneratör etkinliği [%]	98
Türbin izantropik verimi [%]	90
Pompa izantropik verimi [%]	85

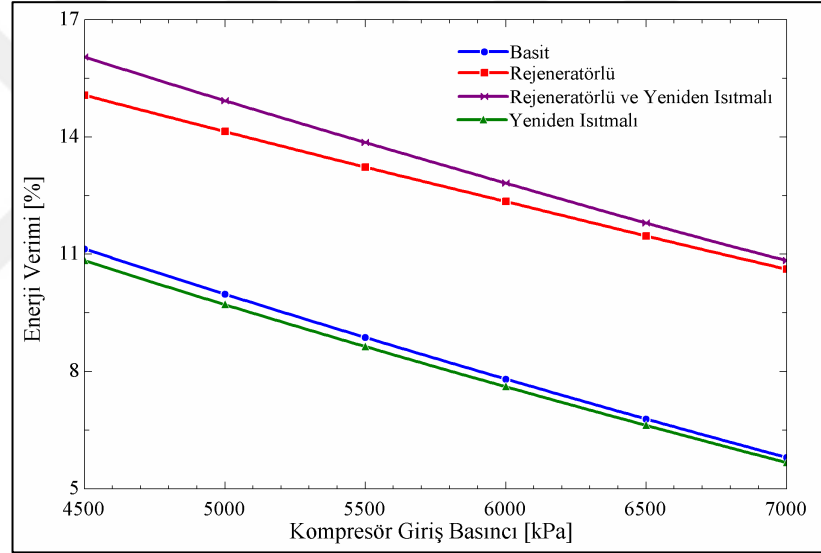
Türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı ve kompresör giriş basıncının transkritik CO₂ Rankine çevrimi üzerindeki etkisini incelemek için parametrik çalışmalar yapılmıştır. Türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı ve kompresör giriş basıncına göre çevrimlerin enerji verimlerindeki değişim Şekil 4.19, Şekil 4.20 ve Şekil 4.21’de verilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile sistemden üretilen net güç artacağından tüm çevrimlerin enerji verimleri artmıştır. Aynı şekilde türbin giriş basıncının artması ile çevrimden elde edilen net güç miktarı artacağından tüm çevrimlerin enerji verimleri artmıştır. Kompresör giriş basıncının artması ile hem türbinden üretilen güç hem de sisteme giren ısı güç miktarı azalmaktadır. Türbinde üretilen güç sisteme giren ısı güç miktarına göre daha fazla azaldığı için tüm çevrimlerin verimleri kompresör giriş basıncına göre azalmıştır.



Şekil 4.19. Türbin giriş sıcaklığına göre transkritik CO₂ Rankine çevriminin enerji verimlerinin değişimi

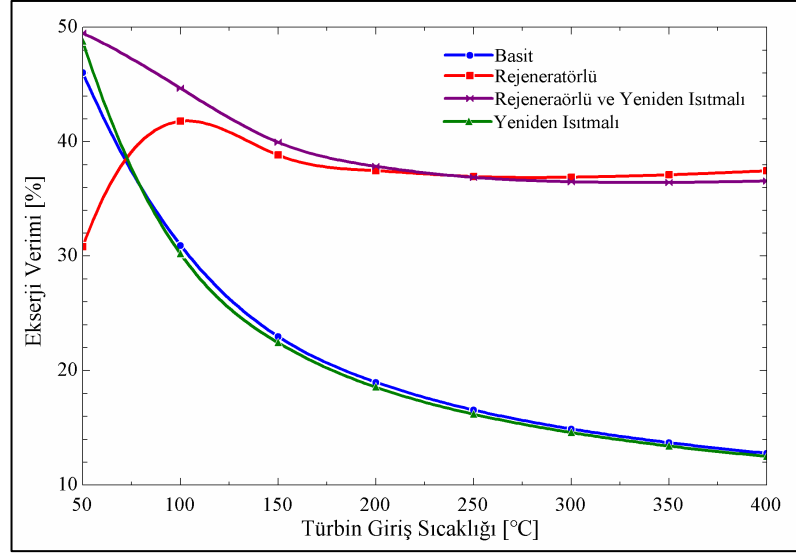


Şekil 4.20. Türbin giriş basıncına göre transkritik CO₂ Rankine çevriminin enerji verimlerinin değişimi

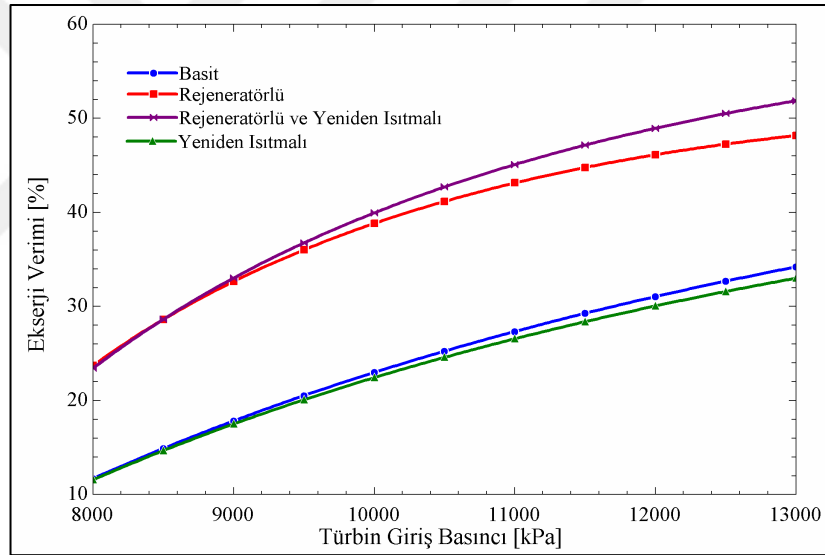


Şekil 4.21. Kompresör giriş basıncına göre transkritik CO₂ Rankine çevriminin enerji verimlerinin değişimi

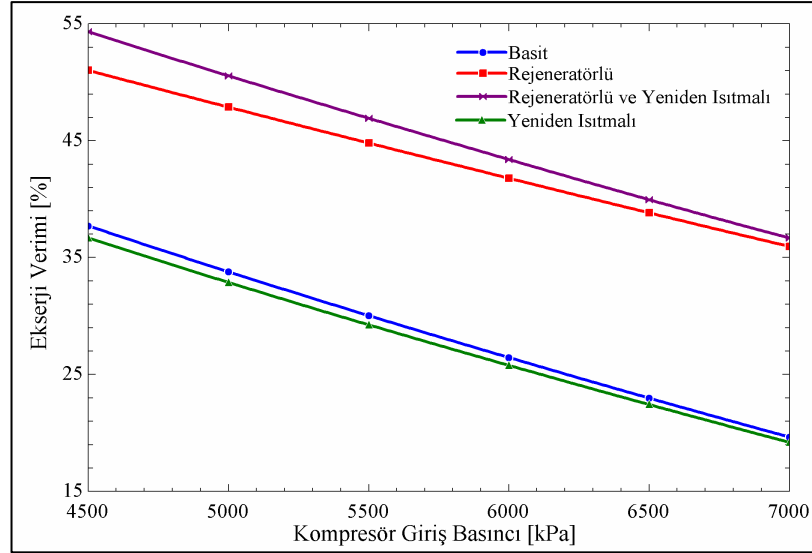
Şekil 4.22, Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'te türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı ve kompresör giriş basıncına göre çevrimlerin ekserji verim değişimleri verilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile tüm çevrimlerde üretilen net güç ve sisteme giren ısı güç miktarı artmıştır. Fakat sisteme giren ısı güç miktarındaki artış net güce göre daha fazla olduğu için tüm çevrimlerin ekserji verimleri türbin giriş sıcaklığına göre azalmıştır. Türbin giriş basıncının artması ile çevrimlerden üretilen net güç miktarı artmıştır ve tüm transkritik CO₂ Rankine çevrimin ekserji verimleri artmıştır. Kompresör giriş basıncının artması ile çevrimlerden üretilen net güç azalacağından çevrimlerin ekserji verimleri kompresör giriş basıncına göre azalmıştır.



Şekil 4.22. Tübin giriş sıcaklığına göre transkritik CO₂ Rankine çevriminin ekserji verimlerinin değişimi

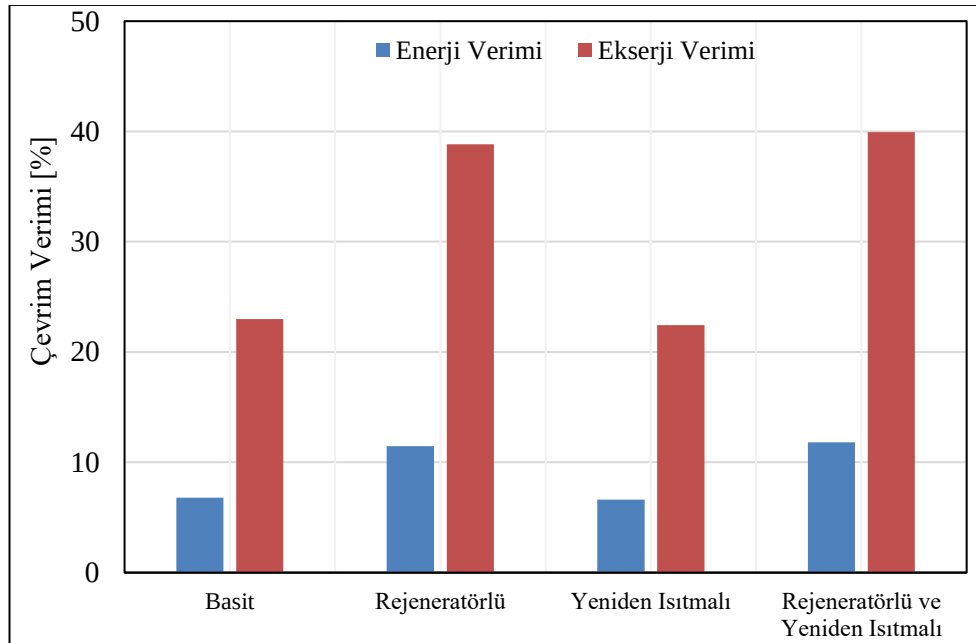


Şekil 4.23. Tübin giriş basıncına göre transkritik CO₂ Rankine çevriminin ekserji verimlerinin değişimi



Şekil 4.24. Kompresör giriş basıncına göre transkritik CO₂ Rankine çevriminin ekserji verimlerinin değişimi

Şekil 4.25'te basit, reküperatörlü, yeniden ısıtmalı ve reküperatörlü yeniden ısıtmalı transkritik CO₂ Rankine çevrimlerinin Çizelge 4.1'de verilen çalışma parametrelerine göre enerji ve ekserji verimleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. En yüksek enerji verimi %11.8 ile reküperatörlü yeniden ısıtmalı transkritik CO₂ Rankine çevriminde en düşük enerji verimi ise %6.6 ile basit transkritik CO₂ Rankine çevriminde hesaplanmıştır. En yüksek ekserji verimi ise reküperatörlü yeniden ısıtmalı transkritik Rankine çevrimi için hesaplanmıştır.



Şekil 4.25. Farklı transkritik CO₂ Rankine çevriminin enerji ve ekserji verimleri

4.3. Süperkritik CO₂ Brayton Çevrimlerinin Termodinamik Analiz Sonuçları

Bu bölümde tek akışlı, ara akışlı ve kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin termodinamik analiz sonuçları verilmiştir.

4.3.1. Tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin termodinamik analiz sonuçları

Tek akışlı çevrimlerden biri olan reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevriminin termodinamik analizini doğrulamak için Cheng vd. (2019)'nin yaptıkları çalışma referans alınmıştır. Referans çalışmada reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevriminin verimi %25.56 olarak hesaplanırken mevcut çalışmada çevriminin enerji verimi %26.64 olarak hesaplanmıştır (Çizelge A.2). Reküperatörlü ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin validasyonu için Mondal ve De (2015)'nin yaptıkları çalışma dikkate alınarak referans ve mevcut çalışmanın kompresör giriş basıncına göre enerji verimleri karşılaştırılmıştır (Şekil A.28).

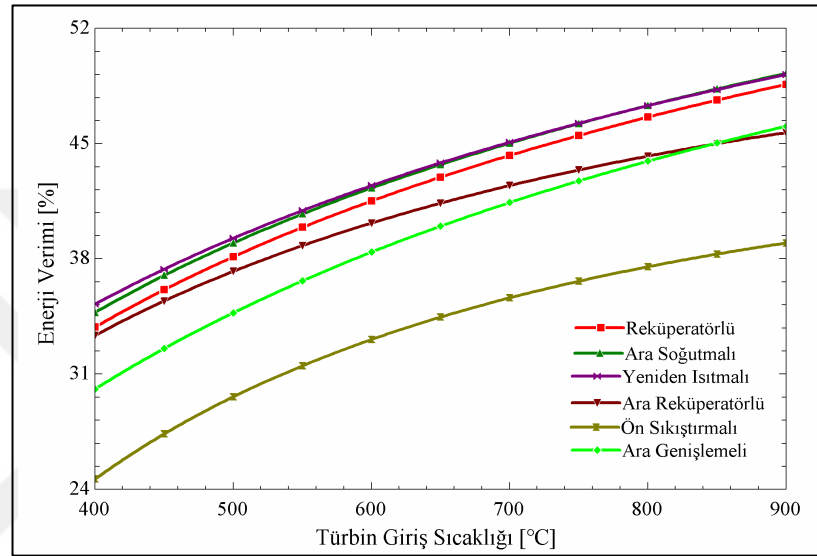
Tek akışlı çevrim olan reküperatörlü, yeniden soğutmalı, yeniden ısıtılmalı, ara reküperatörlü, ön sıkıştırmalı ve ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji analizleri için sistem çalışma dizayn parametreleri Çizelge 4.2'de verilmiştir. Çizelgede verilen dizayn parametreleri literatürde sıklıkla kullanılan değerlerdir.

Çizelge 4.2. Süperkritik Brayton çevrimi çalışma dizayn değerleri

Parametre	Değer
Türbin giriş basıncı [kPa]	25 000
Kompresör giriş basıncı [kPa]	8 000
Türbin giriş sıcaklığı [°C]	500
Isı değiştirici etkinliği [%]	95
Türbin izantropik verimi [%]	93
Kompresör izantropik verimi [%]	89

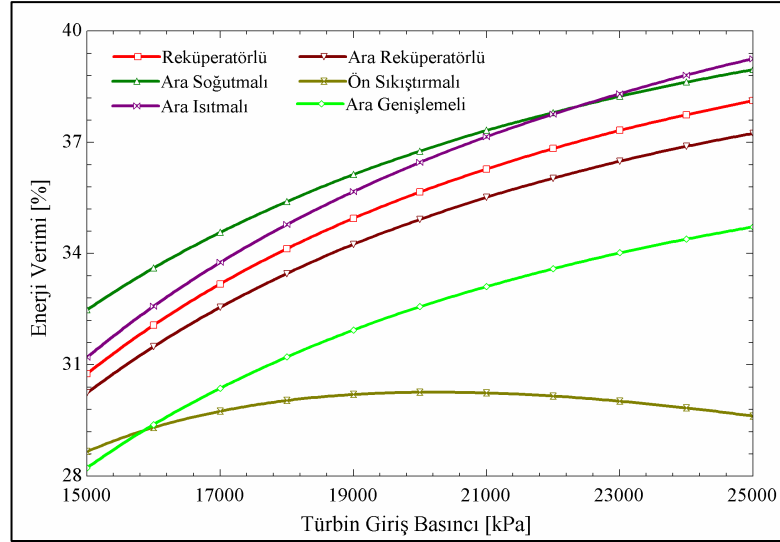
Yukarıdaki çizelgede verilen çalışma parametrelerine göre tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri için parametrik çalışmalar yapılmıştır. Şekil 4.26, türbin giriş sıcaklığına göre çevrimlerin enerji verimlerindeki değişimi göstermektedir. Türbine giren akışkan sıcaklığının artması ile çevrimlerde üretilen net güç artacağından dolayı

tüm tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verimleri artmıştır. En yüksek enerji verimi yeniden ısıtılmalı ve yeniden soğutmalı Brayton çevrimlerinde hesaplanırken, en düşük verim ise ön sıkıştırılmalı Brayton çevriminde hesaplanmıştır. Bunun nedeni ise, ön sıkıştırılmalı çevrimde türbin ile ana kompresör arasında ön sıkıştırma işini yapan kompresör kullanılmasıdır. Yani akışkan soğutulmadan sıkıştırıldığı için kompresörde tüketilen güç daha fazladır. Bu durum ise sistemin enerji veriminin düşük olmasına neden olmaktadır.



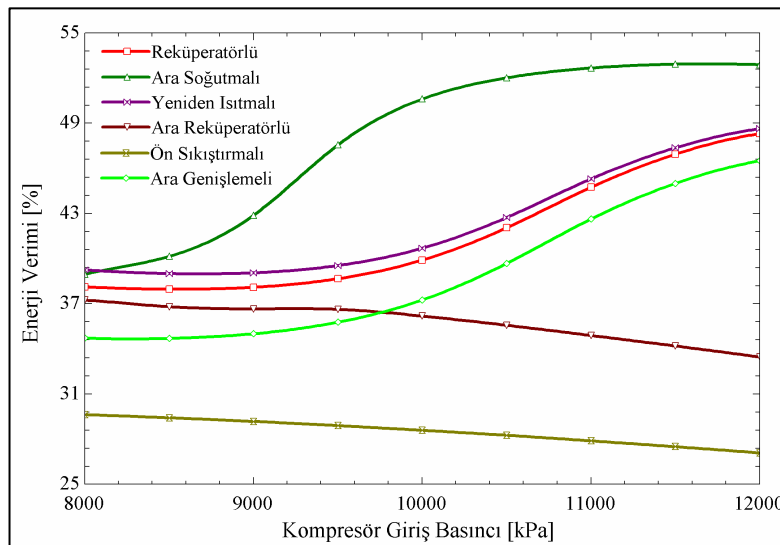
Şekil 4.26. Türbin giriş sıcaklığına göre tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi

Türbin giriş basıncına göre çevrimlerin enerji verim değişimleri Şekil 4.27'den görüldüğü üzere ön sıkıştırılmalı çevrim hariç tüm süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde türbin giriş basıncının artması ile çevrimlerden üretilen net güç artacağından tüm çevrimlerin enerji verimleri artmıştır. En yüksek enerji verimi ara soğutmalı ve yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde en düşük enerji verimi ise ön sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde hesaplanmıştır. Ön sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji verimi türbin giriş basıncının 20 000 kPa olduğu duruma kadar artmış daha sonra ise azalmıştır. Enerji veriminin 20 000 kPa'dan sonra azalmasının nedeni çevrime giren ısıl gücün çevrimden üretilen net güce göre daha fazla artmasıdır.



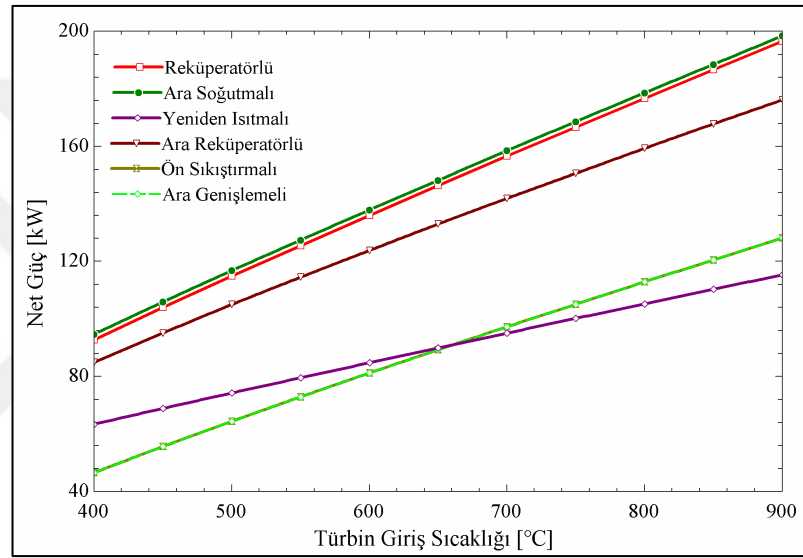
Şekil 4.27. Türbin giriş basıncına göre tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi

Şekil 4.28, kompresör giriş basıncına göre çevrimlerin enerji verim değişimini göstermektedir. Kompresör giriş basıncının artması ile ara reküperatörlü ve ön sıkıştırılmalı çevrimlerin verimi düşerken diğer tüm çevrimlerin verimi artmıştır. Ara reküperatörlü ve ön sıkıştırılmalı çevrimlerin enerji veriminin düşmesinin nedeni ise artan kompresör giriş basıncına göre sisteme giren ısıl güç miktarının azalmasıdır. Diğer tüm çevrimlerde kompresör basıncının 8 000 kPa'dan 12 000 kPa'a artmasıyla sisteme giren ısıl güç miktarı yaklaşık %54 oranında azalırken ara reküperatörlü ve ön sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimde sisteme giren ısıl güç miktarı yaklaşık %25 oranında azalmıştır. Bu durum çevrim verimlerinin düşmesine neden olmaktadır.

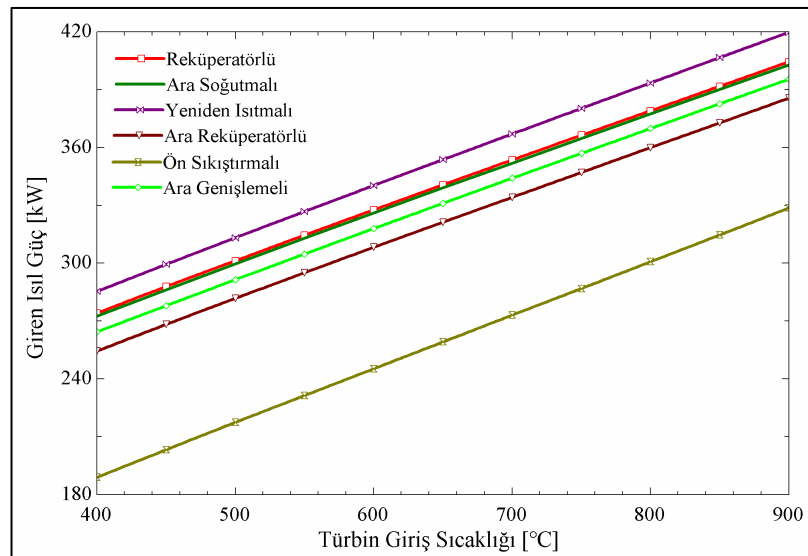


Şekil 4.28. Kompresör giriş basıncına göre tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi

Türbin giriş sıcaklığına göre çevrimlerde üretilen net güç ve sisteme giren ısıl güç miktarındaki değişimler Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'da verilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile birlikte tüm tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde üretilen net güç ve sisteme giren ısıl güç miktarı artmaktadır. Şekil 4.29'dan görüldüğü üzere ön sıkıştırmalı ve ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde üretilen net güç miktarı aynıdır. Türbin giriş sıcaklığının 400 °C'den 900 °C'ye çıkmasıyla tüm çevrimlere giren ısıl güç miktarı lineer bir şekilde artarken, çevrimlerden üretilen net güç miktarındaki artış lineer değildir. Bu durum çevrim verim eğrilerinin farklı olmasına neden olmaktadır.

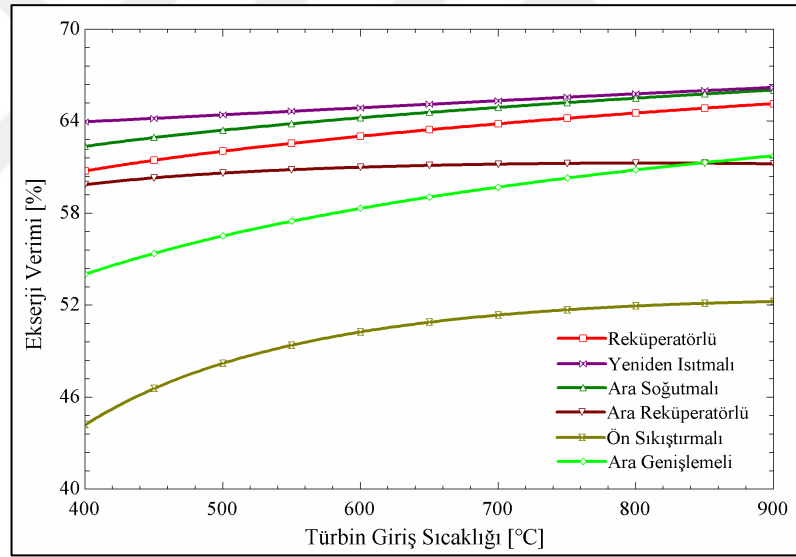


Şekil 4.29. Türbin giriş sıcaklığına göre tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde üretilen net gücün değişimi

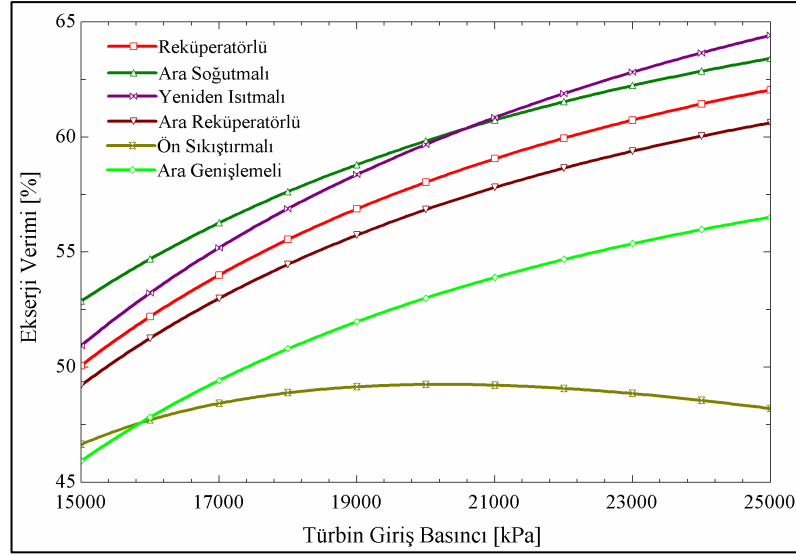


Şekil 4.30. Türbin giriş sıcaklığına göre tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerine giren ısıl gücün değişimi

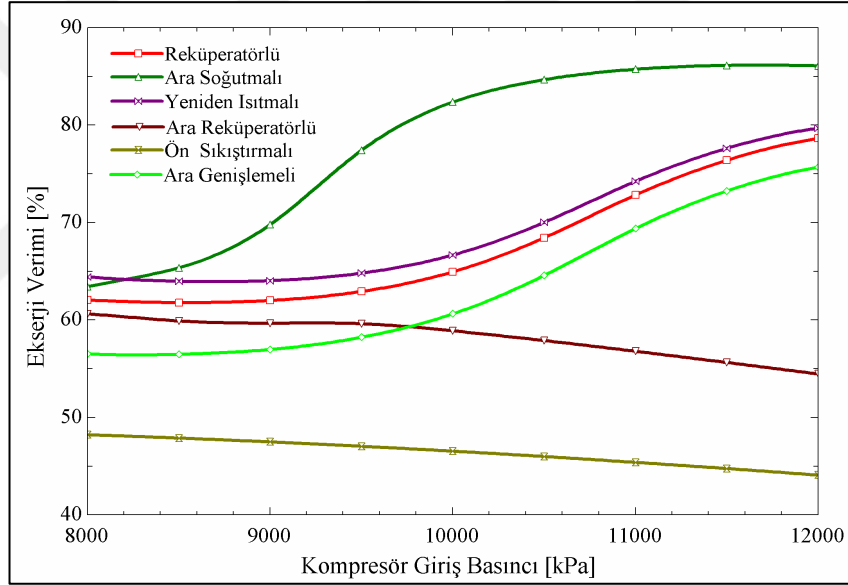
Şekil 4.31, Şekil 4.32 ve Şekil 4.33 tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı, kompresör giriş basıncına göre ekserji verim değişimlerini göstermektedir. Türbin giriş sıcaklığı ve basıncının artması ile tüm çevrimlerde üretilen net güç miktarı arttığından tüm tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimi artmıştır. Ön sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji veriminde olduğu gibi ekserji verimi de önce artmış daha sonra azalmıştır. Ekserji veriminin azalmasının nedeni çevrimden üretilen net gücün çevrime giren ısıl güce göre daha az artmasıdır. Kompresör giriş basıncının artması ile ara reküperatörlü ve ön sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimi azalırken diğer tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimi artmıştır. Ara reküperatörlü ve ön sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin azalmasının nedeni kompresör giriş basıncının artması çevrimlerden üretilen net gücün çevrime giren ısıl güce göre daha fazla azalmasıdır.



Şekil 4.31. Türbin giriş sıcaklığına göre tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi

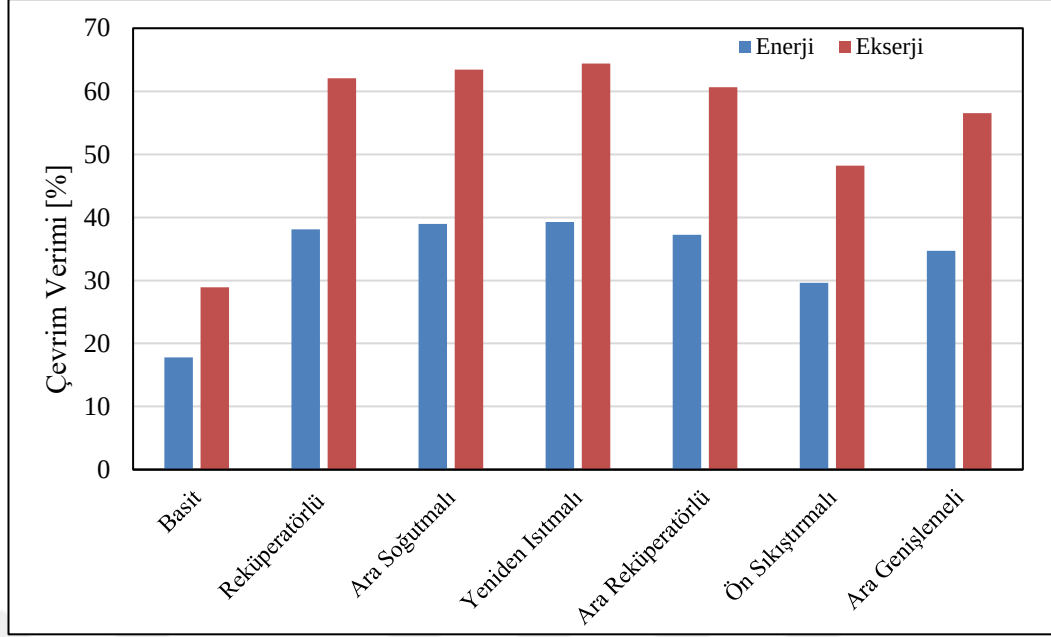


Şekil 4.32. Türbin giriş basıncına göre tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi



Şekil 4.33. Kompresör giriş basıncına göre tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi

Şekil 4.34, başlangıçta kabul edilen çalışma dizayn parametrelerine göre tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verim değişimlerini göstermektedir. En yüksekten en düşüğe doğru enerji verimi sırasıyla yeniden ısıtmalı, ara soğutmalı, reküperatörlü, ara reküperatörlü, ara genişlemeli, ön sıkıştırılmalı ve basit süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde bulunmuştur. Tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verim sıralaması enerji verim sıralamasıyla aynıdır.



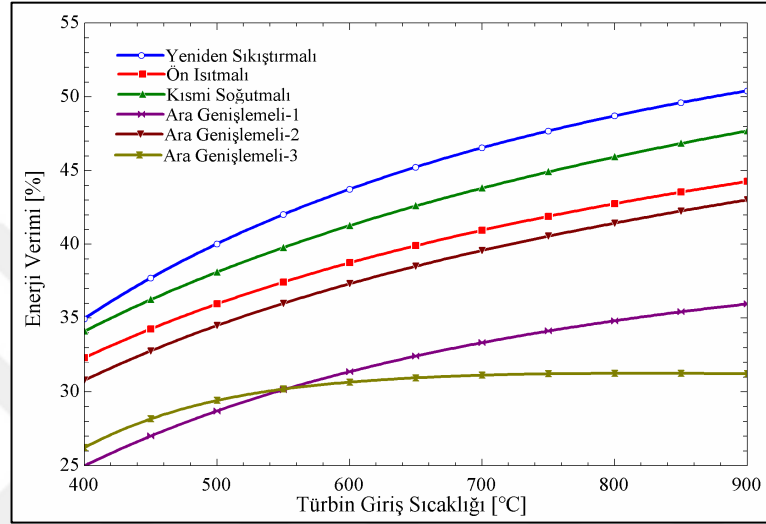
Şekil 4.34. Tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri

4.3.2. Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin termodinamik analiz sonuçları

Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri arasında en sık kullanılan çevrimler yeniden sıkıştırılmalı ve kısmi soğutmalı CO₂ Brayton çevrimidir. Yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin termodinamik analizinin doğrulanmasında Atif ve Al-Sulaiman (2017)'nin yaptıkları çalışma referans alınmıştır. Verilen çalışma parametrelerine göre yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji verimi referans çalışmada %45.17, mevcut çalışmada ise %46.00 olarak hesaplanmıştır. Mevcut ve referans çalışma arasına %1.83'lük bir hata oranı vardır (Çizelge A.3). Kısmi soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin validasyonu için Turchi vd. (2013) ile Kulhanek ve Dostal (2011)'in yaptıkları çalışma dikkate alınmıştır (Şekil A.29).

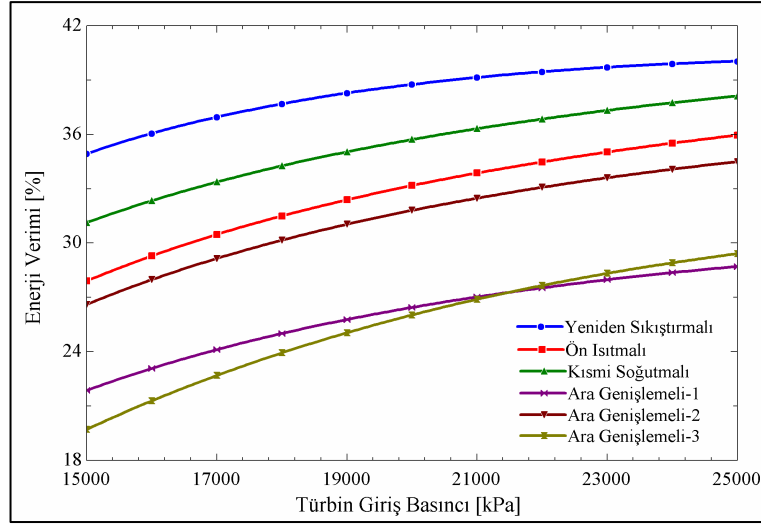
Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerini oluşturan tüm ara akışlı Brayton çevrimlerinin termodinamik analizleri yapılmıştır. Şekil 4.35, ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin türbin giriş sıcaklığına göre enerji verim değişimini göstermektedir. Türbin giriş sıcaklığının 400 °C'den 900 °C'ye çıkmasıyla tüm ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verimi artmıştır. En yüksek enerji verimi yeniden sıkıştırılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde en düşük verim ise

ara genişlemeli-3 süperkritik CO₂ Brayton çevriminde bulunmuştur. Türbin giriş sıcaklığının artması ile enerji verimindeki en fazla artış %44.15 ile yeniden sıkıştırılmalı CO₂ Brayton çevriminde, en düşük artış ise %19.02 ile ara genişlemeli-3 süperkritik CO₂ Brayton çevriminde meydana gelmiştir. Ara genişlemeli-3 süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji verimindeki düşük artışın nedeni türbin giriş sıcaklığının artması ile çevrime giren ısıl güçteki artışın fazla olmasıdır.



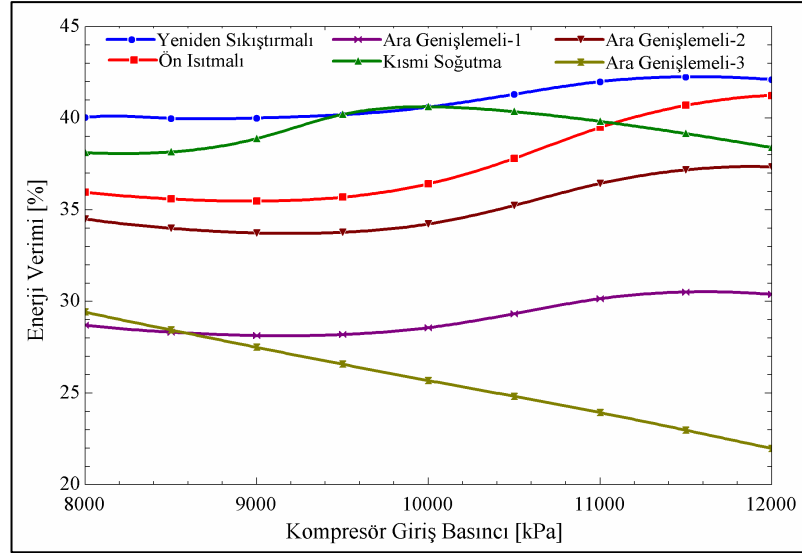
Şekil 4.35. Türbin giriş sıcaklığına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi

Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verimi üzerindeki diğer bir parametre ise türbin giriş basıncıdır. Türbin giriş basıncı ile ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji verim değişimleri Şekil 4.36’da verilmiştir. Türbin giriş basıncının artması ile tüm ara akışlı Brayton çevrimlerinin enerji verimi artmıştır. Bu artışın nedeni türbin giriş basıncının artması ile çevrimlerden üretilen net güç miktarının artmasıdır. Türbin giriş basıncının 15 000 kPa’dan 25 000 kPa’a çıkmasıyla yeniden sıkıştırılmalı, ön sıkıştırılmalı, kısmi soğutmalı, ara genişlemeli-1, ara genişlemeli-2 ve ara genişlemeli-3 çevrimlerin enerji verimi sırasıyla %34.9’dan %40.0’a, %27.9’dan %35.9’a, %31.0’dan %38.0’e, %21.8’den %28.7’ye, %26.6’dan %34.5’e, %19.7’den %29.0’a yükselmiştir.



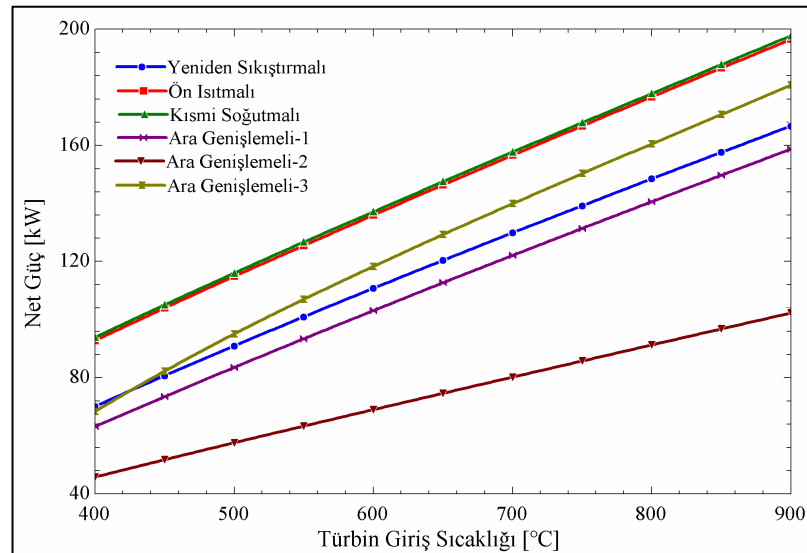
Şekil 4.36. Türbin giriş basıncına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi

Kompresör giriş basıncının ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verimi üzerindeki etkisi Şekil 4.37’de gösterilmiştir. Kompresör giriş basıncının artması ile ara genişlemeli-3 Brayton çevrimi hariç diğer çevrimlerin enerji veriminde dalgalanmalar meydana gelmiştir. Kompresör giriş basıncının 8 000 kPa’dan 12 000 kPa’a çıkmasıyla kısmi soğutmalı ve ara genişlemeli-3 Brayton çevrimlerinin enerji verimi azalmış, yeniden sıkıştırılmalı, ön sıkıştırılmalı, ara genişleme-1 ve ara genişlemeli-2 süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerin enerji verimi ise artmıştır. Şekilden görüldüğü üzere kısmi soğutmalı Brayton çevriminin enerji veriminde dalgalanmalar mevcuttur. Bu dalgalanmaların nedeni kompresör giriş basıncının değişmesi ile çevrimden üretilen net gücün ve çevrime giren ısı gücün farklı oranlarda azalmasıdır. Ara genişlemeli-3 CO₂ Brayton çevriminin enerji veriminin azalmasının sebebi ise kompresör giriş basıncının artması ile çevrimden üretilen net güç miktarının azalması ve çevrime giren ısı miktarının artmasıdır.



Şekil 4.37. Kompresör giriş basıncına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi

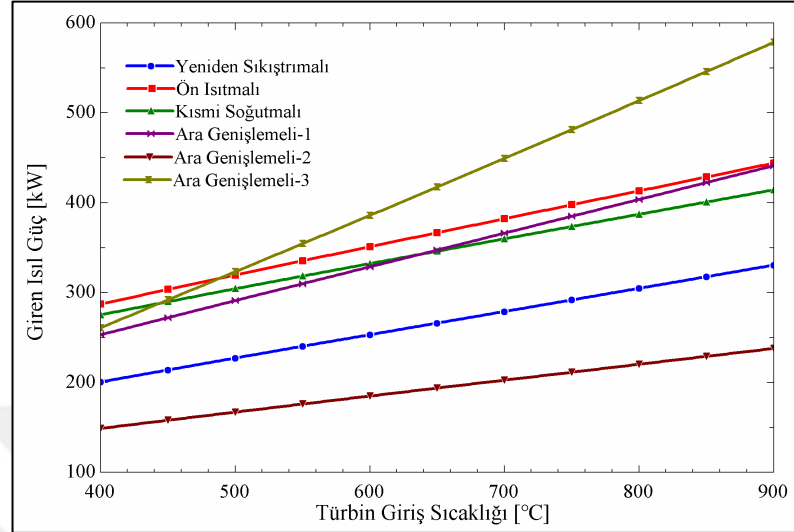
Türbin giriş sıcaklığına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde üretilen net güç miktarının değişimi Şekil 4.38’de verilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile çevrimlerden üretilen net güç miktarı sürekli olarak artmıştır. Türbin giriş sıcaklığının artması ile en yüksek net güç üretimi kısmi soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, en düşük net güç üretimi ise ara genişlemeli-2 süperkritik CO₂ Brayton çevriminde hesaplanmıştır.



Şekil 4.38. Türbin giriş sıcaklığına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde üretilen net gücün değişimi

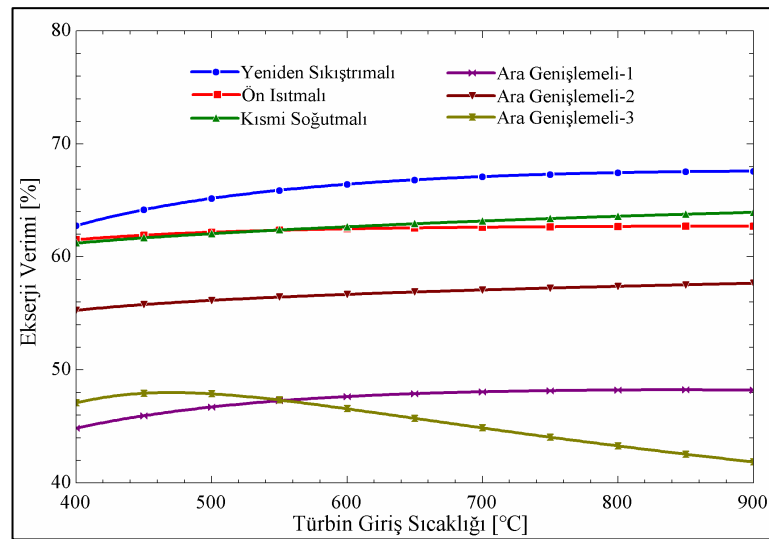
Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerine giren ısı güç miktarının türbin giriş sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.39’da verilmiştir. Net güç miktarında olduğu gibi,

türbin giriş sıcaklığı ile çevrimlere giren ısıl güç miktarı sürekli olarak artmıştır. Giren ısıl güç miktarındaki en yüksek artış %121.77 ile ara genişlemeli-3 süperkritik CO₂ Brayton çevriminde meydana gelmiştir.



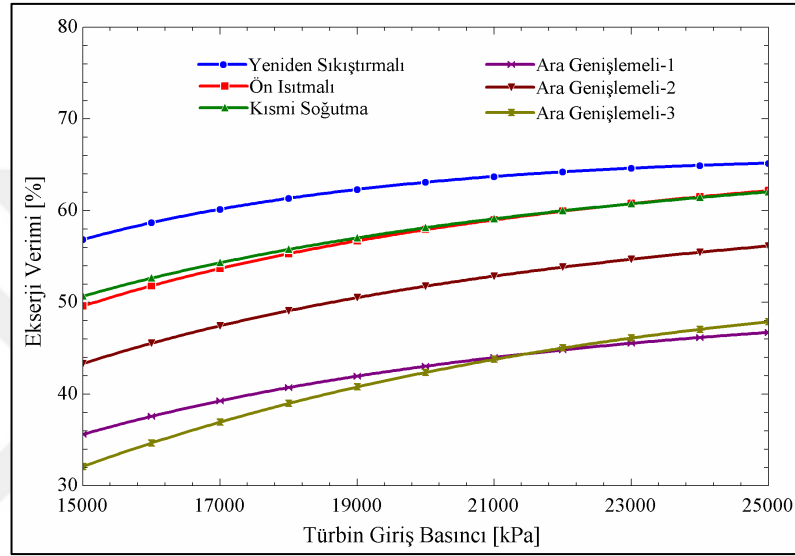
Şekil 4.39. Türbin giriş sıcaklığına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerine giren ısıl gücün değişimi

Şekil 4.40, türbin giriş sıcaklığına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verim değişimini göstermektedir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile ara genişlemeli-3 Brayton çevrimi hariç diğer tüm çevrimlerin ekserji verimi artmıştır. Türbin giriş sıcaklığı ile ara genişlemeli-3 Brayton çevriminin ekserji veriminin azalmasının nedeni, artan türbin giriş sıcaklığına göre sisteme giren ısıl güç miktarının sistemden üretilen net güç miktarına göre daha fazla artmasıdır.



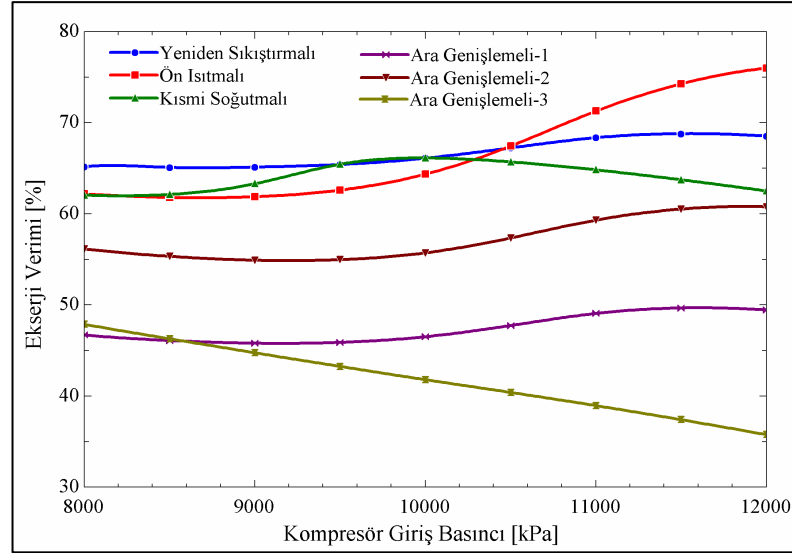
Şekil 4.40. Türbin giriş sıcaklığına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi

Türbin giriş basıncına göre ara akışlı süperkritik Brayton çevrimlerinin ekserji verim değişimi Şekil 4.41’de gösterilmiştir. Türbin giriş basıncının artması ile tüm ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimi artmıştır. En yüksek ekserji verimi yeniden sıkıştırmalı süperkritik Brayton çevriminde, en düşük ekserji verimi ise ara genişlemeli-1 ve ara genişlemeli-3 süperkritik Brayton çevriminde bulunmuştur. Şekilden görüldüğü üzere ön ısıtmalı ve kısmi soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimleri birbirine çok yakındır.



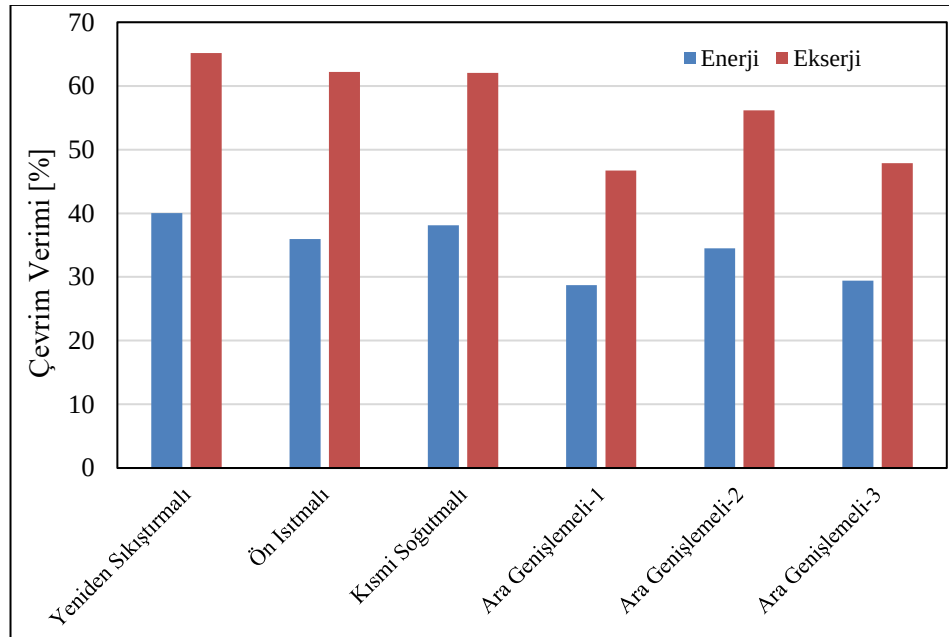
Şekil 4.41. Türbin giriş basıncına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi

Kompresör giriş basıncının ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimi üzerindeki etkisi Şekil 4.42’de gösterilmiştir. Enerji veriminde olduğu gibi kompresör giriş basıncı ile çevrimlerin ekserji verimlerinde dalgalanmalar mevcuttur. Kompresör giriş basıncının artması ile kısmi soğutmalı ve ara genişlemeli-3 süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimi azalırken diğer süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimi artmıştır. Kompresör giriş basıncına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimlerindeki değişimin nedeni enerji verimindeki değişimin sebebi ile aynıdır.



Şekil 4.42. Kompresör giriş basıncına göre ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimlerinin değişimi

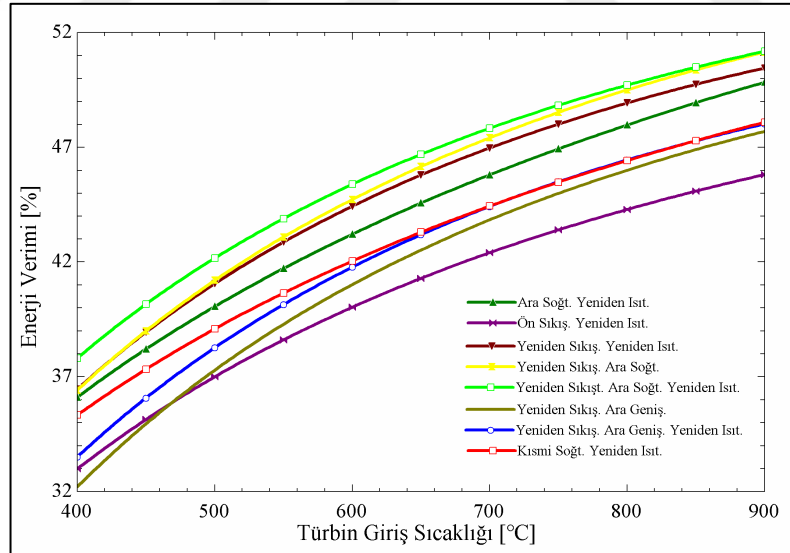
Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin kabul edilen çalışma dizayn parametrelerine göre enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Çevrimlerin enerji ve ekserji verim karşılaştırmaları Şekil 4.43'te gösterilmiştir. En yüksek enerji verimi sırasıyla yeniden sıkıştırılmalı, kısmi soğutmalı, ön ısıtmalı, ara genişlemeli-2, ara genişlemeli-3 ve ara genişlemeli-1 Brayton çevrim için hesaplanmıştır. Çevrimlerin ekserji verimleri açısından bakıldığında ekserji verim sıralaması enerji verim sıralaması ile aynıdır.



Şekil 4.43. Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri

4.3.3. Kombine süperkritik CO₂ Brayton çevriminin termodinamik analiz sonuçları

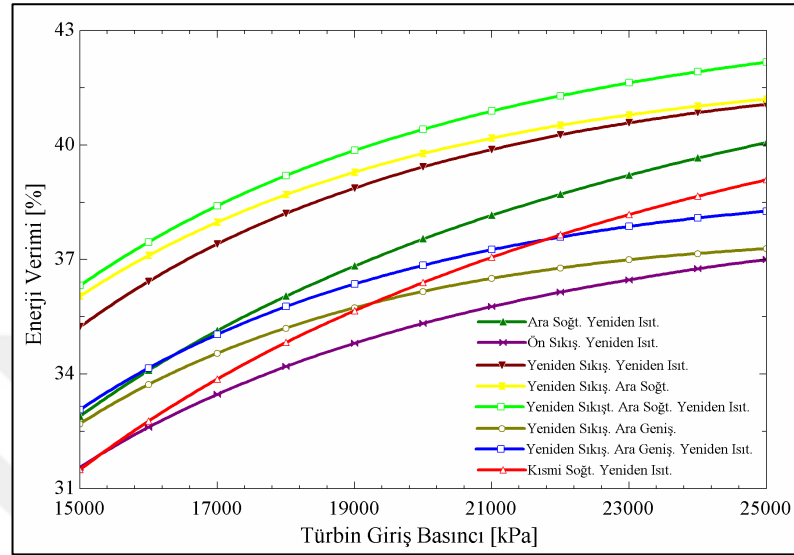
Kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri ara akışlı ve tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin birleştirilmesiyle oluşmaktadır. Kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri ara akışlı veya tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerine göre daha yüksektir. Kombine çevrimlerinden biri olan yeniden sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimin analizini doğrulamak için Wang ve He (2017) ile Turchi vd. (2013)'nin yaptıkları çalışmalar referans alınmıştır (Şekil A.30). İncelenen tüm kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin türbin giriş sıcaklığına göre enerji verim değişimi Şekil 4.44'te verilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile tüm kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verimi artmıştır. En yüksek enerji verimi yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi için hesaplanırken en düşük enerji verimi ise ön sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi için hesaplanmıştır.



Şekil 4.44. Türbin giriş sıcaklığına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi

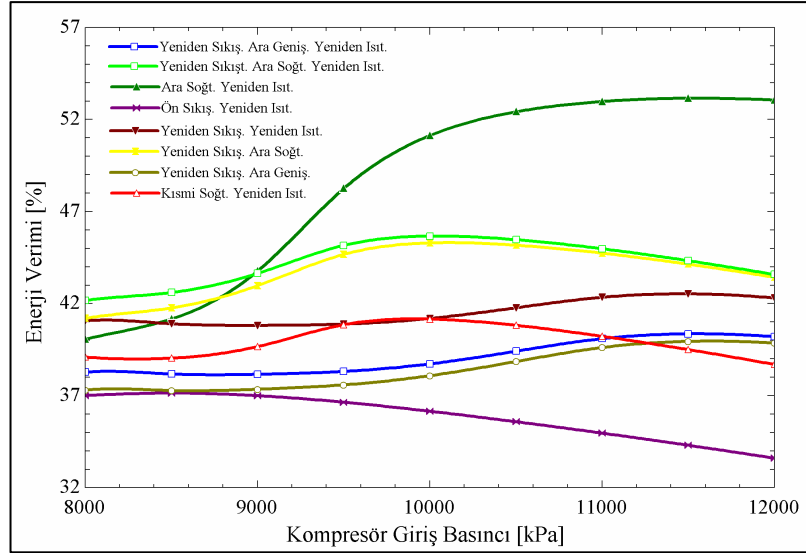
Şekil 4.45, türbin giriş basıncına göre kombine çevrimlerinin enerji verim değişimini göstermektedir. Türbin giriş basıncının 15 000 kPa'dan 25 000 kPa'a artmasıyla tüm kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verimi artmıştır. Şekil 4.44'te olduğu gibi en yüksek enerji verimi yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı

süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, en düşük ekserji verimi ise ön sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde bulunmuştur. Yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ile kısmi soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verimleri ise birbirine çok yakındır.



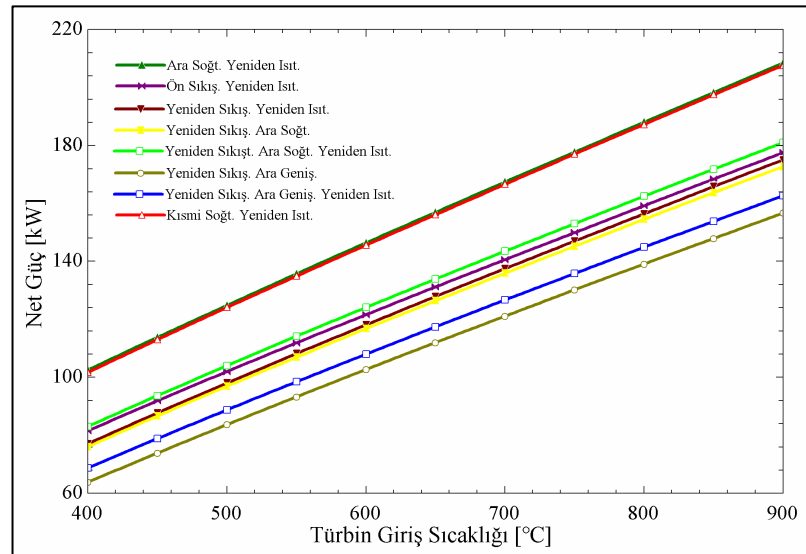
Şekil 4.45. Türbin giriş basıncına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi

Kompresör giriş basıncı ile kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verim değişimleri Şekil 4.46'da verilmiştir. Kompresör giriş basıncının 8 000 kPa'dan 12 000 kPa'a yükselmesiyle kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verimlerinde dalgalanmalar meydana gelmiştir. Kompresör giriş basıncının artması ile en yüksek enerji verimi ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, en düşük enerji verimi ise ön sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde bulunmuştur. Ayrıca kompresör giriş basıncının artması ile ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı, ara soğutmalı, yeniden ısıtılmalı, yeniden sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı, yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli, yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli yeniden ısıtılmalı, yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı, yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı Brayton çevrimlerinin enerji verimi artarken ön sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı, kısmi soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verimi azalmıştır. Kompresör giriş basıncının artması ile kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimlerindeki dalgalanmaların nedeni çevrimden üretilen net gücün ve çevrime giren ısı gücünün farklı oranlarda artıp azalmasıdır.

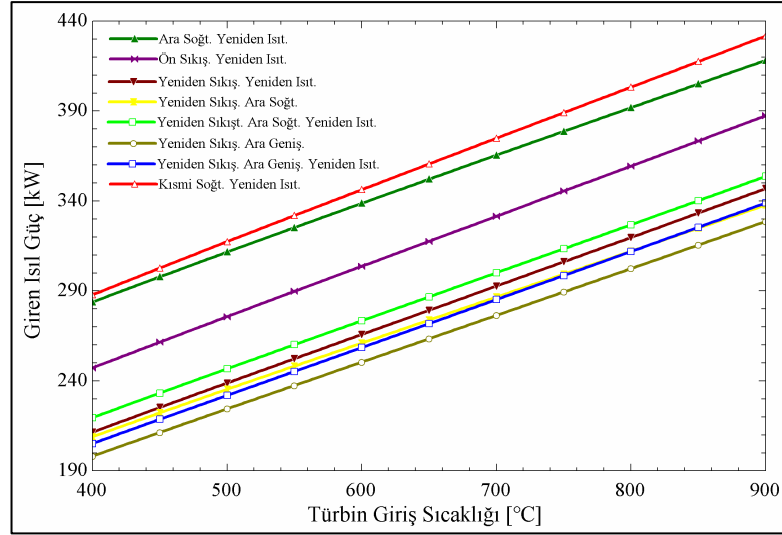


Şekil 4.46. Kompresör giriş basıncına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi

Türbin giriş sıcaklığına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerden üretilen net güç miktarının değişimi Şekil 4.47’de, sisteme giren ısıl güç miktarındaki değişim ise Şekil 4.48’de verilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile çevrimlerden üretilen net güç ve çevrime giren ısıl güç miktarı artmıştır. En yüksek net güç miktarı ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, en düşük net güç miktarı ise yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminde bulunmuştur. Sisteme giren ısıl güç miktarı ise en fazla kısmi soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, en düşük ısıl güç miktarı ise yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminde hesaplanmıştır.

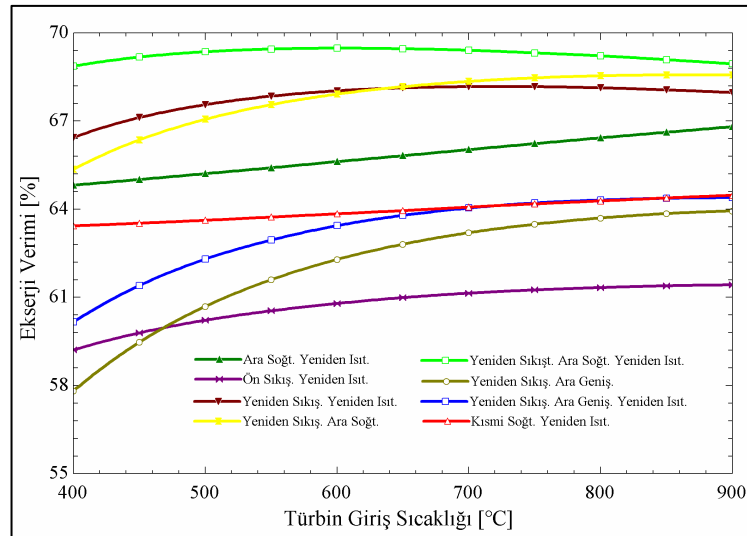


Şekil 4.47. Türbin giriş sıcaklığına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde üretilen net gücün değişimi



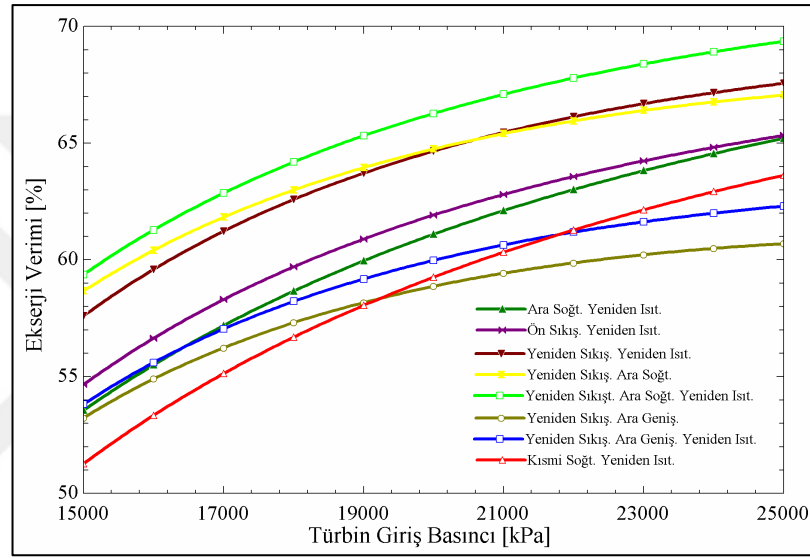
Şekil 4.48. Türbin giriş sıcaklığına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerine giren ısıl gücün değişimi

Türbin giriş sıcaklığına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verim değişimi Şekil 4.49'da gösterilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile tüm kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde üretilen net güç miktarı arttığı için çevrimlerin ekserji verimi artmıştır. En yüksek ekserji verimi yeniden sıkıştırmalı ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde iken en düşük ekserji verimi ise ön sıkıştırmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimindedir. Türbin giriş sıcaklığının 400 °C'den 900 °C'ye çıkmasıyla yeniden sıkıştırmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminin ekserji verimi %57.8'den %63.9'a çıkarak en yüksek artış bu kombine süperkritik CO₂ Brayton çevriminde meydana gelmiştir.



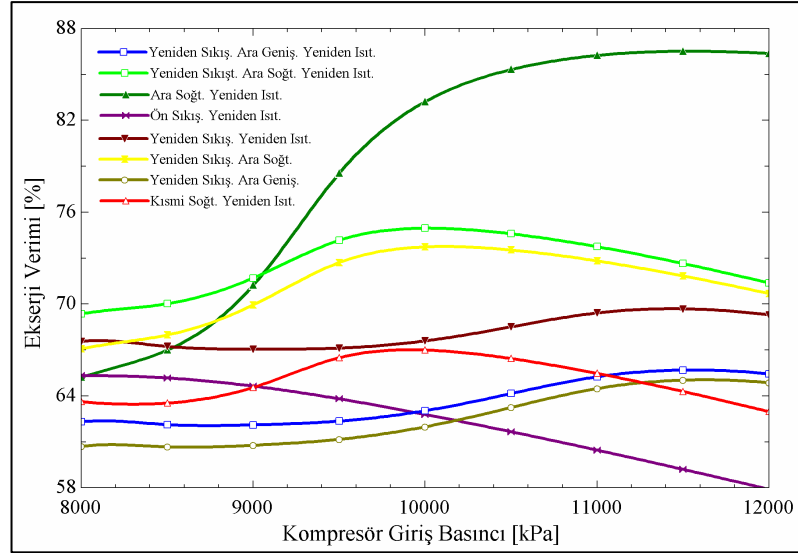
Şekil 4.49. Türbin giriş sıcaklığına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji veriminin değişimi

Şekil 4.50, türbin giriş basıncına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verim değişimini göstermektedir. Türbin giriş basıncının artması ile tüm kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimi artmıştır. Şekilden görüldüğü üzere türbin giriş basıncının 15 000 kPa olduğu durumda en düşük ekserji verimi yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde iken basıncın artması ile çevrimin verimi hızla artarak birçok çevrimin ekserji veriminden daha yüksek değere çıkmıştır. Türbin giriş basıncının artması ile yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminin ekserji veriminin sıralaması ise düşmüştür.



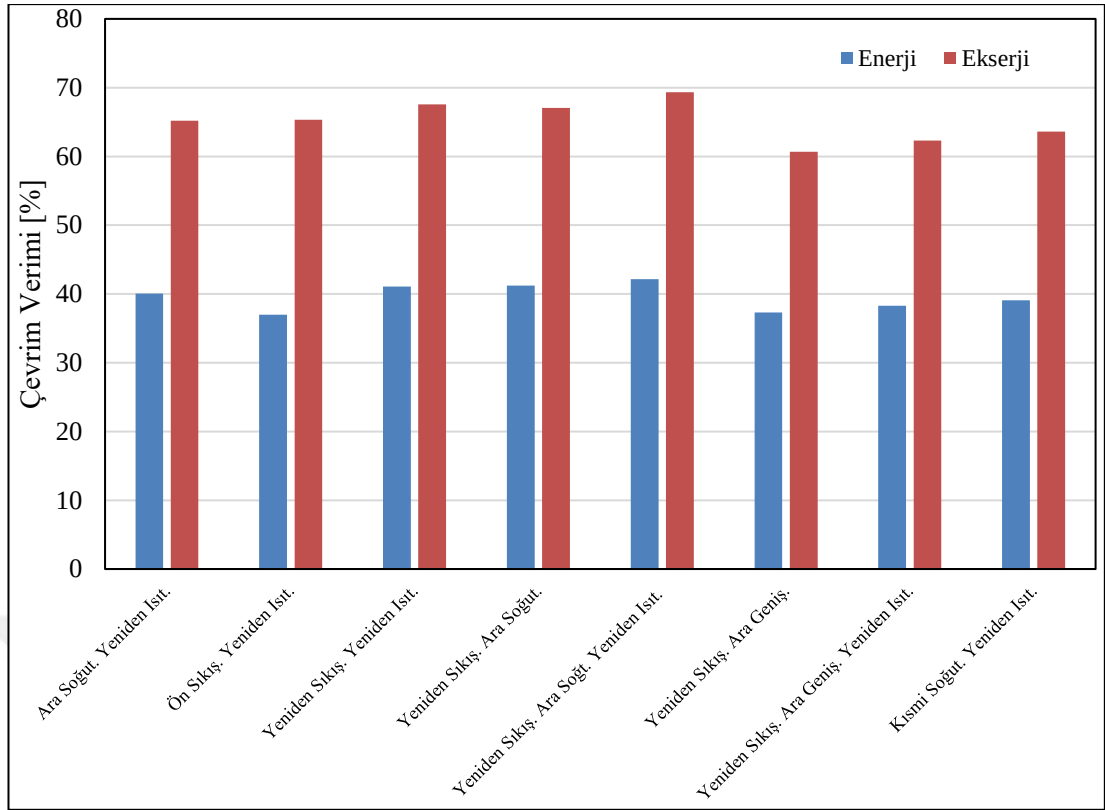
Şekil 4.50. Türbin giriş basıncına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimlerinin değişimi

Kompresör giriş basıncının kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimi üzerindeki etkisi Şekil 4.51’de gösterilmiştir. Tek akışlı ve ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde olduğu gibi kompresör giriş basıncının değişmesi ile ekserji veriminde dalgalanmalar meydana gelmiştir. En yüksek ekserji verimi ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde iken en düşük ekserji verimi ise kompresör giriş basıncının 10 200 kPa’a kadar olduğu durumda yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, kompresör basıncının 10 200 kPa’dan yüksek olduğu durumda ön sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde hesaplanmıştır.



Şekil 4.51. Kompresör giriş basıncına göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin ekserji verimlerinin değişimi

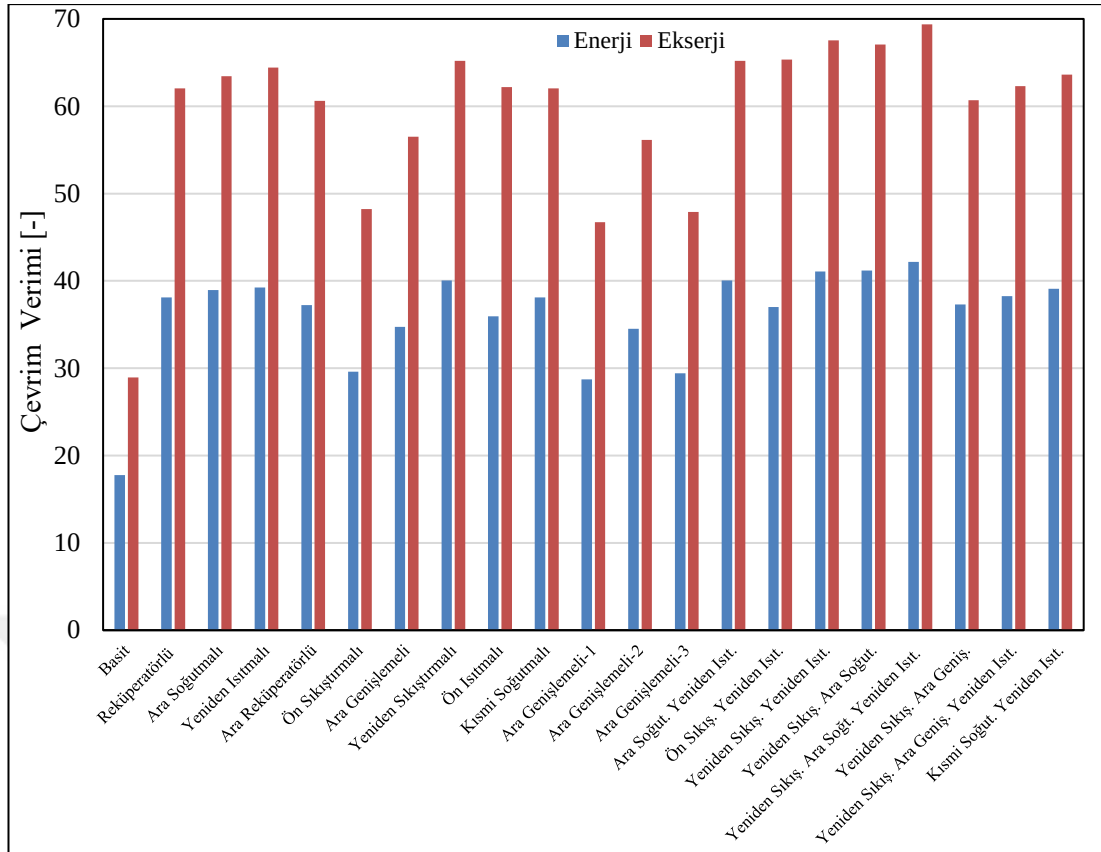
Kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verim değerleri Şekil 4.52’de verilmiştir. Kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri hesaplanırken Çizelge 4.2’de verilen çalışma dizayn parametreleri dikkate alınmıştır. Kabul edilen referans değerlerine göre en yüksek enerji verimi yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde en düşük enerji verimi ise ön sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde hesaplanmıştır. İkinci yasa analizine göre en yüksek ekserji verimi % 69 ile yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, en düşük ekserji verimi ise % 60 ile yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminde bulunmuştur.



Şekil 4.52. Kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri

4.3.4. Tüm süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin karşılaştırılması

Tek akışlı, ara akışlı ve kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji analizleri Çizelge 4.2’de verilen çalışma parametrelerine göre hesaplanarak Şekil 4.53’te verilmiştir. Yapılan analiz sonuçlarına göre en yüksek enerji verimi kombine süperkritik CO₂ çevrim olan yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde, en düşük enerji verimi ise basit süperkritik CO₂ Brayton çevriminde hesaplanmıştır. Şekilden görüldüğü üzere kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri tek ve ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrim verimlerine göre daha yüksektir.

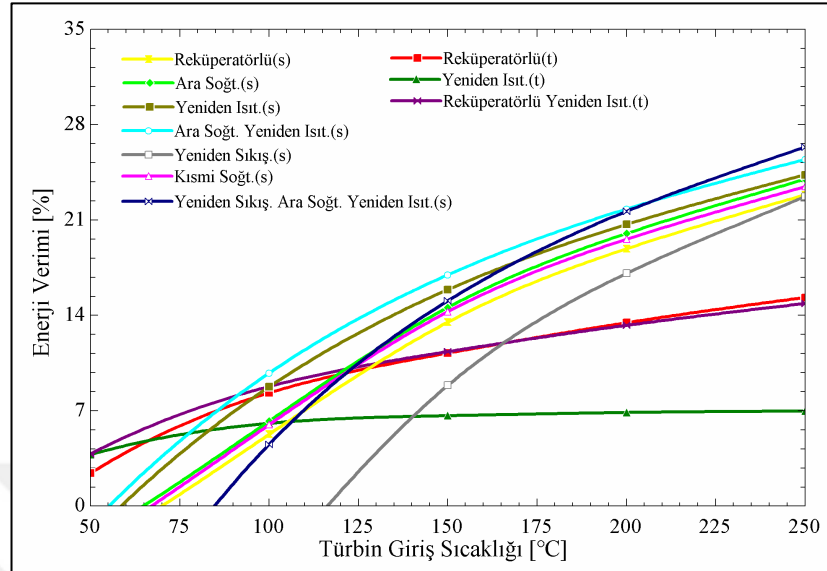


Şekil 4.53. Tek akışlı, ara akışlı ve kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji ve ekserji verimleri

4.4. Düşük ve Orta Sıcaklık Uygulamaları için En Uygun CO₂ Güç Çevriminin Belirlenmesi

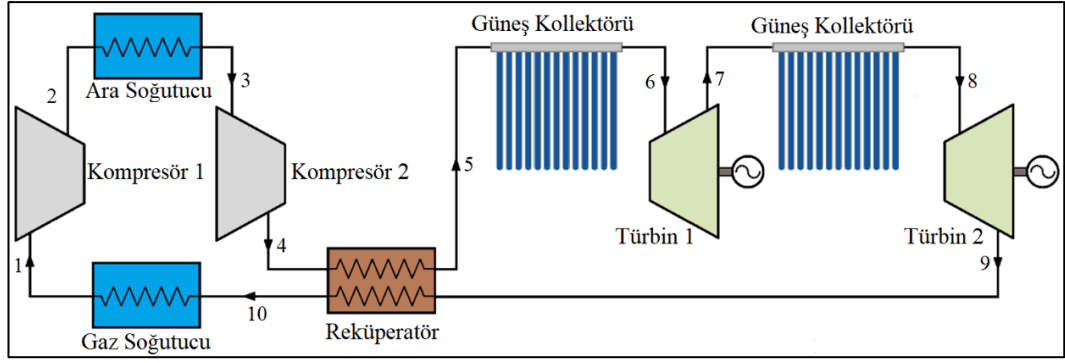
Vakum tüplü U-borulu güneş kollektörleri düşük veya orta sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. CO₂'nin kollektörden çıkış sıcaklığı yaklaşık 250 °C'dir. Isınan CO₂ termodinamik güç çevrimlerinde kullanılarak elektrik enerjisi elde edilmektedir. Bu amaçla düşük ve orta sıcaklık uygulamaları için transkritik CO₂ Rankine ve süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin performansları incelenmiştir. Şekil 4.54, farklı transkritik CO₂ Rankine ve süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin düşük ve orta sıcaklık uygulamaları için enerji verim değişimlerini göstermektedir. Türbin giriş sıcaklığının 50 °C - 250 °C arasında değiştiği durumda en yüksek enerji verimine sahip çevrim türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Sıcaklığın 200 °C'ye kadar olduğu durumlarda en yüksek enerji verimi ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi için, 200 °C'den yüksek sıcaklıklarda ise en yüksek enerji verimi yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi için hesaplanmıştır. Şekilden görüldüğü üzere düşük sıcaklık uygulamalarında

süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji verimleri, transkritik CO₂ Rankine çevrimlerine göre daha yüksektir.



Şekil 4.54. Türbin giriş sıcaklığına göre farklı transkritik CO₂ Rankine ve süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin enerji veriminin değişimi

Vakum tüplü U-borulu güneş kolektör sistemini transkritik CO₂ Rankine çevrimine entegre etmek yerine ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimine veya yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik Brayton çevrimine entegre etmek daha mantıklıdır. Fakat sıcaklığın 50 °C - 100 °C olduğu durumlarda yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimin verimi sıfırdır. Bu nedenle hem vakum tüplü U-borulu güneş kolektör sisteminde hem de jeotermal gibi düşük ve orta sıcaklık uygulamalarında ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi rahatlıkla kullanılabilir. Şekil 4.55, ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin şematik gösterimini göstermektedir. Ara soğutma işlemi ile kompresör sıkıştırma işi azaltılarak, yeniden ısıtma işlemi ile türbinden üretilen iş artırılarak yüksek verim elde edilmektedir. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde ısıtma işlemi güneş kolektöründe gerçekleşmektedir. Güneş kolektör sistemi 2 grubundan oluşmaktadır. 1. kolektör grubu 15 adet kolektörün birbirine seri bağlanmasıyla, 2. kolektör grubu ise 5 adet güneş kolektörünün birbirine seri bağlanmasıyla oluşmaktadır.



Şekil 4.55. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi

4.5. Güneş Enerjisi Destekli Ara Soğutmalı Yeniden Isıtılmalı Süperkritik CO₂ Brayton Çevriminin Kararlı Durum Şartlarında Analiz Sonuçları

Vakum tüplü U-borulu güneş kollektörlü ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin termodinamik, eksergo-ekonomik, eksergo-çevresel analizi ve çok amaçlı optimizasyonu kararlı durum şartları göz önünde bulundurularak yapılmıştır.

4.5.1. Çevrimin termodinamik analiz sonuçları

Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin termodinamik analizinde Çizelge 4.3'te verilen sistem çalışma parametreleri kullanılmıştır. Bu çalışma parametre değerlerine göre çevrimin performans değerleri hesaplanarak parametrik çalışmalar yapılmıştır.

Çizelge 4.3. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimin çalışma parametreleri (Bejan vd.,1996; Ruiz-Casanova vd., 2020)

Parametre	Değer
Türbin giriş basıncı [kPa]	15 000
Kompresör giriş basıncı [kPa]	8 000
Güneş radyasyonu [W/m ²]	600
Kompresör giriş sıcaklığı [°C]	32
Kompresör izantropik verim [%]	86
Türbin izantropik verim [%]	86
Rekuperatör etkinliği [%]	55

Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin termodinamik analizini yapmak için çevrimi oluşturan her bir ekipman için termodinamiğin kütle, enerji, ekserji ve entropi denge denklemlerinin yazılması gerekir (Çizelge A.6).

Çizelge 4.3'te verilen çalışma dizayn parametreleri dikkate alınarak sistemi oluşturan her bir noktanın basınç, sıcaklık, entalpi, entropi gibi termodinamik özellikleri hesaplanarak Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimini oluşturan her bir noktanın termodinamik özellik değerleri

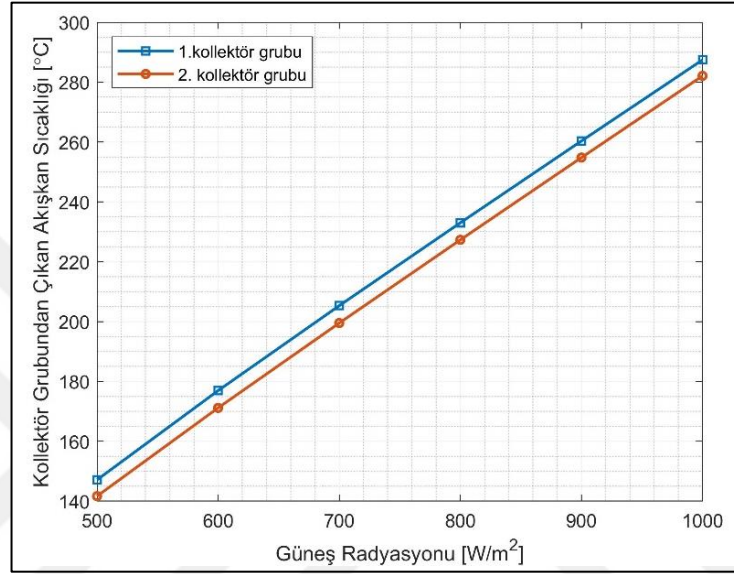
No	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]	$\dot{m}$ [kg/s]	ex [kJ/kg]	$\dot{E}x$ [kW]	$\dot{S}x$ [kW/K]
0	25.00	101.3	505.8	1.31	-	-	-	-
1	32.00	8 000	296.42	1.31	0.010	215.21	2.152	0.0131
2	39.70	10 954	301.54	1.22	0.010	219.64	2.196	0.0131
3	32.00	10 954	274.42	1.23	0.010	218.67	2.186	0.0123
4	38.08	15 000	280.42	1.74	0.010	223.86	2.238	0.0123
5	96.26	15 000	453.88	2.06	0.010	244.63	2.446	0.0174
6	176.9	15 000	584.32	2.07	0.010	279.09	2.791	0.0206
7	148.8	10 954	565.54	2.13	0.010	258.14	2.581	0.0207
8	171.2	10 954	693.87	2.14	0.010	266.96	2.669	0.0214
9	143.9	8 000	574.67	1.65	0.010	245.52	2.455	0.0214
10	39.70	8 000	401.19	0.37	0.010	218.67	2.186	0.0165
11	25.00	101.3	104.92	0.40	0.023	0	0	0.0460
12	27.00	101.3	113.28	0.37	0.023	0.0279	0.0035	0.0495
13	25.00	101.3	104.92	0.40	0.006	0	0	0.0119
14	27.00	101.3	113.28	1.31	0.006	0.0279	0.0009	0.0128

Çalışma dizayn parametreleri dikkate alınarak çevrimde yer alan ekipmanların kapasiteleri, ekserji yıkım oranları ve çevrimin enerji ve ekserji verimleri hesaplanarak Çizelge 4.5'te verilmiştir. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik Brayton çevriminden üretilen net iş 0.2687 kW, çevrimin enerji verimi %3.68, çevrimin ekserji verimi ise %3.95 olarak bulunmuştur. En yüksek ekserji yıkımı güneş kolektöründe meydana gelirken en düşük ekserji yıkımı ise kompresör-1'de meydana gelmiştir.

Çizelge 4.5. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrim ekipmanların ekserji yıkım oranları

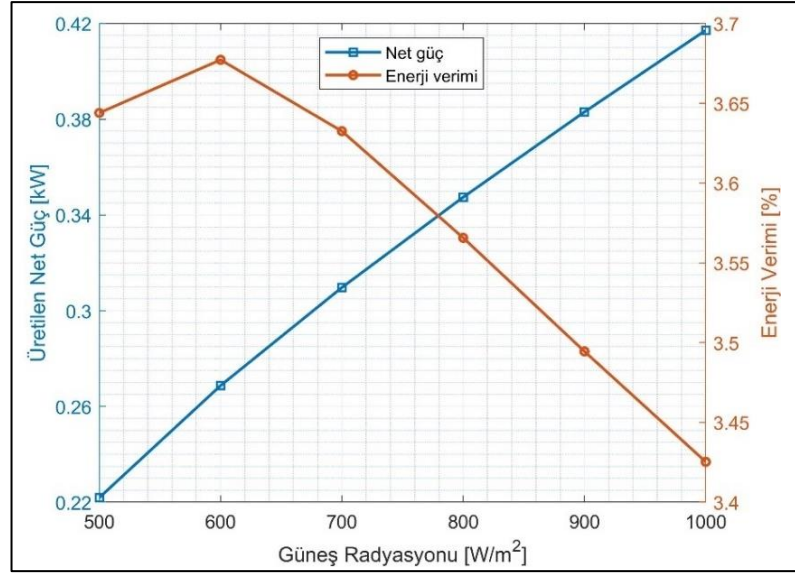
Ekipman	Kapasite [kW]	Ekserji Yıkımı [kW]
Kompresör-1	0.051	0.00683
Ara soğutucu	0.271	0.00875
Kompresör-2	0.059	0.00804
Rekuperatör	1.735	0.06070
Kolektör	7.308	6.36890
Türbin-1	0.188	0.02167
Türbin-2	0.192	0.02242
Gaz soğutucu	1.048	0.03119
Enerji verimi	3.68 [%]	
Ekserji verimi	3.95 [%]	

Şekil 4.56, güneş radyasyon değerine göre kollektör gruplarından çıkan akışkan sıcaklığının değişimini göstermektedir. Vakum tüplü U-borulu güneş kollektörüne gelen güneş radyasyon değerinin artması ile 1.ve 2. kollektör grubundan çıkan akışkan sıcaklığı sürekli olarak artmaktadır. Güneş radyasyon değerinin 500 W/m^2 den 1000 W/m^2 'ye çıkmasıyla 1. kollektör grubundan çıkan akışkan sıcaklığı 287°C 'ye 2. kollektör grubundan çıkan akışkan sıcaklığı ise 282.1°C 'ye kadar çıkmaktadır.



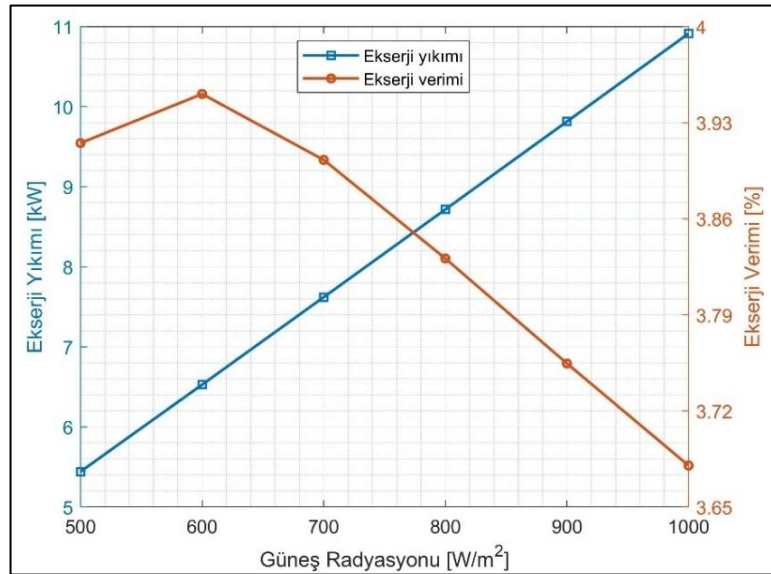
Şekil 4.56. Güneş radyasyon değerine göre kollektör gruplarından çıkan akışkan sıcaklığının değişimi

Güneş radyasyon değerinin net güç ve çevrim enerji verimi üzerindeki etkisi Şekil 4.57'de gösterilmiştir. Güneş radyasyon değerinin artması ile çevrimden üretilen net güç miktarı sürekli artarken çevrimin enerji verimi güneş radyasyonunun 600 W/m^2 değerine kadar artmış daha sonra ise azalmıştır. Güneş radyasyonuna göre çevrimden üretilen net güçteki artış miktarı güneş kollektörüne gelen ısı güç miktarına göre daha az olduğu için çevrimin enerji verimi güneş radyasyon değerine göre azalmaktadır.



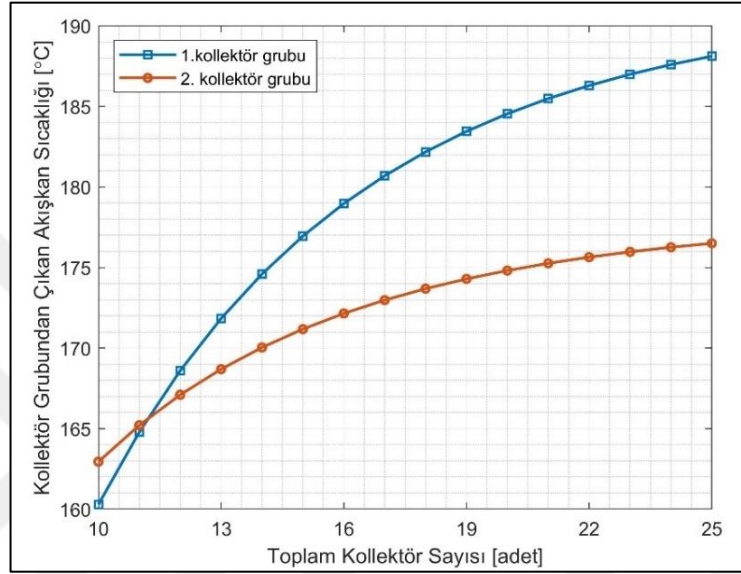
Şekil 4.57. Güneş radyasyon değerine göre çevrimden üretilen net gücün ve enerji veriminin değişimi

Şekil 4.58, güneş radyasyonuna göre çevrimde meydana gelen ekserji yıkımını ve çevrimin ekserji verimini göstermektedir. Güneş radyasyon değerinin artması ile çevrimin ekserji yıkımı artarken, ekserji verimi azalmaktadır. Enerji veriminde olduğu gibi ekserji verimi güneş radyasyonunun 600 W/m²'den yüksek olduğu durumlarda gittikçe azalmıştır. Güneş radyasyon miktarının artması ile güneş kolektöründe meydana gelen ekserji yıkımları arttığından toplam sistemin ekserji yıkımı artmaktadır.



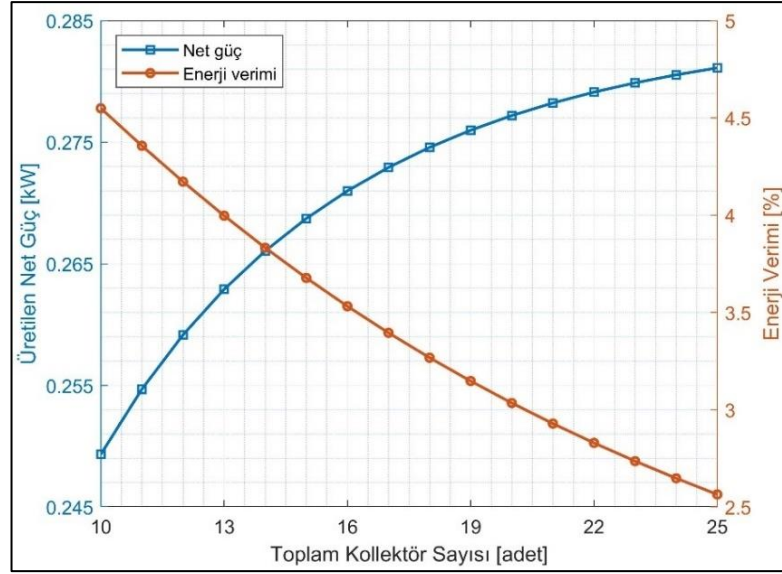
Şekil 4.58. Güneş radyasyon değerine göre ekserji yıkımının ve ekserji veriminin değişimi

Şekil 4.59, toplam kolektör sayısının kolektör çıkışındaki akışkan sıcaklığına olan etkisini göstermektedir. Toplam kolektör sayısının 10'dan 25'e çıkmasıyla 1. kolektör grubundan çıkan akışkan sıcaklığı 160.29 °C'den 188.10 °C'ye çıkarken 2. kolektör grubundan çıkan akışkan sıcaklığı ise 162.94 °C'den 176.49 °C'ye çıkmaktadır. Şekilden görüldüğü üzere kolektör sayısı arttıkça kolektör grubundan çıkan akışkan sıcaklığındaki artış gittikçe azalmaktadır.



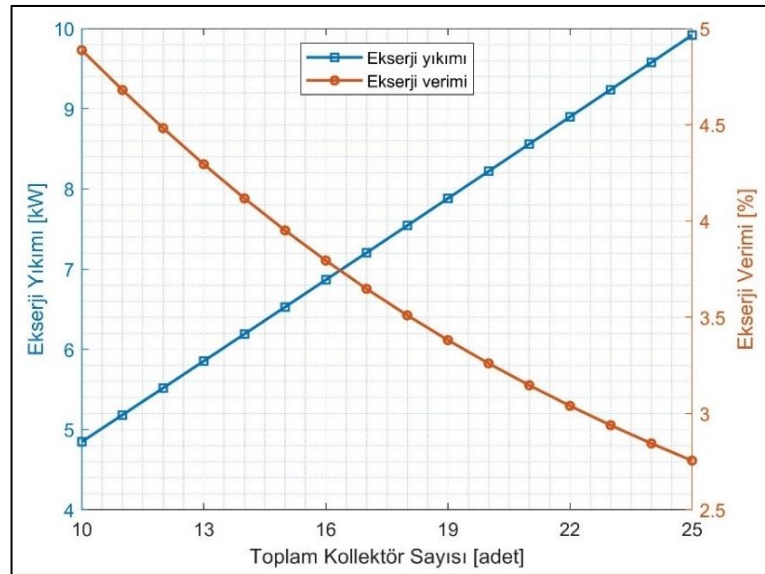
Şekil 4.59. Toplam kolektör sayısına göre kolektör gruplarından çıkan akışkan sıcaklığının değişimi

Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde üretilen net gücün ve çevrim enerji veriminin toplam kolektör sayısına göre değişimi Şekil 4.60'da gösterilmiştir. Kolektör sayısının artması ile Brayton çevriminde üretilen net güç artarken çevrimin enerji verimi ise azalmaktadır. Toplam kolektör sayısının 10'dan 25'e artmasıyla çevrimden üretilen güç miktarı 0.249 kW'dan 0.281 kW'a yükselirken çevrimin enerji verimi ise %4.5'ten %2.5'e düşmektedir. Çevrim enerji veriminin düşmesinin nedeni kolektör sayısının artması ile kolektöre gelen ısıl gücün üretilen net güce göre daha fazla artmasıdır.



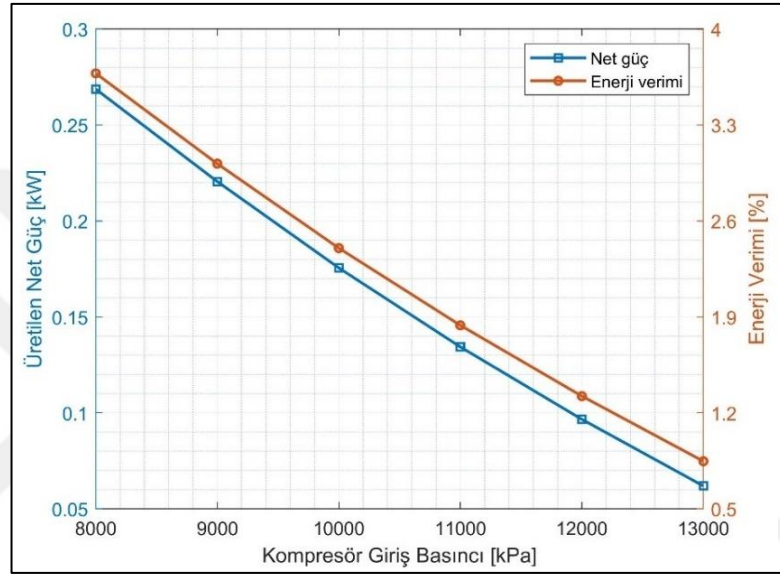
Şekil 4.60. Toplam kolektör sayısına göre çevrimden üretilen net gücün ve çevrim enerji veriminin değişimi

Şekil 4.61, toplam kolektör sayısının ekserji yıkımı ve ekserji verimi üzerindeki etkisini göstermektedir. Toplam kolektör sayısının artması ile çevrimde meydana gelen ekserji yıkımları artarken çevrimin ekserji verimi azalmaktadır. Toplam kolektör sayısının artması ile ekserji veriminin azalmasının nedeni sistemdeki ekserji yıkımlarının ve güneş kolektörüne gelen ısııl gücün artmasıdır. Kolektör sayısının 10'dan 25'e çıkmasıyla ekserji yıkımı 4.84 kW'dan 9.91 kW'a çıkarken çevrimin ekserji verimi ise %4.88'den %2.75'e düşmektedir.



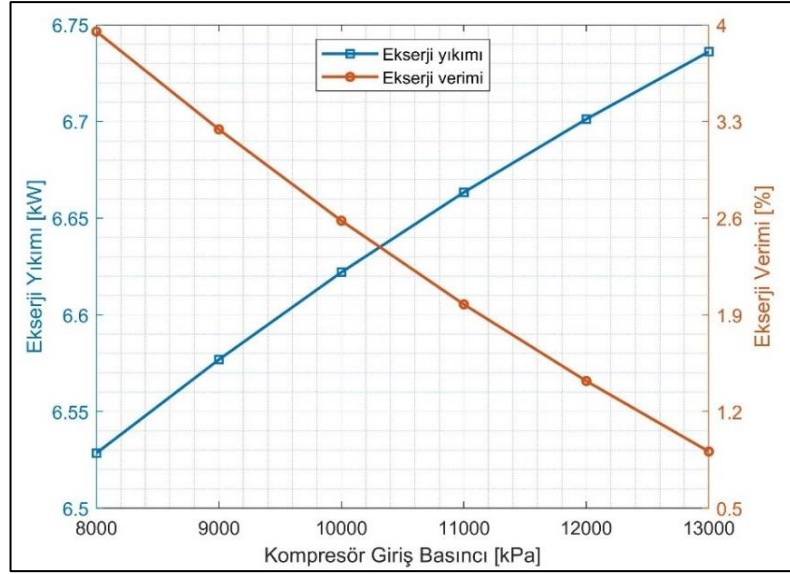
Şekil 4.61. Kolektör sayısına göre ekserji yıkımının ve ekserji veriminin değişimi

Şekil 4.62, kompresör giriş basıncının net güç ve enerji verimi üzerindeki etkisini göstermektedir. Kompresör giriş basıncının 8 000 kPa'dan 13 000 kPa'a çıkmasıyla çevrimden üretilen net güç ve çevrimin enerji verimi azalmaktadır. Kompresör giriş basıncının artması türbinden üretilen gücün azalmasına neden olduğundan sistemden üretilen toplam net güç miktarı azalmaktadır. Çevrimden üretilen net güç miktarı azaldığı için çevrimin enerji verimi de düşmektedir. Kompresör giriş basıncının artması ile üretilen net güç miktarı ve çevrim enerji verimi %77 oranında azalmaktadır.



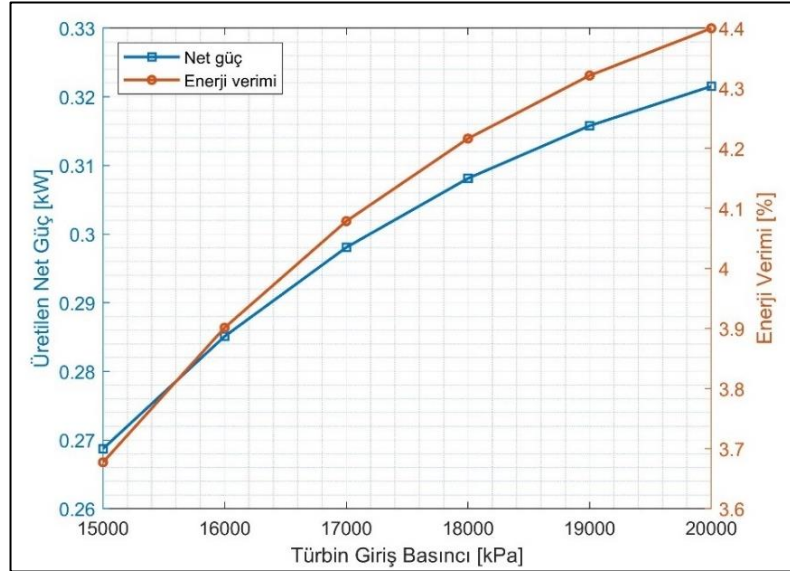
Şekil 4.62. Kompresör giriş basıncına göre çevrimden üretilen net gücün ve çevrim enerji veriminin değişimi

Kompresör giriş basıncı ile ekserji yıkımının ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.63'te verilmiştir. Kompresör giriş basıncının artması ile çevrimin ekserji verimi azalırken çevrimden üretilen ekserji yıkımı ise artmaktadır. Kompresör giriş basıncının 8 000 kPa'dan 13 000 kPa'a çıkmasıyla çevrimin ekserji yıkımı 6.52 kW'dan 6.73 kW'a yükselirken çevrimin ekserji verimi ise %3.7'den %1'e düşmektedir.



Şekil 4.63. Kompresör giriş basıncına göre ekserji yıkımının ve ekserji veriminin değişimi

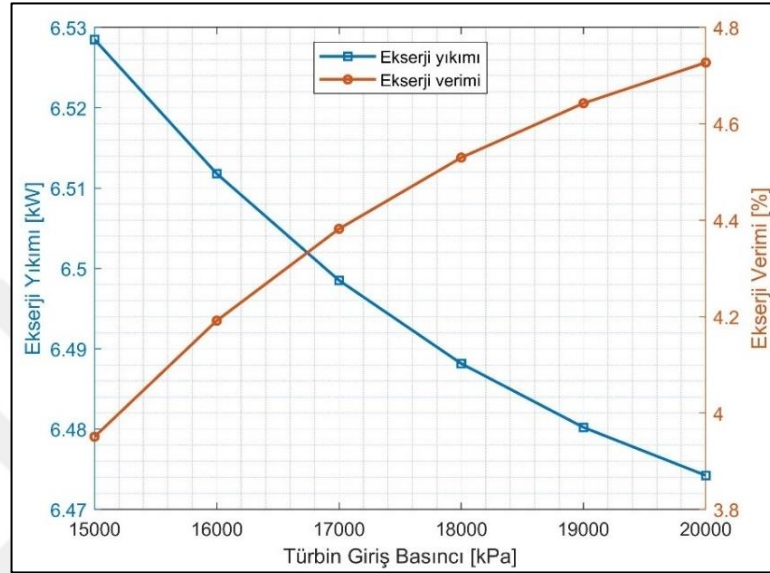
Türbin giriş basıncına göre net güç ve enerji verimindeki değişimlerin verildiği Şekil 4.64'ten görüldüğü üzere türbin giriş basıncının artması ile çevrimden üretilen net güç miktarı ve çevrim enerji verimi artmaktadır. Türbin giriş basıncının 15 000 kPa'dan 20 000 kPa'a çıkmasıyla çevrimden üretilen net güç miktarı 0.268 kW'dan 0.321 kW'a yükselirken çevrimin enerji verimi ise % 3.67'den %4.39'a yükselmektedir.



Şekil 4.64. Türbin giriş basıncına göre çevrimden üretilen net gücün ve enerji veriminin değişimi

Şekil 4.65'te türbin giriş basıncına göre ekserji yıkımının ve ekserji veriminin değişimi gösterilmektedir. Türbin giriş basıncının artması ile çevrimde meydana gelen ekserji

yıkımı azalırken çevrimin ekserji verimi ise artmaktadır. Türbin giriş basıncı ile çevrimin ekserji veriminin artmasının nedeni çevrimden üretilen net güç miktarının artması ve ekserji yıkımının azalmasıdır. Türbin giriş basıncının 15 000 kPa'dan 20 000 kPa'a çıkmasıyla çevrimdeki ekserji yıkımı 6.53 kW'tan 6.47 kW'a azalırken çevrimin ekserji verimi ise %3.6'dan %4.3'e artmaktadır.



Şekil 4.65. Türbin giriş basıncına göre ekserji yıkımının ve ekserji veriminin değişimi

4.5.2. Çevrimin eksergo-ekonomik analiz sonuçları

Vakum tüplü güneş kolektörlü ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimin eksergo-ekonomik analizi için sistemde yer alan her bir ekipman için maliyet denge denklemlerinin yazılması gerekir. Ayrıca eksergo-ekonomik analizde kullanılan F ve P kurallarına göre oluşturulan maliyet denklemlerinin çözülmesi için yardımcı denklemlere ihtiyaç vardır. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimini oluşturan ekipmanlar için maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler Çizelge A.7'de verilmiştir. Brayton çevriminin yıllık çalışma saati 7000, sistemin çalışma yılı (ekonomik ömrü) 15, yıllık faiz oranı %12 olarak kabul edilmiştir (Musharavati vd., 2021). Sistemi oluşturan her bir ekipman için maliyet denge denklemleri, gerekli yardımcı denklemler ve satın alma fonksiyonları ise Çizelge A.8'de verilmiştir (Bejan vd., 1996; Wang ve Dai, 2016).

Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin eksergo-ekonomik analizi için maliyet denge denklemleri ve satın alma fonksiyon denklemleri

kullanılarak sistemi oluşturan her bir noktanın ekserjisi, birim ekserji başına maliyeti ve akış maliyeti Çizelge 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.6. Akış ekserjisi, birim ekserji maliyeti ve akış maliyet

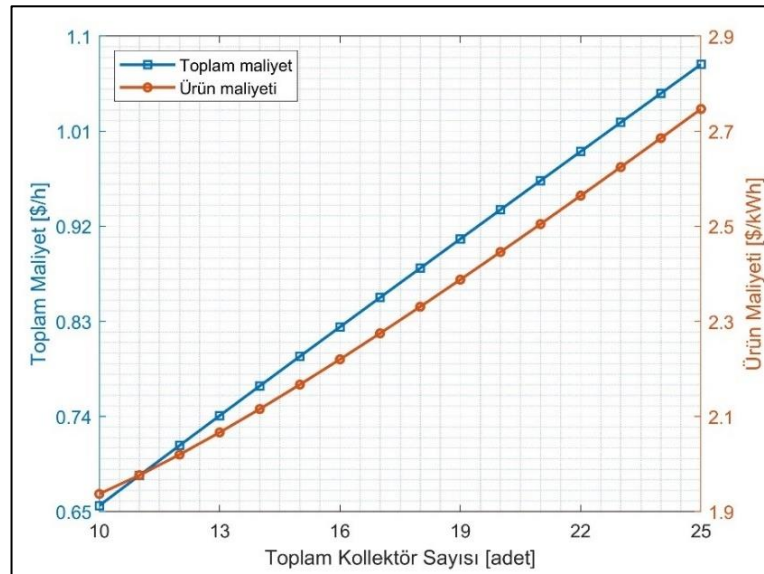
No	$\dot{E}x$ [kW]	c [\$/kWh]	$\dot{C}$ [\$/h]
1	2.152	1.285	2.627
2	2.196	1.306	2.869
3	2.187	1.306	2.857
4	2.239	1.329	2.977
5	2.446	1.361	3.330
6	2.791	1.284	3.585
7	2.581	1.284	3.316
8	2.669	1.286	3.432
9	2.455	1.286	2.156
10	2.187	1.286	2.811
11	0	0	0
12	0.0035	15.44	0.054
13	0	0	0
14	0.0009	19.12	0.017

Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin eksergo-ekonomik analizinden elde edilen eksergo-ekonomik parametreler Çizelge 4.7'de verilmiştir. Sermaye maliyeti ve ekserji yıkımı ile olan maliyetlerin toplamının en yüksek değeri güneş kollektörü ve türbinlerde meydana gelmektedir. Bu durum güneş kollektörü ve türbinlerin eksergo-ekonomik açıdan diğer bileşenlerden daha fazla dikkate alınması gerektiğini göstermektedir. Ek olarak eksergo-ekonomik faktör değeri en düşük olan ekipman reküperatördür. Reküperatörle ilgili maliyetlerin neredeyse büyük bir kısmının ekserji yıkım maliyetinden kaynaklandığını göstermektedir. Bu nedenle bu bileşen için eksergo-ekonomik faktörü geliştirmek için ekserji yıkım maliyetini düşürmeye odaklanmalıdır. Ayrıca kısmi maliyet farkı hesaplama sonuçları, kompresör-1 ve kompresör-2'nin en düşük değere, ara soğutucu ve gaz soğutucunun ise en yüksek değere sahip olduğunu göstermektedir. Kısmi maliyet farkı sistem ekipmanlarını değerlendirmek için yararlı bir değişkendir. Çevrimin toplam sermaye maliyeti 0.582 \$/h, toplam ekserji yıkım maliyeti 0.215 \$/h, toplam eksergo-ekonomik faktör değeri %73.10 ve sistemin toplam maliyeti ise 29 748 \$'dır.

Çizelge 4.7. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik Brayton çevriminin eksergo-ekonomik analiz sonuçları

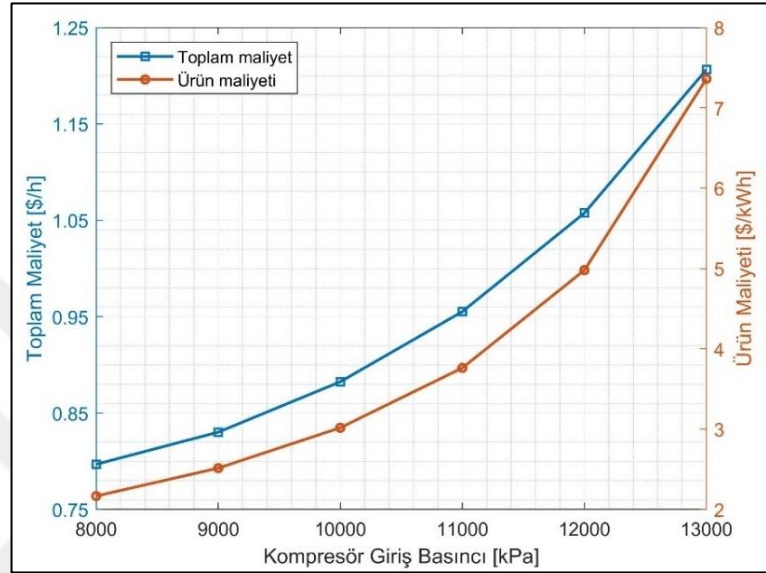
Ekipman	Z [\$]	$\dot{Z}$ [\$/h]	$\dot{E}x_{dest}$ [kW]	$\dot{C}_D$ [\$/h]	$\dot{Z} + \dot{C}_D$ [\$/h]	f [-]	r [-]
Kompresör-1	271.96	0.00532	2.15210	0.01299	0.01831	0.290	0.217
Ara Soğutucu	240.28	0.00470	2.19644	0.01143	0.01614	0.291	13.64
Kompresör-2	292.46	0.00573	2.18679	0.01529	0.02102	0.272	0.215
Rekuperatör	417.64	0.00818	2.23867	0.07805	0.08623	0.0948	0.322
Kollektör	18978.2	0.37153	2.44639	0	0.37153	1	0
Türbin-1	4497.8	0.08805	2.79092	0.02783	0.11589	0.759	0.480
Türbin-2	4567.4	0.08941	2.58142	0.02882	0.11824	0.756	0.478
Gaz Soğutucu	481.83	0.00943	2.66963	0.04011	0.04954	0.190	11.01

Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin toplam maliyet ve ortalama birim ürün maliyetinin toplam kollektör sayısına göre değişimi Şekil 4.66’da verilmiştir. Kollektör sayısının artması ile sistemin toplam maliyeti ve ortalama ürün maliyeti artmaktadır. Toplam maliyet, sermaye maliyeti ile ekserji yıkım maliyetinin toplamıdır. Kollektör sayısının artması ile kollektör maliyeti artacağından dolayı sistemin toplam maliyeti artmaktadır. Kollektör sayısının 10’dan 25’e çıkmasıyla toplam maliyet 0.655 \$/h’den 1.073 \$/h’e, ortalama birim ürün maliyet ise 1.934 \$/kWh’ten 2.74 \$/kWh’e yükselmektedir. Zandi vd., (2021) güneş enerjili kombine çevrimi ile ilgili çalışmalarında türbin giriş sıcaklığı ile sistem maliyetinin arttığını belirtmişlerdir.



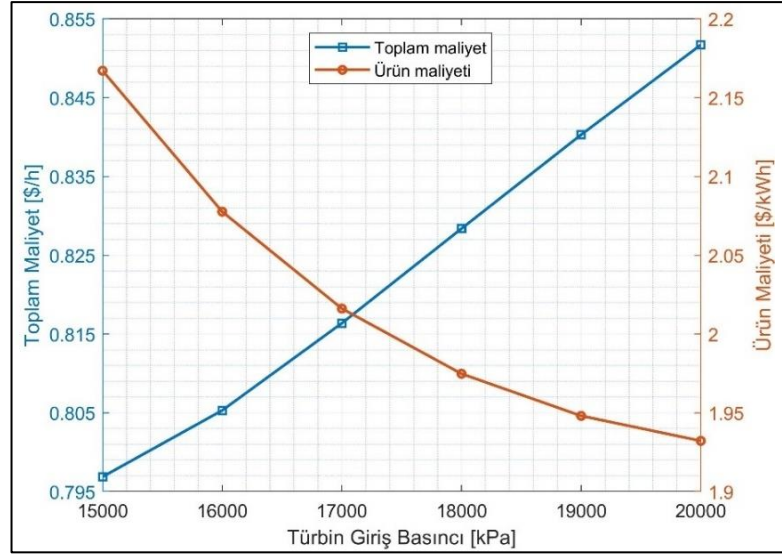
Şekil 4.66. Kollektör sayısına göre toplam maliyet ve ortalama birim ürün maliyetinin değişimi

Kompresör giriş basıncının toplam maliyet ve ortalama birim ürün maliyet üzerindeki etkisi Şekil 4.67’de verilmiştir. Kompresör giriş basıncını artması ile toplam maliyet ve ortalama birim ürün maliyeti artmaktadır. Kompresör giriş basıncının 8 000 kPa’dan 13 000 kPa’a çıkmasıyla toplam maliyet %51 oranında ortalama birim ürün maliyet ise yaklaşık iki kat artış göstermektedir.



Şekil 4.67. Kompresör giriş basıncına göre toplam maliyet ve ortalama birim ürün maliyetinin değişimi

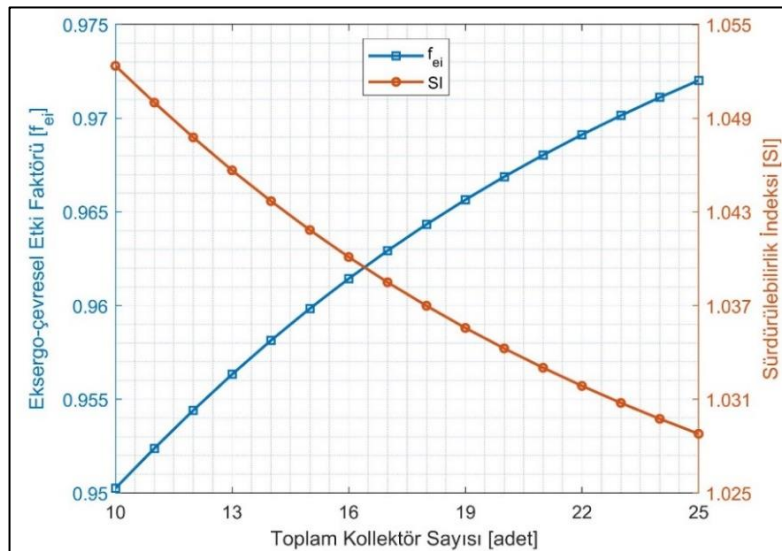
Sistemin eksergo-ekonomik analizini etkileyen diğer bir parametre ise türbin giriş basıncıdır. Şekil 4.68, kompresör giriş basıncı ile toplam maliyetin ve ortalama birim ürün maliyetinin değişimini göstermektedir. Şekilden görüleceği üzere türbin giriş basıncının artması ile toplam maliyet 17 000 kPa’a kadar azalmış daha sonra artmaya başlamıştır. Toplam maliyetin azalmasının nedeni türbin giriş basıncına göre ekserji yıkım oranlarının azalmasıdır. Sadeghi vd. (2022) süperkritik CO₂ Brayton çevrimi ile ilgili yaptıkları çalışmalarında türbin giriş basıncı ile ortalama birim ürün maliyetinin azaldığını belirtmişlerdir.



Şekil 4.68. Türbin giriş basıncına göre toplam maliyet ve ortalama birim ürün maliyetinin değişimi

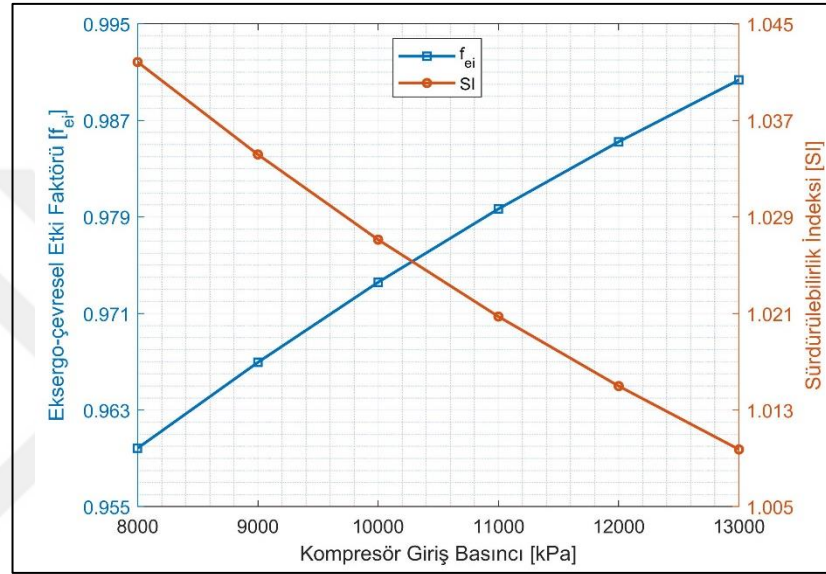
4.5.3. Çevriminin eksergo-çevresel analiz sonuçları

Şekil 4.69, toplam kollektör sayısının çevrimin eksergo-çevresel etki faktörü ile sürdürülebilirlik indeksi üzerindeki etkisini göstermektedir. Kollektör sayısının artması ile çevrimin ekserji verimi azaldığı için eksergo-çevresel etki faktörü artarken çevrimin sürdürülebilirlik indeksi ise azalmaktadır. Toplam güneş kollektör sayısının artması ile çevrimden üretilen net güç miktarı artsa da sistemin toplam ekserji verimi azaldığı için güneş kollektör sayısının artması sistemi çevresel yönden olumsuz etkilemektedir.



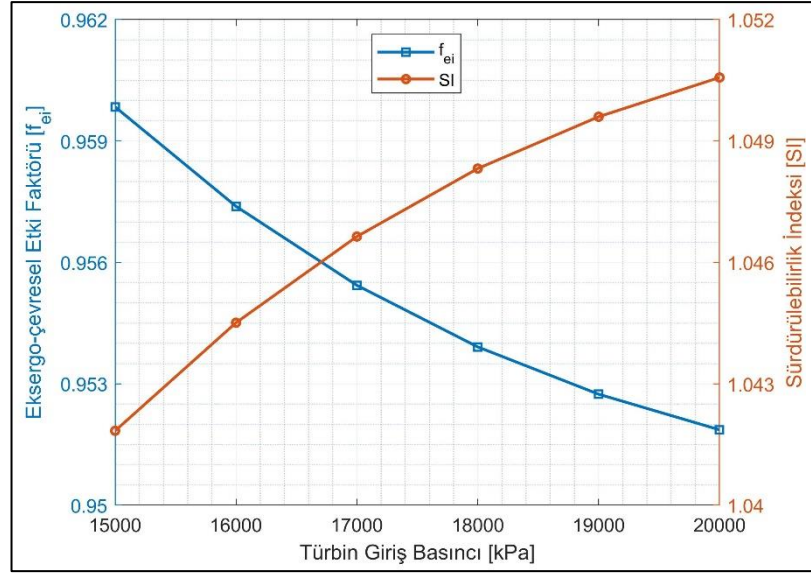
Şekil 4.69. Toplam kollektör sayısının eksergo-çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilir indeksi üzerindeki etkisi

Şekil 4.70, kompresör giriş basıncının ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik Brayton çevrimi üzerindeki çevresel açıdan etkisini göstermektedir. Kompresör giriş basıncının artması ile çevresel etki faktörü artarken sürdürülebilirlik indeksi ise azalmaktadır. Bu durum kompresör giriş basıncının çevrim üzerinde olumsuz etki oluşturduğunu göstermektedir. Kompresör giriş basıncının 8 000 kPa'dan 13 000 kPa'a çıkmasıyla çevresel etki faktörü %3.17 oranında artarken, sürdürülebilirlik indeksi ise %3.08 oranında azalmaktadır.



Şekil 4.70. Kompresör giriş basıncının ekserjotik etki faktörü ve ekserjotik sürdürülebilirlik indeksi üzerindeki etkisi

Türbin giriş basıncının ekserjotik etki faktörü ve ekserjotik sürdürülebilirlik indeksi üzerindeki etkisi Şekil 4.71'de verilmiştir. Türbin giriş basıncının 15 000 kPa'dan 20 000 kPa'a çıkmasıyla ekserjotik etki faktörü düşerken ekserjotik sürdürülebilirlik indeksi ise yükselmektedir. Ekserjotik etki faktörü değerindeki düşüş sistemin çevre için güvenli olduğunu göstermektedir. Sistemin çevreye zararlı olup olmadığı, boşa harcanan veya kullanılmayan iş potansiyeli ekserjotik etki indeksi ile gösterilmektedir.



Şekil 4.71. Türbin giriş basıncının eksergo-çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilir indeksi üzerindeki etkisi

4.5.4. Çevriminin çok amaçlı optimizasyon sonuçları

Bu çalışmada çok amaçlı optimizasyon için birden fazla amaç fonksiyonu tanımlanmıştır. Tanımlanan amaç fonksiyonları Çizelge 4.8’de verilmiştir. Çizelgede yer alan ekserji verimliliği maksimize, ekserji yıkımı ve toplam maliyet ise minimize edilmektedir. Optimizasyon için karar değişkenleri kollektör sayısı, türbin giriş basıncı, kompresör giriş basıncı olarak seçilmektedir. Bu karar değişkenlerinin kısıtlama aralıkları Çizelge 4.9’da verilmektedir.

Çizelge 4.8. Belirlenen amaç fonksiyonları

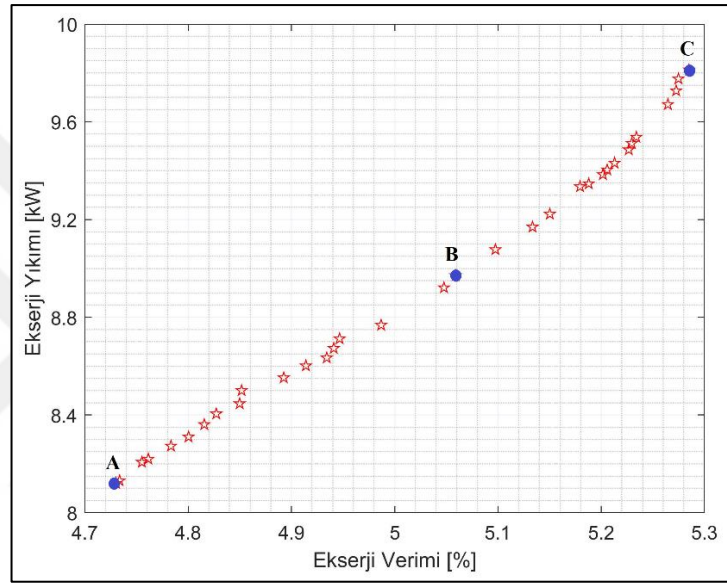
	Amaç fonksiyonu-1	Amaç fonksiyonu-2
1	Ekserji verimliliği	Ekserji yıkımı
2	Ekserji verimliliği	Toplam maliyet

Çizelge 4.9. Optimizasyon kısıtlamaları ve aralık değerleri

Karar değişkeni	Kısıtlama aralığı
Kollektör sayısı, N [adet]	15 < N < 25
Türbin giriş basıncı, P _{high} [kPa]	15 000 < P _{high} < 25 000
Kompresör giriş basıncı, P _{low} [kPa]	8 000 < P _{low} < 12 000

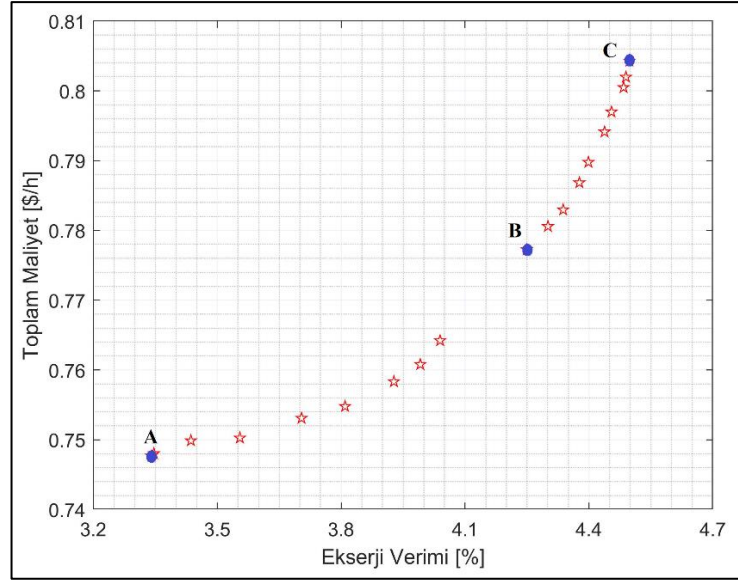
Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik Brayton çevriminin belirtilen ekserji verimi ve ekserji yıkımı amaç fonksiyonları için Pareto görüntüsü Şekil 4.72’de verilmiştir. Ekserji verimi ve ekserji yıkımı arasında bir ilişki bulunmaktadır. Burada ekserji veriminin maksimum ekserji yıkımını ise minimum olması gerekmektedir. Ara

soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi için tek amaç fonksiyonu olarak düşünüldüğünde en yüksek ekserji verimi için C noktasının, en düşük ekserji yıkımı için ise A noktasının seçilmesi gerekmektedir. Ekserji veriminin maksimum, ekserji yıkımının ise minimum olduğu en ideal nokta ise B noktasıdır. B noktasındaki ekserji verimi %5.05 ve ekserji yıkımı ise 8.97 kW'dır. Optimum B noktasına karşılık gelen kollektör sayısı 23, kompresör giriş basıncı 8 067.57 kPa ve türbin giriş basıncı ise 24 834.93 kPa'dır. Sistemin optimum çalışma parametrelerine göre sermaye maliyeti ise 41 031 \$'dır.



Şekil 4.72. Çevrimin ekserji yıkımı ve ekserji verimi için Pareto görüntüsü

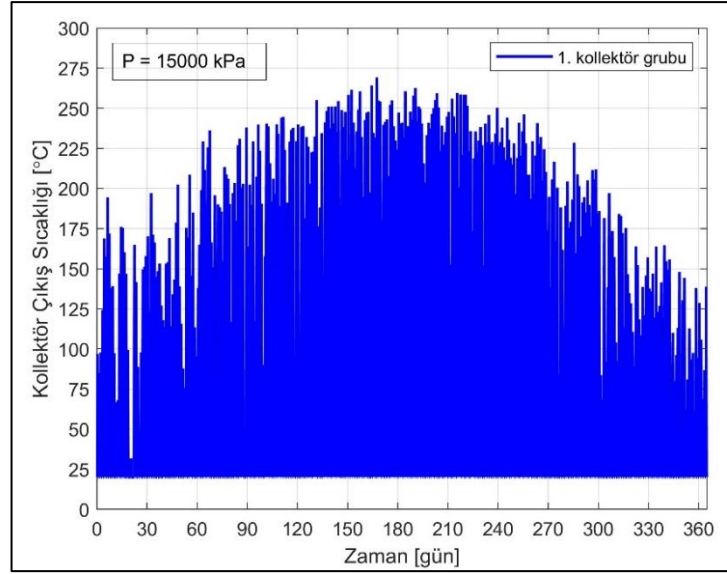
Şekil 4.73, ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin toplam maliyeti ile ekserji verimi arasındaki Pareto diyagramını göstermektedir. Çok amaçlı optimizasyon için belirlenen amaç fonksiyonlarından biri olan ekserji veriminin maksimize, toplam maliyetin ise minimize edilmesi gerekmektedir. Diyagramda yer alan A ve C noktaları tek amaçlı optimizasyon sonuçlarını gösterirken B noktası çok amaçlı optimizasyon için en optimum noktayı göstermektedir. B noktası ideal noktaya en yakın olan noktadır. İdeal nokta toplam maliyetin minimum olduğu nokta ile ekserji veriminin maksimum olduğu noktanın birleşimidir. Çok amaçlı optimizasyon sonucuna göre optimum kollektör sayısı 20, optimum türbin giriş basıncı 18 426 kPa, optimum kompresör giriş basıncı ise 8 150 kPa'dır. Optimum değerlere sistemin toplam maliyeti 36 050 \$'dır.



Şekil 4.73. Çevrimin toplam maliyeti ve ekserji verimi için Pareto görüntüsü

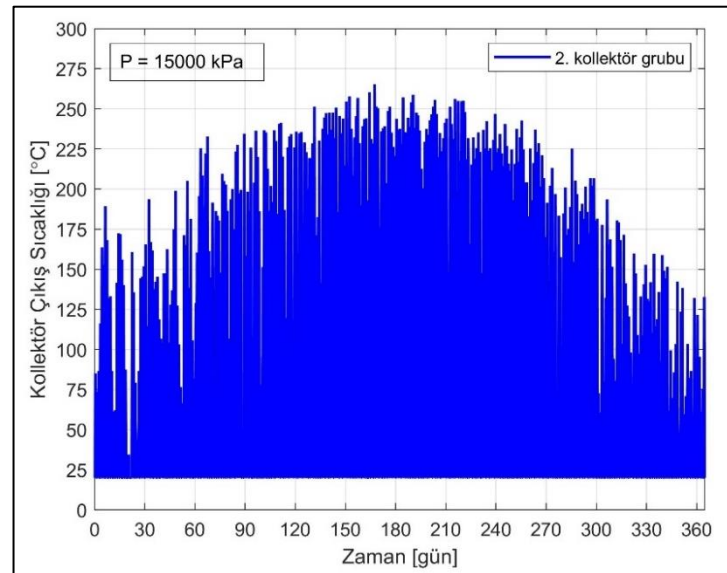
4.6. Ara Soğutmalı Yeniden Isıtmalı Süperkritik CO₂ Brayton Çevriminin Dinamik Analiz Sonuçları

Ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi vakum tüplü U-borulu güneş kolektörüne entegre edilerek çevrimin termodinamik analizi yıllık olarak hesaplanmıştır (Şekil A.31). Hesaplamalarda Isparta ili'nin yıl boyunca değişen meteorolojik verileri dikkate alınmıştır. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü için belirlenen en uygun çevrim olan ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde yeniden ısıtma işlemi için iki kolektör grubu kullanılmıştır. Hesaplamalar Isparta ili güneş radyasyon değerinin 200 W/m² ve üzeri için yapılmıştır. 1. kolektör grubundan çıkan akışkan CO₂ sıcaklığının yıllık değişimi Şekil 4.74'te verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere yılın büyük bir kısmında 1.kolektör grubundan çıkan CO₂ sıcaklığı 200 °C ve üzerindedir. 1. kolektör grubundan çıkan CO₂ akışkanı iş üretmek amacıyla türbin-1'e gönderilir.



Şekil 4.74. 1. kollektör grubundan çıkan CO₂'nin yıllık sıcaklık değişimi

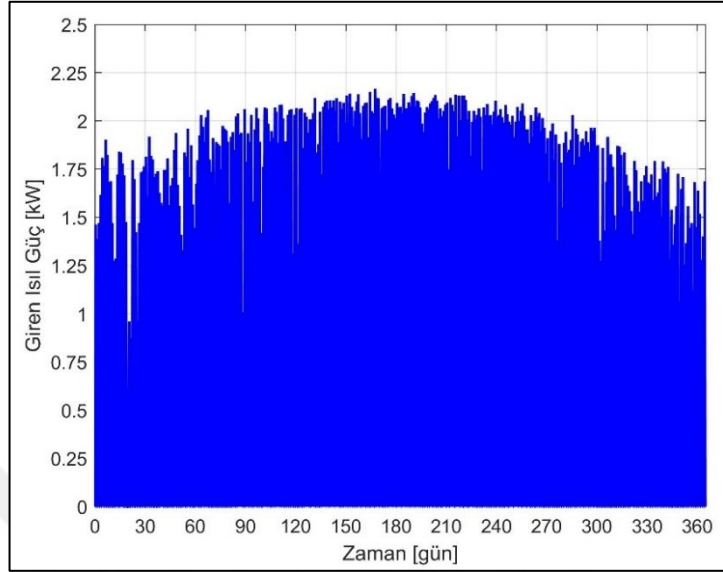
Türbin-1'de iş üretildikten sonra sıcaklığı azalan CO₂'nin yeniden ısıtılması için akışkan 2. kollektör grubuna gönderilir. Şekil 4.75, CO₂'nin 2.kollektör grubundan çıkış sıcaklığının yıllık değişimini göstermektedir. CO₂ akışkanı 2. kollektörden maksimum 265.32 °C sıcaklığında çıkmıştır. 2. kollektör sisteminden çıkan CO₂'nin sıcaklığı yılın 2 089 saatinde 100 °C ve üzerinde çıkmıştır.



Şekil 4.75. 2. kollektör grubundan çıkan CO₂'nin yıllık sıcaklık değişimi

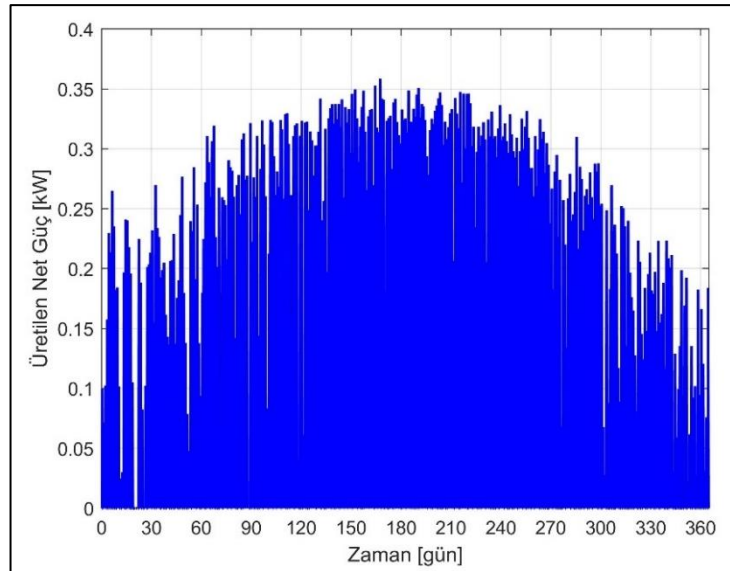
Şekil 4.76, ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süpekritik CO₂ Brayton çevrimine giren ısıtıl güç miktarının yıllık değişimini göstermektedir. Isı, Brayton çevrimine güneş

kollektörü vasıtasıyla girmektedir. Şekilden görüldüğü üzere yılın büyük bir gününde güç üretim sistemine giren ısıl güç miktarı 1.5 kW'nın üzerindedir.



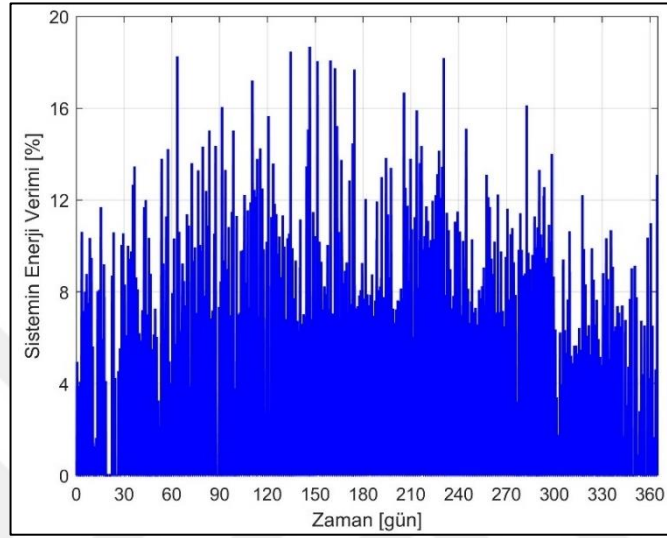
Şekil 4.76. Güneş enerjili güç üretim sistemine giren ısıl gücün yıllık değişimi

Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde üretilen net gücün yıllık olarak değişimi Şekil 4.77'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere özellikle ilkbahar ve yaz aylarında ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde üretilen net güç 0.3 kW ve üzerindedir.



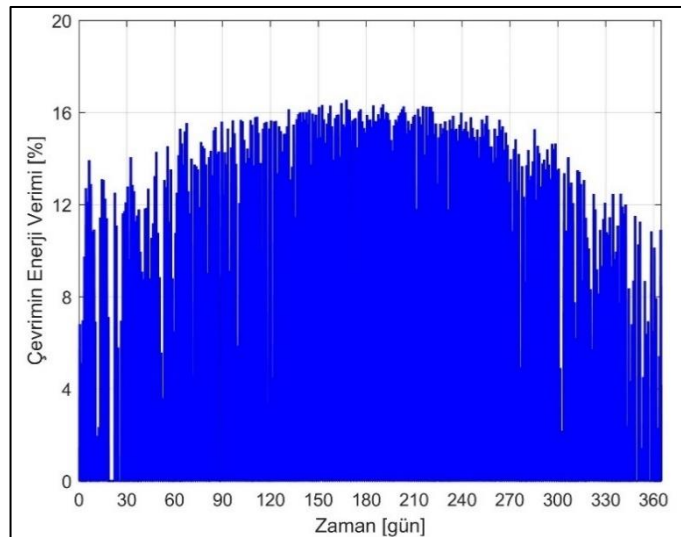
Şekil 4.77. Güç üretim sisteminde üretilen net gücün yıllık değişimi

Güneş enerjisi destekli ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji verimindeki yıllık değişimler Şekil 4.78’de gösterilmiştir. Özellikle güneş radyasyon değerinin ani düştüğü saatlerde Brayton çevriminin enerji veriminde ani yükselmeler meydana gelmiştir. Güneş enerjili güç üretimin sisteminin yıllık ortalama enerji verimi %3.09’dur.



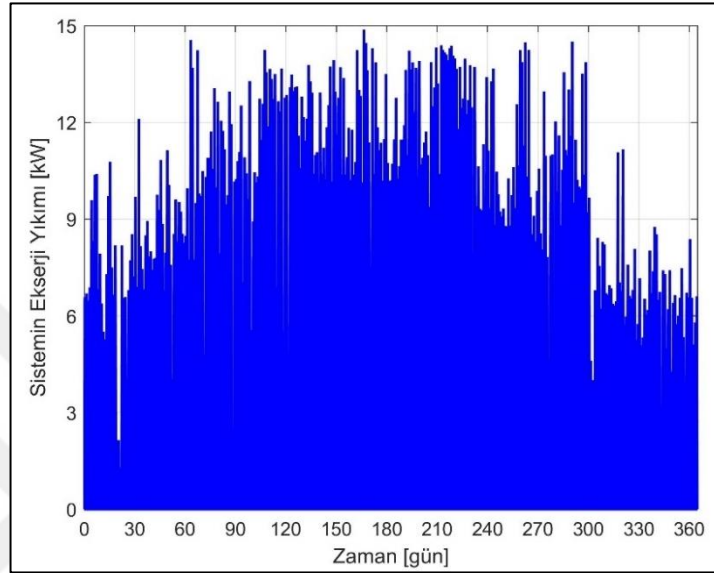
Şekil 4.78. Güneş enerjili güç üretim sisteminin enerji veriminin yıllık değişimi

Şekil 4.79, ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin yıl boyunca değişen enerji verimini göstermektedir. Şekilden görüleceği üzere güç üretim sisteminin enerji verimindeki değişim, güneş enerjili sistemin enerji verimindeki değişime göre azdır. Yılın büyük bir kısmında güç üretim sisteminin enerji verimi %12’in üzerindedir.



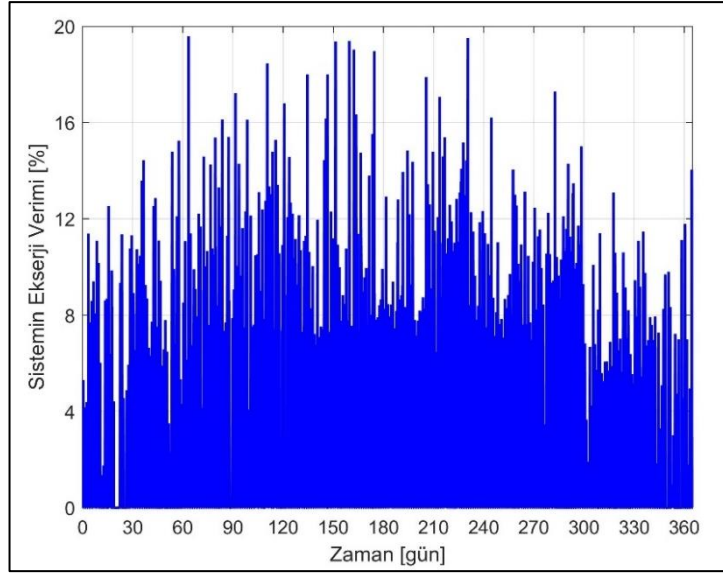
Şekil 4.79. Güç üretim sisteminin enerji veriminin yıllık değişimi

Güneş enerjisi destekli ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde meydana gelen ekserji yıkımının yıllık değişimi Şekil 4.80’de verilmiştir. Özellikle güneş radyasyon değerinin yüksek olduğu yaz aylarında sistemde meydana gelen ekserji yıkımları daha yüksektir. Güneş enerjili güç üretim sistemindeki en yüksek ekserji yıkım oranları güneş kolektöründe meydana gelmektedir.

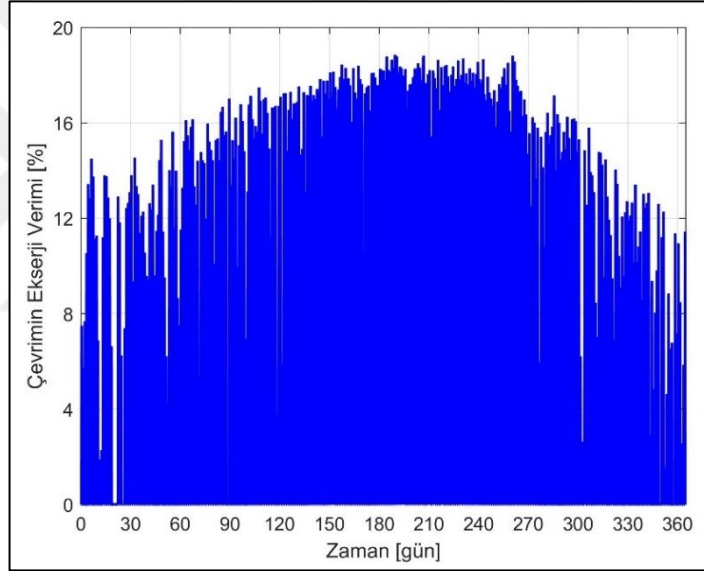


Şekil 4.80. Güneş enerjili güç üretim sisteminin ekserji yıkımının yıllık değişimi

Şekil 4.81, güneş enerjili güç üretim sisteminin yıl boyunca ekserji verim değişimini gösterirken, Şekil 4.82 ise güç üretim sisteminin ekserji verim değişimini göstermektedir. Entegre sistemin ekserji verim hesaplamasında güneşin ekserjisi dikkate alındığı için sistemin ekserji verimi güneş radyasyonuna bağlı olarak sürekli değişmektedir ve entegre sistemin ortalama yıllık ekserji verimi %3.31 olarak bulunmuştur. Güç üretim sisteminin ekserji verimi hesaplamasında ise çevrime giren ısı enerjisi dikkate alındığı için çevrimin ekserji veriminde ani değişimler yoktur. Güneş radyasyon değerinin yüksek olduğu yaz aylarında çevrimin ekserji verimi %16’nın üzerindedir.

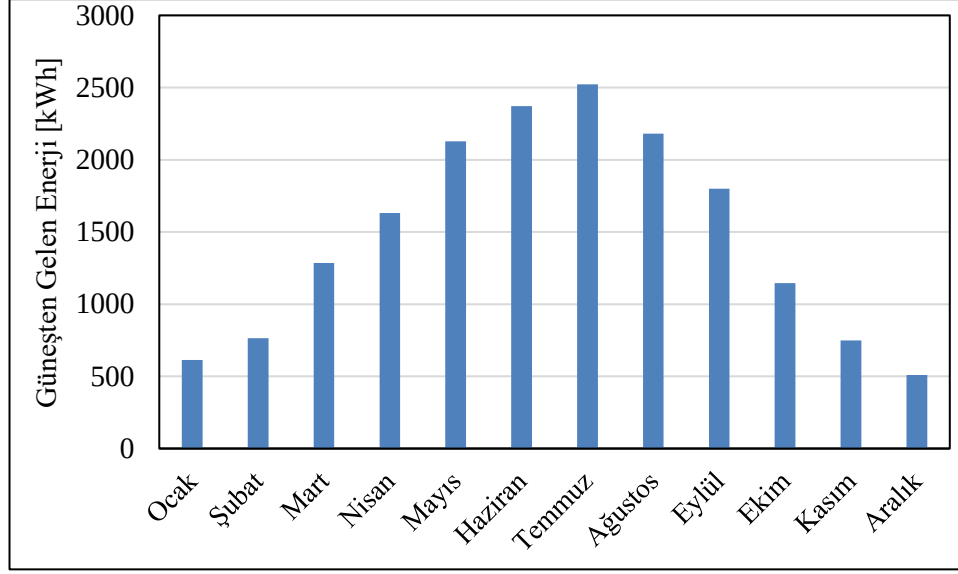


Şekil 4.81. Güneş enerjili güç üretim sisteminin ekserji veriminin yıllık değişimi



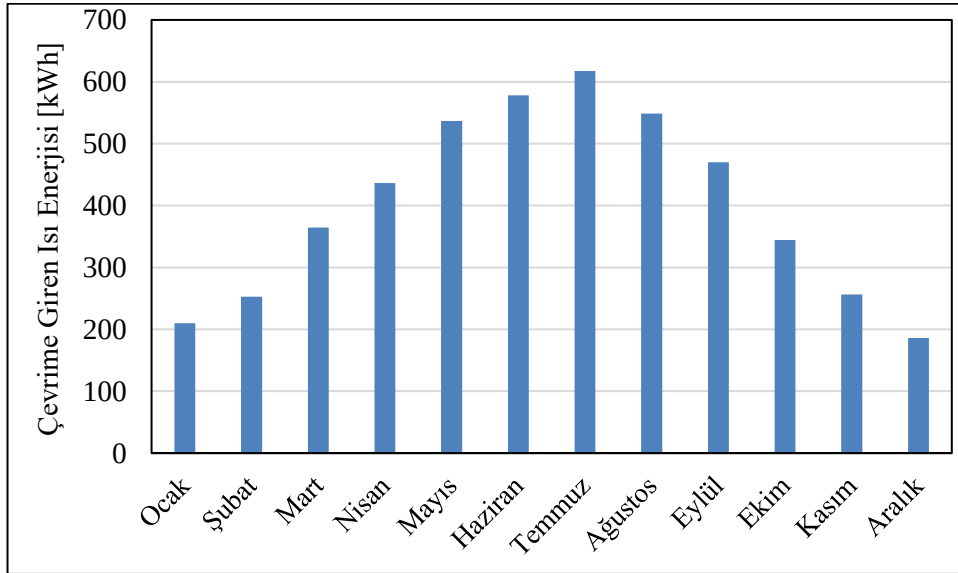
Şekil 4.82. Güç üretim sisteminin ekserji veriminin yıllık değişimi

Şekil 4.83, aylara göre vakum tüplü U-borulu güneş kolektörüne gelen güneş enerji miktarını göstermektedir. Güneş kolektör sistemi her biri 13 U-borudan oluşan toplam 20 adet güneş kolektöründen oluşmaktadır. Güneş radyasyon değerinin en yüksek olduğu haziran, temmuz ve ağustos aylarında kolektöre gelen güneş enerjisi miktarı daha fazladır. Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörüne gelen en düşük güneş enerjisi 508.90 kWh ile aralık ayı için en yüksek 2 521.60 kWh ile temmuz ayı için hesaplanmıştır.



Şekil 4.83. Aylara göre güneş kolektörüne gelen güneş enerjisi

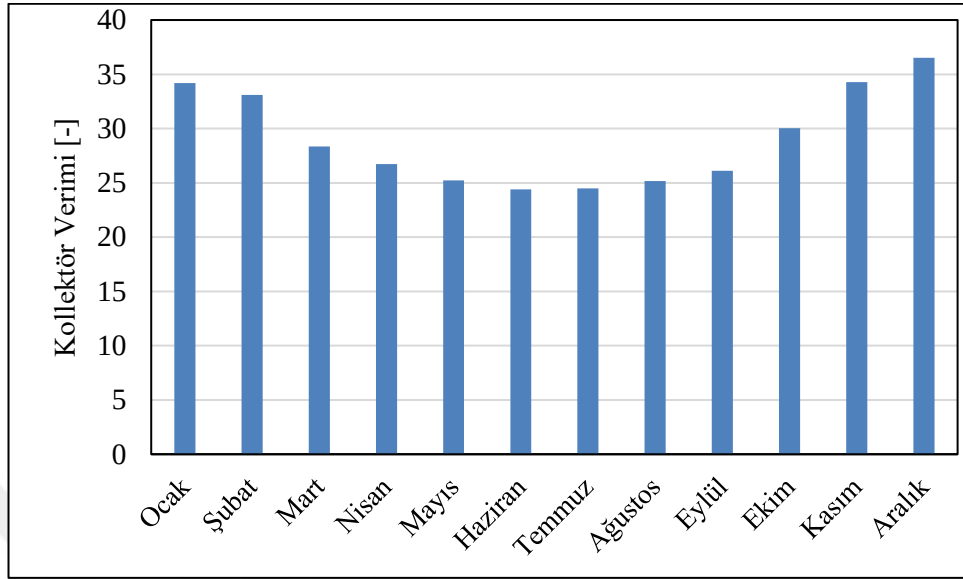
Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimine giren ısı enerjisinin aylara göre değişimi Şekil 4.84’te verilmiştir. Aylara göre sisteme giren ısı enerjisinin değişimi güneşten gelen enerji miktarındaki değişimine benzerdir. Çevrime giren en fazla ısı miktarı 617.32 kWh ile temmuz ayında, en düşük ısı miktarı ise 185.86 kWh ile aralık ayında hesaplanmıştır.



Şekil 4.84. Güç üretim sisteme giren ısı enerjisinin aylara göre değişimi

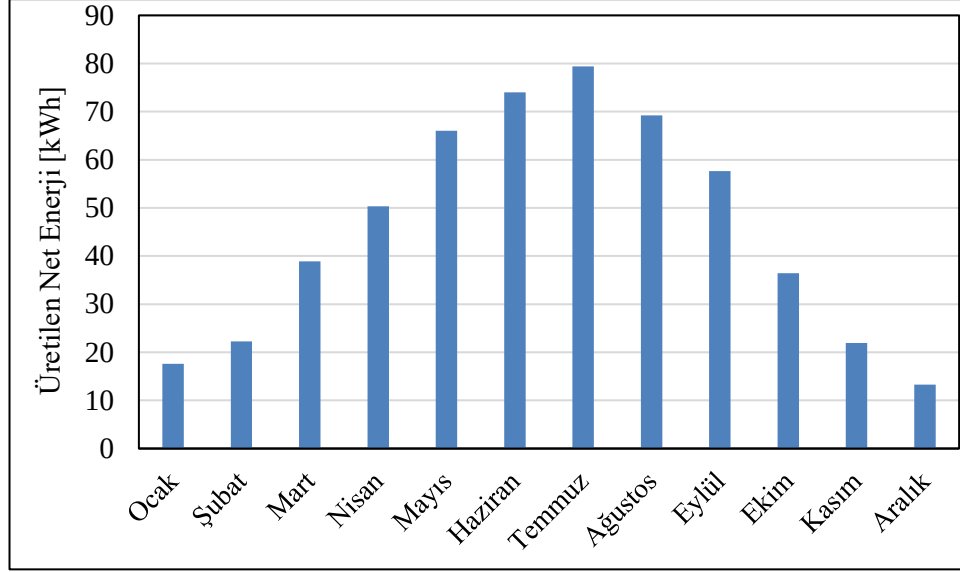
Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün aylara göre verim değişimleri Şekil 4.85’te gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere en yüksek kolektör verimi %36.52 ile aralık ayı için en düşük kolektör verimi ise %24.39 ile haziran ayı için bulunmuştur. Güneş kolektör verimi yaz aylarında düşükken, kış aylarında daha

yüksektir. Güneş kolektörünün yaz aylarında düşük olmasının nedeni güneş radyasyonunun artması ile birlikte çevreye olan ısı transfer kaybının artmasıdır.



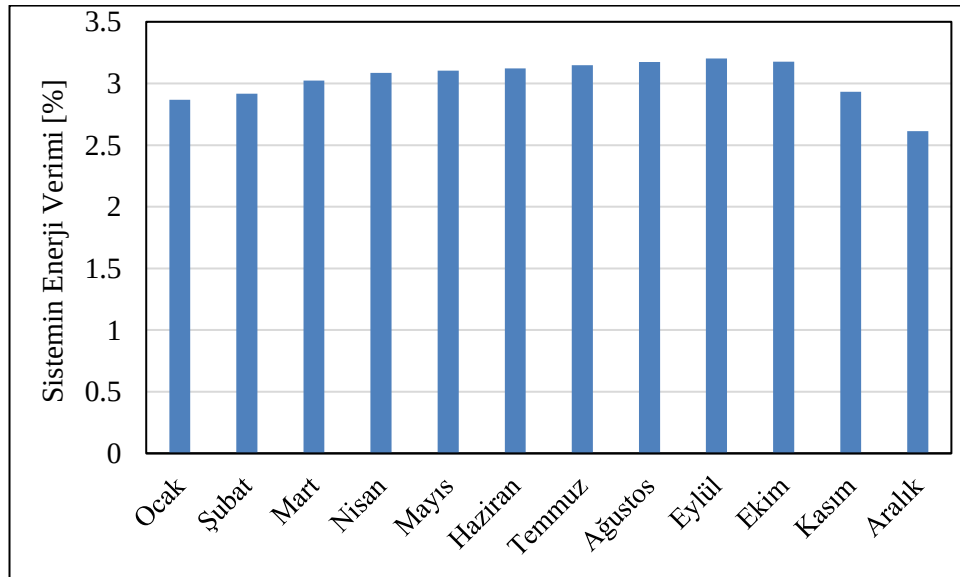
Şekil 4.85. Aylara göre güneş kolektörünün verim değişimi

Şekil 4.86, ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminden üretilen enerji miktarını göstermektedir. Güneş ışınlam değerinin yüksek olduğu yaz aylarında üretilen enerji miktarı daha fazla iken güneş ışınlam değerinin düşük olduğu kış aylarında çevrimden üretilen enerji miktarı daha azdır. Güneş radyasyon değerinin artması ile vakum tüplü U-borulu güneş kolektöründen çıkan CO₂'nin sıcaklığı artmaktadır. Bu durum ise türbinlerden daha fazla iş üretilmesini sağlamaktadır. Temmuz ayında Brayton çevriminden üretilen enerji miktarı 79.39 kWh iken aralık ayında 13.03 kWh'dir.



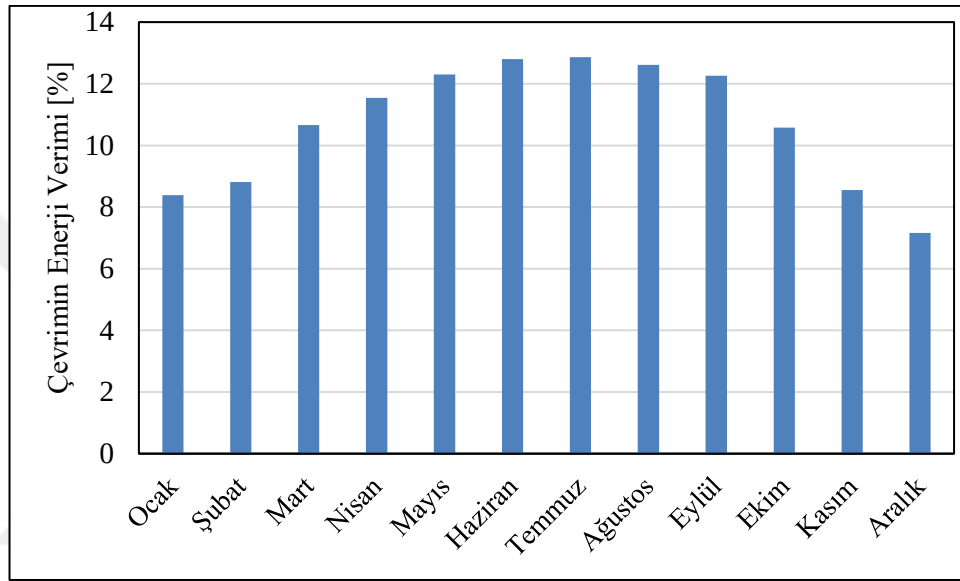
Şekil 4.86. Güç üretim sisteminden üretilen net enerjinin aylara göre değişimi

Şekil 4.87, vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü entegreli ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin aylara göre verim değişimini göstermektedir. Entegre sistemin en yüksek enerji verimi temmuz, ağustos ve eylül ayları için en düşük enerji verimi ise kasım, aralık ve ocak ayları için hesaplanmıştır. Ocak, şubat, mart, nisan, mayıs, haziran, temmuz, ağustos, eylül, ekim, kasım, aralık ayları için entegre sistemin enerji verimi sırasıyla %2.86, %2.91, %3.02, %3.08, %3.10, %3.12, %3.15, %3.18, %3.20, %3.17, %2.93, %2.61'dir. Güneş enerjili güç üretim sisteminin enerji veriminin düşük olmasının nedeni güneşten gelen enerji miktarının üretilen net iş miktarına göre daha yüksek olmasıdır.



Şekil 4.87. Güneş enerjili güç üretim sisteminin enerji veriminin aylara göre değişimi

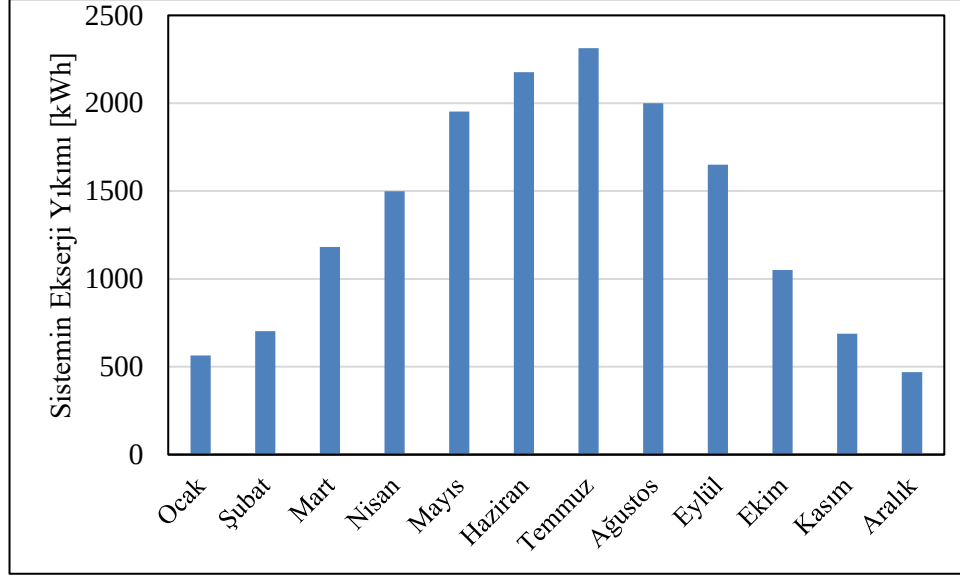
Şekil 4.88, ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin aylara göre enerji verim değişimini göstermektedir. Şekil 4.87’de çevrimin enerji verim hesaplamasında güneşten gelen enerji miktarı dikkate alınırken, Şekil 4.88’de ise ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimine giren ısı enerjisi dikkate alınmıştır. Çevrime giren ısı miktarının dikkate alındığı durumda çevrim enerji verimi %13’lere kadar çıkmıştır. En yüksek enerji verimi haziran, temmuz ve ağustos ayları için en düşük enerji verimi ise kasım, aralık, ocak, şubat ayları için hesaplanmıştır.



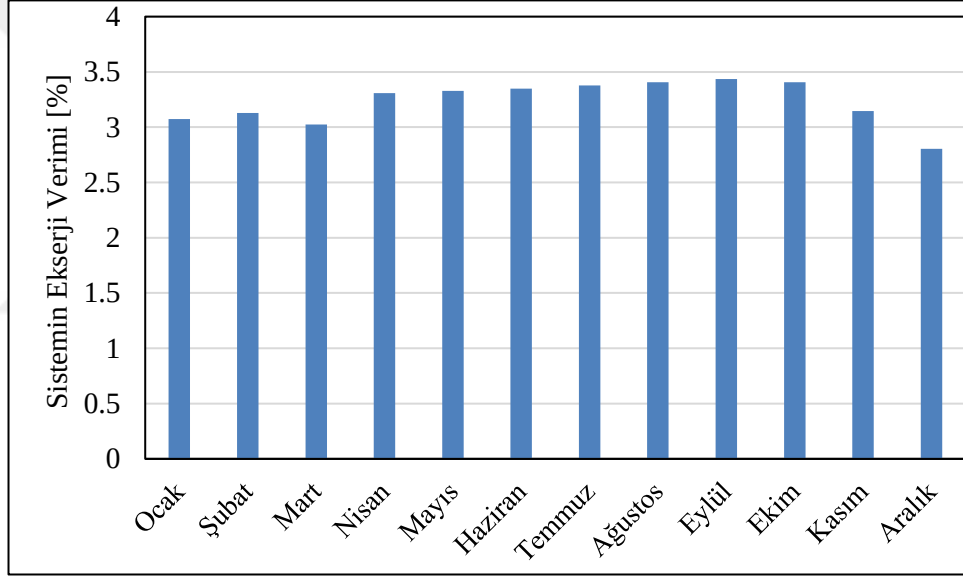
Şekil 4.88. Güç üretim sisteminin enerji veriminin aylara göre değişimi

Ekserji yıkımı sistemin performansını etkileyen önemli parametrelerden biridir. Şekil 4.89, güneş kolektörü entegreli süperkritik CO₂ Brayton çevriminin ekserji yıkımının aylara göre değişimini göstermektedir. Yapılan analiz sonuçlarına göre temmuz ayı için en yüksek ekserji yıkımı, aralık ayı için ise en düşük ekserji yıkımı bulunmuştur. Özellikle yaz aylarında ekserji yıkım miktarının fazla olmasının nedeni akışkandan çevreye olan ısı transfer kayıplarının yüksek olmasıdır.

Güneş enerjisi destekli süperkritik CO₂ Brayton çevriminin aylara göre ekserji verim değişimleri Şekil 4.90’da verilmiştir. En yüksek ekserji verimi ağustos ve eylül ayları için en düşük ekserji verimi ise aralık ayı için hesaplanmıştır. Aralık ayı hariç diğer tüm aylarda güneş enerjili entegre sistemin ekserji verimi %3’ün üzerindedir.

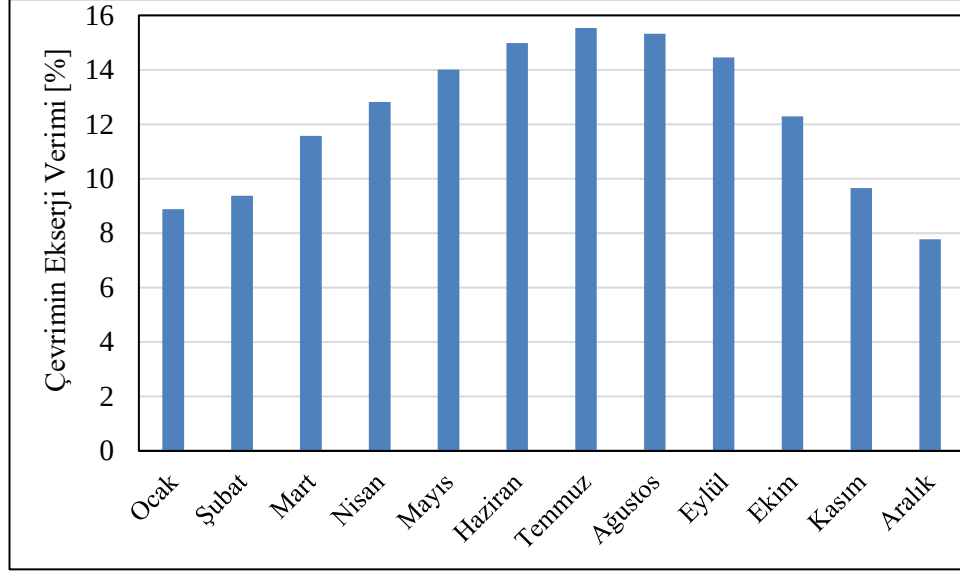


Şekil 4.89. Güneş enerjili güç üretim sisteminin ekserji yıkımının aylara göre değişimi



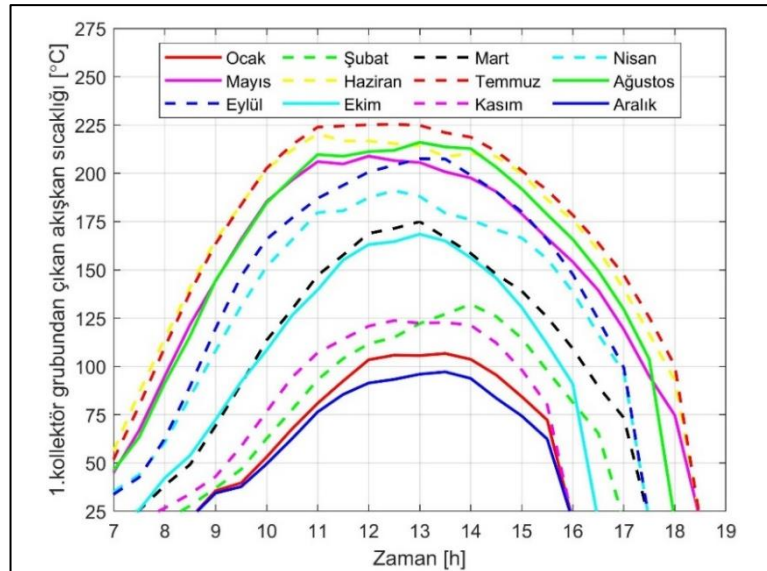
Şekil 4.90. Güneş enerjisi güç üretim sisteminin ekserji veriminin aylara göre değişimi

Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin ekserji verimi çevrime giren ısı enerjisi dikkate alınarak hesaplanmıştır. Şekil 4.91, çevrimin ekserji veriminin aylara göre değişimini göstermektedir. En yüksek ekserji verimi %15.5 ile temmuz ayında en düşük ekserji verimi ise %7.7 ile aralık ayında bulunmuştur. Isı enerjisi dikkate alınarak hesaplanan ekserji verimine göre güç üretim sisteminin ortalama ekserji verimi %13.1'dir.



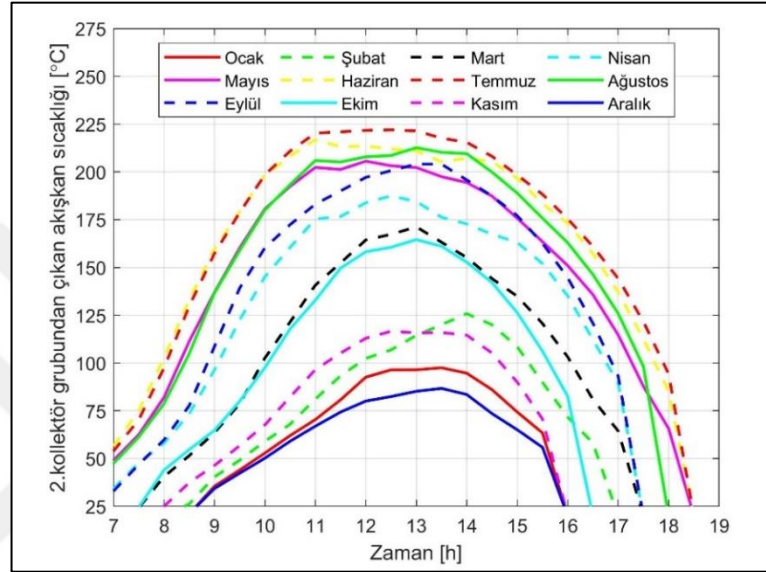
Şekil 4.91. Güç üretim sisteminin ekserji veriminin aylara göre değişimi

Güneş enerjisi kaynaklı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde toplam 20 adet vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü kullanılmıştır. Bunlardan 15 tanesi 1. kolektör grubunu, 5 tanesi ise 2. kolektör grubunu oluşturmaktadır. Şekil 4.92, aylık ortalama değerlere göre 1. kolektör grubundan çıkan akışkan sıcaklığının değişimini göstermektedir. CO₂ 1. kolektör çıkışında maksimum 225.1 °C ile temmuz ayında, minimum ise 97.18 °C ile aralık ayında çıkmıştır.



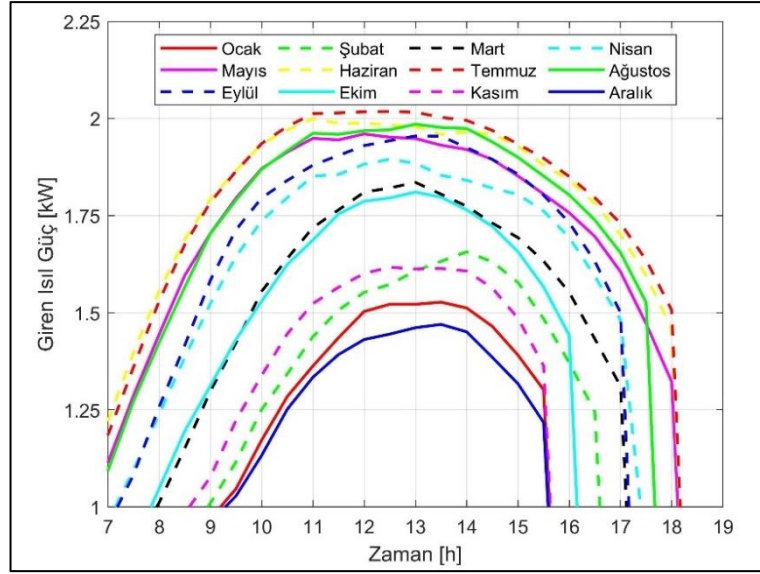
Şekil 4.92. 1. kolektör grubundan çıkan CO₂'nin aylık ortalama değerlere göre sıcaklık değişimleri

CO₂'nin 2. kollektör grubundan çıkan akışkanın aylık ortalama meteorolojik verilere göre sıcaklık değişimleri Şekil 4.93'te verilmiştir. 1. kollektör grubunda olduğu gibi en yüksek sıcaklık temmuz ayında en düşük sıcaklık ise aralık ayındadır. Saat 13:00 dikkate alındığında 2. kollektör grubundan çıkan CO₂'nin en yüksekten en düşüğe doğru sıcaklık sıralaması temmuz, ağustos, haziran, eylül, mayıs, nisan, mart, ekim, kasım, şubat, ocak, aralık şeklindedir.



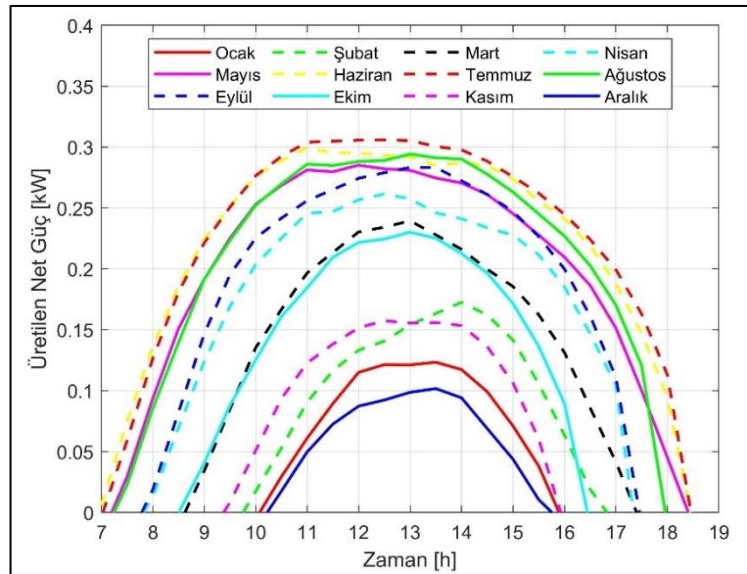
Şekil 4.93. 2. kollektör grubundan çıkan CO₂'nin aylık ortalama değerlere göre sıcaklık değişimleri

Şekil 4.94, aylık ortalama değerlere göre ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimine giren ısı güç miktarının değişimini göstermektedir. Şekilden görüldüğü üzere Brayton çevrimine giren ısı güç miktarı en fazla temmuz ve haziran aylarında, en düşük ise kasım ve aralık aylarındadır. Nisan, mayıs, haziran, temmuz, ağustos ve eylül aylarında çevrime giren ısı güç miktarı günün daha erken saatlerinde başlamıştır. Çevrime giren ısı güç miktarının günün erken saatlerinde başlamasının nedeni bu aylarda güneşin daha erken doğması ve bulutluluk oranının az olmasıdır.



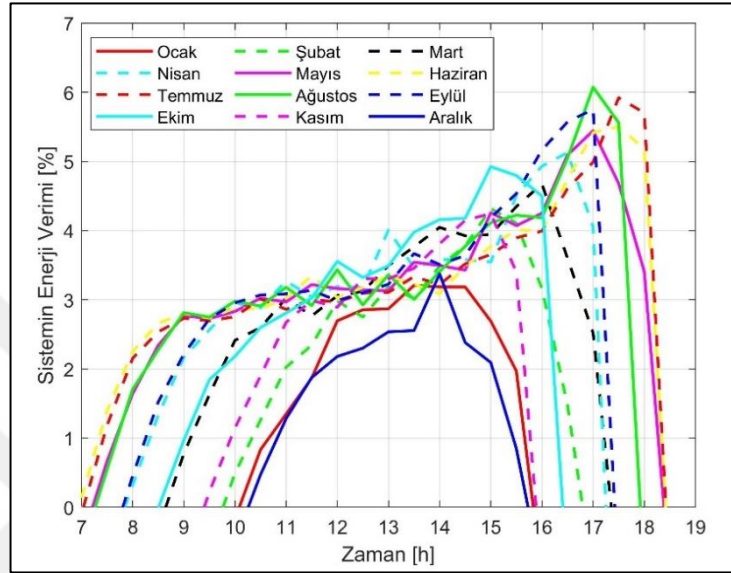
Şekil 4.94. Güç üretim sistemine giren ısıl gücün aylık ortalama değerlere göre değişimi

Isparta ilinin aylık ortalama meteorolojik verileri kullanılarak ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminden üretilen net güç hesaplanmıştır. Brayton çevriminden üretilen net gücün aylık ortalama değerlere göre değişimi Şekil 4.95'te verilmiştir. Brayton çevriminden üretilen net güç miktarı en fazla temmuz ayında en düşük ise aralık ayında hesaplanmıştır. Aralık ve ocak aylarında net güç üretimi saat 10:00'dan sonra başlarken mayıs, haziran, temmuz ve ağustos aylarında ise saat 07:00'dan sonra başlamıştır.



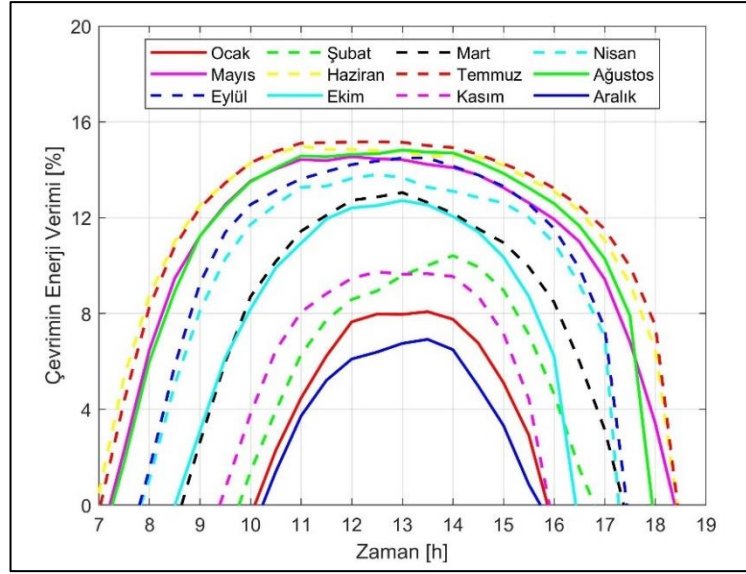
Şekil 4.95. Güç üretim sisteminden üretilen net gücün aylık ortalama değerlere göre değişimi

Güneş enerjisi destekli ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji veriminin aylık ortalama değerlere göre değişimi Şekil 4.96’da verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere çevrim enerji veriminde ani değişimler meydana gelmektedir. Enerji verimindeki ani değişimlerin nedeni güneş radyasyonundaki değişimlerdir.



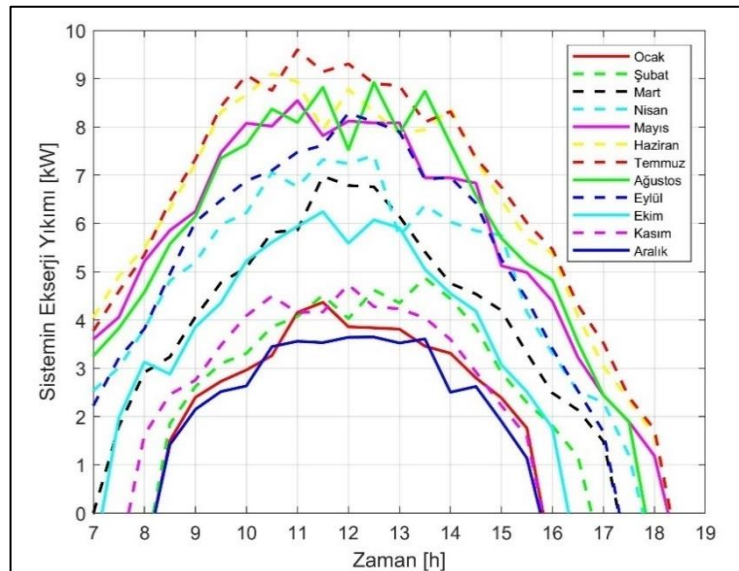
Şekil 4.96. Güneş enerjisi destekli güç üretim sisteminin veriminin aylık ortalama değerlere göre değişimi

Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin aylık ortalama değerlere göre enerji veriminin değişimi Şekil 4.97’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere saat 13:00 için en yüksekten en düşüğe doğru enerji verim sıralaması %15.15 ile temmuz, %14.82 ile ağustos, %14.76 ile haziran, %14.49 ile eylül, %14.42 ile mayıs, %13.67 ile nisan, %3.05 ile mart, %12.71 ile ekim, %9.64 ile kasım, %9.58 ile şubat, %7.9 ile ocak, % 6.7 ile aralık şeklindedir.



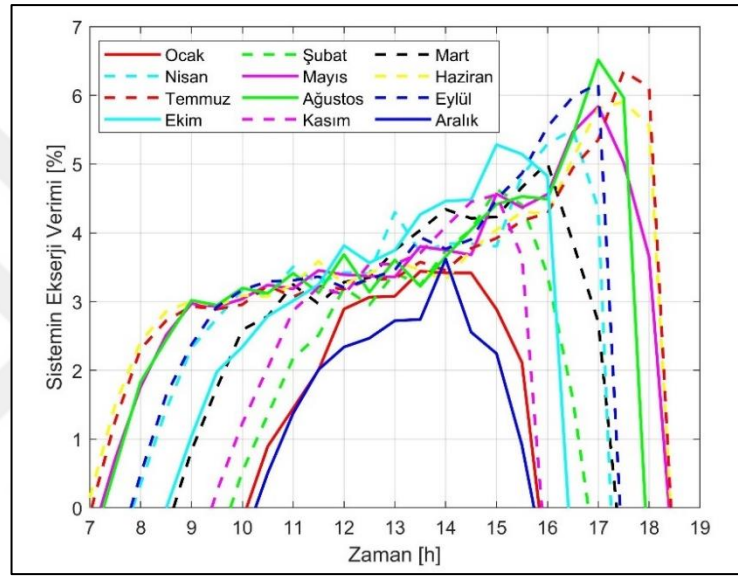
Şekil 4.97. Güç üretim sisteminin enerji veriminin aylık ortalama değerlere göre değişimi

Şekil 4.98, vakum tüplü U-borulu güç üretim sisteminde meydana gelen ekserji yıkımının aylık ortalama değerlere göre değişimini göstermektedir. Şekilden görüldüğü üzere ekserji yıkımı en fazla temmuz ayında, en düşük ise aralık ayındadır. Ekserji yıkımının yaz ayları olan mayıs, haziran, temmuz, ağustos aylarında fazla olmasının nedeni, CO₂ çalışma akışkanından çevreye olan ısı transfer kayıplarının yüksek olmasıdır.

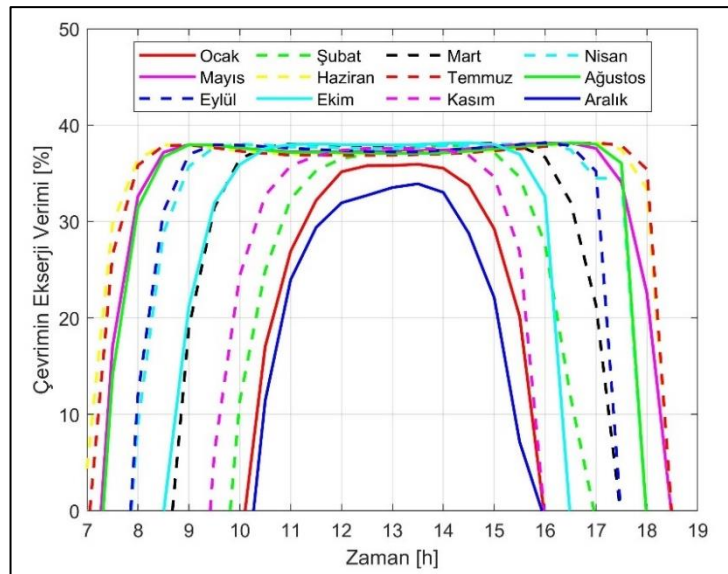


Şekil 4.98. Güneş enerjili güç üretim sisteminin ekserji yıkımının aylık ortalama değerlere göre değişimi

Şekil 4.99, ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin ekserji veriminin aylık ortalama değerlere göre değişimini gösterirken Şekil 4.100 ise güneş enerjisi entegreli süperkritik CO₂ Brayton çevriminin aylık ortalama değerlere göre ekserji verimini göstermektedir. Şekil 4.100’den görüldüğü üzere saat 11:00-15:00 arasında ocak ve aralık ayları hariç diğer aylar için hesaplanan ekserji verimleri birbirine çok yakındır. Entegre sistemin ekserji veriminde ani değişimler meydana gelmektedir. Ekserji verimindeki ani değişimlerin nedeni güneş radyasyonundaki değişimlerdir.

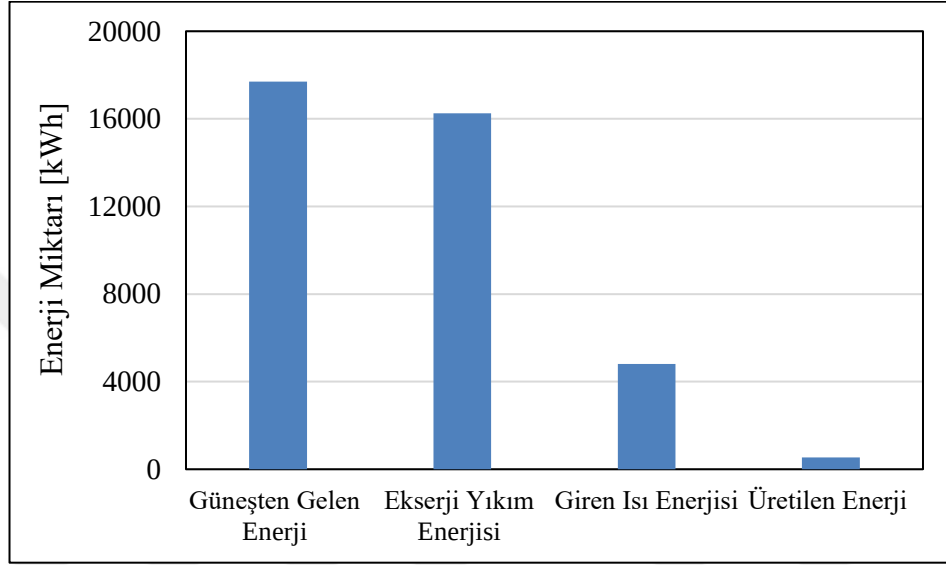


Şekil 4.99. Güneş enerjisi güç üretim sisteminin ekserji veriminin aylık ortalama değerlere göre değişimi



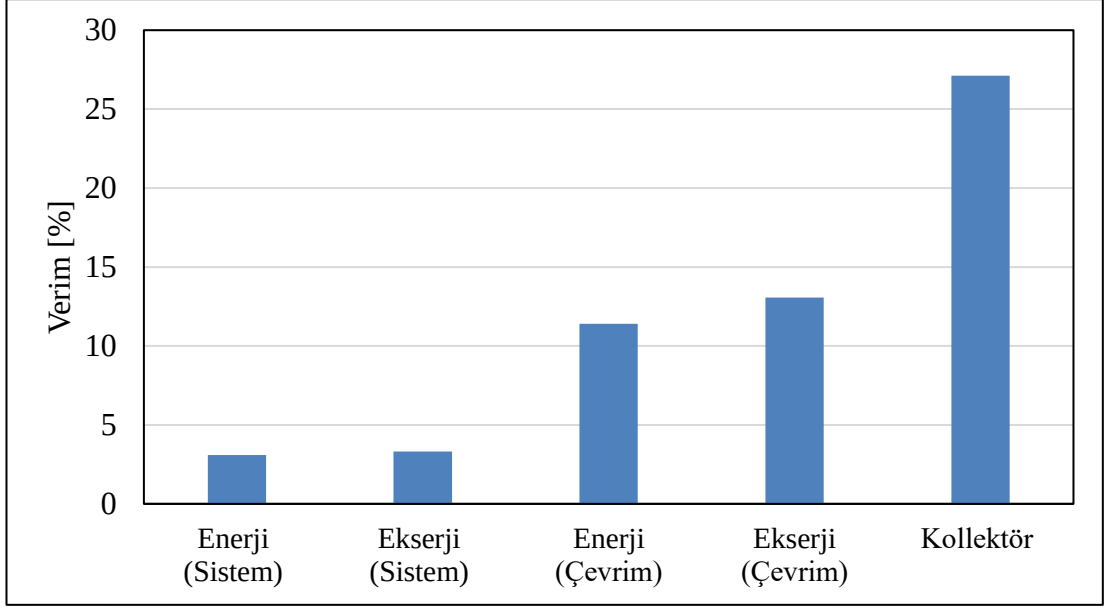
Şekil 4.100. Güç üretim sisteminin ekserji veriminin aylık ortalama değerlere göre değişimi

Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörüne gelen güneş enerjisi, güneş enerjili güç üretim sisteminden üretilen enerji, ekserji yıkımı ve çevrime giren ısı enerjisinin yıllık ortalama değerleri Şekil 4.101’de verilmiştir. Güneş kolektörüne gelen toplam güneş enerjisi 17 696.8 kWh, sistemde meydana gelen ekserji yıkım miktarı 16 248.9 kWh, çevrimden üretilen enerji miktarı 547.03 kWh, çevrime giren ısı miktarı 4 800 kWh’dir.



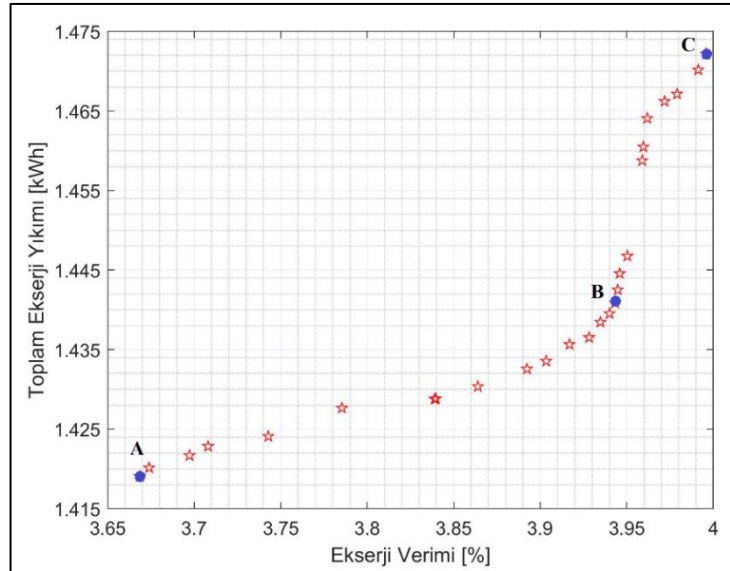
Şekil 4.101. Güneş enerjili güç üretim sisteminin yıllık enerji miktarı

Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün verimi, ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji ve ekserji verimi yıllık olarak hesaplanarak Şekil 4.102’de verilmiştir. Güneş kolektörünün verimi %27.12, ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin enerji verimi %3.09, ekserji verimi ise %3.31 olarak hesaplanmıştır. Sisteme giren ısı enerjisi dikkate alındığında ise güç üretim sisteminin enerji verimi %11.39, ekserji verimi ise %13.06 olarak bulunmuştur.



Şekil 4.102. Güneş enerjili güç üretim sisteminin yıllık verim değerleri

Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin ekserji verimi ve ekserji yıkımı amaç fonksiyonları için yıllık ortalama meteorolojik verileri dikkate alınarak dinamik şartlar altında çok amaçlı optimizasyonu yapılmıştır. Dinamik olarak yapılan çok amaçlı optimizasyon sonucunda elde edilen pareto görüntüsü Şekil 4.103'te gösterilmiştir. Optimum nokta olan B noktasında ekserji verimi %3.94 iken toplam ekserji yıkım enerjisi ise 1.441 kWh'dir.



Şekil 4.103. Güneş enerjili güç üretim sisteminin toplam ekserji yıkımı ve ekserji verimi için Pareto görüntüsü

Çok amaçlı optimizasyon sonucuna göre belirlenen optimum kollektör sayısı, türbin giriş basıncı ve kompresör giriş basıncına göre güneş enerjisi kaynaklı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi için optimum sonuçlar ise Çizelge 4.10'da verilmiştir. Optimum çalışma parametrelerine göre güneş kollektöründen çıkan akışkan sıcaklığı 165 °C, çevrimden üretilen net güç 0.3113 kW'dir.

Çizelge 4.10. Optimum çalışma şartları ve optimum sonuçlar

Parametre	Değer
Kollektör sayısı [adet]	20
Türbin giriş basıncı [kPa]	20 546
Kompresör giriş basıncı [kPa]	8 348
Türbin giriş sıcaklığı [°C]	165
Güneş radyasyonu [W/m ²]	600
Üretilen net güç [kW]	0.3113
Toplam sermaye maliyeti [\$]	31 529
Ekserji yıkım maliyeti[\$/h]	0.243
Toplam maliyet [\$/h]	0.860
Sürdürülebilirlik indeksi [-]	1.049

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında vakum tüplü U-borulu güneş enerjisi destekli CO₂ ile çalışan güç üretim sisteminin performansı incelenerek sistemin çok amaçlı optimizasyonu yapılmıştır. Öncelikle vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün dinamik matematiksel modellemesi bilgisayar programı kullanılarak yapılmıştır. Matematiksel modeli doğrulamak için deneysel veriler kullanılmıştır. Daha sonra CO₂ çalışma akışkanı ile çalışan litratördeki farklı konfigürasyonlardaki transkritik CO₂ Rankine çevrimi ve süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin performansı incelenmiştir. İncelenen güç üretim sistemleri arasında vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü gibi orta sıcaklık uygulamaları için en uygun çevrimin ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi olduğu belirlenmiştir. Belirlenen çevrimin kararlı durum ve dinamik koşulları altında termodinamik, eksergo-ekonomik, eksergo-çevresel ve çok amaçlı optimizasyonu yapılmıştır. Bu çalışmadan elde edilen ana bulgular şunlardır:

- Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün dinamik modellemesi deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak teorik çalışma ile deneysel çalışma arasındaki hata %6.3 olarak hesaplanmıştır.
- İncelenen farklı transkritik CO₂ Rankine çevrimleri arasında en yüksek enerji verimi %11.8 ile reküperatörlü yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevriminde en düşük enerji verimi ise %6.6 ile basit transkritik CO₂ Rankine çevriminde hesaplanmıştır.
- Tek akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinin verimleri incelendiğinde en yüksekten en düşüğe doğru enerji verimi sırasıyla yeniden ısıtılmalı, ara soğutmalı, reküperatörlü, ara reküperatörlü, ara genişlemeli, ön sıkıştırılmalı ve basit süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde bulunmuştur.
- Ara akışlı süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri arasında en yüksek enerji verimi yeniden sıkıştırılmalı ve kısmi soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimlerinde hesaplanmıştır.
- Kabul edilen referans değerlerine göre kombine süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri arasında en yüksek enerji verimi %42.17 ile yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde en düşük enerji

verimi ise %37 ile ön sıkıştırmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde bulunmuştur.

- Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörü gibi düşük ve orta sıcaklık uygulamaları için en uygun çevrimin ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi olduğu belirlenmiştir.
- Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörüne gelen en düşük güneş enerjisi 508.90 kWh ile aralık ayı için en yüksek 2 521.60 kWh ile temmuz ayı için hesaplanmıştır. Yıllık güneş kolektörüne gelen toplam güneş enerjisi ise 17 696.8 kWh'dir.
- Güneş enerjili ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimden üretilen toplam enerji miktarı 547.03 kWh, çevrime giren toplam ısı miktarı 4 800 kWh ve çevrimde meydana gelen ekserji yıkım enerjisi ise 16 248 kWh'dir.
- Vakum tüplü U-borulu güneş kolektörünün yıllık ortalama verimi %27.2'dir.
- Isparta meteorolojik verilerine göre, kolektör basıncının 9 000 kPa, akışkan kütleli debisinin 0.01 kg/s, kolektöre giren akışkan sıcaklığının ise 25 °C olduğu durumda kolektörden çıkan akışkan sıcaklığı 250 °C'ye kadar çıkmıştır.
- Güneş enerjisi destekli ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin yıllık enerji verimi %3.09, ekserji verimi ise %3.31 olarak hesaplanmıştır. Sisteme giren ısı enerjisi dikkate alındığında ise çevrimin enerji verimi %11.39, ekserji verimi ise %13.06 olarak bulunmuştur.
- Güneş enerjili ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin dinamik olarak yapılan çok amaçlı optimizasyon sonuçlarına göre, optimum kolektör sayısı 20, kolektör basıncı 20 546 kPa, sıcaklık 165 °C, çevrimden üretilen net güç 0.311 kW, toplam sermaye maliyeti 31 529 \$ olarak belirlenmiştir.
- Sürekli rejim şartlarında güneş enerjisi destekli ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin toplam maliyet 0.582 \$/h, ortalama birim ürün maliyeti 2.167 \$/kWh, ortalama eksergo-ekonomik faktörü %73.1, sürdürülebilirlik indeksi ise 1.042 olarak hesaplanmıştır.

CO₂ ile çalışan güç üretim sistemlerinin daha kompakt olması, daha az yer kaplaması, farklı sıcaklıktaki ısı kaynaklarına uygulanabilirliği sayesinde son yıllarda oldukça dikkat çekmiştir. Özellikle güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı gibi düşük ve orta sıcaklık uygulamalarında kullanılması bu çevrimlerin deneysel olarak kurulmasını ve yaygın olarak kullanılmasını sağlayacaktır. Ayrıca bu çalışmada düşük sıcaklık uygulamaları ile çalışan süperkritik CO₂ Brayton çevriminin incelenmesi literatürdeki diğer çalışmalara katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri jeotermal, atık ısı gibi düşük sıcaklıklı uygulamalarında rahatlıkla kullanılabilir. Fakat CO₂ ile çalışan vakum tüplü U-borulu güneş kolektörlerinin fiyatları oldukça yüksektir. Bu tür güç üretim sistemlerinin kullanımının artması ile gelecekte fiyatlarının azalacağı ve ticarileşerek ülke ekonomisine katkı sağlayabileceği düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Angelino, G. (1967). Perspectives for the liquid phase compression gas turbine. *Journal of Engineering Power*, 89, 229-236.
- Anonim (2022). Bp Statistical Review of World Energy. <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2022-full-report.pdf>. (Son erişim tarihi: 30 Aralık 2022)
- Anonim (2023). <http://www.freehotwater.com/solar-thermal-101-flat-plate-solar-collectors/>. (Son erişim tarihi: 20 Ocak 2023)
- Abdel-Basset, M., Abdel-Fatah, L., & Sangaiah, A. K. (2018). Metaheuristic algorithms: a comprehensive review. *Computational Intelligence for Multimedia Big Data on the Cloud with Engineering Applications*. (pp. 185-231). <https://doi:10.1016/B978-0-12-813314-9.00010-4>
- Abdolalipouradl, M., Khalilarya, S., & Jafarmadar, S. (2019). Exergoeconomic analysis of a novel integrated transcritical CO₂ and Kalina 11 cycles from Sabalan geothermal power plant. *Energy Conversion and Management*, 195, 420-435. <https://doi:10.1016/j.enconman.2019.05.027>
- Abuşoğlu, A. (2008). *Exergetic and Thermoeconomic Performance Analysis and Optimization of Diesel Engine Powered Cogeneration Systems*. (PhD Dissertation, Gaziantep University)
- Aboulmagd, A., Padovan, A., Oliveski, R., & Col, D. (2014). A new model for the Analysis of Performance in Evacuated Tube Solar Collectors. *3rd International High Performance Buildings Conference*. July 14-17, Purdue, 3559.
- Abo-Elfadl, S., Hassan, H., & El-Dosoky, M. F. (2020). Energy and exergy assessment of integrating reflectors on thermal energy storage of evacuated tube solar collector heat pipe system. *Solar Energy*, 209, 470-484. <https://doi:10.1016/j.solener.2020.09.009>
- Ahmadi, P. (2013). *Modeling, Analysis and Optimization of Integrated Energy Systems for Multigeneration Purposes*. (PhD Dissertation, University of Ontario Institute of Technology)
- Ahmadi, M. H., Mehrpooya, M., & Pourfayaz, F. (2016). Thermodynamic and exergy analysis and optimization of a transcritical CO₂ power cycle driven by geothermal energy with liquefied natural gas as its heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 109, 640-652. <https://doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.08.141>
- Ahn, Y., B, S. J., Kim, M., Cho, S. K., Baik, S., Lee, J. I., & Cha, J. E. (2015). Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. *Nuclear Engineering and Technology*, 47, 647-661. <https://doi:10.1016/j.net.2015.06.009>

- Ajbar, W., Parrales, A., Cruz-Jacobo, U., Conde-Gutiérrez, R. A., Bassam, A., Jaramillo, O. A., & Hernandez, J. A. (2021). The multivariable inverse artificial neural network combined with GA and PSO to improve the performance of solar parabolic trough collector. *Applied Thermal Engineering*, 189, 116651. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116651>
- Akbari, N. (2018). Introducing and 3E (energy, exergy, economic) analysis of an integrated transcritical CO₂ Rankine cycle, Stirling power cycle and LNG regasification process. *Applied Thermal Engineering*, 140, 442-454. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.073>
- Alami, A. H., Rabaia, M. K. H., Sayed, E. T., Ramadan, M., Abdelkareem, M. A., Alasad, S., & Olabi, A. G. (2022). Management of potential challenges of PV technology proliferation. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 51, 101942. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101942>
- Al-Sulaiman, F., & Atif, M. (2015). Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower. *Energy*, 82, 61-71. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.12.070>
- Alzahrani, A. A., & Dincer, I. (2018). Thermodynamic analysis of an integrated transcritical carbon dioxide power cycle for concentrated solar power systems. *Solar Energy*, 170, 557-567. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.05.071>
- Ataee, S. & Ameri, A. (2015). Energy and exergy analysis of all-glass evacuated solar collector tubes with coaxial fluid conduit. *Solar Energy*, 118, 575-591. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.06.019>
- Atif, M., & Al-Sulaiman F. A. (2017). Energy and exergy analyses of solar tower power plant driven supercritical carbon dioxide recompression cycles for six different locations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68, 153-167. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.122>
- Bamisile, O., Mukhtar, M., Yimen, N., Huang, Q., Olotu, O., Adebayo, V., & Dagabsi, M. (2021). Comparative performance analysis of solar powered supercritical-transcritical CO₂ based systems for hydrogen production and multigeneration *International Journal of Hydrogen Energy*, 46, 26272-26288. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.05.122>
- Behar, O., Khellaf, A., & Mohammedi, K. (2013). A review of studies on central receiver solar thermal power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, 12-39. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.017>
- Bejan, A. (2016). *Advanced Engineering Thermodynamics*. Hoboken, John Wiley & Sons.
- Bejan, A., Tsarsaronis, G., & Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization*. Wiley:New.

- Belgasim, B., Aldali, Y., Abdunnabi, M. J. R., Hashem, G., & Hossin, K. (2018). The potential of concentrating solar power (CSP) for electricity generation in Libya. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 90, 1-15. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.045>
- Cabeza, L. F., Gracia, A., Fernandez, A. I., & Farid, M. M. (2017). Supercritical CO₂ as heat transfer fluid: A review. *Applied Thermal Engineering*, 125, 799-810. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.049>
- Cao, Y., Li, P., Qiao, Z., Ren, S., & Si, F. (2022). A concept of a supercritical CO₂ Brayton and organic Rankine combined cycle for solar energy utilization with typical geothermal as auxiliary heat source: Thermodynamic analysis and optimization. *Energy Reports*, 8, 322-333. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.11.258>
- Chen, X., & Yang, X. (2022). Heat transfer enhancement for U-pipe evacuated tube solar absorber by high-emissivity coating on metal fin. *Journal of Building Engineering*, 50, 104213. <https://doi.org/10.1016/j.job.2022.104213>
- Chen, R., Romero, M., Gonzalez-Aguilar, J., Rovense, F., Rao, Z., & Liao, S. (2021). Design and off-design performance comparison of supercritical carbon dioxide Brayton cycles for particle-based high temperature concentrating solar power plants. *Energy Conversion and Management*, 232, 113870. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.113870>
- Cheng, K., Qin, J., Sun, H., Li, H., He, S., Zhang, S., & Bao, W. (2019). Power optimization and comparison between simple recuperated and recompressing supercritical carbon dioxide closed Brayton cycle with finite cold source on hypersonic vehicles. *Energy*, 181, 1189-1201. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.010>
- Daviran, S., Krammer, A., & Schöler, A. (2019). In-situ and post annealing effect on the microstructure and the optical properties of black Cu-Co-Mn oxide spinel coating for Parabolic Trough Collector (PTC) applications. *Journal of Physics Conference Series*, 1343, 012200. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1343/1/012200>
- Dincer, I. (2018). Energy and Exergy Efficiency. *Comprehensive Energy Systems*, (pp. 265-339)
- Dincer, I., & Bicer, Y. (2018). *PV-Based Energy Conversion Systems*. Comprehensive Energy Systems.
- Dincer, I., & Ratlamwala, T. A. H. (2016). *Integrated Absorption Refrigeration Systems: Comparative Energy and Exergy Analyses*. Springer.
- Dincer, I., & Rosen, M. A. (2021). *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. Elsevier, Oxford.

- Dincer, I., Rosen, M. A., & Ahmadi, P. (2017). *Optimization of Energy Systems*. John Wiley & Sons.
- Doğan, C. (2019). *Balina Optimizasyon Algoritması ve Gri Kurt Optimizasyonu Algoritmaları Kullanılarak Yeni Hibrit Optimizasyon Algoritmalarının Geliştirilmesi*. (Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Dostal, V., Driscoll, M. J., Hejzlar, P. A. (2004). *Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors*. (PhD Dissertation, Czech Technical University Massachusetts Institute of Technology)
- Duffie J. A., Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Wiley.
- Durgun, B., & Durgun, F. (2018). Yenilenebilir enerji tüketimi ile ekonomik büyüme arasında nedensellik ilişkisi: Türkiye örneği. *International Review of Economics and Management*, 6, 1-27. <https://doi:10.18825/iremjournal.347200>
- Edlebeck, J. P. (2013). *Measurements and Modeling of the Flow of Supercritical Carbon Dioxide Through Orifices*. (Master's Thesis, University of Wisconsin-Madison)
- Elsheniti, M. B., Kotb, A., & Elsamni, O. (2019). Thermal performance of a heat-pipe evacuated-tube solar collector at high inlet temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 154, 315-325. <https://doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.03.106>
- Feher, E. G. (1968). The supercritical thermodynamic power cycle. *Energy Conversion*, 8, 85-90. [https://doi:10.1016/0013-7480\(68\)90105-8](https://doi:10.1016/0013-7480(68)90105-8)
- Freund, P., Bachu, S., Simbeck, D., & Thambimuthu, K. (2005). Properties of CO₂ and carbon-based fuels. *IPCC Special Report on Carbondioxide Capture and Storage*, 383-398.
- Gao, Y., Fan, R., Zhang, X. Y., An, Y. J., Wang, M. X., Gao, Y. K., & Yu, Y. (2014). Thermal performance and parameter analysis of a U-pipe evacuated solar tube collector. *Solar Energy*, 107, 714-727. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.05.023>
- Galvan, B., Greiner, D., Periaux, J., Sefrioui, M., Winter, G. (2003). Parallel evolutionary computation for solving complex CFD optimization problems : a review and some nozzle applications. *Parallel Computational Fluid Dynamics*. (pp. 573-604)
- Gao, Y., Fan, R., Zhang, X. Y., An, Y. J., Wang, M. X., Gao, Y. K., & Yu, Y. (2014). Thermal performance and parameter analysis of a U-pipe evacuated solar tube collector. *Solar Energy*, 107, 714-727. <https://doi:10.1016/j.solener.2014.05.023>

- Gao, Y., Zhang, Q., Fan, R., Lin, X., & Yu, Y. (2013). Effects of thermal mass and flow rate on forced-circulation solar hot-water system: comparison of water-in-glass and U-pipe evacuated-tube solar collectors. *Solar Energy*, 98, 290-301. <https://doi:10.1016/j.solener.2013.10.014>
- Hai, T., Dhahad, H. A., Attia, E. A., Zakaria, Z., Rashidi, S., Singh, P. K., Shamseldin, M. A., Almojil, S. F., Almohana, A. I., Alali, A. F., Farhang, B., & Cao, Y. (2022). Design, modeling and multi-objective techno-economic optimization of an integrated supercritical Brayton cycle with solar power tower for efficient hydrogen production. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 53, 102599. <https://doi:10.1016/j.seta.2022.102599>
- Hashemian, N., & Noorpoor, A. (2022). A geothermal-biomass powered multi-generation plant with freshwater and hydrogen generation options: Thermo-economic-environmental appraisals and multi-criteria optimization. *Renewable Energy*, 198, 254-266. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.07.149>
- Hassanat, A., Almohammadi, K., Alkafaween, E., Abunawas, E., Hammouri, A., & Prasath, V. B. S. (2019). Choosing mutation and crossover ratios for genetic algorithms-a review with a new dynamic approach. *Information*, 10, 390. <https://doi:10.3390/info10120390>
- Hegazy, A. E., Makhoulf, M. A., & Eltaweel, G. (2018). Dimensionality reduction using an improved whale optimization algorithm for data classification. *International Journal of Modern Education and Computer Science*, 10 (7), 37-49. <https://doi:10.5815/ijmeecs.2018.07.04>
- Holland, J. H. (1992). *Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control and Artificial Intelligence*. MIT Press, Cambridge.
- Hosseini, S. M. S., & Dehaj, M. S. (2021). Assessment of TiO₂ water-based nanofluids with two distinct morphologies in a U type evacuated tube solar Collector. *Applied Thermal Engineering*, 182, 116086. <https://doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.116086>
- Hussein, A. K., Li, D., Kolsi, L., Kata, S., & Sahoo, B. (2017). A review of nano fluid role to improve the performance of the heat pipe solar collectors. *Energy Procedia*, 109, 417-424. <https://doi:10.1016/j.egypro.2017.03.044>
- Hwang, C., & Yoon, K. (1981). *Multiple Attribute Decision Making Methods and Application*. Springer.
- Islam, M. R., & Sumathy, K. (2013). Carbon dioxide driven solar-assisted heat pump water heating system: a theoretical analysis. *International Research Journal of Environment Sciences*, 2, 77-92.
- Jamil, M. M., Che Sidik, N. A., & Muhammad Yazid, M. N. A. W. (2016). Thermal performance of thermosyphon evacuated tube solar collector using TiO₂/water

nanofluid. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 20 (1), 12-29.

- Javidi, M. M., Fard, R. H., & Jampour, M. (2015). Research in random parameters of genetic algorithm and its application on tsp and optimization problems. *Walailak Journal of Science and Techonology*, 12(1), 27-34.
- Jing, Y., Zhu, L., Yin, B., & Li, F. (2023). Evaluating the PV system expansion potential of existing integrated energy parks: a case study in North China. *Applied Energy*, 330, 120310. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.120310>
- Khan, M. N., Zoghi, M., Habibi, H., Zanj, A., & Angi, A. E. (2022). Waste heat recovery of two solar-driven supercritical CO₂ Brayton cycles: Exergoeconomic analysis, comparative study, and monthly performance. *Applied Thermal Engineering*, 214, 118837. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118837>
- Khatoon, S., & Kim, M. H. (2019). Potential improvement and comparative assessment of supercritical Brayton cycles for arid climate. *Energy Conversion and Management*, 200, 112082. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112082>
- Kalogirou, S. (2003). The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, 76(4), 337-361. [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9)
- Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy Combustion Science*. (pp. 231–295)
- Kalogirou, S. A. (2013). *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*. Academic Press.
- Kaya, H., Arslan, K., & Eltugral, N. (2018). Experimental investigation of thermal performance of an evacuated U-tube solar collector with ZnO/Etylene glycol-pure water nanofluids. *Renewable Energy*, 122, 329-338. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.115>
- Kaya, H., & Arslan, K. (2019). Numerical investigation of efficiency and economic analysis of an evacuated U-tube solar collector with different nanofluids. *Heat and Mass Transfer*, 55, 581-593. <https://doi.org/10.1007/s00231-018-2442-z>
- Khalid, O. W., Isa, N. A. M., & Sakim, H. A. M. (2023). Emperor penguin optimizer: A comprehensive review based on state-of-the-art meta-heuristic algorithm. *Alexandria Engineering Journal*, 63, 487-526. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.08.013>
- Kim, H., Ham, J., Park, C., & Cho, H. (2016). Theoretical investigation of the efficiency of a U-tube solar collector using various nanofluids. *Energy*, 94, 497-507. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.11.021>

- Kizilkan, O. & Yamaguchi, H. (2019). Thermal modeling and performance analysis of U-tube evacuated solar collector using CO₂. *Journal of Solar Energy Research Updates*, 6, 69-77.
- Kizilkan, O., & Yamaguchi, H. (2020). Feasibility research on the novel experimental solar-assisted CO₂ based Rankine cycle integrated with absorption refrigeration. *Energy Conversion and Management*, 205, 112390. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112390>
- Kizilkan, O. & Yamaguchi, H. (2020). A feasibility study of CO₂-based solar-assisted Rankine cycle:a comparative case study for Isparta, Turkey. *Greenhouse Gases Science and Tecnology*, 10, 840-854. <https://doi:10.1002/ghg.1945>
- Kizilkan, O., Khanmohammadi, S., & Yamaguchi, H. (2021). Two-objective optimization of a transcritical carbon dioxide based Rankine cycle integrated with evacuated tube solar collector for power and heat generation. *Applied Thermal Engineering*, 182, 116079. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116079>
- Kızılkan, Ö., & Yamaguchi, H. (2021). Two-objective optimization of a transcritical carbon dioxide based Rankine cycle integrated with evacuated tube solar collector for power and heat generation. *Applied Thermal Engineering*, 182, 116079. <https://doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.116079>
- Kumar, V., Shrivastava, R. L., & Untawale, S. P. (2015). Fresnel lens: a promising alternative of reflectors in concentrated solar power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 44, 376-390. <https://doi:10.1016/j.rser.2014.12.006>
- Kumar, S. S., Kumar, K. M. & Kumar, S. R. S. (2017). Design of evacuated tube solar collector with heat pipe. *Materials Today: Proceedings*, 4, 12641-12646.
- Kumar, S. N., Fred, A. L., Miriam, L. R. J., Padmanabhan, P., Gulyas, B., Kumar, A., & Dayana, N. (2022). Improved crow search algorithm based on arithmetic crossover a novel metaheuristic technique for solving engineering optimization problems. *Multi-objective Combinatorial Optimization Problems and Solution Methods*. (pp. 71-91). <https://doi:10.1016/B978-0-12-823799-1.00011-5>
- Li, H., Yang, Y., Cheng, Z., Sang, Y., Dai, Y. (2018). Study on off-design performance of transcritical CO₂ power cycle for the utilization of geothermal energy. *Geothermics*, 71, 369-379. <https://doi:10.1016/j.geothermics.2017.09.002>.
- Li, Y., Liang, X., Song, W., Li, T., Wang, D., & Liu, Y. (2022). Optimization and thermal performance of U-type evacuated tube solar collector filled with phase change material. *Energy Reports*, 8, 6126-6138. <https://doi:10.1016/j.egyr.2022.04.054>
- Li, H., Tao, Y., Zhang, Y., & Fu, H. (2022). Two-objective optimization of a hybrid solar-geothermal system with thermal energy storage for power, hydrogen and

- freshwater production based on transcritical CO₂ cycle. *Renewable Energy*, 183, 51-66. <https://doi:10.1016/j.renene.2021.10.080>
- Liang, R., Ma, L., Zhang, J., & Zhao, D. (2013). Performance analysis of a new-design filled-type solar collector with double U-tubes. *Energy and Buildings*, 57, 220-226. <https://doi:10.1016/j.enbuild.2012.11.004>.
- Liang, Y., Chen, J., Luo, X., Chen, J., Yang, Z., & Chen, Y. (2020). Simultaneous optimization of combined supercritical CO₂ Brayton cycle and organic Rankine cycle integrated with concentrated solar power system. *Journal of Cleaner Production*, 266, 121927. <https://doi:10.1016/j.jclepro.2020.121927>
- Liang, W., Yu, Z., Bai, S., Li, G., & Wang, D. (2022). Study on a near-zero emission SOFC-based multi-generation system combined with organic Rankine cycle and transcritical CO₂ cycle for LNG cold energy recovery. *Energy Conversion and Management*, 253, 115188. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.115188>
- Liu, Y., Wang, Y., & Huang, D. (2019). Supercritical CO₂ Brayton cycle: a state of the art review. *Energy*, 189, 115900. <https://doi:10.1016/j.energy.2019.115900>
- Lujano-Rojas, J., Dufo-Lopez, R., & Dominguez-Navarro, J. A. (2023). Genetic algorithms and other heuristic techniques in power systems optimization. *Genetic Optimization Techniques for Sizing and Management of Modern Power Systems*. (pp. 41-95). <https://doi:10.1016/B978-0-12-823889-9.00001-1>
- Lv, G., Yang, J., Shao, W., & Wang, X. (2018). Aerodynamic design optimization of radial-inflow turbine in supercritical CO₂ cycles using a one-dimensional model. *Energy Conversion and Management*, 165, 827-839. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.03.005>
- Ma, L., Lu, Z., Zhang, J., & Liang, R. (2010). Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube. *Building and Environment*, 45, 1959-1967. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2010.01.015>
- Mehrpooya, M., Golestani, B., & Mousavian, S. M. A. (2020). Novel cryogenic argon recovery from the air separation unit integrated with LNG regasification and CO₂ transcritical power cycle. *Sustainable Energy Technologies and Asssesment*, 40, 100767. <https://doi:10.1016/j.seta.2020.100767>
- Merchan, R. P., Santos, M. J., Medina, A., & Hernandez, A. C. (2022). High temperature central tower plants for concentrated solar power: 2021 overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 155, 111828. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111828>
- Meteonorm, Bern, Switzerland (www.meteonorm.com)

- Mondal, S., & De, S. (2015). CO₂ based power cycle with multi-stage compression and intercooling for low temperature waste heat recovery. *Energy*, 90, 1132-1143. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.060>
- Morrison, G. L., Budihardjo, I., & Behnia, M. (2004). Water-in-glass evacuated tube solar water heaters. *Solar Energy*, 76, 135-140. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.07.024>
- Morrison, G. L., Budihardjo, I., & Behnia, M. (2005). Measurement and simulation of flow rate in a water-in-glass evacuated tube solar water heater. *Solar Energy*, 78 (2), 257-267. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.09.005>
- Musharavati, F., Khanmohammadi, S., Pakseresht, A., & Khanmohammadi, S. (2021). Comparative analysis and multi-criteria optimization of a supercritical recompression CO₂ Brayton cycle integrated with thermoelectric modules. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 145, 769-785. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10153-8>
- Naik, B. K., Bhowmik, M., & Muthukumar, P. (2019). Experimental investigation and numerical modelling on the performance assessments of evacuated U-tube solar collector systems. *Renewable Energy*, 134, 1355-1361. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.09.066>
- Nami, H., Mahmoudi, S. M. S., & Nemati, A. (2017). Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO₂ and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO₂). *Applied Thermal Engineering*, 110, 1315-1330. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.197>
- Ni, T., Si, J., Lu, F., Zhu, Y., & Pan, M. (2022). Performance analysis and optimization of cascade waste heat recovery system based on transcritical CO₂ cycle for waste heat recovery in waste-to-energy plant. *Journal of Cleaner Production*, 331, 129949. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.129949>
- Olfian, H., Ajarostaghi, S. S .M., & Ebrahimnataj, M. (2020). Development on evacuated tube solar collectors: a review of the last decade results of using nanofluids. *Solar Energy*, 211, 265-282. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.09.056>
- O'neil, T. J. E., & Sobhansarbandi, S. (2022). Thermal performance investigation of energy storage based U-pipe evacuated tube solar collector: An experimental study. *Sustainable Energy Technologies and Assesment*, 52, 102146. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102146>
- Özgen, F. (2007). *Yutucu Plakası Silindirik Teneke Kutulardan Yapılmış Bir Havalı Güneş Kollektörünün Isıl Performansının Deneysel Olarak Araştırılması*. (Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Pan, L., Wei, X., & Li, T. (2016). Experimental investigation on the CO₂ transcritical power cycle. *Energy*, 95, 247-254. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.11.074>

- Pandey, A. K., Kumar, R., & Samykano, M. (2022). Solar energy: direct and indirect methods to harvest usable energy. *Dye-Sensitized solar cells*. (pp. 1-24)
- Peng, Y., Zahedidastjerdi, A., Abdollahi, A., Amindoust, A., Bahrami, M., Karimipour, A., & Goodarzi, M. (2019). Investigation of energy performance in a U-shaped evacuated solar tube collector using oxide added nanoparticles through the emitter, absorber and transmittal environments via discrete ordinates radiation method. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 139, 2623-2631. <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08684-w>
- Petela, R. (2005). Exergy Analysis of the solar cylindrical parabolic cooker. *Solar Energy*, 79, 221-233. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.12.001>
- Petukhov, B. S. (1970). Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. *Advances in Heat Transfer*. (pp. 503-564). [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70153-9](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70153-9)
- Pham, D. T., & Karaboga, D. (1997). Genetic algorithms with variable mutation rates : application to fuzzy logic controller design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 211(2), 157-167. <https://doi.org/10.1243/0959651971539975>
- Pirkandi, J., Mahmoodi, M., & Ommian, M. (2017). An optimal configuration for a solid oxide fuel cell-gas turbine (SOFC-GT) hybrid system based on thermo-economic modelling. *Journal of Cleaner Production*, 144, 375-386. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.01.019>
- Pitz-Paal, R. (2014). Concentrating solar power. *Future Energy*. (pp. 413-430). <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-099424-6.00019-3>
- Pulat, M., & Deveci Kocakoç, İ. (2017). Gezgin satıcı probleminin genetik algoritmalarla çözümünde başlangıç popülasyonun belirlenmesi. *Journal of Emerging Economic and Policy*, 2, 95-123.
- Prisecaru, T., & Soriga, I. (2017). Control strategy and thermal inertia influence on evacuated tube solar water heating systems. *Journal Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39, 2131-2144.
- Rao, Z., Xue, T., Huang, K., Liao, S. (2019). Multi-objective optimization of supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle considering printed circuit recuperator design. *Energy Conversion and Management*, 201, 112094. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112094>
- Rao, Z., Peng, C., Wang, Y., Wang, Y., Wang, Y., Liu, G., & Liao, S. (2021). Response behaviors of CO₂ transcritical Rankine cycle based parabolic trough solar power plant to cloud disturbance. *Applied Thermal Engineering*, 189, 116722. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116722>

- Ratlamwala, T. A. H., Dincer, I., & Aydin, M. (2012). Energy and exergy analyses and optimization study of an integrated solar heliostat field system for hydrogen production. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37 (24), 18704-18712. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.09.174>
- Rosen, M. A., & Farsi, A. (2022). Optimization of seawater desalination systems. *Sustainable Energy Technologies for Seawater Desalination*. (pp. 439-496). <https://doi:10.1016/B978-0-323-99872-7.00006-1>
- Ruiz-Casanova, E., Rubio-Maya, C., Pacheco-Ibarra, J. J., Amnriz-Diaz, V. M., Romero, C. E., & Wang, X. (2020). Thermodynamic analysis and optimization of supercritical carbon dioxide Brayton cycles for use with low-grade geothermal heat sources. *Energy Conversion and Management*, 216, 112978. <https://doi:10.1016/j.enconman.2020.112978>
- Sabiha, M. A., Saidur, R., Hassani, S., Said, Z., & Mekhilef, S. (2015). Energy performance of an evacuated tube solar collector using single walled carbon nanotubes nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 105, 1377-1388. <https://doi:10.1016/j.enconman.2015.09.009>
- Sadeghi, M., Mahmoudi Seyed, S.M., & Rosen, M.A. (2022). Thermoeconomic analysis of two solid oxide fuel cell based cogeneration plants integrated with simple or modified supercritical CO₂ Brayton cycles: a comparative study. *Energy*, 259, 125038. <https://doi:10.1016/j.energy.2022.125038>
- Saeed, M., & Kim, M.H. (2022). A newly proposed supercritical carbon dioxide Brayton cycle configuration to enhance energy sources integration capability. *Energy*, 239, 121868. <https://doi:10.1016/j.energy.2021.121868>
- Saidur, R., Boroumandjazi, G., Mekhlif, S., & Jameel, M. (2012). Exergy analysis of solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 350-356. <https://doi:10.1016/j.rser.2011.07.162>
- Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2017). *Solar Heating and Cooling Systems, Fundamentals, Experiments and Applications*. Academic Press.
- Sarfraz, M., Naseem, S., & Mohsin, M. (2022). Adoption of renewable energy, natural resources with conversion information communication technologies and environmental mitigation: evidence from G-7 countries. *Energy Reports*, 8, 11101-11111. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.08.248>
- Sarkar, J. (2015). Review and future trends of supercritical CO₂ Rankine cycle for low-grade heat conversion. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 48, 434-451. <https://doi:10.1016/j.rser.2015.04.039>
- Sarmiento, C., Cardemil, J. M., Diaz, A. J., & Barraza, R. (2018). Parametrized analysis of a carbon dioxide transcritical Rankine cycle driven by solar energy. *Applied Thermal Engineering*, 140, 580-592. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.097>

- Sexena, G., & Gaur, M. K. (2018). Exergy analysis of evacuated tube solar collectors: a review. *International Journal Exergy*, 25(1), 54-74. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2018.088887>
- Shi, L., Shu, G., Tian, H., Huang, G., Chen, T., Li, X., Li, D. (2017). Experimental comparison between four CO₂-based transcritical Rankine cycle (CTRC) systems for engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 150, 159-171. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.009>
- Shu G., Shi, L., Tian, H., Li, X., Huang, G., & Chang, L. (2016). An improved CO₂-based transcritical Rankine cycle (CTRC) used for engine waste heat recovery. *Applied Energy*, 176, 171-182. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.05.053>
- Shu, G., Shi, L., Tian, H., Deng, S., Li, X., & Chang, L. (2017). Configurations selection maps of CO₂-based transcritical Rankine cycle (CTRC) for thermal energy management of engine waste heat. *Applied Energy*, 186, 423-435. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.03.049>
- Soloman, G. (2019). *Potential Use of Solar Thermal as an Alternative Energy Source for Adama General Hospital and Medical College*. (Master's Thesis, Thesis Adama Science and Technology University)
- Singh, R. (2017). *Modelling and Performance Analysis of Linear Fresnel Collector for Process Heat Generation for Ice Cream Factory in Konya*. (Master's Thesis, Middle East Technical University)
- Sleiti, A., & Al-Ammari, W. A. (2021). Energy and exergy analyses of novel supercritical CO₂ Brayton cycles driven by direct oxy-fuel combustor. *Fuel*, 294, 120557. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.120557>
- Shukla, R. (2013). *An Experimental Study on a Density Driven Solar Water Heating System Using Supercritical CO₂ as Working Fluid*. (Master's Thesis, North Dakota State University)
- Su, R., Yu, Z., Xia, Lei., & Sun, J. (2020). Performance analysis and multi-objective optimization of an integrated gas turbine/supercritical CO₂ recompression/transcritical CO₂ cogeneration system using liquefied natural gas cold energy. *Energy Conversion and Management*, 220, 113136. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113136>
- Tagle-Salazar, P. D., Nigam, K. D. P., & Rivera-Solorio, C. I. (2020). Parabolic trough solar collectors: A general overview of technology, industrial applications, energy market, modeling, and standards. *Green Processing and Synthesis*, 9, 595-649. <https://doi.org/10.1515/gps-2020-0059>
- Tang, R., Li, Z., Zhong, H., & Lan, Q. (2006). Assessment of uncertainty in mean heat loss coefficient of all glass evacuated solar collector tube testing. *Energy Conversion and Management*, 47, 60-67. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.03.013>

- Tong, Y., Kim, J., & Cho, H. (2015). Effects of thermal performance of enclosed-type evacuated U-tube solar collector with multi-walled carbon nanotube/water nanofluid. *Renewable Energy*, 83, 463-473. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.04.042>
- Trevisan, S., Guédez, R., & Laumert, B. (2019). Supercritical CO₂ Brayton Power Cycle for CSP with Packed Bed TES Integration And Cost Benchmark Evaluation. *ASME Power Conference*, July 15-18, Salt Lake.
- Tsatsaronis, G. (1993). Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 19, 227-257. [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(93\)90016-8](https://doi.org/10.1016/0360-1285(93)90016-8)
- Tsatsaronis, G., & Moran, M. J. (1997). Exergy-aided cost minimization. *Energy Conversion and Management*, 38, 1535-1542. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(96\)00215-4](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(96)00215-4)
- Tsuzuki, N., Kato, Y., & Ishiduka, T. (2007). High performance printed circuit heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 27(10), 1702-1707. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.007>
- Tuo, H. (2013). Thermal-economic analysis of a transcritical Rankine power cycle with reheat enhancement for a low-grade heat source. *International Journal of Energy Research*, 37, 857-867. <https://doi.org/10.1002/er.288>
- Uusitalo, A., Ameli, A., & Turunen-Saaresti, T. (2019). Thermodynamic and turbomachinery design analysis of supercritical Brayton cycles for exhaust gas heat recovery. *Energy*, 167, 60-79. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.181>
- Uyarel, A. Y., & Öz, E. S. (1987). *Güneş Enerjisi ve Uygulamaları*. Birsen Yayınevi.
- Vesely, L., Manikantachari, K. R. V., Vasu, S., Kapat, J., Dostal, V., & Martin, S. (2019). Effect of impurities on compressor and cooler in supercritical CO₂ cycles. *Journal Energy Resources Technology*, 141, 012003. <https://doi.org/10.1115/1.4040581>
- Wang, E., Peng, N., & Zhang, M. (2021). System design and application of supercritical and transcritical CO₂ power cycles: a review. *Frontiers in Energy Research*, 9, 723875. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2021.723875>
- Wang, H., & He, Y. L. (2017). Thermodynamic analysis and optimization of a molten salt solar power tower integrated with a recompression supercritical CO₂ Brayton cycle based on integrated modeling. *Energy Conversion and Management*, 135, 336-350. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.085>
- Wang, K., Li, M. J., Guo, J. Q., Li, P., & Liu, Z. B. (2018). A systematic comparison of different s-CO₂ Brayton cycle layouts based on multi-objective optimization for applications in solar power tower plants. *Applied Energy*, 212, 109-121. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.031>

- Wang, X., & Dai, Y. (2016). Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO₂ cycle and the ORC for a recompression supercritical CO₂ cycle waste heat recovery: a comparative study. *Applied Energy*, 170, 193-207. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.112>
- Wright, S. A., Davidson, C. S., & Scammell, W. O. (2016). Thermo-Economic Analysis of Four SCO₂ Waste Heat Recovery Power Systems. *5th International SCO₂ Power Cycles Symposium*, March 29-31, San Antonio.
- Wu, P., Ma, Y., Gao, C., Liu, W., Shan, J., Huang, Y., Wang, J., Zhang, D., Ran, X. (2020). A review of research and development of supercritical carbon dioxide Brayton cycle technology in nuclear engineering applications. *Nuclear Engineering and Design*, 368, 110767. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2020.110767>
- Xia, W., Huo, Y., Song, Y., Han, J., & Dai, Y. (2019). Off-design analysis of a CO₂ Rankine cycle for the recovery of LNG cold energy with ambient air as heat source. *Energy Conversion and Management*, 183, 116-125. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.098>
- Xingyan, B., Wang, X., Wang, R., Cai, J., Tian, H., & Shu, G. (2022). Optimal selection of supercritical CO₂ Brayton cycle layouts based on part-load performance. *Energy*, 256, 124691. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124691>
- Yamaguchi, H., Yamasaki, H., & Kizilkan, O. (2020). Experimental investigation of solar-assisted transcritical CO₂ Rankine cycle for summer and winter conditions from exergetic point of view. *International Journal of Energy Research*, 44, 1089-1102. <https://doi.org/10.1002/er.4997>
- Yamaguchi, H., Zhang, X. R., Fujima, K., Enomoto, M., & Sawada, N. (2006). Solar energy powered Rankine cycle using supercritical CO₂. *Applied Thermal Engineering*, 26, 2345-2354. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.029>
- Yang, J., Yang, Z., Duan, Y. (2020). Part-load performance analysis and comparison of supercritical CO₂ Brayton cycles. *Energy Conversion and Management*, 214, 112832. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112832>
- Yıldırım, E., & Yurddaş, A. (2021). Assessments of thermal performance of hybrid and mono nanofluid U-tube solar collector system. *Renewable Energy*, 171, 1079-1096. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.03.00>
- Yu, A., Su, W., Lin, X., & Zhou, N. (2021). Recent trends of supercritical CO₂ Brayton cycle: Bibliometric analysis and research review. *Nuclear Engineering and Technology*, 53, 3, 699-714. <https://doi.org/10.1016/j.net.2020.08.005>
- Zandi, S., Mofrad, K. G., Faraj, A. M., & Salehi, G. (2021). Energy, exergy, exergoeconomic, and exergoenvironmental analyses and multiobjective optimization of a CPC driven solar combined cooling and power cycle with

different working fluids. *International Journal of Thermodynamics*, 24, 151-160. <https://doi.org/10.5541/ijot.873456>

Zhang, H. L., Baeyens, J., Degre`ve, J., & Cace`res, G. (2013). Concentrated solar power plants: review and design methodology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 466-481. <https://doi:10.1016/j.rser.2013.01.032>

Zhang, X. R., & Yamaguchi, H. (2021). *Transcritical CO₂ Heat Pump: Fundamental and Applications*. John Wiley & Sons.

Zhang, X. R., Yamaguchi, H., Fujima, K., Enomoto, M., & Sawada, N. (2005). Feasibility study of CO₂-based Rankine cycle powered by solar energy. *JSME International Journal*, 48(3), 540-547.

Zhang, X. R., Yamaguchi, H., Fujima, K., Enomoto, M., & Sawada, N. (2006). Study of solar energy powered transcritical cycle using supercritical carbon dioxide. *International Journal of Energy Research*, 30, 117-1129. <https://doi:10.1002/er.1201>

Zhang, X., You, S., Ge, H., Gao, Y., Xu, W., Wang, M., He, T., & Zheng, X. (2014). Thermal performance of direct-flow coaxial evacuated-tube solar collectors with and without a heat shield. *Energy Conversion and Management*, 84, 80-87. <https://doi:10.1016/j.enconman.2014.04.014>

Zhi, L. H., Hu, P., Chen, L. X., & Zhao, C. (2020). Thermodynamic analysis of an innovative transcritical CO₂ parallel Rankine cycle driven by engine waste heat and liquefied natural gas cold. *Energy Conversion and Management*, 209, 112583. <https://doi:10.1016/j.enconman.2020.112583>

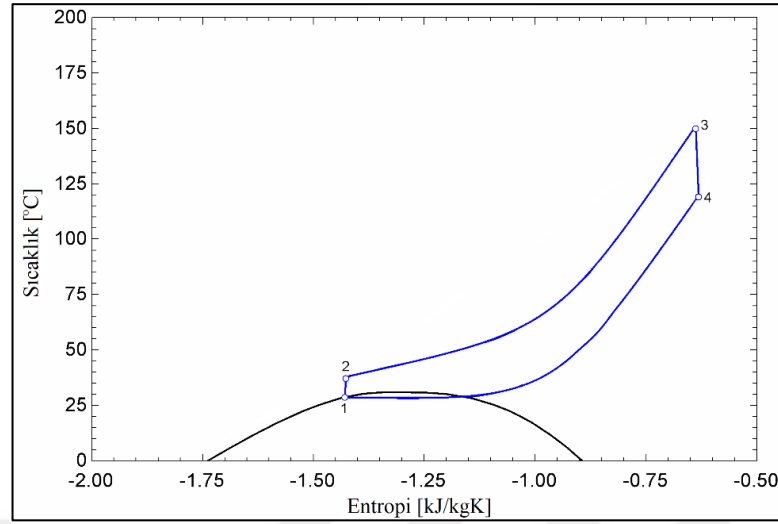
EKLER

EK. A. Grafikler

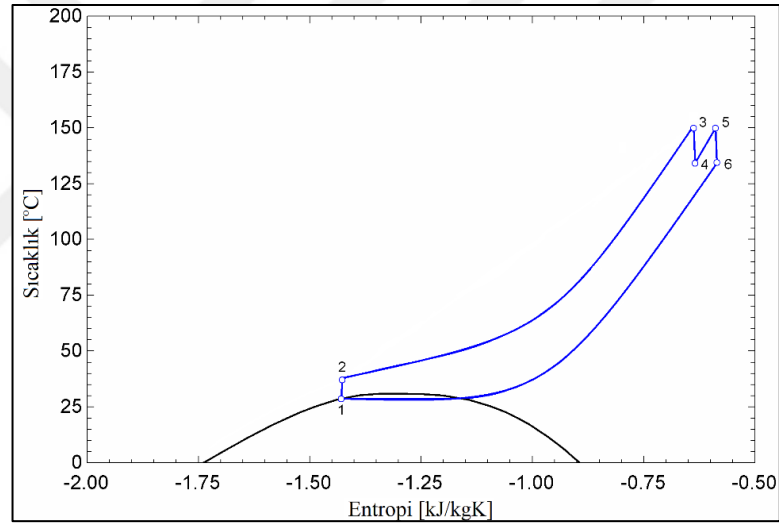
EK. B. Çizelgeler



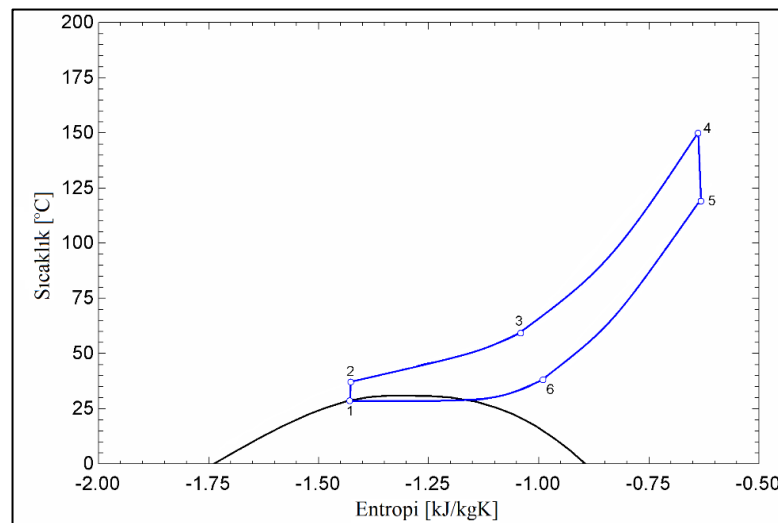
EK A. Grafikler



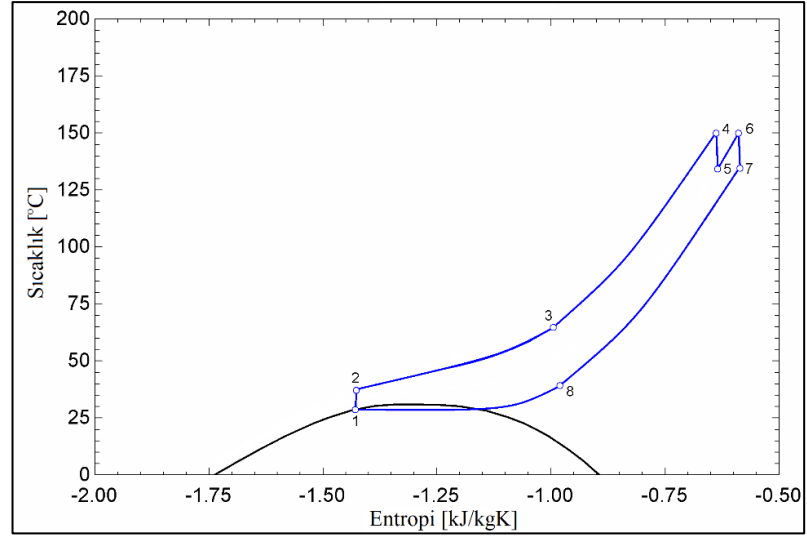
Şekil A.1. Basit transkritik CO₂ Rankine çevriminin T-s diyagramı



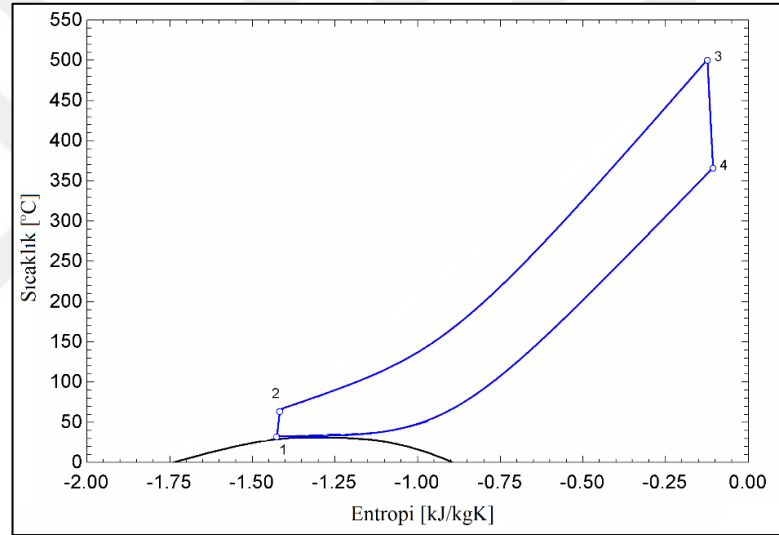
Şekil A.2. Yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevriminin T-s diyagramı



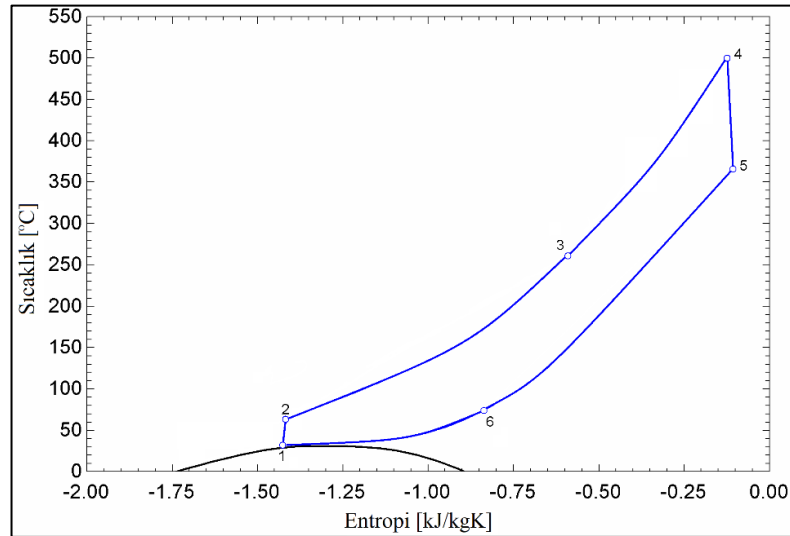
Şekil A.3. Rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine çevriminin T-s diyagramı



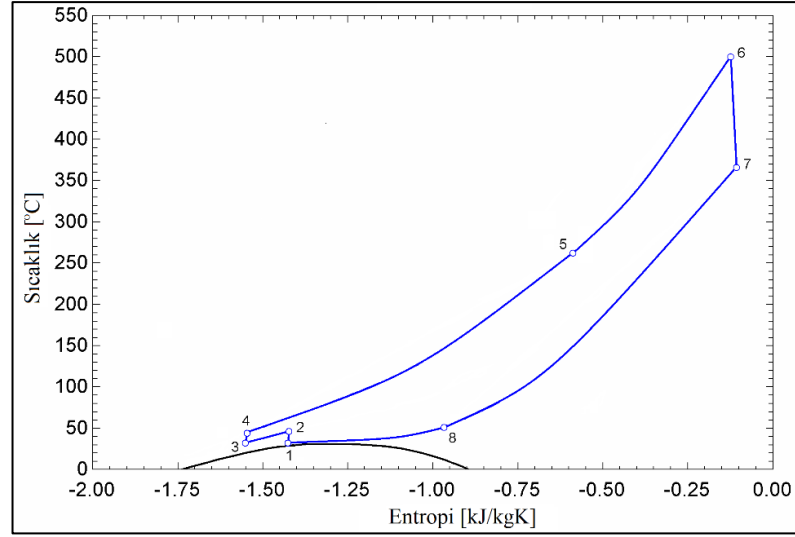
Şekil A.4. Rejeneratörlü ve yeniden ısıtılmalı transkritik CO₂ Rankine çevriminin T-s diyagramı



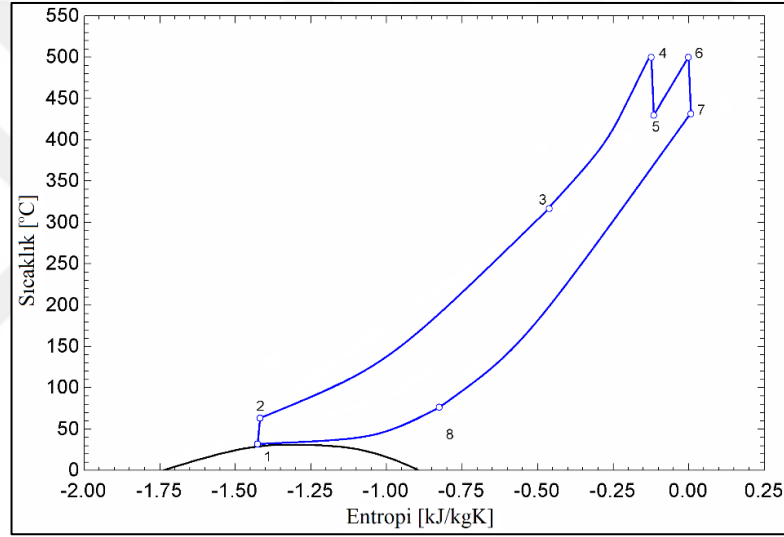
Şekil A.5. Basit süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



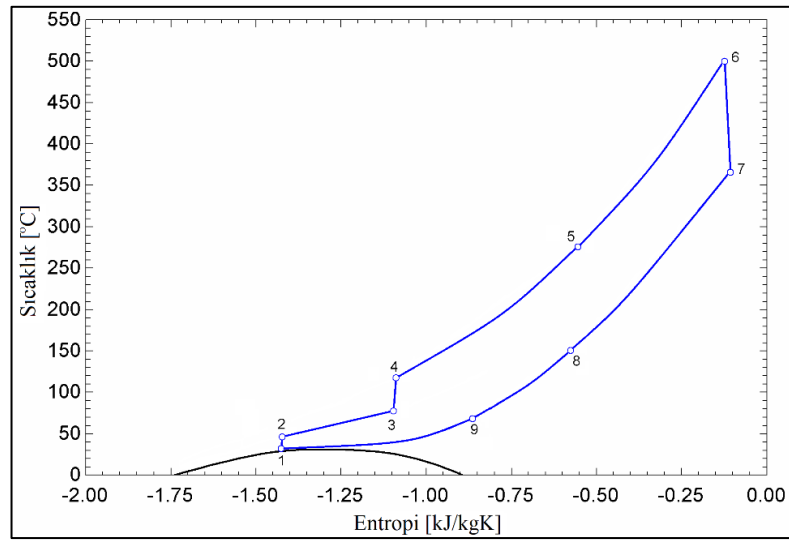
Şekil A.6. Reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



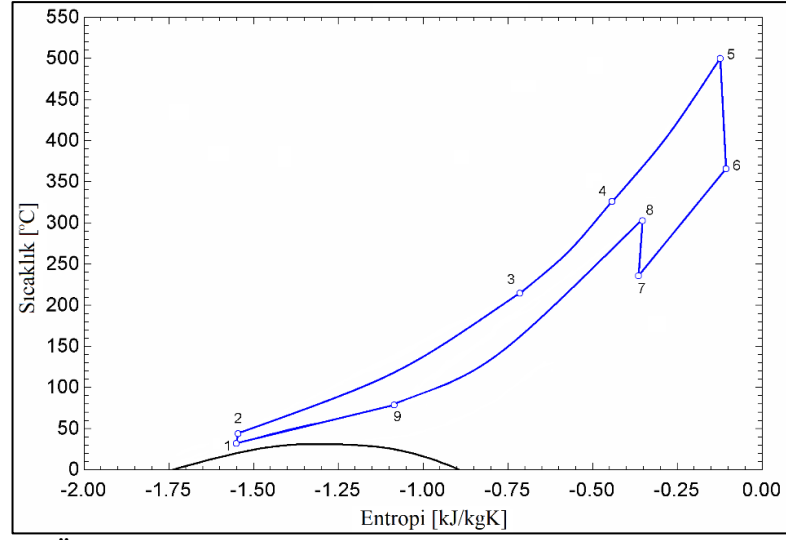
Şekil A.7. Ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



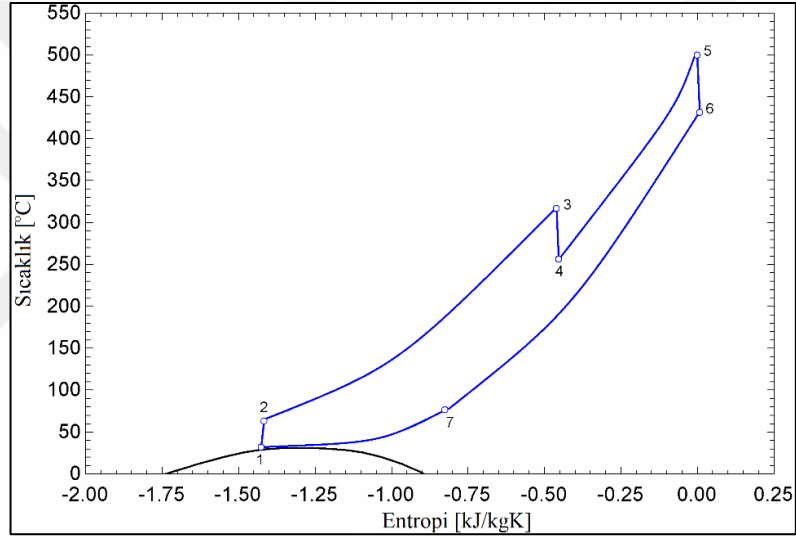
Şekil A.8. Yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



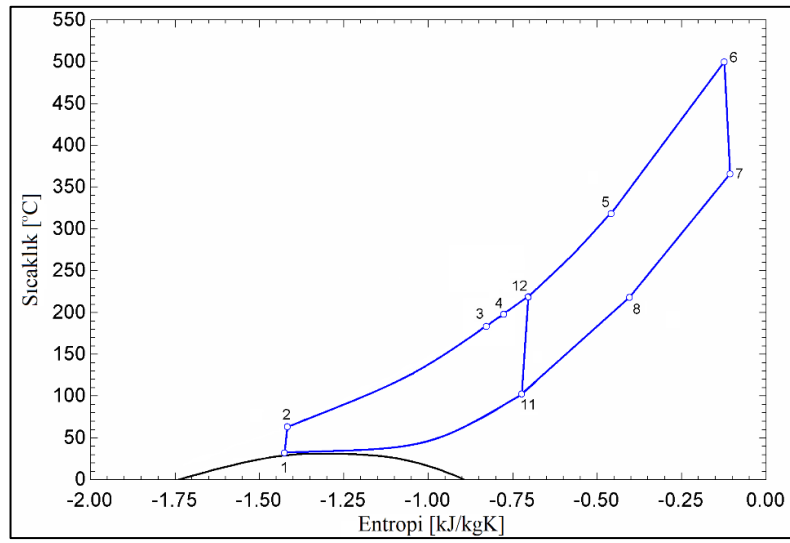
Şekil A.9. Ara reküperatörlü süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



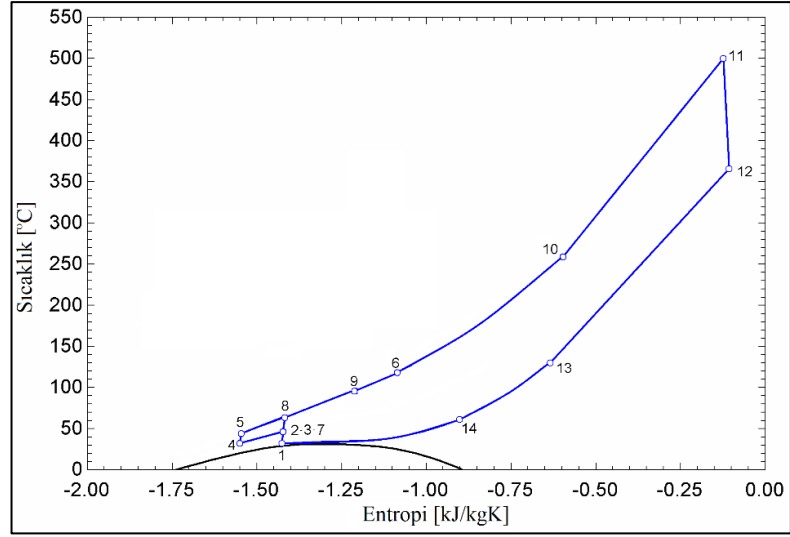
Şekil A.10. Ön sıkıştırımlı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



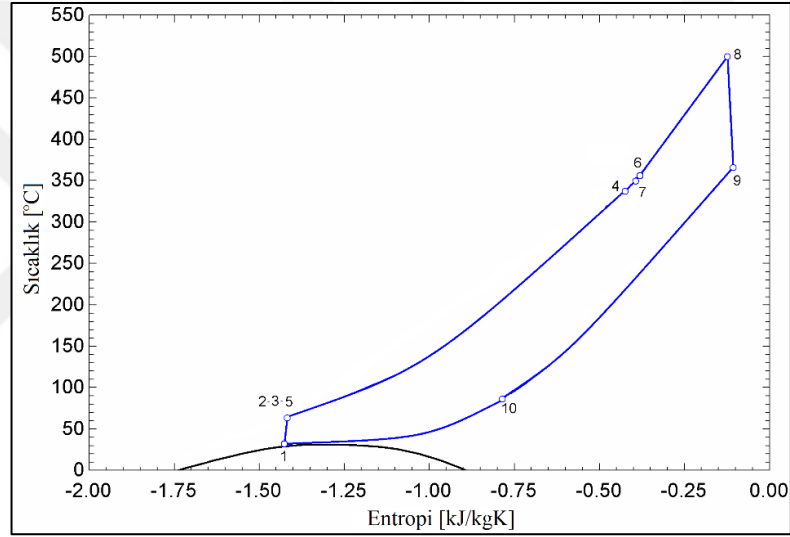
Şekil A.11. Ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



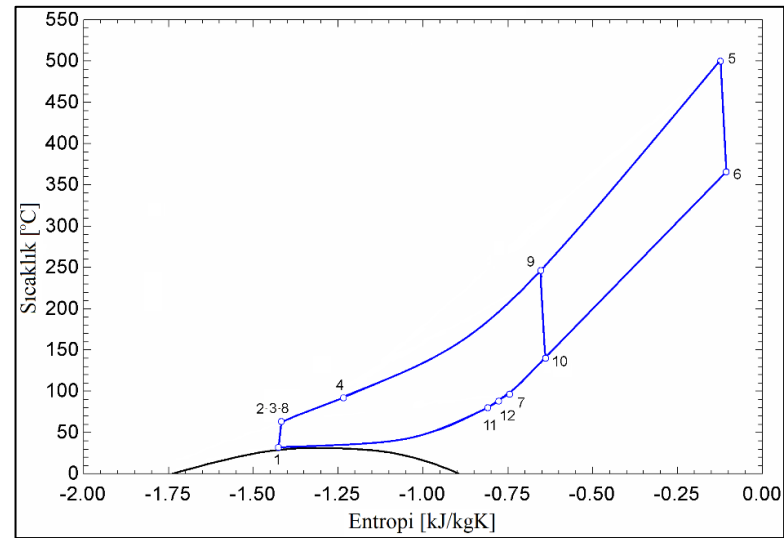
Şekil A.12. Yeniden sıkıştırımlı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



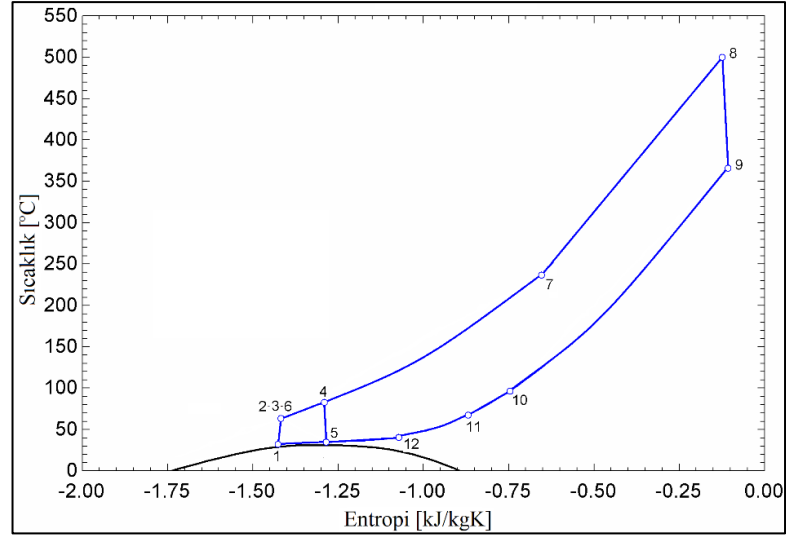
Şekil A.13. Kısmi soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



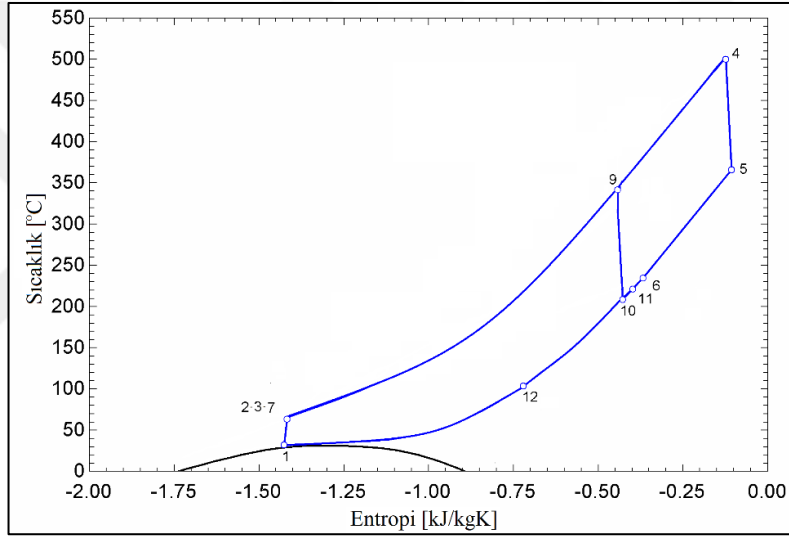
Şekil A.14. Ön ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



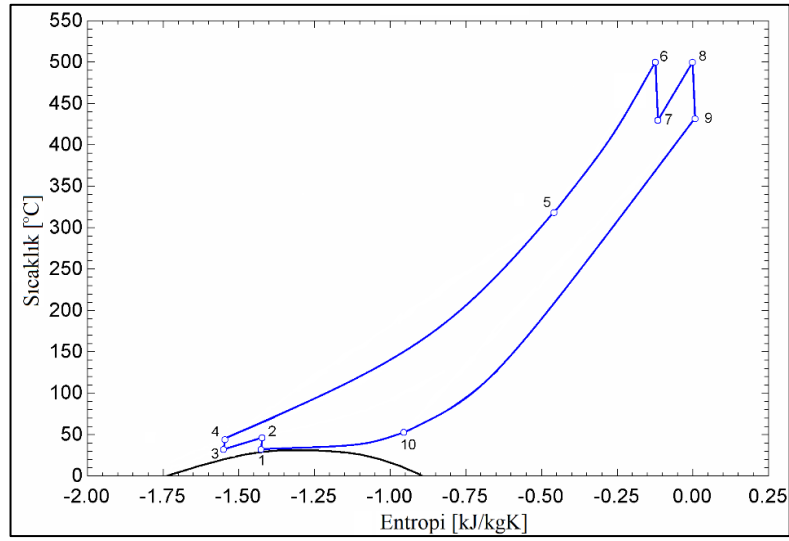
Şekil A.15. Ara genişlemeli-1 süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



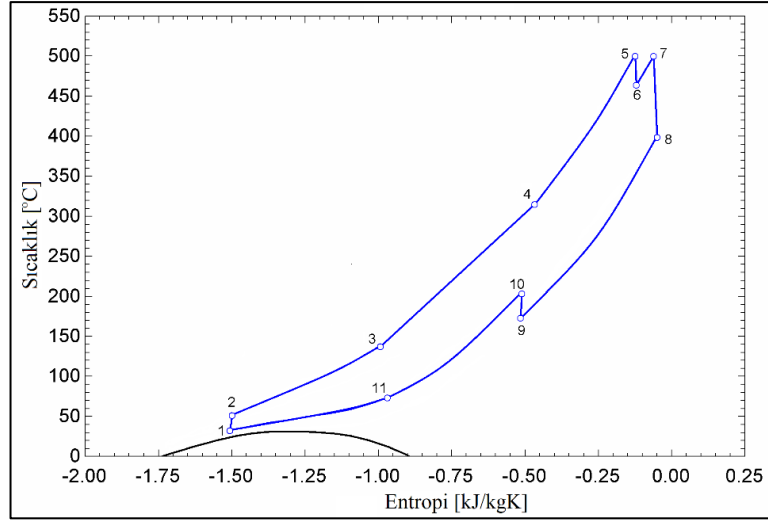
Şekil A.16. Ara genişlemeli-2 süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



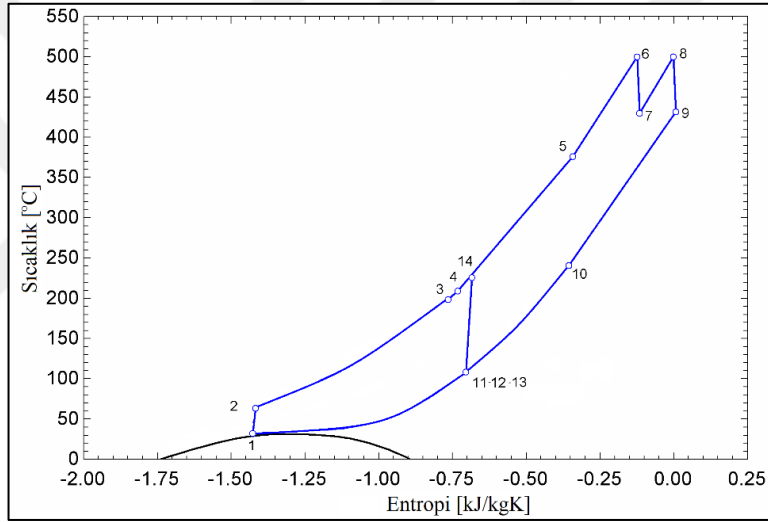
Şekil A.17. Ara genişlemeli-3 süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



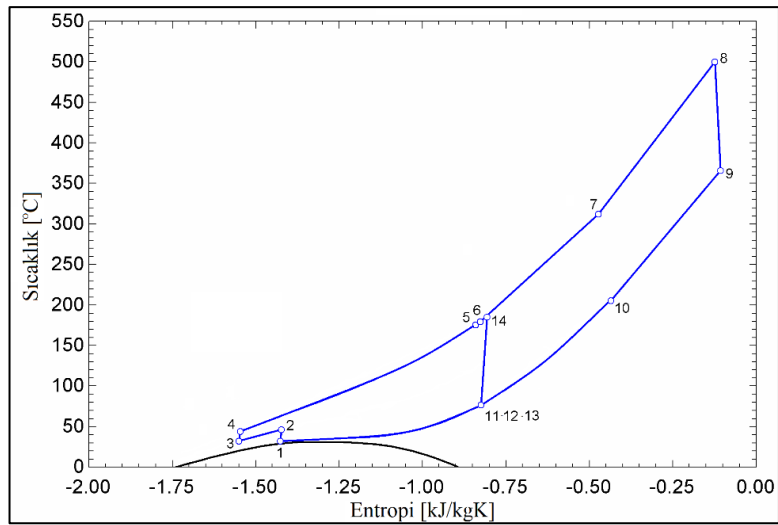
Şekil A.18. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



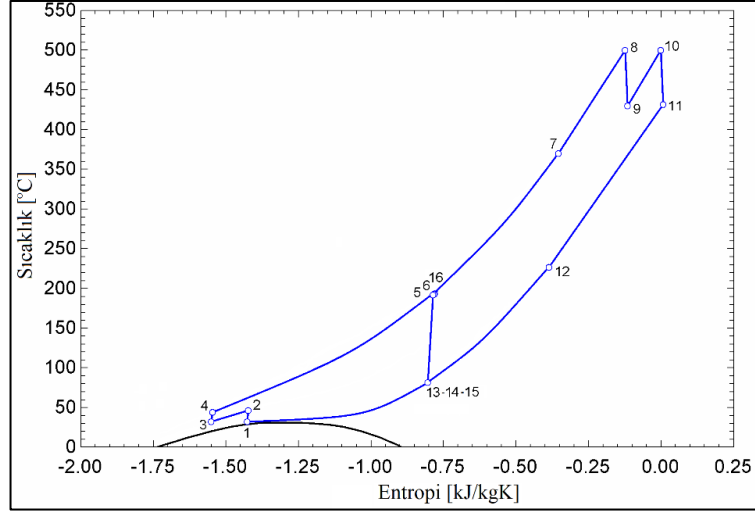
Şekil A.19. Ön sıkıştırmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



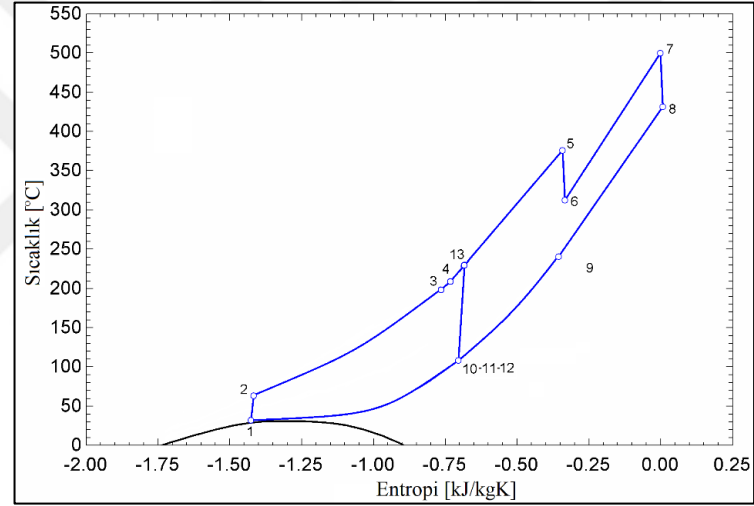
Şekil A.20. Yeniden sıkıştırılmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



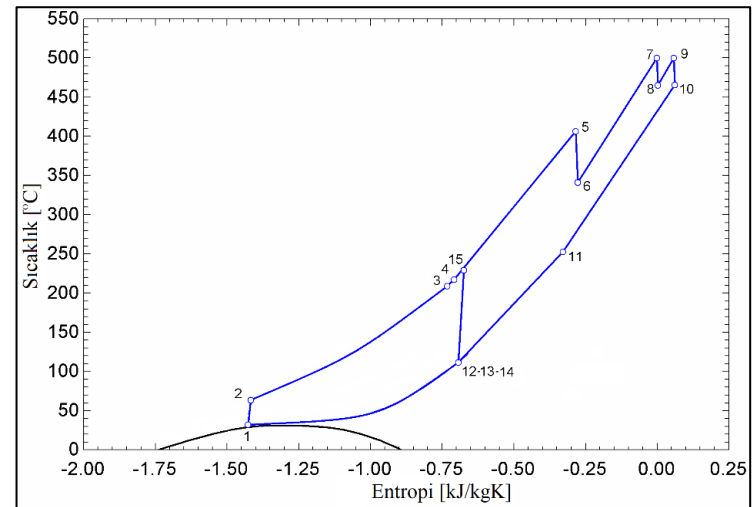
Şekil A.21. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



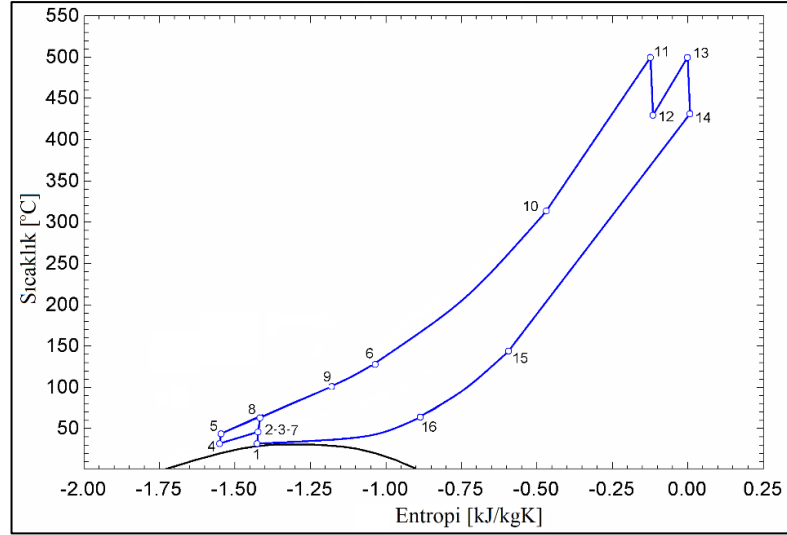
Şekil A.22. Yeniden sıkıştırılmalı ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



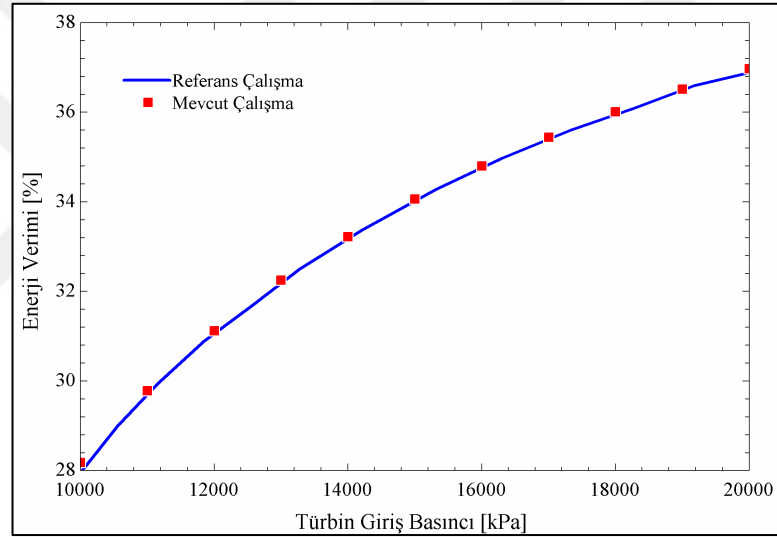
Şekil A.23. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



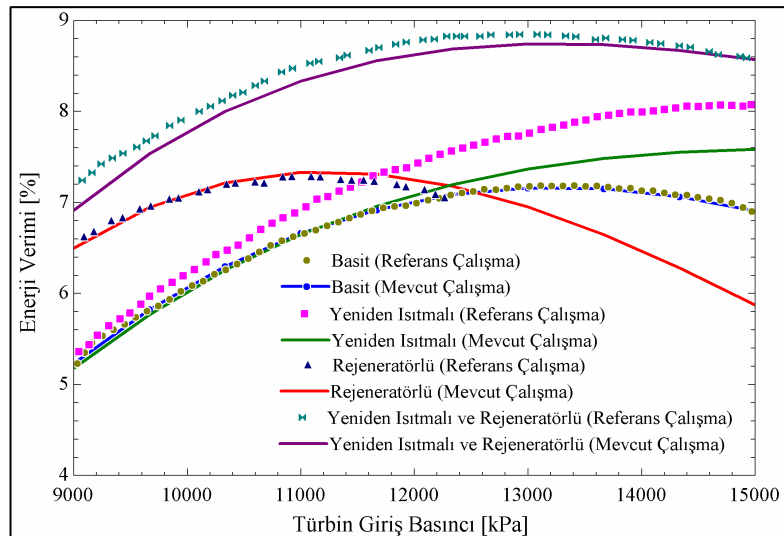
Şekil A.24. Yeniden sıkıştırılmalı ara genişlemeli yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



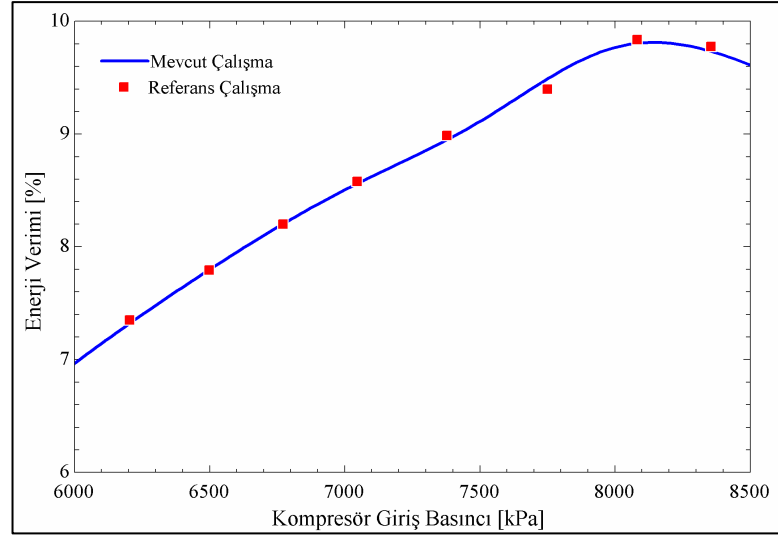
Şekil A.25. Kısmı soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin T-s diyagramı



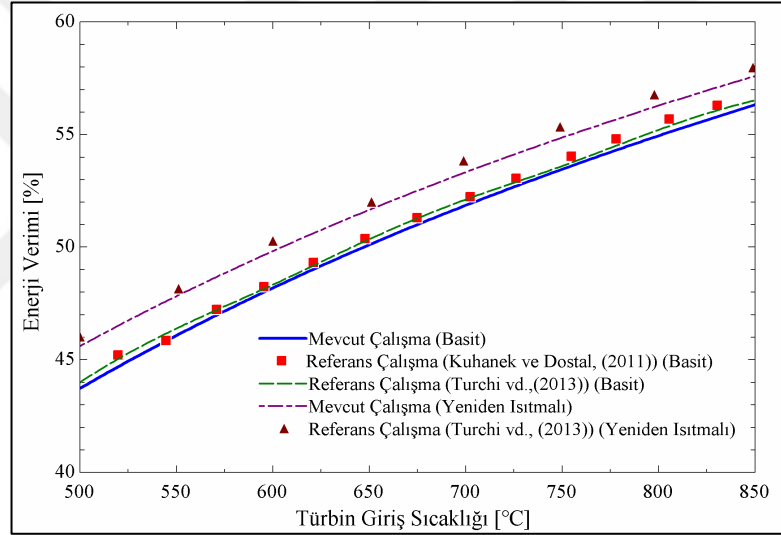
Şekil A.26. Yeniden ısıtılmalı rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine çevriminin validasyonu



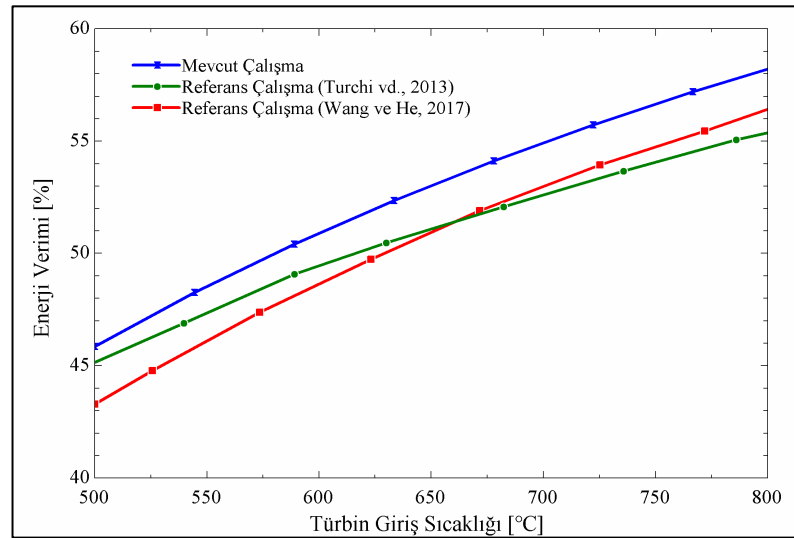
Şekil A.27. Farklı transkritik CO₂ Rankine çevrimlerinin validasyonu



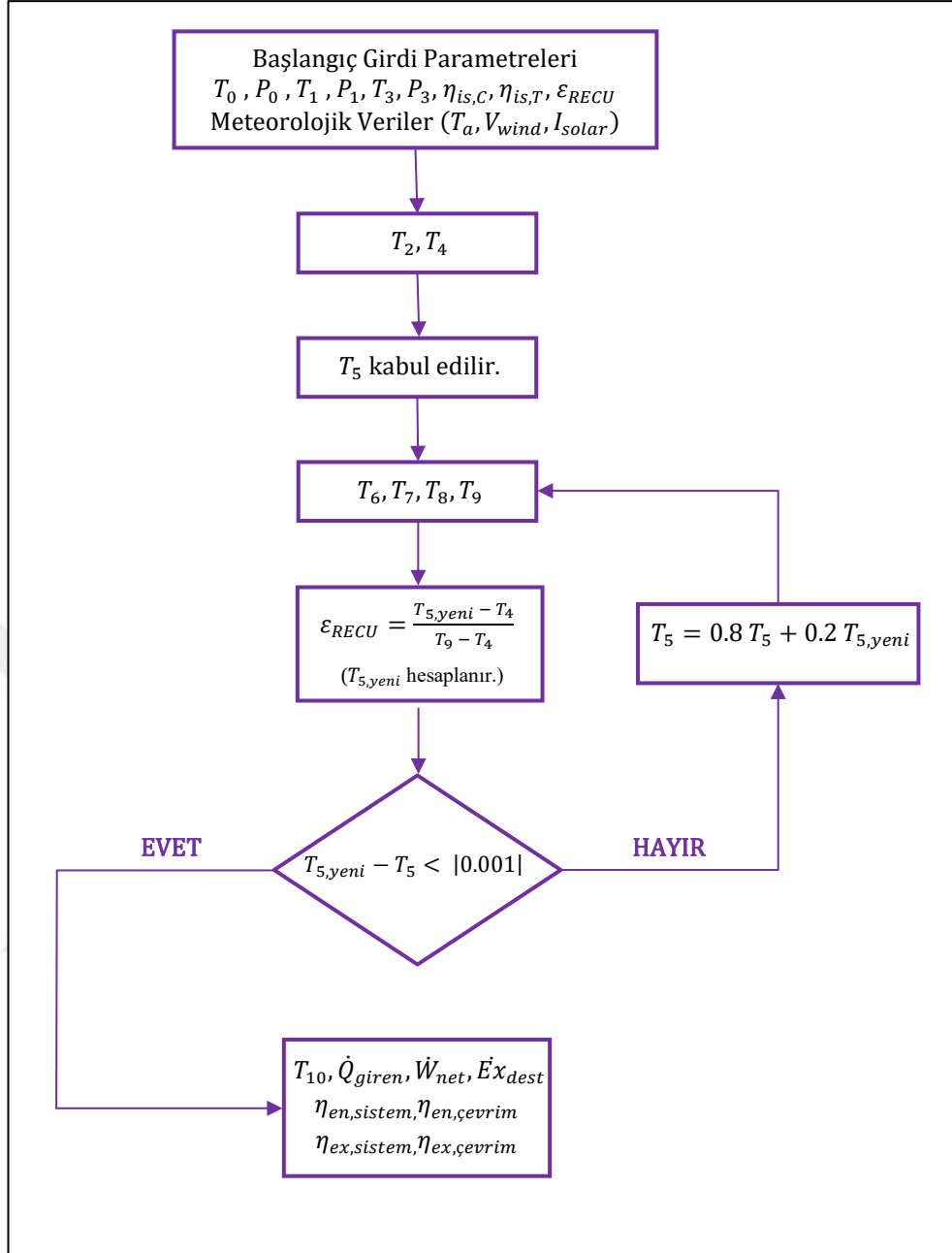
Şekil A.28. Reküperatörlü ara soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin validasyonu



Şekil A.29. Kısmi soğutmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin validasyonu



Şekil A.30. Yeniden sıkıştırılmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin validasyonu



Şekil A.31. Güneş enerjili ara soğutmalı yeniden ısıtmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminin akış diyagramı

EK B. Çizelgeler

Çizelge A.1. Rejeneratörlü transkritik CO₂ Rankine çevriminin validasyonu için dizayn parametreleri

Parametre	Değer
Türbin giriş basıncı [kPa]	12000
Pompa giriş basıncı [kPa]	6000
Türbin giriş sıcaklığı [°C]	150
Pompa izantropik verim [%]	80
Türbin izantropik verim [%]	80
Rekuperatör etkinliği [%]	90
Çevrim verimi [%]	
Referans çalışma (Chen, 2011)	11.60
Mevcut çalışma	11.56

Çizelge A.2. Çalışma dizayn parametreleri ve değerleri

Dizayn Parametreleri	Değer
Kompresör giriş sıcaklığı [°C]	33.2
Türbin giriş sıcaklığı [°C]	500
Kompresör giriş basıncı [kPa]	7 780
Kompresör çıkış basıncı [kPa]	20 000
Kompresör izantropik verim [%]	65
Türbin izantropik verim [%]	85
Regeneratör etkinliği [%]	85
Çevrim verimi [%]	
Referans çalışma (Cheng vd., 2019)	25.56
Mevcut çalışma	26.64

Çizelge A.3. Yeniden sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimin dizayn parametreleri

Dizayn Parametreleri	Değer
Kompresör giriş sıcaklığı [°C]	31.5
Türbin giriş sıcaklığı [°C]	570
Kompresör giriş basıncı [kPa]	7 400
Basınç oranı [-]	2.7
Kompresör izantropik verim [%]	80
Türbin izantropik verim [%]	90
Yüksek dereceli rekuperatör etkinliği [%]	85
Düşük dereceli rekuperatör etkinliği [%]	70
Çevrim verimi [%]	
Referans çalışma (Atif ve Al-Sulaiman, 2017)	45.17
Mevcut çalışma	46.00

Çizelge A.4. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı Brayton çevrimini oluşturan her bir ekipman için kütle, enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri

Ekipman	Kütle	Enerji	Ekserji	Entropi
Kompresör-1	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{m}_1 e_1 + \dot{W}_{C1} = \dot{m}_2 e_2$	$\dot{E}x_1 = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{dest,C1}$	$\dot{S}_1 + \dot{S}_{gen,C1} = \dot{S}_2$
Ara Soğutucu	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$	$\dot{m}_2 e_2 + \dot{m}_{13} e_{13} = \dot{m}_3 e_3 + \dot{m}_{14} e_{14}$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{13} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{14} + \dot{E}x_{dest,IC}$	$\dot{S}_2 + \dot{S}_{13} + \dot{S}_{gen,IC} = \dot{S}_3 + \dot{S}_{14}$
Kompresör-2	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3 e_4 + \dot{W}_{C2} = \dot{m}_4 e_5$	$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{dest,C2}$	$\dot{S}_3 + \dot{S}_{gen,C2} = \dot{S}_4$
Rekuperatör	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ $\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_4 e_4 + \dot{m}_9 e_9 = \dot{m}_5 e_5 + \dot{m}_{10} e_{10}$	$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_9 = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{dest,RECU}$	$\dot{S}_4 + \dot{S}_9 + \dot{S}_{gen,RECU} = \dot{S}_5 + \dot{S}_{10}$
Güneş Kollektörü-1	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_5 e_5 + \dot{Q}_{solar} = \dot{m}_6 e_6$	$\dot{E}x_5 = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{dest,Col1}$	$\dot{S}_5 + \dot{S}_{gen,Col1} = \dot{S}_6$
Türbin-1	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{m}_6 e_7 = \dot{m}_7 e_7 + \dot{W}_{T1}$	$\dot{E}x_6 = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{dest,T1}$	$\dot{S}_6 + \dot{S}_{gen,T1} = \dot{S}_7$
Güneş Kollektörü-2	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_7 e_7 + \dot{Q}_{solar} = \dot{m}_8 e_8$	$\dot{E}x_7 = \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{dest,Col2}$	$\dot{S}_7 + \dot{S}_{gen,Col2} = \dot{S}_8$
Türbin-2	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8 e_8 = \dot{m}_9 e_9 + \dot{W}_{T2}$	$\dot{E}x_8 = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{dest,T2}$	$\dot{S}_8 + \dot{S}_{gen,T2} = \dot{S}_9$
Gaz Soğutucu	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$ $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$	$\dot{m}_{10} e_{10} + \dot{m}_{11} e_{11} = \dot{m}_1 e_1 + \dot{m}_{12} e_{12}$	$\dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{11} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{dest,GC}$	$\dot{S}_{10} + \dot{S}_{11} + \dot{S}_{gen,GC} = \dot{S}_1 + \dot{S}_{12}$

Çizelge A.5. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı Brayton çevrim elemanlarının maliyet denge denklemleri

Sistem Elemanları	Maliyet Denge Denklemler	Yardımcı Denklemler
Kompresör-1	$c_2 \dot{E}x_2 = c_1 \dot{E}x_1 + c_{el} \dot{E}x_{C1} + \dot{Z}_{C1}$	-
Ara Soğutma	$c_3 \dot{E}x_3 + c_{14} \dot{E}x_{14} = c_2 \dot{E}x_2 + c_{13} \dot{E}x_{13} + \dot{Z}_{IC}$	$c_3 = c_2$ $c_{13} = 0$
Kompresör-2	$c_4 \dot{E}x_4 = c_3 \dot{E}x_3 + c_{el} \dot{E}x_{C2} + \dot{Z}_{C2}$	-
Rekuperatör	$c_5 \dot{E}x_5 + c_{10} \dot{E}x_{10} = c_4 \dot{E}x_4 + c_9 \dot{E}x_9 + \dot{Z}_{RECU}$	$c_9 = c_{10}$
Kollektör	$c_6 \dot{E}x_6 = c_5 \dot{E}x_5 + c_{solar} \dot{E}x_{solar} + \dot{Z}_{Col1}$	$c_{solar} = 0$
Türbin-1	$c_7 \dot{E}x_7 + c_{el} \dot{E}x_{T1} = c_6 \dot{E}x_6 + \dot{Z}_{T1}$	$c_6 = c_7$
Kollektör	$c_8 \dot{E}x_8 = c_7 \dot{E}x_7 + c_{solar} \dot{E}x_{solar} + \dot{Z}_{Col2}$	$c_{solar} = 0$
Türbin-2	$c_9 \dot{E}x_9 + c_{el} \dot{E}x_{T2} = c_8 \dot{E}x_8 + \dot{Z}_{T2}$	$c_8 = c_9$
Gaz Soğutucu	$c_1 \dot{E}x_1 + c_{11} \dot{E}x_{11} = c_{10} \dot{E}x_{10} + c_{12} \dot{E}x_{12} + \dot{Z}_{GC}$	$c_1 = c_{10}$ $c_{11} = 0$

Çizelge A.6. Ara soğutmalı yeniden ısıtılmalı süperkritik CO₂ Brayton çevriminde yer alan komponentlerin satın alma maliyet fonksiyonları (Bejan vd., 1996; Wang ve Dai, 2016)

Komponent	Maliyet Formülü
Kompresör-1	$Z_{C1} = 1067.5 (\dot{W}_{C1})^{0.46}$
Ara Soğutucu	$Z_{IC} = 2143 A_{IC}^{0.514}$
Kompresör-2	$Z_{C2} = 1067.5 (\dot{W}_{C2})^{0.46}$
Rekuperatör	$Z_{RECU} = 2681 A_{RECU}^{0.59}$
Kollektör-1	$Z_{Col1} = 1558.18 A_{Col1}$
Türbin-1	$Z_{T1} = 14500 (\dot{W}_{T1})^{0.7}$
Kollektör-2	$Z_{kol-2} = 1558.18 A_{Col2}$
Türbin-2	$Z_{T2} = 14500 (\dot{W}_{T2})^{0.7}$
Gaz Soğutucu	$Z_{GC} = 2143 A_{GC}^{0.514}$