ORGANİK RANKINE ÇEVRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU

Esra ÖZDEMİR KÜÇÜK

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ORGANİK RANKINE ÇEVRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU

Esra ÖZDEMİR KÜÇÜK
0000-0001-8146-0495

Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Doktora Tezi

ORGANİK RANKINE ÇEVRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU

Esra ÖZDEMİR KÜÇÜK

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

Bu çalışmada, atık ısı kaynaklı dört farklı organik Rankine çevrimi (ORÇ) konfigürasyonu tasarlanarak modellemesi yapılmıştır. Seçilen yedi farklı akışkan için ORÇ konfigürasyonlarının karşılaştırmalı termodinamik ve termoekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca artan buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının tasarlanan sistemlerin termodinamik ve termoekonomik yönden performans parametrelerini ne yönde etkilediğine dair parametrik analiz gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, iş akışkanı, buharlaştırıcı sıcaklığı, yoğuşturucu sıcaklığı, türbin verimi, pompa verimi, aşırı kızdırma sıcaklığı ve aşırı soğutma sıcaklığı kontrol edilebilir faktörler olarak belirlenmiştir. Sistemin dört önemli çıktı parametresi amaç fonksiyonunda dikkate alınmıştır. Maksimum termal ve ekserji veriminin, minimum toplam sistem maliyetinin ve sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyetinin sağlanması için kontrol faktörlerinin etki dereceleri ve oranları hesaplanmıştır. Bunun için Taguchi ve ANOVA istatiksel analiz yöntemleri kullanılmıştır. Çıktı parametrelerinin aynı anda gerçekleşmesini sağlayacak optimum sonucun elde edilmesi için Taguchi-Gri İlişkisel Analiz yöntemi ile çok amaçlı optimizasyon probleminin amaç fonksiyonu tanımlanmış ve çözümü gerçekleştirilmiştir.

R141b, R123, R245fa, R600, R114 ve R600a akışkanları için en iyi termodinamik performans sonuçları Besleme Sıvı Isıtıcılı-İç Isı Değiştiricili ORÇ için hesaplanmıştır. Dört ORÇ konfigürasyonu içinde kendini en kısa sürede amorti eden sistem basit ORÇ sistemi olmuştur. Taguchi ve ANOVA analizi sonucunda, sistemin termal verimini, ekserji verimini, toplam sistem yatırım maliyetini ve üretilen elektriğin birim maliyetini en çok etkileyen faktörler sırasıyla, buharlaştırıcı sıcaklığı, türbin verimi, iş akışkanı ve iş akışkanıdır. Çok amaçlı optimizasyon işleminde amaç fonksiyonunu maksimize eden kombinasyon, R123 iş akışkanı, 145 ^{o}C buharlaşma sıcaklığı, 25 ^{o}C yoğuşma sıcaklığı, %90 türbin verimi, %90 pompa verimi, 2 ^{o}C aşırı kızdırma ve 5 ^{o}C aşırı soğutma sıcaklığı şeklindedir.

Anahtar Kelimeler: ORÇ, enerji, ekserji, termoekonomik, optimizasyon, Taguchi
2022, xvii + 188 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

THERMODYNAMIC ANALYSIS AND THERMOECONOMIC OPTIMIZATION OF ORGANIC RANKINE CYCLE

Esra ÖZDEMİR KÜÇÜK

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

In this study, four different organic Rankine cycle (ORC) configurations originating from waste heat were designed and modeled. Comparative thermodynamic and thermoeconomic analyzes of ORC configurations were performed for seven different selected fluids. In addition, parametric analysis has been carried out on how increasing evaporation and condensation temperatures affect the thermodynamic and thermoeconomic performance parameters of the designed systems. In the study, the working fluid, evaporator temperature, condenser temperature, turbine efficiency, pump efficiency, superheat temperature and subcooling temperature were determined as controllable factors. Four important output parameters of the system were considered in the objective function. To ensure maximum thermal and exergy efficiency, minimum total system cost and unit cost of electricity produced by the system, the effect degrees and ratios of control factors were calculated. For this, Taguchi and ANOVA statistical analysis methods were used. To obtain the optimum result that will enable the output parameters to be realized simultaneously, the objective function of the multi-objective optimization problem was defined, and its solution was realized with the Taguchi-Grey Relational Analysis method.

The best thermodynamic performance results for R141b, R123, R245fa, R600, R114 and R600a fluids were calculated for ORC with Feed Fluid Heater-Internal Heat Exchanger. The system that paid for itself in the shortest time among the four ORC configurations was the simple ORC system. As a result of Taguchi and ANOVA analysis, the factors that most affect the thermal efficiency of the system, the exergy efficiency, the total system investment cost, and the unit cost of the electricity produced were, respectively, the evaporator temperature, turbine efficiency, working fluid and working fluid. The combination that maximizes the objective function in the multi-objective optimization process is R123 working fluid, 145 ^{o}C evaporation temperature, 25 ^{o}C condensing temperature, 90% turbine efficiency, 90% pump efficiency, 2 ^{o}C superheat and 5 ^{o}C subcooling temperature.

Key words: ORC, energy, exergy, thermoeconomic, optimization, Taguchi
2022, xvii + 188 pages.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Tezimi hazırlarken bana yol gösteren, olumlu tavırlarıyla beni sürekli teşvik eden, engin bilgisini her daim paylaşıp, yardım eden, kariyerimde bana yol gösteren ve bu günlere gelmemi sağlayan, sadece tez süresince değil, bana her zaman ve her konuda danışmanlık eden çok değerli hocam Sayın Prof. Dr. Muhsin KILIÇ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tüm doktora sürecimde gerek ders aşaması gerekse tez aşamasında yanımda olan ve her daim desteklerini ve anlayışlarını esirgemeyen Bursa Uludağ Üniversitesi Yenişehir İbrahim Orhan Meslek Yüksekokulu mesai arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Her şeyi borçlu olduğum anneme ve babama, hayatımın bütün bölümlerinde yanımda olan kardeşlerime, maddi ve manevi destekleri, sonsuz anlayışları ve gösterdikleri karşılıksız sevgi için minnetlerimi ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez yazma sürecimde oğlum ile ilgilenerek bana çalışma fırsatını sunan ve her zaman desteklerini esirgemeyen kayınvalidem ve kayınpederime teşekkürlerimi sunarım.

Yaşamımı çok daha anlamlı hale getiren, sevgileriyle ve varlıklarıyla bana güç veren değerlilerim, eşim Yakup'a ve biricik oğlum Yusuf Ali'ye teşekkürlerimi sunarım.

Esra ÖZDEMİR KÜÇÜK
31/05/2022

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET……...	vi
ABSTRACT……	vii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR……	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ……..	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ…….	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ……	xv
1. GİRİŞ……...	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI……..	5
2.1. Organik Rankine Çevrimi…….	5
2.2. Organik Rankine Çevriminin Tarihçesi……	8
2.3. Organik Rankine Çevrim Bileşenleri……	14
2.4. Yoğuşturucuda Yoğuşmayan Gazların Giderilmesi…….	18
2.5. Organik Rankine Çevrimi Mimarileri……...	19
2.6. Organik Rankine Çevriminde Kullanılan Akışkanlar……...	21
2.7. Organik Rankine Çevrimi Uygulamaları……..	24
2.7.1. Jeotermal Enerji Kaynaklı ORÇ…….	25
2.7.2. Biokütle Kaynaklı ORÇ…….	26
2.7.3. Güneş Enerjisi Kaynaklı ORÇ……...	28
2.7.4. Atık Isı Geri Kazanımlı ORÇ…….	29
2.8. Organik Rankine Çevrimi ile İlgili Literatürde Yapılmış Çalışmalar……..	33
3. MATERYAL ve YÖNTEM…….	51
3.1. Enerji ve Ekserji Analizi……...	51
3.2. Termoekonomik Analiz (SPECO Yöntemi) ……	57
3.3. ORÇ Konfigürasyonlarının Enerji ve Ekserji Analizi……..	63
3.3.1. Basit ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi……	63
3.3.2. İç Isı Değiştiricili ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi……	68
3.3.3. Besleme Sıvı Isıtıcılı ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi……..	70
3.3.4. Besleme Sıvı Isıtıcılı-İç Isı Değişiticili ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi……...	74
3.4. ORÇ Konfigürasyonlarının Termoekonomik Analizi……..	80
3.5. Analizde Yapılan Kabuller ve Giriş Değerleri…….	84
3.6. İş Akışkanı Seçimi……	85
3.7. Taguchi Deney Tasarımı ve Varyans Analizi Yöntemi (ANOVA)……...	86
3.8. Gri İlişkisel Analiz……	88
4. BULGULAR ve TARTIŞMA……..	91
4.1. ORÇ Konfigürasyonlarının Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları……..	91
4.1.1. Basit ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları…….	91
4.1.2. İID'li ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları……	93
4.1.3. BSI'lı ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları……	96
4.1.4. BSI-İID'li ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları……	98
4.2. ORÇ Konfigürasyonlarının Karşılaştırılması……...	100
4.3. ORÇ Konfigürasyonlarının Termodinamik Parametrik Analizi……...	102
4.3.1. Buharlaştırıcıdaki Buharlaşma Sıcaklığının Etkisi……	102
4.3.2. Yoğuşturucudaki Yoğuşma Sıcaklığının Etkisi…….	112
4.4. ORÇ Konfigürasyonlarının Termoekonomik Analiz Sonuçları……	123
4.4.1. Basit ORÇ Sisteminin Termoekonomik Analiz Sonuçları…….	123

4.4.2. İID'li ORÇ Sisteminin Termoekonomik Analiz Sonuçları…… 134
4.4.3. BSI'lı ORÇ Sisteminin Termoekonomik Analiz Sonuçları…… 137
4.4.4. BSI-İID'li ORÇ Sisteminin Termoekonomik Analiz Sonuçları……. 140
4.5.ORÇ Konfigürasyonlarının Termoekonomik Parametrik Analizi……. 143
4.5.1. Buharlaştırıcıdaki Buharlaşma Sıcaklığının Etkisi…… 143
4.5.2. Yoğuşturucudaki Yoğuşma Sıcaklığının Etkisi……. 150
4.6. Basit ORÇ Sisteminin Taguchi ve Varyans Analizi Sonuçları……. 156
4.7. Basit ORÇ Sisteminin Taguchi-Gri İlişkisel Analizi Yöntemi ile Çok Amaçlı Optimizasyonu…… 166
5. SONUÇ…… 171
KAYNAKLAR…… 175
ÖZGEÇMİŞ……. 186

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
w_i	ağırlık faktörü
AS	amortisman süresi
$\emptyset$	ayırt edici katsayı
r_k	bağıl maliyet farkı (%)
P	basınç (kPa)
c	birim ekserji maliyeti ($/GJ)
$\dot{E}$	birim zamandaki enerji (kW)
$\dot{Ex}$	ekserji (kW)
$\dot{C}$	ekserji maliyeti ($/h)
η_{ex}	ekserji verimi
$\dot{EY}$	ekserji yıkımı (kW)
$\dot{C}_D$	ekserji yıkım maliyeti ($/h)
c_{el}	elektriğin birim fiyatı ($/kWh)
i	faiz oranı
$\dot{W}$	güç (kW)
V	hız (m/s)
$\varepsilon_{\text{l}ID}$	ısı değiştiricisi etkenliği
$\dot{Q}$	ısı oranı (kW)
η_{II}	ikinci yasa verimi
$\dot{Z}^{CI}$	ilk yatırım maliyeti
$\dot{Z}^{OM}$	işletme, bakım ve onarım maliyeti
m	kütle (kg)
$\dot{m}$	kütlesel debi (kg/s)
ΔT_{ln}	Logaritmik sıcaklık farkı (^{o}C)
X	molar konsantrasyon
h	özgül entalpi (kJ/kg)
s	özgül entropi (kJ/kgK)
p	parametre sayısı
Z_k	satın alınan ekipman maliyeti
CRF	sermaye geri kazanım faktörü
$\dot{Z}$	sermaye yatırımının yıllık değeri
T	sıcaklık (^{o}C)
$Delta$	sinyal gürültü oranı aralığı
n	sistem ömrü
N	sistemin bir yıldaki çalışma süresi (saat)
$\eta_{ORÇ}$	termal verim
f_k	termoekonomik faktör
U	toplam ısı transfer katsayısı (W/m^{2}K)
φ	toplam işletme ve bakım maliyeti faktörü
C_{el}	üretilen elektriğin birim maliyeti ($/kWh)
$\dot{C}_P$	ürün ile ilişkili maliyet ($/h)
$\dot{C}_F$	yakıt ile ilişkili maliyet ($/h)

t	yanıt sayısı
g	yerçekimi ivmesi (m/s^2)
z	yükseklik (m)

Kısaltmalar	**Açıklama**
ANOVA	Varyans Analizi Yöntemi
BSI	Besleme Sıvı Isıtıcısı
GİD	Gri İlişki Derecesi
GİK	Gri İlişki Katsayısı
İID	İç Isı Değiştiricisi
ORÇ	Organik Rankine Çevrimi
SGO	Sinyal Gürültü Oranı
SPECO	Özgül ekserji maliyetleme Specific Exergy Costing

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 2.1.	Organik Rankine çevrimi şeması……	6
Şekil 2.2.	Organik Rankine çevrimi sıcaklık-entropi diyagramı…….	7
Şekil 2.3.	Isı kaynağı sıcaklığına bağlı ORÇ'nin termal verimi…….	7
Şekil 2.4.	Nafta motorları……	8
Şekil 2.5.	Somor güneş pompası…….	9
Şekil.2.6.	D'Amelo güneş türbini……	9
Şekil 2.7.	Reküperatörlü ORÇ……	10
Şekil 2.8.	Güneş kolektörlü, ısı depolu ve yedek kazanlı 3 kW'lık bir turbojeneratör……..	11
Şekil 2.9.	Prof. Dr. Mario Gaia'nın perflurodekalin ile çalışan radyal çıkış türbini……..	12
Şekil 2.10.	Jeneratör ve besleme pompalı radyal türbin girişi……..	13
Şekil 2.11.	Tamamlanan 100 kW'lık ORÇ sistemi……...	13
Şekil 2.12.	Kettle tip yeniden kaynatıcılı ısı değiştiricisi……..	15
Şekil 2.13.	Akışkanların T-s diyagramları……	22
Şekil 2.14.	Jeotermal enerji kaynaklı ORÇ sisteminin çalışma diyagramı……	26
Şekil 2.15.	Biokütle kojenerasyon ORÇ sisteminin çalışma diyagramı……	27
Şekil 2.16.	Kojenerasyonlu bir ORÇ'de sıcaklık dönüşümlerinin bir fonksiyonu olarak enerji akışı…….	28
Şekil 2.17.	Güneş enerjisi kaynaklı ORÇ sisteminin çalışma diyagramı……..	29
Şekil 2.18.	Motor atık ısısı beslemeli organik Rankine çevrimi sisteminin çalışma diyagramı……...	31
Şekil 3.1.	Basit ORÇ sisteminin şematik diyagramı……	64
Şekil 3.2.	İID'li ORÇ sisteminin şematik diyagramı……..	68
Şekil 3.3.	BSI'lı ORÇ sisteminin şematik diyagramı…….	71
Şekil 3.4.	BSI-İID'li ORÇ sisteminin şematik diyagramı……....	75
Şekil 4.1.	Artan buharlaşma sıcaklığının termal verimi üzerine etkisi……	103
Şekil 4.2.	Artan buharlaşma sıcaklığının ekserji verimi üzerine etkisi……	104
Şekil 4.3.	Artan buharlaşma sıcaklığının II.kanun verimi üzerine etkisi……	105
Şekil 4.4.	Artan buharlaşma sıcaklığının elde edilen net güç çıktısına etkisi..	106
Şekil 4.5.	Artan buharlaşma sıcaklığının buharlaştırıcı ısı transfer oranına etkisi…….....	107
Şekil 4.6.	Artan buharlaşma sıcaklığının sisteme sağlanan ekserji giriş oranına etkisi……...	107
Şekil 4.7.	Artan buharlaşma sıcaklığının sıcak atık akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığına etkisi…….....	108
Şekil 4.8.	Artan buharlaşma sıcaklığının toplam ekserji yıkım oranına etkisi……	109
Şekil 4.9.	Artan buharlaşma sıcaklığı ile basit ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi……..	110
Şekil 4.10.	Artan buharlaşma sıcaklığı ile BSI'lı ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi……..	110
Şekil 4.11.	Artan buharlaşma sıcaklığı ile İID'li ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi……..	111
Şekil 4.12.	Artan buharlaşma sıcaklığı ile BSI-İID'li ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi……...	112

Şekil 4.13. Artan yoğuşma sıcaklığının termal verime etkisi…… 113
Şekil 4.14. Artan yoğuşma sıcaklığının ekserji verimine etkisi…… 114
Şekil 4.15. Artan yoğuşma sıcaklığının II.kanun verimine etkisi……. 115
Şekil 4.16. Artan yoğuşma sıcaklığının elde edilen net güç çıkışına etkisi…… 116
Şekil 4.17. Artan yoğuşma sıcaklığının yoğuşturucu ısısı üzerine etkisi…….. 117
Şekil 4.18. Artan yoğuşma sıcaklığının sisteme sağlanan ekserji oranına etkisi…… 117
Şekil 4.19. Artan yoğuşma sıcaklığının soğuk akışkanın yoğuşturucuya giriş sıcaklığına etkisi……. 118
Şekil 4.20. Artan yoğuşma sıcaklığının toplam ekserji yıkım oranına etkisi… 119
Şekil 4.21. Artan yoğuşma sıcaklığı ile basit ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi…… 120
Şekil 4.22. Artan yoğuşma sıcaklığı ile BSI'lı ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi…….. 121
Şekil 4.23. Artan yoğuşma sıcaklığı ile İID'li ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi…….. 121
Şekil 4.24. Artan yoğuşma sıcaklığı ile BSI-İID'li ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi…….. 122
Şekil 4.25. Buharlaşma sıcaklığının buharlaştırıcı yüzey alanı üzerine etkisi.. 144
Şekil 4.26. Buharlaşma sıcaklığının yoğuşturucu yüzey alanı üzerine etkisi… 144
Şekil 4.27. Buharlaşma sıcaklığının toplam ekserji yıkım oranına etkisi……. 145
Şekil 4.28. Buharlaşma sıcaklığının toplam ekserji yıkım maliyetine etkisi… 146
Şekil 4.29. Buharlaşma sıcaklığının toplam sermaye yatırım maliyetine etkisi…… 147
Şekil 4.30. Buharlaşma sıcaklığının sistem maliyeti üzerine etkisi…….. 148
Şekil 4.31. Buharlaşma sıcaklığının çevrimde üretilen elektriğin birim maliyetine etkisi…….. 148
Şekil 4.32. Buharlaşma sıcaklığının sistemin amortisman süresine etkisi…… 149
Şekil 4.33. Yoğuşma sıcaklığının buharlaştırıcı yüzey alanına etkisi…… 150
Şekil 4.34. Yoğuşma sıcaklığının yoğuşturucu yüzey alanına etkisi……. 151
Şekil 4.35. Yoğuşma sıcaklığının sistemin toplam ekserji yıkım oranına etkisi. ……..……..……..…… 151
Şekil 4.36 Yoğuşma sıcaklığının toplam sermaye yatırım maliyetine etkisi… 152
Şekil 4.37 Yoğuşma sıcaklığının toplam ekserji yıkım maliyetine etkisi……. 153
Şekil 4.38 Yoğuşma sıcaklığının toplam sistem maliyetine etkisi…… 154
Şekil 4.39 Yoğuşma sıcaklığının çevrimde üretilen elektriğin birim maliyetine etkisi…….. 154
Şekil 4.40 Yoğuşma sıcaklığının amortisman süresine etkisi…….. 155
Şekil 4.41 Kontrol faktörlerinin basit ORÇ'nin termal verimine etkisi…… 158
Şekil 4.42 Kontrol faktörlerinin basit ORÇ'nin ekserji verimine etkisi…… 161
Şekil 4.43 Kontrol faktörlerinin basit ORÇ'nin toplam maliyetine etkisi…… 163
Şekil 4.44 Kontrol faktörlerinin basit ORÇ sistemi tarafından üretilen elektriğin birim maliyetine etkisi…… 165
Şekil 4.45 Kontrol faktörlerinin basit ORÇ sisteminin amaç fonksiyonuna etkisi…… 169

ÇİZELGELER DİZİNİ

		Sayfa
Çizelge 2.1.	Bazı iş akışkanlarının termofiziksel, güvenlik ve çevresel özellikleri……..	24
Çizelge 2.2.	Isı kaynağı sıcaklığına göre ORÇ sistemlerinin sınıflandırılması……	31
Çizelge 2.3.	Türkiye ORÇ tesislerinin uygulama alanları ve üretim gücü…	32
Çizelge 3.1.	Basit ORÇ sisteminin enerji ve ekserji denge denklemleri……	67
Çizelge 3.2.	İID'li ORÇ sisteminin enerji ve ekserji denge denklemleri…..	69
Çizelge 3.3.	BSI'lı ORÇ sisteminin enerji ve ekserji denge denklemleri….	73
Çizelge 3.4.	BSI-İID'li ORÇ'nin enerji ve ekserji denge denklemleri……..	79
Çizelge 3.5.	Basit ORÇ'nin maliyet denge ve yardımcı denklemleri…….	80
Çizelge 3.6.	İID'li ORÇ'nin maliyet denge ve yardımcı denklemleri……	81
Çizelge 3.7.	BSI'lı ORÇ'nin maliyet denge ve yardımcı denklemleri……..	81
Çizelge 3.8.	BSI-İID'li ORÇ'nin maliyet denge ve yardımcı denklemleri…	82
Çizelge 3.9.	ORÇ'nin alt bileşenlerinin ilk yatırım maliyeti fonksiyonları..	83
Çizelge 3.10.	ORÇ'nin ısı değiştiricileri için toplam ısı transfer katsayıları…	83
Çizelge 3.11.	Çalışma koşulları ve giriş değerleri……...	85
Çizelge 3.12.	Seçilen akışkanların termo-fiziksel özellikleri ve çevresel etki faktörleri.....	86
Çizelge 3.13.	Analizde kullanılan kontrol faktörleri ve seviyeleri……...	87
Çizelge 4.1.	Basit ORÇ sisteminin seçilen akışkanlar için performans sonuçlarının karşılaştırması……...	91
Çizelge 4.2.	İID'li ORÇ sisteminin seçilen akışkanlar için performans sonuçlarının karşılaştırması……...	94
Çizelge 4.3.	BSI'lı ORÇ sisteminin seçilen akışkanlar için performans sonuçlarının karşılaştırması……...	96
Çizelge 4.4.	BSI-İID'li ORÇ sisteminin seçilen akışkanlar için performans sonuçlarının karşılaştırması……...	98
Çizelge 4.5.	R113 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti……	124
Çizelge 4.6.	R113 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları……	125
Çizelge 4.7.	R141b akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti……	126
Çizelge 4.8.	R141b akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları……	126
Çizelge 4.9.	R123 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti……	127
Çizelge 4.10.	R123 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları……	128
Çizelge 4.11.	R245fa akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti……..	128
Çizelge 4.12.	R245fa akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları……	129
Çizelge 4.13.	R600 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti……	130

Çizelge 4.14. R600 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları…… 130
Çizelge 4.15. R114 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti…… 131
Çizelge 4.16. R114 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları…… 132
Çizelge 4.17. R600a akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti…… 132
Çizelge 4.18. R600a akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları…… 133
Çizelge 4.19. Basit ORÇ sisteminde seçilen akışkanların termoekonomik performansının karşılaştırılması…… 133
Çizelge 4.20. R245fa R600 akışkanı için İID'li ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti…… 135
Çizelge 4.21. R245fa ve R600 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları…….. 136
Çizelge 4.22. İID'li ORÇ sisteminde R245fa ve R600 akışkanlarının termoekonomik performansının karşılaştırılması…….. 137
Çizelge 4.23. R245fa ve R600 akışkanı için BSI'lı ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti…… 138
Çizelge 4.24. R245fa ve R600 akışkanı için BSI'lı ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları…….. 139
Çizelge 4.25. BSI'lı ORÇ sisteminde R245fa ve R600 akışkanlarının termoekonomik performansının karşılaştırılması…….. 140
Çizelge 4.26. R245fa R600 akışkanı için İID'li ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti…… 141
Çizelge 4.27. R245fa ve R600 akışkanı için BSI'lı ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları…….. 142
Çizelge 4.28. BSI-İID'li ORÇ sisteminde R245fa ve R600 akışkanlarının termoekonomik performansının karşılaştırılması…….. 142
Çizelge 4.29. L18 ortogonal dizilime göre η_{th}, η_{ex}, $\dot{C}_{sis}$ ve C_{el} sonuçları.. 156
Çizelge 4.30. L18 ortogonal dizilime göre $\eta_{th}, \eta_{ex}, \dot{C}_{sis}$ ve C_{el} değerlerinin SGO'ları…… 157
Çizelge 4.31. Termal verim için hesaplanan SGO değerleri ve ağırlık faktörü. ……. 158
Çizelge 4.32. Termal verim için elde edilen ANOVA sonuçları……..... 159
Çizelge 4.33. Ekserji verimi için hesaplanan SGO değerleri ve ağırlık faktörü……... 160
Çizelge 4.34. Ekserji verimi için elde edilen ANOVA sonuçları……. 161
Çizelge 4.35. Toplam sistem maliyeti için hesaplanan SGO değerleri ve ağırlık faktörü…… 162
Çizelge 4.36. Toplam sistem maliyeti için elde edilen ANOVA sonuçları….. 164
Çizelge 4.37. Sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti için hesaplanan SGO değerleri ve ağırlık faktörü…… 164
Çizelge 4.38. Sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti için elde edilen ANOVA sonuçları…….. 166
Çizelge 4.39. Çıktı parametrelerinin normalizasyonu……. 167

Çizelge 4.40. Çıktı parametrelerinin Gri İlişki Katsayısı, Gri İlişki Derecesi ve sıralaması…….. 168
Çizelge 4.41. Amaç fonksiyonunun SGO değerleri……. 168
Çizelge 4.42. Amaç fonksiyonu için elde edilen ANOVA sonuçları ……... 170

1. GİRİŞ

Güç çevrimleri genellikle yakıt içerisinde depolanmış olan kimyasal enerjilerin mekanik veya elektrik enerjisine dönüştürüldüğü çevrimlerdir. Buharlı Rankine çevrimi, fosil yakıt ve nükleer reaksiyonlar sonucunda elde edilen kimyasal enerjiyi kullanarak büyük ölçekli enerji üretmektedir. Bu çevrimde, iş akışkanı önce buharlaştırılır ardından yoğuşturulur. Bir buharlı güç çevriminin ana bileşenleri: yoğuşturucu, pompa, buharlaştırıcı ve türbindir. Ucuzluğu, her yerde bulunması ve yüksek buharlaşma entalpisine sahip olması gibi birçok olumlu özellikleri nedeniyle su buharı, buharlı güç çevrimlerinde en yaygın olarak kullanılan iş akışkanıdır. Bir güç çevriminde suyun iş akışkanı olarak kullanımının avantajları:

- termal ve kimyasal stabiliteye sahip olması (ayrışma riskinin bulunmaması)
- düşük viskoziteye sahip olması (daha az pompalama gücü gerektirir)
- iyi bir enerji taşıyıcı olması (yüksek gizli ısı ve özgül ısı)
- zehirli ve yanıcı olmaması
- çevreye yönelik herhangi bir tehdit oluşturmaması
- ucuz ve kolay temin edilebilir olmasıdır (Tchanche ve ark., 2011).

Ancak, iş akışkanı olarak suyun kullanılması durumunda birçok problemler de ortaya çıkmaktadır. Bunlar;

- genişleme sırasında yoğuşmayı önlemek için akışkanı aşırı ısıtma ihtiyacı olması
- türbin kanatlarında aşınma riski oluşması
- buharlaştırıcıda aşırı basınç oluşması
- daha karmaşık ve pahalı türbinlere ihtiyaç olmasıdır (Bao ve Zhao, 2013).

Güç çevrimlerinde iş akışkanı olarak kullanılan suyun sahip olduğu yukarıdaki avantajlara ve dezavantajlara bağlı olarak, su yüksek sıcaklık uygulamalarında ve daha büyük sistemler için uygun ve verimli olmaktadır. Suyun buharlaştırıldığı Rankine çevrimlerinde suyun sıcaklığı 550 ^{o}C civarına çıkmaktadır. Ancak, nispeten daha düşük sıcaklıklarda olan küçük ve orta ölçekli enerji santrallerinde iş akışkanı olarak suyun kullanımı birçok probleme neden olmakta ve sistem çok daha maliyetli hale gelmektedir. Bu sorunları aşmak için güç çevriminde iş yapan akışkan olarak su yerine daha düşük

sıcaklıklarda buharlaşabilecek uygun bir akışkan seçimi ile sistem çalışılabilir ve ekonomik hale gelmektedir.

Son yıllarda dünyada giderek artış gösteren nüfus, sosyal ve ekonomik gelişmeler, kentleşme, teknolojik gelişmelerle birlikte paralel olarak artan enerji tüketimine karşılık, giderek tükenen ve aynı zamanda çevreye verdiği zararla küresel ısınmaya neden olan fosil yakıtlar yerine yeni enerji kaynakları ve yeni enerji üretim yöntemleri gündeme gelmiştir. Bu doğrultuda, yenilenebilir enerji kaynakları; güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, biokütle ve jeotermal ısı ile endüstride herhangi bir süreç esnasında oluşan ve doğrudan karbon emisyonuna neden olmadığı için temiz ve yenilenebilir enerji olarak kabul edilen atık ısının enerji üretiminde kullanımı için çalışmalar yapılmıştır (Tchanche ve ark., 2011; Wang ve ark., 2014). Bu noktada, düşük sıcaklıklardaki kaynaklardan (yenilenebilir enerji kaynakları ve atık ısı) enerji üretimini sağlayan ve düşük sıcaklıklarda kaynama özelliğine sahip olan akışkanları kullanan çevrim ise Organik Rankine Çevrimi'dir (ORÇ).

ORÇ sistemi bir Clausius-Rankine buhar çevrimi gibi çalışmaktadır (Ataei ve ark., 2015; Saleh ve ark., 2007). Ancak, çevrimde su ve yüksek basınçlı buhar yerine sudan daha düşük sıcaklıkta kaynayan, yüksek moleküler ağırlıklı organik akışkanlar kullanılmaktadır. ORÇ, Clausius-Rankine çevrimine göre bazı avantajlara sahiptir. Bunlar:

- Buharlaşma işlemi düşük basınç ve sıcaklıkta gerçekleşir.
- Türbinde iş akışkanının genişleme işlemi buhar bölgesinde gerçekleşir ve bu nedenle aşırı ısıtma gerekli değildir. Böylece türbin kanatlarının aşınma riski oluşmaz.
- Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları arasındaki fark daha az olduğundan dolayı basınç düşüşü ve basınç oranı daha küçüktür. Bu da tek kademeli ve daha basit türbinlerin kullanımına imkân sağlar (Tchanche ve ark., 2011).

ORÇ gelecek vadeden bir teknoloji olduğun dolayı günümüzde araştırmacılar tarafından büyük ilgi görmektedir. Santralin, belirli çalışma koşulları altında, maksimum verimliliğini sağlayacak iş akışkanının seçimi, uygun ORÇ konfigürasyonunun tasarımı

ve performans parametrelerinin optimizasyonu popüler konular arasındadır (Saleh ve ark., 2007).

Yapılan araştırmalarda, basit ORÇ, iç ısı değiştiricili ORÇ ve besleme sıvı ısıtıcılı ORÇ sistemleri ile ilgili literatürde hem tek tek hem de karşılaştırmalı termodinamik ve termoekonomik analizlerin yapıldığı tespit edilmiştir. Ancak, bu çalışma da ilave olarak hem iç ısı değiştiricisi hem de besleme sıvı ısıtıcısını barındıran çift basınçlı ORÇ konfigürasyonu tasarlanmıştır. Oluşturulan dört farklı ORÇ konfigürasyonun termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre enerji, ekserji ve termoekonomik analizleri karşılaştırmalı olarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, çok amaçlı optimizasyonun yapıldığı mevcut çalışmalarda dört farklı çıktı parametresinin (termal verim, ekserji verimi, toplam sistem maliyeti ve sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti) dikkate alındığı çalışma sayısı oldukça sınırlıdır. Sistemin kontrol edilebilir faktörlerinin hem termodinamik hem de termoekonomik yönden çıktı parametreleri üzerine olan etkilerinin de tespit edildiği bir çalışmanın olmayışı, bu tezin motivasyonunu oluşturmaktadır.

Bu çalışmanın amacı, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağını kullanarak elektrik üreten organik Rankine çevrimi konfigürasyonlarının seçilen akışkanlar için termodinamik ve termoekonomik yönden analizini yaparak optimizasyonunu gerçekleştirmektir. Sistem için kontrol edilen faktörlerin optimum değerleri belirlenerek çevrimin minimum maliyet ile maksimum performans göstermesi amaçlanmaktadır. Bu şekilde yapılacak bir çalışma ile kurulacak bir ORÇ santralinin hangi çevrim tasarımına sahip olması gerektiği ve buna bağlı olarak toplam sermaye yatırım maliyetine karşılık üretilen elektriğin birim maliyeti de tespit edilecektir.

Çalışmanın cevaplaması öngörülen araştırma soruları ise şunlardır:

- Kullanılan akışkana göre hangi ORÇ konfigürasyonunun termal ve ekserji verimi daha yüksektir?
- Hangi akışkan kullanıldığında sistemden elde edilen net güç çıktısı ve dolayısıyla elektrik üretimi daha fazla olmaktadır?
- Hangi çevrimde hangi akışkan kullanıldığında minimum maliyet ile elektrik üretimi gerçekleştirilmektedir?

- Sistemin kontrol edilebilir faktörlerinin sistemin çıktı parametreleri üzerindeki etki oranı ve önem sıralaması nedir?
- Sistemin çıktı parametrelerini aynı anda gerçekleştirecek amaç fonksiyonu nedir? Bunu sağlayacak kontrol faktörlerinin kombinasyonu nedir?

Yukarıdaki soruları cevaplayacak olan bu tez çalışması beş ayrı bölümden oluşmaktadır. "1. Giriş" bölümünde ORÇ tanıtılmış, tezin motivasyonu ve amacı sunulmuştur. "2. Kuramsal Temeller ve Kaynak Araştırması" bölümünde birinci adımda organik Rankine çevrimi ile ilgili teorik bilgilere yer verilmiştir. İkinci adımda ise konu ile ilgili literatürde yapılmış deneysel ve teorik çalışmalar tanıtılarak geniş kapsamlı bir kaynak araştırması yapılmıştır. "3. Materyal ve Yöntem" bölümünde, ORÇ tasarımlarının termodinamik ve termoekonomik analizinin yapılması için matematik modeli oluşturulmuştur. Ayrıca, ORÇ sisteminin çok amaçlı optimizasyonun gerçekleştirilmesi için Taguchi, ANOVA istatiksel analiz yöntemleri ile Gri İlişkisel Analiz yöntemi tanıtılarak gerekli eşitlikler verilmiştir. "4. Bulgular ve Tartışma" bölümünde, kullanılan programın görsellerine yer verilerek, analiz sonuçları aktarılmıştır. "5. Sonuç" bölümünde, araştırma sonuçlarında elde edilen sonuçlar ayrıntılı bir biçimde yorumlanarak, çalışmanın ilerletilebilmesi için çeşitli öneriler sunulmuştur.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tez çalışmasının bu bölümünde, öncelikle ORÇ ile ilgili teorik bilgilere yer verilmiştir. Daha sonra, geçmiş yıllarda konu ile ilgili yapılan çalışmalar araştırılarak kapsamlı bir literatür taraması gerçekleştirilmiştir. Araştırma için ulusal ve uluslararası veri tabanları, YÖK Ulusal Tez Merkezi, Google Scholar, Research Gate ve Bursa Uludağ Üniversitesi Kütüphanesi yazılı ve online kaynakları kullanılmıştır.

2.1. Organik Rankine Çevrimi

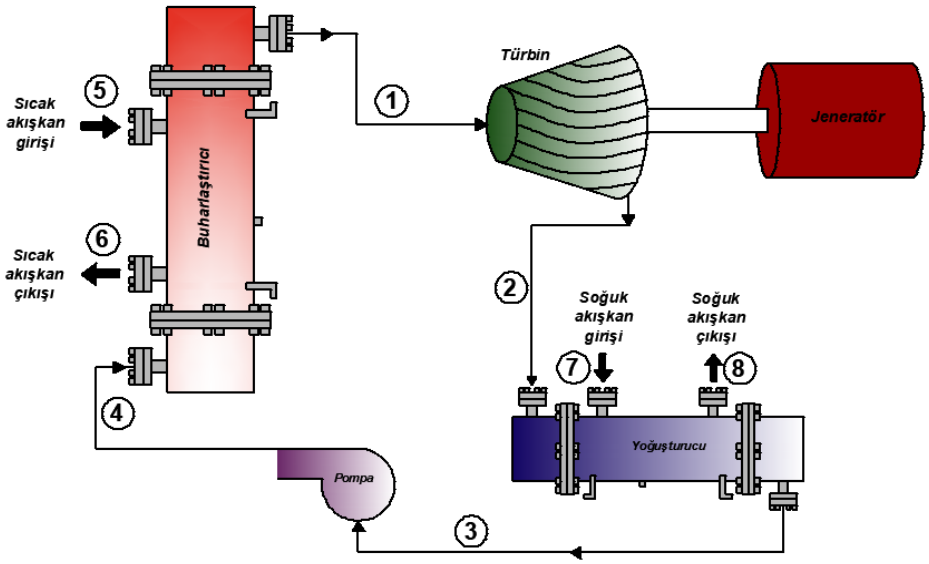
Düşük sıcaklığa sahip olan ısı kaynaklarının elektriğe dönüştürülmesi için organik Rankine çevrimi, süperkritik Rankine çevrimi, Kalina çevrimi, Goswami çevrimi ve üçlü flaş çevrimi gibi çeşitli termodinamik çevrimlerin kullanımları önerilmiştir. Her ne kadar organik Rankine çevrimine göre, Kalina çevrimi aynı ısı girişine karşılık %15-50 daha fazla güç üretimini sağlasa da aynı ortam sıcaklığı ve soğutma sistemine sahip olan gerçek çevrimlerden alınan verilere göre, iki çevrim arasındaki performans farkı Kalina çevriminin lehine sadece %3'tür. Bunun yanı sıra süperkritik Rankine çevrimi yüksek işletme basıncına, üçlü flaş çevrimi ise zor iki fazlı genişlemeye sahiptir. Bunlara karşılık, ORÇ daha az karmaşık, yüksek güvenirlilik, daha az ve daha kolay bakım özelliklerine sahiptir (Bao ve Zhao, 2013; Chen ve ark., 2010; Tchanche ve ark., 2011).

Buhardan elektrik üretimi sağlayan ORÇ sistemi, düşük sıcaklıklarda da etkin bir şekilde elektrik üretimi sağlayabilmek için türbini çeviren su buharının yerine aynı sıcaklıklarda daha yüksek buhar basıncı sağlayabilen soğutucu sistemlerde görmeye alışık olduğumuz organik akışkanlarla birlikte kullanılmaktadır. Su buharı 55°C gibi bir sıcaklıkta ancak 0,15 Bar basınç sağlarken amonyak aynı sıcaklıkta 23 Bar'lık bir basınç sağlayarak etkin elektrik üretimine izin vermektedir.

ORÇ, termodinamik olarak Rankine çevrimi ile aynı prensiple çalışmaktadır. Rankine çevrimi ile arasındaki tek fark akışkanın su yerine daha düşük sıcaklıklarda buharlaşan organik akışkan olmasıdır. Bu organik akışkan sayesinde düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından elektrik üretimi gerçekleşmektedir. Çevrim pompa, buharlaştırıcı (kaynama kazanı, evaporatör), türbin (genişletici) ve yoğuşturucudan (kondenser) oluşmaktadır. Sistemde iş akışkanı buharlaştırıcıda ısıtılır ve yüksek basınçlı bir buhar elde edilir. Buhar türbine girer ve burada düşük basınçlı bir buhar haline getirilir. Bu esnada, yüksek

basınçlı buharın termal enerjisi, mekanik enerjiye dönüştürülür. Daha sonra ortaya çıkan mekanik enerji, türbin şaftına bağlı olan jeneratör aracılığıyla elektrik enerjisine dönüştürülür. Türbinden çıkan buhar ise yoğuşturucuya beslenir ve burada sıvı faza geçer. Daha sonra bu sıvının pompa ile basıncı arttırılır. Genel olarak, ORÇ sisteminde türbin giriş sıcaklığı, türbin içindeki basınç oranı ve türbin girişindeki kütlesel debi, türbin sistemindeki en önemli faktörlerdendir (Yamamoto ve ark., 2001).

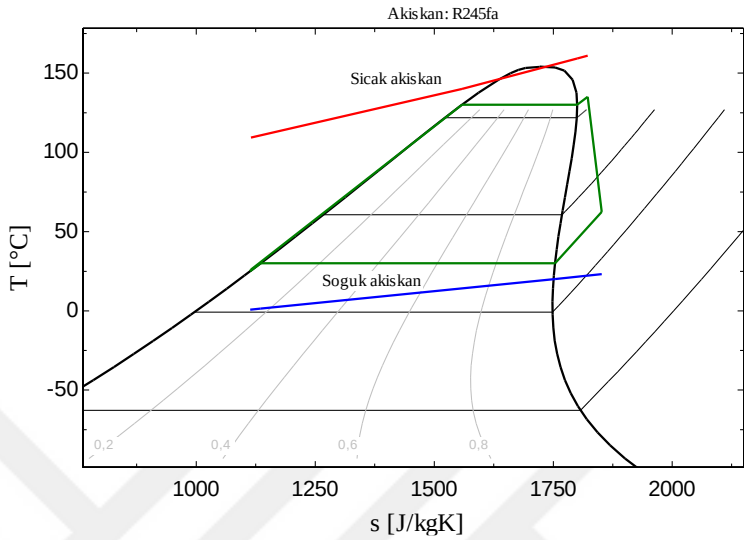
Düşük sıcaklıktaki ısıdan elektrik üreten sistemi esas alan bir ORÇ teknolojisinin şematik diyagramı Şekil 2.1'de gösterilmektedir. Çevrimde ilk olarak, buharlaştırıcı ya da kazanda harici ısı kaynağı ısısını organik akışkana transfer eder (durum 5). Organik akışkan buharlaştırıcıda yüksek-basınçlı buhar üretmek için bu ısıyı absorbe eder. Daha sonra buhar türbine geçer (durum 1) ve entalpisi jeneratörü harekete geçirmek için şaft işine dönüşür. Türbinden çıkan buhar (durum 2) yoğuşturucuya geçer ve burada soğutma suyu tarafından sıvılaştırılır. Burada soğuk akışkan girişini (durum 7) sağlamak için soğutma kulesi, yeraltı suyu ya da ırmak suyu soğutma aracı olarak kullanılır. Hava soğutma sistemi de alternatif olarak kullanılabilmektedir (Özden ve Paul, 2011). Yoğuşturucu çıkışındaki sıvı iş akışkanı (durum 3) pompa tarafından basınçlandırılır ve sonra tekrar buharlaştırıcıya geçer (durum 4). Daha sonra yeni çevrim başlar (Li ve ark. 2014).



Şekil 2.1. Organik Rankine çevrimi şeması

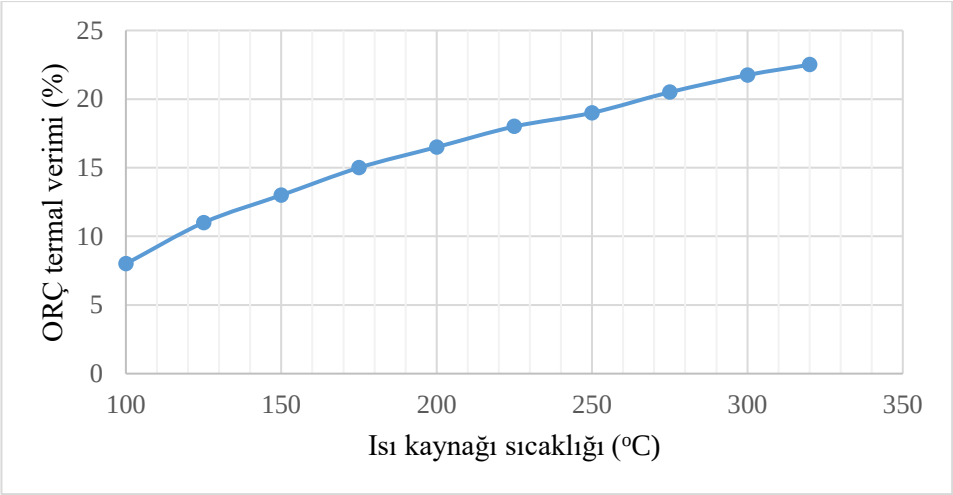
Şekil 2.2 aşırı ısıtmalı ve aşırı soğutmalı bir ORÇ sisteminin R245fa için sıcaklık-entropi (T-s) diyagramını göstermektedir. Burada, kırmızı çizgi ile sıcak akışkanın

buharlaştırıcıya giriş ve çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak çizdiği eğri gösterilmektedir. Soğuk akışkanın yoğuştucuya giriş ve çıkış sıcaklık değerlerine bağlı olarak çizdiği eğri ise mavi çizgi ile gösterilmektedir.



Şekil 2.2. Organik Rankine çevrimi sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı

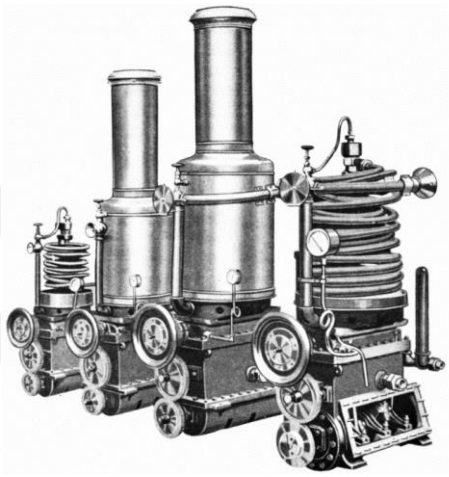
Bir ORÇ sisteminin analizi ve kurulumu öncesinde, yoğuşturucudaki ısı alıcısının 16 ºC sıcaklığındaki ortam havası olduğu varsayılırsa verilen bir ısı kaynağı sıcaklığına göre bir döngünün net termal verimliliği grafiği Şekil 2.3'te verilmiştir. Buna göre, ısı kaynağından kazan ya da buharlaştırıcı aracılığıyla alınan ısının %80-90'ı bir yoğuşturucu aracılığıyla dışarıya verilirken, %10-20'si yararlı güce dönüştürülmektedir (Barber-Nichols, 2021).



Şekil 2.3. Isı kaynağı sıcaklığına bağlı ORÇ'nin termal verimi

2.2. Organik Rankine Çevriminin Tarihçesi

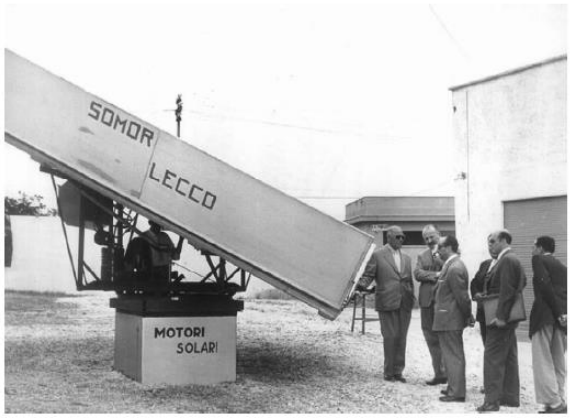
Bir ORÇ sisteminin çalışma prensibi ile benzer olan nafta motorları ORÇ'nin başlangıcı olarak kabul edilmektedir (Şekil 2.4). İlk olarak 1883 yılında Frank Ofeldt buharın yerini alacağını umduğu yeni bir güç sistemi geliştirmiştir. Bu sistem, motorda pistonları harekete geçirmek için sudan daha düşük buharlaşma ısısına sahip olan nafta (bir tür benzin) kullanılan bir tür buhar motorudur. Su yerine nafta kullanılması durumunda, verilen ısı girişine karşılık daha fazla buhar ve daha fazla iş elde edilmiştir (Turboden, 2019, Vikipedi, 2019).



Şekil 2.4. Nafta motorları (Vikipedi, 2019)

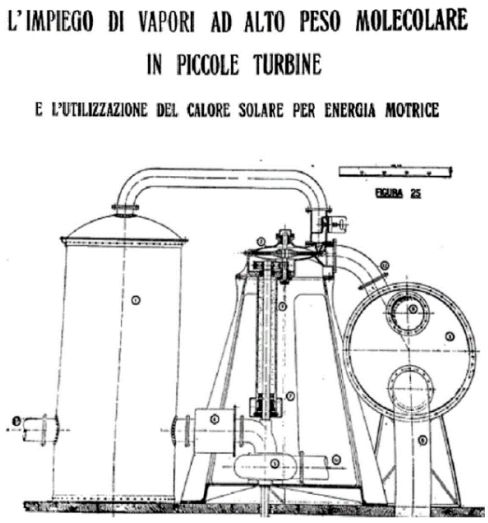
1904 yılında Willsie, Kaliforniya'da kükürt dioksit kullanan iki adet güneş enerjisi ORÇ motoru üretmiştir. Bunlardan biri 4,5 kW, diğeri ise 11 kW gücündedir. 1907'de F. Shuman, eteri 80 ^{o}C'deki sıcaklıklarda kaynatmak için 110 m^2'lik düz bir güneş kolektörü kullanarak 2,6 kW gücünde bir güneş enerjisi ORÇ motoru üretmiştir (Bronicki, 1980).

1940'larda, bir su pompasını kullanan 0,75 kW gücünde güneş enerjisi ORÇ sistemi İtalyan şirketi Somor tarafından ticarileştirilerek seri üretilmiştir. Şekil 2.5'te görseli verilen bu sistemde, soğutma pistonlu kompresör kullanılmıştır. Akışkan kükürt dioksittir. Ayrıca sistem, doğrudan motordan bir şanzımanla sürülen bir heliostat içermekte ve 15 derece/saat'in biraz üzerinde bir açısal hız temin etmektedir. Kolektör odaktan çıktığında, motorun hızı yavaşlamakta ve kolektör tekrar odak noktasına getirilmektedir. Geliştirilen bu sistem, İtalya, Lecco'da onlarca ünite üretilerek, satılmış ve ilk modern ticari ORÇ ünitesi olarak tarihe geçmiştir (Findlay, 1934).



Şekil 2.5. Somor güneş pompası (Bronicki, 2017)

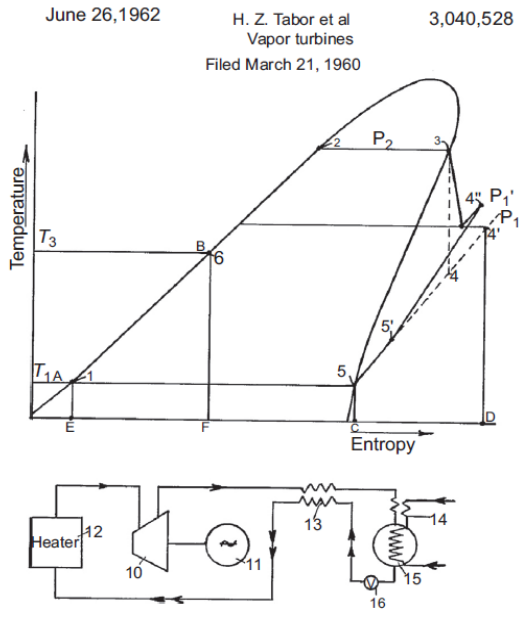
ORÇ sisteminin yeniden doğuşu ise termodinamik ile sistem tasarımının birleştirilmesi olarak kabul edilmektedir. Gerçek bir türbin sisteminde organik akışkan kullanan ilk kişi olan Prof.Dr. Luigi D'Amelio, sistemde sadece buhar basıncına odaklanmak yerine türbin aşamalarının sayısını azaltmak için yüksek moleküler kütleli akışkanlar kullanılmasının gerektiğini düşünmüştür. D'Amelio, 1930'larda Napoli Üniversitesi'nde etil klorür kullanarak deneyler yapmıştır. D'Amelio'nun bu çalışması 1935'te güneş enerjisi ile çalışan küçük bir pompa ile neticelenmiştir. Daha sonra, 1940'larda D'Amelio Citara'da Ischia Adası'nda iş akışkanı olarak etilen kullanarak bir jeotermal tesis tasarlamıştır (Şekil 2.6). Tesis birkaç yıl çalıştıktan sonra 1950'lerin başında kapatılmıştır (Bronicki, 2017).


L'IMPIEGO DI VAPORI AD ALTO PESO MOLECOLARE
IN PICCOLE TURBINE
E L'UTILIZZAZIONE DEL CALORE SOLARE PER ENERGIA MOTRICE

Şekil 2.6. D'Amelo güneş türbini (Bronicki, 2017)

1958-1961 yılları arasında, 1955'te başlatılan güneş enerjisinden yararlanma programının bir parçası olarak, Kudüs'teki İsrail Ulusal Fiziksel Laboratuvarı'nda, küçük bir motor çerçevesinde, itici akışkan seçimi için net kriterler geliştirilmiştir. D'Amelio'nun moleküler kütle değerlendirmesinden sonra (buhar basıncına ek olarak), Tabor ve Bronicki tarafından diğer akışkan özelliklerine dikkat çekilmiştir. Küçük motorlarda, Carnot verimliliği ile kıyaslandığında sistem verimliliğini önemli ölçüde azaltan kayıpların analizi, türbin olarak bir pistonlu motorun tercih edilmesine yönlendirmiştir. Akışkanın fiziksel özellikleri, ısı kaynağı ve ısı kuyusu özelliklerinin yanı sıra sistemden elde edilecek güç çıkışı da dikkate alınarak seçilmiştir (Tabor ve Bronicki, 1961).

Tabor ve Bronicki tarafından 1961 yılında yeni bir Rankine çevrimi piyasaya sürülmüştür (Şekil 2.7). Bu yeni sistemde ısı geri kazanımını sağlayan ve dolayısıyla sistem verimini artıran bir reküperatör kullanılmıştır. Ayrıca akışkandan bağımsız olarak sistem verimliliğini artıran bu sistemin T-S diyagramı da geliştirilmiştir. Aynı zamanda sisteme eklenen reküperatör, iç ısı kayıplarının bir kısmını da kurtarmıştır (Tabor ve Bronicki, 1961).



Şekil 2.7. Reküperatörlü ORÇ (Bronicki, 2017)

1961 yılında 3 kW'lık bir türbin, mono-klorobenzen kullanılarak tasarlanarak üretilmiştir. Türbin güneş kolektörleri ve ısı depolamayı içeren tam bir güneş santralinin bir parçası

olarak dizayn edilmiştir (Şekil 2.8). Bu çalışma Ormat'ın kurulmasına neden olmuştur (Tabor ve Bronicki, 1961).



Şekil 2.8. Güneş kolektörlü, ısı depolu ve yedek kazanlı 3 kW'lık bir turbojeneratör (Bronicki, 2017)

ORÇ alanındaki diğer çalışmalar 1970'lerde Prof.Dr. G. Angelino (1984)'nun bilimsel rehberliğinde Politecnico di Milano'da başlamıştır. Ennio Macchi ve Mario Gaia gibi bilim adamlarının da olduğu bu ekip, otomotiv, uzay ve güneş uygulamaları için Rankine çevrimini güçlendirmek için su yerine organik akışkan kullanma olasılığını incelemişlerdir. İlk prototipler, Milano'daki Gemmindustria tarafından gerçekleştirilmiştir (Bronicki, 2017).

1976 yılında 4 kW çıkışa sahip ilk türbin geliştirilmiştir. Isı kaynağı olarak kullanılan sıcak suyun sıcaklığı 90-70 ^{o}C, ısı kuyusu olarak kullanılan soğuk suyun sıcaklığı ise 15-25 ^{o}C ve doymuş çevrimde dolaşan iş akışkanı ise perkloretilendir. Bu sistem, çok düşük güç çıkışında bile yüksek verimli, düşük mekanik gerilimli türbin tasarlamanın mümkün olduğunu göstermiştir (Larjola, 1995).

Orta sıcaklıktaki bir ORÇ sistemi ise 1978 yılında Avustralya'da reküperatörlü olarak geliştirilmiştir. Bu sistemde, 35 kW'lık bir güç çıkışı, ısı kaynağı 280 ^{o}C'deki termal yağ, ısı kuyusu 25-32 ^{o}C'deki su ve iş akışkanı Flutec PP3'tür (Bronicki, 2017).

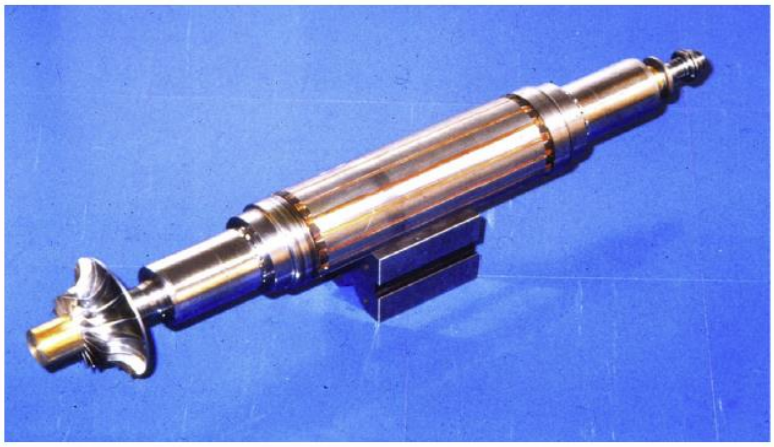
1976-1980 döneminde tasarlanan konfigürasyonlar arasında, iş akışkanı olarak perflorodekalin kullanılan orijinal bir radyal çıkış türbini de bulunmaktadır (Şekil 2.9).



Şekil 2.9. Radyal çıkış türbini (Bronicki, 2017)

Bu çabalar 1980 yılında Turboden'in Mario Gaia tarafından kurulmasına yol açarken, Angelino ve Macchi, Turboden'i bilimsel araştırmalarla desteklemeye devam etmiştir. Daha sonra Angelino ve Invernizzi 1993 yılında tamamen toksik olmayan, orta derecede yanıcı ve 400 ^{o}C'ye kadar çalışma sıcaklıklarına dayanıklı olan bir siklik polimetilsiloksan ailesini tanımlamış ve test etmiştir. Turboden ve Politecnico di Milano arasındaki daha yakın bir iş birliği ile ENEL için geliştirilen ve süper kritik çevrimli (iş akışkanı R134a) 500 kW'lık bir prototip üretilmiştir (Bronicki, 2017).

1980'lerin başlarından itibaren, Profesör Jaakko Larjola, türbin, jeneratör ve pompanın hareket eden sıvı yataklarının desteklediği aynı şaftı paylaştığı, yüzlerce kW aralığında sızdırmazlık sağlayan yüksek hızlı hermetik turbojeneratörlerin geliştirilmesine öncülük etmiştir (Larjola, 1995). 1984 yılından önce 100 kW'ın üzerinde üretim yapan, yaklaşık otuz adet ticari ORÇ santralinin olduğu tahmin edilmektedir. Kullanılan en yaygın kullanılan soğutucu akışkanlar ise R11, R113, R114, tolüen ve florinal veya suyla karıştırılmış florinaldir (Larjola, 1995).



Şekil 2.10. Jeneratör ve besleme pompalı radyal türbin girişi (Bronicki, 2017)

İş akışkanı olarak R114'ün kullanıldığı ilk tam 100 kW'lık ORÇ sistemi, 1983-1985 döneminde çalıştırılarak test edilmiştir. Şekil 2.11'de ilk tam ORÇ sisteminin görseli verilmiştir.



Şekil 2.11. Tamamlanan 100 kW'lık ORÇ sistemi (Bronicki, 2017)

Sanayide atık ısıyı kullanan ORÇ'nin ikinci prototipi ise 1986-1989 döneminde yapılarak test edilmiştir. İlk prototipe benzemekle birlikte 75 kW çıkışa sahiptir (Bronicki, 2017). Üçüncü bir prototip de deniz altındaki operasyonlarda pilleri bir araştırma denizaltısına yüklemek için 1990 yılında yapılan 25 kW'lık hermetik bir ORÇ'dir (Jokinen ve ark., 1998). İlk gerçek ticari yüksek hızlı ORÇ tesisinin 1995 yılında High-Speed Technology Ltd. tarafından inşa edildiği kabul edilmiştir (Larjola, 1995).

2.3. Organik Rankine Çevrimi Bileşenleri

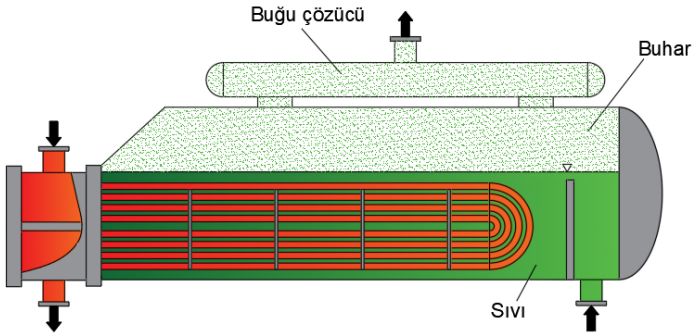
Bir ORÇ sistemi esas olarak dört bileşen sınıfından oluşmaktadır: (1) ısı değiştiricileri, (2) genişletici (türbin), (3) pompa ve (4) jeneratör ünitesidir.

Isı Değiştiricileri: Basit bir ORÇ sisteminde temel olarak ısı değiştiricilerinin kullanımı üç şekilde gerçekleşmektedir. İlk olarak ısı kaynağından sisteme ısı geçişi için bir kazan ya da buharlaştırıcı ünitesinin kullanımı, ikinci olarak sistemden dış ortama ısı salınımı için bir yoğuşturucu kullanımı ve son olarak ısının geri kazanımı için türbinden çıkan buhar halindeki akışkandan ısı geçişini sağlayan reküperatör kullanımıdır. Bir kazan ya da buharlaştırıcı ünitesinin yapısı, akışkanların türüne ve döngünün çalışma koşullarına bağlı olarak değişmektedir. Kritik altı döngüler için ekonomizör, buharlaştırıcı ve süper ısıtıcıdan oluşabilmektedir. Süperkritik çevrimler (faz geçişinin sürekli meydana geldiği) veya akışkan karışımlarının kullanıldığı sistemler için ise ısı kazanımı tek geçişli ısı değiştiricisinde gerçekleşmektedir (Astolfi, 2017).

Bir ORÇ sisteminin maliyetini büyük oranda etkileyen ısı değiştiricilerinin tasarımı son derece dikkat gerektiren bir konudur. Isı değiştirici tasarımını gerçekleştirirken tüm zıt etkiler detaylı bir şekilde incelenmelidir. Örneğin, ısı değiştiricisinde ısı transfer yüzeyinin alanının artması termodinamik açıdan olumludur. Çünkü entropi oluşumunu en aza indirmeyi ve daha yüksek performans elde etmeyi sağlamaktadır. Ancak enerji maliyeti üzerinde zıt yönde etki ederek daha pahalı ekipmanlara neden olmaktadır (Quoilin ve ark., 2013).

ORÇ teknolojisinde ısı değiştiricilerinde çoğunlukla gövde-boru tipi kullanılmaktadır (Astolfi, 2017; Quoilin ve ark., 2013). Özellikle ısı kaynağı sıvı olduğu zaman ekonomizör ve süper ısıtıcı için de tercih edilmektedir. Bu tip ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkanın konumu, akışkan özelliklerine ve çalışma koşullarına bağlı olarak belirlenmektedir. Isı değiştiricilerinin ağırlığını ve maliyetini sınırlamak için yüksek basınçlı akışkan (genellikle iş akışkanı) borulardan akmaktadır. Ancak sıcak akışkanın jeotermal akışkan gibi kirlenme ve kireçlenme sorunlarının olabileceği uygulamalarda, bu tür akışkanların borulardan akması yönünde tasarım yapılmaktadır. Böylece mekanik temizlik kullanılabileceği için ısı değiştiricilerin bakımı daha kolay ve ucuz bir şekilde yapılabilmektedir (Astolfi, 2017).

Isı kaynağının sıvı olduğu büyük ölçekli ORÇ sistemleri için buharlaştırıcılar genellikle kettle tipli yeniden kaynatıcılı (kettle reboiler heat exchanger) olarak tasarlanmaktadır. Bu tip ısı değiştiricilerinde sıcak akışkan iki geçişli boru demetinden akarken iş akışkanı kendi buharı ile denge halinde gövde tarafında bulunmaktadır (Şekil 2.12). İş akışkanı aşırı soğutulmuş durumda ayrı bir bölüme girer ve doymuş sıvı ile karıştırılarak doymuş buhar haline gelene kadar ısıtılır. Isı eşanjörünün üst kısmında buhar akışı tarafından sürüklenen ve türbin kanatları için tehlikeli olabilecek sıvı damlacıklarını gidermek için bir buğu çözücü (demister) ünite bulunmaktadır. Bu tip ısı değiştiriciler daha kalın gövde ve daha çok akışkan debisi gerektirdiğinden klasik gövde-boru tipi ısı değiştiricilerine göre daha pahalı olmaktadır. Ancak buhar kalitesini ve ısı değiştiricisindeki seviyeyi kontrol etme imkânı sağladığından büyük enerji santrallerinde en yaygın çözüm olarak kullanılmaktadır (Astolfi, 2017).



Şekil 2.12. Kettle tip yeniden kaynatıcılı ısı değiştiricisi

Su soğutmalı yoğuşturucular için klasik gövde-boru tipi kullanılabildiği gibi Şekil 2.12'deki ısı değiştirici konfigürasyonu da kullanılabilmektedir. Soğuk su çevreden (nehir, göl, deniz ve sondaj kuyuları ile) sağlanabilmektedir. Bu durumda, genellikle soğutma akışkanının kütlesel debisinde herhangi bir sınırlama olmaz, ancak çevreyi korumak için suyun sıcaklık artışı sınırlandırılmaktadır. Ayrıca yoğuşturucuda elde edilen soğutma akışkanı bir bölgesel ısıtma işleminde kullanılabilmektedir. Bu durumda ise, santral bu ihtiyacı karşılayacak şekilde kontrol edilmektedir. ORÇ'nin yoğuşturucusu için kullanılacak bir seçenek de soğutma kulesi teknolojisidir. Bu teknoloji, sınırlı su tüketimi ile hava soğutmalı yoğuşturuculara göre yoğuşma sıcaklığını önemli ölçüde düşürmeye izin vermektedir (Astolfi, 2017; Kakac, 1991).

ORÇ sisteminde soğutma ortamı olarak su yoksa, ortam havası kullanılmaktadır. Havanın ısı transfer katsayısının çok düşük olması ve yoğuşturucu güç girişinin büyük bölümünün ortama verilmesi gerektiğinden dolayı, hava soğutmalı yoğuşturucunun tasarımı yaklaşık %20'lik bir güç bloğu maliyet payı ile tesis ekonomisini büyük ölçüde etkilemektedir. Yoğuşturucu tasarımında geniş bir yüzey, yoğuşma basıncında bir azalma ve güç çıkışında bir artış sağlamaktadır. Ancak bu durum daha yüksek ekipman maliyetine, daha yüksek kullanma alanına ve fan elektrik tüketimine neden olmaktadır (Astolfi, 2017).

ORÇ teknolojisinde kullanılan bir diğer ısı değiştiricisi de reküperatördür. Reküperatör, yüksek sıcaklık uygulamalarında önemli bir bileşendir. Pompalanan akışkanın reküperatörde ön ısıtma yapılması ile daha yüksek verim elde edilmektedir (Çengel ve Boles, 2012; Dinçer and Rosen, 2013; Yamankaradeniz ve ark., 2014). Ayrıca, buharlaştırıcıda sıcaklık farklarının sınırlandırılmasını ve sistemden ortama salınan ısının azalmasını sağlamaktadır. Reküperatör, buharın aktığı borunun dış tarafında ısı transfer katsayısını artırmak için genellikle kanatlı borulu ısı değiştirici olarak tasarlanmaktadır. Reküperatör, basınç kayıplarını azaltmak için türbin difüzörünün hemen sonrasına yerleştirilmektedir (Astolfi, 2017; Çengel ve Boles, 2012).

Küçük ölçekli ORÇ uygulamalarında gövde-boru tipi ısı değiştiricileri yerine daha ekonomik olmaları ve yüksek ısı transfer katsayıları göstermeleri nedeniyle plakalı kanatlı ve lehimli plakalı ısı değiştiricileri kullanılmaktadır (Quoilin ve ark., 2013).

Genişleticiler (türbinler): ORÇ sisteminde genişletici türü tesisin boyutuna ve iş akışkanının özelliklerine bağlı olarak değişmektedir. Genişleticiler temel olarak iki kategoriye ayrılmaktadır: turbomakineler ve hacimsel veya pozitif deplasman cihazlarıdır (Astolfi, 2017; Quoilin ve ark., 2013). Turbomakineler, her biri bir stator ve bir rotordan oluşan bir diziden oluşmaktadır. Statorda sıvı yakınsak statik kanallarda hızlanır. Daha sonra, rotora girer ve burada türbin kanatları ile momentum değiştirerek genişler. Rotor diskleri türbin miline bağlanır. Şafta göre akışkanın bağıl hareketine bağlı olarak türbinler şu şekilde sınıflandırılmaktadır. (1) eksenel, (2) radyal girişli veya merkezcil ve (3) radyal çıkışlıdır. Turbomakineler orta ve büyük enerji santralleri için uygundur ve güç çıkış aralıkları 100 kW ile 15 MW arasındadır. ORÇ sistemlerinde 0,5 MW'dan yüksek güç çıkışı için Ormat ve Turboden tarafından geliştirilen eksenel türbinler kullanılmaktadır.

Bununla birlikte, daha küçük boyutlar, çok küçük kanatlar nedeniyle verimde azalmaya neden olmaktadır. Radyal akış türbinleri, büyük tesisler için Atlas Copco tarafından küçük uygulamalar için GE Calnetix tarafından üretilmektedir. Bu ikinci durumda, türbin manyetik yataklarla donatıldığından çok yüksek RPM'de dönmektedir. Genişleme, çok yüksek bir hacim oranı ve büyük bir hacimsel akış hızı ile karakterize ediliyorsa, bu durumda türbin kanatlarının prizmatik kanatlar şeklinde olduğu ve aynı rotor diskinde birkaç kademe düzenleme imkânı veren Exergy tarafından üretilen türbinler tercih edilmektedir (Astolfi, 2017; Quoilin ve ark., 2013).

Güç çıkışı 100 kW'ın altındaysa verimli bir turbomakinenin tasarımı çok zordur. Bu durumda pozitif yer değiştirme cihazlarının kullanımı avantajlı olmaktadır. Bu makinelerde dönüş sırasında sıvı cepleri sıkışır, genişler ve daha sonra boşaltılır. Hacimsel veya pozitif deplasman cihazları bir türbine göre daha uygun maliyetlidir. Ek olarak, bir türbine kıyasla iki fazlı bir akışkanı daha az erozyonla genişletebilmektedir. Bu cihazların temel sınırı, çok aşamalı genişlemeyi gerçekleştirmedeki zorluk ve yüksek hacim oranı varlığında düşük verimleridir. Her iki etki çevrimin maksimum buharlaşma sıcaklığını sınırladığından, özellikle yüksek kritik sıcaklığa sahip bir iş akışkanının kullanımını engellemektedir (Astolfi, 2017; Quoilin ve ark., 2013).

Pompalar: ORÇ sistemlerinde genellikle değişken hızlı çok kademeli santrifüj pompalar kullanılmaktadır. Bu pompalar hem kimya hem de rafineri alanında geniş kullanımları nedeniyle tasarımları nispeten yaygındır. Çevrim konfigürasyonuna, akışkan seçimine ve çevrim tasarım parametrelerine bağlı olarak pompa, türbin brüt güç çıkışının ilgili bir payını tüketebilmektedir. Özellikle, yüksek kritik basınçlı akışkanların kullanıldığı süper kritik çevrimlerde pompa güç tüketimi %20-30'a kadar çıkmaktadır. Bu durumda, yüksek çevrim verimini elde etmek için pompanın daha yüksek verim değerlerinde çalışması sağlanacak şekilde tasarımının yapılması gerekmektedir (Astolfi, 2017; Quoilin ve ark., 2013).

Jeneratörler: Mekanik gücü elektriğe dönüştüren elemandır. Genellikle şebeke frekansında döner ve doğrudan türbine bağlıdır. Bununla birlikte, ORÇ alanında, iş akışkanlarının ve uygulamalarının değişkenliği, çok farklı optimum dönüş hızlarına sahip olan genişleticilere yol açmaktadır. Büyük tesisler genellikle yavaş makinelere ihtiyaç

duyarken, mikro ORÇ'ler süper hızlı radyal giriş türbinlerine ihtiyaç duymaktadır. İlk durumda, kutup çifti sayısına bağlı olarak 1500, 1000 veya 750 RPM'de dönen bir jeneratör kullanmak mümkündür. Alternatif olarak, türbin şaftı ile jeneratör şaftı arasında bir dişli kutusu kullanılabilmektedir. Aynı bileşen, hızlı bir türbin gerektiren uygulamalar için kullanılabilir, ancak belirli dişli oranlarının üzerinde, yüksek mekanik kayıplar nedeniyle dişli kutusunun kullanımı uygun değildir. Çok yüksek optimum dönüş hızı için, jeneratör genellikle doğrudan türbine bağlıdır ve şebekeden daha yüksek bir frekansa sahip elektrik gücü üretir. Sonunda frekansı düzeltmek için bir AC/DC + DC/AC güç koşullandırma sistemi kullanılmaktadır (Astolfi, 2017).

2.4. Yoğuşturucuda Yoğuşmayan Gazların Giderilmesi

Yoğuşturucudaki basınç, akışkanın kritik özelliklerine ve yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak ortam basıncının üzerinde veya altında olabilir. Türbin girişindeki termodinamik koşul sabitlendiğinde, sistemde yoğuşma basıncının düşürülmesi genellikle çevrim performansları için avantajlarla birlikte daha yüksek bir güç üretimine yol açar, ancak diğer yandan, daha büyük bir yoğuşturucu yüzeyi, daha karmaşık ve ağır bir türbin ve daha fazla yardımcı ekipman gerektirir. Bu da santral maliyetinin artmasına neden olmaktadır (Astolfi, 2017).

Genel olarak, ORÇ alanında, çok düşük yoğuşma basıncından kaçınacak şekilde iş akışkanı ve döngü parametreleri seçilir, ancak bazı durumlarda yoğuşturucudaki yüksek vakum hava kaçağı endişelerine rağmen kârlı olabilmektedir. Yoğuşturucudaki yoğuşmayan gazların artışı, güç çıkışı üzerinde zararlı etkilerle türbinin karşı basıncında kademeli bir artışa yol açmaktadır. Ayrıca, yüksek oksijen içeriği nedeniyle yüksek sıcaklıktaki tesis bölümlerinde aşındırıcı olaylar meydana gelebilmektedir. Yaygın buhar çevrimlerinde, türbinden alınan aşırı ısıtılmış buhar akımıyla yoğuşmayan gazları gidermek için bir hava giderici kullanılmakta ve gazlar ile buhar sıyırma kolonunun tepesinden atmosfere verilmektedir. Ancak ORÇ teknolojisinde, böyle bir hava gidericisinin kullanımı mümkün değildir. Çünkü organik akışkanların yüksek küresel ısınma potansiyeli (GWP) yanıcılıkları veya toksisiteleri ile ilgili güvenlik nedenleri ve ilgili maliyetlerinden dolayı çevreye salınamamaktadır. Bir ORÇ sisteminde yoğuşma basıncı ortam basıncının altındaysa, yoğuşmayan gazların uzaklaştırılması bazı cihazların kullanımı ile gerçekleştirilmektedir. Yaygın bir çözüm, organik akışkan buharı ve

yoğunlaşmayan gazların bir karışımını yoğuşturucu kabuğundan ayıran bir vakum pompası kullanmaktır. Burada karışım, organik molekülleri absorbe eden aktif karbon filtrelerin oluşturduğu bir arıtma ünitesinden akmaktadır (Astolfi, 2017).

Büyük santraller ve pahalı iş akışkanlarının kullanıldığı sistemler için iş akışkanının kaybını sınırlamak gerekmektedir. Bu durumda, yoğuşmayan gazların ORÇ sisteminden uzaklaştırılması için alternatif bir yöntem olarak, organik akışkan hava karışımı bir kaba akar ve sıvı faz buhardan ayrılır. Daha yüksek basınç nedeniyle, sıvı fazı organik akışkanda yoğuşurken buhar fazı yüksek yoğuşmayan gaz içeriğine sahiptir. Gazlar havalandırılırken sıvı kısım yoğuşturucuya geri döner. Alternatif bir çözüm olarak sıcaklığı düşürmek için bir soğutma döngüsü kullanılmaktadır. Bu sistemle daha fazla yoğuşmayan gaz konsantrasyonu elde edilir ve buhar fazındaki gazlar havalandırılırken sıvı fazdaki neredeyse saf organik sıvı yeniden yoğuşturucuya döner (Astolfi, 2017).

2.5. Organik Rankine Çevrimi Mimarileri

Basit çevrim: En temel konfigürasyon olup buharlaştırıcı, genişletici, yoğuşturucu ve pompa olmak üzere dört elemandan oluşmaktadır.

Aşırı ısıtmalı çevrim: Buharın aşırı ısıtılması, türbin kanatlarının aşınmasını önleyerek türbin çıkışında genleşme işleminin iki fazlı bölgede bitmemesini sağlar. Esas olarak ıslak tipteki akışkanlar için uygulanmaktadır. Bazı durumlarda, kuru tipteki akışkanlar da doyma buhar eğrisinde sıvı-buhar eğriliğine bağlı olarak iki fazlı bölgeye girebilmektedir. Bu akışkanların da buharlaştırıcı çıkışında mutlaka aşırı ısıtma (kızdırma) işlemi yapılmalıdır (Bao ve Zhao, 2013; Kermani ve ark., 2018). Hung ve ark. (1997) tarafından yapılan bir çalışmaya göre de ıslak ve izentropik akışkanların aşırı ısıtma derecesinin artırılması sistemin termal verimini artırmaktadır.

Rejeneratif çevrim: Türbinden çıkan iş akışkanının ısısı, pompadan çıkan akışkanı dahili bir ısı değiştiricisinde ısıtarak ısı geri kazanılmaktadır. Bu durum, buharlaştırıcıdaki sıcaklık farkını azaltır. Sonuç olarak ısı geri kazanımını artırır ve ekserji kayıplarını azaltır. Aynı zamanda, bu işlem sayesinde yoğuşturucudaki soğutma yükü de azalmaktadır. Ancak, rejeneratif sürecin etkinliği, büyük ölçüde iş akışkanının türüne bağlıdır (Bao ve Zhao, 2013; Rayegan ve Tao, 2011).

Yeniden ısıtmalı çevrim: Buhar çevrimlerinde olduğu gibi, daha fazla yeniden ısıtma ve ikinci bir genişleticiye yeniden enjeksiyon için orta basınçta akışkanın bir kısmı türbinden ayrılmaktadır. Bu uygulama hem ısı geri kazanımını artırır hem de ikinci genişlemeden sonra rejeneratörde daha fazla kullanılabilen kızgın buharı artırmaktadır. Bununla birlikte, buhar fazında daha düşük ısı transfer katsayısı daha yüksek ısı transfer alanını gerektirmektedir (Kermani ve ark., 2018; Tchanche ve ark., 2014).

Süperkritik/Transkritik çevrim: Akışkanın kritik basıncından daha yüksek bir maksimum basınca sahip olan çevrimdir. İş akışkanı, kritik noktanın üzerinde yumuşak bir geçişle sıkıştırılmış sıvıdan kızgın buhara ısıtılmaktadır. Faz değişimi kademelidir ve tüm fiziksel ve termodinamik özellikler, ısı verme işleminde süreksizlik olmaksızın değişmektedir. Sınırlı ısı kapasitesine sahip bir ısı kaynağı mevcutsa, kritik altı çevrime kıyasla daha yüksek verim elde edilebilmektedir. Ancak, süper kritik çevrimler daha yüksek basınçlara sahip olduğu için daha pahalı cihazlar gerektirmektedir. Ayrıca, daha yüksek çevrim basıncı çok kademeli santrifüj pompa kullanımını gerektirmekte ve pompa güç tüketimi brüt güç üretiminin ilgili bir payı olabilmektedir (yüksek kritik basınçlı akışkanlarla süperkritik çevrimlerde %30'a kadar) (Astolfi, 2017; Akbari ve Mahmoudi, 2014).

Beslemeli çevrim: Buhar çevrimlerine benzer şekilde, iş akışkanı doğrudan (açık besleme sıvı ısıtıcısı) veya dolaylı (kapalı besleme sıvı ısıtıcısı) bir şekilde ısıtılmak için ara bir basınçta türbinden çıkarılmaktadır. Özellikle ısı kaynağının sıcaklığının yüksek kaldığı uygulamalarda türbin beslemesi tercih edilmektedir (Desai ve Bandyopadhyay, 2009). Türbin beslemeli ORÇ sistemleri basit ve rejeneratif mimarilere kıyasla daha yüksek termodinamik ve ekonomik performans sergilemektedir (Meinel ve ark., 2014a).

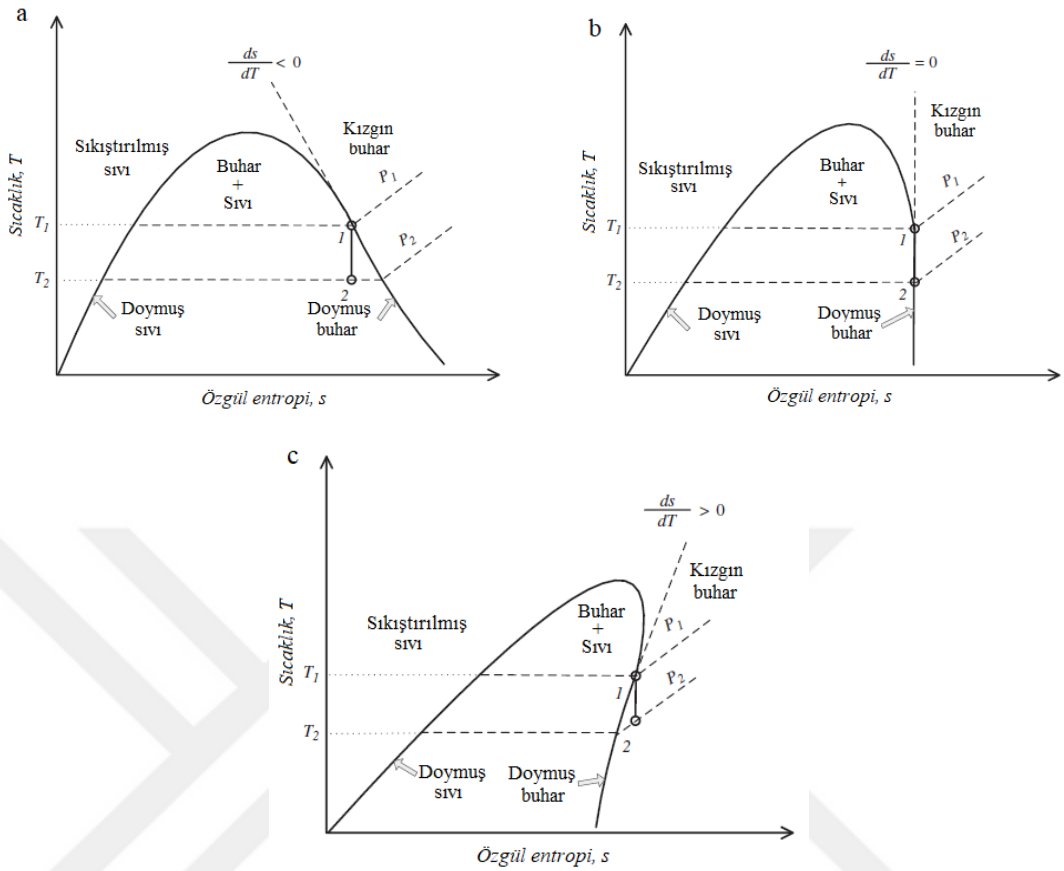
Kademeli çevrim: Bu çevrimlerde iş akışkanı birden fazla basınçta buharlaştırılabilir ya da yoğunlaştırılabilir. Çok kademeli buharlaşma ve yoğuşma çevrimleri, sırasıyla ısı kaynakları ve ısı kuyuları ile daha iyi sıcaklık eşleşmesi için uygundur. Özellikle tek kademeli çevrim ile endüstriyel proseslerde mevcut birkaç atık akışkanın tüm potansiyelinin geri kazanılması mümkün olmadığından kademeli çevrimler tercih edilmektedir (Kermani ve ark., 2018).

Kaskad çevrim: Seri haldeki birkaç ORÇ'den oluşmaktadır. Basit çevrime göre kaskad çevriminin net güç çıkışı, termal ve ekserji verimliliği daha yüksek olmaktadır. Ancak, ek türbinler nedeniyle daha fazla yatırım maliyetine yol açmaktadır (Li ve ark., 2013).

2.6. Organik Rankine Çevriminde Kullanılan Akışkanlar

ORÇ'nin genel karakteristik özelliği kullanılan soğutucu akışkanın, su buharına göre daha düşük buharlaşma sıcaklığı ve daha yüksek yoğuşma sıcaklığına sahip olmasıdır. Ayrıca organik akışkanının yüksek moleküler ağırlığa sahip olması, sistemde daha az akışkan debisi gerektirdiği için ORÇ sistemini daha kompakt hale getirmektedir. Uygun iş akışkanın seçiminde uygulama, mevcut ısı kaynağının seviyesi, verim, vb. çeşitli kriterler baz alınmaktadır. Bunların yanı sıra iş akışkanının çevreci olması, zehirli madde içermemesi, ozon tabakasına zarar vermemesi, yanıcı olmaması, ekonomik olması gibi bazı zorunlu kriterleri de taşımalıdır. Bu kriterlerin sonucu olarak doğal soğutuculardan karbondioksit ORÇ'de kullanılabilir ancak çok daha yüksek operasyonel maliyet gerektirmektedir. Bu yüzden iş akışkanları kloroflorokarbonlar ve hidroflorokarbonlardan geliştirilir ve çoğunlukla bu akışkanlar kullanılır (Bao ve Zhao, 2013; Tchanche ve ark., 2011).

ORÇ için literatürde kullanılan akışkanlar hidrokarbonlar (HC), hidroflorokarbonlar (HFC), hidrokloroflorokarbonlar (HCFC), kloroflorokarbonlar (CFC), perflorokarbonlar (PFC), siloksanlar, alkoller, aldehitler, eterler, hidrofloroeterler (HFE), aminler, akışkan karışımları (zeotropik ve azeotropik) ve inorganik sıvılardır (Chen ve ark., 2010; Tchanche ve ark., 2009; Tchanche ve ark., 2011). Literatürde yapılan çalışmalarda kullanılan R170 (etan), R1270 (propen), R290 (propan), R600a (izobütan), R600 (n-bütan), R601a (izopentan), R601 (n-pentan), tolüen, benzen, vb. akışkanlar hidrokarbonlara; R23 (triflorometan), R41 (florometan), R134a (tetrafloroetan), R152a (difloroetan), R227ea (heptafloropropan), R236fa (heksafloroprapan), R245fa (pentafloropropan), vb. akışkanlar hidroflorokarbonlara; R21 (dikloroflorometan), R22 (klorodiflorometan), R123 (diklorotrifloroetan), vb. akışkanlar hidrokloroflorokarbonlara; R11 (triklorofloromethan), R12 (diklorodiflorometan), R113 (triklorotrifloroetan), R114 (diklorotetrafloroetan) vb. akışkanlar kloroflorokarbonlara; R717 (amonyak), R718 (su), R744 (karbondioksit) ise inorganik akışkanlara örnektir (Bao ve Zhao, 2013).



Şekil 2.13. Akışkanların T-s diyagramları a) Islak tip akışkanlar b) İzentropik tip akışkanlar c) Kuru tip akışkanlar (Bao ve Zhao, 2013; Mago ve ark., 2008)

Bir iş akışkanının sıcaklık-entropi (T-s) diyagramındaki doyma buharı eğrisinin eğimi, akışkanın uygulanabilirliği, sistem verimliliği, iş çıkışı ve sistemin genel yapısını belirlemek için en önemli özelliktir. İş akışkanları, doymuş buhar eğrisinde ds/dt'nin eğimine bağlı olarak üç gruba ayrılmaktadır. Şekil 2.13'te gösterildiği gibi, eğer doymuş buhar eğrisi negatif eğime sahip (ds/dt<0, R22) ise ıslak tip akışkan, neredeyse sonsuz büyük eğime sahip (ds/dt=0, R11) ise izentropik tip akışkan ve pozitif eğime sahip (ds/dt>0, izopentan) ise kuru tip akışkandır (Chen ve ark., 2010; Hung ve ark., 1997). ORÇ sisteminde kuru ve izentropik akışkanların kullanımı daha uygundur (Cho ve ark., 2014; Hung ve ark., 1997; Liu ve ark., 2004; Mago ve ark., 2008; Tchanche ve ark., 2009; Wang ve ark., 2012). Kuru akışkanlar pozitif bir buhar doyma eğrisine ve izentropik akışkanlar da dikey bir buhar doyma eğrisine sahip olduğundan dolayı, çevrimde akışkan türbin boyunca genişledikçe akışkan kızgın buhar bölgesinde kalmaktadır. Bu nedenle ORÇ'nin, su/buhar çevrimlerinden farklı olarak türbin çıkışında aşırı ıslaklığı önlemek

için yüksek seviyelerde aşırı ısınmaya ihtiyaçları yoktur. Bu nedenle, ORÇ sistemlerinde tek-kademeli türbin kullanımı yeterlidir. Bu da yatırım maliyetleri ve bakım açısından daha basit ve ekonomik bir sistem demektir (Andersen ve ark., 2005; Chen ve ark., 2010).

Dezavantajlar açısından, kuru tip akışkanlar genel olarak türbin çıkışında aşırı ısıtılmış buhar üretir ve bu durum, T-s diyagramındaki net iş alanını azaltmaktadır. Sistemde yoğuşturucunun soğutma yükünü azaltmak için bir rejeneratör ilavesi gerekebilmektedir. Islak tip akışkanlar için en büyük dezavantaj, türbin içindeki genleşme işlemi esnasında akışkanın nem içeriğidir. İzentropik veya neredeyse izentropik akışkanlarda genel olarak nem içeriği endişesi yoktur. Ayrıca, yoğuşturucunun soğutma yükünü hafifletmek için bir rejeneratöre de ihtiyaç duymamaktadır. İzentropik akışkanlar için dezavantaj ise maliyet, kimyasal stabilite ve güvenliktir (Bao ve Zhao, 2013). Hung ve ark. (2010) tarafından yapılan bir çalışmaya göre de ORÇ teknolojisi için kullanılacak en iyi akışkan adayı olarak izentropik tip akışkanlar önerilmektedir. Ayrıca Liu ve ark. (2004) tarafından yapılan bir çalışmada, ıslak tip akışkanlardan olan su, amonyak ve etanol gibi bazı moleküllerde hidrojen bağının varlığı daha büyük buharlaşma entalpisi gerektirdiği için ORÇ sistemleri için uygun olmadığı tespit edilmiştir.

Bir organik akışkanın çevrim için seçiminde, termodinamik özelliklerinin yanı sıra akışkanın çevresel, güvenlik özellikleri ile kimyasal stabilitesi de etkilidir. Bir akışkanın çevresel özellikleri, ozon tabakasını inceltme potansiyeli (ozone depletion potential, ODP), küresel ısınma potansiyeli (global warming potential, GWP) ve atmosferik ömrü ile belirlenmektedir. Bir ORÇ için uygun bir iş akışkanı düşük özgül hacme, kritik sıcaklığa, kritik basınca ve maliyete sahip olmanın yanı sıra düşük toksisiteye, GWP ve ODP değerlerine de sahip olmalıdır (Moharamian ve ark., 2017). Bir akışkanın güvenlik yönleri ile ilgili olarak, yanıcılığı ve kendiliğinden tutuşma özelliği belirtilmektedir. ORÇ teknolojisinde kullanılan çoğu akışkan yanıcıdır, ancak düşük sıcaklık seviyelerinde çalıştığı için bu durum ciddi bir sorun olmamaktadır. Ayrıca, ORÇ santrallerinde daha yüksek sıcaklıklarda çalışma söz konusu ise R601 akışkanının kullanılması önerilmektedir (Saleh ve ark., 2007). Çizelge 2.1'de ORÇ sisteminde kullanılan bazı akışkanların termofiziksel özellikleri verilmiştir. Bu tabloda ODP değeri R11'e göre ozon tabakasını inceltme potansiyelini, GWP ise CO_2'ye göre küresel ısınma potansiyelini ifade etmektedir.

Çizelge 2.1. Bazı iş akışkanlarının termofiziksel, güvenlik ve çevresel özellikleri (Chintala ve ark., 2018; Tchanche ve ark., 2009)

Akışkan	Fiziksel özellikler				Güvenlik	Çevresel özellikler		
	Moleküler kütle (kg/kmol)	Kaynama sıcaklığı (°C)	Kritik sıcaklık (°C)	Kritik basınç (MPa)	ASHRAE 34 güvenlik sınıfı	Atmosferik yaşam ömrü (yıl)	ODP	GWP (100 yıl)
RC318	200,03	-6,0	115,20	2,778	A1	3200	0	10,250
R600a	58,12	-11,7	135,00	3,647	A3	0,019	0	~20
R114	170,92	3,6	145,70	3,289	A1	300	1,000	10,040
R600	58,12	-0,5	152,00	3,796	A3	0,018	0	~20
R601	72,15	36,1	196,50	3,364	-	0,01	0	~20
R113	187,38	47,6	214,10	3.439	A1	85	1,000	6130
Sikloheksan	84,16	80,7	280,50	4,075	A3			
R290	44,10	-42,1	96,68	4,247	A3	0,041	0	~20
R407C	86,20	-43,6	86,79	4,597	A1		0	1800
R32	52,02	-51,7	78,11	5,784	A2	4,9	0	675
R500	99,30	-33,6	105,50	4,455	A1		0,738	8100
R152a	66,05	-24,0	113,30	4,520	A2	1,4	0	124
R717	17,03	-33,3	132,30	11,333	B2	0,01	0	<1
Etanol	46,07	78,4	240,80	6,148				
Metanol	32,04	64,4	240,20	8,104				
R718 (su)	10,20	100,0	374,00	22,064	A1		0	<1
R134a	102,03	-26,1	101,00	4,059	A1	14,0	0	1430
R12	120,91	-29,8	112,00	4,114	A1	100	1,000	10,890
R123	152,93	27,8	183,70	3,668	B1	1,3	0,020	77
R141b	116,95	32,0	204,20	4,249		9,3	0,120	725
R245fa	134,05	14,90	154,05	3,640	B1	7,7	0	950
R245ca	134,05	25,13	174.42	3,925		6,5	0	610

2.7. Organik Rankine Çevrimi Uygulamaları

Organik Rankine çevrimi için kullanılabilecek ısı kaynakları; jeotermal enerji (Altun ve Kılıç, 2020; El-Emam ve ark., 2013; Hettiarachchia ve ark., 2007; Kang ve ark., 2015; Zhang ve ark., 2011), güneş enerjisi (Hajabdollahi ve ark., 2015; Jing ve ark., 2010; Karellas ve ark., 2016; Rayegan ve ark., 2010), biokütle (Algieri ve ark., 2012; Al-Sulaiman ve ark., 2012; Drescher ve Bruggemann, 2007; Rentizelas ve ark., 2009) atık

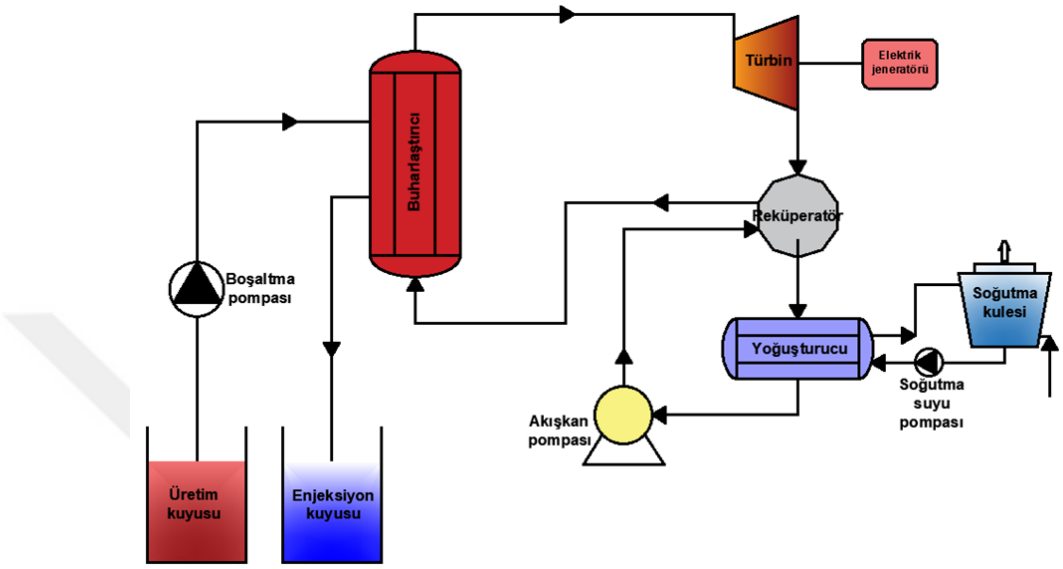
ısıdır (Chen ve ark., 2006; Long ve ark., 2014; Roy ve ark., 2011; Wei ve ark., 2007). Ayrıca, ORÇ'nin enerji kullanımını iyileştirmek için, termoelektrik jeneratör (Shu ve ark., 2012), yakıt pili (Qiu ve Hayden, 2012), içten yanmalı motor (He ve ark., 2011), mikrotürbin (Mago ve Luck, 2012), deniz suyu arıtma sistemi (Tchanche ve ark., 2010), Brayton çevrimi (Garcia, 2012), gaz türbini-modüler helyum reaktörü (Yari ve ark., 2010) gibi diğer termodinamik çevrimlerle birleştirilmektedir. Aynı zamanda, birleşik güç ve soğutma üretimi (Özdemir Küçük ve Kiliç, 2021; Wang ve ark., 2011), birleşik ısı ve güç üretimi-CHP (Taljan ve ark., 2012) ve birleşik soğutma, ısı ve güç çevrimi-CCHP (Al-Sulaiman ve ark., 2011) ile kombine hale getirilmektedir.

2.7.1. Jeotermal Enerji Kaynaklı ORÇ

Jeotermal enerji yerin derinliklerindeki kayaçlar içinde birikmiş olan ısının akışkanlarca taşınarak rezervuarlarda depolanması ile oluşmuş sıcak su, buhar ve kuru buhar ile kızgın kuru kayalardan yapay yollarla elde edilen ısı enerjisidir. Jeotermal enerji, jeotermal kaynaklardan doğrudan veya dolaylı her türlü faydalanmayı kapsamaktadır. Düşük (20-70°C) sıcaklıklı sahalar başta ısıtmacılık olmak üzere, endüstride, kimyasal madde üretiminde kullanılmaktadır. Orta sıcaklıklı (70-150°C) ve yüksek sıcaklıklı (150°C'den yüksek) sahalar ise elektrik üretiminin yanı sıra reenjeksiyon koşullarına bağlı olarak entegre şekilde ısıtma uygulamalarında da kullanılabilmektedir. ORÇ sistemlerinde 150 ^{o}C'den daha yüksek sıcaklıklardaki jeotermal ısı kaynakları ısı ve güç üretimi için uygun olmaktadır. Yoğuşma sıcaklığı 60 ^{o}C gibi daha yüksek bir seviyeye ayarlanır ve bu durumda soğutma suyu merkezi ısıtma için kullanılabilmektedir. Bu durumda, sistemin toplam enerji dönüşüm verimliliği de artmaktadır (Gökgedik ve ark. 2016; Quoilin ve ark., 2013).

Öncelikle, uygun bir sıcaklıktaki jeotermal kaynağı elde edebilmek için üretim kuyusu ve enjeksiyon kuyusu olmak üzere zeminde sondaj delikleri açılır. Jeolojik yapıya bağlı olarak sondaj delikleri birkaç bin metre derinliğe kadar olabilir (Quoilin ve ark., 2013). Şekil 2.14'te gösterilen jeotermal enerji kaynaklı ORÇ tesisinde, jeotermal akışkanın termal enerjisi ORÇ'de kullanılmak üzere ısı eşanjörleri aracılığıyla iş akışkanına aktarılır. Sıcak su, pompa ile alınır ve sıcaklığından faydalanıldıktan sonra tekrar zemine enjekte edilir. Buharlaştırıcıda organik akışkan jeotermal ısıyı alır, türbinde genleşir ve besleme pompası tarafından buharlaştırıcıya gönderilir. Yoğuştucunun soğutulması, ıslak

veya kuru tip soğutma kuleleri, hava soğutucular ve yüzey suyu soğutma sistemleri ile sağlanır (Tchanche ve ark., 2011). Kranz (2007)' a göre de jeotermal enerji kaynaklı ORÇ'de sondaj maliyetleri toplam yatırım maliyetinin %70 lik bir kısmını oluşturmaktadır.

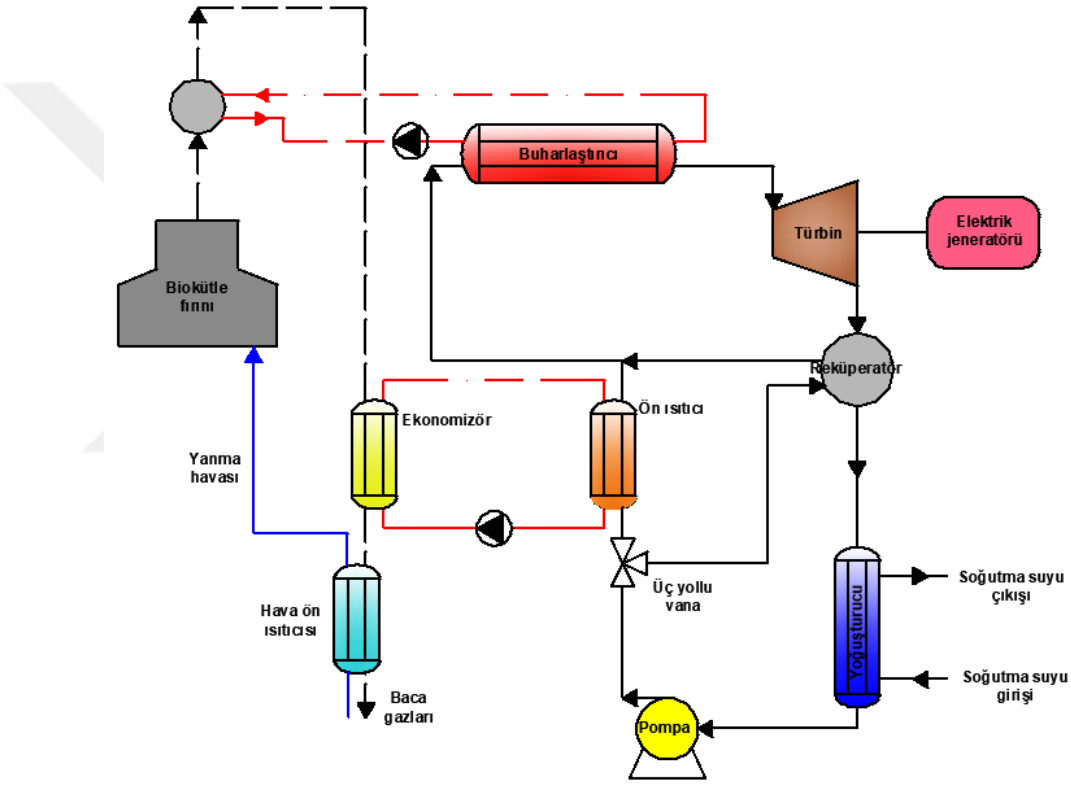


Şekil 2.14. Jeotermal enerji kaynaklı ORÇ sisteminin çalışma diyagramı

2.7.2. Biokütle Kaynaklı ORÇ

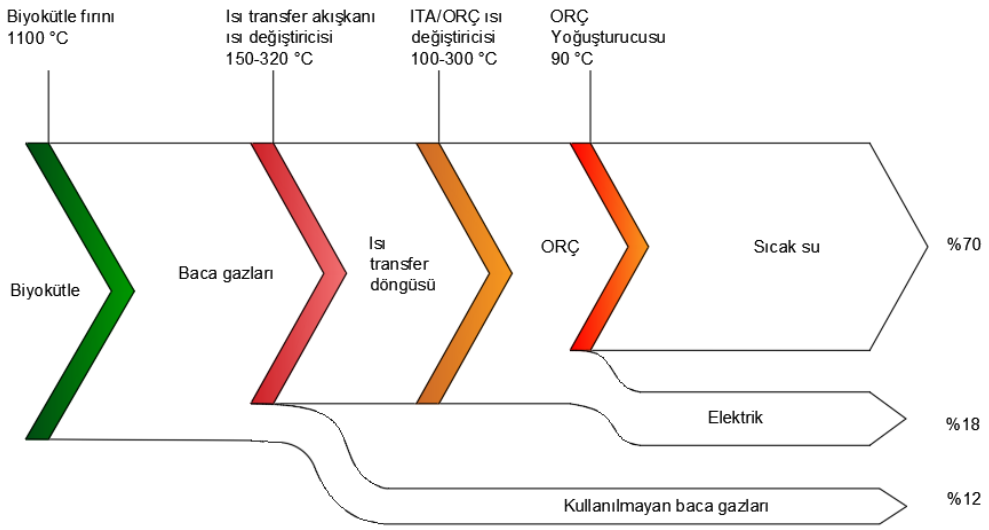
Bitkilerin ve canlı organizmaların kökeni olarak ortaya çıkan biokütle, tarımsal ve endüstriyel proseslerden temin edilmektedir. Petrol, kömür, doğal gaz gibi tükenmekte olan enerji kaynaklarının kısıtlı olması, ayrıca bunların çevre kirliliği oluşturması nedeni ile biokütle kullanımı enerji sorununun çözümünde önemli bir role sahiptir. Biokütleden elektrik üretimi için biokütle yakılır ve yanma sonucu elde edilen ısı ORÇ'te kullanılmaktadır. Burada önemli nokta biokütlenin yanmasında çevresel etkileri minimuma indirmektir. Küçük dağıtılmış ünitelerde elektrik üretim maliyeti rekabetçi değildir. Bu nedenle, yatırımın karlılığını sağlamak için birleşik ısı ve güç üretimi gerçekleştirilmelidir. Üretilen ısının bir ürün olarak kullanımının mümkün hale getirilmesi, biokütle kaynaklı ORÇ için önemli bir kazançtır. Isının uzak mesafelere ulaştırılması nispeten zor olmasından dolayı bu santrallerde çoğu zaman 1-2 MW elektrik gücüne karşılık 6-10 MW ısıl güç ile sınırlandırılmaktadır. Bu güç değerlerinde geleneksel buhar çevrimleri etkili değildir (Qiu ve ark., 2012; Quoilin ve ark., 2013).

Şekil 2.15'te bir kojenerasyon sisteminin diyagramı verilmiştir. Yanma sonucu elde edilen ısı, ısı değiştiricideki ısı transfer akışkanına iletilmektedir. Bu ısı değiştiricisinde de ısı transfer akışkanı, sıcaklığı 150 ºC ile 320 ºC arasında değişen termal yağdır. Isı transfer akışkanı ORÇ döngüsünde iş akışkanını buharlaştırmak için kullanılmaktadır. Burada sıcaklık 300 ºC den oldukça azdır. Buharlaşmış iş akışkanı türbinde genişler ve reküperatörde akışkanın bir miktar ön ısıtma işlemi gerçekleştirilir ve son olarak yaklaşık 90 ºC sıcaklığında yoğuşturucuda yoğuşma işlemi gerçekleşir. Yoğuşturucu ise sıcak su üretmek için kullanılmaktadır (Al-Sulaiman ve ark., 2012; Quoilin ve ark., 2013).



Şekil 2.15. Biokütle kaynaklı kojenerasyon ORÇ sisteminin çalışma diyagramı

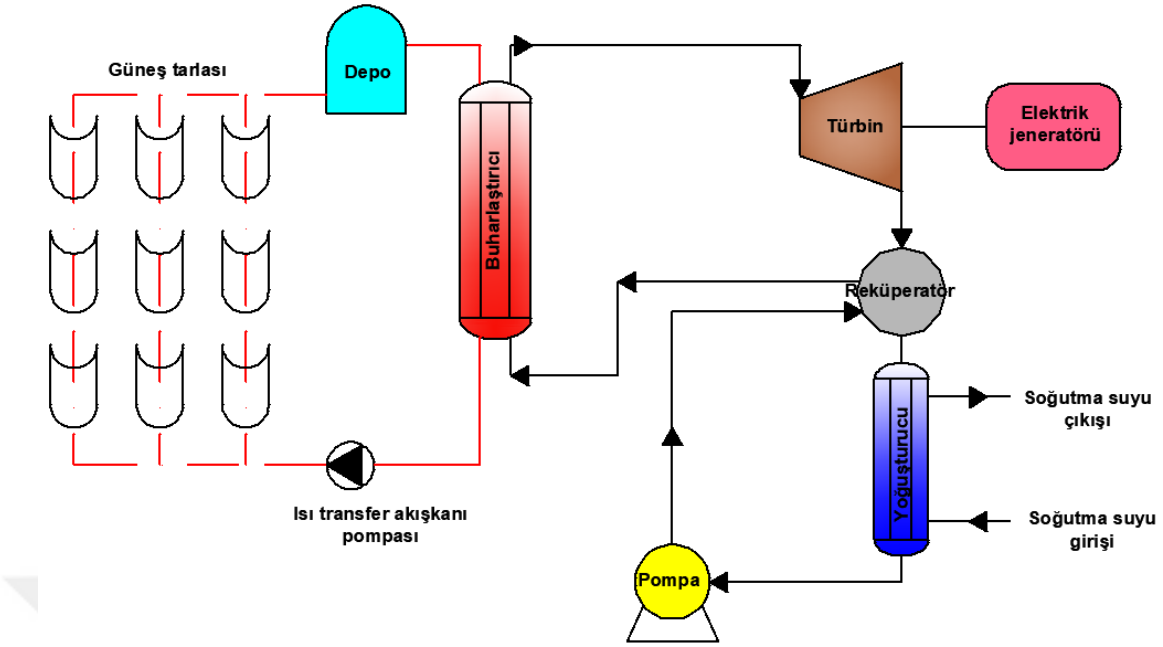
Şekil 2.16'da verildiği gibi biokütleli birleşik ısı güç sisteminde elektrik üretim verimi %18 olmasına rağmen sistemin genel verimi %88'dir. Atık ısının bir kısmı ise kayıp ısı olarak atmosfere bırakılmıştır (Quoilin ve ark., 2013).



Şekil 2.16. Kojenerasyonlu bir ORÇ'de sıcaklık dönüşümlerinin bir fonksiyonu olarak enerji akışı

2.7.3. Güneş Enerjisi Kaynaklı ORÇ

Güneş enerjisi, güneşin çekirdeğinde yer alan füzyon süreci ile (hidrojen gazının helyuma dönüşmesi) açığa çıkan ışıma enerjisidir. Dünya atmosferinin dışında güneş enerjisinin şiddeti, yaklaşık olarak 1370 W/m² değerindedir, ancak yeryüzüne ulaşan miktarı atmosferden dolayı 0-1100 W/m^2 değerleri arasında değişim gösterir. Güneş ışınlarının kolektörler üzerine yansımasıyla yüksek sıcaklıktaki bir akışkana ısı transfer edilir. Bu ısı, güç çevriminde kullanılarak elektrik üretimi gerçekleştirilir. Güneş enerjisi teknolojileri yöntem, malzeme ve teknolojik düzey açısından çok çeşitlilik göstermekle birlikte iki ana gruba ayrılabilir: Isıl Güneş Teknolojileri ve Odaklanmış Güneş Enerjisi (CSP) ve güneş hücreleridir. CSP, güneş enerjisinden ısı elde edilen bu sistemlerde, ısı doğrudan kullanılabileceği gibi elektrik üretiminde de kullanılabilir. Güneş hücreleri ise fotovoltaik güneş elektriği sistemleri de denilen yarıiletken malzemeler güneş ışığını doğrudan elektriğe çevirirler (Hajabdollahi ve ark., 2015).



Şekil 2.17. Güneş enerjisi kaynaklı ORÇ sisteminin çalışma diyagramı

Güneş ışınlarının yoğunlaştırılarak toplanması için üç teknoloji mevcuttur: parabolik çanaklar, güneş kuleleri ve parabolik oluklardır. Parabolik çanaklar ve güneş kuleleri noktasal yoğunlaştırıcı teknolojilerdir ve bunlar daha yüksek yoğunlaştırma faktörüne ve daha yüksek sıcaklıklara sahiptirler. Bu teknolojiler için en uygun çevrimler Stirling çevrimi, buhar çevrimi ve güneş kuleleri için kombine çevrimlerdir (Quoilin ve ark., 2013).

2.7.4. Atık Isının Geri Kazanımlı ORÇ

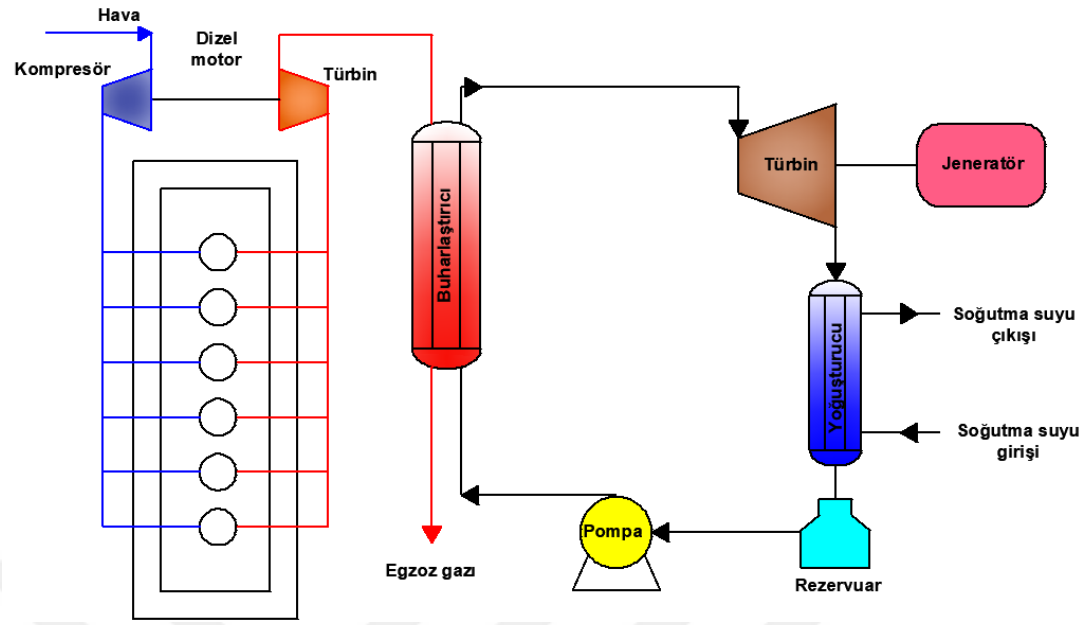
ORÇ, düşük sıcaklıklarda (≤ 350 ^{o}C) ve düşük ısı içerikli atık ısının geri kazanımı uygulamalarında en uygun seçenektir (Lecompte ve ark., 2015; Vivian ve ark., 2015). Atık ısının geri kazanımında iki seçenek bulunmaktadır: Mekanik ekipmanlar ve endüstriyel prosesler sonucunda atılan ısının geri kazanımı ve içten yanmalı motorlardan atılan ısının geri kazanımıdır. Genel olarak endüstriden kaynaklanan atık ısı çelik, cam, demir dışı metaller ve seramiklerin üretim sürecinde oluşup 300-400 ^{o}C sıcaklık seviyelerinde olmaktadır. 150 ^{o}C civarında sıcaklıklara sahip atık ısı kaynağı ise gıda, rafineri ve inşaat endüstrilerinde karşımıza çıkmaktadır (Zhai ve ark., 2016).

Büyük ölçekli santrallerde atık ısı haddinden fazla olduğu için çoğunlukla sistemin girişine tekrar entegre edilemez ve bu nedenle atmosfere bırakılır. Bu durum, hem atık

gazlar ile sağlık ve çevresel problemlere neden olmakta hem de suda yaşayan canlıların dengelerini bozarak biyolojik çeşitliliğin azalmasına sebebiyet vermektedir. Sanayide gerçekleşen bu atık ısının geri dönüştürülerek kullanılması elbette ki bu iki kirliliğin etkilerini hafifletmektedir. Bu atık ısının şebekeye geri kazandırılması ile daha fazla elektrik üretimi gerçekleşecektir. Çoğu sistemde, atık ısı ara ısı transfer döngüsünde geri kazanılır ve organik Rankine çevriminde iş akışkanının buharlaştırıcıda buharlaştırılması için kullanılmaktadır.

Endüstride çeşitli prosesler esnasında oluşan atık ısının ORÇ'de kullanıldığı gibi bir motorun egzoz atık ısısı da ORÇ'nin ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır (He ve ark., 2011). Bir içten yanmalı motor yakıtın içindeki kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürmektedir. Genel olarak kıvılcım ateşlemeli motorlarda termal verim %15 ile %32 arasında değişmektedir ve radyatörden (80-100 ^{o}C) 1,7-45 kW'lık ısı ve egzoz gazlarıyla da (400-900 ^{o}C) 4,6-120 kW'lık ısı serbest bırakılmaktadır (El Chommas ve ark., 2005). Bu atık ısının geri kazanımında hem ORÇ hem de buharlı Rankine çevrimi diğer teknolojilere göre daha verim olmaktadır. Uygulanacak sistemde türbin çıkışı mekanik ya da elektriksel olabilmektedir. Mekanik sistemde türbin şaftı direk olarak bir kavrama ile motor tahrik kayışına bağlanır ve bu şekilde güç kayıpları minimuma inmektedir. Elektrikli üretimde ise türbin bir alternatör ile bağlanarak bataryalar doldurulmaktadır (Quoilin ve ark., 2013). Zhao ve ark. (2017) tarafından geliştirilen birleşik sistemin şematik gösterimi Şekil 2.18'de verilmiştir. Geliştirilen sistemde, altı silindirli bir dizel motorun yakıt verimliliğini arttırmak için bir ORÇ sistemi ile entegre edilerek atık ısı geri kazandırılmaktadır.

Uygulama türünün yanı sıra, ORÇ sistemleri ayrıca güç kapasitesi, ısı kaynağı sıcaklığı ve konfigürasyonu gibi teknik parametrelere göre de sınıflandırılmaktadır. Genel olarak sıcaklık bölgelerinin ve ölçeklerinin geçiş sınırları keskin bir şekilde belirli değildir. Ancak, Park ve ark. (2018) tarafından yapılan çalışmada genel olarak kabul edilebilir sınırlar önerilmiştir (Çizelge 2.2).



Şekil 2.18. Motor atık ısısı beslemeli organik Rankine çevrimi sisteminin çalışma diyagramı

Çizelge 2.2. Isı kaynağı sıcaklığına göre ORÇ sistemlerinin sınıflandırılması

Çevrimdeki maksimum sıcaklık (°C)		**Güç kapasitesi**		**Konfigürasyon**	
Düşük	< 150	Mikro	< 3 kW	Doymuş	Basit, rejeneratörlü
Orta	150-200	Mini	3-50 kW	Kızgın	Basit, rejeneratörlü
Yüksek	> 250	Küçük	50-500 kW	Süperkritik	Basit, rejeneratörlü
		Orta	0.5-5 MW	Kızgın	Zeotropik
		Büyük	> 5 MW		

Tchanche ve ark. (2014) tarafından yayınlanan çalışmada da ORÇ üretimi yapan firmaların sıcaklık seviyesine göre ısı kaynağı tercihinden bahsedilmiştir. Buna göre, düşük sıcaklık uygulamaları için ısı kaynağı olarak jeotermal ve atık ısının kullanımının, orta derecedeki sıcaklıktaki uygulamalar için biokütle ve yüksek derecedeki ısı kaynağı için gaz ve dizel motorları ve atık ısı kullanılması önerilmiştir.

Çizelge 2.3'te Türkiye'de kurulu ve faaliyette bulunan ORÇ tesislerinin bilgileri verilmektedir. Çizelgeden de görüldüğü gibi ülkemizde jeotermal kaynaklı ORÇ sistemleri daha çok uygulama alanına sahiptir (Exergy, 2021; Ormat, 2021; Turboden, 2021).

Çizelge 2.3. Türkiye ORÇ tesislerinin uygulama alanları ve üretim gücü

ORÇ Tesisi	**Yer**	**Uygulama alanı**	**Üretim Gücü**
Afjet (Afyon Jeotermal)	Afyonkarahisar	Jeotermal	3 MWe
AGT Ağaç Sanayi ve Ticaret A.Ş.	Antalya	Biokütle	5,5 MWe
Beypi Beypazarı Tar. Üretim Paz. San. Ve Tic. A.Ş.	Bolu	Çöpten enerji	2,3 MWe
Bolu Güç Birliği Enerji Yatırım A.Ş.	Bolu	Çöpten enerji	2,3 MWe
Çimko Narlı Cement	Kahramanmaraş	Atık ısı geri kazanım	7 MWe
Düzce Cam	Düzce	Atık ısı geri kazanım	6,2 MWe
Güres Tav. Üretim Paz. Tic. A.Ş.	Manisa	Çöpten enerji kojenerasyon	2,3 MWe-9,2 MWth
ITC-KA Enerji Üretim Sanayi ve Ticaret A.Ş.	Ankara	Çöpten enerji	2*5,3 MWe
Kastamonu Entegre	Kocaeli	Biokütle kojenerasyon	1 MWe-4 MWth
Nature Enerji A.Ş.	Afyonkarahisar	Biokütle	12,8 MWe
Ortadoğu Enerji	İstanbul	Çöpten enerji	2,3 MWe
Ortadoğu Enerji	İstanbul	Çöpten enerji	2*2,3 MWe
Sönmez Çimento	Hatay	Atık ısı geri kazanım	7,3 MWe
Starwood Orman Ürünleri Sanayi A.Ş. / Mendez Enerji	Bursa	Biokütle kojenerasyon	5,5 MWe-22 MWth
Undisclosed (EVRA)	Trabzon	Çöpten enerji	12,8 MWe
Kızıldere Sarayköy	Denizli	Jeotermal	7 MW
Kızıldere 3-1, 2	Denizli	Jeotermal	22 MW-16 MW
Dora 1	Aydın	Jeotermal	8 MW
Dora 2	Aydın	Jeotermal	11 MW
Dora 3-1, 2	Aydın	Jeotermal	20 MW-21 MW
Dora 4	Aydın	Jeotermal	21 MW
Tuzla	Çanakkale	Jeotermal	8 MW
Gümüşköy 1, 2	Aydın	Jeotermal	9 MW
Ala 1	Manisa	Jeotermal	11 MW
Ala 2	Manisa	Jeotermal	34 MW
Caferbey Salihli 1	Manisa	Jeotermal	16 MW
Caferbey Salihli 2	Manisa	Jeotermal	25 MW
Caferbey Salihli 3	Manisa	Jeotermal	30 MW
Akkeçili mis 1	Manisa	Jeotermal	15 MW
Türkerler Alaşehir 1	Manisa	Jeotermal	24 MW

Çizelge 2.3. Türkiye ORÇ tesislerinin uygulama alanları ve üretim gücü (devam)

Türkerler Alaşehir 2	Manisa	Jeotermal	24 MW
Türkerler Alaşehir 3	Manisa	Jeotermal	27 MW
Baklacı	Manisa	Jeotermal	20 MW
İrem	Aydın	Jeotermal	20 MW
Deniz	Aydın	Jeotermal	22 MW
Ken Kipaş	Aydın	Jeotermal	22 MW
Kerem	Aydın	Jeotermal	22 MW
Sinem	Aydın	Jeotermal	22 MW
Sultanhisar 2	Aydın	Jeotermal	23 MW
İncirliova 1	Aydın	Jeotermal	27 MW
Pamukören 6	Aydın	Jeotermal	32 MW
Melih	Aydın	Jeotermal	32 MW
Efe 2	Aydın	Jeotermal	26 MW
Efe 3	Aydın	Jeotermal	26 MW
Efe 4	Aydın	Jeotermal	26 MW
Efe 6	Aydın	Jeotermal	27 MW
Efe 7	Aydın	Jeotermal	27 MW
Efe 8-1, 2	Aydın	Jeotermal	60 MW
Sarayköy 1, 2, 3, 4, 5	Denizli	Jeotermal	76 MWe
Çelikler	Aydın	Jeotermal	90 MW
Denizli Tosunlar	Denizli	Jeotermal	4 MW
Şişecam	Mersin	Atık ısı	5,5 MWe
Şişecam Yenişehir	Bursa	Atık ısı	3,2 MWe
Kemaliye Alaşehir 1, 2	Manisa	Jeotermal	12 MWe
Kubilay 1, 2	Aydın	Jeotermal	48 MWe
Ken Kipaş 1, 2	Aydın	Jeotermal	50 MWe
Sultanhisar 1, 2	Aydın	Jeotermal	14 MWe
Kiper	Aydın	Jeotermal	12 MWe
Kuyucak	Aydın	Jeotermal	18 MWe
Pamukören 1, 2	Aydın	Jeotermal	22,5 MWe
Pamukören 3, 4	Aydın	Jeotermal	22,5 MWe

2.8. Organik Rankine Çevrimi ile İlgili Literatürde Yapılmış Çalışmalar

Endüstride herhangi bir proses esnasında oluşan atık ısı veya dizel motor, gaz türbini kaynaklı atık ısının sıcak kaynak olarak kullanıldığı ORÇ sistemleri ile enerji üretimi ile ilgili literatürde bazı çalışmalar yapılmıştır. Shah ve ark. (2020) atık ısı kaynaklı basit ve rejeneratif ORÇ'nin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Farklı iş akışkanları ve farklı buharlaşma sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Seçilen akışkanlar R113, R123, R236ea, R245fa ve R141b'dir. Analiz sonucunda, rejeneratif ORÇ daha iyi performans sergilemiştir. Çevrim için en uygun akışkan ise R113 olmuştur.

Mohammadi ve ark. (2020) yapmış oldukları çalışmalarında yeni bir üçlü güç çevrimi tasarlayarak termoekonomik analizini ve optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Bir gaz türbini çevriminden gelen atık ısı ile süper kritik karbondioksit yeniden sıkıştırma döngüsü ve reküperatif ORÇ çalıştırılmıştır. Seviyelendirilmiş elektrik maliyetini minimuma indirmek ve optimum tasarım koşullarını belirlemek için parçacık sürü optimizasyonu algoritması kullanılmıştır.

Rashwan ve ark. (2019) tarafından yayınlanan çalışmada basit ORÇ, reküperatörlü ORÇ ve kademeli kapalı döngü ile entegre ORÇ olmak üzere üç farklı tasarım için termodinamik analiz yapılarak, çevrimlerin karşılaştırılması yapılmıştır. Isı kaynağı olarak atık ısı ve iş akışkanı olarak propan kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalara göre, kademeli sistem diğer tasarımlara göre daha iyi performans değerlerini vermiştir.

Abam ve ark. (2018) termo-sürdürülebilirlik göstergelerini kullanarak farklı ORÇ konfigürasyonlarının karşılaştırmalı performans analizini yapmışlardır. Kullanılan iş akışkanları R245fa, R1234yf ve R1234ze'dir. Tasarlanan konfigürasyonlar, basit ORÇ, iç ısı değiştiricili ORÇ, türbin beslemeli ORÇ ve türbin beslemeli/rejenerasyonlu ORÇ'dir. Sürdürülebilirlik göstergeleri genel ekserji verimi, ekserji atık oranı, çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik indeksidir. Çalışma sonunda hem maksimum ekserji verimi açısından hem de çevresel açıdan en iyi konfigürasyonun R245fa akışkanının kullanıldığı türbin beslemeli/rejenerasyonlu ORÇ olduğu belirtilmiştir.

Braimakis ve Karellas (2018) yayınladıkları çalışmalarında üç farklı rejeneratif ORÇ konfigürasyonunun optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. İlk tasarım türbinden çıkan akışkan ile pompadan çıkan akışkanın karıştırıldığı açık bir ön ısıtıcı içerirken diğer konfigürasyonlar ise kapalı birer ön ısıtıcı içermektedir. Sistemler, farklı iş akışkanları için optimize edilmiş ve verimleri reküperatörlü ve reküperatörlü olmayan standart ORÇ ile karşılaştırılmıştır. Reküperatif standart ORÇ'nin reküperatif olmayan rejeneratif döngülerden daha yüksek verime sahip olduğu tespit edilmiştir. Bunun yanı sıra, reküperatif ve rejeneratif çevrimler de reküperatif standart ORÇ'ye göre daha iyi verime sahip olmuştur.

Chintala ve ark. (2018) sıkıştırma ateşlemeli motorlardan atık ısının geri kazanılarak ek güç üretmek için ORÇ'nin kullanımı ile ilgili inceleme yapmıştır. Araştırma, sıkıştırmalı motorlarda oluşan egzoz gazından, su ceketlerinden ve giriş havası hacminden atık ısı geri kazanımını içermektedir. Çalışmada, ORÇ iş akışkanın seçimi ve sistem ekipmanlarının seçimi araştırılmıştır. Motor-ORÇ'nin yaklaşık %10-25 ısıl verim aralığında çalışabileceği elde edilmiştir. Ayrıca, R245fa akışkanının motor-ORÇ uygulaması için performans, kullanılabilirlik, ekonomik ve çevresel yönlerden daha uygun iş akışkanı olduğu tespit edilmiştir.

Ozdemir ve Kilic (2018) atık ısı kaynaklı basit ve rejeneratif ORÇ sistemlerinin karşılaştırmalı enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Seçilen akışkanlar R113, R114, R227ea, R245fa ve R600a'dır. Elde edilen sonuçlarda, rejeneratif çevrimin basit çevrime göre daha iyi performans sergilediği tespit edilmiştir. Her iki çevrimde maksimum termal verim R113 akışkanının kullanılması ile elde edilmiştir. Ayrıca çalışma kapsamında parametrik analiz yapılarak artan türbin giriş basıncına bağlı olarak sistem performans parametrelerinin değişimi incelenmiştir. Artan türbin giriş basıncı sistemin termal ve ekserji verimini pozitif yönde etkilemiştir. Çalışmada, iş akışkanının kaynama noktası sıcaklığının ORÇ sisteminin verimliliği üzerindeki etkileri de incelenmiştir.

Ozdemir Kucuk ve Kilic (2018) tarafından rejeneratörlü ve reküperatörlü ORÇ sisteminin R245fa, R600, R114 ve R600a akışkanları kullanılarak enerji ve ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, buharlaşma sıcaklığının ve alçak basınç türbininin giriş basıncının performans parametreleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Çalışmada termodinamik iyilik derecesi (TİD) tanımlaması yapılmış ve en yüksek sonuçlar R114 akışkanının kullanılmasıyla elde edilmiştir. Artan buharlaşma sıcaklığı sistemin TİD değerinde artışa neden olurken, artan alçak basınç türbini giriş basıncı TİD'in önce artmasına daha sonra azalmasına neden olmuştur.

Wang ve ark. (2018) 1000 MW'lık bir enerji santralinde oluşan atık suyun ısısını kullanan bir ORÇ çevriminin analizini gerçekleştirmişlerdir. Atık ısı kullanıldığı için çevrimin nihai amacı net güç çıktısı olarak alınmıştır. Seçilen akışkanlar R134a, R123, R600a ve R245'tir. Değişken parametre olarak iş akışkanının kütlesel debisi, buharlaşma sıcaklığı,

ısı kaynağı sıcaklığı ve atık akışkan kütlesel debisi alınarak net güç çıkışındaki değişim incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarda, tüm parametrelerin ayrı ayrı artışı ile çevrimden elde edilen net güç çıkışı artış göstermiştir. Maksimum değerler ise R134a ve R123 akışkanı ile elde edilmiştir.

Tozlu ve ark. (2018) Gaziantep Katı Atıktan Enerji Üretim Tesisi'nin gerçek atık ısı değerlerini kullanarak ORÇ entegre edilmiş süperkritik CO_2 kullanılan gaz türbini çevriminin termodinamik ve termoekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Ekonomik analiz için özgül ekserji maliyetlendime (SPECO) yöntemi kullanılmıştır. ORÇ'de iş akışkanı n-heksandır. Sistemin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %23,30 ve %61,60 olarak hesaplanmıştır. Sistemin amortisman süresi 4,09 yıl olarak elde edilmiştir.

Agromayor ve Nord (2017) 250 ^{o}C'deki atık havanın ısısını kullanan ORÇ sisteminin 27 farklı akışkan için termodinamik optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. En uygun akışkanı bulmak için amaç fonksiyonu olarak sistemin ikinci kanun verimi alınmıştır. Reküperatörlü çevrimin ikinci kanun veriminin basit çevrime göre daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca, reküperatörlü çevrimin ikinci kanun verimi akışkan seçiminden nispeten bağımsızken basit çevrimin ikinci kanun veriminin akışkan seçiminden çok güçlü etkilendiği tespit edilmiştir.

Chen ve ark. (2017) hidrolik geciktirici (retarder) atık ısı kaynağı tarafından ısı sağlanan bir ORÇ sistemini incelemişlerdir. Çalışmalarında, sistemin termodinamik özelliklerini ve gerekli buharlaştırıcı boyutlarını dikkate alarak seçilen altı farklı kuru ve izentropik akışkandan en uygun iş akışkanını belirlemişlerdir. Yapılan analiz sonuçlarına göre, ısıl verim ve buharlaştırıcı için gerekli ısı transfer alanı incelemesinde atık ısı kaynaklı ORÇ için optimal akışkanın R245ca olduğu tespit edilmiştir.

Özdemir ve Kılıç (2017) tarafından atık ısı kaynaklı basit ORÇ sisteminin birinci ve ikinci kanun analizi gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma kapsamında R600a, R600, R245fa, R123 ve R113 akışkanları iş akışkanı olarak seçilmiştir. Artan buharlaşma sıcaklığının ve sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığının sistem performans parametreleri üzerine etkileri araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlarda, en iyi performans değerleri R600a soğutkanının kullanılmasıyla sağlanmıştır.

Zhang ve ark. (2016) tarafından yapılan çalışmada, buhar Rankine çevrimi, organik Rankine çevrimi ve buharlı- organik Rankine çevriminin entegre hale getirildiği birleşik çevriminin, 150-350 ^{o}C aralığındaki nispeten düşük-orta dereceli atık ısıdan faydalanılarak üç güç sistemi için karşılaştırmalı termodinamik analiz gerçekleştirilmiştir. Elde edilen analiz sonuçlarına göre, 150-210 ^{o}C sıcaklığındaki ısı kaynağı koşullarında maksimum termal verim, ekserji verimi ve güç üretimi ORÇ sistemi için hesaplanmıştır. 210-350 ^{o}C aralığındaki sıcaklığa sahip ısı kaynağı koşullarında ise entegre sistem diğer sistemlere göre çok daha yüksek termal verim, ekserji verimi ve güç üretim değerlerine sahip olmuştur.

Ataei ve ark. (2015) R113, RC318, izo-pentan ve n-heksan kuru organik akışkanlarını kullanarak, farklı çevrim uygulamalarının analizini gerçekleştirmişlerdir. ORÇ konfigürasyonları; temel ORÇ, iç ısı değiştiricili ORÇ, rejeneratif ORÇ ve iç ısı değiştiricili rejeneratif ORÇ'dir. Çeşitli ortam sıcaklıkları için EES kullanılarak simüle edilmiştir. Ayrıca çevresel performans değerlendirmesi yapılmıştır. Sonuç olarak; iç ısı değiştiricili rejeneratif ORÇ termal verimi %21,7 ve ikinci kanun verimi %64,2 ile en iyi performans değerlerine sahip olmuştur. Çevrim için en verimli iş akışkanı n-heksan olarak tespit edilmiştir. Ayrıca, ortam sıcaklığında gerçekleşen azalma hem termal verim hem de ikinci kanun veriminde artışa neden olmuştur.

Safarian ve Aramoun (2015) tarafından basit ORÇ, türbin beslemeli ORÇ, rejeneratif ORÇ ve hem türbin beslemeli hem de rejeneratif ORÇ olmak üzere dört farklı konfigürasyonun enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Analiz sonuçlarında, dört çevrim arasında hem türbin beslemeli hem de rejeneratif ORÇ sistemi ile maksimum termal ve ekserji verimi, minimum ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Ayrıca, sistemde artan buharlaştırıcı basıncı ile sistemin termal ve ekserji verimi artarken toplam ekserji yıkım oranı azalmıştır.

Ganjehkaviri ve Jaafar (2014) yayınladığı çalışmalarında dizel motor ve ORÇ'ye dayanan birleşik ısı ve güç sisteminin kapsamlı termodinamik çalışmasını yapmışlardır. Analizde dokuz organik akışkan seçilerek çok amaçlı parametrik optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon için iki amaç fonksiyonu belirlenmiştir; sistemin ekserji verimi ve toplam maliyet oranı. Analiz için EES ile Matlab programları kullanılmıştır. Hesaplamalar

sonucunda R123 akışkanının diğer akışkanlara göre daha iyi performansa sahip olduğu elde edilmiştir. Atık ısı geri kazanımı için dizel motor sisteminin ekserji verimini %45 artıracağı tespit edilmiştir.

Imran ve ark. (2014) atık ısı kaynaklı basit ORÇ, tek kademeli rejeneratif ORÇ ve çift kademeli rejeneratif ORÇ olmak üzere üç farklı ORÇ konfigürasyonunun termoekonomik optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Analizde R245fa, R123, R11, R141b ve R134a iş akışkanı olarak değerlendirilmiştir. Maksimum termal verim ve minimum özgül yatırım maliyeti (specific investment cost, SIC) amaç fonksiyonu olarak alınmış ve Genetik Algoritma ile optimize edilmiştir. Elde edilen sonuçlarda, R245fa'nın en iyi performans sergilediği ve basit ORÇ sisteminin rejeneratif ORÇ'ye kıyasla daha düşük SIC ve termal verime sahip olduğu tespit edilmiştir. Basit ORÇ sistemine göre tek kademeli rejeneratif ORÇ sistemi ile termal verimde %1,01'lik bir artış sağlanırken ek ilave maliyet 187 $/kW olmuştur. Çift kademeli rejeneratif ORÇ ile ise %1,45 termal verimde artış olurken ek ilave maliyet 297 $/kW olarak hesaplanmıştır.

Kaşka (2014) çelik endüstrisinde gerçekleşen endüstriyel atık ısıyı kullanan ORÇ'nin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Çalışmada mevcut olan bir ORÇ santralinin verileri kullanılarak çevrimin performansı ve ekserji yıkımı değerlendirilmiştir. Ayrıca, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basıncı, aşırı ısıtma ve aşırı soğutmaya bağlı olarak sistemin enerji ve ekserji verimindeki değişiklikler tespit edilmiştir. Çevrimde iş akışkanı olarak R245fa kullanılmıştır ve akışkanın buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar olduğu kabul edilmiştir. Analizde iki farklı gerçek durumun verileri alındığında, birinci durumda enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %10,2 ve %48,5; ikinci durumda ise enerji verimi %8,8, ekserji verimi de %42,2 olarak hesaplanmıştır. Çevrim bileşenleri için ekserji yıkımı değerlerinin maksimumdan minimuma sıralaması buharlaştırıcı, türbin, yoğuşturucu ve pompadır.

Li ve ark. (2014) endüstriyel kazanlardan salınan düşük sıcaklıktaki baca gazının ısısından faydalanmak üzere ORÇ'nin parametrik optimizasyonunu ve ekonomik değerlendirmesini yapmışlardır. Sistemin buharlaştırıcısı ve yoğuşturucusu için pinch-point sıcaklık farkı analizi yaparak farklı buharlaşma sıcaklıklarının sistem performansına etkisini elektrik üretim maliyeti ile incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlarda, iş

akışkanlarının kritik sıcaklığı ile sistemin ekonomik performansı arasında olası bir ilişki olduğu tespit edilmiştir. Kritik sıcaklığı 180 ^{o}C ile 210 ^{o}C aralığında olan R123, n-pentan, R11 ve R141b akışkanlarının, atık ısısının geri kazanımında tercih edilmeleri önerilmiştir.

Meinel ve ark. (2014b) çalışmalarında basit, reküperatörlü ORÇ sistemlerinin performanslarını dikkate alarak, iki aşamalı ORÇ konfigürasyonu geliştirmiş ve termodinamik analizini yapmışlardır. Isı kaynağı, bir biokütle yakma tesisinden biogaz ile ateşlenen içten yanmalı bir motordan çıkan egzoz gazıdır. Etanol (ıslak), R245fa, R236ea (izentropik) ve n-pentan (kuru) akışkanları iş akışkanı olarak değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlarda, en yüksek verim etanol ile sağlanmıştır. Kuru akışkanlar için reküperatörlü ORÇ tasarımı ile daha iyi performans elde edilirken ıslak ve izentropik tip akışkanlar için iki aşamalı ORÇ sistemi daha iyi sonuçlar vermiştir.

Auld ve ark. (2013) tarafından yapılan çalışmada herhangi bir ısı kaynağı ve kuyusu için çok çeşitli çalışma koşullarında ve farklı organik akışkanlar için simüle edilebilen bir ORÇ modeli geliştirilmiştir. Simülasyon modelinde kullanılan ısı kaynakları büyük dizel içten yanmalı motorların egzoz ısısı, petrol ve gaz üretiminin ürünü olan jeotermal tuzlar ve endüstriyel prosesler esnasında oluşan atık buhardır. Analizde, çevrimde atık ısıdan yararlanılarak faydalı iş üretildiği için çevrimin termal verimini optimize etmek yerine, elde edilecek maksimum güç çıktısının optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Simülasyonda seçilen akışkanlar ise R245fa, n-pentan, n-oktan, tolüen, sikloheksan ve R134a'dır. Araştırma sonuçlarına göre; sabit bir ORÇ iş akışkanı ve kütlesel debisi için, akışkan seçimi, ORÇ'nin atık ısıyı geri kazanma potansiyeli üzerinde güçlü bir etkiye sahip olmamıştır. Ancak, ORÇ iş akışkanı seçimi, maksimum güç çıkışının elde edildiği türbin giriş basıncını etkilemektedir. Analizde, maksimum güç çıktısı, çevrime ısı girişi (artan türbin giriş basıncı ile azalır) ve termal verim (artan türbin giriş basıncı ile artar) arasında en iyi dengenin olduğu koşullar altında elde edilmiştir.

Etemoglu (2013) atık ısı kaynaklı proses ısıtıcılı bir ORÇ konfigürasyonu için enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Çevrimde dolaşan iş akışkanları R600, R123 ve izopentan olarak seçilmiştir. Analiz sonucunda, seçilen üç akışkan arasında izopentanın en uygun akışkan olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, artan türbin giriş basıncı ile sistemin toplam ekserji yıkımı azalırken türbin güç çıkışı ve ekonomik karlılığı artmıştır.

Pulyaev ve ark. (2013) Bilkent Üniversitesi kampüsünde bulunan kombine çevrim santralinde doğalgazın basınçlandırılıp türbine gönderilmesi sürecinde ortaya çıkan atık ısıdan elektrik üretimini sağlayan ORÇ sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Çalışmada, R245fa akışkanı kullanılarak subkritik çevrim ve R236fa akışkanı kullanılarak süperkritik çevrim simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Modellemede ısı taşıyan akışkan olarak saf metan kullanılmıştır. ORÇ'nin ısı girdisi değeri, metanın soğuması esnasında ortaya çıkan 1010 kW'lık ısıdır. Soğutma prosesinde yükü azaltmak için yoğuşturucu öncesinde akışkan reküperatör ile kızgın buhar fazından doymuş buhar fazına dönüştürülmektedir. Analiz sonucunda, süperkritik çevrimin subkritik çevrime göre %39 daha fazla güç üretilebileceği saptanmıştır.

Bir içten yanmalı motorun soğutma devresinden elde edilen atık ısı da bir bina ısıtma işleminde kullanılmaktadır. Lecompte ve ark. (2012) da bina ısıtma işleminden sonra atık ısı ile beslenen bir ORÇ'nin uygulanabilirliğini araştırmış ve sistemin bir yıl boyunca Brüksel için değişken dış şartlara bağlı olarak termodinamik ve termoekonomik değerlendirmesini yapmışlardır. Sistemde buharlaştırıcıya atık suyun giriş sıcaklığı 90 ^{o}C olarak alınarak, çevrimde R245fa soğutkanı kullanılmıştır. Sistemin sabit değerler kabul edilerek yapılan analizinde, sistemdeki kütlesel debi arttırıldığında verimi de artmıştır. Ancak, aynı zamanda pompa ve fan güçleri de artış göstermiştir.

Mago ve Luck (2012) bir mikro türbinin egzoz atık ısısını kullanan bir ORÇ sisteminin R113, R123, R245fa ve R236fa akışanlarını kullanarak analizini gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlarda, boyutu 30-200 kW arasında değişen mikro türbinlerden alınan atık ısının bir ORÇ'de geri kazanılmasında birleşik sistemin elektrik ve ekserji verimini artırdığı bulunmuştur. Ayrıca çalışmada pinch-point sıcaklık farkı analizi yapılmış ve daha yüksek ORÇ buharlaştırıcı etkenliği değerleri, daha düşük pinch-point sıcaklık farkını ve dolayısıyla daha yüksek ekserji verimini sunmuştur. Tüm mikro türbin boyutları için en iyi performans değerleri R113 akışkanı için elde edilmiştir. En iyi performans için organik akışkanın kritik sıcaklığı, mikro türbinden gelen egzoz gazlarının sıcaklığına daha yakın olacak şekilde seçilmesi önerilmiştir.

Wang ve ark. (2012) düşük sıcaklıktaki atık ısıdan faydalanan ORÇ için seçilen 13 akışkan içinden uygun iş akışkanı seçimini ve parametrik optimizasyonunu

gerçekleştirmiştir. Bunun için benzetilmiş tavlama (simulated annealing) algoritmasını kullanarak çok amaçlı bir optimizasyon modeli oluşturmuşlardır. Tarama kriterleri, birim güç çıkışına ısı eşanjörü alanı ve ısı geri kazanım verimidir. İncelenen akışkanlardan R123, 100-180 ºC sıcaklıkları arasında en iyi seçenek iken sıcaklık 180 ºC'den yüksek olduğunda R141b akışkanı daha iyi sonuçlar vermiştir. Egzoz sıcaklığı 100-220 ºC arasında olduğunda, buharlaştırıcıdaki optimum pinch-point sıcaklık farkı yaklaşık 15 ºC olmuştur. Ayrıca, ısı kaynağının sıcaklığı azaldıkça sistemin ekonomiklik özelliğinin de hızla düştüğü tespit edilmiştir. Isı kaynağı sıcaklığı 100 ºC'nin altına düştüğünde ORÇ teknolojisinin ekonomik olmadığı elde edilmiştir.

Khaljani ve ark. (2011) rejeneratif olmayan ORÇ'nin farklı ısı kaynağı sıcaklıkları altında performans analizini yapmışlardır. Çalışmada iş akışkanı olarak R12, R123, R134a ve R717 kullanılarak sabit basınçta aşırı kızdırma yapılmıştır. Türbin çıkış sıcaklığındaki artışa bağlı olarak, sistemin ikinci kanun verimi, tersinmezliği, kullanılabilirlik oranı, iş çıkışı ve kütle akış oranının optimizasyonu yapılmıştır. R123 akışkanı minimum tersinmezlik ile maksimum verim ve iş çıkışını sağlamıştır.

Dai ve ark. (2009) tarafından yayınlanan çalışmada, atık ısıdan faydalanarak güç üretimi yapan ORÇ'nin on farklı akışkan (su, amonyak, bütan, izobütan, R11, R123, R141b, R236ea, R245ca ve R113) için parametrik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Çalışmada optimizasyon için genetik algoritma kullanılarak amaç fonksiyonu maksimum ekserji verimi şeklinde belirlenmiştir. Ayrıca analizde basit ORÇ ile iç ısı değiştiricili ORÇ'nin performans açısından karşılaştırması yapılmış ve aynı koşullarda ilave ısı değiştiricisi sistemin performansını iyileştirememiştir. Çalışma sonucunda, kuru ve izentropik tip akışkanlar için türbin giriş sıcaklığı, akışkanın kaynama noktasının üzerinde mümkün olduğunca düşük tutulması gerektiği ve hatta türbin girişinde doymuş buharlı ORÇ sisteminin, en büyük türbin gücünü sağladığı tespit edilmiştir. Maksimum ekserji verimliliği ise R236ea akışkanı ile elde edilmiştir.

Mago ve ark. (2008) düşük sıcaklıktaki atık ısıyı kullanarak güç üretimi yapan basit ve rejeneratif ORÇ sistemlerinin karşılaştırmasını yapmışlardır. Analiz için kuru akışkanlardan R113, R245ca, R123 ve izobütanı seçmişlerdir. Hesaplama sonuçlarına göre, basit ORÇ'ye kıyasla, rejeneratif ORÇ'nin daha yüksek birinci ve ikinci kanun

verimine, daha düşük tersinmezlik oranına ve aynı güç üretiminde daha düşük ısı girişi gerektirdiği tespit edilmiştir. İncelenen akışkanlar arasında en iyi termal verim ise R113 akışkanı ile elde edilmiştir. Ayrıca, türbin giriş sıcaklığının artmasıyla, termal verimin hemen hemen aynı kalmasından dolayı kuru akışkanları aşırı kızdırmaya ihtiyaç olmadığı elde edilmiştir. İkinci kanun analizine göre de aşırı ısıtılmış organik akışkanlar sistemin tersinmezlik oranını artırıp sistemin ikinci kanun verimini azaltmıştır.

Chen ve ark. (2006) düşük dereceli atık ısıdan faydalı iş üretmek için R123 akışkanını kullanan ORÇ ile CO_2'li transkritik güç çevrimini karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonuçlarına göre, kabul edilen çalışma koşullarında karbondioksit transkritik güç çevriminin ORÇ'den biraz daha yüksek bir güç çıkışına sahip olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca çalışma akışkanı olarak karbondioksit içeren güç çevriminin, çalışma ortamı olarak organik çalışma akışkanına sahip olan ORÇ'den daha kompakt ve daha çevre dostu olduğu elde edilmiştir.

Hung ve ark. (1997) düşük dereceli atık ısıdan faydalanan bir ORÇ'nin su, benzen, amonyak, R11, R12, R134a ve R113 için parametrik analizini gerçekleştirerek, elde edilen verim açısından akışkanları karşılaştırmışlardır. Suyun 370 ^{o}C'nin altında bulunan ısı kaynakları için verimli olmadığını belirtmişlerdir. Yapılan çalışmada, sistem termal veriminin değişimini türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı, yoğuşturucu çıkış sıcaklığı ve basıncına göre hesaplamışlardır.

ORÇ teknolojisinde ısı kaynağı olarak jeotermal enerjinin kullanılması dikkat çeken araştırma konuları arasındadır. Altun ve Kilic (2020) AFJET jeotermal santralinden alınan gerçek verileri kullanarak ORÇ sistemini ve elemanlarını enerji ve ekserji verimi açısından değerlendirmiştir. Jeotermal akışkan debisinin ve jeotermal akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığının sistemden elde edilen net güç çıkışı üzerine olan etkisi parametrik olarak incelenmiştir. Sisteme bir iç ısı değiştiricisi eklenmesi halinde enerji ve ekserji veriminde %15 oranında iyileşme olacağı saptanmıştır. Ayrıca, çalışmada sistemin günlük ve yıllık net güç çıktı profili, dış ortam sıcaklığına bağlı olarak incelemiştir.

Karimi ve Mansouri (2018) jeotermal kaynağı kullanarak elektrik üretmek amacıyla ORÇ'nin üç farklı konfigürasyonunun (basit ORÇ, rejeneratörlü ORÇ ve iki aşamalı evaporatif ORÇ) termodinamik ve ekonomik açıdan performansını değerlendirmiştir. Analizde R600a, R601a, R152a, R134a, R11 ve R123 akışkanları kullanılmıştır. Yapılan ekserjoekonomik analize göre bazı ekonomik göstergelerin yirmi farklı ülke için hesaplamaları yapılmıştır. Ayrıca, İran için sistemin operasyon parametrelerinin ekonomik göstergelere etkisi incelenmiştir.

Zare (2015) jeotermal enerji kaynaklı üç farklı ORÇ konfigürasyonunun (temel ORÇ, rejeneratif ORÇ ve iç ısı değiştiricili ORÇ) karşılaştırmalı ekserjoekonomik analizini yapmıştır. Ekserjoekonomi için SPECO (özgül ekserji maliyeti hesaplama metodu) kullanmıştır. Ayrıca çalışmasında, amaç fonksiyonu olarak toplam ürün maliyetinin minimizasyonunu belirleyerek bir optimizasyon gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucunda, en yüksek birinci ve ikinci kanun verimi iç ısı değiştiricili ORÇ ile, minimum toplam ürün maliyeti, toplam sermaye yatırımı ve en kısa geri ödeme süresi basit ORÇ ile elde edilmiştir.

El-Emam ve Dincer (2013) jeotermal kaynaklı rejeneratif ORÇ'nin ekserji ve ekserjoekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, aynı zamanda ısı değiştiricilerinin toplam yüzey alanının faydalı çıktı gücüne oranı amaç fonksiyonu alınarak çevrimin performansı optimize edilmiştir. Analiz sonucunda, optimum jeotermal kaynak sıcaklığı 165 ^{o}C olduğunda sistemin enerji ve ekserji verimi %16,73 ve %48,8 olmuştur. En yüksek ekserji yıkım oranları buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Ayrıca, yapılan analizde ölü hal sıcaklık değerinin artması, sistemdeki ekserji tahribatının maliyet oranında artışa neden olmuştur.

Heberle ve Brüggemann (2010) jeotermal kaynaklı birleşik ısı ve güç üretimi sisteminde, güç üretimi için iç ısı değiştiricili ORÇ'yi kullanarak sistemin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Birleşik sistem için seri ve paralel olmak üzere iki devre oluşturarak karşılaştırmasını yapmışlardır. Kullanılan iş akışkanları ise izopentan, izobütan, R245fa ve R227ea'dır. Analiz sonucunda, birleşik sistem ile sadece güç üretiminin olması durumuna göre sistemin %20 daha verimli olduğu elde edilmiştir. Bunun yanı sıra,

birleşik sistemin seri devre halinde daha iyi sonuçlar elde ettiği hesaplanmıştır. ORÇ için en uygun akışkan ise yüksek kritik sıcaklığa sahip izopentan olmuştur.

Saleh ve ark. (2007) 31 saf bileşenli iş akışkanının özelliklerini hesaplamış ve bir jeotermal ısı kaynaklı ORÇ için sistemin analizini gerçekleştirmiştir. Kullanılan akışkanlar; alkanlar, florlanmış alkanlar, eterler ve florlanmış eterlerdir. Yapılan analiz sonuçlarına göre; sıcaklık-entropi diyagramı çan şeklinde olan akışkanlar için, akışkan buharının aşırı ısıtılması, çevrimin termal veriminin artışında çok büyük etki göstermemiştir. ORÇ sistemine iç ısı değiştirici (rejeneratör) eklenmesi ve ayrıca buharın aşırı ısıtılması halinde sistemin termal veriminde daha büyük bir artış elde edilmiştir. Sıcaklık-entropi diyagramı çan şekline sahip olmayan akışkanlar (kuru akışkanlar) için ise akışkan buharının aşırı ısınması halinde termal verimde bir azalma olmuştur.

Katı atık yönetimi hususunda daha çevre dostu teknolojilerin popüler hale gelmesiyle biokütle atıklarının yakılmasıyla oluşan ısıdan faydalanarak enerji üretimini sağlayan ORÇ sisteminin analizleri gerçekleştirilmiştir. Algieri (2016) mikro ölçekli biokütle uygulamalı bir ORÇ sisteminin enerji analizini gerçekleştirmiştir. Hem subkritik hem de transkritik çevrim için türbin girişinde akışkanın doymuş halde ve kızgın halde olduğu iki durum için inceleme yapmıştır. Ayrıca sisteme rejeneratör ekleyerek performans parametreleri üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Seçilen akışkanlar sikloheksan, dekan ve tolüendir. Farklı ORÇ konfigürasyonları arasında yapılan karşılaştırmaya göre, maksimum elektrik verimi ve yazar tarafından tanımlanan birincil enerji tasarrufu indeksi değerleri transkritik çevrimle dekan akışkanının kullanılması durumunda elde edilmiştir. Ayrıca düşük buharlaşma sıcaklıklarında, doymuş şartlarda türbin girişli basit ORÇ konfigürasyonunun tercih edilmesi önerilmiştir.

Moharamian ve ark. (2017) tarafından yapılan çalışmada biokütle ve doğalgazın yakılarak kullanıldığı üç farklı entegre ORÇ için termodinamik ve termoekonomik analiz gerçekleştirilmiştir. ORÇ'de seçilen akışkanlar n-pentan, R123, R141b ve HFE7000'dir. Analiz sonucunda, en yüksek enerji ve ekserji verimi R141b akışkanının kullanılması ile elde edilmiştir. Ayrıca, maksimum enerji ve ekserji verimi biokütle ve doğalgaz entegre sonradan ateşlemeli kombine çevrim için elde edilmiştir. Birim ürün maliyeti ise minimum olarak harici olarak ateşlenen kombine çevrim için hesaplanmıştır.

Eyidoğan ve ark. (2016) enerji üretim sürecinde olan bir ORÇ santralinden aldıkları gerçek verileri kullanarak biokütle kaynaklı sistemin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca çalışmada yoğuşturucu basıncının sistem performansı üzerinde etkisi incelenmiş ve basınç azaldığı zaman çevrim veriminin arttığı tespit edilmiştir. Yapılan ekserji yıkım analizinde ise en fazla ekserji yıkım değeri buharlaştırıcı için hesaplanmıştır. Bunu, sırasıyla yoğuşturucu, türbin, rejeneratör ve pompa takip etmiştir.

Güneş enerjisi kaynaklı ORÇ sistemlerinin detaylı analizi de literatürdeki bazı araştırmacılar tarafından gerçekleştirilmiştir. Hajabdollahi ve ark. (2015) güneş enerjisi kaynaklı rejeneratif ORÇ'yi optimize etmişlerdir. Saatlik analiz gerçekleştirilmiş ve tasarım parametresi olarak buharlaştırıcı basıncı, yoğuşturucu basıncı, akışkan kütlesel debisi, güneş kolektörü sayısı, depolama kapasitesi ve rejeneratör etkenliği alınmıştır. Optimizasyonda R123, R245fa ve izobütan olmak üzere üç ayrı iş akışkan için değerlendirme yapılmıştır. Yapılan saatlik analize göre, gece saatlerinde elektrik üretimi olmazken gün içinde en yüksek elektrik üretimi çevrimde kullanılan iş akışkanı izobütan olarak seçildiğinde gerçekleşmiştir.

Bou Lawz Ksayer (2011) güneş enerjisi ısı kaynaklı, R245fa akışkanı ile çalışan bir ORÇ sisteminin termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Sistem bir gün boyunca tipik bir konutun elektrik gücünü ve sıcak su ihtiyacını karşılamaktadır. Tasarlanan sistem, güneşli saatlerde 120 ^{o}C sıcak kaynak ile 25 ^{o}C soğuk kuyu arasında çalışmaktadır. Güneşsiz saatlerde ise su biriktirme tankından sağlanan 98 ^{o}C su ile ısıtma sağlanırken soğutma suyu sıcaklığı 15 ^{o}C olmaktadır. Çalışmada üretilen maksimum elektrik gücü 2250 W ve kullanılan günlük sıcak su 60 ^{o}C'de 200 litredir. Çalışmada, sistemin genel verimi güneşli saatlerde %14,35 ve güneşsiz saatlerde %9,60 olarak elde edilmiştir.

Tchanche ve ark. (2009) ısı kaynağı olarak güneş enerjisini kullanan bir ORÇ sistemini tasarlayarak, yirmi farklı akışkan için sistem performansını, termodinamik ve çevresel özelliklerini karşılaştırmışlardır. Sonuçlar 2 kW'lık güç çıkışı olacak şekilde hesaplanmıştır. Seçilen yirmi akışkan arasında, R134a küçük ölçekli güneş uygulamaları için en uygun akışkan olarak tespit edilmiştir. Ayrıca çalışmada çevre sıcaklığının yoğuşturucu sıcaklığına yakın olması durumunda yoğuşturucu tersinmezliğinin azaldığı

tespit edilmiştir. Daha iyi performans için, yoğuşturucu sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasında sıcaklık farkının 5-15 ^{o}C aralığında alınması önerilmiştir.

ORÇ teknolojisinde ısı kaynağı olarak ılık deniz suyu da kullanılmaktadır. Yang ve ark. (2014) ısı kaynağı olarak ılık denizi suyunu kullanan entegre bir okyanus termal enerji dönüşüm -ORÇ santralinin analizini yapmışlardır. Değerlendirmeye seçilen akışkanlar R134a, R152a, R245fa, R600a ve R717'dir. Sistemde yoğuşturucuda iş akışkanın soğutma işlemi içinde yine soğuk deniz suyu kullanılmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun ısı transfer hesaplamasında her iki ısı değiştirici tipi olarak gövde-boru tipi alınmıştır. Sistemden elde edilen net güç çıkışının, toplam ısı transfer alanına oranlaması ile amaç parametresi elde edilmiştir. Analiz sonucunda, en iyi performansı R717 akışkanı göstermiştir. Sistemden elde edilen maksimum verim R600a akışkanı ile sağlanmıştır.

Hung ve ark. (2010) tarafından yapılan çalışmada, ıslak ve kuru akışkanlar için ORÇ'nin termodinamik incelemesi gerçekleştirilmiştir. Isı kaynağı olarak ılık deniz suyu ve güneş enerjisi kullanılmıştır. Analiz için türbin girişinde akışkanın doymuş buhar fazında olduğu kabul edilmiştir. Seçilen akışkanlar R11, R12, R113, R114, R123, R152a, R500, R502, üç benzen serisi; C_6H_6, C_7H_8 ve C_8H_{10}'dur. Her iki ısı kaynağının kullanımında da benzen serisi akışkanların daha iyi performansa sahip olduğu tesit edilmiştir. Benzen serisi akışkanlar için ılık deniz suyu kullanıldığında elde edilen sistem verimi %5-10 arasında değişmektedir. Güneş enerjisi kullanıldığında ise %6-11 olmaktadır.

ORÇ sistemi deneysel olarak da bazı araştırmacılar tarafından incelenmiştir. Ancona ve ark. (2016) 3 kW'a kadar derecelendirilmiş, mikro reküperatörlü ORÇ ünitesinin enerji performansını karakterize etmek için deneysel bir ORÇ prototipi geliştirmişlerdir. Sisteme giriş ısısı harici bir kaynaktan veya elektrikli ısıtıcıdan sağlanmıştır. Araştırmacılar, mikro-ORÇ sisteminde, gerçek termodinamik çevrim ve farklı çalışma koşulları altında gerçek performans hakkında bilgi edinerek ön bir test gerçekleştirmişlerdir. İş akışkanı olarak R134a kullanılmıştır. Yapılan testlerde maksimum güç çıktısı 1 kW'a yakın ölçülürken, çevrimin termal verimi ise %4'e yakın olmuştur.

Fu ve ark. (2015) 250 kW gücünde bir ORÇ sisteminin prototipini yapmışlardır. Çevrimde dolaşan iş akışkanı R245fa'dır. Tasarım koşullarında, teorik olarak sistemden elde edilen net güç çıkışı 243 kW ve sistemin termal verimi ise %9,5 olarak hesaplanmıştır. Sistemin deneysel olarak sonuçlarında ise maksimum net güç çıktısı ve sistemin termal verimi 225 kW ve %7,94 olarak elde edilmiştir. Bu şartlardaki türbin izentropik verimi ise %63,7'dir. Deneysel sonuçlar ayrıca, sistem termal veriminin ve net güç çıkışının, ısı kaynağı sıcaklığının artmasıyla doğrusal ve önemli ölçüde arttığını da göstermiştir. Ancak, ısı kaynağı sıcaklığının türbin verimi üzerindeki etkisi açık değildir.

Meyer ve ark. (2013) tarafından Yeni Zelanda'da Canterbury Üniversitesi'nde 1 kW'lık bir ORÇ ünitesi kurarak test etmişlerdir. HFC-M1 olarak bilinen bir soğutucu karışım iş akışkanı olarak seçilmiştir. Sistem için ısı kaynağı, 220 ^{o}C sıcaklıktaki bir Capstone gaz türbininin egzozudur. Isı öncelikle bir termal yağa aktarılmakta ve bu yağ ile sistemin plakalı buharlaştırıcısında dolaşan organik akışkan ısıtılmaktadır. Plaka tipi yoğuşturucuda da soğutma mevcut su kaynağından sağlanmaktadır. Genişletici olarak kendilerince geliştirilen küçük bir radyal türbin kullanılmıştır.

Yamamoto ve ark. (2001) R123 soğutkanını ve suyu iş akışkanı olarak kullanan bir ORÇ'nin performans analizini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan teorik çalışmaya göre, R123 akışkanı, sudan daha yüksek türbin gücü sağlamıştır. Türbin girişinde de en iyi performansın akışkanın doymuş buhar halinde olması ile elde edileceği hesaplanmıştır. Deneysel çalışmada ısı kaynağı olarak 10 kW'lık iki adet elektrikli ısıtıcıdan faydalanılmıştır. Sistemde 18 kanatlı radyal tip türbin ve yoğuşturucu için de gövde boru tipi ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Deneysel sonuçlarda da iş akışkanı olarak R123 kullanıldığında sistem performansının önemli ölçüde arttığı tespit edilmiştir.

ORÇ sisteminden istenilen performansın, minimum maliyet ve optimum koşullarda gerçekleştirilmesi için optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Braimakis ve Karellas (2017) basit ve rejeneratif ORÇ sistemlerinin termoekonomik optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada farklı ısı kaynağı sıcaklıklarının ve kapasitelerinin etkilerini incelemişlerdir. Ayrıca farklı genişletici tipleri ve konfigürasyonlarını değerlendirmişlerdir. İş akışkanı olarak bütan, siklopentan, propan ve R1234ze seçilmiştir. Analiz sonucunda, siklopentanın küçük ölçekli uygulamalar için en uygun

akışkan olduğu görülürken, daha büyük uygulamalar için propan ve R1234ze en iyi performansı sergilemiştir. Buharlaştırıcıdaki en küçük sıcaklık farkı (pinch point) önemli bir değişken iken, yoğuşturucudaki en küçük sıcaklık farkı nispeten önemsiz kalmıştır.

Karellas ve Braimakis (2016) biyokütle ve güneş enerjisi kaynaklı birleşik ORÇ-BSSÇ sistemini termodinamik ve ekonomik yönden incelemişlerdir. Geliştirilen sistemde ortak yoğuşturucu kullanılmış ve çevrimde dolaşan iş akışkanı R245fa olarak seçilmiştir. Ayrıca çalışmada, entegre sistemde aşırı kızdırma olması ve reküperatör eklenmesiyle sistemin performansı üzerindeki etkiler incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarda, sistemde aşırı kızdırma olması ve çevrime reküperatör eklenmesi sistemin genel veriminde önemli bir artışa neden olmazken daha büyük bir ısı değiştiricisi ve daha fazla güneş kolektörü alanını gerektirmiştir. Yapılan ekonomik analizde ise sistemin geri ödeme süresinin 7 yıl olduğu hesaplanmıştır.

Feng ve ark. (2015) çalışmalarında termoekonomik çok amaçlı optimizasyona dayalı, basit ORÇ ile rejeneratif ORÇ'nin karşılaştırmasını yapmışlardır. Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı, yoğuşturucu sıcaklığı, aşırı ısıtma derecesi, en küçük sıcaklık farkı ve aşırı soğutma derecesi olmak üzere beş parametrenin ekserji verimi ve seviyelendirilmiş enerji maliyeti üzerine etkileri incelenmiştir. Çevrimlerin optimizasyonu için Pareto optimal çözümü kullanılmıştır. Çalışma sonunda, rejeneratif ORÇ basit ORÇ'ye göre %8,1 oranında daha yüksek ekserji verimliliği sağlarken, %21,1 oranında ise daha fazla seviyelendirilmiş enerji maliyeti değerine neden olmuştur. En yüksek ekserji ve ısıl veriminin elde edilmesi aynı zamanda en düşük net güç çıkışı ve en kötü ekonomik performans sonuçlarını verdiği tespit edilmiştir.

Khaljani ve ark. (2015) ısı ve güç çevriminden oluşan bir kojenerasyon sistemi için termodinamik, ekserjoekonomik ve çevresel açıdan değerlendirme yapmıştır. Çalışmada, termodinamiğin birinci ve ikinci kanun verimi ve sistemin toplam maliyeti olmak üzere üç amaç fonksiyonu oluşturulmuştur. Kombine edilmiş ısı ve güç çevrimi, bir gaz türbini ve tek basınçlı ORÇ sistemlerinden oluşmaktadır. Çalışmaya göre, maksimum ekserji yıkım oranı yanma odasında gerçekleşmiştir. Sonrasında sırası ile buharlaştırıcı ve gaz türbininde ekserji kayıpları en fazla gerçekleşmiştir.

Quoilin ve ark. (2011) atık ısı geri kazanımlı, küçük ölçekli ORÇ uygulamasında hem termodinamik analiz yapmış hem de ekonomik optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Analizde R245fa, R123, R134a, n-bütan, n-pentan, HFE7000, SES 36 ve R1234yf akışkanları iş akışkanı olarak seçilmiştir. Optimizasyon işleminde amaç fonksiyonu maksimum ekonomik karlılık ve verim olarak alınmıştır. Elde edilen sonuçlarda, maksimum verim ve minimum ilk yatırım maliyeti n-bütan ile sağlanmıştır. Termoekonomik optimizasyon sonucunda, yüksek basınçlı buhar yoğunluğunu artırıp, genleştirici ve buharlaştırıcının maliyetini azalttığı için daha yüksek bir buharlaşma sıcaklığının seçilmesi önerilmiştir.

Bademlioglu ve ark. (2020) tarafından yayınlanan çalışmada iç ısı değiştiricili ORÇ sisteminin birinci ve ikinci kanun verimleri ayrı ayrı Taguchi ve ANOVA yöntemi ile analiz edilerek tespit edilen kontrol faktörlerinin önem sıralaması belirlenmiş ve etki oranları hesaplanmıştır. Ayrıca Taguchi-Gri İlişkisel Analiz yöntemi ile de birinci ve ikinci kanun veriminin maksimum değerinin elde edilmesini sağlayan parametre seviyeleri belirlenerek optimum kombinasyon belirlenmiştir.

ORÇ sistemi nispeten daha yüksek sıcaklıklarda uygun iş akışkanlarının seçilmesi ile tercih edilebilmektedir. Lai ve ark. (2011) tarafından ORÇ'de yararlanılacak ısı kaynağı sıcaklığının yüksek seviyelerde olması durumunda, kullanılacak iş akışkanının neler olması gerektiği ile ilgili bir çalışma yapılmıştır. Buna göre; yüksek sıcaklıktaki ORÇ sistemleri için alkanlar, aromatlar ve lineer siloksanlar çalışma sıvısı olarak tercih edilmelidir. İlk olarak, maksimum 250 ^{o}C ve 300 ^{o}C sıcaklıktaki ısı girdisi ile pinch-point analizi yapılmadan ORÇ prosesleri, subkritik veya süperkritik basınçlarda değerlendirilmiştir. Daha sonra, ısı kaynağı sıcaklıkları 280 ^{o}C ve 350 ^{o}C olarak kabulüyle pinch-point analizi yapılarak dış ısı değiştiricili ORÇ incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre, ısı geri kazanımında, tüm akışkanlar için termal verim, Carnot veriminin ortalama olarak %70'ine eşit olup, kritik sıcaklıkla artmaktadır. Ayrıca, çalışılan tüm durumlar için en iyi çalışma akışkanının siklopentan olduğu tespit edilmiştir.

ORÇ teknolojisi birçok tez çalışmasının konusunu oluşturmaktadır. Günaydın (2016) tamamlamış olduğu tez çalışmasında, reküperatörlü bir organik Rankine çevriminin teorik ve deneysel olarak termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Analizi yapılan

sistemde türbin net güç çıkışı 1,5 kW olacak şekilde tasarlanmıştır. Farklı kaynak sıcaklıkları, farklı türbin izentropik verimleri ve farklı aşırı kızdırma sıcaklık değerlerinin sistem performansı üzerine etkisini değerlendirmiştir. Çalışmada, R236ea, R245ca, R245fa ve R365mfc organik akışkanları seçilmiştir. Elde edilen sonuçlarda, çevrimin ikinci kanun verimi, birinci kanun verimi ile paralel bir değişim göstererek artan ısı kaynağı sıcaklığı ve türbin izentropik verimi ile artarken artan aşırı kızdırma sıcaklığı ile azalmıştır. Yapılan deneysel çalışmada ise iş akışkanı olarak R245fa kullanılmıştır. Yapılan testler sonucunda ORÇ verimi en düşük %5,61 ve en yüksek %7,17 olarak elde edilmiştir.

Ergün (2014) yapmış olduğu doktora çalışmasında Çanakkale'de bulunan jeotermal kaynaklı bir ORÇ santralinin termodinamik ve SPECO (özgül ekserji) metoduna göre termoekonomik analizini gerçekleştirmiştir. İncelenen sistemin enerji ve ekserji verimi sırasıyla %12 ve %49 olarak hesaplanmıştır. Santraldeki maksimum ekserji kaybı buharlaştırıcıda gerçekleşmiş ve bunu türbin, reküperatör, yoğuşturucu ve pompa takip etmiştir. Termoekonomik analize göre, santralde üretilen elektriğin birim maliyeti 15,06 $/GJ olarak elde edilmiştir.

Nouman (2012) yapmış olduğu tezinde ORÇ için 100 farklı saf akışkanı termo-fiziksel, çevresel ve güvenlik açısından değerlendirerek optimum çalışma akışkanlarını araştırmıştır. Uygun iş akışkanı seçiminde değerlendirme parametreleri sistemin termal verimi, ikinci yasa verimi ve sistemden elde edilen net güç çıkışıdır. Elde edilen sonuçlarda, iş akışkanın kütlesel debisinin ve viskozitesinin, ekipman boyutlarını, basınç kayıplarını ve pompalama için gereken işi azaltmak için mümkün olduğunca düşük olması gerektiği vurgulanmıştır. Sub-kritik ORÇ için iş akışkanının yüksek kritik basınca sahip olması gerektiği elde edilmiş ve heptan, etanol, metanol ve amonyak gibi akışkanların kullanımının uygun olduğu tespit edilmiştir. Trans-kritik ORÇ için akışkanların orta derecede bir kritik basınç ve sıcaklığa sahip olması gerekmekte olup R152a, R134a ve siklopropan uygun olan akışkanlardandır. Süper-kritik ORÇ için ise uygun akışkanlar düşük kritik basınç ve sıcaklığa sahip olmalı ve karbondioksit, ksenon ve nitrusoksit akışkanları uygun adaylardan bazılarıdır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde ilk etapta kütlenin korunumu, Termodinamiğin birinci yasa ve ikinci yasa eşitlikleri verilecektir. Daha sonra sırasıyla basit ORÇ, İç Isı Değiştiricili (İID) ORÇ, Besleme Sıvı Isıtıcılı (BSI) ORÇ ve Besleme Sıvı Isıtıcılı-İç Isı Değiştiricili (BSI-İID) ORÇ sistemlerinin enerji ve ekserji analiz denklemleri oluşturulacaktır. ORÇ konfigürasyonlarının termoekonomik analizinin gerçekleştirilmesi için SPECO yöntemi tanıtılarak gerekli eşitlikler verilecektir. Son olarak, ORÇ sisteminin çok amaçlı optimizasyon işlemi için Taguchi-Gri İlişkisel Analizi yöntemi incelenecek ve formülüzasyonu gerçekleştirilecektir.

3.1. Enerji ve Ekserji Analizi

Basit ORÇ sistemini oluşturan buharlaştırıcı, türbin, yoğuşturucu ve pompa ayrıca ORÇ'nin konfigürasyonlarında bulunan rejeneratör ve reküperatör birer ısı değiştiricisi olup çalıştıkları sürelerde giriş, çıkış ve diğer çalışma koşulları değişmez. Bu nedenle de sürekli akış makineleri olarak adlandırılmaktadır. Sürekli akış makineleri ile ilgili termodinamik çözümleme, sürekli akışlı açık sistem adı verilen gerçeğe yakın model ile yapılmaktadır. Sürekli akışlı açık sistemde, akışkanın kontrol hacminden sürekli bir akış vardır. Akışkanın özellikleri, kontrol hacmi içerisinde bir noktadan diğerine farklılıklar gösterebilir, fakat verilen bir noktada zamanla değişmez. Sürekli sözcüğü de zamanla değişmeyen anlamındadır (Yamankaradeniz ve ark., 2014).

Bir kontrol hacmi için kütlenin korunumu ilkesi: bir kontrol hacmine veya kontrol hacminden Δt zaman aralığında olan kütle geçişi, aynı zaman aralığında kontrol hacmindeki toplam kütledeki değişime eşittir, şeklinde ifade edilmektedir.

$$\dot{m}_g - \dot{m}_ç = \Delta \dot{m}_{kh} \tag{3.1}$$

Burada, m, kütleyi (kg); g, ç ve kh alt indisleri sırasıyla giren, çıkan ve kontrol hacmini ifade etmektedir (Çengel ve ark., 2002).

Sürekli akışlı açık sistemde kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez. Bu durumda, kütlenin korunumu ilkesi uyarınca kontrol hacmine giren toplam kütlenin, kontrol hacminden çıkan toplam kütleye eşit olması gerekmektedir. Ayrıca, sürekli akışlı

açık sistem için bir zaman süresince sisteme giren ve çıkan kütleden çok, birim zamanda akan kütle veya kütlesel debi $\dot{m}$ (kg/s) önem kazanmaktadır. Buna göre, çoklu girişi ve çıkışı olan genel bir sürekli akışlı sistem için, kütlenin korunumu ilkesi aşağıdaki gibidir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_{ç} \tag{3.2}$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmindeki toplam enerji sabittir ($E_{kh} = sabit$). Böylece kontrol hacmindeki toplam enerji değişimi sıfır olur ($\Delta E_{kh} = 0$). Bu nedenle kontrol hacmine giren enerji miktarı, kontrol hacminden çıkan enerji miktarına eşittir. Sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu ilkesi aşağıdaki eşitlikler ile verilmektedir (Çengel ve ark., 2002; Dinçer ve Rosen, 2013).

$$\dot{E}_g = \dot{E}_{ç} \tag{3.3}$$

$$\dot{Q}_g - \dot{W}_g + \sum_g \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) = \dot{Q}_{ç} - \dot{W}_{ç} + \sum_{ç} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \tag{3.4}$$

Bu denklemlerde $\dot{E}, \dot{Q}, \dot{W}, h, V, g$ ve z sembolleri sırasıyla birim zamandaki enerji (kW), ısı oranı (kW), iş oranı (kW), özgül entalpi (kJ/kg), hız (m/s), yerçekimi ivmesi (m/s^2) ve yüksekliktir (m).

Sisteme aktarılan ısı girişi ve sistemin ürettiği işe göre sürekli akışlı açık bir sistem için termodinamiğin birinci yasası veya enerjinin korunumu bağıntısı denklem (3.5) ile ifade edilmektedir (Çengel ve ark., 2002; Dinçer ve Rosen, 2013).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{ç} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) - \sum_g \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \tag{3.5}$$

Akışkan kontrol hacminden geçerken, kinetik ve potansiyel enerjilerinde çok az bir değişim olursa, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek $\Delta ke \cong 0$ ve $\Delta pe \cong 0$ kabul edilebilmektedir. Bu durumda (3.5) denklemi (3.6) denklemine dönüşecektir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{ç} \dot{m}\, h - \sum_g \dot{m}\, h \tag{3.6}$$

Bölüm 2'de Şekil 2.1'de bir ORÇ sisteminin şematik gösterimi verilmişti. Burada yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağından sistemin buharlaştırıcısında birim zamanda organik akışkana geçen ısı miktarı, $\dot{Q}_g$ (kW); türbinde organik akışkanın genişlerken buhar tarafından birim zamanda üretilen iş miktarı, $\dot{W}_ç$ (kW); yoğuşturucuda iş akışkanının sıcaklığından daha düşük sıcaklıktaki kuyuya birim zamanda geçen ısı miktarı, $\dot{Q}_ç$ (kW) ve iş akışkanını buharlaştırıcı basıncına sıkıştırmak için gerekli birim zamandaki iş miktarı, $\dot{W}_g$ (kW) olarak ifade edildiğinde, sistemin net işi, santralin ürettiği toplam iş ile santrale sağlanan toplam iş arasındaki farktır (Çengel ve Boles, 2012; Dinçer ve Rosen, 2013; Yamankaradeniz ve ark., 2014).

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_ç - \dot{W}_g \tag{3.7}$$

Güç çevriminin bütününe kütle girişi ve çıkışı olmadığından, sistemin bütünü kapalı bir sistem olarak incelenebilir. Dolayısıyla, bir çevrim geçiren kapalı bir sistemin iç enerji değişimi ΔU sıfırdır. Bu nedenle sistemin net işi, aynı zamanda sisteme olan net ısı geçişine eşit olacaktır.

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_ç \tag{3.8}$$

Bir ısı makinesine giren ısıl enerjinin net işe dönüştürülen kısmı, ısı makinesinin etkinliğinin bir ölçüsüdür ve ısıl ya da termal verim olarak adlandırılmaktadır (Çengel ve Boles, 2012; Dinçer ve Rosen, 2013; Yamankaradeniz ve ark., 2014).

$$\eta_{th} = \frac{Elde\ edilen\ net\ iş}{Toplam\ giren\ ısı} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_g} \tag{3.9}$$

(3.8) denklemindeki net iş ifadesi (3.9) denkleminde yerine konulduğunda, sistemin ısıl verimi denklem (3.10) ile verilmektedir.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\dot{Q}_ç}{\dot{Q}_g} \tag{3.10}$$

Termodinamiğin ikinci yasası ile enerjinin niceliğinin yanı sıra niteliği de önem kazanmaktadır. Enerji analizi ile termodinamik bir sürecin tersinmezliği hakkında herhangi bir bilgi sağlanmaz. Ancak, sistemin ekserji analizi, sistemdeki verimsizlikler

hakkında öngörü sağlar ve termodinamik işlemlerin ekserji kaybını minimuma indirmek için fırsatlar sunar (Sun ve ark., 2017).

Belirli bir halde ve miktardaki enerjinin yararlı iş potansiyeli kullanılabilir enerji ya da ekserji olarak tanımlanmaktadır. Bir termal sistemin ekserjisi, o sistemden alınabilecek maksimum faydalı iştir. Enerjiden farklı olarak ekserjinin değeri, sistemin haline bağlı olduğu gibi çevrenin de haline bağlıdır. Çünkü ekserji analizinde son hal her zaman ölü hal olarak kabul edilmektedir. Ölü haldeki bir sistem, çevresinin sıcaklığı ve basıncında olup, çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir. Aynı zamanda sistem ile çevresi arasında dengelenmemiş manyetik, elektrik ve yüzeysel gerilme etkileri yoktur. Çevresi ile denge halindeki sistemin ekserjisi ise sıfırdır (Çengel ve ark., 2002).

Çengel ve ark. (2002) tarafından yayınlanan çalışmada ekserji, bir referans çevre ile dengeye gelen bir sistem tarafından üretilebilecek maksimum iş miktarı olarak tanımlanmaktadır. Enerjiden farklı olarak ekserji bir koruma yasasına tabi değildir (ideal ve tersinir süreçler dışında). Aksine ekserji, herhangi bir gerçek süreçte tersinmezlikler nedeniyle tüketilir veya yok edilir. Bir süreç esnasında ekserji tüketimi, süreçle ilişkili tersinmezlikler nedeniyle oluşan entropi ile orantılıdır.

Ölü haldeki bir sistemin özellikleri $T_0, h_0\ ve\ s_0$ gibi sıfır alt indisi ile gösterilmektedir. Bir sistemin ekserji analizinde, her bileşen için ekserji akışı ve ekserji yıkımı değerlendirilmelidir (Dinçer ve Rosen, 2013). Bir sistemin ekserji denge denklemi;

$$\sum_{g} \dot{E}x - \sum_{ç} \dot{E}x - \dot{E}Y = \frac{d\dot{E}x_s}{dt} \tag{3.11}$$

şeklindedir. Burada kararlı durumdaki bir sistem için, $d\dot{E}x_s/_{dt}$ sıfırdır.

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_ç \tag{3.12}$$

Sabit haldeki bir kontrol hacminin ekserji dengesi denklem (3.13) ile ifade edilmektedir.

$$0 = \sum_{j} \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{kh} + \sum_{g} \dot{m}_g ex_g - \sum_{ç} \dot{m}_ç ex_ç - \dot{E}Y \tag{3.13}$$

Burada T, ex, ve $\dot{E}Y$ simgeleri sırasıyla sıcaklık, özgül ekserji ve ekserji yıkım oranını göstermektedir. Alt indis j, durum j'deki özellik değeridir. Belirli bir haldeki özgül fiziksel ekserji ve fiziksel ekserji aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanmaktadır.

$$e_{fiziksel} = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \left(\frac{V^2 - V_0^2}{2}\right) + g(z - z_o) \tag{3.14}$$

$$\dot{E}x_{fiziksel} = \dot{m}e \tag{3.15}$$

$$\dot{E}x_{fiziksel} = \dot{m}\left[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \left(\frac{V^2 - V_0^2}{2}\right) + g(z - z_o)\right] \tag{3.16}$$

Burada, T_o, Kelvin (K) cinsinden ortam (ölü hal) sıcaklığı; h_o ve s_o ortam şartlarındaki özgül entalpi ve entropi; h ve s iş akışkanının belirli durumdaki özgül entalpisi (kJ/kg) ve entropisidir (kJ/kgK). Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilen bir akış için fiziksel ekserji akışı aşağıdaki denklem ile verilmektedir (Dinçer ve Rosen, 2013).

$$\dot{E}x_{fiziksel} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \tag{3.17}$$

Kimyasal ekserji sistemde kimyasal bir reaksiyon (yanma gibi), bileşenlerin karışımı veya faz değişimi olduğunda önem kazanmaktadır. Örneğin yanma işleminin olduğu elektrik üretim santralleri, bir yakıtın kimyasal enerjisinin kimyasal reaksiyonla elektriğe dönüştürüldüğü yakıt pilleri, biokütle gazlaştırma cihazları, damıtma sütunları ve petrokimya işleme tesisleri dahil olmak üzere birçok endüstriyel sistemde kimyasal ekserji önemlidir.

Bir çoklu gaz karışımındaki toplam kimyasal ekserjisi aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır. Buradaki X, bir türün molar konsantrasyonudur. $Ex_{kim,i}$ ise kJ/mol cinsinden her bir gazın standart molar kimyasal ekserjisidir (Dinçer ve Rosen, 2013).

$$\dot{E}x_{kimyasal} = \dot{m}\left[\sum_{i=1}^{n} X_i Ex_{kim,i} + RT_o \sum_{i=1}^{n} X_i \ln\left(X_i\right)\right] \tag{3.18}$$

Sistemin toplam ekserjisi ise fiziksel ve kimyasal ekserjilerin toplamına eşittir.

$$\dot{E}x_{top} = \dot{E}x_{fiziksel} + \dot{E}x_{kimyasal} \tag{3.19}$$

Pratik olarak, gerçek bir termodinamik sistemdeki tersinmezlik nedeniyle, mevcut tüm termal enerjinin yararlı işe dönüşmesi mümkün değildir. Ayrıca tersinmezlik oranı ya da ekserji yıkımı, bir termodinamik çevrimin sistem verimliliğini tahmin etmek için ek bir yol sağlamaktadır. Termodinamiğin ikinci yasasından sistemin tersinmezlik oranı denklemi, üniform bir akış için aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\dot{E}Y = \dot{I} = \frac{\mathrm{T}_o ds_{top}}{dt} = \dot{m}T_o\left[\sum_{ç} s - \sum_{g} s + \frac{ds_{sis}}{dt} + \sum_{j} \frac{q_j}{T_j}\right] \tag{3.20}$$

Sistemin kararlı bir duruma ulaştığını ve her bir bileşen için bir çıkış ve bir giriş olduğunu varsayarsak ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{I} = \dot{m}T_o\left[\left(s_ç - s_g\right) + \frac{q}{T}\right] \tag{3.21}$$

Burada, T_o, Kelvin (K) cinsinden ortam sıcaklığı; s, özgül entropi (kJ/kgK); q, ısı (kJ)'dür.

Bir sistem için ikinci yasa verimi, gerçek ısıl verimin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısıl verime oranıdır (Çengel ve Boles, 2012; Dinçer ve Rosen, 2013; Yamankaradeniz ve ark., 2014).

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,tr}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{W}_{tr}} = \eta_{th}\left(1 - \frac{T_{kuyu}}{T_{kaynak}}\right)^{-1} \tag{3.22}$$

Bir sistem için tersinir iş, sistemin belirli bir başlangıç hali ile son hal arasında bir hal değişimi geçirdiğinde, üretilebilen yararlı işin en fazla miktarıdır. Bir ısı makinesi olan organik Rankine çevrimi de belirli bir kaynak ve kuyu sıcaklıkları arasında çalışmakta

olup sistem için tersinir güç $\dot{W}_{tr}$ ya da tersinmezlik akımı, Carnot ısı makinesinin üreteceği güç miktarıdır. ORÇ'nin tersinir gücü de aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{tr} = \eta_{th,tr}\,\dot{Q}_g = \dot{Q}_b\left(1 - \frac{T_{kuyu}}{T_{kaynak}}\right) \tag{3.23}$$

Aynı zamanda ikinci yasa verimi ekserji ile ifade edilecek olursa, sistemde elde edilen ekserjinin, sisteme sağlanan ekserjiye oranı olarak tanımlanmaktadır (Çengel ve Boles, 2012; Dinçer ve Rosen, 2013; Yamankaradeniz ve ark., 2014).

$$\eta_{ex} = \frac{Elde\ edilen\ ekserji}{Sağlanan\ ekserji} = 1 - \frac{Ekserji\ yıkımı}{Sağlanan\ ekserji} \tag{3.24}$$

3.2. Termoekonomik Analiz (SPECO Yöntemi)

Ekserji kavramı mühendislik ekonomisi prensipleriyle birleştirildiğinde, sonuç termoekonomi veya ekserjoekonomi olarak bilinmektedir. Termoekonomi ile bileşen düzeyindeki gerçek maliyet kaynaklarının tanımlanması gerçekleştirilmektedir. Bu maliyetler: sermaye yatırım maliyetleri, işletme ve bakım maliyetleri ve ekserjinin yıkımı veya kaybıyla ilişkili maliyetlerdir. Termal sistemlerin optimizasyonu, bu tür maliyet kaynaklarının dikkate alınmasıyla sağlanmaktadır (Dinçer ve Rosen, 2013).

Termoekonomi, ekserji ve maliyet analizlerini birleştiren ekserji destekli bir maliyet azaltma yöntemidir (Astolfi ve ark., 2017). Ekserjoekonomi aynı zamanda termodinamik ve ekonomi arasındaki ara bağlantıları ve dolayısıyla bir enerji dönüştürme tesisinin davranışını maliyet açısından anlamayı sağlayan güçlü bir araçtır. Özellikle, bu sistemlerin termodinamik verimsizliklerini değerlendirmek için ekserji yıkımları ve ekserji kayıpları değerlendirilmektedir. Bu tür verimsizliklerin maliyetlerinin bilinmesi, sistemin ekonomik etkinliğini artırmak için yani sistem tarafından üretilen nihai ürünlerin maliyetlerini düşürmek için çok yararlıdır (Astolfi ve ark., 2017; Feng ve ark., 2015; Imran ve ark., 2014; Shokati ve ark., 2015).

Termoekonomi, ikinci kanuna bağlı olarak yapılan ekserji analizi ile ekonomik analizi birleştiren bir disiplindir. Amaç, maliyet oluşturma süreçlerini ortaya çıkararak ürün akışlarının birim ekserji başına maliyetini hesaplamaktır. Maliyetlerin yıldan yıla

değişmesi nedeniyle, bir termal sistemin tasarımını ekonomik açıdan değerlendirirken, maliyet seviyelendirme yaklaşımı kullanılmaktadır.

Literatürde "termoekonomik fonksiyonel analiz" ve "özgül ekserji maliyeti (SPECO)" olmak üzere termoekonominin iki yaygın tekniği kullanılmaktadır. Bu iki teknikten birincisi, marjinal maliyet değerlendirmesini sağlayan bir metodolojidir. İkinci teknik, ortalama maliyetleri sağlayan bir maliyet muhasebesi metodolojisidir (Al-Sulaiman ve ark., 2013).

Bu tez kapsamında ORÇ sistemlerinin termoekonomik analizi için literatürde bulunan termoekonomik maliyet hesaplama yöntemlerinden SPECO (Specific Exergy Costing, özgül ekserji maliyetleme) yöntemi uygulanmıştır. Bu yöntemin uygulanması üç adımda gerçekleştirilmektedir.

- ✓ Adım 1: Dikkate alınan bileşenin sınırlarını geçen tüm madde ve enerji akışları tanımlanarak, bu akışlarla ilişkili ekserji değerleri hesaplanır.
- ✓ Adım 2: Sistemin her bir bileşeni için yakıt ve ürün tanımlaması yapılır ve her bir bileşen için yardımcı denklemler formülüze edilir.
- ✓ Adım 3: Her bileşen için maliyet denge denklemleri geliştirilir (Al-Sulaiman ve ark., 2013; Shokati ve ark., 2015).

Bir bileşenin yakıtı (F) ve ürünü (P) değerlendirilirken, her ekserji akışı için, bir ekserji farkı mı yoksa giriş veya çıkıştaki ekserji değerlerinin yakıt ve ürün tanımlarına dahil edilip edilmeyeceğine dair bir karar verilmelidir. Ürün, bileşenin çıkışında giriş ve çıkış arasında ekserji artışını (yani, ilgili malzeme akışlarına ekserji ilaveleri) sağlayan tüm ekserji değerlerinin toplamına eşittir (Shokati ve ark., 2015). Benzer şekilde, yakıt, girişte dikkate alınacak tüm ekserji değerleri artı giriş ve çıkış arasındaki tüm ekserji düşüşlerinden (yani, ilgili malzeme akışlarından ekserji çıkarılması), komponentin amacı ile ilgili olmayan giriş ve çıkışı arasındaki ekserji artışlarının çıkarılmasıyla bulunur (Al-Sulaiman ve ark., 2013). Ekserjoekonomi için yapılan ekonomik hesaplamada maliyet denge denklemi yazılır. Kararlı halde bulunan bir sistem için maliyet denge denklemi ise aşağıdaki gibi formüllendirilmektedir (Bejan ve ark., 1996).

$$\dot{C}_{P,top} = \dot{C}_{F,top} + \dot{Z}^{CI}_{top} + \dot{Z}^{OM}_{top} \tag{3.25}$$

Yukarıdaki eşitlikte, $\dot{C}_P$, sistemin ürünü ile ilişkili maliyet oranını, $\dot{C}_F$ ürünü üretmek için yapılan toplam harcama oranını, yani yakıt maliyeti oranını, $\dot{Z}^{CI}$sistemin ilk yatırım maliyetini ve $\dot{Z}^{OM}$ ise sistemin işletme, bakım ve onarımı ile ilişkili maliyetini göstermektedir. Her bir akış için ortalama birim ekserji maliyeti ise aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır (Anvari ve ark., 2021).

$$c_i = \frac{\dot{C}_i}{\dot{E}x_i} \tag{3.26}$$

$\dot{C}$ değeri \$/h, c ise \$/GJ cinsinden ifade edilir. Denklem 3.25 ürün ekserji oranı ve yakıt ekserji oranı olarak yazıldığında aşağıdaki eşitlik elde edilmektedir.

$$c_P\dot{E}x_P = c_F\dot{E}x_F + \dot{Z} \tag{3.27}$$

Buradaki $\dot{Z}$, $\dot{Z}^{CI}$ ve $\dot{Z}^{OM}$ değişkenlerinin toplamı olup Denklem 3.28'de verilmiştir. Sırasıyla sermaye yatırımının yıllık değeri ve yıllık işletme ve bakım maliyetlerinin, sistemin yıllık çalışma zamanına (genellikle saat veya saniye) bölünmesi ile hesaplanmaktadır (Bejan ve ark., 1996).

$$\dot{Z} = \dot{Z}^{CI} + \dot{Z}^{OM} \tag{3.28}$$

Ekserji maliyetlemesinde, her ekserji transferi ile bir maliyet oranı ilişkilendirilir. Giren ve çıkan akışın ekserji transferi sırasıyla $\dot{E}x_g$ ve $\dot{E}x_{\text{ç}}$, güç $\dot{W}$ ve ısı geçişi ile ilişkili ekserji transferi $\dot{E}x_q$ olmak üzere, sisteme giren ve çıkan ekserji akışı, güç ve ısı geçişi ile oluşan ekserji maliyetleri aşağıdaki denklemler ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{C}_g = c_g\dot{E}x_g \tag{3.29}$$

$$\dot{C}_{\text{ç}} = c_{\text{ç}}\dot{E}x_{\text{ç}} \tag{3.30}$$

$$\dot{C}_w = c_w\dot{W} \tag{3.31}$$

$$\dot{C}_q = c_q\dot{E}x_q \tag{3.32}$$

Bu denklemlerdeki c_g, $c_ç$, c_w ve c_q sırasıyla giriş akışın, çıkış akışın, iş ve ısının birim maliyetini ifade eder. Sistemin her bir komponenti için ekserji maliyet denge denklemi aşağıdaki gibi yazılır (Bejan ve ark., 1996; El-Emam ve Dincer, 2013).

$$\sum \dot{C}_{ç,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{g,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \tag{3.33}$$

Bu denklem basitçe, çıkan ekserji transferlerinin toplam maliyetinin, bunları elde etmek için harcanan toplam ekserji maliyetine eşit olduğunu belirtir: giren ekserji akışlarının maliyeti artı sermaye ve diğer maliyetler. Denklem (3.28-3.31) yukarıdaki eşitliğe taşındığında denklem (3.33) elde edilir (Anvari ve ark., 2021).

$$\sum \left(c_ç \dot{E}x_ç\right)_k + c_{w,k}\dot{W}_k = \sum \left(c_g \dot{E}x_g\right)_k + c_{q,k}\dot{E}x_{q,k} + \dot{Z}_k \tag{3.34}$$

$\dot{Z}_k$ terimi, ilk olarak k'inci bileşenle ilişkili sermaye yatırımı ve işletme ve bakım maliyetlerinin hesaplanması ve ardından bu maliyetlerin seviyelendirilmiş değerlerinin sistemin çalışma zamanına bölünmesiyle hesaplanır. Sistemdeki her bir komponent için $\dot{Z}_k$ aşağıdaki eşitlikler ile elde edilir.

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \tag{3.35}$$

$$\dot{Z}_k = \frac{PEC_k CRF \varphi}{N\ 3600} \tag{3.36}$$

Yukarıdaki denklemde $PEC_k = Z_k$ satın alınan ekipman maliyetini (purchased equipment cost), φ toplam işletme ve bakım maliyeti faktörü (1,06), N saat olarak sistemin bir yıldaki çalışma süresi (7446 saat), CRF sermaye geri kazanım faktörü (capital recovery factor) olup aşağıdaki denklem ile ifade edilmektedir.

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \tag{3.37}$$

Burada, i faiz oranını, n ise sistem ömrünü belirtmektedir. Bu tez kapsamında yapılan termoekonomik analizde faiz oranı %10, sistem ömrü ise 20 yıl olarak alınmıştır (Shokati ve ark. 2015; Yağlı ve ark. 2021).

Termoekonomik açıdan bir karşılaştırma yapabilmek için çeşitli parametreler tanımlanmıştır. İlk iki parametre, aşağıdaki gibi tanımlanan yakıt ve ürünün birim ekserjisi başına ortalama maliyetidir.

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \tag{3.38}$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \tag{3.39}$$

Bağıl maliyet farkı (r_k), bileşenin ürün ve yakıtın birim ekserjisi başına ortalama maliyetinin tanımına göre ifade edilir.

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \tag{3.40}$$

Bir bileşeni analiz ederken, ekserji birimi başına maliyetlerin giren tüm akışlar için bilindiğini varsayabiliriz. Bu maliyetler, çıktıkları bileşenlerden veya bir akım söz konusu tüm bileşenlerden oluşan genel sisteme girerse, bu akışın satın alma maliyetinden bilinir. Bir santralde, bir alt bileşenin performansı SPECO yöntemi kullanılarak tanımlanabilir. Herhangi bir alt bileşenden geçen ekserji kaybıyla ilgili maliyet akış oranları, termoekonomik (ekserjo-ekonomik) faktör kullanılarak bir enerji santralinin maliyet geçmişi aracılığıyla değerlendirilir (Özahi ve ark., 2018).

Tanımlanan son iki parametre, termoekonomik faktör ve ekserji yıkımının maliyet oranı, termoekonomik değerlendirmelerde diğer önemli parametrelerdir. Bejan ve ark. (1996) tarafından termoekonomik faktör (f_k), ekserji ile ilgili olmayan maliyetin toplam maliyet artışına katkısına oranı olarak tanımlanmış olup termoekonomik faktör aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k}\,(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k})} \tag{3.41}$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k}\,\dot{E}_{D,k}} = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \tag{3.42}$$

Bu denklemde $c_{F,k}$ bileşenin yakıtı ile alakalı birim ekserji maliyetini, $\dot{E}_{D,k}$ bileşenin ekserji yıkım oranını ve $\dot{E}_{L,k}$ bileşende gerçekleşen ekserji kayıplarını ifade etmektedir. Bileşendeki ekserji kayıpları ihmal edilirse termoekonomik faktör Denklem (3.42) ile hesaplanmaktadır. Santraldeki herhangi bir bileşen için hesaplanan termoekonomik faktörün düşük olması, bu bileşen için sermaye yatırım maliyeti artacak olsa bile, bileşen verimliliğinin artırılıp yani ekserji yıkımının azaltılarak sistemde maliyet tasarrufunun sağlanabileceğini ifade etmektedir. Termoekonomik faktörün yüksek olması ise bileşen için hesaplanan ekserji verimliliğinin azalması ile yatırım maliyetlerinde bir azalma olabileceğini göstermektedir. Termoekonomik faktör bileşen tipine bağlı olup genel olarak ısı değiştiricileri için %55'ten az, kompresör ve türbin için %35 ile %75 arasında ve pompa için %70'in üzerinde olmaktadır (Bejan ve ark., 1996; Özahi ve ark., 2018).

Ekserji yıkımının maliyet oranı ise aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k}\,\dot{E}_{D,k} \tag{3.43}$$

Denklem (3.42) ifadesinde Denklem (3.43) yazılırsa termoekonomik faktör hesabı için aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \tag{3.44}$$

Son olarak toplam sistem maliyeti ise aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{C}_{sis} = \sum_k \dot{Z}_k + \sum_k \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k} \tag{3.45}$$

Burada, $\dot{C}_L$, ekserji kaybı ile ilgili maliyet oranıdır ve sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları ihmal edildiği için maliyet oranı da ihmal edilmiştir (Özahi ve ark., 2018).

ORÇ tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}), maliyet analizlerinde bir diğer önemli parametredir. Bu değer üretilen elektriğin toplam maliyetini ifade eder ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır (Yağlı ve ark., 2021; Wang ve ark., 2012).

$$C_{el} = \frac{PEC_{top} CRF \varphi}{\dot{W}_{net}\, N} \tag{3.46}$$

Yukarıdaki denklemde, PEC_{top}, ORÇ bileşenlerinin toplam satın alınan ekipman maliyetini ve $\dot{W}_{net}$ de ORÇ tarafından üretilen net gücü ifade etmektedir (Yağlı ve ark., 2021; Wang ve ark., 2012).

Tasarlanan ORÇ sisteminin amortisman ya da geri ödeme süresi Denklem 3.47 ile hesaplanmaktadır (Yağlı ve ark., 2021).

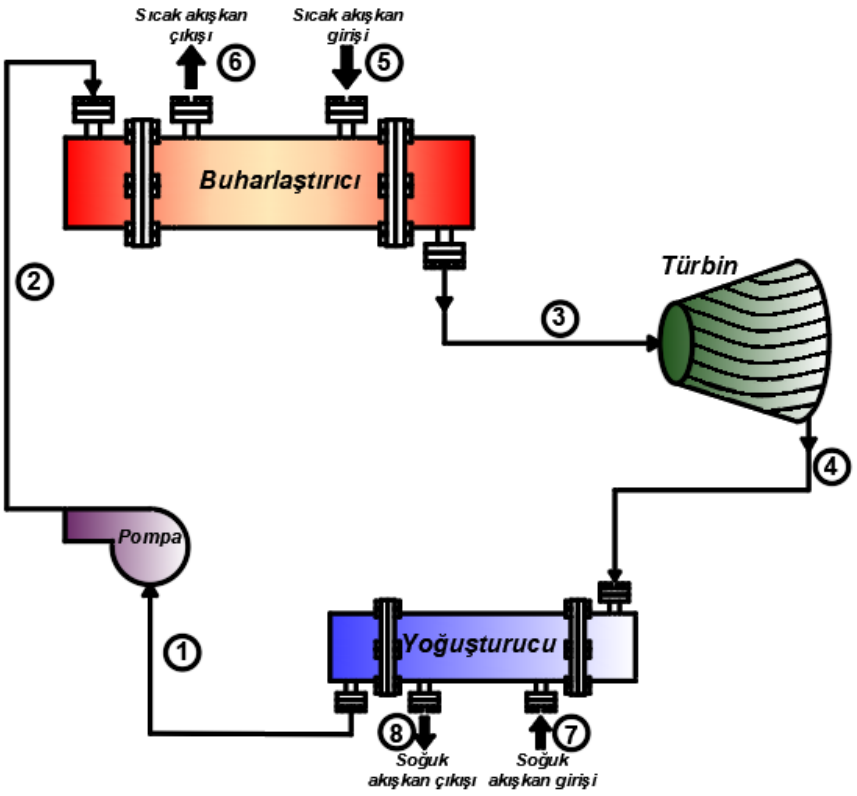
$$AS = \frac{\log \dfrac{\left(\dot{W}_{net} N c_{el}\right) - PEC_{top}(\varphi - 1)}{\left(\dot{W}_{net} N c_{el}\right) - PEC_{top}(\varphi - 1) - \left(i PEC_{top}\right)}}{\log(1 + i)} \tag{3.47}$$

Yukarıdaki denklemde c_{el}, elektriğin birim fiyatını ifade etmektedir ve yapılan analizde 0,15 $/kWh olarak alınmıştır (Li ve ark., 2019).

3.3. ORÇ Konfigürasyonlarının Enerji ve Ekserji Analizi

3.3.1. Basit ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi

Basit bir ORÇ'nin şematik diyagramı Şekil 3.1'de gösterilmektedir. Bu sistem dört bileşen içermektedir: buharlaştırıcı (kazan, evaporatör), türbin (genişletici), yoğuşturucu (kondenser) ve pompa. Bir ORÇ dört termodinamik süreçten oluşmaktadır: pompada organik akışkan sıkıştırılarak P_1 den P_2'e basınç artışı; buharlaştırıcıda, sabit basınçta (P_2=P_3) izobarik ısıtma, buharlaşma ve aşırı ısınma; iş akışkanının P_3'ten P_4 basıncına genişlemesi; yoğuşturucuda, sabit basınçta (P_4=P_1) izobarik ısı verme, tamamen yoğuşma ve aşırı soğuma şeklindedir.



Şekil 3.1. Basit ORÇ sisteminin şematik diyagramı

Basit ORÇ sisteminin her bir elemanına Termodinamiğin I. ve II. Kanununa bağlı olarak enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri uygulandığında aşağıdaki eşitlikler elde edilmiştir. İlk olarak pompa için (proses 1-2) enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri yazılmıştır. Termodinamiğin I. Kanununa göre enerji denge denklemi pompa için yazıldığında pompa gücü denklem (3.49) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_{ORÇ}(h_{2s} - h_1)}{\eta_p} = \dot{m}_{ORÇ}(h_2 - h_1) \tag{3.48}$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{ORÇ}(h_2 - h_1) \tag{3.49}$$

Burada, $\dot{m}_{ORÇ}$ iş akışkanının kütlesel debisini, h_1 pompa giriş entalpisini, h_2 ve h_{2s} gerçek ve izentropik durumdaki pompa çıkış entalpisini ve η_p pompa izentopik verimini ifade etmektedir. Denklem (3.50) ile de pompanın izentropik verimi hesaplanmaktadır.

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{3.50}$$

Pompa için ekseji denge denklemi yazılmış ve aşağıdaki eşitlik elde edilmiştir.

$$E\dot{x}_1 + \dot{W}_p = E\dot{x}_2 + E\dot{Y}_p \tag{3.51}$$

Bu denklemde, $E\dot{x}_1$ ve $E\dot{x}_2$ giriş ve çıkış ekserji oranlarını, $E\dot{Y}_p$ pompa ekserji yıkım oranını göstermektedir.

ORÇ sisteminin buharlaştırıcısına (proses 2-3) termodinamik eşitlikler uygulandığında denklem (3.55-3.54) eşitlikleri elde edilmektedir. Buharlaştırıcı ile sıcak kaynaktan çekilen ısı oranı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{ORÇ}(h_3 - h_2) \tag{3.52}$$

Burada, h_2 ve h_3 iş akışkanının buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki entalpisini ifade etmektedir. Ayrıca, sıcak kaynak tarafından sistemin buharlaştırıcısında iş akışkanına transfer edilen ısı oranı aşağıdaki eşitlik ile elde edilmektedir.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{sıc} Cp(T_5 - T_6) = \dot{m}_{sıc}(h_5 - h_6) \tag{3.53}$$

Burada, $\dot{m}_{sıc}$ sıcak akışkanın kütlesel debisini, h_5 ve h_6 sıcak akışkanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkış entalpisini göstermektedir. Buharlaştırıcının ekserji yıkım oranı denklem (3.55) ile ifade edilmektedir.

$$E\dot{x}_2 + E\dot{x}_5 = E\dot{x}_3 + E\dot{x}_6 + E\dot{Y}_b \tag{3.54}$$

Denklem 3.54'te $E\dot{x}_2$ ve $E\dot{x}_3$ iş akışkanının buharlaştırıcıya giriş ve çıkış ekserji oranlarını, $E\dot{x}_5$ ve $E\dot{x}_6$ sıcak akışkanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkış ekserji oranlarını ve $E\dot{Y}_b$ buharlaştırıcı ekserji yıkım oranını ifade etmektedir. Şekil 3.1'deki ORÇ sisteminin türbini için enerji denge denklemi yazılırsa türbin gücü denklem (3.55) ile elde edilmektedir.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORÇ}(h_3 - h_{4s})\eta_t = \dot{m}_{ORÇ}(h_3 - h_4) \tag{3.55}$$

Burada, h_3 türbin giriş entalpisini, h_4 ve h_{4s} gerçek ve izentropik durumdaki türbin çıkış entalpisidir. η_t, türbin izentropik verimi ise geçek türbin işinin izentropik türbin işine oranı olup aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \tag{3.56}$$

Türbin için ekserji denge denklemi yazıldığında türbinde gerçekleşen ekserji yıkım oranı aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Ex}_3 = \dot{Ex}_4 + \dot{W}_t + \dot{EY}_t \tag{3.57}$$

Burada, $\dot{Ex}_3$ ve $\dot{Ex}_4$ sırasıyla, türbin giriş ve çıkışındaki ekserji oranını, $\dot{EY}_t$ ise türbinde gerçekleşen ekserji yıkım oranını göstermektedir. Basit ORÇ sisteminin bir diğer elemanı yoğuşturucu için termodinamik eşitlikler aşağıda sunulmuştur. Denklem (3.58) ile I. Kanun analizi sonucu yoğuşturucu ile soğuk kuyuya aktarılan ısı oranı hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{ORÇ}(h_4 - h_1) \tag{3.58}$$

Bu denklemde h_4 ve h_1 iş akışkanın yoğuşturucuya giriş ve çıkış entalpilerini ifade etmektedir. Yoğuşturucu tarafından soğuk kuyuya transfer edilen ısı oranı ayrıca aşağıdaki eşitlikle de hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{soğ}(h_8 - h_7) \tag{3.59}$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{soğ}$ soğutucu akışkanın kütlesel debisini, h_7 ve h_8 soğutucu akışkanın yoğuşturucuya giriş ve çıkış entalpisini göstermektedir. Yoğuşturucuda ekserji denge denklemi yazıldığında ise denklem (3.60) elde edilmektedir.

$$\dot{Ex}_4 + \dot{Ex}_7 = \dot{Ex}_1 + \dot{Ex}_8 + \dot{EY}_y \tag{3.60}$$

Burada, $\dot{Ex}_4$ ve $\dot{Ex}_1$ iş akışkanının yoğuşturucuya giriş ve çıkış ekserji oranını, $\dot{Ex}_7$ ve $\dot{Ex}_8$ soğutucu akışkanın yoğuşturucuya giriş ve çıkış ekserji oranını ve $\dot{EY}_y$ ise yoğuşturucuda gerçekleşen ekserji yıkım oranını ifade etmektedir. Basit ORÇ sisteminin tüm bileşenleri için enerji ve ekserji denklemleri Çizelge 3.1'de sunulmuştur.

Çizelge 3.1. Basit ORÇ sisteminin enerji ve ekserji denge denklemleri

Bileşen	**Enerji Dengesi**	**Ekserji Dengesi**
Pompa	$\dot{W}_p = \dot{m}_{ORÇ}(h_2 - h_1)$	$E\dot{x}_1 + \dot{W}_p = E\dot{x}_2 + E\dot{Y}_p$
Buharlaştırıcı	$\dot{Q}_b = \dot{m}_{ORÇ}(h_3 - h_2)$	$E\dot{x}_2 + E\dot{x}_5 = E\dot{x}_3 + E\dot{x}_6 + E\dot{Y}_b$
Türbin	$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORÇ}(h_3 - h_4)$	$E\dot{x}_3 = E\dot{x}_4 + \dot{W}_t + E\dot{Y}_t$
Yoğuşturucu	$\dot{Q}_y = \dot{m}_{ORÇ}(h_4 - h_1)$	$E\dot{x}_4 + E\dot{x}_7 = E\dot{x}_1 + E\dot{x}_8 + E\dot{Y}_y$

Basit ORÇ sisteminin termal verimi, sistemden elde edilen net gücün sisteme giren ısı oranına bölünmesi ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_b} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_b} \tag{3.61}$$

Çevrimin toplam tersinmezlik oranı yada ekseji yıkımı ise her bir eleman için hesaplanan ekserji yıkımının toplamına eşit olup denklem (3.62) ile ifade edilmektedir.

$$E\dot{Y}_{top} = E\dot{Y}_p + E\dot{Y}_b + E\dot{Y}_t + E\dot{Y}_y \tag{3.62}$$

Bir termodinamik sistemi daha gerçekçi değerlendirmek için ekserji verimi hesaplanmalıdır. Çünkü termodinamik bir sistemin ekserji analizi, enerjinin niteliğinin yanı sıra niceliği hakkında da bilgi verir. Analizde sistemin ekserji verimi aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanmıştır (Cihan ve Kavasoğulları, 2017; Salih, 2018):

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{E\dot{x}_g} \tag{3.63}$$

Burada $E\dot{x}_g$ sisteme sağlanan ekserji oranıdır. Bu parametre basit ORÇ için aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

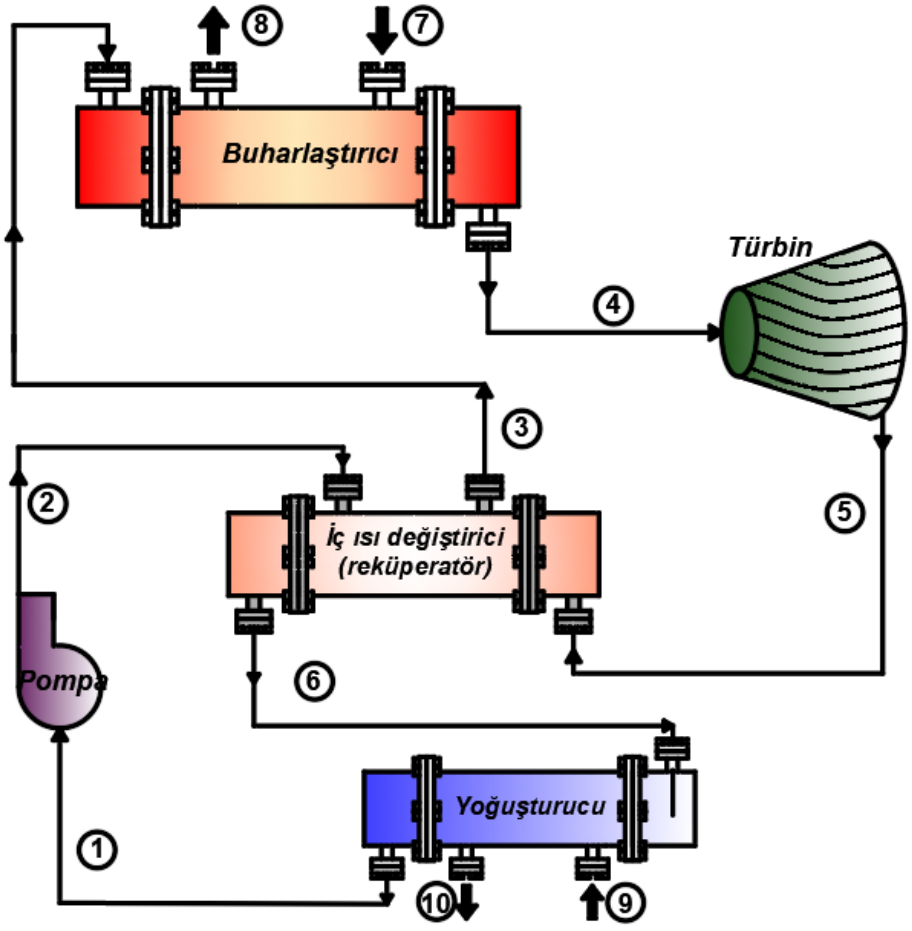
$$E\dot{x}_g = E\dot{x}_5 - E\dot{x}_6 \tag{3.64}$$

Çevrimin ikinci yasa verimi ise çevrimden elde edilen net yararlı iş çıktısının, kaynak ve kuyu sıcaklığı arasında çalışan çevrimden elde edilecek maksimum iş çıktısına yani tersinir işe oranlanması ile elde edilecektir.

$$\eta_{II} = \eta_{th}\left(1 - \frac{T_0}{T_{sic}}\right)^{-1} \tag{3.65}$$

3.3.2. İç Isı Değiştiricili ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi

Literatürde mevcut ORÇ konfigürasyonlarından biri İID'li ORÇ sistemidir. Şekil 3.2'de İID'li ORÇ sisteminin şematik diyagramı sunulmuştur. Sistem buharlaştırıcı, türbin, yoğuşturucu, iç ısı değiştiricisi (reküperatör) ve pompadan oluşmaktadır. Basit ORÇ sisteminden farklı olarak bu sistemde türbinden çıkan yüksek sıcaklıktaki buhar fazındaki organik akışkan (5) ısısını pompadan gelen düşük sıcaklıktaki sıvı fazdaki organik akışkana (2) aktarır. Bu sayede sistemin verimi artarken optimum türbin giriş basıncı azalabilir.



Şekil 3.2. İID'li ORÇ sisteminin şematik diyagramı

İç ısı değiştiricisinde (İID) gerçekleşen ısı transfer oranı Denklem (3.66) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{İID}} = \dot{m}_{ORÇ}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{ORÇ}(h_6 - h_5) \tag{3.66}$$

Bu denklemde h_2 ve h_3 İID'de sıvı organik akışkanın giriş ve çıkış entalpisini, h_5 ve h_6 buhar fazındaki organik akışkanın İID'ne giriş ve çıkış entalpisini göstermektedir. Ayrıca İID'de gerçekleşen ısı transfer oranı aşağıdaki denklem ile de elde edilmektedir.

$$\dot{Q}_{\text{İID}} = \varepsilon_{\text{İID}} C_{min}(T_2 - T_5) \tag{3.67}$$

Denklem 3.67'de, $\varepsilon_{\text{İID}}$ iç ısı değiştiricinin etkenliğini, C_{min} pompa çıkışındaki sıkıştırılmış sıvının ve türbin çıkışındaki buharın ısı kapasitelerinden minimum olanıdır. T_2 pompa çıkışında iş akışkanının sıcaklığı ve T_5 türbin çıkışında iş akışkanının sıcaklığıdır. İID'nin ekserji yıkım oranı ise denklem (3.68) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_5 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_6 + \dot{E}Y_{\text{İID}} \tag{3.68}$$

İID'li ORÇ sisteminin tüm elemanları için enerji ve ekserji denklemleri aşağıdaki tabloda sunulmuştur.

Çizelge 3.2. İID'li ORÇ sisteminin enerji ve ekserji denge denklemleri

Bileşen	**Enerji Dengesi**	**Ekserji Dengesi**
İID	$\dot{Q}_{\text{İID}} = \dot{m}_{ORÇ}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{ORÇ}(h_6 - h_5)$ $\dot{Q}_{\text{İID}} = \varepsilon_{\text{İID}} C_{min}(T_2 - T_5)$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_5 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_6 + \dot{E}Y_{\text{İID}}$
Pompa	$\dot{W}_p = \dot{m}_{ORÇ}(h_2 - h_1)$	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_p = \dot{E}x_2 + \dot{E}Y_p$
Buharlaştırıcı	$\dot{Q}_b = \dot{m}_{ORÇ}(h_4 - h_3)$	$\dot{E}x_3 + \dot{E}x_7 = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_8 + \dot{E}Y_b$
Türbin	$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORÇ}(h_4 - h_5)$	$\dot{E}x_4 = \dot{E}x_5 + \dot{W}_t + \dot{E}Y_t$
Yoğuşturucu	$\dot{Q}_y = \dot{m}_{ORÇ}(h_6 - h_1)$	$\dot{E}x_6 + \dot{E}x_9 = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{10} + \dot{E}Y_y$

İID'li ORÇ sisteminin termal verimi;

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_b} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_b} \tag{3.69}$$

denklemi ile ifade edilir. Sistemin toplam ekserji yıkımı ise basit ORÇ sisteminin toplam ekserji yıkım ifadesine İID (reküperatör) komponentinin ekserji yıkım oranının ilave edilmesiyle elde edilir.

$$\dot{EY}_{top} = \dot{EY}_{\text{İID}} + \dot{EY}_p + \dot{EY}_b + \dot{EY}_t + \dot{EY}_y \tag{3.70}$$

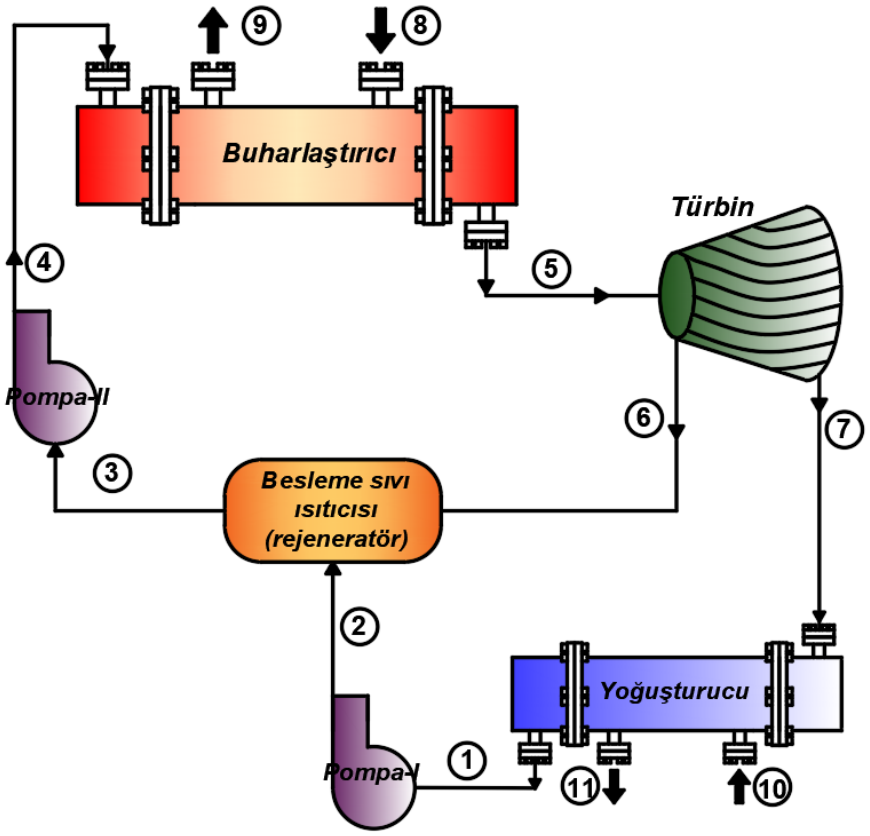
Reküperatörlü çevrimin ekserji verimi ise sistemden elde edilen net gücün sisteme sıcak kaynak tarafından sağlanan ekserji oranına bölünmesi ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Ex}_g} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Ex}_7 - \dot{Ex}_8} \tag{3.71}$$

$$\eta_{II} = \eta_{th}\left(1 - \frac{T_0}{T_{sıc}}\right)^{-1} \tag{3.72}$$

3.3.3. Besleme Sıvı Isıtıcılı ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi

Atık termal enerjiden enerji elde etmek için kullanılan ORÇ konfigürasyonlarından biri besleme sıvı ısıtıcılı (BSI) ORÇ'dir. Sistem buharlaştırıcı, türbin, yoğuşturucu, rejeneratör ve iki pompadan oluşmaktadır. BSI'da (rejeneratör), enerji kaybını önlemek için, türbin çıkışındaki yüksek sıcaklıktaki buhar ile pompa çıkışındaki düşük sıcaklıktaki sıvı arasında ısı geçişi gerçekleşir. BSI-ORÇ'de, buhar türbine buharlaştırıcı basıncında girer (5) ve izentropik olarak bir ara basınca genişler. Bu sırada, bir miktar buhar alınarak rejeneratöre yönlendirilir (6). Kalan buhar, türbinde genişlemeye devam ederek, izentropik olarak yoğuşturucu basıncına genişler (7). Akışkan yoğuşturucudan ayrılır (1). Yoğuşan akışkan, pompa-I'e girer ve burada basıncı artarak, rejeneratör basıncına ulaşır (2). BSI'ya giren sıvı akışkan türbinden gelen buhar ile karışır ve BSI'dan doymuş sıvı olarak çıkar (3). Daha sonra, akışkan pompa-II'e girer ve akışkanın basıncı buharlaştırıcı basıncına yükselir (4). Çevrim, iş akışkanının buharlaştırıcı içinde buharlaşması ile tamamlanır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. BSI'lı ORÇ sisteminin şematik diyagramı

BSI'lı ORÇ sisteminin her bir bileşenine termodinamik kanunlar uygulanarak enerji ve ekserji denge denklemleri elde edilmiştir. Öncelikle sistemin türbinine gelen iş akışkanın X miktarının rejeneratöre ve (1-X) miktarı yoğuşturucuya girdiği kabul edilirse,

$$\dot{m}_{ORÇ} X h_6 + \dot{m}_{ORÇ}(1-X)h_2 = \dot{m}_{ORÇ} h_3 \tag{3.73}$$

$$X = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} \tag{3.74}$$

Yukarıdaki denklemlerde h_2, h_3 ve h_6 sırasıyla pompa-I tarafından rejeneratöre giren iş akışkanının entalpisini, rejeneratörden çıkış entalpisini ve türbinden gelen iş akışkanının giriş entalpisini ifade etmektedir. Rejeneratör için ekserji denge denklemi yazılarak ekserji yıkım oranı ($E\dot{Y}_{rej}$) aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$E\dot{x}_2 + E\dot{x}_6 = E\dot{x}_3 + E\dot{Y}_{rej} \tag{3.75}$$

BSI'lı ORÇ sisteminin pompaları için gerekli güç enerji denge denkleminin yazılması ile elde edilmiş ve Denklem (3.76) ve Denklem (3.77) ile sunulmuştur.

$$\dot{W}_{pI} = \frac{\dot{m}_{ORÇ}\,(1-X)(h_{2s}-h_1)}{\eta_{pI}} = \dot{m}_{ORÇ}\,(1-X)(h_2-h_1) \qquad (3.76)$$

$$\dot{W}_{pII} = \frac{\dot{m}_{ORÇ}\,(h_{4s}-h_3)}{\eta_{pII}} = \dot{m}_{ORÇ}(h_4-h_3) \qquad (3.77)$$

Burada, $\dot{W}_{pI}$ ve η_{pI} pompa-I gücünü ve izentropik verimini, $\dot{W}_{pII}$ ve η_{pII} pompa-II gücünü ve izentropik verimini göstermektedir. Ekserji denge denklemleri ise aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanmaktadır.

$$E\dot{x}_1 + \dot{W}_{pI} = E\dot{x}_2 + E\dot{Y}_{pI} \qquad (3.78)$$

$$E\dot{x}_3 + \dot{W}_{pII} = E\dot{x}_4 + E\dot{Y}_{pII} \qquad (3.79)$$

Bu denklemlerde, $E\dot{x}_1$ ve $E\dot{x}_2$ pompa-I giriş ve çıkış ekserji oranlarını, $E\dot{x}_3$ ve $E\dot{x}_4$ pompa-II giriş ve çıkış ekserji oranlarını, $E\dot{Y}_{pI}$ ve $E\dot{Y}_{pII}$ pompa-I ve pompa-II ekserji yıkım oranlarını göstermektedir. Buharlaştırıcı ısı oranı ve ekserji yıkım oranı aşağıdaki iki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{ORÇ}(h_5-h_4) \qquad (3.80)$$

$$E\dot{x}_4 + E\dot{x}_8 = E\dot{x}_5 + E\dot{x}_9 + E\dot{Y}_b \qquad (3.81)$$

Burada, $E\dot{x}_4$ ve $E\dot{x}_5$ iş akışkanının buharlaştırıcı giriş ve çıkış ekserji oranlarını, $E\dot{x}_8$ ve $E\dot{x}_9$ sıcak akışkanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkış ekserji oranlarını ve $E\dot{Y}_b$ buharlaştırıcı ekserji yıkım oranını ifade etmektedir. BSI'lı ORÇ sisteminin türbin için enerji ve ekserji analizi sonucu türbin gücü ve türbinde gerçekleşen ekserji yıkım oranı elde edilir.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORÇ}\,X\,(h_5-h_6) + \dot{m}_{ORÇ}\,(1-X)\,(h_5-h_7) \qquad (3.82)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORÇ}\,\eta_t\,[(h_5-h_{7s}) + X(h_{7s}-h_{6s})] \qquad (3.83)$$

Burada, h_5 türbin giriş entalpisini, h_6 ve h_{6s} türbinden rejeneratöre giden akışkanın gerçek ve izentropik durumdaki entalpisini, h_7 ve h_{7s} türbinden yoğuşturucuya giden akışkanın gerçek ve izentropik durumdaki entalpisini belirtmektedir. Türbin için ekserji analizi sonucu ise türbinde gerçekleşen ekserji yıkım oranı hesaplanmıştır.

$$\dot{E}x_5 = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_7 + \dot{W}_t + \dot{E}Y_t \tag{3.84}$$

Burada, $\dot{E}x_5$ türbin girişindeki $\dot{E}x_6$ ve $\dot{E}x_7$ çıkışındaki ekserji oranlarını, $\dot{E}Y_t$ ise türbinde gerçekleşen ekserji yıkım oranını göstermektedir. Rejeneratif ORÇ sisteminin yoğuşturucusu ile soğuk akışkana transfer edilen ısı oranı ve ekserji yıkım oranı ise aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{ORÇ}(1 - X)(h_1 - h_7) \tag{3.85}$$

$$\dot{E}x_7 + \dot{E}x_{10} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{11} + \dot{E}Y_y \tag{3.86}$$

Burada, $\dot{E}x_7$ ve $\dot{E}x_1$ iş akışkanının yoğuşturucuya giriş ve çıkış ekserji oranını, $\dot{E}x_{10}$ ve $\dot{E}x_{11}$ soğutucu akışkanın yoğuşturucuya giriş ve çıkış ekserji oranını ve $\dot{E}Y_y$ ise yoğuşturucuda gerçekleşen ekserji yıkım oranını ifade etmektedir.

Çizelge 3.3. BSI'lı ORÇ sisteminin enerji ve ekserji denge denklemleri

Bileşen	**Enerji Dengesi**	**Ekserji Dengesi**
Rejeneratör	$\dot{m}_{ORÇ}Xh_6 + \dot{m}_{ORÇ}(1-X)h_2 = \dot{m}_{ORÇ}h_3$	$\dot{Ex}_2 + \dot{Ex}_6 = \dot{Ex}_3 + \dot{EY}_{rej}$
Pompa-I	$\dot{W}_{pI} = \dot{m}_{ORÇ}\,(1-X)(h_2 - h_1)$	$\dot{Ex}_1 + \dot{W}_{pI} = \dot{Ex}_2 + \dot{EY}_{pI}$
Pompa-II	$\dot{W}_{pII} = \dot{m}_{ORÇ}(h_4 - h_3)$	$\dot{Ex}_3 + \dot{W}_{pII} = \dot{Ex}_4 + \dot{EY}_{pII}$
Buharlaştırıcı	$\dot{Q}_b = \dot{m}_{ORÇ}(h_5 - h_4)$	$\dot{Ex}_4 + \dot{Ex}_8 = \dot{Ex}_5 + \dot{Ex}_9 + \dot{EY}_b$
Türbin	$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORÇ}\,X\,(h_5 - h_6) + \dot{m}_{ORÇ}\,(1-X)\,(h_5 - h_7)$	$\dot{Ex}_5 = \dot{Ex}_6 + \dot{Ex}_7 + \dot{W}_t + \dot{EY}_t$
Yoğuşturucu	$\dot{Q}_y = \dot{m}_{ORÇ}(1-X)(h_1 - h_7)$	$\dot{Ex}_7 + \dot{Ex}_{10} = \dot{Ex}_1 + \dot{Ex}_{11} + \dot{EY}_y$

Rejeneratif ORÇ sisteminin termal verimliliği denklem (3.87) ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_b} = \frac{\dot{W}_t - (\dot{W}_{pI} + \dot{W}_{pII})}{\dot{Q}_b} \tag{3.87}$$

Rejeneratif ORÇ sisteminin toplam tersinmezlik oranı yada ekseji yıkımı ise her bir eleman için hesaplanan ekserji yıkımının toplamına eşit olup denklem (3.88) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{EY}_{top} = \dot{EY}_p + \dot{EY}_b + \dot{EY}_{rej} + \dot{EY}_t + \dot{EY}_y \tag{3.88}$$

BSI'lı ORÇ sisteminin ekserji verimliliği ve II.kanun verimliliği aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

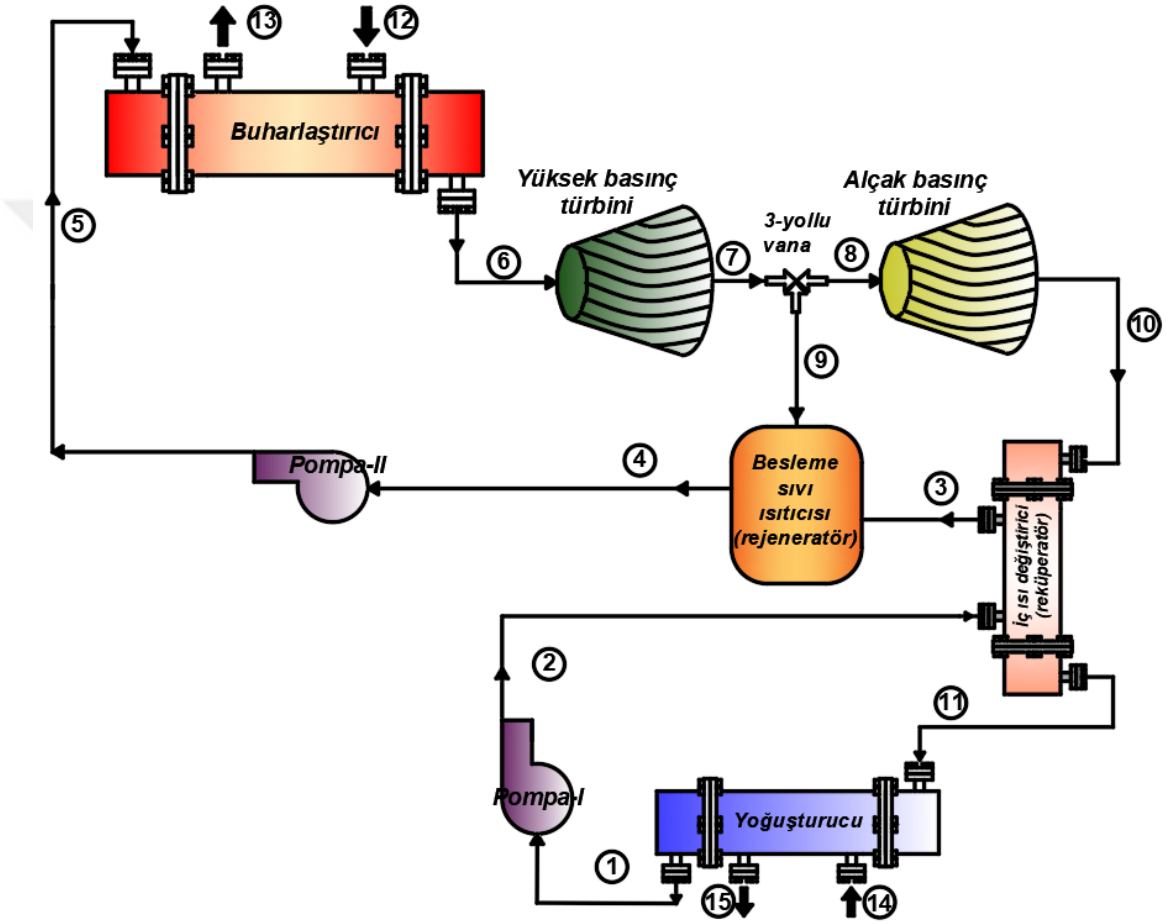
$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Ex}_g} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Ex}_8 - \dot{Ex}_9} \tag{3.89}$$

$$\eta_{II} = \eta_{th}\left(1 - \frac{T_0}{T_{sıc}}\right)^{-1} \tag{3.90}$$

3.3.4. Besleme Sıvı Isıtıcılı-İç Isı Değiştiricili Organik Rankine Çevriminin Enerji ve Ekserji Analizi

BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonu birer adet buharlaştırıcı, yüksek basınç türbini, alçak basınç türbini, besleme sıvısı ısıtıcısı (rejeneratör), reküperatör ve iki adet pompadan oluşmaktadır. Şekil 3.4, atık termal enerjiden enerji elde etmek için kullanılan rejeneratif ve reküperatif ORÇ'nin şematik diyagramını göstermektedir. Rejeneratör ısı eşanjöründe, çevrimde enerji kaybını önlemek için, türbin çıkışındaki yüksek sıcaklıktaki buhar ile reküperatör çıkışındaki düşük sıcaklıktaki sıvı arasında ısı transfer edilir. Rejeneratif ve reküperatif ORÇ'de iş akışkanı, buharlaştırıcı basıncında yüksek basınç türbinine girer (6) ve izentropik olarak bir ara basınca (7) genişler. Burada, buharın bir kısmı besleme sıvı ısıtıcısına (rejeneratöre) yönlendirilir (9). Geri kalan buhar (8) ise izentropik olarak alçak basınç türbininde (10) yoğuşturucu basıncına genişler. Genişleyen buhar reküperatöre girer ve ısısını pompa-I'den çıkan akışkana verir (11). Daha sonra buhar yoğuşturucuya girer ve sabit basınçta ısı vererek yoğuşturucudan çıkar (1). Yoğuşmuş sıvı pompa-I'e girer ve burada basıncı reküperatör basıncına yükselir (2). Reküperatöre

gelen akışkan ve alçak basınç türbininden çıkan akışkan arasında sabit basınçta ısı geçişi gerçekleşerek akışkan reküperatörden çıkar (3). Daha sonra akışkan rejeneratöre girer ve burada yüksek basınç türbininden gelen buhar ile karışır. Karışım rejeneratörden doymuş sıvı olarak çıkar (4). Pompa-II, organik akışkanın basıncını izentropik olarak buharlaştırıcı basıncına yükseltir (5). Döngü, iş akışkanının buharlaştırıcıda atık ısının ısısını alıp buharlaşmasıyla tamamlanır (6).



Şekil 3.2. BSI-İID'li ORÇ sisteminin şematik diyagramı

BSI-İID'li ORÇ için termodinamik ifadeler aşağıdaki eşitliklerle verilmiştir. Yüksek basınç türbininden çıkan akışkan, üç yollu vanada ikiye ayrılır. $\dot{m_{rej}}$ miktarı rejeneratöre ve $\dot{m_{abt}}$ miktarı da alçak basınç türbinine gider. Burada, kütlenin korunumu yazıldığında Denklem (3.91) elde edilmektedir.

$$\dot{m}_{ORÇ} = \dot{m}_{rej} + \dot{m}_{abt} \tag{3.91}$$

Akışkanlar rejeneratörede sabit basınçta karışmaktadır. Sonuç olarak, karışma prosesi yoğuşma basıncı ile türbin basınçları arasında orta bir basınç seviyesinde gerçekleşmekte ve bunun için de ikinci bir pompa kullanılmaktadır. Dolayısıyla aşağıdaki eşitlik yazılmaktadır.

$$P_2 = P_3 = P_4 = P_7 = P_8 = P_9 \tag{3.92}$$

Pompa-I, pompa-II ve toplam pompa giriş gücü aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir.

$$\dot{W}_{pI} = \frac{\dot{m}_{abt}(h_{2s} - h_1)}{\eta_p} = \dot{m}_{abt}(h_2 - h_1) \tag{3.93}$$

$$\dot{W}_{pII} = \frac{\dot{m}_{ORÇ}(h_{5s} - h_4)}{\eta_p} = \dot{m}_{ORÇ}(h_5 - h_4) \tag{3.94}$$

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{pI} + \dot{W}_{pII} \tag{3.95}$$

Pompa-I ve pompa-II tarafından gerçekleşen ekserji yıkım oranı sırasıyla Denklem (3.96) ve (3.97) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{E}x_1 + \dot{W}_{p1} = \dot{E}x_2 + \dot{E}Y_{pI} \tag{3.96}$$

$$\dot{E}x_4 + \dot{W}_{p2} = \dot{E}x_5 + \dot{E}Y_{pII} \tag{3.97}$$

Bu denklemlerde, $\dot{Ex}_1$ ve $\dot{Ex}_2$ pompa-I giriş ve çıkış ekserji oranlarını, $\dot{Ex}_4$ ve $\dot{Ex}_5$ pompa-II giriş ve çıkış ekserji oranlarını, $\dot{EY}_{pI}$ ve $\dot{EY}_{pII}$ pompa-I ve pompa-II ekserji yıkım oranlarını göstermektedir. Buharlaştırıcıda iş akışkanına transfer edilen ısı oranı ve ekserji yıkım oranı aşağıdaki denklemler ile elde edilmektedir.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{ORÇ}(h_6 - h_5) = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13}) \tag{3.98}$$

$$\dot{E}x_5 + \dot{E}x_{12} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{13} + \dot{E}Y_b \tag{3.99}$$

Yukarıdaki denklemlerde $\dot{m}_{12}$ sıcak akışkanın kütlesel debisini, h_{12} ve h_{13} sıcak akışkanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkış entalpisini göstermektedir. Ekserji denge denklemindeki $\dot{E}x_5$ ve $\dot{E}x_6$ organik akışkanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkış ekserji oranını, $\dot{E}x_{12}$ ve $\dot{E}x_{13}$ sıcak akışkanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkış ekserji oranını belirtmektedir. Çift basınçlı, BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonunun yüksek basınç türbini tarafından gerçekleştirilen güç ve ekserji yıkım oranı aşağıdaki iki denklem ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{ybt} = \dot{m}_{ORÇ}\eta_t(h_6 - h_{7s}) = \dot{m}_{ORÇ}(h_6 - h_7) \tag{3.100}$$

$$\dot{E}x_6 = \dot{E}x_7 + \dot{W}_{ybt} + \dot{E}Y_{ybt} \tag{3.101}$$

Yukarıdaki denklemlerde, h_6 ve h_7 yüksek basınç türbinine giren ve çıkan iş akışkanının entalpisini, $\dot{E}x_6$ ve $\dot{E}x_7$ giriş ve çıkış ekserji oranını ve $\dot{E}Y_{ybt}$ de yüksek basınç türbininde gerçekleşen ekserji yıkım oranını göstermektedir. Aynı şekilde alçak basınç türbini için enerji ve ekserji denge denklemleri ise Denklem (3.102) ve (3.103) ile yazılmaktadır.

$$\dot{W}_{abt} = \dot{m}_{abt}\eta_t(h_8 - h_{10s}) = \dot{m}_{abt}(h_8 - h_{10}) \tag{3.102}$$

$$\dot{E}x_8 = \dot{E}x_{10} + \dot{W}_{abt} + \dot{E}Y_{abt} \tag{3.103}$$

Toplam türbin gücü yüksek basınç türbini ile alçak basınç türbininin güçleri toplamına eşit olup Denklem (3.104) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{ybt} + \dot{W}_{abt} \tag{3.104}$$

Sistemin iç ısı değiştiricisinde (İID) ya da diğer bir adıyla reküperatöründe gerçekleşen ısı geçişi oranı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{\text{İ}ID} = \dot{m}_{abt}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{abt}(h_{10} - h_{11}) \tag{3.105}$$

Bu denklemde h_2 ve h_3 pompadan çıkan organik akışkanın reküperatöre giriş ve çıkış entalpisini, h_{10} ve h_{11} alçak basınç türbininden çıkan buhar fazındaki organik akışkanın reküperatöre giriş ve çıkış entalpisini göstermektedir. Ayrıca İID'de gerçekleşen ısı transfer oranı aşağıdaki denklem ile de elde edilmektedir.

$$\dot{Q}_{\text{İ}ID} = \varepsilon_{\text{İ}ID} C_{min} (T_2 - T_{10}) \tag{3.106}$$

Yukarıdaki eşitlikte, $\varepsilon_{\text{İ}ID}$ reküperatörün etkenliğini, C_{min} pompa çıkışındaki sıkıştırılmış sıvının ve türbin çıkışındaki buharın ısı kapasitelerinden minimum olanıdır. T_2 ve T_{10} sırasıyla, pompa ve türbin çıkışındaki iş akışkanının sıcaklığını ifade etmektedir. İID'nin ekserji yıkım oranı hesaplanması için aşağıdaki denklem yazılmaktadır.

$$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{10} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{11} + \dot{E}Y_{\text{İ}ID} \tag{3.107}$$

Bu denklemde, $\dot{E}x_2$ ve $\dot{E}x_3$ pompadan çıkan sıvı akışkanın İID'ye giriş ve çıkış ekserji oranı, $\dot{E}x_{10}$ ve $\dot{E}x_{11}$ alçak basınç türbininden çıkan buhar fazındaki iş akışkanının İID'ye giriş ve çıkış ekserji oranıdır. Eşitliğin sonundaki $\dot{E}Y_{\text{İ}ID}$ ifadesi ise İID'de gerçekleşen ekserji yıkım oranını göstermektedir. Son olarak çift basınçlı ORÇ konfigürasyonunun besleme sıvı ısıtıcısı (rejeneratör) bileşeni için enerji ve ekserji denge denklemleri yazılmış ve aşağıdaki eşitliklere ulaşılmıştır.

$$\dot{Q}_{rej} = \dot{m}_{ORÇ} h_4 = \dot{m}_{abt} h_9 + \dot{m}_{abt} h_3 \tag{3.108}$$

$$\dot{E}x_3 + \dot{E}x_9 = \dot{E}x_4 + \dot{E}Y_{rej} \tag{3.109}$$

Rejeneratif ORÇ sisteminin yoğuşturucusu ile soğuk akışkana transfer edilen ısı oranı ve ekserji yıkım oranı ise aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{abt}(h_{11} - h_1) = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14}) \tag{3.110}$$

$$\dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{14} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{15} + \dot{E}Y_y \tag{3.111}$$

Burada, $\dot{E}x_{11}$ ve $\dot{E}x_1$ iş akışkanının yoğuşturucuya giriş ve çıkış ekserji oranını, $\dot{E}x_{14}$ ve $\dot{E}x_{15}$ soğutucu akışkanın yoğuşturucuya giriş ve çıkış ekserji oranını ve $\dot{E}Y_y$ ise yoğuşturucuda gerçekleşen ekserji yıkım oranını ifade etmektedir.

Çizelge 3.4. BSI-İID'li ORÇ sisteminin enerji ve ekserji denge denklemleri

Bileşen	**Enerji Dengesi**	**Ekserji Dengesi**
Pompa-I	$\dot{W}_{pI} = \dot{m}_{abt}(h_2 - h_1)$	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_{p1} = \dot{E}x_2 + \dot{E}Y_{pI}$
İID	$\dot{Q}_{\text{İ}ID} = \dot{m}_{abt}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{abt}(h_{10} - h_{11})$ $\dot{Q}_{\text{İ}ID} = \varepsilon_{\text{İ}ID} C_{min}(T_2 - T_{10})$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{10} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{11} + \dot{E}Y_{\text{İ}ID}$
BSI	$\dot{Q}_{rej} = \dot{m}_{ORÇ} h_4 = \dot{m}_{abt} h_9 + \dot{m}_{abt} h_3$	$\dot{E}x_3 + \dot{E}x_9 = \dot{E}x_4 + \dot{E}Y_{rej}$
Pompa-II	$\dot{W}_{pII} = \dot{m}_{ORÇ}(h_5 - h_4)$	$\dot{E}x_4 + \dot{W}_{p2} = \dot{E}x_5 + \dot{E}Y_{pII}$
Buharlaştırıcı	$\dot{Q}_b = \dot{m}_{ORÇ}(h_6 - h_5) = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})$	$\dot{E}x_5 + \dot{E}x_{12} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{13} + \dot{E}Y_b$
Yüksek basınç türbini	$\dot{W}_{ybt} = \dot{m}_{ORÇ}(h_6 - h_7)$	$\dot{E}x_6 = \dot{E}x_7 + \dot{W}_{ybt} + \dot{E}Y_{ybt}$
Alçak basınç türbini	$\dot{W}_{abt} = \dot{m}_{abt}(h_8 - h_{10})$	$\dot{E}x_8 = \dot{E}x_{10} + \dot{W}_{abt} + \dot{E}Y_{abt}$
Yoğuşturucu	$\dot{Q}_y = \dot{m}_{abt}(h_{11} - h_1) = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14})$	$\dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{14} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{15} + \dot{E}Y_y$

BSI-İID'li ORÇ sisteminin her bir komponenti için enerji ve ekserji denge denklemleri yukarıda ayrıntılı şekilde verilmiş ve Çizelge 3.4'te sunulmuştur.

BSI-İID'li ORÇ'nin net gücü ve termal verimliliği Denklem (3.112) ve Denklem (3.113) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \tag{3.112}$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_b} = \frac{(\dot{W}_{ybt} + \dot{W}_{abt}) - (\dot{W}_{pI} + \dot{W}_{pII})}{\dot{Q}_b} \tag{3.113}$$

ORÇ konfigürasyonunun toplam tersinmezlik oranı yada ekseji yıkımı ise her bir eleman için hesaplanan ekserji yıkımının toplamına eşittir.

$$\dot{EY}_{top} = \dot{EY}_p + \dot{EY}_b + \dot{EY}_{rej} + \dot{EY}_{\text{İID}} + \dot{EY}_t + \dot{EY}_y \tag{3.114}$$

BSI-İID'li ORÇ sisteminin ekserji verimliliği ise aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Ex}_g} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Ex}_{12} - \dot{Ex}_{13}} \tag{3.115}$$

Burada, $\dot{Ex}_g$ buharlaştırıcıda sıcak akışkan tarafından sisteme sağlanan ekserjiyi ifade etmektedir. Sistemin ikinci kanun verimliliği (termodinamik iyilik derecesi) ise aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_{II} = \eta_{th}\left(1 - \frac{T_0}{T_{sıc}}\right)^{-1} \tag{3.116}$$

3.4. ORÇ Konfigürasyonlarının Termoekonomik Analizi

İlk olarak, basit ORÇ sisteminin enerji ve ekserji denge denklemleri elde edildikten sonra her bir sistem komponenti için yakıt ve ürün yaklaşımı ile maliyet denge denklemleri elde edilir. Aşağıdaki Çizelge 3.5'te basit ORÇ sisteminin her bir elemanı için maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler verilmiştir.

Aşağıdaki denklemlerdeki $\dot{Z}_p$, $\dot{Z}_b$, $\dot{Z}_t$ ve $\dot{Z}_y$ sırasıyla, pompa, buharlaştırıcı, türbin ve yoğuşturucu bileşenlerinin ilk yatırım ve operasyon ve bakım maliyeti olup Denklem 3.36 ile hesaplanmaktadır.

Çizelge 3.5. Basit ORÇ sisteminin maliyet denge ve yardımcı denklemleri

Bileşen	**Maliyet Denge Denklemi**	**Yardımcı Eşitlik**
Pompa	$c_1\dot{Ex}_1 + c_p\dot{W}_p + \dot{Z}_p = c_2\dot{Ex}_2$	$c_p = c_t$
Buharlaştırıcı	$c_2\dot{Ex}_2 + c_5\dot{Ex}_5 + \dot{Z}_b = c_3\dot{Ex}_3 + c_6\dot{Ex}_6$	$c_5 = c_6$
Türbin	$c_3\dot{Ex}_3 + \dot{Z}_t = c_4\dot{Ex}_4 + c_t\dot{W}_t$	$c_3 = c_4$
Yoğuşturucu	$c_4\dot{Ex}_4 + c_7\dot{Ex}_7 + \dot{Z}_y = c_1\dot{Ex}_1 + c_8\dot{Ex}_8$	$c_4 = c_1\,, c_7 = 0$

Çizelge 3.6'da İID'li ORÇ konfigürasyonunun beş bileşeni için maliyet denge ve yardımcı denklemleri sunulmuştur. Basit ORÇ sisteminden farklı olarak İID'nin maliyet denge denklemindeki $\dot{Z}_{\text{İ}ID}$ ifadesi iç ısı değiştiricisinin ilk yatırım ve operasyon ve bakım maliyetidir.

Çizelge 3.6. İID'li ORÇ sisteminin maliyet denge ve yardımcı denklemleri

Bileşen	**Maliyet Denge Denklemi**	**Yardımcı Eşitlik**
İID	$c_2\dot{E}x_2 + c_5\dot{E}x_5 + \dot{Z}_{\text{İ}ID} = c_3\dot{E}x_3 + c_6\dot{E}x_6$	$c_5 = c_6$
Pompa	$c_1\dot{E}x_1 + c_p\dot{W}_p + \dot{Z}_p = c_2\dot{E}x_2$	$c_p = c_t$
Buharlaştırıcı	$c_3\dot{E}x_3 + c_7\dot{E}x_7 + \dot{Z}_b = c_4\dot{E}x_4 + c_8\dot{E}x_8$	$c_7 = c_8$
Türbin	$c_4\dot{E}x_4 + \dot{Z}_t = c_5\dot{E}x_5 + c_t\dot{W}_t$	$c_4 = c_5$
Yoğuşturucu	$c_6\dot{E}x_6 + c_9\dot{E}x_9 + \dot{Z}_y = c_1\dot{E}x_1 + c_{10}\dot{E}x_{10}$	$c_6 = c_1\,, c_9 = 0$

BSI'lı ORÇ sisteminin elemanları için maliyet denge ve yardımcı denklemleri elde edilmiş ve Çizelge 3.7 ile verilmiştir. Aşağıdaki eşitliklerde $\dot{Z}_{BSI}$, $\dot{Z}_{pI}$ ve $\dot{Z}_{pII}$ sırasıyla rejeneratörün (BSI), birinci pompanın ve ikinci pompanın ilk yatırım ve operasyon ve bakım maliyetini ifade etmektedir.

Çizelge 3.7. BSI'lı ORÇ sisteminin maliyet denge ve yardımcı denklemleri

Bileşen	**Maliyet Denge Denklemi**	**Yardımcı Eşitlik**
BSI	$c_6\dot{E}x_6 + c_2\dot{E}x_2 + \dot{Z}_{BSI} = c_3\dot{E}x_3$	
Pompa-I	$c_1\dot{E}x_1 + c_{pI}\dot{W}_{pI} + \dot{Z}_{pI} = c_2\dot{E}x_2$	$c_{pI} = c_t$
Pompa-II	$c_3\dot{E}x_3 + c_{pII}\dot{W}_{pII} + \dot{Z}_{pII} = c_4\dot{E}x_4$	$c_{pII} = c_t$
Buharlaştırıcı	$c_4\dot{E}x_4 + c_8\dot{E}x_8 + \dot{Z}_b = c_5\dot{E}x_5 + c_9\dot{E}x_9$	$c_8 = c_9$
Türbin	$c_5\dot{E}x_5 + \dot{Z}_t = c_6\dot{E}x_6 + c_7\dot{E}x_7 + c_t\dot{W}_t$	$c_6 = c_5\,, c_7 = c_5$
Yoğuşturucu	$c_7\dot{E}x_7 + c_{10}\dot{E}x_{10} + \dot{Z}_y = c_1\dot{E}x_1 + c_{11}\dot{E}x_{11}$	$c_7 = c_1\,, c_{10} = 0$

Son konfigürasyon, BSI-İID'li ORÇ sisteminin SPECO yöntemine göre termoekonomik analizi yapılmıştır. Her bir sistem elemanı için maliyet denge ve yardımcı denklemleri yazılmıştır. Elde edilen eşitlikler aşağıdaki Çizelge 3.8'de sunulmuştur.

Çizelge 3.8. BSI-İID'li ORÇ sisteminin maliyet denge ve yardımcı denklemleri

Bileşen	**Maliyet Denge Denklemi**	**Yardımcı Eşitlik**
Pompa-I	$c_1\dot{E}x_1 + c_{pI}\dot{W}_{pI} + \dot{Z}_{pI} = c_2\dot{E}x_2$	$c_{pI} = c_{ybt}$
İID	$c_{10}\dot{E}x_{10} + c_2\dot{E}x_2 + \dot{Z}_{\text{İID}} = c_{11}\dot{E}x_{11} + c_3\dot{E}x_3$	$c_{10} = c_{11}$
BSI	$c_3\dot{E}x_3 + c_9\dot{E}x_9 + \dot{Z}_{BSI} = c_4\dot{E}x_4$	
Pompa-II	$c_4\dot{E}x_4 + c_{pII}\dot{W}_{pII} + \dot{Z}_{pII} = c_5\dot{E}x_5$	$c_{pII} = c_{abt}$
Buharlaştırıcı	$c_5\dot{E}x_5 + c_{12}\dot{E}x_{12} + \dot{Z}_b = c_6\dot{E}x_6 + c_{13}\dot{E}x_{13}$	$c_{12} = c_{13}$
Yüksek basınç türbini	$c_6\dot{E}x_6 + \dot{Z}_{ybt} = c_7\dot{E}x_7 + c_{ybt}\dot{W}_{ybt}$	$c_6 = c_7\,, c_7 = c_8\,, c_7 = c_9$
Alçak basınç türbini	$c_8\dot{E}x_8 + \dot{Z}_{abt} = c_{10}\dot{E}x_{10} + c_{abt}\dot{W}_{abt}$	$c_{10} = c_8$
Yoğuşturucu	$c_{11}\dot{E}x_{11} + c_{14}\dot{E}x_{14} + \dot{Z}_y = c_1\dot{E}x_1 + c_{15}\dot{E}x_{15}$	$c_{11} = c_1\,, c_{14} = 0$

Bu denklemlerdeki $\dot{Z}_{ybt}$ ve $\dot{Z}_{abt}$ sırasıyla yüksek basınç ve alçak basınç türbininin operasyon ve bakım maliyetini ifade etmektedir.

SPECO yöntemine göre termoekonomik analiz için ORÇ konfigürasyonlarının her bir bileşenine ait maliyet denge ve yardımcı eşitliklerin yazımından sonra bileşenlerin ilk yatırım ve operasyon ve bakım maliyeti değerlerinin Denklem 3.36'ya göre hesaplanması gerekmektedir. Bunun için gerekli $PEC_k = Z_k$ yani satın alınan ekipman maliyeti ise her bir komponent için Çizelge 3.9'daki eşitlikler ile hesaplanmaktadır. BSI-İID'li ORÇ sistemindeki üç yollu vananın ilk yatırım maliyeti çevrimin diğer bileşenlerine göre çok daha düşük olduğundan yapılan hesaplamalarda üç yollu vananın maliyeti ihmal edilmiştir.

Çizelge 3.9. ORÇ sisteminin alt bileşenlerinin ilk yatırım maliyeti fonksiyonları

Bileşen	**İlk yatırım maliyeti fonksiyonu (USD)**	**Referans kaynak**
Pompa	$PEC_p = 3540\ (\dot{W}_p)^{0,71}$	(Mohammadkhani ve ark., 2014; Özahi ve ark., 2018;)
Buharlaştırıcı	$PEC_b = 130\ (A_b/0{,}093)^{0,78}$	(Cheddie ve Murray, 2010; Özahi ve ark., 2018)
Türbin	$PEC_t = 4405\ (\dot{W}_t)^{0,7}$	(Özahi ve ark., 2018)
Yoğuşturucu	$PEC_y = 2143\ (A_y)^{0,514}$	(Guo-Yan ve ark., 2008)
İID	$PEC_{\text{İ}ID} = 2681\ (A_{\text{İ}ID})^{0,59}$	(Guo-Yan ve ark., 2008; Zare ve ark. 2013)
BSI	$PEC_{BSI} = 2143\ (A_{BSI})^{0,514}$	(Guo-Yan ve ark., 2008)

Çizelge 3.10. ORÇ sisteminin ısı değiştiricileri için toplam ısı transfer katsayıları

Bileşen	**Toplam ısı transfer katsayısı (kW/m^{2}K)**	**Referans kaynak**
Buharlaştırıcı	0,9	(Javanshir ve ark., 2019; Kordlar ve Mahmoudi, 2017)
Yoğuşturucu	1,1	(Javanshir ve ark., 2019; Kordlar ve Mahmoudi, 2017)
İID	0,7	(Zare ve ark., 2013)
BSI	1	(Ebodallahi ve ark., 2019; Ghaebi ve ark., 2017)

ORÇ sisteminde kullanılan ısı değiştiricilerinin (buharlaştırıcı, yoğuşturucu, İID ve BSI) maliyet hesaplaması için gövde-boru tipte olduğu kabul edilmiştir. Isı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transfer miktarı LMTD metoduna göre logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_k^{lm}) ve toplam ısı transfer katsayısı (U_k) ifadelerine bağlı olarak aşağıdaki gibi modellenir.

$$\dot{Q}_k = U_k A_k \Delta T_k^{lm} \tag{3.117}$$

Her ısı değiştiricisi için toplam ısı transfer katsayısı Çizelge 3.10 ile verilmiştir. ORÇ konfigürasyonlarındaki ısı değiştiricileri için logaritmik sıcaklık farkı Denklem (3.118) ile hesaplanmaktadır.

$$\Delta T_k^{lm} = \frac{\left(T_{hg} - T_{cç}\right) - \left(T_{hç} - T_{cg}\right)}{ln\left(\frac{T_{hg} - T_{cç}}{T_{hç} - T_{cg}}\right)} \tag{3.118}$$

Burada T_{hg} ve $T_{hç}$ sırasıyla sıcak akışkanın eşanjöre giriş ve çıkış sıcaklığını, T_{cg} ve $T_{cç}$ ise soğuk akışkanın eşanjöre giriş ve çıkış sıcaklığını ifade etmektedir.

3.5. Analizde Yapılan Kabuller ve Giriş Değerleri

Basit ORÇ, İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ, BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonlarının analizi için aşağıdaki basitleştirmeler ve varsayımlar kullanılmıştır:

- Tüm bileşenler ve sistem kararlı durum koşullarında çalışmaktadır.
- Tüm sistemden ve bileşenlerden dış çevreye ısı transferi yoktur.
- Sistem bileşenlerinden geçen akış nedeniyle tüm sürtünme ve termal kayıplar ihmal edilebilir düzeydedir.
- Sistemdeki potansiyel ve kinetik enerji değişiklikleri göz ardı edilebilir.
- Atmosferik koşullar 100 kPa basınç ve 293,15 K sıcaklıktır.
- Sıcak atık ısı kaynağı hava olup 100 kPa basınç ve 5 kg/s kütlesel debisindedir.
- Yoğuşturucu hava soğutmalı olup yoğuşturucuya giren soğuk havanın basıncı 100 kPa ve kütlesel debisi 10 kg/s'dir.

Çizelge 3.11. Çalışma koşulları ve giriş değerleri

Parametre	**Değer**	**Birim**	**Referans kaynak**
Buharlaştırıcı sıcaklığı	130	^{o}C	(Zhu ve ark., 2015)
Yoğuşturucu sıcaklığı	30	^{o}C	(Liu ve ark., 2004)
İş akışkanının kütlesel debisi ($\dot{m}_{ORÇ}$)	1	kg/s	(Zhu ve ark., 2015)
Türbin izentropik verimi (η_t)	0,80		(Al-Sulaiman ve ark., 2013)
Pompa izentropik verimi (η_p)	0,80		(Al-Sulaiman ve ark., 2013)
Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki pinch-point sıcaklık farkı (ΔT_{pp})	5	^{o}C	(Guo ve ark., 2010)
Buharlaştırıcıda aşırı ısıtma	5	^{o}C	(Quoilin ve ark., 2011)
Yoğuşturucuda aşırı soğutma	5	^{o}C	(Quoilin ve ark., 2011)
İç ısı değiştirici etkenliği ($\varepsilon_{\text{İ}ID}$)	0,80		(Branchini ve ark., 2013)

Simülasyonda buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları sırasıyla 130 ^{o}C ve 30 ^{o}C'dir. ORÇ'deki iş akışkanının kütlesel debisi ($\dot{m}_{ORÇ}$) 1 kg/s'dir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki sıcak ve soğuk akış arasındaki en küçük sıcaklık farkı (pinch-point) $\Delta T_{pp} = 5$ ℃'dir. Ayrıca, ısı eşanjörlerinde aşırı ısıtma ve aşırı soğutma derecesi 5 ^{o}C olarak alınmıştır. Çünkü aşırı ısıtma ve aşırı soğutma gerçekleştirilmiş sistem daha iyi performans sergilemektedir. Analiz için diğer çalışma koşulları ve giriş değerleri Çizelge 3.11'de gösterilmiştir.

3.6. İş Akışkanı Seçimi

Sistemde dolaşacak iş akışkanı özellikleri ORÇ sisteminin performansında önemli bir rol oynamaktadır. Yapılan çalışmada, ısı kaynağı sıcaklığı ve akışkan özelliklerine bağlı olarak R113, R141b, R123, R245fa, R114, R600 ve R600a olmak üzere yedi aday soğutkan seçilmiştir. Seçilen organik akışkanlar düşük sıcaklıklı ORÇ uygulamalarında en çok önerilen akışkanlar arasındadır (He ve ark., 2012; Imran ve ark., 2014; Ozdemir ve Kilic, 2018; Tchanche ve ark., 2009; Wang ve ark., 2018).

Çizelge 3.12. Seçilen akışkanların termo-fiziksel özellikleri ve çevresel etki faktörleri (Engineerin Equation Solver, 2018; Coolprop, 2018)

Akışkan	Moleküler kütle	Formül	Kaynama sıcaklığı	Kritik sıcaklık	Kritik basınç	ODP	GWP 100 yıl
	g/mol		°C	°C	MPa		
R113	187,38	$C_2Cl_3F_3$	47,59	213,95	3,39	1,00	6130,0
R141b	116,95	$C_2Cl_2FH_3$	32,06	204,35	4,21	0,00	713,0
R123	152,93	$C_2Cl_2F_3H$	27,78	183,68	3,66	0,02	77,0
R245fa	134,05	$C_3F_5H_3$	15,18	154,05	3,65	0,00	1030,0
R114	170,92	$C_2Cl_2F_4$	3,79	145,68	3,26	1,00	3,9
R600	58,12	C_4H_{10}	-0,52	152,01	3,80	0,00	4,0
R600a	58,12	C_4H_{10}	-11,68	134,70	3,63	0,00	3,0

Çizelge 3.12, seçilen akışkanların termo-fiziksel özelliklerini ve çevresel etkilerini göstermektedir. R113 ve R141b'nin kaynama noktası sıcaklığının diğerlerine göre nispeten daha yüksek değerde olduğu açıkça görülmektedir. Bunu sırasıyla R123, R245fa, R114, R600 ve R600a takip etmektedir. Ayrıca, R113 ve R114 dışındaki akışkanların ozon tükenme potansiyeli (ODP) değeri neredeyse sıfırdır. En çevre dostu soğutucu akışkanlar, düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) nedeniyle R114, R600 ve R600a'dır.

3.7. Taguchi Deney Tasarımı ve Varyans Analizi Yöntemi (ANOVA)

Taguchi Deney Tasarımı ve Varyans Analizi (ANOVA), sistemin en iyi performansının sağlanması için optimize edilmiş kontrol faktörlerini ve bağımsız değişkenleri belirlemede sistematik bir yaklaşım sunmaktadır. Bu yöntem kullanılarak çözülmüş birçok mühendislik problemi literatürde yer almaktadır (Ata ve ark., 2020; Kumar ve ark., 2020; Sahu ve ark., 2019). Taguchi yöntemi, ortogonal dizileri kullanarak mevcut bir problem için en uygun çözümü bulmaktadır. Burada kullanılan ortogonal dizilerse, geleneksel deney tasarımına kıyasla yapılacak deney sayısını azaltan özel dizilerdir. Problemde belirlenen bağımsız değişkenlerin sayısı ve seviyeleri, hangi ortogonal dizinin kullanılacağını belirlemektedir. Örneğin, bir problem 4 bağımsız değişkene ve her değişken 4 seviyeye sahipse, geleneksel tasarım yaklaşımı en iyi deneyi saptamak için 256 deney gerektirmektedir. Ancak Taguchi sadece 16 deney gerektirmektedir. Tez kapsamında yapılan Taguchi Deney Tasarımında, optimum çözümü bulmak için iş

akışkanı tipi (A), buharlaştırıcı sıcaklığı (B), yoğuşturucu sıcaklığı (C), türbin verimi (D), pompa verimi (E), aşırı kızdırma sıcaklığı (F) ve aşırı soğutma sıcaklığı (G) olmak üzere yedi kontrol faktörü seçilmiştir. Bu faktörler arasında iş akışkanı tipi (A) faktörü için 6 seviye (6^1), diğer faktörler için ise 3 seviye (3^6) alınmıştır (Çizelge 3.13).

Çizelge 3.13. Analizde kullanılan kontrol faktörleri ve seviyeleri

Sembol	**Faktör**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
A	İş akışkanı	R113	R141b	R123	R245fa	R600	R114
B	Buharlaştırıcı sıcaklığı (°C)	100	130	145			
C	Yoğuşturucu sıcaklığı (°C)	25	35	45			
D	Türbin verimi	0,7	0,8	0,9			
E	Pompa verimi	0,7	0,8	0,9			
F	Aşırı kızdırma (°C)	2	5	10			
G	Aşırı soğutma (°C)	2	5	10			

Deney sayısı belirlendikten sonraki adım, Taguchi analizinde performansı değerlendirmek için her deney ve her çıktı parametresi için Sinyal Gürültü Oranının (SGO) hesaplanmasıdır. Sinyal Gürültü Oranında sinyal istenen gerçek değeri ifade ederken gürültü ölçülen değerlerdeki istenmeyen faktörleri ifade etmektedir. Taguchi analizinde SGO, istenen bir sinyalin seviyesini arka plan gürültüsünün seviyesiyle karşılaştırmak için bilim ve mühendislikte kullanılan bir ölçüdür (Ata ve ark., 2020; Bademlioglu ve ark., 2020). SGO, esas olarak daha küçük daha iyi, nominal daha iyi ve daha büyük daha iyi olmak üzere üç koşulda çalışmaktadır. Çıkış performans parametresinin gereksinimine bağlı olarak, karşılık gelen SGO koşulu seçilir. Daha küçük daha iyi koşulu için SGO, aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır (Sahin, 2007).

$$SGO = -10\log_{10}\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} {y_i}^2\right) \tag{3.119}$$

SGO'nın daha büyük daha iyi koşulu için Denklem 3.120 ile SGO hesaplanır.

$$SGO = -10\log_{10}\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{{y_i}^2}\right) \tag{3.120}$$

Burada, n deney sayısını ve y_i ise i. performans parametresi için çıktı değerini tanımlar. Tasarlanan deney için uygun ortogonal dizinin seçimi analizde belirlenen her bir faktörün serbestlik derecesinin (SD) hesaplanmasıyla elde edilir. Her bir faktör için SD değeri, her faktörün seviyesinin 1 eksiğidir (Bademlioglu ve ark., 2020). Analizde seçilen iş akışkanının 6 seviyesi vardır. SD ise 5'tir. Diğer altı faktör ise 3 seviyeye ve dolayısıyla 2 SD'ne sahiptir. Bu durumda, Toplam Serbestlik Derecesi (TSD) ise 17 olmaktadır. Bu nedenle, analizde Taguchi (L18) ortogonal dizisi seçilmiştir.

Yapılan tez çalışmasında, optimize edilmiş bir çözüm bulmak için dört çıkış parametresi seçilmiştir. Bunlar, ORÇ sisteminin termal verimi (η_{th}), ekserji verimi (η_{ex}), sistemin toplam maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) ve sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) şeklindedir. Çıkış parametrelerinden sistemin termal verimi (η_{th}) ve ekserji verimi (η_{ex}) için SGO değerlerinin hesaplanmasında daha büyük daha iyi koşulu uygulanmıştır. Sistemin toplam maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) ve sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) için daha küçük daha iyi koşulu seçilmiştir.

Varyans Analizi yöntemi (ANOVA), çalışmada belirlenen kontrol faktörlerinin, dört çıktı parametresi ve amaç fonksiyonu üzerindeki etkilerinin ne derece olduğunu saptamak amacıyla kullanılmıştır. Ayrıca, Taguchi yöntemi ile elde edilen parametrelerin etki sırasının ANOVA sonuçları ile karşılaştırması yapılarak güvenilirliği kontrol edilmiştir. Tez kapsamında istatiksel analizi gerçekleştirmek için Minitab ve Microsoft Excel yazılımları kullanılmıştır.

3.8. Gri İlişkisel Analiz

Geleneksel Taguchi yöntemi belirlenen çıktı parametrelerinin tek tek optimum sonuçlarını verir. Ancak çok amaçlı bir optimizasyon probleminin optimum çözümünü elde etmek için uygun bir yöntem değildir. Çok amaçlı bir problemin optimize edilmesi için hibrit bir yaklaşım, yani Taguchi-Gri İlişkisel Analiz (GİA) kullanılmaktadır (Bademlioglu ve ark., 2020). Bu yöntemde ilk olarak, deneysel veriler 0 ile 1 aralığında normalize edilir ve bu şekilde oluşturulan matrise gri ilişkisel üretim matrisi denir. Gri İlişki Katsayısı (GİK), istenen ve gerçek deneysel veriler arasındaki korelasyonu temsil etmek için normalleştirilmiş matristen hesaplanır. Son olarak amaç fonksiyonundaki çıktı parametreleri için ağırlık faktörleri dikkate alınarak genel Gri İlişki Derecesi (GİD)

hesaplanır. Böylece çok yanıtlı problem, tek yanıtlı bir optimizasyon problemine dönüşmüş olur. Son olarak, Taguchi ve ANOVA analizi gerçekleştirilerek optimal değerler belirlenir (Chamoli ve ark., 2016).

Yapılan tez çalışmasında, çıktı parametrelerinden sisteminin termal verimi (η_{th}) ve ekserji verimi (η_{ex}) değerlerini maksimize eden ve sistemin toplam maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) ve sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) değerlerini minimize eden tek amaç fonksiyonu, Taguchi-Gri İlişkisel Analiz yöntemi ile saptanmış ve optimum kombinasyon elde edilmiştir. Bunun için ilk olarak sistemin çıktı değerleri için normalleştirme işlemi yapılmıştır. Normalleştirme için üç farklı kriter söz konusudur. Bunlar, daha küçük daha iyi, daha büyük daha iyi ve nominal en iyi şeklindedir. η_{th} ve η_{ex} için daha büyük daha iyi kriteri baz alınarak Denklem 3.121; $\dot{C}_{sis}$ ve C_{el} için ise daha küçük daha iyi kriteri alınarak Denklem 3.122 ile normalleştirme işlemi yapılmıştır.

$$y_i(k) = \frac{x_i^0(k) - min\ x_i^0(k)}{mak\ x_i^0(k) - \min x_i^0(k)} \tag{3.121}$$

$$y_i(k) = \frac{mak\ x_i^0(k) - x_i^0(k)}{mak\ x_i^0(k) - \min x_i^0(k)} \tag{3.122}$$

Bu denklemlerde, $y_i(k)$, gri ilişkisel üretimin normalizasyon değeridir. $mak\ x_i^0(k)$ ve $min\ x_i^0(k)$, k'ıncı yanıt için $x_i(k)$'nın sırasıyla en büyük ve en çük değerlerini ifade eder. i ve k sembolleri ise sırasıyla deney sayısını ve yanıt sayısını temsil eder (Asafa ve ark., 2013; Chamoli ve ark., 2016).

Veriler normalize edildikten sonra ideal ve gerçek normalize edilmiş deneysel sonuçları ilişkilendiren gri ilişki katsayısı (GİK) aşağıdaki denklemden hesaplanır (Acır ve ark., 2017; Bademlioglu ve ark., 2020; Vasantharaj ve ark., 2017; Yan ve Li, 2013).

$$\xi_i(k) = \frac{\Delta_{min} + \emptyset\Delta_{mak}}{\Delta_{0i}(k) + \emptyset\Delta_{mak}} \tag{3.123}$$

$$\Delta_{0i}(k) = \|y_0(k) - y_i(k)\| \tag{3.124}$$

$$\Delta_{mak} = \max_{\forall j \varepsilon i} \max_{\forall k} \|y_0(k) - y_i(k)\| \tag{3.125}$$

$$\Delta_{min} = \min_{\forall j \varepsilon i} \min_{\forall k} \|y_0(k) - y_i(k)\| \tag{3.126}$$

Yukarıdaki eşitliklerde, $\Delta_{0i}(k)$, $y_0(k)$ ve $y_i(k)$ arasındaki sapma değeridir. $\emptyset$, 0 ile 1 aralığında olup ayırt edici katsayı olarak tanımlanmaktadır. Literatürdeki çalışmalarda 0,5 olarak alınmıştır (Acır ve ark., 2017; Bademlioglu ve ark., 2020; Vasantharaj ve ark., 2017). Normalleştirilmiş ağırlık faktörü ile Gri İlişkisel Derece (GİD) aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\gamma_i = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^{n} w_k \, \xi_i(k) \tag{3.127}$$

Burada, yüksek GİD, $y_0(k)$ ve $y_i(k)$ arasında güçlü bir korelasyon olduğunu gösterir. Eğer karşılaştırılan iki seri aynı değerlere sahipse $G\dot{I}D = 1$ olarak bulunur. Yani, γ_i, karşılaştırılan seri değerinin referans seri değerine yakınlığını belirlemek için kullanılır. Ayrıca yukarıdaki denklemde, $\sum_{k=1}^{n} w_k = 1$ olup, w_k her yanıtın normalleştirilmiş ağırlık faktörüdür. Ağırlık faktörü, çok amaçlı optimizasyon probleminin tek bir denkleme indirgenmesi için her bir çıktı parametresinin amaç fonksiyonu üzerine etki oranını ifade etmektedir ve aşağıdaki eşitlik ile elde edilmektedir (Bademlioglu ve ark., 2020; Yan ve Li, 2013).

$$w_i = \frac{\sum_{j=1}^{p} Delta_{i,j}}{\sum_{i=1}^{t} \sum_{j=1}^{p} Delta_{i,j}} \tag{3.128}$$

Burada, t yanıt sayısını, p parametre sayısını ve $Delta$ ise SGO'nın aralığını ifade etmektedir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Çalışmanın bu bölümünde yapılan hesaplamalardan elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır. Öncelikle ORÇ konfigürasyonları (basit ORÇ, İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ, İID-BSI'lı ORÇ) için detaylı enerji ve ekserji analiz sonuçlarına yer verilmiştir. İkinci kısımda ise sistem konfigürasyonlarının termoekonomik analiz sonuçları sunulmuştur. Son olarak, maksimum termal ve ekserji verimliliği ve minimum yatırım maliyeti ve birim elektrik üretim maliyetini amaçlayan optimizasyon çalışmasına değinilmiştir.

4.1. ORÇ Konfigürasyonlarının Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

4.1.1. Basit ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

Seçilen yedi farklı iş akışkanının değerlendirmesi için basit ORÇ'nin termal verimliliği (η_{th}), ekserji verimliliği (η_{ex}), II. Kanun verimliliği (η_{II}) ya da termodinamik iyilik derecesi ($T\dot{I}D$), sistemden elde edilen net güç ($\dot{W}_{net}$), buharlaştırıcı ısı oranı ($\dot{Q}_b$), sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı ($T_{sıc}$), sisteme sağlanan ekserji girişi ($\dot{E}x_g$) ve toplam ekserji yıkım oranı ($\dot{E}Y_{top}$) performans parametreleri olarak alınmıştır.

Çizelge 4.1. Basit ORÇ sisteminin seçilen akışkanlar için performans sonuçlarının karşılaştırması

Akışkan	$\boldsymbol{\eta_{th}}$	$\boldsymbol{\eta_{ex}}$	$\boldsymbol{\eta_{II}}$ ($\boldsymbol{T\dot{I}D}$)	$\boldsymbol{\dot{W}_{net}}$	$\boldsymbol{\dot{Q}_b}$	$\boldsymbol{T_{sıc}}$	$\boldsymbol{\dot{E}x_g}$	$\boldsymbol{\dot{E}Y_{top}}$
	(%)	(%)	(%)	(kW)	(kW)	(°C)	(kW)	(kW)
R113	15,09	53,24	43,89	32,94	218,3	157,8	61,88	38,91
R141b	15,48	54,16	41,27	46,20	298,4	167,4	85,30	49,30
R123	15,08	53,70	43,22	35,55	235,7	158,1	66,21	40,78
R245fa	14,11	51,88	40,32	37,03	262,4	155,9	71,38	44,31
R600	14,09	54,03	33,87	70,57	500,7	174,8	130,6	69,02
R114	12,89	47,33	39,86	23,81	184,7	148,2	50,31	36,51
R600a	13,36	54,73	34,35	59,39	444,5	160,1	108,5	58,54

Çizelge 4.1'den görüldüğü üzere, ORÇ sisteminin maksimum termal verimliliği (η_{th}) R141b soğutucu akışkanı kullanılarak %15,48 olarak bulunmuştur. Seçilen akışkanlar arasında R141b'den sonra en yüksek η_{th} değeri R113 ve R123 akışkanları için 15,09 ve

15,08 olarak hesaplanmıştır. Bu akışkanları sırasıyla R245fa, R600, R600a ve R114 takip etmiştir. En düşük η_{th} değeri %12,89 ile R114 akışkanına ait olmuştur. Bu performans parametresi akışkanların kritik sıcaklıkları ile değerlendirildiğinde, akışkanın kritik sıcaklığı arttığında sistemin termal verimliliği de artmaktadır. Başka bir deyişle, daha yüksek kritik sıcaklığa sahip olan akışkan daha iyi termal verim sergilemektedir (Mago ve ark., 2018).

Sistemden elde edilen net gücün sisteme sağlanan ekserji girişine oranlanması ile elde edilen ekserji verimliliğinin (η_{ex}) performans sonuçları çizelgenin ikinci sütununda sunulmuştur. Buna göre, seçilen akışkanlar arasında maksimum η_{ex} değeri %54,73 ile R600a soğutkanı için hesaplanmıştır. Bunu sırası ile R141b-%54,16, R600-%54,03, R123-%53,70, R113-%53,24, R245fa-%51,88 ve R114-%47,33 izlemiştir. Bu özellik Denklem (3.63) ve (3.64) ile yorumlandığında, Çizelge 4.1'den de gözüktüğü üzere, R600 ve R600a akışkanları hem en yüksek net güce hem de sisteme sağlanan maksimum ekserji giriş değerlerine sahip olmuştur.

Basit ORÇ sisteminin II.kanun verimliliği (η_{II}) sonuçları incelendiğinde maksimum değer, 130 ^{o}C buharlaşma sıcaklığında %43,89 olarak R113 akışkanı için hesaplanmıştır. Denklem (3.22) ile bu performans parametresi detaylı incelendiğinde, sistemde kullanılacak organik akışkanın termal verimliliğinin yüksek olması ve aynı zamanda sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığının düşük olması sistemin II.kanun verimliliğini ya da diğer bir tanımlaması ile termodinamik iyilik derecesini (TİD) artıracaktır. Çizelge 4.1'den de görüldüğü gibi, seçilen akışkanlar içinde maksimum sıcak kaynak sıcaklığına sahip olan R600 akışkanı için minimum η_{II} değeri hesaplanmıştır. Ayrıca, minimum sıcak kaynak sıcaklığı R114 için elde edilmiş ancak bu akışkan ile sistemin termal verimliliği de minimum değere sahip olmuştur.

130 ^{o}C buharlaşma sıcaklığında, 1 kg/s kütlesel debisindeki organik akışkan ile basit ORÇ sisteminden elde edilen net güç ($\dot{W}_{net}$) değerlendirildiğinde en yüksek performans R600 soğutkanı ile 70,57 kW olarak hesaplanmıştır. Bu akışkanı sırasıyla, R600a, R141b, R245fa, R123, R113 ve R114 takip etmiştir. Sistemden elde edilen net gücün yüksek olması istenir. Fakat bu aynı zamanda daha büyük türbin tasarımını gerektirdiği için sistemin ilk yatırım maliyetinin artmasına neden olmaktadır.

Seçilen organik akışkanlar için sistemin buharlaştırıcısında sıcak kaynaktan çekilen ısı miktarı ($\dot{Q}_b$) hesaplanmış ve Çizelge 4.1'in beşinci sütununda sunulmuştur. Buna göre, R600 akışkanı kullanıldığında, sıcak kaynaktan iş akışkanına 500,7 kW ile maksimum seviyede ısı transferi gerçekleşmektedir. Ancak bu durum, aynı zamanda daha yüksek kapasitede buharlaştırıcı tasarımını ve dolayısıyla daha yüksek ilk yatırım maliyetini gerektirmektedir. R600'ü sırasıyla R600a, R141b, R245fa, R123, R113 ve R114 izlemiştir. Çizelgeden de görüldüğü gibi sistemden elde edilen net güç ile buharlaştırıcı ısı oranı seçilen akışkanlar için maksimumdan minimuma aynı dizilimi göstermiştir.

Değerlendirilen organik soğutkanlar için sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklıkları ($T_{sıc}$) incelendiğinde, 130 ^{o}C buharlaşma sıcaklığında minimum değer 148,2 ^{o}C olarak R114 akışkanı için hesaplanmıştır. Maksimum değer ise R600 ile 174,8 ^{o}C olmuştur.

Sıcak kaynak tarafından sisteme sağlanan ekserji girişi ($\dot{E}x_g$) değerleri incelenmiş ve her bir akışkan için sonuçları hesaplanmıştır. Sıcak kaynaktan en yüksek oranda faydalanan iş akışkanları 130,6 kW ve 108,5 kW ile R600 ve R600a akışkanları olmuştur. Minimum $\dot{E}x_g$ ise 50,31 kW olarak R114 için elde edilmiştir.

Ekserji dengesi denklemi sistem bileşenlerinin her birine uygulanmış ve her akışkan için sistemin toplam ekserji yıkım oranı ($\dot{E}Y_{top}$) Çizelge 4.1'in son sütununda sunulmuştur. Tablodan da gözüktüğü üzere, toplam ekserji yıkım oranı sistemin net güç çıkışı ve buharlaştırıcı ısı oranı ile aynı eğilime sahiptir. Akışkanlar arasında R114 ve R113 seçildiğinde sistemde en düşük $\dot{E}Y_{top}$ değerleri 36,51 kW ve 38,91 kW olarak hesaplanmaktadır. Maksimum $\dot{E}Y_{top}$ değeri ise R600 akışkanı için 69,02 kW olarak elde edilmiştir.

4.1.2. İID'li ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

Bu bölümde iç ısı değiştiricili (İID) ORÇ sisteminin enerji ve ekserji analiz sonuçları verilmiştir. Sistemin performans parametrelerinden, termal verim (η_{th}), ekserji verimliliği (η_{ex}), II. Kanun verimliliği (η_{II}) ya da termodinamik iyilik derecesi ($T\dot{I}D$), sistemden elde edilen net güç ($\dot{W}_{net}$), buharlaştırıcı ısı oranı ($\dot{Q}_b$), sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı ($T_{sıc}$), sisteme sağlanan ekserji girişi ($\dot{E}x_g$) İID'de

gerçekleşen ısı transfer miktarı ($\dot{Q}_{\text{İID}}$) ve toplam ekserji yıkım oranı ($\dot{E}Y_{top}$) baz alınarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar ise Çizelge 4.2'de sunulmuştur.

Çizelge 4.2. İID'li ORÇ sisteminin seçilen akışkanlar için performans sonuçlarının karşılaştırması

Akışkan	η_{th}	η_{ex}	η_{II} ($T\dot{I}D$)	$\dot{W}_{net}$	$\dot{Q}_b$	$T_{sıc}$	$\dot{E}x_g$	$\dot{Q}_{\text{İID}}$	$\dot{E}Y_{top}$
	(%)	(%)	(%)	(kW)	(kW)	(°C)	(kW)	(kW)	(kW)
R113	17,33	60,08	54,19	32,94	190,1	157,8	54,84	28,21	32,49
R141b	16,62	57,40	49,67	46,20	278,0	167,4	80,49	20,36	44,91
R123	16,74	58,73	52,27	35,55	212,3	158,1	60,53	23,36	35,60
R245fa	15,82	57,07	49,95	37,03	234,0	155,9	64,90	28,34	38,46
R600	15,89	58,42	45,98	70,57	444,2	174,8	120,8	56,55	60,77
R114	14,95	53,97	49,14	23,81	159,3	148,2	44,12	25,44	30,88
R600a	14,85	58,66	45,93	59,39	399,8	160,1	101,3	44,71	52,43

İlk olarak, İID'li ORÇ sisteminin seçilen yedi farklı organik akışkan için termal verim değerleri hesaplanmıştır. İID'li konfigürasyon için maksimum η_{th} %17,33 olarak R113 ile elde edilmiştir. Bunu sırasıyla %16,74 ile R123, %16,62 ile R141b, %15,89 ile R600, %15,82 ile R245fa, %14,95 ile R114 ve %14,85 ile R600a takip etmiştir. Çizelge 4.1 ile kıyaslandığında basit ORÇ sistemine İID eklenmesi ile tüm akışkanlar için sistemin termal verimliliğinin arttığı gözükmektedir.

Her bir akışkan için İID'li sistemin ekserji verimliliği değeri hesaplanmış ve sonuçlar yukarıdaki çizelgenin ikinci sütununda verilmiştir. En yüksek η_{ex} değerleri R113 ve R123 akışkanları için %60,08 ve %58,73 olarak hesaplanmıştır. Minimum η_{ex} ise %53,97 oran ile R114 akışkanına ait olmuştur.

Bir ORÇ sisteminin termal veriminin yüksek olması ve aynı zamanda sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığının düşük olması sistemden elde edilecek II.kanun veriminin de yüksek olmasını sağlamaktadır. Bu doğrultuda Çizelge 4.2 incelendiğinde R113 akışkanın maksimum termal verimliliğe ve nispeten daha düşük sıcak kaynak giriş sıcaklığına sahip olması daha yüksek II.kanun verimine neden olmaktadır. R113

akışkanının η_{II} değeri ise %54,19 olarak hesaplanmıştır. R113 akışkanından sonra maksimum η_{II} değerine sahip olan akışkandan minimum η_{II} değerine sahip olan akışkan sıralaması R123, R245fa, R141b, R114, R600 ve R600a şeklindedir.

Sistemden elde edilecek net güç çıktısı incelendiğinde basit ORÇ sistemine İID'nin eklenmesi ile kabul edilen şartlar altında sistemden elde edilen net güç çıktısında bir değişiklik olmamıştır. Yani benzer şekilde, maksimum güç çıkışı 70,57 kW ile R600, minimum güç çıkışı ise 23,81 kW ile R114 akışkanı için hesaplanmıştır.

Çizelge 4.2'nin beşinci sütununda iş akışkanı tarafından sıcak kaynaktan çekilen ısı miktarı değerleri sunulmuştur. İID'li ORÇ konfigürasyonu için de seçilen organik akışkanlar basit ORÇ sistemi ile aynı eğilim göstermiş ve maksimum ısı transferi R600 akışkanı için 444,2 kW olarak hesaplanmıştır. Minimum değer ise 159,3 kW olarak R114 akışkanı için hesaplanmıştır.

Kabul edilen şartlarda, basit ORÇ sistemine ısı değiştirici eklenmesi ile elde edilen İID'li ORÇ konfigürasyonunda net güç çıktısına benzer şekilde sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığında ($T_{sıc}$) da bir değişiklik olmamış ve basit ORÇ sistemi ile aynı sonuçları vermiştir.

Değerlendirilen organik akışkanlar arasında sisteme sağlanan ekserji girişinin ($\dot{E}_g$) maksimum değeri 120,8 kW olarak R600 akışkanın kullanılması ile elde edilmiştir. Bunu sırası ile 101,3 kW ile R600a, 80,49 kW ile R141b, 64,9 kW ile R245fa, 60,53 kW ile R123, 54,84 kW ile R113 ve 44,12 kW ile R114 takip etmiştir.

İID'li ORÇ sisteminde kullanılan ısı eşanjöründe gerçekleşen ısı transfer oranı hesaplanmış ve Çizelge 4.2'nin sekizinci sütununda sunulmuştur. Buna göre, türbinden çıkan buhar ile pompadan çıkan sıvı fazdaki iş akışkanı arasında maksimum ısı transferi 56,55 kW olmuş ve R600 soğutkanının kullanılması ile elde edilmiştir. Minimum ısı transferinin gerçekleştiği konfigürasyon ise 20,36 kW ile R141b için olmuştur.

Son olarak sistemdeki her eleman için tersinmezlik oranları hesaplanarak sistemin toplam ekserji yıkım değeri ($\dot{E}Y_{top}$) hesaplanmıştır. Basit ORÇ sistemi ile kıyaslandığında tüm akışkanlar için İID'li ORÇ konfigürasyonunda toplam ekserji yıkım değeri azalmıştır.

Minimum ekserji yıkım değeri R114 için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla R113, R123, R245fa, R141b, R600a ve R600 izlemiştir.

4.1.3. BSI'lı ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

ORÇ sisteminin verimini artırma yöntemlerinden biri de basit ORÇ sistemine besleme sıvı ısıtıcısı (BSI-rejeneratör) eklenmesidir. Bu bölümde, BSI'lı ORÇ sisteminin, seçilen yedi organik akışkan ile yapılan enerji ve ekserji analiz sonuçları verilmiştir. BSI'lı ORÇ konfigürasyonunun incelenmesi için performans parametrelerinden sistemin termal verimliliği (η_{th}), ekserji verimliliği (η_{ex}), II. Kanun verimliliği (η_{II}) ya da termodinamik iyilik derecesi ($T\dot{I}D$), sistemden elde edilen net güç ($\dot{W}_{net}$), buharlaştırıcı ısı oranı ($\dot{Q}_b$), sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı ($T_{sıc}$), sisteme sağlanan ekserji girişi ($\dot{E}x_g$) ve toplam ekserji yıkım oranı ($\dot{E}Y_{top}$) alınarak, değerlendirme yapılmıştır. Sonuçlar Çizelge 4.3'te sunulmuştur.

130 ^{o}C buharlaşma sıcaklığında, 1 kg/s kütlesel debisindeki seçilen organik akışkanların değerlendirmesi için öncelikle termal verimleri hesaplanarak karşılaştırılmıştır. Tablodan da görüldüğü üzere maksimum η_{th} %17,1 değeri ile R141b akışkanının tercih edilmesi ile elde edilmiştir. Bunu sırası ile %16,82-R113, %16,74-R123, %15,35-R245fa, %14,56-R600, %13,64-R114 ve %12,97-R600a takip etmiştir.

Çizelge 4.3. BSI'lı ORÇ sisteminin seçilen akışkanlar için performans sonuçlarının karşılaştırması

Akışkan	η_{th}	η_{ex}	η_{II} ($T\dot{I}D$)	$\dot{W}_{net}$	$\dot{Q}_b$	$T_{sıc}$	$\dot{E}x_g$	$\dot{E}Y_{top}$
	(%)	(%)	(%)	(kW)	(kW)	(°C)	(kW)	(kW)
R113	16,82	57,33	52,60	27,19	161,7	157,8	47,42	30,20
R141b	17,10	57,99	51,11	42,36	247,7	167,4	73,04	40,88
R123	16,74	58,15	52,26	32,94	196,8	158,1	56,64	33,82
R245fa	15,35	55,36	48,44	35,99	234,5	155,9	65,01	38,98
R600	14,56	55,10	42,13	70,42	483,8	174,8	127,80	66,37
R114	13,64	49,71	44,84	23,66	173,4	148,2	47,59	33,95
R600a	12,97	53,72	40,11	59,29	457,1	160,1	110,40	60,51

Ekserji analizi sonucu sistemin ekserji verimliliği elde edilmiş ve çizelgenin ikinci sütununda verilmiştir. Buna göre, en yüksek ekserji verimliliği değerleri R123 ve R141b akışkanlarına ait olup %58,15 ve %57,99 olarak hesaplanmıştır. Minimum η_{ex} değeri %49,71 oran ile R114 akışkanının kullanılması ile elde edilmiştir. Bunun sebebi, R114 akışkanının hem düşük net güç çıktısına hem de düşük ekserji girişine sahip olmasıdır. R600 ve R600a akışkanlarının yüksek güç çıktısına sahip olduğu tespit edilmesine rağmen bu akışkanların kullanımı halinde sisteme sağlanan ekserji girişindeki artışın net güç çıktısına kıyasla daha fazla olmasından dolayı ekserji verimi değeri nispeten daha az olmuştur.

Bir sonraki karşılaştırma parametresi sistemin II,kanun verimi olmuştur. Kabul edilen şartlar altında çalışan BSI'lı ORÇ sisteminde R113 akışkanın kullanılması halinde maksimum η_{II} elde edilmiştir. Bunun nedeni ise R113 akışkanının seçilen akışkanlar arasında hem yüksek termal verimliliğe sahip olması hem de ısı kaynağının buharlaştırıcıya giriş sıcaklığının daha düşük olmasıdır. R123 akışkanından sonra yüksek η_{II} değerine sahip olan organik akışkanlar R123 ve R141b olmuştur. Minimum değer ise minimum termal verim değerine sahip olan R600a akışkanı için hesaplanmıştır.

BSI'lı ORÇ sisteminden elde edilen net güç çıkışında ise en yüksek sonuçlar 70,42 kW ile R600 ve 59,29 kW ile R600a akışkanı için hesaplanmıştır. Maksimum net güç çıkışı değerinden minimuma doğru sıralama basit ORÇ ve İID'li ORÇ sistemi ile aynı dizilim göstermiş ve R600, R600a, R141b, R245fa, R123, R113 ve R114 şeklinde olmuştur. En düşük $\dot{W}_{net}$ 23,66 kW olarak hesaplanmıştır.

BSI'lı ORÇ sisteminin buharlaştırıcısında sıcak kaynaktan çekilen ısı miktarı ($\dot{Q}_b$) incelendiğinde $\dot{W}_{net}$ performans parametresine benzer şekilde eğilim gösterdiği tespit edilmiştir. Basit ve İID'li ORÇ konfigürasyonları ile de aynı dizilim göstermiştir. Maksimum ısı geçişi R600 akışkanının kullanılması ile 483,8 kW olarak gerçekleşmiştir.

Sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklıkları incelendiğinde diğer konfigürasyonlardaki sonuçların aynısı elde edilmiştir. Minimum değer 148,2 ^{o}C olarak R114 akışkanı için maksimum değer ise 174,8 ^{o}C olarak R600 akışkanı için hesaplanmıştır.

Sıcak atık ısıdan sisteme sağlanan ekserji girişi ($\dot{E}x_g$) değerinin en yüksek değeri 127,8 kW olarak R600 akışkanı için hesaplanmıştır. Bunun anlamı sıcak kaynaktan en fazla faydalanan iş akışkanı R600'dür. Bunu sırasıyla R600a, R141b, R245fa, R123, R114 ve R123 takip etmiştir.

Son olarak BSI'lı sistemin her bir elemanına ekserji denge denklemi uygulanmış ve sistemin toplam ekserji yıkım oranı hesaplanmıştır. Minimum $\dot{E}Y_{top}$ değeri yaklaşık 30,20 kW olarak R113 akışkanı için hesaplanmıştır. Akışkanlar arasında R600 ve R600a seçildiğinde ise sistemde en yüksek ekserji yıkım oranları 66,37 kW ve 60,51 kW olarak elde edilmiştir.

4.1.4. BSI-İID'li ORÇ Sisteminin Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

Tez çalışması kapsamında dördüncü konfigürasyon BSI-İID'li ORÇ sisteminin enerji ve ekserji analizi sonuçları bu bölümde verilmiştir. Sistemin değerlendirmesi için termal verim (η_{th}), ekserji verimi (η_{ex}), II. Kanun verimi ya da termodinamik iyilik derecesi ($\eta_{II}, T\dot{I}D$), sistemden elde edilen net güç ($\dot{W}_{net}$), buharlaştırıcı ısı oranı ($\dot{Q}_b$), sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı ($T_{sıc}$), sisteme sağlanan ekserji girişi ($\dot{E}x_g$) İID'de gerçekleşen ısı transfer miktarı ($\dot{Q}_{\dot{I}ID}$) ve toplam ekserji yıkım oranı ($\dot{E}Y_{top}$) performans parametreleri hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 4.4'te sunulmuştur.

Çizelge 4.4. BSI-İID'li ORÇ sisteminin seçilen akışkanlar için performans sonuçlarının karşılaştırması

Akışkan	$\boldsymbol{\eta_{th}}$	$\boldsymbol{\eta_{ex}}$	$\boldsymbol{\eta_{II}}$ $(\boldsymbol{T\dot{I}D})$	$\boldsymbol{\dot{W}_{net}}$	$\boldsymbol{\dot{Q}_b}$	$\boldsymbol{T_{sıc}}$	$\boldsymbol{\dot{E}x_g}$	$\boldsymbol{\dot{Q}_{\dot{I}ID}}$	$\boldsymbol{\dot{E}Y_{top}}$
	(%)	(%)	(%)	(kW)	(kW)	(°C)	(kW)	(kW)	(kW)
R113	16,54	54,62	51,71	17,56	106,2	157,8	32,15	15,83	14,13
R141b	17,40	56,79	51,99	31,37	180,4	167,4	55,24	13,22	23,43
R123	17,77	59,72	55,47	25,00	140,7	158,1	41,87	15,30	16,42
R245fa	17,35	60,14	54,75	29,78	171,7	155,9	49,52	20,64	19,28
R600	17,26	59,98	49,95	62,00	359,2	174,8	103,37	45,96	40,89
R114	17,01	60,01	55,91	20,91	122,9	148,2	34,84	20,30	13,47
R600a	16,15	60,84	49,93	54,57	337,9	160,1	89,69	39,18	34,67

Çift basınçlı ve BSI-İID'li olan bu sistemin enerji analizinde öncelikle sistemin termal verimliliği hesaplanmıştır. Seçilen yedi organik akışkan arasında maksimum termal verim değerinin %17,77 ile R123 akışkanına ait olduğu tespit edilmiştir (Çizelge 4.4). Tablodan da gözüktüğü üzere, tüm akışkanlar için hesaplanan termal verim değerleri birbirlerine çok yakındır. Minimum η_{th} değeri R600a için hesaplanmış olup %16,15'tir.

ORÇ konfigürasyonunun ekserji analizi sonucu ekserji verimi hesaplanmış ve akışkanlar için bulunan değerler aşağıdaki çizelgenin ikinci sütununa işlenmiştir. Buna göre, en yüksek ekserji verimliliği değerleri %60,84, %60,14 ve %60,01 olarak sırasıyla R600a, R245fa ve R114 akışkanları için hesaplanmıştır. R113 akışkanı ise %54,64 oran ile minimum η_{ex} değerine sahiptir. Akışkanlar için hesaplanan net güç çıktısının yüksek olması sistemin ekserji verimliliğini artırmaktadır. Bu doğrultuda incelendiğinde maksimum güç çıktısı R600 akışkanına aittir. Ancak, bu akışkan için hesaplanan ekserji giriş değeri de daha fazla olduğu için η_{ex} değeri %59,98 olarak hesaplanmıştır.

BSI-İID'li ORÇ sisteminin II.kanun verimi seçilen akışkanlar için değerlendirilmiş ve maksimum η_{II} değeri %55,91 olarak R114 akışkanı için hesaplanmıştır. R114 akışkanının diğer akışkanlar içerisinde minimum sıcak kaynak giriş sıcaklığına sahip olması ve aynı zamanda termal veriminin nispeten iyi düzeyde olması II.kanun veriminin yüksek olmasını sağlamıştır. Minimum değerler ise %49,93 ve %49,95 olarak R600a ve R600 akışkanları için hesaplanmıştır.

Çizelge 4.4'ün dördüncü sütununda sistemden elde edilen net güç çıktısının sonuçları verilmiştir. Buna göre, en yüksek güç çıktısı 62 kW ile R600 akışkanına aittir. Bunu sırasıyla, 54,57 kW-R600a, 31,37 kW-R141b, 29,78 kW-R245fa, 25 kW-R123, 20,91 kW-R114 ve 17.56 kW-R113 akışkanları takip etmiştir.

Sıcak kaynak tarafından buharlaştırıcıda organik akışkana transfer edilen ısı miktarının ($\dot{Q}_b$) maksimum değeri 359,2 kW olarak R600 akışkanı için hesaplanmıştır. Çizelge 4.4'ten gözüktüğü üzere, $\dot{Q}_b$ parametresi de $\dot{W}_{net}$ ile aynı dizilim göstermektedir. Yani $\dot{Q}_b$ değerinin maksimumdan minimuma sıralaması R600, R600a, R141b, R245fa, R123, R114 ve R113 şeklindedir.

Bir sonraki performans parametresi sıcak kaynağın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı incelenmiş ve elde edilen sonuçların aynı akışkan için basit ORÇ, İID'li ORÇ ve BSI'lı ORÇ sistemleri ile aynı olduğu tespit edilmiştir.

Sıcak kaynaktan ne kadar faydalanıldığının göstergesi olan sisteme giren ekserji oranı ($\dot{E}x_g$) değerleri çizelgenin yedinci sütununda sunulmuştur. Seçilen organik akışkanlar arasında $\dot{E}x_g$'nin maksimum değeri 103,37 kW olarak R600 akışkanı için hesaplanmıştır. Bunu sırası ile 89,69 kW ile R600a, 55,24 kW ile R141b, 49,52 kW ile R245fa, 41,87 kW ile R123, 34,84 kW ile R114 ve 32,15 kW ile R113 takip etmiştir. Sistemden elde edilen net güç çıktısı ile karşılaştırıldığında aynı dizilime sahip olduğu gözükmektedir.

ORÇ sisteminde enerji tasarrufu sağlayan ve türbinden çıkan buhar ile pompadan çıkan sıvı fazdaki akışkanının ısıtılmasını sağlayan İID'nin kapasitesi ($\dot{Q}_{\text{İID}}$) hesaplandığında maksimum değer 45,96 kW ile R600 akışkanına ait olmuştur.

Çizelgenin son sütununda ise seçilen akışkanlar için sistemde gerçekleşen toplam ekserji yıkım oranının hesaplanan sonuçları verilmiştir. Buna göre, minimum toplam ekserji yıkım oranı 13,47 kW olarak R114 akışkanı için hesaplanırken, maksimum $\dot{E}Y_{top}$ ise 40,89 kW olarak R600 akışkanı için hesaplanmıştır.

4.2. ORÇ Konfigürasyonlarının Karşılaştırılması

Çizelge 3.5'teki çalışma koşulları ve giriş değerleri alınarak ORÇ sisteminin dört farklı konfigürasyonu için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Seçilen yedi farklı akışkanın performans sonuçları basit ORÇ için Çizelge 4.1, İID'li ORÇ için Çizelge 4.2, BSI'lı ORÇ için Çizelge 4.3 ve BSI-İID'li ORÇ için Çizelge 4.4'te detaylı olarak verilmiştir. Konfigürasyonlar kendi aralarında karşılaştırıldığında elde edilen sonuçlar şöyledir:

- Dört konfigürasyon içinde tüm akışkanlar için basit ORÇ sistemi diğer konfigürasyonlara göre daha düşük termal verim (η_{th}), ekserji verimi (η_{ex}) ve II.kanun verimine (η_{II}) sahip olmuştur.
- İş akışkanı olarak R113 kullanılması halinde maksimum termal verim %17,33, ekserji verimi %60,08 ve II.kanun verimi %54,19 değerleri İID'li ORÇ konfigürasyonu ile elde edilirken minimum değerler basit ORÇ sistemi için hesaplanmıştır.

- R141b akışkanı için en iyi performans değerleri %17,4 termal verim ve %51,99 II.kanun verimi BSI-İID'li ORÇ ile elde edilmiştir. Ancak, R141b akışkanı için maksimum ekserji verimi %57,99 olarak BSI'lı ORÇ sistemi için hesaplanmıştır.
- R123 akışkanı kullanıldığında maksimum termal, ekserji ve II.kanun verimine BSI-İID'li ORÇ sistemi ile ulaşılmıştır. Hesaplanan sonuçlar, η_{th}, η_{ex} ve η_{II} için sırasıyla %17,77, %59,72 ve %55,47'dir.
- R245fa için yapılan incelemede maksimum η_{th}, η_{ex} ve η_{II} değerleri sırasıyla, %17,35, %60,14 ve %54,75 olarak BSI-İID'li ORÇ sistemi için hesaplanmıştır. Bu değerlerin minimuma doğru sıralamasında konfigürasyonların dizilimi İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve basit ORÇ sistemi şeklinde olmuştur.
- R600 ve R114 akışkanları da R245fa akışkanı ile aynı davranışı sergilemiş ve maksimum η_{th}, η_{ex} ve η_{II} değerlerine BSI-İID'li ORÇ sistemi ile ulaşılmıştır.
- R600a akışkanı ile yapılan analizde en yüksek η_{th}, η_{ex} ve η_{II} değerleri sırasıyla %16,15, %60,84 ve %49,93 olarak BSI-İID'li ORÇ sistemi ile elde edilmiştir. R600a için performans sonuçlarının minimuma doğru sıralamasında konfigürasyon sırası BSI-İID'li ORÇ, İID'li ORÇ, basit ORÇ ve BSI'lı ORÇ şeklinde olmuştur.
- Konfigürasyonlardan elde edilen net güç çıktısı incelediğinde basit ORÇ ve İID'li ORÇ sistemleri aynı sonuçları vermiş ve maksimum güç çıktısı değerleri elde edilmiştir. Minimum $\dot{W}_{net}$ değerleri ise BSI-İID'li ORÇ sistemine aittir.
- Tüm konfigürasyonlarda en yüksek $\dot{W}_{net}$ değeri R600 akışkanı ile sağlanmıştır.
- Seçilen yedi organik akışkan için iş akışkanı tarafından sıcak kaynaktan çekilen ısı miktarının ($\dot{Q}_b$) en yüksek değerleri basit ORÇ sisteminin tercih edilmesi ile sağlanmıştır. Basit ORÇ sistemini sırasıyla, İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ takip etmiştir.
- En yüksek $\dot{Q}_b$ değerleri tüm konfigürasyonlar için R600 ve R600a akışkanının kullanılması ile elde edilmiştir.
- Sıcak atık akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı ($T_{sıc}$), her bir akışkan için konfigürasyon değişikliği olsa da değişmemiş aynı giriş sıcaklığı elde edilmiştir. Minimum ve maksimum $T_{sıc}$ değeri 148,2 ^{o}C ve 174,8 ^{o}C olarak sırasıyla R114 ve R600 akışkanı için hesaplanmıştır.

- Sisteme sağlanan ekserji oranının ($\dot{E}x_g$) konfigürasyonlara göre değişimi incelendiğinde $\dot{Q}_b$ ile aynı davranış sergilediği tespit edilmiştir. Yani, $\dot{E}x_g$ parametresinin maksimum değerleri basit ORÇ sistemi için gerçekleşmiş ve bu İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonları tarafından takip edilmiştir.
- İID'li ORÇ ile BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonlarında İID'nin kapasitesi ($\dot{Q}_{\text{İ}ID}$) karşılaştırıldığında İID'li ORÇ sisteminde türbinden çıkan buhar ile pompadan çıkan sıvı fazdaki akışkan arasında daha fazla ısı geçişi olduğu tespit edilmiştir.
- ORÇ konfigürasyonları içinde minimum toplam ekserji yıkım oranı ($\dot{E}Y_{top}$) BSI-İID'li ORÇ için hesaplanırken maksimum $\dot{E}Y_{top}$ değerleri basit ORÇ sistemi ile gerçekleşmiştir.

4.3. ORÇ Konfigürasyonlarının Termodinamik Parametrik Analizi

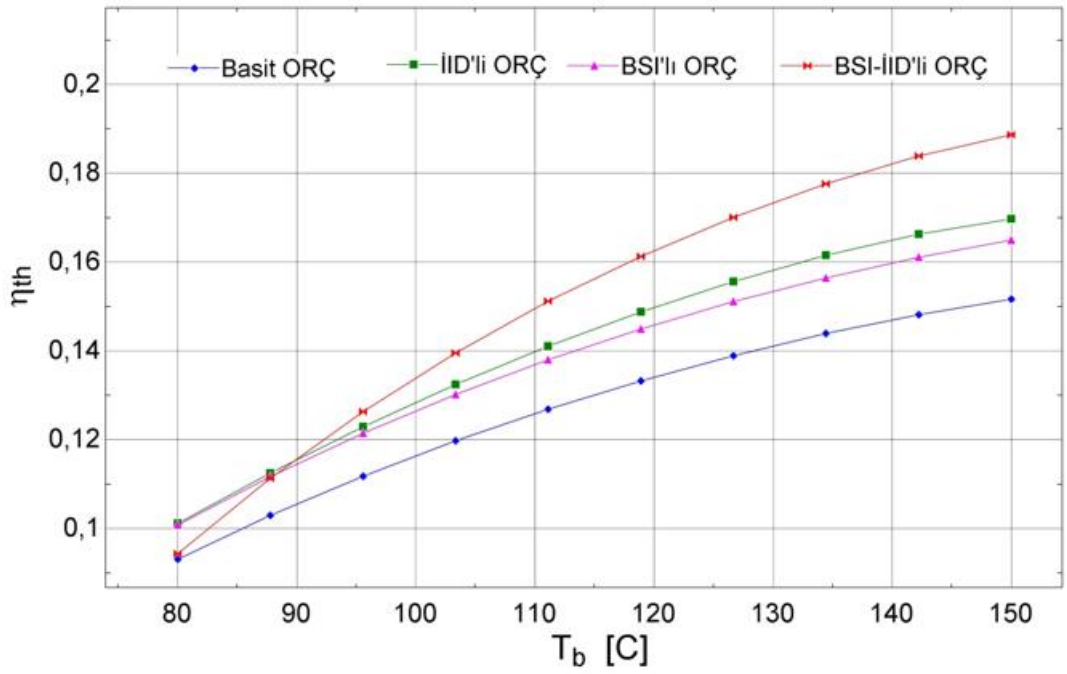
Çizelge 3.5'teki çalışma koşulları ve giriş değerleri alınarak ORÇ sisteminin dört farklı konfigürasyonu için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Seçilen yedi farklı akışkanın performans sonuçları ayrı ayrı her bir çevrim için detaylı olarak incelenmiştir. Bu bölümde ise artan buharlaştırıcı sıcaklığının, artan iş akışkanı kütlesel debisinin ve artan yoğuşturucu sıcaklığının ORÇ konfigürasyonlarının performans parametrelerini ne yönde etkilediğine dair sonuçlar paylaşılmıştır. Parametrik analiz için akışkanlar arasından R245fa seçilmiştir.

4.3.1. Buharlaştırıcıdaki Buharlaşma Sıcaklığının Etkisi

İş akışkanının buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığı ve dolayısıyla türbin giriş basıncı bir organik Rankine çevriminin performansını önemli derecede etkilemektedir (Ozdemir Kucuk ve Kılıç, 2018). İlk olarak, buharlaşma sıcaklığı (T_b) 80 ^{o}C'den 150 ^{o}C'ye artırılarak, performans parametrelerinin davranışları analiz edilmiştir.

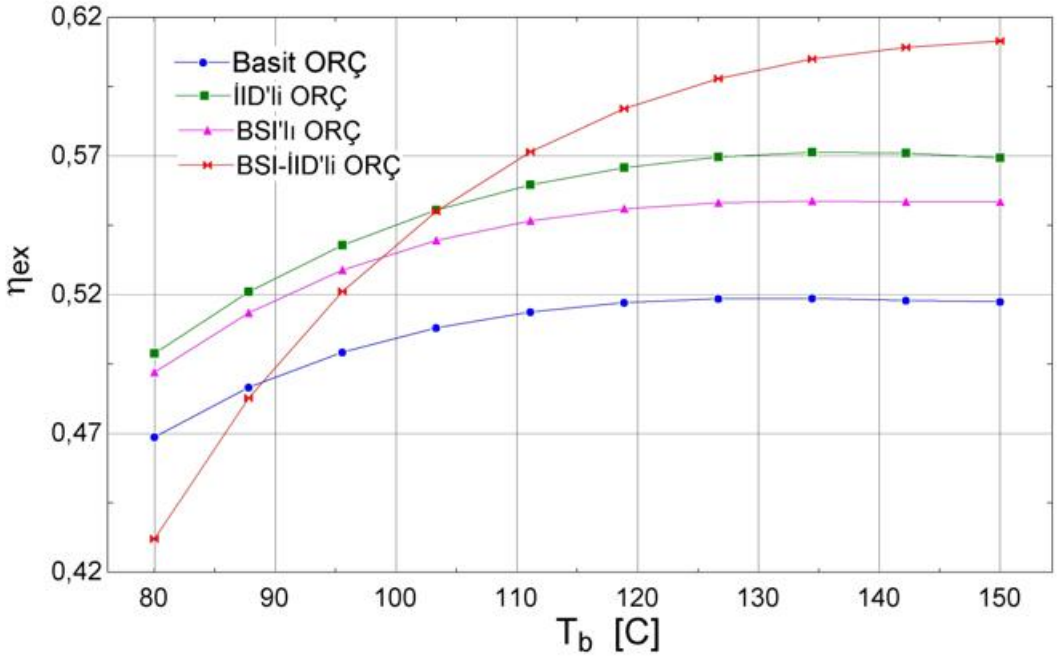
Şekil 4.1 artan buharlaşma sıcaklığının ORÇ konfigürasyonlarının termal verimleri (η_{th}) üzerine etkisini göstermektedir. Literatürde yapılmış çalışmalara benzer şekilde (Safarian ve Aramoun, 2015; Wang ve ark., 2018) yapılan analizde artan T_b ile tüm konfigürasyonlar için sistemin termal verimi artmaktadır. Termal verimin maksimum değeri, 150 ^{o}C buharlaşma sıcaklığında, yaklaşık %18,9 olarak BSI-İID'li ORÇ sistemi

için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla, İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve basit ORÇ sistemleri takip etmiştir. Düşük T_b değerinde, örneğin 80 ^oC'de basit ORÇ sistemi ile BSI-İID'li ORÇ sisteminin hemen hemen aynı verimde olduğu tespit edilmiştir. Yaklaşık 90 ^oC buharlaşma sıcaklığından sonra BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonun verimi diğer sistemlere göre daha hızlı bir şekilde artmış ve 80 ^oC'deki verim ile kıyaslandığında bu artış oranı %100,1 olmuştur. Basit ORÇ sisteminin farklı konfigürasyonları geliştirildiğinde sistemin termal ve ekserji verimi de literatüre benzer şekilde artmıştır (Agromayor ve Nord, 2017; Imran ve ark., 2014; Mago ve ark., 2018; Rashwan ve ark., 2019). 150 ^oC buharlaşma sıcaklığında, basit ORÇ sisteminin termal verimi diğer konfigürasyonların verimi ile kıyaslandığında, BSI'lı ORÇ'nin verimi %8,7, İID'li ORÇ sisteminin verimi %11,9 ve BSI-İID'li ORÇ sisteminin verimi %24,4 oranında daha fazla olmuştur. Şekil 4.1, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5 ile yorumlandığında, artan T_b ile hem sistem tarafından elde edilen net güç hem de buharlaştırıcıda iş akışkanına transfer edilen ısı miktarı artmaktadır. Ancak, $\dot{W}_{net}$ değerindeki artış oranı daha fazla olduğu için tüm konfigürasyonların η_{th} değeri yükselmektedir.



Şekil 4.1. Artan buharlaşma sıcaklığının sistemin termal verimine etkisi

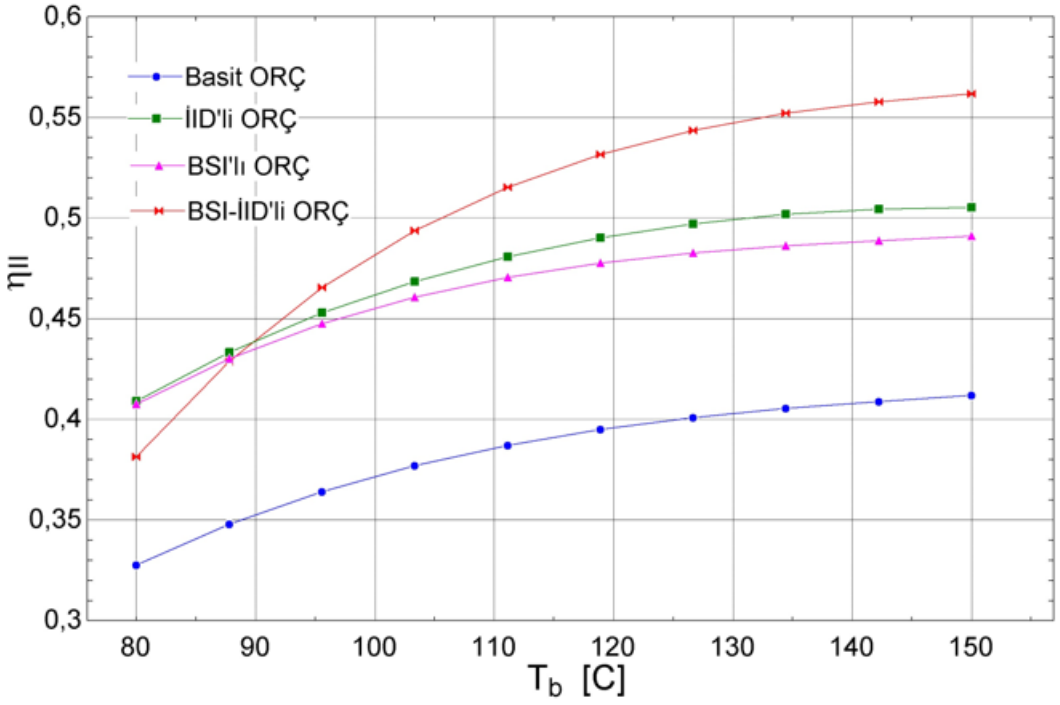
ORÇ sistemi konfigürasyonlarının buharlaştırıcısındaki buharlaşma sıcaklığının değişiminin sistemin ekserji verimi (η_{ex}) üzerindeki etkisi Şekil 4.2'de sunulmuştur. T_b değerinin 80 ^{o}C'den 150 ^{o}C'ye yükselmesi ile tasarlanan dört ORÇ konfigürasyonu için de ekserji verimi artmaktadır. Artış oranı BSI-İID'li ORÇ sistemi için %41,55, İID'li ORÇ sistemi için %14,15, BSI'lı ORÇ sistemi için %12,48 ve basit ORÇ sistemi için %10,41'dir. Şekil 4.2'den de açıkça görüldüğü gibi, yaklaşık 103 ^{o}C buharlaşma sıcaklığının altında İID'li ORÇ sistemi, 103 ^{o}C buharlaşma sıcaklığının üstünde ise BSI-İID'li ORÇ sistemi maksimum η_{ex} değerine sahiptir. En yüksek η_{ex} %61,15 olarak 150 ^{o}C T_b değerinde BSI-İID'li ORÇ ile elde edilmiştir. Ayrıca, BSI-İID'li ORÇ sistemi 90 ^{o}C buharlaşma sıcaklığının altında dört konfigürasyon arasında minimum ekserji verimi değerlerini vermektedir. Bunun nedeni ise düşük T_b değerlerinde sisteme sağlanan ekserji girişindeki artışa karşılık sistemden elde edilen net güç artışının daha düşük seviyede olmasıdır (bkz. Şekil 4.4 ve Şekil 4.6). 150 ^{o}C buharlaşma sıcaklığında, BSI-İID'li ORÇ'nin ekserji verimi, İID'li ORÇ'nin ekserji verimi ve BSI'lı ORÇ'nin ekserji verimi basit ORÇ sistemine göre sırasıyla, %6,94, %10,0 ve %18,1 oranında daha fazla olmuştur.



Şekil 4.2. Artan buharlaşma sıcaklığının ekserji verimine etkisi

Analizde buharlaşma sıcaklığı 80 ^{o}C'den 150 ^{o}C'ye artırılmış ve incelenen dört konfigürasyon için sistemin II.kanun verimi hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar grafik

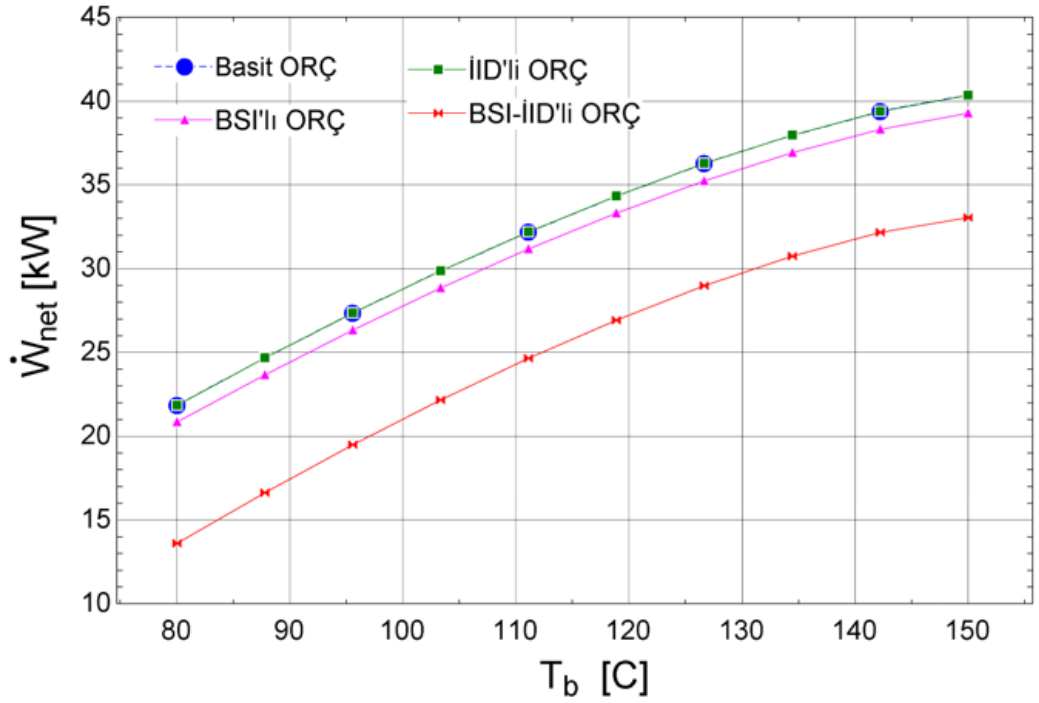
halinde Şekil 4.3'te sunulmuştur. Buna göre, artan T_b ile tüm konfigürasyonlar için η_{II} artmaktadır. 90 ^{o}C'nin altında İID'li ORÇ ve BSI'lı ORÇ sistemleri daha yüksek performans sergilemektedir. Basit ORÇ sistemi tüm sıcaklık seviyelerinde minimum η_{II} sonuçları vermiştir. Maksimum η_{II} değeri ise 150 ^{o}C T_b değerinde BSI-İID'li ORÇ için %56,18 olarak hesaplanmıştır. Basit ORÇ sisteminin ikinci yasa verimine göre diğer konfigürasyonların verim değerlerindeki artış oranı BSI'lı çevrim için %19,2, İID'li çevrim için %22,7 ve BSI-İID'li çevrim için ise %36,4'tür. Konfigürasyonlar için elde edilen η_{II} eğilimine bakıldığında Şekil 4.1'deki η_{th} parametresi ile benzer bir davranış sergilediği tespit edilmektedir. Bu sonuç, Denklem 3.22 ile araştırıldığında artan buharlaşma sıcaklığı ile sistemin sıcak kaynak ve soğuk kuyu sıcaklığının değişmemesi bu parametrede sadece termal verimi değişken haline getirmiştir. Bu nedenle de Şekil 4.1 ile benzer bir grafik elde dilmiştir.



Şekil 4.3. Artan buharlaşma sıcaklığının II.kanun verimine etkisi

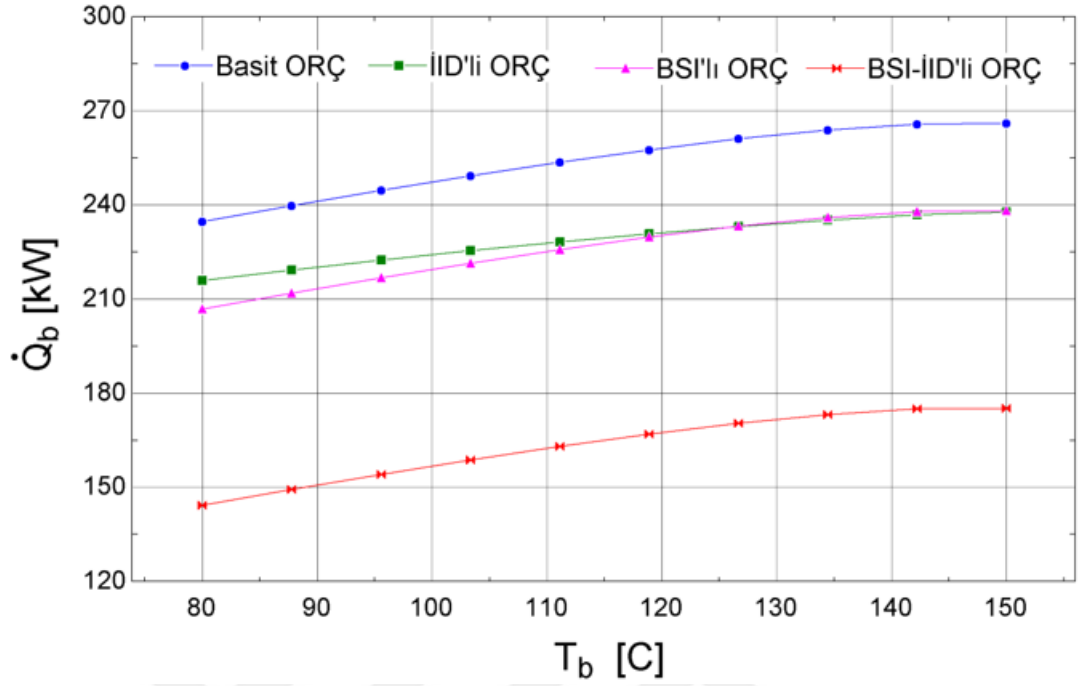
Şekil 4.4, sistemden elde edilen net gücün ($\dot{W}_{net}$) artan buharlaşma sıcaklığı ile değişimini göstermektedir. Şekilden de gözüktüğü gibi T_b değerinde gerçekleşen artış ile dört konfigürasyon için de $\dot{W}_{net}$ artmaktadır. Basit ORÇ sistemine İID eklenmesi ile sistemden elde edilen net güç değişmemiş ve basit ORÇ ile İID'li ORÇ sistemi aynı

sonuçları vererek konfigürasyonlar içinde maksimum güç üretimini gerçekleştirmişlerdir. Basit ORÇ'ye göre, BSI'lı ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ sistemlerinin ürettiği güçteki azalış oranı sırasıyla, %2,7 ve %18,1'dir. Aynı doyma basıncında türbine giren iş akışkanının aynı yoğuşturucu basıncına genişletilmesi işlemi esnasında ORÇ konfigürasyonları tarafından farklı değerlerde güç üretimi gerçekleştirilmesinin nedeni, BSI'lı ORÇ sisteminde türbine 1 kg/s kütlesel debisinde giren akışkanın bir kısmının türbinde genişlemeden BSI' ya iletilmesidir. BSI-İID'li ORÇ sisteminde ise genişleme işleminin kademeli olarak iki türbin ile gerçekleştirilmesi ve iş akışkanının alçak basınç türbinine girmeden önce bir kısmının ayrışarak BSI'ya gitmesidir.

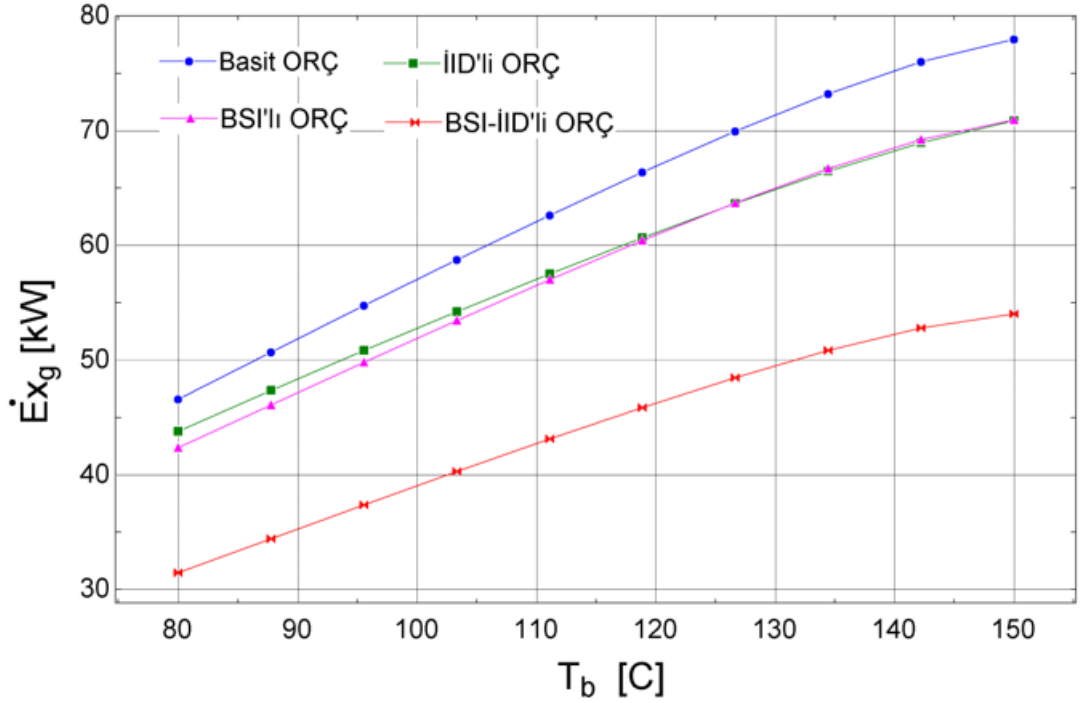


Şekil 4.4. Artan buharlaşma sıcaklığının elde edilen net güç çıktısına etkisi

İş akışkanı tarafından sıcak kaynaktan çekilen ısı miktarının ($\dot{Q}_b$) artan buharlaşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.5'te verilmiştir. Buna göre, T_b değerinin artması ile incelenen dört konfigürasyon için de $\dot{Q}_b$ değeri artmaktadır. Bunun nedeni ise buharlaştırıcıya giren sıcak akışkanın giriş sıcaklığı ile çıkış sıcaklığı arasındaki farkın artmasıdır. Her sıcaklık seviyesinde sıcak akışkan ile iş akışkanı arasında maksimum ısı transferi basit ORÇ sistemi ile gerçekleşmiştir. Bu sistemi sırasıyla, İID'li ORÇ, BSI'li ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ sistemleri takip etmiştir.



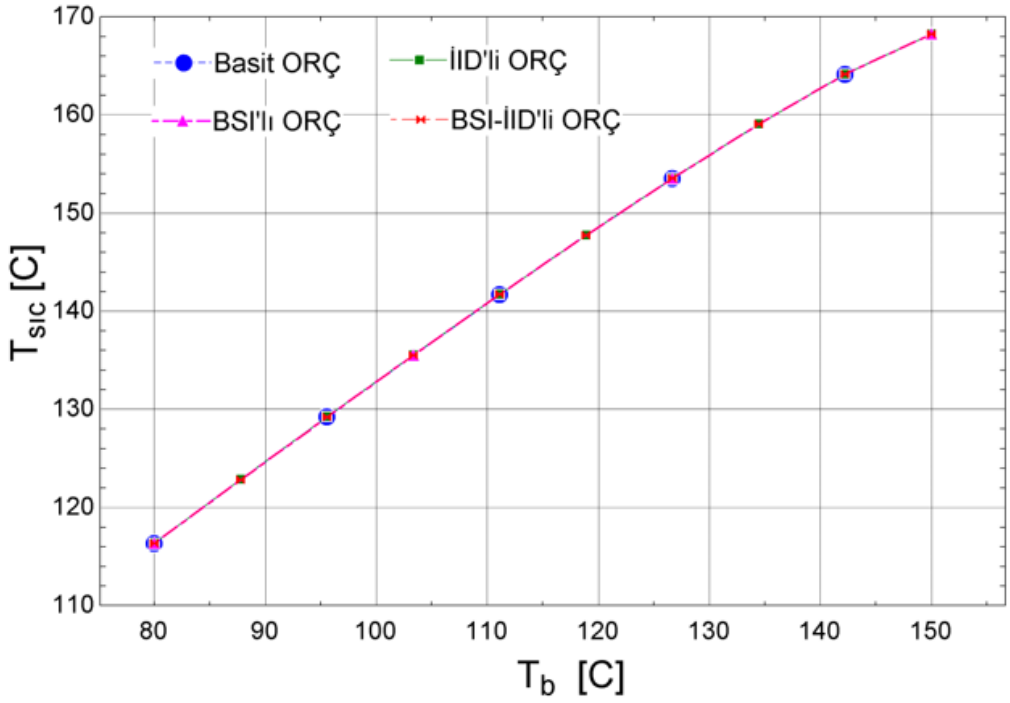
Şekil 4.5. Artan buharlaşma sıcaklığının buharlaştırıcı ısı transfer oranına etkisi



Şekil 4.6. Artan buharlaşma sıcaklığının sisteme sağlanan ekserji giriş oranına etkisi

Sıcak kaynaktan tarafından sisteme sağlanan ekserji giriş oranının ($\dot{E}x_g$) artan T_b ile değişim grafiği Şekil 4.6'da sunulmuştur. Buna göre, analizde T_b değerinin 80 °C'den 150 °C'ye yükselmesi tüm konfigürasyonlarda $\dot{E}x_g$ değerini olumlu yönde etkilemiş ve sisteme giren ekserji oranı artmıştır. Maksimum $\dot{E}x_g$ değeri 150 °C buharlaşma sıcaklığında basit ORÇ sistemi ile 77,96 kW olarak gerçekleşmiştir. Bunu sırasıyla İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonları takip etmiştir.

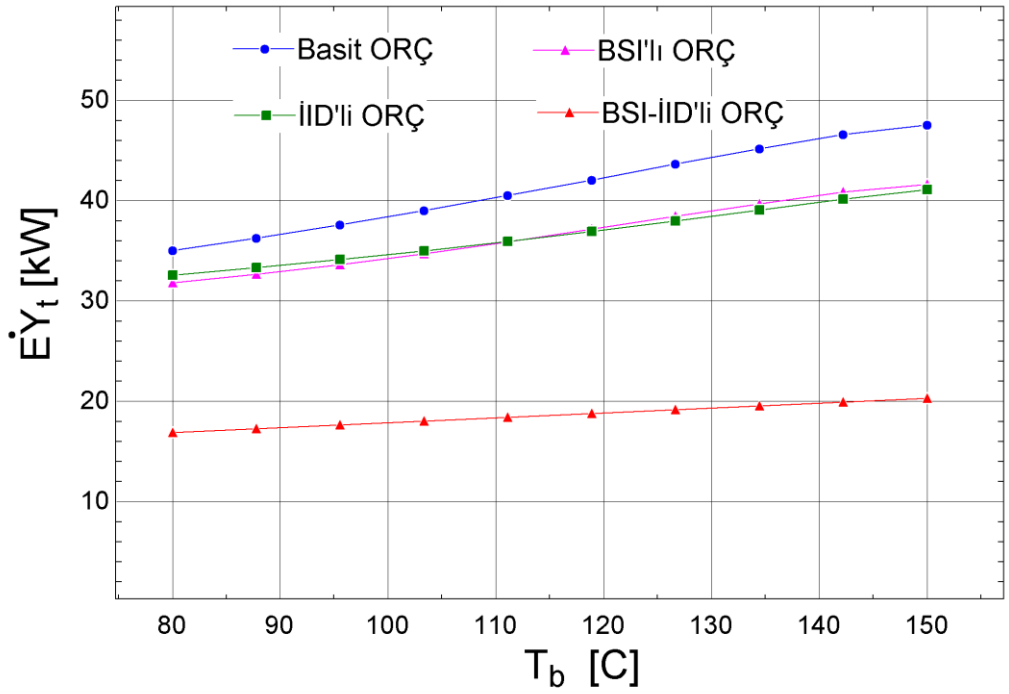
R245fa akışkanının iş akışkanı olarak kullanılması halinde 5 °C'lik sabit pinch point sıcaklık farkında, sıcak atık akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı ($T_{sıc}$) artan buharlaşma sıcaklığı ile tüm konfigürasyonlar için aynı grafiği çizmektedir. 80 °C'de $T_{sıc}$ değeri 116,4 °C iken T_b değerinin 150 °C'de ulaşması ile $T_{sıc}$ değeri de 168,3 °C'ye artmaktadır.



Şekil 4.7. Artan buharlaşma sıcaklığının sıcak atık akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığına etkisi

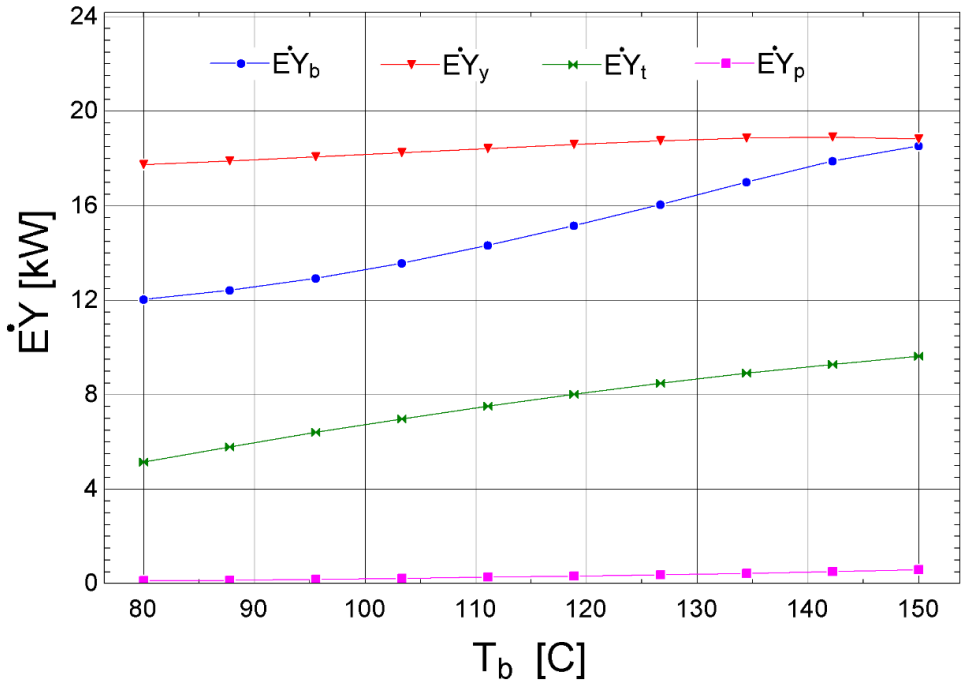
Şekil 4.8, R245fa akışkanı için artan T_b değerinin sistemde gerçekleşen toplam ekserji yıkım oranı ($\dot{E}Y_{top}$) üzerindeki etkisini göstermektedir. Şekilden de görüldüğü üzere tüm ORÇ konfigürasyonları için artan buharlaşma sıcaklığı ile $\dot{E}Y_{top}$ parametresi de

artmaktadır. Maksimum $\dot{E}Y_{top}$ değerleri her sıcaklık seviyesinde basit ORÇ için hesaplanmıştır. T_b değeri 80 ºC'den 150 ºC'ye yükseldikçe, $\dot{E}Y_{top}$ 35,02 kW'tan 47,57 kW'a değişmektedir. 150 ºC T_b değerinde BSI'lı, İID'li ve BSI-İID'li çevrimlerinin toplam ekserji yıkım değerlerinin basit ORÇ sisteminin $\dot{E}Y_{top}$ değerine göre azalış oranları sırasıyla, %14,8, %16,1 ve %45,3 şeklindedir.

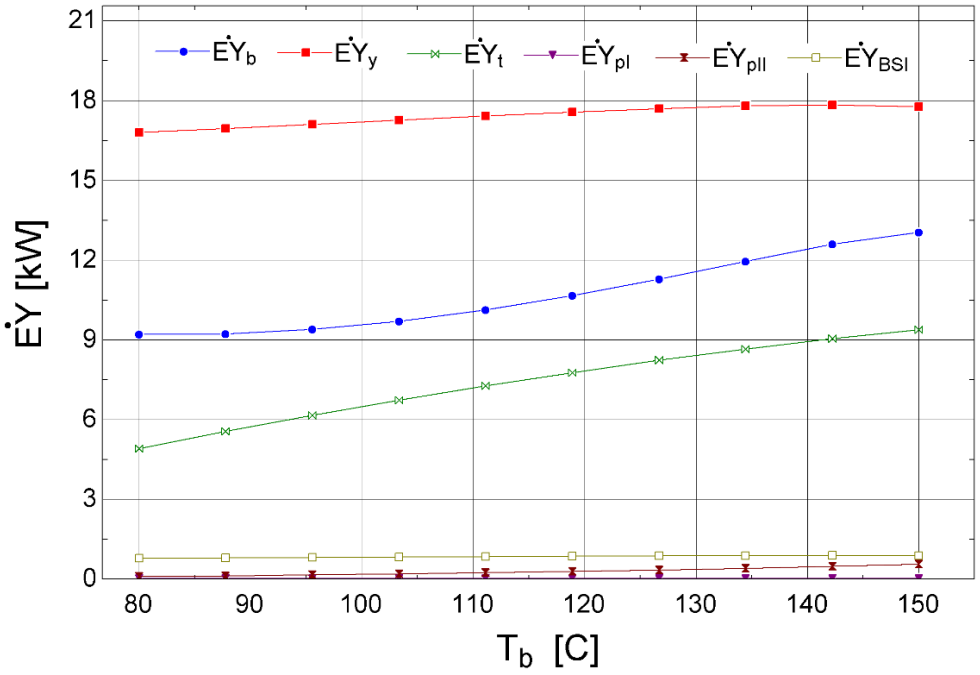


Şekil 4.8. Artan buharlaşma sıcaklığının toplam ekserji yıkım oranına etkisi

Basit ORÇ sisteminin her bir elemanının artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak ekserji yıkım oranlarının alacağı değerler hesaplanmıştır. Buharlaşma sıcaklığı ile oluşan ekserji yıkım oranının değişimi grafik halinde Şekil 4.9'da sunulmuştur. Şekilden de gözüktüğü gibi analizde T_b değeri arttıkça her bir bileşende gerçekleşen ekserji yıkım oranı da artmaktadır. En fazla artış %54,1 ile buharlaştırıcıda gerçekleşmektedir. Maksimum ekserji yıkımı oranı ise her sıcaklık seviyesinde yoğuşturucuya ait olmuştur. Bunu sırasıyla, buharlaştırıcı, türbin ve pompa izlemiştir.

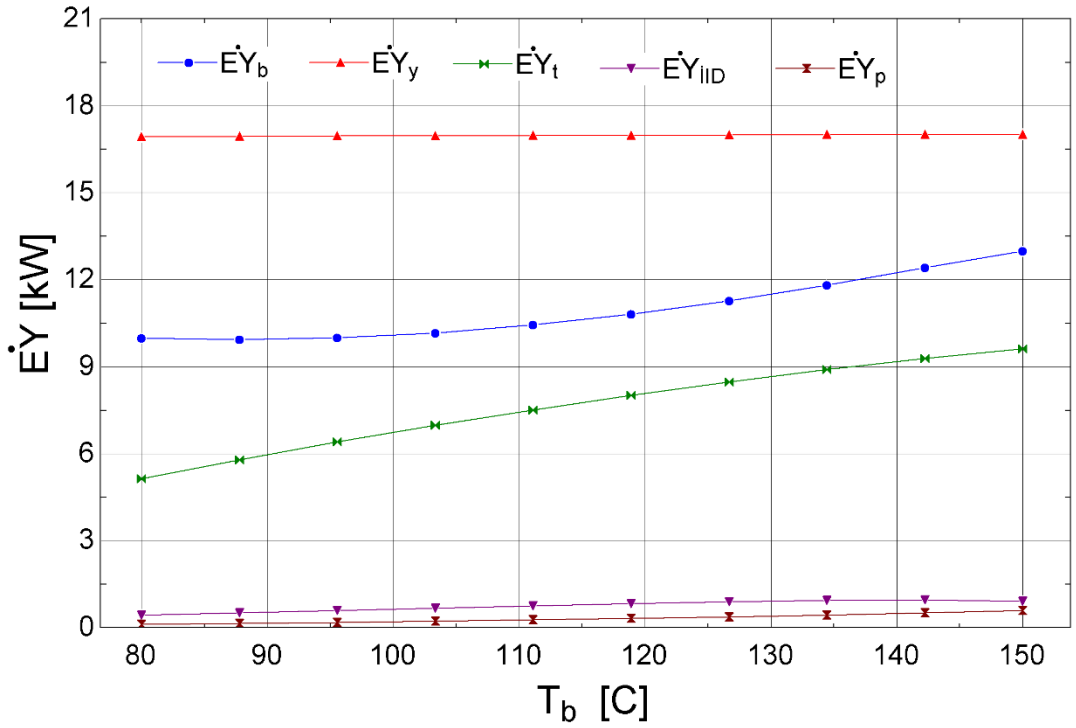


Şekil 4.9. Artan buharlaşma sıcaklığı ile basit ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi



Şekil 4.10. Artan buharlaşma sıcaklığı ile BSI'lı ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi

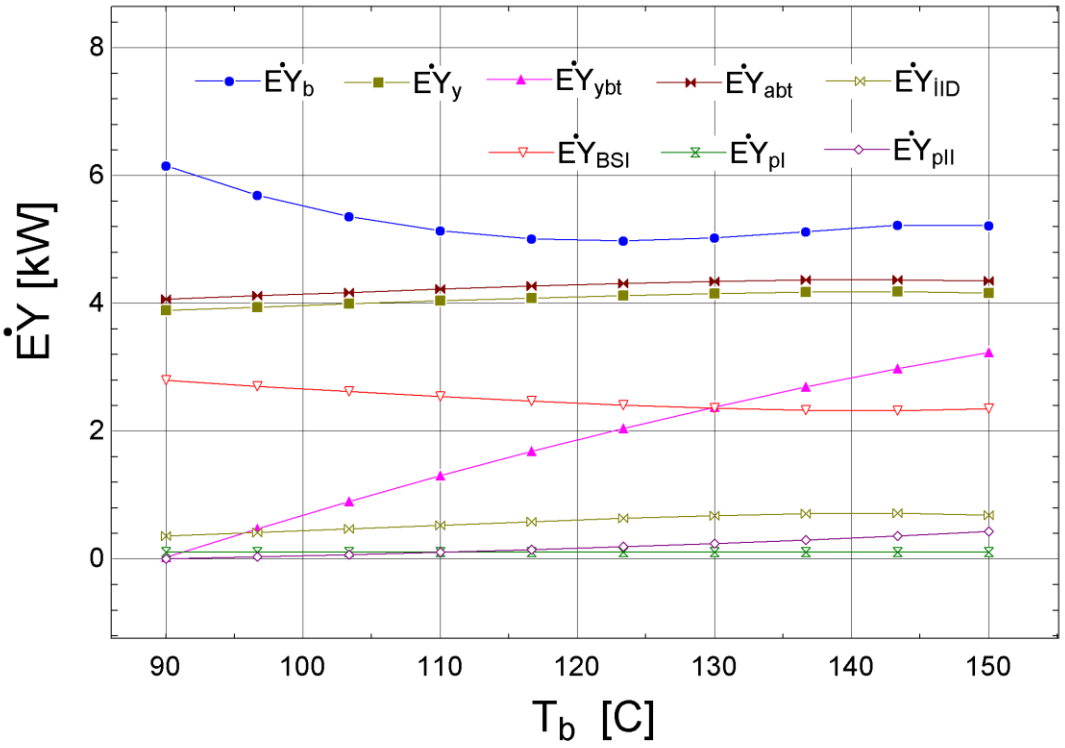
Şekil 4.10 ise BSI'lı ORÇ sisteminin komponentlerinin artan buharlaşma sıcaklığı ile ekserji yıkım oranının ne yönde değiştiğini göstermektedir. Buna göre analizde buharlaşma sıcaklığı arttıkça tüm sistem elemanlarının ekserji yıkım oranı artmıştır. Maksimum ekserji yıkım oranı yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Minimum ekserji yıkım oranı ise pompa-I için elde edilmiştir. Artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak ekserji yıkım oranındaki maksimum artış ise %91,3 ile türbine ait olmuştur.



Şekil 4.11. Artan buharlaşma sıcaklığı ile İID'li ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi

Yukarıdaki şekilde İID'li ORÇ sisteminin bileşenlerinin artan buharlaşma sıcaklığı ile ekserji yıkım oranlarının değişimi verilmiştir. Basit ORÇ ve BSI'lı ORÇ sistemlerine benzer şekilde İID'li ORÇ konfigürasyonun tüm elemanlarının ekserji yıkım oranları artmıştır. Maksimum $\dot{E}Y$ değeri yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla buharlaştırıcı, türbin, İID ve pompa izlemiştir. Ekseji yıkımındaki maksimum ve minimum artış oranı %87,1 ve %0,14 ile sırasıyla türbin ve yoğuşturucu için elde edilmiştir.

Son olarak, analizde artan buharlaşma sıcaklığının BSI-İID'li ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranını nasıl etkilediği araştırılmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 4.12'de sunulmuştur. Şekilden de gözüktüğü gibi artan buharlaşma sıcaklığı buharlaştırıcı ve BSI'nın ekserji yıkım oranında azalmaya neden olurken, yoğuşturucu, yüksek basınç türbini, alçak basınç türbini, İID, pompa-I ve pompa-II elemanlarının ekserji yıkım oranını artırmıştır.



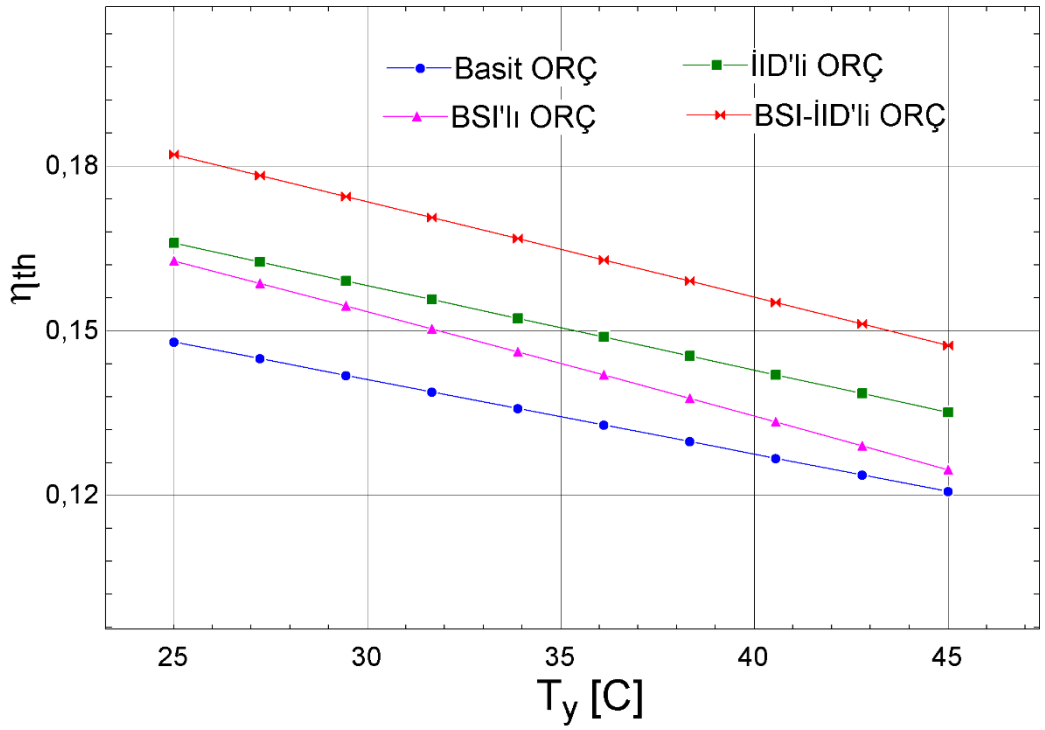
Şekil 4.12. Artan buharlaşma sıcaklığı ile BSI-İID'li ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi

4.3.2. Yoğuşturucudaki Yoğuşma Sıcaklığının Etkisi

Yapılan parametrik analizde incelenen bir diğer parametre ise yoğuşturucu sıcaklığıdır. Çalışmada, yoğuşma sıcaklığı (T_y) 25 ºC'den 45 ºC'ye artırılarak, yoğuşma sıcaklığının sistemin performans parametrelerini ne yönde etkilediği araştırılmıştır.

Artan yoğuşma sıcaklığının ORÇ konfigürasyonlarının termal verimliliği üzerine etkisi Şekil 4.13 ile verilmiştir. Aşağıdaki şekilden de görüldüğü üzere, artan yoğuşma sıcaklığı ile ORÇ konfigürasyonlarının termal verimleri (η_{th}) de azalmaktadır. Her sıcaklık seviyesinde maksimum termal verim BSI-İID'li ORÇ sistemine aittir. En yüksek termal

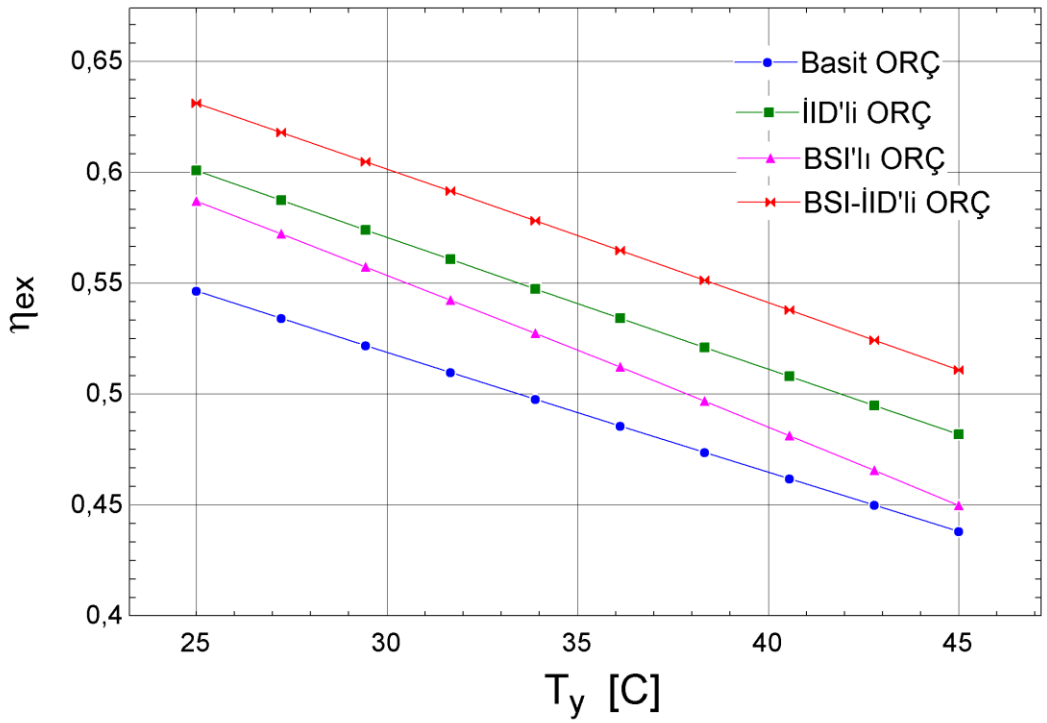
verim 25 ^{o}C yoğuşma sıcaklığında %18,2 olarak gerçekleşmiştir. İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve basit ORÇ için ise maksimum verim 25 ^{o}C yoğuşma sıcaklığında sırasıyla, %16,59, %16,27 ve %14,8 olarak hesaplanmıştır. T_y değerinin 25 ^{o}C'den 45 ^{o}C'ye artışı ile ORÇ konfigürasyonlarının termal verimlerinde gerçekleşen azalış BSI-İID'li ORÇ için %19,23, İID'li ORÇ için %18,57, BSI'lı ORÇ için %23,42 ve basit ORÇ için %18,37 olarak hesaplanmıştır. Sistemin termal verimindeki azalışın nedeni Şekil 4.16 ve buharlaştırıcıdan sisteme sağlanan ısı oranı ($\dot{Q}_b$) değerleri ile analiz edildiğinde artan yoğuşma sıcaklığı ile $\dot{Q}_b$ değeri basit ve İID'li ORÇ için azalırken BSI-İID'li ve BSI'lı ORÇ sistemleri için sabit kalmıştır. Tüm konfigürasyonlar için sistemden elde edilen net güç çıktısı ise azalmıştır (bkz. Şekil 4.16). Buna bağlı olarak, $\dot{W}_{net}$ değeri daha baskın olup termal verim azalmıştır.



Şekil 4.13. Artan yoğuşma sıcaklığının sistemin termal verimine etkisi

Şekil 4.14, artan yoğuşma sıcaklığının sistemin ekserji verimi üzerine etkisini göstermektedir. Aşağıdaki grafikten de açıkça görüldüğü gibi sistemin yoğuşma sıcaklığı arttıkça ekserji verimi azalmaktadır. Maksimum ekserji verimi BSI-İID'li ORÇ sistemine ve minimum ekserji verimi ise basit ORÇ sistemine aittir. En yüksek η_{ex} değeri 25 ^{o}C

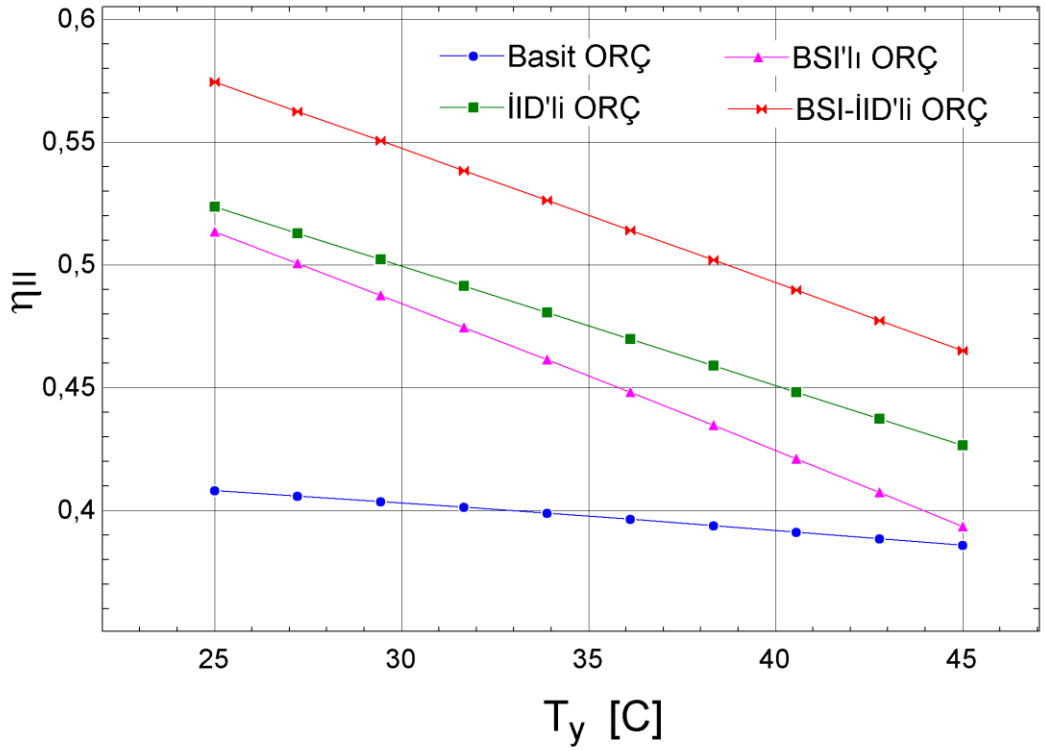
yoğuşma sıcaklığında %63,1 olarak BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonu için hesaplanmıştır. İID'li ORÇ için %60,1, BSI'li ORÇ için %58,7 ve basit ORÇ için %54,6 olarak 25 ^{o}C yoğuşma sıcaklığında her bir konfigürasyon için maksimum ekserji verimi değerleri elde edilmiştir. Yoğuşma sıcaklığının 25 ^{o}C'den 45 ^{o}C'ye artması ile η_{ex} değerinde en yüksek azalma %23,4 ile BSI'lı ORÇ sistemine aittir. Diğer konfigürasyonlar için artan yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak ekserji verimindeki azalış oranı basit ORÇ için %19,8, İID'li ORÇ için %19,7 ve BSI-İID'li ORÇ için %19,1 olarak hesaplanmıştır. Ekserji veriminde gerçekleşen azalışın nedeni araştırıldığında ise sistemden elde edilen net güçteki azalışın sisteme giren ekserji oranına göre çok daha fazla olmasındandır (bkz. Şekil 4.15 ve Şekil 4.17).



Şekil 4.14. Artan yoğuşma sıcaklığının sistemin ekserji verimine etkisi

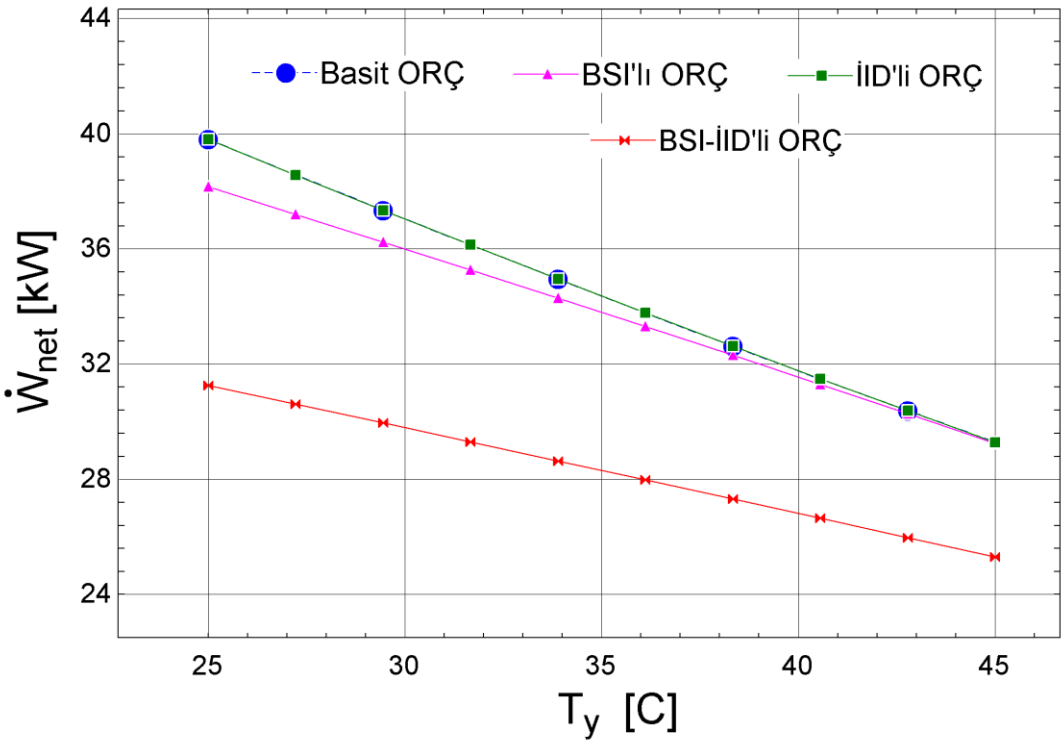
Şekil 4.15 ile yoğuşma sıcaklığının 25 ^{o}C'den 45 ^{o}C'ye artmasına bağlı olarak ORÇ konfigürasyonlarının II.kanun verimindeki değişim araştırılmıştır. Buna göre, sistemde gerçekleşen yoğuşma sıcaklığındaki artış, tüm çevrim tasarımları için η_{II} değerinde azalmaya neden olmaktadır. Konfigürasyonlarda elde edilen II.kanun veriminin en yüksek değerinden en düşük değerine doğru sıralaması BSI-İID'li ORÇ, İID'li ORÇ,

BSI'lı ORÇ ve basit ORÇ şeklindedir. Şekil 4.13 ve Şekil 4.14 ile incelendiğinde termal verim ve ekserji verimi parametreleri ile aynı sıralamayı gösterdiği tespit edilmektedir.



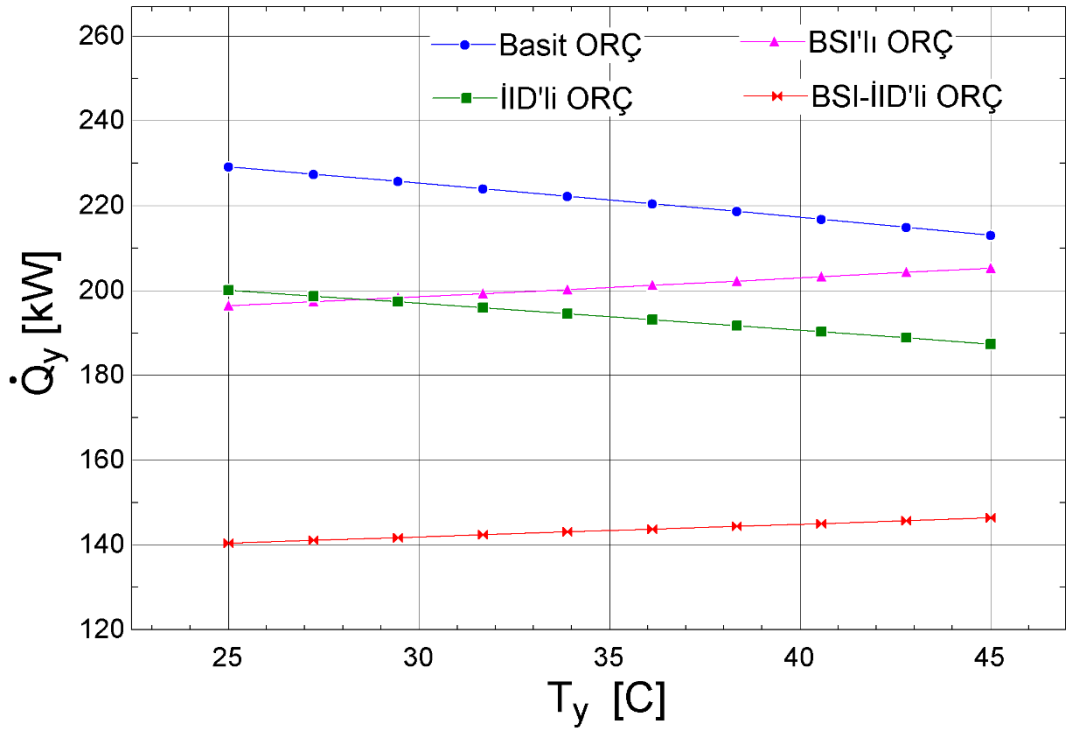
Şekil 4.15. Artan yoğuşma sıcaklığının sistemin II.kanun verimine etkisi

Analizde sistemden elde edilen net gücün ($\dot{W}_{net}$) artan yoğuşma sıcaklığı ile değişimi araştırılmış ve elde edilen sonuçlar grafik halinde Şekil 4.16 ile sunulmuştur. Şekilden de gözüktüğü gibi T_y arttıkça tüm ORÇ sistemleri için $\dot{W}_{net}$ azalmaktadır. Artan buharlaşma sıcaklığı ile benzer şekilde artan yoğuşma sıcaklığının her seviyesinde basit ORÇ sistemi ile İID'li ORÇ sistemi aynı sonuçları vermiştir ve en yüksek net güç çıktısı bu iki konfigürasyon ile elde edilmiştir. BSI'lı ORÇ ile elde edilen net güç çıktısı ile en yüksek güç çıktısı arasındaki fark yoğuşma sıcaklığı arttıkça azalmış ve 45 ^{o}C sıcaklıkta neredeyse aynı değerde güç üretimi gerçekleşmiştir. Her sıcaklık seviyesinde minimum $\dot{W}_{net}$ değeri BSI-İID'li ORÇ sistemine aittir. Dört konfigürasyon için maksimum güç üretimi 25 ^{o}C yoğuşma sıcaklığında basit ve İID'li ORÇ ile 39,8 kW, BSI'lı ORÇ ile 38,2 kW ve BSI-İID'li ORÇ ile 31,3 kW olarak gerçekleşmiştir.

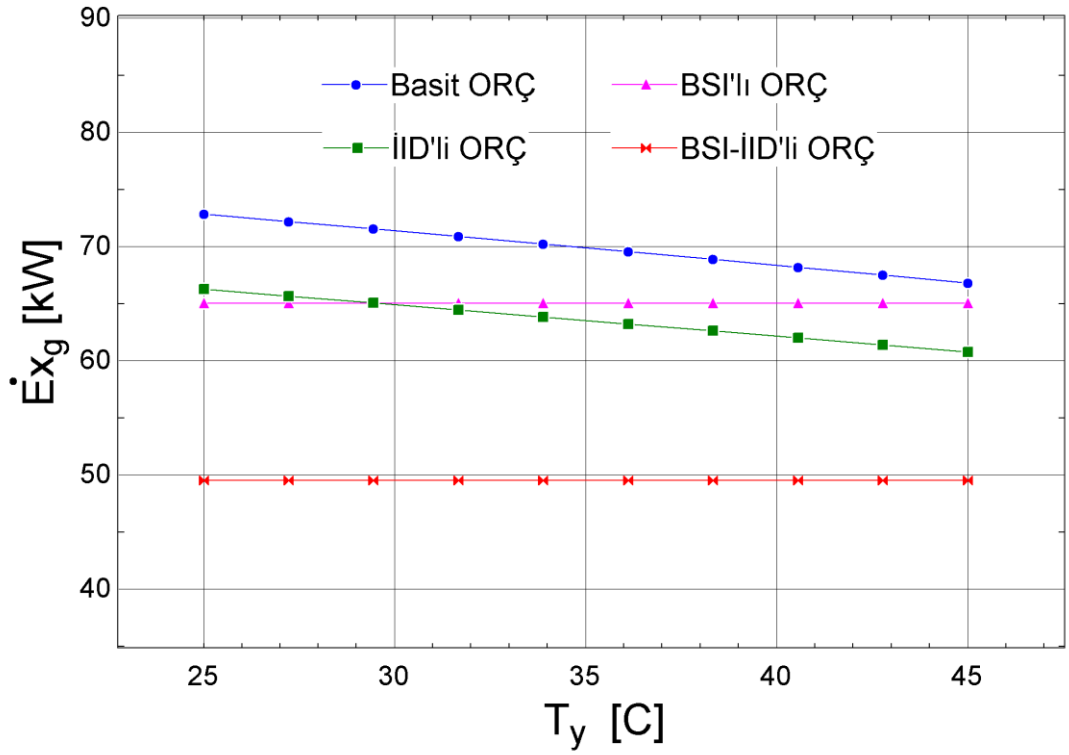


Şekil 4.16. Artan yoğuşma sıcaklığının elde edilen net güç çıkışına etkisi

İş akışkanı tarafından yoğuşturucuda soğuk akışkana transfer edilen ısı miktarının ($\dot{Q}_y$) artan yoğuşma sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.17'te verilmiştir. Şekilden de gözüktüğü üzere artan yoğuşma sıcaklığı ile basit ORÇ ve İID'li ORÇ için $\dot{Q}_y$ değeri azalırken, BSI'lı ve BSI-İID'li ORÇ için ise artmaktadır. Dört konfigürasyonun her sıcaklık seviyesinde iş akışkanının yoğuşturucudan çıkış entalpisi aynıdır. Giriş entalpileri incelendiğinde ise basit ORÇ ile BSI'lı ORÇ sisteminin aynı, İID'li ORÇ ile de BSI-İID'li ORÇ'nin aynı entalpi değerlerine sahip olduğu tespit edilmiştir. Ancak $\dot{Q}_y$ değerlerinin farklı olmasının nedeni basit ve İID'li ORÇ sistemlerinde yoğuşturucudaki iş akışkanının kütlesel debisi 1 kg/s iken BSI'lı ve BSI-İID'li ORÇ sistemlerinde 1 kg/s'lik iş akışkanının bir kısmının BSI'na gitmesidir. Hem BSI'lı ORÇ hem de BSI-İID'li ORÇ sistemlerinde $\dot{Q}_y$ değerindeki artışın nedeni, T_y değerinin artması ile BSI'ya giden iş akışkanı kütlesinin azalması ve dolayısıyla yoğuşturucuya daha fazla iş akışkanının gitmesidir.



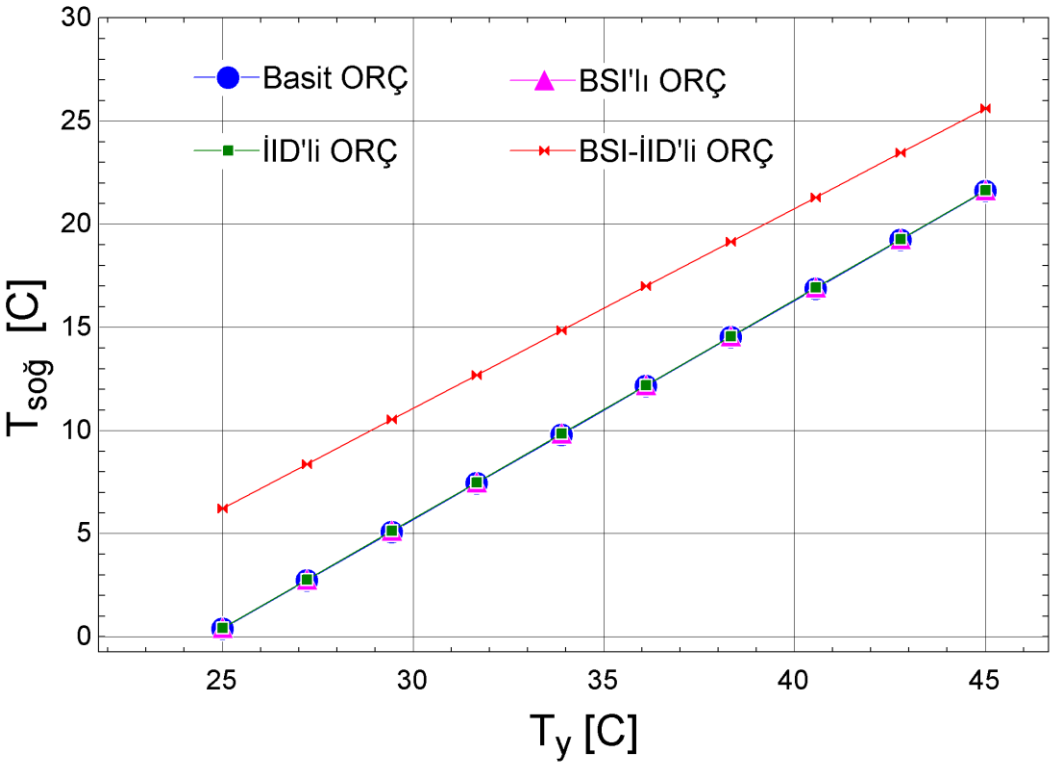
Şekil 4.17. Artan yoğuşma sıcaklığının yoğuşturucu ısısı üzerine etkisi



Şekil 4.18. Artan yoğuşma sıcaklığının sisteme sağlanan ekserji giriş oranına etkisi

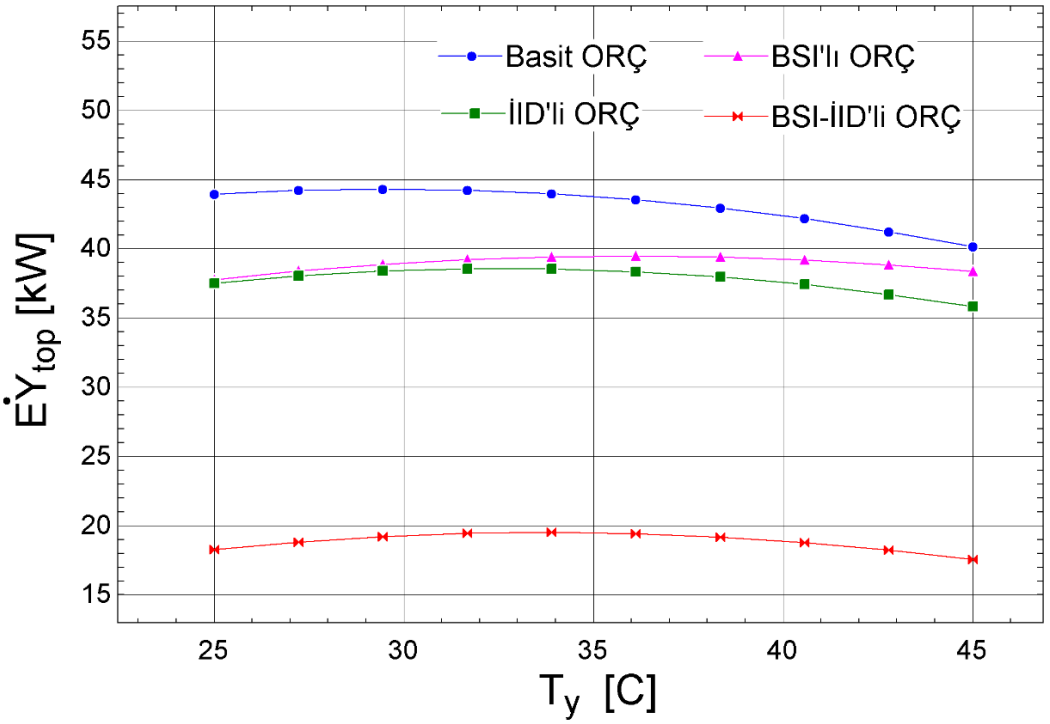
Sıcak kaynaktan tarafından sisteme sağlanan ekserji giriş oranının ($\dot{E}x_g$) artan T_y ile değişim grafiği Şekil 4.18'de verilmiştir. Maksimum $\dot{E}x_g$ değeri 25 °C yoğuşma sıcaklığında basit ORÇ sistemi ile 72,8 kW olarak gerçekleşmiştir. $\dot{E}x_g$ değerinin en düşük değeri ise her sıcaklık seviyesinde BSI-İID'li ORÇ sistemine aittir. Artan yoğuşma sıcaklığı ile BSI'lı ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonlarında $\dot{E}x_g$ değerinde değişiklik olmayıp sırasıyla, 65,0 kW ve 49,5 kW değerlerinde sabit kalmıştır. Basit ORÇ ve İID'li ORÇ sistemlerinde ise artan T_y ile $\dot{E}x_g$ değeri azalmaktadır.

Soğuk akışkanın yoğuşturucuya giriş sıcaklığı ($T_{soğ}$) artan buharlaşma sıcaklığı ile tüm konfigürasyonlar için artmaktadır. Basit ORÇ, İID'li ORÇ ve BSI'lı ORÇ konfigürasyonları hemen hemen aynı sonuçları vermiş ve üst üste bir grafik elde edilmiştir. 25 °C'de $T_{soğ}$ değeri 0,4 °C iken T_y değerinin 45 °C'de ulaşması ile $T_{soğ}$ değeri de 21,6 °C'ye artmaktadır. Bu değerler BSI-İID'li ORÇ için ise sırasıyla, 6,2 °C ve 25,6 °C'dir.



Şekil 4.19. Artan yoğuşma sıcaklığının soğuk akışkanın yoğuşturucuya giriş sıcaklığına etkisi

Şekil 4.20'de tüm çevrim elemanları tarafından gerçekleşen ekserji yıkım oranının toplam değerinin ($\dot{E}Y_{top}$) artan yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi, grafik halinde sunulmuştur. Tüm konfigürasyonlar için artan T_y ile $\dot{E}Y_{top}$ önce artmakta sonra azalmaktadır. Her sıcaklık seviyesinde en yüksek toplam ekserji yıkım oranı basit ORÇ için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla BSI'lı ORÇ, İID'li ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ takip etmiştir.

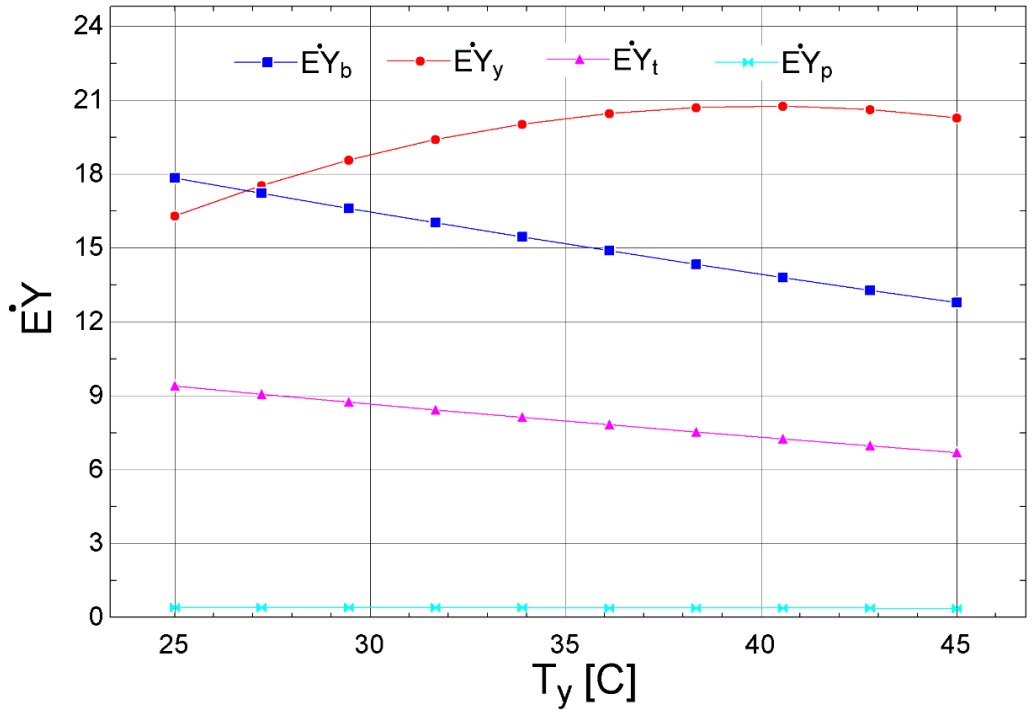


Şekil 4.20. Artan yoğuşma sıcaklığının toplam ekserji yıkım oranına etkisi

ORÇ konfigürasyonlarının artan yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak toplam ekserji yıkım oranları hesaplandıktan sonra analizde her bir çevrimin bileşen bazında ekserji yıkım oranları hesaplanmış ve değişimi grafikler halinde sunulmuştur (Şekil 4.21-24).

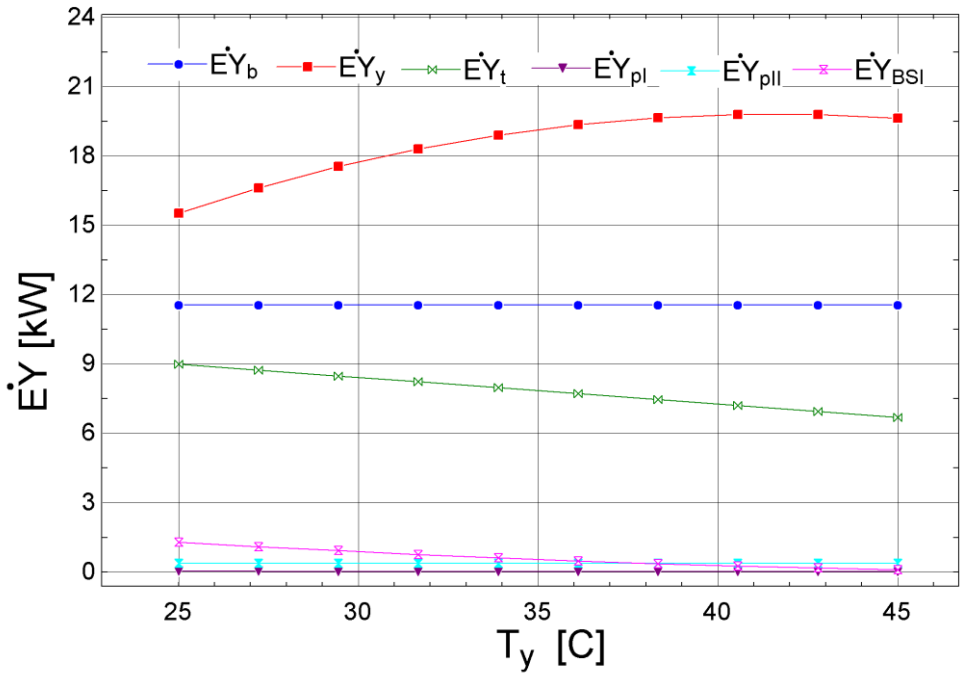
İlk olarak Şekil 4.21'te yoğuşma sıcaklığının 25 ^{o}C'den 45 ^{o}C'ye artmasına bağlı olarak basit ORÇ sistemi elemanlarının ekserji yıkım oranlarının değişimi verilmiştir. Analizde yoğuşma sıcaklığı arttıkça buharlaştırıcı, türbin ve pompanın ekserji yıkım oranları sırasıyla %28,36, %28,71 ve %8,92 oranında azalırken yoğuşturucunun önce artmış sonra azalışa geçmiştir. Şekilden de gözüktüğü gibi yaklaşık 27 ^{o}C'ye kadar maksimum ekserji yıkım oranı buharlaştırıcıya aittir. Ancak bu sıcaklığın üzerindeki yoğuşma

sıcaklıklarında en yüksek $\dot{E}Y$ değeri yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla, buharlaştırıcı, türbin ve pompa izlemiştir.

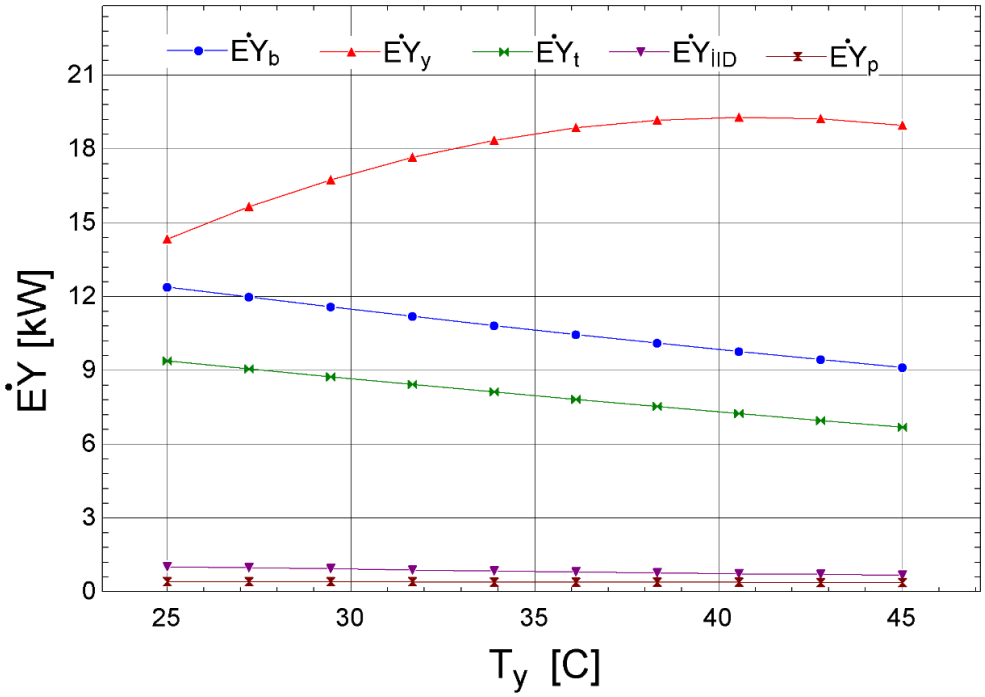


Şekil 4.21. Artan yoğuşma sıcaklığı ile basit ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi

BSI'lı ORÇ konfigürasyonunun bileşenlerinin artan yoğuşma sıcaklığı ile ekserji yıkım oranlarının değişimi Şekil 4.22'de aktarılmıştır. Buna göre, T_y arttıkça buharlaştırıcı ekserji yıkım oranı 11,56 kW değerinde ve pompa-II ekserji yıkım oranı 0,36 kW değerinde sabit kalmıştır. Türbin, pompa-I ve BSI ekserji yıkım oranları ise sırasıyla %25,59, %92,34 ve %95,32 oranında azalmıştır. Yoğuşturucuda gerçekleşen ekserji yıkım oranı ise basit ORÇ sistemine benzer olarak yaklaşık 43 ^{o}C'ye kadar artmış sonra azalışa geçmiştir. Yoğuşturucudaki maksimum ekserji yıkım oranı ise yaklaşık 19,79 kW olarak hesaplanmıştır.

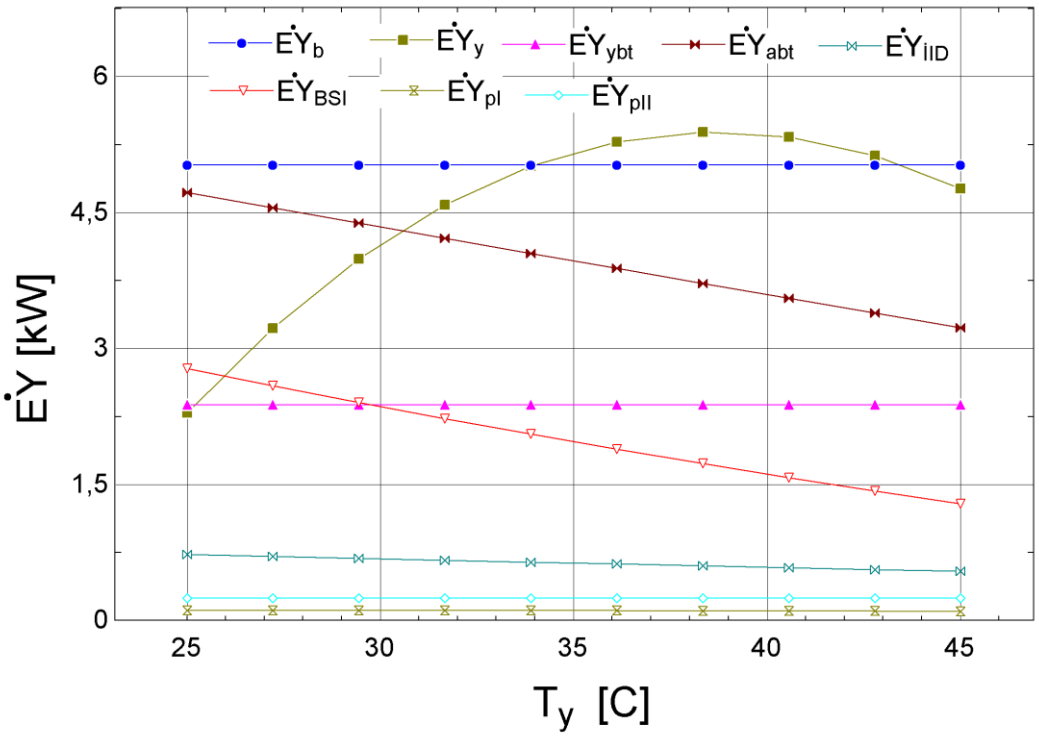


Şekil 4.22. Artan yoğuşma sıcaklığı ile BSI'lı ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi



Şekil 4.23. Artan yoğuşma sıcaklığı ile İID'li ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi

Şekil 4.23'te İID'li ORÇ sisteminin bileşenlerinin artan yoğuşma sıcaklığı ile ekserji yıkım oranlarının değişimi verilmiştir. Analizde yoğuşma sıcaklığı arttıkça buharlaştırıcı, türbin, İID ve pompanın ekserji yıkım oranları sırasıyla, %26,38, %28,71, %34,17 ve %8,93 oranında azalmıştır. Yoğuşturucu ekserji yıkım oranı ise yaklaşık 40,5 ^{o}C yoğuşma sıcaklığına kadar artmış ve bu sıcaklıkta 19,29 kW olarak maksimum ekserji yıkım oranı hesaplanmıştır. Daha sonra ise yoğuşturucu ekserji yıkım oranı azalmaya başlamıştır. Diğer konfigürasyonlara benzer şekilde sistem bileşenleri arasında maksimum $\dot{E}Y$ değeri yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla buharlaştırıcı, türbin, İID ve pompa izlemiştir.



Şekil 4.24. Artan yoğuşma sıcaklığı ile BSI-İID'li ORÇ bileşenlerinin ekserji yıkım oranının değişimi

Şekil 4.24 BSI-İID'li ORÇ sisteminin artan yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak sistem bileşenlerinin ekserji yıkım oranlarındaki değişimi göstermektedir. Şekilden de gözüktüğü gibi artan yoğuşma sıcaklığı, alçak basınç türbini ekserji yıkım oranında %31,60, BSI ekserji yıkım oranında %53,71, pompa- I ekserji yıkım oranında %9,81 ve İID ekserji yıkım oranında %25,34 oranında azalmaya neden olmuştur. Buharlaştırıcı, yüksek basınç türbini ve pompa-II ekserji yıkım oranları ise sırasıyla, 5,02 kW, 2,38 kW

ve 0,24 kW değerlerinde sabit kalmıştır. Yoğuşturucunun ekserji yıkım oranı ise yaklaşık 38 ^{o}C yoğuşma sıcaklığına kadar artmış ve bu sıcaklıkta 5,39 kW olarak maksimum ekserji yıkım oranı hesaplanmıştır. Daha sonra ise yoğuşturucu ekserji yıkım oranı azalışa geçmiştir.

4.4. ORÇ Konfigürasyonlarının Termoekonomik Analiz Sonuçları

ORÇ konfigürasyonlarının termoekonomik hesapları Bölüm 3'te verilen formülüzasyona göre gerçekleştirilmiş ve sonuçları bu başlık altında sunulmuştur. İlk olarak basit ORÇ sisteminin seçilen tüm akışkanlar için elde edilen termoekonomik bulguları bir sonraki alt başlıkta verilmiştir. Daha sonra diğer konfigürasyonlar için de benzer hesaplamalar yapılmıştır. Basit ORÇ için enerji ve ekserji analizine göre iyi performans sonuçlarının elde dildiği R245fa akışkanı ile basit ORÇ tarafından üretilen elektriğin minimum maliyet (C_{el}) değerini ve en kısa amortisman süresini (AS) veren R600 akışkanı kullanılarak İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ sistemleri için termoekonomik analiz gerçekleştirilmiştir. Elde edilen ekonomik sonuçlar tablolar halinde sunulmuştur.

Tüm ORÇ konfigürasyonlarının, 130 ^{o}C buharlaşma sıcaklığı, 30 ^{o}C yoğuşma sıcaklığı ve organik akışkanın kütlesel debisinin 1 kg/s olduğu şartlarda termoekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir. Sisteme sağlanan atık ısının birim ekserji maliyeti 4,00 $/GJ ve sistemin hava soğutmalı yoğuşturucusunda kullanılan havanın birim ekserji maliyeti ve ekserjisi 0,00 $/GJ ve 0,00 kW olarak kabul edilmiştir (Bejan ve ark., 1996).

4.4.1. Basit ORÇ Sisteminin Termoekonomik Analiz Sonuçları

İlk olarak çalışmada R113 akışkanı için hesaplamalar yapılmıştır. Basit ORÇ sisteminin her bir noktasında gerçekleşen ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti değerleri Çizelge 4.5'te sunulmuştur. Tabloya göre, türbin tarafından üretilen 33,37 kW'lık gücün birim ekserji maliyeti 14,05 $/GJ ve ekserji maliyeti ise 1,687 $/h olarak hesaplanmıştır. Sıcak kaynağın 4,00 $/GJ'lük birim ekserji maliyetine karşılık, ekserji maliyeti 1,732 $/h olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.5. R113 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti

Nokta	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**
1	0,028	5,687	0,001
2	0,370	40,170	0,054
3	48,510	5,687	0,993
4	7,999	5,687	0,164
5	120,300	4,000	1,732
6	58,390	4,000	0,841
7	0,000	0,000	0,000
8	9,970	0,253	0,253
Türbin	33,370	14,050	1,687
Pompa	0,427	14,050	0,022

Termoekonomik hesaplamanın ikinci adımında sistemin her bir bileşeni için ekserjiye bağlı yakıt ve ürün maliyeti, her bileşende gerçekleşen ekserji yıkım değeri ve ekserji yıkım maliyetleri, bağıl maliyet farkı, termoekonomik faktör ve sermaye yatırım maliyetleri hesaplanmıştır. Sonuçlar ise aşağıdaki tabloda verilmiştir. Sistemde en yüksek ekserji yıkımı ($\dot{EY}$) 17,94 kW ile yoğuşturucuda gerçekleşmiştir. Bunu sırasıyla, buharlaştırıcı, türbin ve pompa izlemiştir. Benzer senaryo, ekserji yıkım maliyeti ($\dot{C}_D$) değerinde de görülebilir. Maksimum $\dot{C}_D$ değeri yoğuşturucu için 0,367 $/h olarak gerçekleşmiştir. Sistem bileşenleri için elde edilen bağıl maliyet farkı (r) değerleri incelendiğinde en yüksek %206,3 ve %147 olarak pompa ve türbin için hesaplanmıştır. Her iki bileşende de sağlanan yakıt ekserji birim maliyetine karşılık üretilen ürünün birim ekserji maliyeti daha yüksektir. Pompa ve türbinin bağıl maliyet farkı değerinin düşürülmesi için bu elemanların ekserji verimliliği yükseltilmelidir.

Daha önce tanımlandığı gibi, termoekonomik faktör (f), sermaye maliyet oranı ile ekserji yıkımından ve ekserji kaybından kaynaklı maliyet oranlarının üzerinden sermaye maliyet oranının payını vermektedir. Minimum f değeri, sermaye yatırım maliyet oranına kıyasla ekserji yıkımından kaynaklanan maliyet oranının oldukça baskın olduğunun göstergesidir. Benzer şekilde, termoekonomik faktörün nispeten yüksek olması da ekserji

yıkımı ve ekserji yıkım maliyeti oranlarına kıyasla sermaye yatırım maliyet oranının anlamlı olduğunu göstermektedir. Bu açıdan incelendiğinde, Çizelge 4.6'ya göre tüm bileşenler içinde, en yüksek termoekonomik faktör, %88,15 ve %85,45 olarak sırasıyla, pompa ve türbin için hesaplanmıştır. Yani bu bileşenlerde gerçekleşen ekserji yıkım maliyeti sermaye yatırım maliyetine göre daha az orana sahiptir. Öte yandan, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için hesaplanan f değeri %19,66 ve %19,60 olmuştur. Bu komponentlerin, termoekonomik faktörlerinin iyileştirilmesi için termodinamik performanslarının iyileştirilerek ekserji yıkımı ve ekserji yıkım maliyet oranlarının azaltılması gerekmektedir. Ayrıca sermaye yatırım maliyeti de azaltılarak termoekonomik faktörün yüksek olması sağlanabilmektedir. Bunun için, tasarlanan ısı değiştiricilerinin ısı iletim kabiliyetinin daha iyi olması ve dolayısıyla gerekli ısı değiştirici alanının azaltılması ile sermaye yatırım maliyetinin azaltılması mümkündür.

Çizelge 4.6. R113 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları

Bileşen	c_f **($/GJ)**	c_p **($/GJ)**	$\dot{E}Y$ **(kW)**	$\dot{C}_D$ **($/h)**	r **(%)**	f **(%)**	$\dot{Z}$ **($/h)**
Pompa	14,050	43,03	0,08	0,004	206,30	88,15	0,031
Buharlaştırıcı	4,000	5,42	13,74	0,198	35,54	19,66	0,048
Türbin	5,687	14,05	7,14	0,146	147,00	85,45	0,858
Yoğuşturucu	5,687	7,042	17,94	0,367	23,83	19,60	0,090

Çizelge 4.6'nın son sütununda ise ORÇ komponentleri için elde edilen sermaye yatırım maliyetleri verilmiştir. Buna göre, en yüksek maliyet değeri türbin için 0,858 $/h olarak hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve pompa izlemiştir.

Basit ORÇ sisteminde iş akışkanı olarak R141b soğutucu akışkanının kullanılması halinde enerji ve ekserji analizi yapılmış ve sonrasında termoekonomik hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 4.7 ve Çizelge 4.8'de sunulmuştur. Buna göre, 47,68 kW olarak gerçekleşen türbin gücünün birim ekserji maliyeti 13,64 $/GJ ve ekserji maliyeti 2,342 $/h olmuştur. R113 akışkanı ile kıyaslandığında türbin için birim ekserji maliyeti azalırken, türbin gücünün artmasına bağlı olarak ekserji maliyeti R141b akışkanı için daha fazla olmuştur. Pompa için gerekli gücün ekserji maliyeti ise 0,073 $/h olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.7. R141b akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti

Nokta	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**
1	0,042	5,888	0,001
2	0,061	68,200	0,150
3	67,720	5,888	1,435
4	9,230	5,888	0,196
5	136,300	4,000	1,962
6	50,960	4,000	0,734
7	0,000	0,000	0,000
8	10,200	8,264	0,304
Türbin	47,68	13,64	2,342
Pompa	1,479	13,64	0,073

Çizelge 4.8. R141b akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları

Bileşen	c_f **($/GJ)**	c_p **($/GJ)**	$\dot{E}Y$ **(kW)**	$\dot{C}_D$ **($/h)**	**r (%)**	**f (%)**	$\dot{Z}$ **($/h)**
Pompa	13,64	222,6	1,46	0,072	162,2	51,51	0,076
Buharlaştırıcı	4,000	5,279	17,64	0,254	31,97	18,45	0,057
Türbin	5,888	13,640	10,81	0,229	131,7	82,78	1,102
Yoğuşturucu	5,888	8,264	19,39	0,411	40,36	20,93	0,108

İkinci adımda, R141b akışkanı için basit ORÇ sisteminin her bir elemanı için termoekonomik parametreler hesaplanmıştır. Çizelge 4.8'de görüldüğü gibi, sistemde gerçekleşen toplam ekserji yıkımı 49,3 kW ve bunun maliyeti 0,966 $/h olmuştur. En yüksek bağıl maliyet farkı pompa için %162,2 olarak hesaplanmıştır. Her bir komponente ait termoekonomik faktör sonuçları incelendiğinde maksimum f değeri %82,78 ile türbin için, minimum f değeri ise %18,45 ile buharlaştırıcı için elde edilmiştir. Basit ORÇ sisteminin bileşenleri sermaye yatırım maliyetleri açısından değerlendirildiğinde maksimum maliyet değeri türbine aitken bunu sırasıyla yoğuşturucu, pompa ve buharlaştırıcı takip etmiştir.

Çizelge 4.9 ve Çizelge 4.10'da basit ORÇ sisteminde R123'ün iş akışkanı olarak kullanılması durumunda elde edilen termoekonomik sonuçlar yer almaktadır. Aşağıdaki tabloda basit ORÇ sisteminin noktasal olarak hesaplanan ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti değerleri bulunmaktadır. R123 akışkanı için sıcak kaynağın ekserji maliyeti ve üretilen türbin gücünün ekserji maliyeti 1,74 $/h ve 1,874 $/h olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.9. R123 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti

Nokta	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**
1	0,066	5,937	0,001
2	0,994	34,710	0,012
3	52,860	5,937	1,130
4	8,091	5,937	0,173
5	120,800	4,000	1,74
6	54,62	4,000	0,78766
7	0,000	0,000	0,000
8	10,120	7,386	0,269
Türbin	36,700	14,180	1,874
Pompa	1,155	14,180	0,059

Aşağıdaki Çizelge 4.10'da ise her bir elemanın yakıt ve ürün birim ekserji maliyeti sonuçları verilmiştir. Bunun yanı sıra, her eleman için ekserji yıkım oranları ve ekserji yıkım maliyetleri, bağıl maliyet farkı, termoekonomik faktör ve sermaye yatırım maliyeti sonuçları verilmiştir. Maksimum ekserji yıkım oranı ve ekserji yıkım maliyeti 18,14 kW ve yaklaşık 0,39 $/h olarak yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Değerlendirilen diğer akışkanlarda olduğu gibi en yüksek r değeri pompa ve daha sonra türbin için hesaplanmıştır. Sermaye yatırım maliyetine göre, ekserji yıkım maliyetinin daha baskın olduğunun göstergesi yani daha düşük termoekonomik faktör ise ORÇ bileşenleri içinde %20,10 ve %20,16 olarak yoğuşturucu ve buharlaştırıcıya ait olmuştur. Son olarak, çevrim bileşenlerinin $\dot{Z}$ değeri incelendiğinde en yüksek maliyet türbin, en düşük maliyet buharlaştırıcıya ait olmuştur.

Çizelge 4.10. R123 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları

Bileşen	c_f **($/GJ)**	c_p **($/GJ)**	$\dot{E}Y$ **(kW)**	$\dot{C}_D$ **($/h)**	**r (%)**	**f (%)**	$\dot{Z}$ **($/h)**
Pompa	14,180	36,740	0,226	0,012	159,00	84,71	0,064
Buharlaştırıcı	4,000	5,385	14,340	0,206	34,63	20,16	0,052
Türbin	5,937	14,180	8,066	0,172	138,90	84,18	0,917
Yoğuşturucu	5,937	7,386	18,140	0,388	24,41	20,10	0,098

Çizelge 4.11. R245fa akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti

Nokta	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**
1	3,104	6,335	0,077
2	5,022	15,38	0,278
3	59,95	6,335	1,367
4	12,24	6,335	0,279
5	117,30	4,000	1,689
6	45,88	4,000	0,661
7	0,00	0,000	0,000
8	9,962	8,502	0,304
Türbin	39,05	14,55	2,046
Pompa	2,02	14,55	0,106

R245fa akışkanının basit ORÇ sisteminde kullanılması durumunda elde edilen termoekonomik sonuçlar Çizelge 4.11 ve Çizelge 4.12'de verilmiştir. Sistemin buharlaştırıcısında kullanılan sıcak kaynağın ekserjisi 117,3 kW ve ekserji maliyeti 1,689 $/GJ olarak hesaplanmıştır. Türbin tarafından üretilen güç ve bunun ekserji maliyeti 39,05 kW ve 2,046 $/h'dir. Pompanın kullandığı 2,02 kW'lık güce karşılık ekserji maliyeti 0,106 $/h olmuştur.

Çizelge 4.12'den görüldüğü gibi her bileşenin yakıt ve ürün birim ekserji maliyet değerleri hesaplanmış, tablonun ikinci ve üçüncü sütununda sonuçlar verilmiştir. Dördüncü sütunda ise bileşen bazında ekserji yıkım değerleri verilmiştir. En yüksek $\dot{EY}$, 18,8 kW yoğuşturucuda gerçekleşmiştir. Bunu sırasıyla, buharlaştırıcı, türbin ve pompa takip etmiştir. Gerçekleşen değerler ise, 16,46 kW, 8,66 kW ve 0,395 kW'tır. Maksimum r, %136,2 ile pompaya ait olmuştur. Hesaplanan f değerleri incelendiğinde minimum değer %19,44 olarak yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Komponent bazında en yüksek sermaye yatırım maliyeti 0,958 $/h türbin için hesaplanmıştır.

Çizelge 4.12. R245fa akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları

Bileşen	c_f **($/GJ)**	c_p **($/GJ)**	$\dot{EY}$ **(kW)**	$\dot{C}_D$ **($/h)**	**r (%)**	**f (%)**	$\dot{Z}$ **($/h)**
Pompa	14,550	34,37	0,395	0,021	136,2	82,09	0,095
Buharlaştırıcı	4,000	5,508	16,460	0,237	37,7	20,52	0,061
Türbin	6,335	14,550	8,661	0,197	129,7	82,91	0,958
Yoğuşturucu	6,335	8,502	18,800	0,429	34,21	19,44	0,103

Basit ORÇ analizinde değerlendirilen bir diğer akışkan ise R600'dür. Aşağıdaki Çizelge 4.13 ve Çizelge 4.14'te R600 akışkanı için elde edilen termoekonomik analiz sonuçlar yer almaktadır. Çizelge 4.13'e göre, sıcak akışkanın ekserji maliyeti 2,146 $/h olmuştur. Diğer akışkanlar ile karşılaştırıldığında, iş akışkanları arasında R600 akışkanı ile maksimum sonuç elde edilmiştir. Benzer senaryo, türbinden elde edilen net güç ve buna bağlı olarak ekserji maliyeti için de söz konusudur. Seçilen akışkanlar arasında maksimum net güç üretimi 75,68 kW ile R600 akışkanının kullanımı ile gerçekleşmiştir. Üretilen gücün birim ekserji maliyeti 13,03 $/GJ ve ekserji maliyeti ise 3,549 $/h'dir.

Çizelge 4.13. R600 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti

Nokta	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**
1	28,95	6,901	0,635
2	33,06	8,891	1,058
3	138,6	6,091	3,039
4	46,13	6,091	1,012
5	149,00	4,000	2,146
6	18,43	4,000	0,265
7	0,00	0,000	0,000
8	8,98	15,53	0,502
Türbin	75,68	13,03	3,549
Pompa	5,11	13,03	0,239

Çizelge 4.14. R600 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları

Bileşen	c_f **($/GJ)**	c_p **($/GJ)**	$\dot{E}Y$ **(kW)**	$\dot{C}_D$ **($/h)**	**r (%)**	**f (%)**	$\dot{Z}$ **($/h)**
Pompa	13,030	28,62	1,00	0,047	119,70	79,65	0,184
Buharlaştırıcı	4,000	5,214	25,11	0,362	30,35	21,56	0,099
Türbin	6,091	13,030	16,75	0,367	113,90	80,56	1,522
Yoğuşturucu	6,091	15,53	26,16	0,574	155,00	17,96	0,125

R600 akışkanının kullanılması ile basit ORÇ sisteminin her komponentinin ekserjiye bağlı yakıt ve ürün maliyeti, her bileşende gerçekleşen ekserji yıkım değeri ve ekserji yıkım maliyetleri, bağıl maliyet farkı, termoekonomik faktör ve sermaye yatırım maliyeti sonuçları Çizelge 4.14 ile aktarılmıştır. Tabloya göre, maksimum ekserji yıkım değerleri 26,16 kW ve 25,11 kW ile yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için hesaplanmıştır. Toplam ekserji yıkım maliyeti ($\dot{C}_D$) 1,349 $/h'dir. Bağıl maliyet farkı açısından değerlendirildiğinde, diğer akışkanlardan farklı olarak, R600 akışkanı kullanılması ile yoğuşturucudaki r değeri yükselmiş ve %155 olarak elde edilmiştir. Minimum f değeri

%17,96 olarak yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Toplam sermaye yatırım oranı ise 1,931 $/h'dir.

Basit ORÇ sisteminde R114 akışkanının kullanıldığında, termoekonomik parametrelerin alacağı değerler aşağıdaki iki tabloda sunulmuştur. Çizelge 4.15'ten de görüldüğü gibi değerlendirilen diğer akışkanlar ile kıyaslandığında R114 akışkanı ile minimum türbin gücü ve buna bağlı olarak minimum ekserji maliyeti elde edilmiştir.

Çizelge 4.15. R114 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti

Nokta	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**
1	7,98	7,582	0,218
2	8,03	18,030	0,521
3	47,52	7,582	1,297
4	14,95	7,582	0,408
5	105,00	4,000	1,512
6	54,72	4,000	0,788
7	0,00	0,000	0,000
8	10,01	7,773	0,280
Türbin	26,76	16,860	1,624
Pompa	2,95	16,860	0,179

Yakıt ve ürün birim ekserji maliyeti hesaplanmış ve her bir bileşen için elde edilen sonuçlar aşağıdaki tabloda sunulmuştur. Ekserji yıkım değerleri incelendiğinde maksimum $\dot{E}Y$, 16,99 kW olarak yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Çevrimde gerçekleşen toplam ekserji yıkım değerleri akışkanlar arasında karşılaştırıldığında, minimum $\dot{E}Y$ ve $\dot{C}_D$ R114 akışkanın kullanılmasıyla 36,51 kW ve 0,954 $/h olarak gerçekleşmiştir. En yüksek r değeri, %122,4 ile türbin için hesaplanmıştır. En düşük f değeri ise %16,23 olarak yoğuşturucu için elde edilmiştir. Tüm sistemin toplam sermaye yatırım maliyeti diğer akışkanlar ile kıyaslandığında minimum değere sahip olduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 4.16. R114 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları

Bileşen	c_f **($/GJ)**	c_p **($/GJ)**	$\dot{E}Y$ **(kW)**	$\dot{C}_D$ **($/h)**	**r (%)**	**f (%)**	$\dot{Z}$ **($/h)**
Pompa	16,860	158,800	2,90	0,176	93,21	41,43	0,124
Buharlaştırıcı	4,000	5,458	10,82	0,156	36,45	24,81	0,051
Türbin	7,582	16,860	5,81	0,158	122,40	82,27	0,735
Yoğuşturucu	7,582	7,773	16,99	0,463	2,51	16,23	0,090

Çizelge 4.17. R600a akışkanı için Basit ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti

Nokta	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**
1	43,67	6,477	1,018
2	49,06	8,904	1,573
3	139,20	6,477	3,246
4	58,24	6,477	1,358
5	124,10	4,000	1,787
6	15,56	4,000	0,224
7	0,00	0,000	0,000
8	9,42	13,770	0,467
Türbin	66,09	13,760	3,273
Pompa	6,70	13,760	0,332

Son olarak R600a akışkanı için hesaplamalar yapılmış ve elde edilen sonuçlara göre çevrimin her bir noktasının ekserji, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti Çizelge 4.17 ile verilmiştir. 66,09 kW olarak üretilen türbin gücünün birim ekserji maliyeti 13,76 $/GJ ve ekserji maliyeti 3,273 $/h'dir. Pompada harcanan güç ise 6,7 kW olup ekserji maliyeti 0,332 $/h'dir. Sıcak kaynağın ekserji maliyeti ise 1,787 $/h olarak hesaplanmıştır.

R600a için hesaplanan toplam ekserji yıkım değeri 58,54 kW'tır (Çizelge 4.18). Bunun en yüksek oranına ise 23,99 kW ile yoğuşturucu sahiptir. R600 akışkanı ile elde edilen sonuçlara benzer şekilde maksimum bağıl maliyet farkı değeri %112,5 ile yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla türbin, pompa ve buharlaştırıcı takip etmiştir.

Bileşenler için termoekonomik faktör değeri incelendiğinde, minimum f, %18,53 ile yoğuşturucuya ait olmuştur. Toplam sermaye yatırım faktörü ise 1,846 $/h olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.18. R600a akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları

Bileşen	c_f **($/GJ)**	c_p **($/GJ)**	$\dot{E}Y$ **(kW)**	$\dot{C}_D$ **($/h)**	**r (%)**	**f (%)**	$\dot{Z}$ **($/h)**
Pompa	13,760	28,570	1,31	0,065	107,7	77,44	0,223
Buharlaştırıcı	4,000	5,156	18,34	0,264	28,9	29,63	0,111
Türbin	6,477	13,760	14,09	0,347	112,4	79,94	1,385
Yoğuşturucu	6,477	13,770	23,99	0,560	112,5	18,53	0,127

Yukarıda seçilen yedi farklı akışkan için termoekonomik analiz sonuçları detaylı olarak incelenmiştir. Son olarak, tüm akışkanlar için sistemin toplam sermaye yatırım maliyeti, ekserji yıkım maliyeti ve toplam sistem maliyeti Çizelge 4.19 ile sunulmuştur. Ayrıca bu kısımda, 3.bölümde verilen Denklem 3.46'ya göre üretilen gücün elektrik maliyeti ve Denklem 3.47'ye göre de santralin geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, aşağıdaki tablonun dördüncü ve beşinci sütununda sunulmuştur.

Çizelge 4.19. Basit ORÇ sisteminde seçilen akışkanların termoekonomik performansının karşılaştırılması

Akışkan	$\dot{E}Y$ **(kW)**	$\dot{Z}$ **($/h)**	$\dot{C}_D$ **($/h)**	$\dot{C}_{sis}$ **($/h)**	C_{el} **($/kWh)**	AS **(yıl)**
R113	38,91	1,028	0,716	1,743	0,03119	2,15
R141b	49,30	1,344	0,966	2,310	0,02909	1,98
R123	40,78	1,131	0,778	1,909	0,03181	2,21
R245fa	44,31	1,217	0,884	2,101	0,03287	2,30
R600	69,02	1,931	1,349	3,280	0,02736	1,84
R114	36,51	1,001	0,954	1,955	0,04204	3,16
R600a	58,54	1,846	1,236	3,081	0,03108	2,14

Seçilen yedi organik akışkan içerisinde maksimum sermaye yatırım maliyeti R600 akışkanı ile elde edilirken, minimum değer R114 ile sağlanmıştır. R114 akışkanını

sırasıyla, R113, R123, R245fa, R141b ve R600a takip etmiştir. Bu sıralama, sistemden elde edilen net gücün minimum değerinden maksimum değerine olan sıralama ile benzer şekildedir. Yani daha fazla net gücün elde edildiği R600 ve R600a akışkanları için daha yüksek düzeyde sermaye yatırım maliyeti oluşmuştur. Tablonun üçüncü sütununda oluşan ekserji yıkım maliyeti sonuçları verilmiştir. Maksimum ekserji yıkımının gerçekleştiği R600 akışkanın kullanıldığı ORÇ sisteminde en yüksek $\dot{C}_D$ oluşmuştur. En düşük ekserji yıkımı ve dolayısıyla da ekserji yıkım maliyeti R113 akışkanı için 0,716 $/h olarak hesaplanmıştır. $\dot{C}_{sis}$, toplam sistem maliyeti ise toplam sermaye yatırım maliyeti ile ekserji yıkım maliyetinin toplamı şeklinde ifade edilmektedir. Minimum $\dot{C}_{sis}$, 1,743 $/h ile R113 akışkanı için hesaplanmıştır. Artan şekilde toplam sistem maliyetinin sıralaması akışkanlara göre şöyledir: R113, R123, R114, R245fa, R141b, R600 ve R600a. Termoekonomik analizde diğer iki önemli parametre ise üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) ve sistemin geri ödeme süresidir (AS). Analiz edilen akışkanlar için elde edilen C_{el} değerleri incelendiğinde, Çizelge 4.19'dan da gözüktüğü üzere, minimum C_{el} değeri R600 akışkanının kullanılmasıyla 0,02736 $/kWh olarak hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla R141b, R600a, R113, R123, R245fa ve R114 takip etmiştir. Santralin geri ödeme süresi araştırıldığında ise minimum amortisman süresi yaklaşık 1,8 yıl olarak R600 akışkanı ile elde edilmiştir. En fazla amortisman süresi ise R114 akışkanına aittir.

Çizelge 4.19 genel olarak değerlendirilirse, tasarlanan çalışma koşullarında, R600 akışkanının toplam sistem yatırım maliyeti diğer akışkanlara göre fazla olsa da ekonomik analizde iki önemli değerlendirme parametresi olan C_{el} ve PB değerleri R600 akışkanı için pozitif yönde sonuçlar vermiştir. Bunun nedeni, tasarlanan çalışma koşullarında R600 akışkanının diğer akışkanlara göre daha fazla oranda güç üretimi gerçekleştirmesidir.

4.4.2. İID'li ORÇ Sisteminin Termoekonomik Analiz Sonuçları

Tez kapsamında incelenen İID'li ORÇ konfigürasyonunun termoekonomik analiz sonuçları bu bölümde verilmiştir. Değerlendirmeye tabi tutulan R245fa ve R600 akışkanları için İID'li ORÇ sisteminin her bir noktasının ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti değerleri Çizelge 4.20'de sunulmuştur.

Çizelge 4.20. R245fa R600 akışkanı için İID'li ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti

Akışkan	**R245fa**			**R600**		
Nokta	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**
1	3,40	6,67	0,082	28,95	6,44	0,671
2	5,02	15,77	0,285	33,06	9,26	1,102
3	6,54	18,79	0,442	36,30	10,50	1,372
4	59,95	6,67	1,439	138,60	6,44	3,212
5	12,24	6,67	0,294	46,13	6,44	1,069
6	9,80	6,67	0,235	41,22	6,44	0,956
7	117,30	4,00	1,689	149,00	4,00	2,146
8	52,36	4,00	0,754	28,25	4,00	0,407
9	0,00	0,00	0,000	0,00	0,00	0,00
10	10,60	7,69	0,293	10,55	11,72	0,445
Türbin	39,05	14,96	2,103	75,68	13,45	3,665
Pompa	2,02	14,96	0,108	5,11	13,45	0,247

Tablodan da gözüktüğü gibi R245fa akışkanına göre R600 kullanılması halinde çevrimin her noktasının ekserjisi artmış, birim ekserji maliyeti azalmıştır. R245fa kullanılmasında türbin tarafından üretilen 39,05 kW'lık gücün birim ekserji maliyeti 14,96 $/GJ iken, R600 akışkanı ile elde edilen 75,68 kW güç üretiminin birim ekserji maliyeti ise 13,45 $/GJ olmuştur. Hesaplanan ekserji maliyetleri ise 2,103 $/h-R245fa ve 3,665 $/h-R600'dür. R245fa ve R600 akışkanları için sıcak atık akışkanın ekserji maliyeti ise sırasıyla 1,689 $/h ve 2,146 $/h olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.21'de R245fa ve R600 akışkanları için sisteminin her bir bileşenine ait ekserjiye bağlı yakıt ve ürün maliyeti, her bileşende gerçekleşen ekserji yıkım değeri ve ekserji yıkım maliyetleri, bağıl maliyet farkı, termoekonomik faktör ve sermaye yatırım maliyeti değerleri verilmiştir. Her iki akışkan için de en yüksek bağıl maliyet farkı (r) İID için hesaplanmıştır. Yani, İID'de üretilen ürünün birim ekserji maliyeti kullanılan yakıtın birim ekserji maliyetinden daha fazladır. İID'yi sırasıyla, pompa, türbin, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı izlemiştir. Hesaplanan termoekonomik faktör (f)

incelendiğinde her iki akışkan için de en düşük değer yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Bunun anlamı, yoğuşturucuda gerçekleşen ekserji yıkım maliyet oranı sermaye yatırım maliyet oranına göre daha baskın rol oynamaktadır. Çizelge 4.21'in son sütununda ise çevrimdeki her bir elemanın $\dot{Z}$ değerleri verilmiştir. Her iki akışkanın kullanımında da maksimum maliyet oranı türbine aittir.

Çizelge 4.21. R245fa ve R600 akışkanı için Basit ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları

Akışkan	**Bileşen**	c_f **($/GJ)**	c_p **($/GJ)**	$\dot{E}Y$ **(kW)**	$\dot{C}_D$ **($/h)**	**r (%)**	**f (%)**	$\dot{Z}$ **($/h)**
R245fa	İID	6,67	28,83	0,92	0,022	332,4	81,78	0,099
	Pompa	14,96	34,88	0,39	0,021	133,1	81,68	0,095
	Buharlaştırıcı	4,00	5,18	11,49	0,165	29,5	27,28	0,062
	Türbin	6,67	14,96	8,66	0,208	124,4	82,17	0,958
	Yoğuşturucu	6,67	7,69	17,00	0,408	15,4	25,50	0,140
R600	İID	6,44	23,20	1,67	0,039	260,30	80,09	0,156
	Pompa	13,45	29,15	1,00	0,048	116,60	79,12	0,184
	Buharlaştırıcı	4,00	5,00	18,53	0,267	24,94	27,37	0,101
	Türbin	6,44	13,45	16,75	0,388	108,90	79,68	1,522
	Yoğuşturucu	6,44	11,72	22,82	0,529	82,00	23,30	0,161

Termoekonomik parametrelere dayalı olarak R245fa ve R600 akışkanının karşılaştırılması ise Çizelge 4.22'de verilmiştir. İID'li ORÇ sisteminde R245fa kullanılması halinde gerçekleşen toplam ekserji yıkım oranı 38,46 kW ve buna bağlı olarak toplam ekserji yıkım maliyeti 0,825 $/h'dir. Bu değerler, R600 soğutkanı için sırasıyla 60,77 kW ve 1,271 $/h olarak hesaplanmıştır. Toplam sistem maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) ise R245fa için 2,178 $/h ve R600 için 3,395 $/h'dir. R600 akışkanı için sistem maliyeti daha fazla olmasına rağmen basit ORÇ sistemine benzer şekilde, bu akışkanın İID'li ORÇ sisteminde kullanılması halinde çevrimde üretilen elektriğin birim maliyeti daha azdır. Son olarak sistemin AS değeri incelendiğinde, R600 akışkanının yaklaşık 2 yıl gibi bir sürede kendini amorti ettiği açıkça gözükmektedir.

Çizelge 4.22. İID'li ORÇ sisteminde R245fa ve R600 akışkanlarının termoekonomik performansının karşılaştırılması

Akışkan	$\dot{E}Y_{top}$ (kW)	$\dot{Z}_{top}$ ($/h)	$\dot{C}_{D_{top}}$ ($/h)	$\dot{C}_{sis}$ ($/h)	C_{el} ($/kWh)	AS (yıl)
R245fa	38,46	1,353	0,825	2,178	0,03654	2,63
R600	60,77	2,123	1,271	3,395	0,03009	2,06

4.4.3. BSI'lı ORÇ Sisteminin Termoekonomik Analiz Sonuçları

Tez çalışmasında analiz edilen üçüncü konfigürasyon BSI'lı ORÇ sistemidir. Bu başlık altında BSI'lı diğer bir adıyla rejeneratörlü ORÇ'nin R245fa ve R600 akışkanları için termoekonomik analiz sonuçları verilmiştir.

Öncelikle yapılan ekserji analizi neticesinde her bir komponente yakıt ve ürün yaklaşımı yapılarak maliyet denge denklemleri yazılmış ve akabinde yardımcı denklemler yazılmıştır. Her bir komponent için ilk yatırım maliyet değerleri belirlendikten sonra sistemin her bir noktası için birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki Çizelge 4.23'te sunulmuştur. Hesaplanan değerler incelendiğinde, diğer konfigürasyonlara benzer şekilde R600 akışkanının kullanılması ile çevrimin her noktasının ekserjisi ve birim ekserji maliyeti R245fa'ya göre azalmıştır. Türbin tarafından üretilen güç ve birim ekserji maliyeti R245fa akışkanı için sırasıyla 38,08 kW ve 14,47 $/GJ hesaplanmıştır. R600 akışkanı için ise üretilen güç 75,61 kW ve birim ekserji maliyeti 13,00 $/GJ olmuştur. R245fa akışkanı ile sıcak akışkanın ekserji maliyeti 1,689 $/h iken R600 akışkanı ile bu değer 2,146 $/h olarak hesaplanmıştır. Her iki akışkanın kullanılması halinde de sıcak akışkanın ekserji maliyeti İID'li ORÇ sistemi ile aynı sonuçları vermiştir.

Çizelge 4.23. R245fa ve R600 akışkanı için BSI'lı ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti

Akışkan	**R245fa**			**R600**		
Nokta	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**
1	3,00	6,23	0,067	27,82	6,07	0,607
2	3,08	7,56	0,084	27,85	6,13	0,614
3	4,87	8,45	0,148	29,46	6,23	0,661
4	6,49	14,79	0,346	33,62	8,97	1,086
5	59,95	6,23	1,344	138,6	6,07	3,027
6	2,67	6,23	0,060	1,90	6,07	0,041
7	10,78	6,23	0,242	44,32	6,07	0,968
8	117,3	4,00	1,689	149,00	4,00	2,146
9	52,25	4,00	0,752	21,23	4,00	0,306
10	0,00	0,00	0,000	0,00	0,00	0,00
11	9,96	7,57	0,271	8,98	14,95	0,483
Türbin	38,08	14,47	1,984	75,61	13,00	3,538
Pompa-I	0,10	14,47	0,005	0,03	13,00	0,001
Pompa-II	1,99	14,47	0,103	5,15	13,00	0,241

Çizelge 4.24 ile BSI'lı ORÇ sisteminde sırasıyla R245fa ve R600 akışkanlarının tercih edilmesi durumunda, sistemin her bir bileşeninin ekserjiye bağlı yakıt ve ürün maliyeti, her bileşende gerçekleşen ekserji yıkım değeri ve ekserji yıkım maliyetleri, bağıl maliyet farkı, termoekonomik faktör ve sermaye yatırım maliyeti değerleri ne olacağına dair sonuçlar paylaşılmıştır. Her iki akışkan için de en yüksek bağıl maliyet farkı (r) pompa-I için hesaplanmıştır. Yani, bu bileşende üretilen ürünün birim ekserji maliyeti kullanılan yakıtın birim ekserji maliyetinden daha fazladır. Hesaplanan termoekonomik faktör (f) incelendiğinde, diğer konfigürasyonlara benzer şekilde hem R245fa hem de R600 akışkanı kullanılması halinde minimum değer yoğuşturucu için hesaplanmıştır. Yani, yoğuşturucudaki ekserji yıkım maliyeti sermaye yatırım maliyetine göre çok daha fazladır. Her bir elemanın sermaye yatırım maliyeti değeri incelendiğinde ise maksimum maliyet oranı türbine ait olmuştur.

Çizelge 4.24. R245fa ve R600 akışkanı için BSI'lı ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları

Akışkan	Bileşen	c_f ($/GJ)	c_p ($/GJ)	$\dot{E}Y$ (kW)	$\dot{C}_D$ ($/h)	r (%)	f (%)	$\dot{Z}$ ($/h)
R245fa	BSI	6,94	8,45	0,87	0,022	21,8	17,66	0,005
	Pompa-I	14,47	56,79	0,02	0,001	292,5	91,63	0,011
	Pompa-II	14,47	33,80	0,36	0,019	133,6	83,19	0,094
	Buharlaştırıcı	4,00	5,19	11,56	0,166	29,7	27,15	0,062
	Türbin	6,23	14,47	8,42	0,189	132,44	83,30	0,941
	Yoğuşturucu	6,23	7,57	17,75	0,398	21,53	19,59	0,097
R600	BSI	6,12	6,23	0,29	0,006	1,71	42,14	0,005
	Pompa-I	13,00	69,51	0,01	0,000	434,7	94,37	0,005
	Pompa-II	13,00	28,4	0,98	0,046	118,5	80,02	0,185
	Buharlaştırıcı	4,00	5,14	22,88	0,329	28,4	23,24	0,100
	Türbin	6,07	13,00	16,73	0,365	114,2	80,63	1,521
	Yoğuşturucu	6,07	14,95	25,48	0,557	146,4	18,10	0,123

Çizelge 4.25'te değerlendirilen iki akışkanın termoekonomik parametreleri için elde edilen sonuçlar verilmiştir. BSI'lı ORÇ sisteminde R245fa kullanılması halinde gerçekleşen toplam ekserji yıkım oranı 38,98 kW ve toplam ekserji yıkım maliyeti 1,21 $/h'dir. R600 akışkanı için ise toplam ekserji yıkım oranı ve toplam ekserji yıkım maliyeti sırasıyla 66,37 kW ve 1,939 $/h olarak hesaplanmıştır. Toplam sistem maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) ise R245fa için 2,005 $/h ve R600 için 3,243 $/h'dir. Çevrimde üretilen elektriğin birim maliyeti R245fa için yaklaşık 0,034 $/kWh iken R600 akışkanı için 0,027 $/kWh olmuştur. Çizelgenin son sütununda ise sistemin geri ödeme süresi verilmiştir. Buna göre, R600 akışkanının kullanıldığı sistem 1,85 yıl gibi bir sürede amorti ederken R245fa akışkanının tercih edilmesiyle bu süre 2,36 yıla yükselmektedir.

Çizelge 4.25. BSI'lı ORÇ sisteminde R245fa ve R600 akışkanlarının termoekonomik performansının karşılaştırılması

Akışkan	$\dot{E}Y_{top}$ (kW)	$\dot{Z}_{top}$ ($/h)	$\dot{C}_{D_{top}}$ ($/h)	$\dot{C}_{sis}$ ($/h)	C_{el} ($/kWh)	AS (yıl)
R245fa	38,98	1,210	0,79	2,005	0,03362	2,36
R600	66,37	1,939	1,30	3,243	0,02753	1,85

4.4.4. BSI-İID'li ORÇ Sisteminin Termoekonomik Analiz Sonuçları

Yapılan tez çalışmasında incelenen bir diğer konfigürasyon BSI-İID'li ORÇ sistemidir. Bu sistemde iş yapan akışkan olarak R245fa ve R600 alınarak termoekonomik analiz gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir. Çizelge 4.26'da seçilen akışkanlar için çevrimin her bir noktasının ekserjisi, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti değerleri verilmiştir. Yüksek basınç türbininin ürettiği gücün ekserji maliyeti R245fa akışkanı için 0,797 $/h ve R600 için 1,751 $/h olmuştur. R245fa için alçak basınç türbininin elde ettiği gücün ekserji maliyeti ise 1,207 $/h olarak hesaplanmıştır. Bu değer R600 akışkanı ile 1,985 $/h'dir. 130 ºC buharlaştırıcı sıcaklığında sıcak akışkanın ekserji maliyeti R245fa ile 1,768 $/h ve R600 ile 2,226 $/h olarak elde edilmiştir.

İkinci adımda her bir komponente yakıt ve ürün yaklaşımı ile yakıt ve ürün maliyet değerleri elde edilmiştir. Sonuçlar Çizelge 4.27'de sunulmuştur. Ayrıca çizelgede her bileşen için ekserji yıkım değeri ve ekserji yıkım maliyetleri, bağıl maliyet farkı, termoekonomik faktör ve sermaye yatırım maliyeti sonuçları paylaşılmıştır. Bileşen tarafından üretilen ürünün birim ekserji maliyetinin kullanılan yakıtın birim ekserji maliyetinden daha fazla olduğunun göstergesi daha yüksek bağıl maliyet farkı değeridir. Bu noktada inceleme yapıldığında R245fa akışkanı için en yüksek r değeri İID bileşeni için hesaplanırken R600 akışkanı için yoğuşturucu elemanında hesaplanmıştır. Minimum termoekonomik faktör (f), her iki akışkan için BSI elamanında elde edilmiştir. Yani, BSI'da ekserji yıkım maliyeti sermaye yatırım maliyetine göre çok daha fazladır. Çevrim elemanları arasında en yüksek $\dot{Z}$ değeri alçak basınç türbinine ait olmuştur.

Çizelge 4.26. R245fa R600 akışkanı için İID'li ORÇ sisteminin ekserji akımı, birim ekserji maliyeti ve ekserji maliyeti

Akışkan	**R245fa**			**R600**		
Nokta	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**	$\dot{E}$ **(kW)**	c **($/GJ)**	$\dot{C}$ **($/h)**
1	2,46	7,12	0,063	23,14	6,85	0,571
2	2,90	13,14	0,137	24,14	8,15	0,708
3	3,97	18,44	0,263	26,65	9,81	0,941
4	14,21	11,56	0,591	44,23	9,08	1,446
5	15,45	13,63	0,758	47,61	10,66	1,827
6	59,95	7,12	1,537	138,56	6,85	3,418
7	45,40	7,12	1,164	100,91	6,85	2,489
8	32,79	7,12	0,841	80,63	6,85	1,989
9	12,60	7,12	0,323	20,28	6,85	0,500
10	8,81	7,12	0,226	36,79	6,85	0,907
11	7,06	7,12	0,181	32,88	6,85	0,811
12	122,80	4,00	1,768	154,58	4,00	2,226
13	73,27	4,00	1,055	51,21	4,00	0,737
14	0,00	0,00	0,000	0,00	0,00	0,000
15	0,45	152,5	0,250	0,48	230,00	0,397
YBT	12,17	18,18	0,797	31,39	15,49	1,751
ABT	19,64	17,07	1,207	35,93	15,35	1,985
Pompa-I	0,55	18,18	0,036	1,25	15,49	0,070
Pompa-II	1,47	17,07	0,091	4,07	15,35	0,225

R245fa ve R600 akışkanlarının termoekonomik analiz sonucu elde edilen termoekonomik parametrelerin değerlendirmesi ise Çizelge 4.28'de yapılmıştır. Buna göre, çevrimde gerçekleşen $\dot{E}Y_{top}$ ve $\dot{C}_{D_{top}}$ değerleri R245fa akışkanı için 19,28 kW ve 0,474 $/h'tir. R600 akışkanı için her iki değer de artmış, $\dot{E}Y_{top}$ 40,89 kW ve $\dot{C}_{D_{top}}$ 0,926 $/h olmuştur. Toplam sermaye yatırım maliyeti ($\dot{Z}_{top}$) ve sistem maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) R245fa için 1,413 $/h ve 1,887 $/h olarak hesaplanmıştır. Her iki parametre R600 akışkanı için artarak 2,350 $/h ve 3,276 $/h'ye ulaşmıştır. Çevrimde üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) ve

sistemin amortisman süresi (PB) R245fa için sırasıyla yaklaşık 0,047 $/kWh ve 3,74 yıl iken R600 akışkanı için sırasıyla 0,038 $/kWh ve 2,75 yıl olmuştur.

Çizelge 4.27. R245fa ve R600 akışkanı için BSI'lı ORÇ sisteminin termoekonomik sonuçları

Akışkan	**Bileşen**	c_f **($/GJ)**	c_p **($/GJ)**	$\dot{E}Y$ **(kW)**	$\dot{C}_D$ **($/h)**	**r (%)**	**f (%)**	$\dot{Z}$ **($/h)**
R245fa	Pompa-I	18,18	46,31	0,11	0,007	154,7	84,15	0,038
	İID	7,12	32,85	0,68	0,017	361,2	82,39	0,081
	BSI	9,83	11,56	0,24	0,083	17,53	5,31	0,005
	Pompa-II	17,07	37,55	0,24	0,015	120,0	83,62	0,076
	Buharlaştırıcı	4,00	4,86	5,02	0,072	21,58	47,72	0,066
	YBT	7,12	18,18	2,38	0,061	155,3	87,42	0,424
	ABT	7,12	17,07	4,34	0,111	139,7	84,18	0,592
	Yoğuşturucu	7,12	152,5	4,15	0,106	204,1	55,23	0,131
R600	Pompa-I	15,49	38,01	0,24	0,014	145,3	83,12	0,067
	İID	6,85	25,79	1,40	0,034	276,4	79,82	0,136
	BSI	8,53	9,08	2,70	0,083	6,4	5,35	0,005
	Pompa-II	15,35	31,28	0,68	0,038	103,8	80,51	0,156
	Buharlaştırıcı	4,00	4,86	12,43	0,179	21,49	36,42	0,103
	YBT	6,85	15,49	6,26	0,154	126,1	84,19	0,822
	ABT	6,85	15,35	7,91	0,195	124,0	82,24	0,904
	Yoğuşturucu	6,85	230,00	9,27	0,229	325,7	40,59	0,156

Çizelge 4.28. BSI-İID'li ORÇ sisteminde R245fa ve R600 akışkanlarının termoekonomik performansının karşılaştırılması

Akışkan	$\dot{E}Y_{top}$ **(kW)**	$\dot{Z}_{top}$ **($/h)**	$\dot{C}_{D_{top}}$ **($/h)**	$\dot{C}_{sis}$ **($/h)**	C_{el} **($/kWh)**	AS **(yıl)**
R245fa	19,28	1,413	0,474	1,887	0,0474	3,74
R600	40,89	2,350	0,926	3,276	0,0379	2,75

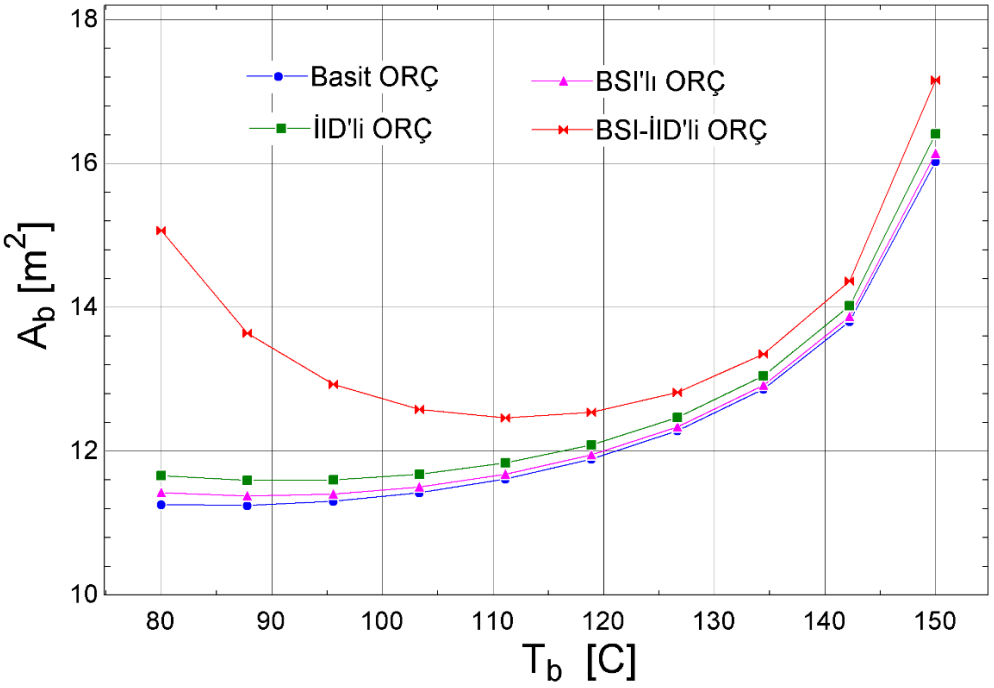
4.5. ORÇ Konfigürasyonlarının Termoekonomik Parametrik Analizi

Her bir konfigürasyon için yapılan detaylı termoekonomik analizden sonra sistemin buharlaştırıcısındaki buharlaşma sıcaklığının ve yoğuşturucusundaki yoğuşma sıcaklığının termoekonomik parametreler üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bölüm 4.4'te elde edilen sonuçlarda seçilen akışkanlar arasında en düşük 1 kWh başına elektrik üretim maliyeti R600 akışkanı için hesaplandığından dolayı yapılan termoekonomik parametrik analizlerde iş akışkanı olarak R600 soğutucu akışkanı çevrimde dolaşan iş akışkanı olarak seçilmiştir.

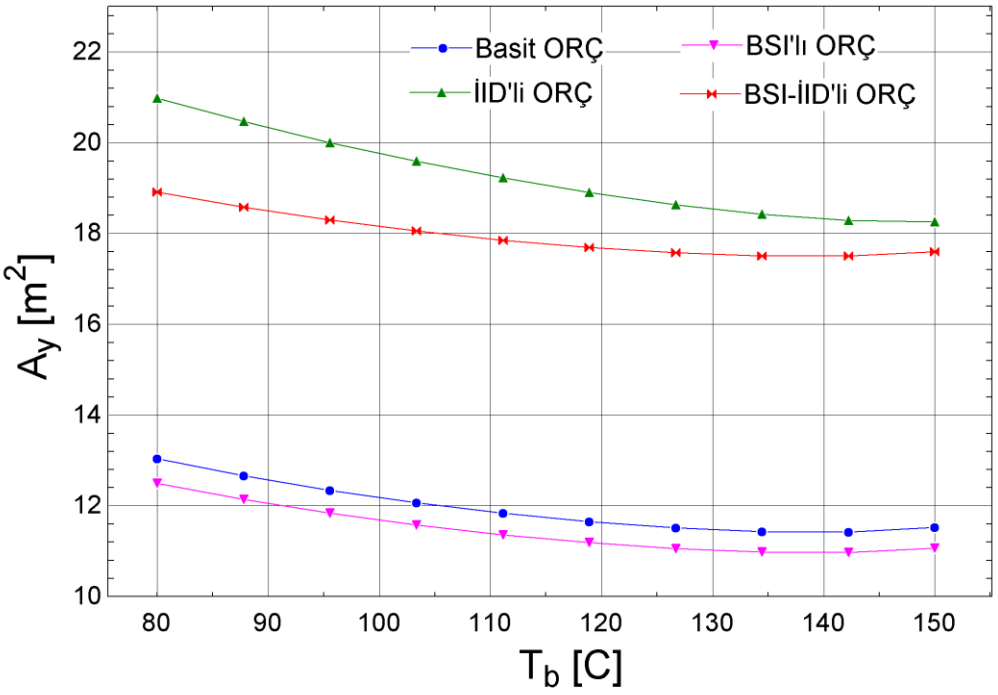
4.5.1. Buharlaştırıcıdaki Buharlaşma Sıcaklığının Etkisi

İlk olarak sistemde buharlaşma sıcaklığı 80 ºC'den 150 ºC'ye artırılmış ve buharlaştırıcı yüzey alanı (A_b), yoğuşturucu yüzey alanı (A_y), toplam ekserji yıkım oranı ($\dot{EY}_{top}$), toplam sermaye yatırım maliyeti ($\dot{Z}_{top}$), toplam ekserji yıkım maliyeti ($\dot{C}_{D\,top}$), sistem maliyeti ($\dot{C}_{sis}$), çevrimde üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) ve sistemin amortisman süresi (AS) parametrelerinin değişim grafikleri elde edilmiştir.

Şekil 4.25 artan buharlaşma sıcaklığı ile buharlaştırıcı yüzey alanının değişimini vermektedir. Buna göre, sistemde buharlaşma sıcaklığı arttıkça A_b önce azalmakta sonra artmaktadır. Şekilden de gözüktüğü gibi en belirgin azalış BSI-İID'li ORÇ sisteminde gerçekleşmektedir. Ayrıca ORÇ tasarımları içinde en fazla buharlaştırıcı yüzey alanı BSI-İID'li ORÇ için gerekmektedir. BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonunu sırasıyla, İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve basit ORÇ sistemi takip etmektedir. Bu üç konfigürasyon için hesaplanan A_b değerleri oldukça birbirine yakın değerlere sahiptir. Yüksek buharlaşma sıcaklıklarında BSI-İID'li ORÇ için hesaplanan buharlaştırıcı yüzey alanı değeri de diğer konfigürasyonlar için elde edilen değere yaklaşmaktadır. Basit ORÇ ile minimum ve maksimum yüzey alanı sırasıyla, yaklaşık 88 ºC'de 11,24 m^2 ve 150 ºC'de 16,03 m^2 olarak hesaplanmıştır.

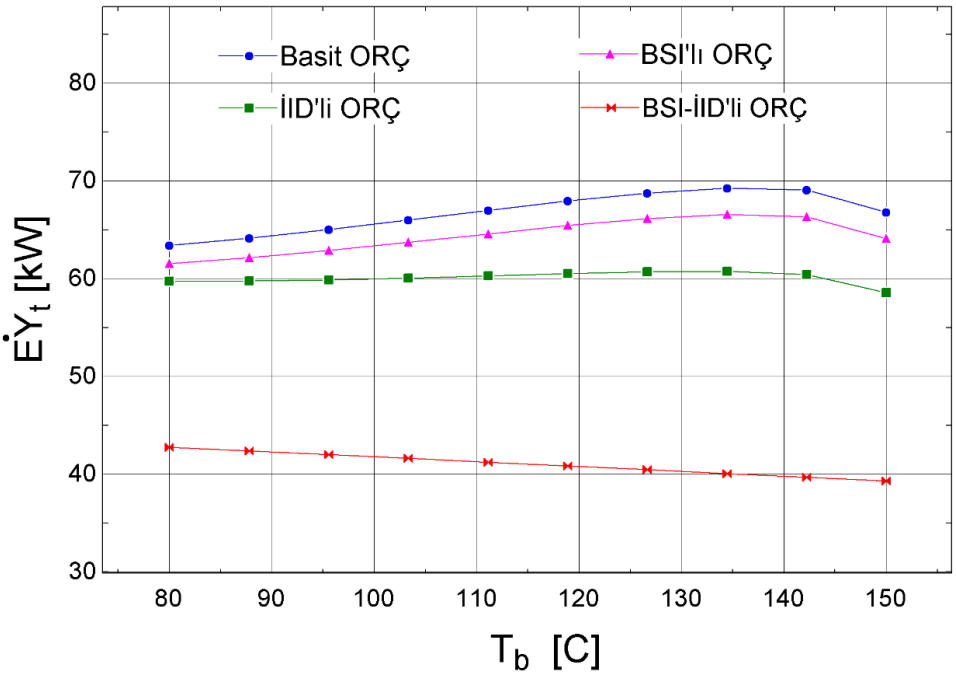


Şekil 4.25. Buharlaşma sıcaklığının buharlaştırıcı yüzey alanı üzerine etkisi



Şekil 4.26. Buharlaşma sıcaklığının yoğuşturucu yüzey alanı üzerine etkisi

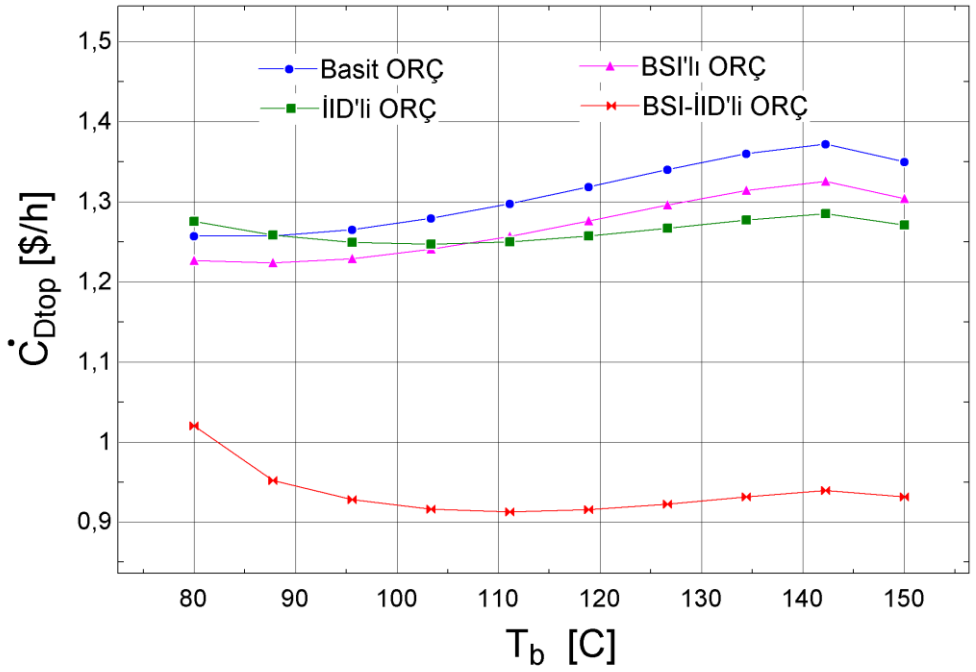
Buharlaşma sıcaklığının artırılmasıyla gerekli yoğuşturucu yüzey alanının değişimi grafiği Şekil 4.27'de verilmiştir. Şekilden de gözüktüğü üzere, artan buharlaşma sıcaklığı İID'li ORÇ tasarımı için A_y'nin devamlı azalmasına neden olmuştur. Ancak diğer üç çevrim tasarımı için A_y önce azalmış, daha sonra buharlaşma sıcaklığı 150 ^{o}C'ye yaklaştıkça artmıştır. Konfigürasyonlar için gerekli yoğuşturucu yüzey alanının minimumdan maksimuma doğru sıralaması ise BSI'lı ORÇ, basit ORÇ, BSI-İID'li ORÇ ve İID'li ORÇ şeklindedir. Hem buharlaştırıcı hem de yoğuşturucu yüzey alanının analizde en düşük şekilde olması tasarım esnasında sistemin daha ekonomik olması açısından istenen bir olgudur.



Şekil 4.27. Buharlaşma sıcaklığının toplam ekserji yıkım oranına etkisi

R600 akışkanının kullanılmasıyla artan T_b'ye karşılık, ORÇ konfigürasyonlarının toplam ekserji yıkım oranının değişimi Şekil 4.27'de sunulmuştur. Artan buharlaşma sıcaklığı ile $\dot{E}Y_{top}$ değeri BSI-İID'li ORÇ sistemi için azalırken, diğer üç ORÇ tasarımı için önce artmış sonra azalışa geçmiştir. Şekilden de açıkça gözüktüğü gibi, her sıcaklık seviyesinde minimum $\dot{E}Y_{top}$ değeri BSI-İID'li ORÇ için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve basit ORÇ takip etmiştir.

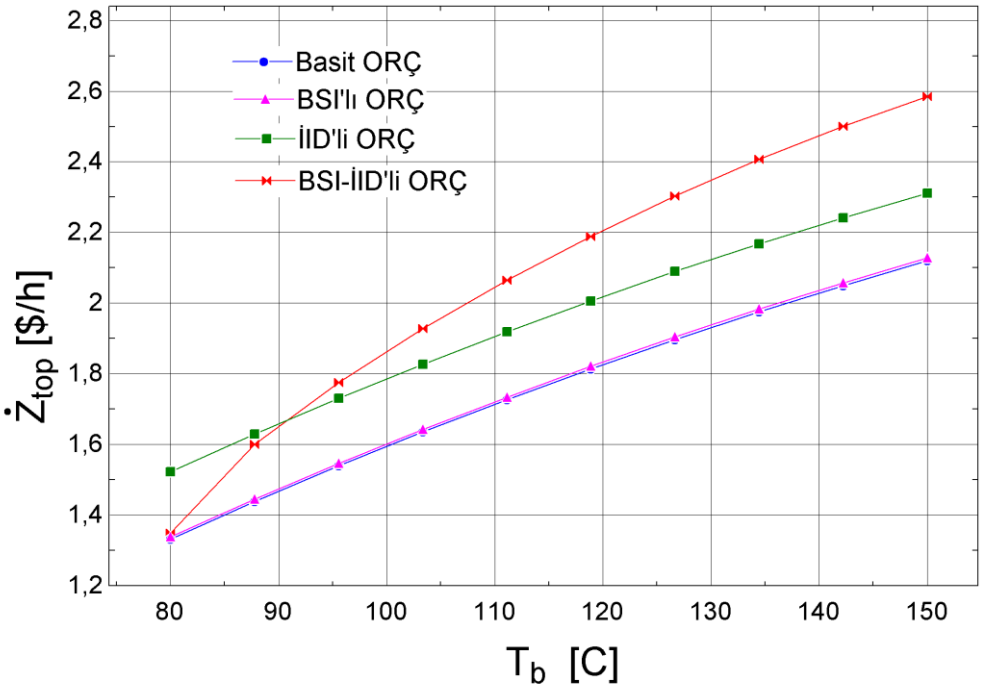
Aşağıdaki şekilde toplam ekserji yıkım maliyetinin ($\dot{C}_{D_{top}}$) artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Şekil 4.27 ile değerlendirildiğinde minimum toplam ekserji yıkımının gerçekleştiği BSI-İID'li ORÇ, benzer olarak konfigürasyonlar arasında minimum $\dot{C}_{D_{top}}$ değerine sahip olmuştur. Yine benzer şekilde BSI-İID'li ORÇ sistemini İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve basit ORÇ sistemleri takip etmiştir. Düşük buharlaşma sıcaklığında (80-88 °C) maksimum $\dot{C}_{D_{top}}$ değeri İID'li ORÇ tasarımı için hesaplanmıştır. En küçük toplam ekserji yıkım maliyeti yaklaşık 111 °C buharlaşma sıcaklığında 0,913 $/h olarak BSI-İID'li ORÇ için elde edilmiştir.



Şekil 4.28. Buharlaşma sıcaklığının toplam ekserji yıkım maliyetine etkisi

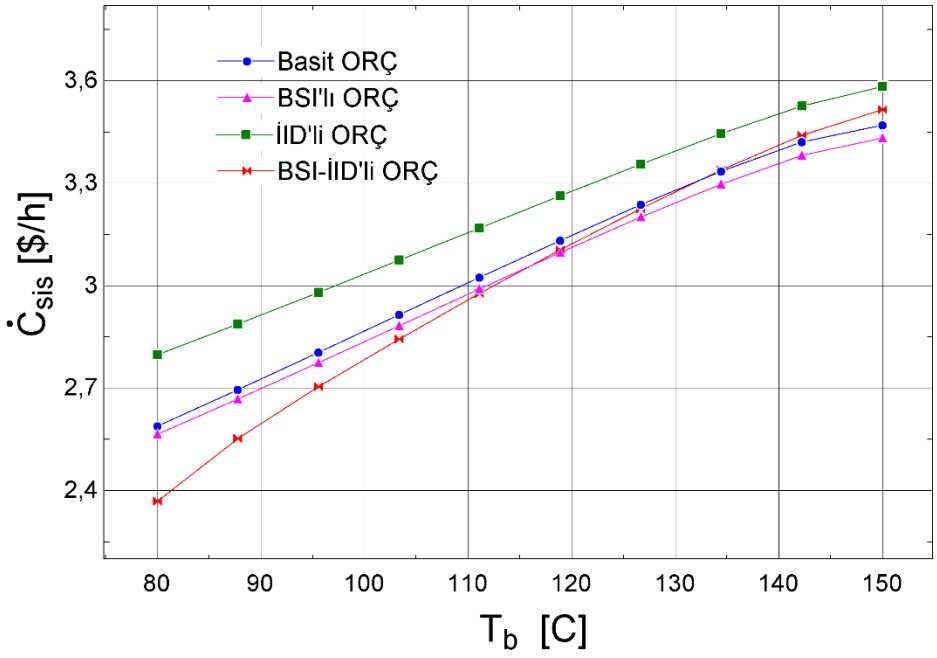
Artan buharlaşma sıcaklığının sistemin toplam sermaye yatırım maliyeti ($\dot{Z}_{top}$) üzerine etkisi ise Şekil 4.29 ile verilmiştir. Şekilden de gözüktüğü üzere konfigürasyonlar arasında minimum $\dot{Z}_{top}$ değerleri basit ORÇ sistemi ile elde edilmiştir (Feng ve ark., 2015; Imran ve ark, 2014; Zare, 2015). Ancak BSI'lı ORÇ sistemi ile maliyet farkı yaklaşık olarak %0,4 seviyelerindedir. Dolayısıyla hemen hemen aynı $\dot{Z}_{top}$ değerine sahip oldukları söylenebilir. 90 °C'ye kadar en yüksek $\dot{Z}_{top}$ değerleri İID'li ORÇ tasarımı için hesaplanırken 90 °C'den sonra BSI-İID'li ORÇ için hesaplanmıştır. Basit ORÇ

sistemine İID eklenmesiyle oluşan toplam sermaye yatırım maliyetindeki artış %9,1 olmuştur. Basit ORÇ sistemine hem BSI hem de İID eklenmesiyle elde edilen BSI-İID'li ORÇ sisteminin basit ORÇ sistemine göre maliyet artışı ise %21,9 olarak hesaplanmıştır.

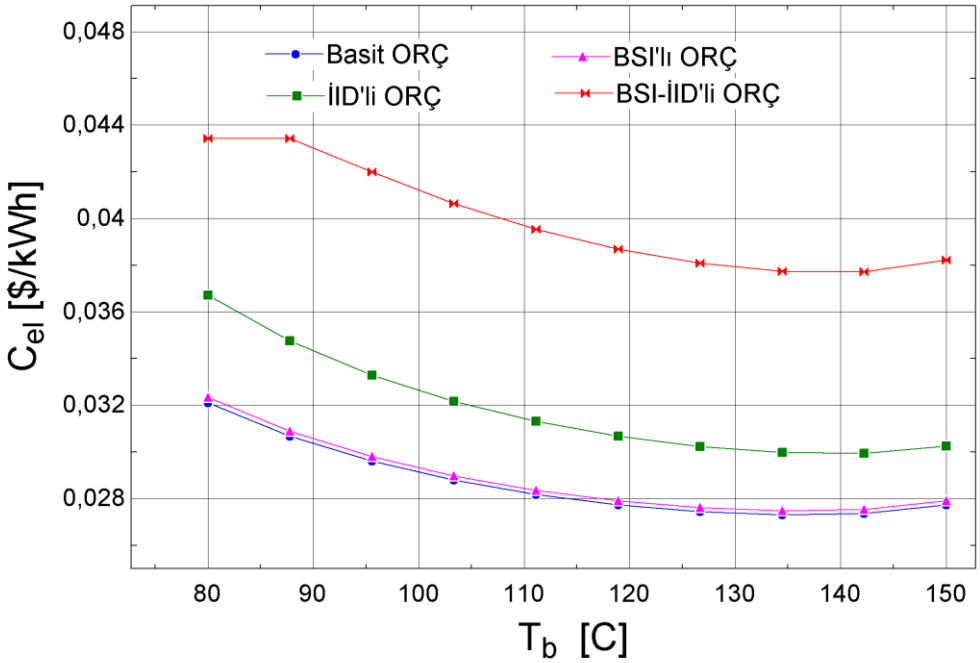


Şekil 4.29. Buharlaşma sıcaklığının toplam sermaye yatırım maliyetine etkisi

Toplam ekserji yıkım maliyeti ($\dot{C}_{D_{top}}$) ile toplam sermaye yatırım maliyeti ($\dot{Z}_{top}$) değerlerinin toplamından oluşan sistem maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) parametresinin artan T_b'ye karşılık değişim grafiği Şekil 4.30 ile verilmiştir. Tüm konfigürasyonların sistem maliyeti artan buharlaşma sıcaklığı ile artmıştır. Yaklaşık 115 ^{o}C'ye kadar en düşük sistem maliyeti konfigürasyonlar arasında BSI-İID'li ORÇ sistemine aitken bu sıcaklığın üzerindeki sıcaklıklarda BSI'lı ORÇ sistemine ait olmuştur. Maksimum $\dot{C}_{sis}$ değeri ise her sıcaklık seviyesinde İID'li ORÇ tasarımı için hesaplanmıştır. 150 ^{o}C buharlaşma sıcaklığında basit ORÇ sisteminin toplam sistem maliyeti değerine göre, BSI'lı ORÇ sisteminin $\dot{C}_{sis}$ değeri %1,1 oranında daha az olmuştur. İID'li ve BSI-İID'li konfigürasyonların ise toplam sistem maliyetleri sırasıyla %3,2 ve %1,3 oranında daha fazla olmuştur.

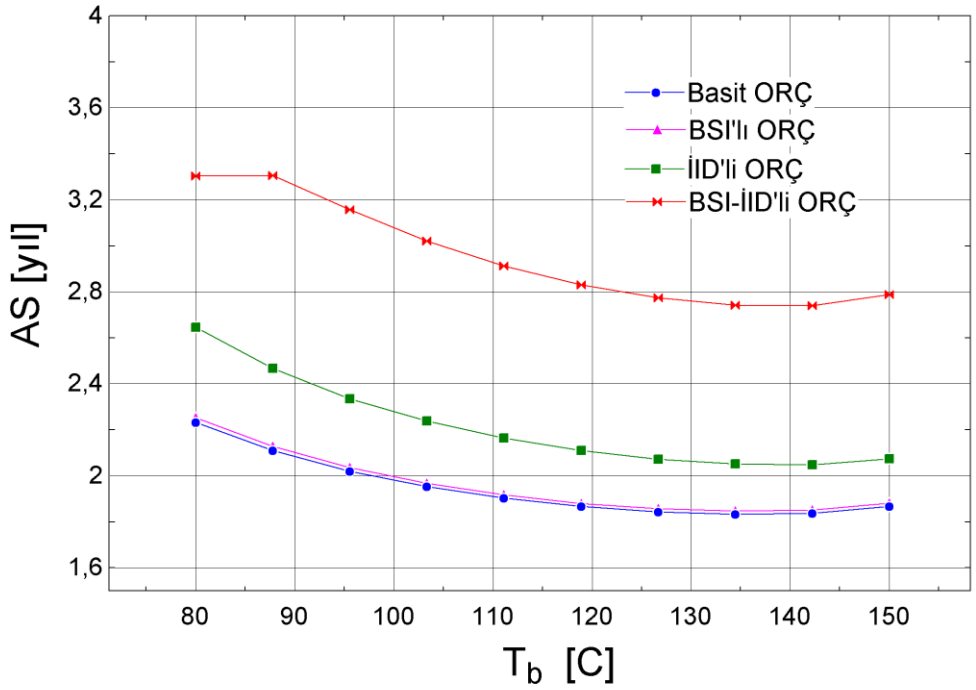


Şekil 4.30. Buharlaşma sıcaklığının sistem maliyeti üzerine etkisi



Şekil 4.31. Buharlaşma sıcaklığının çevrimde üretilen elektriğin birim maliyetine etkisi

Şekil 4.31 çevrimde üretilen elektriğin birim maliyetinin (C_{el}) artan buharlaşma sıcaklığı ile değişimini göstermektedir. Tasarlanan ORÇ konfigürasyonlarının C_{el} değeri yaklaşık 140 ^{o}C'ye kadar azalmakta daha sonra artış yönünde bir eğilim göstermektedir. Minimum C_{el} değeri basit ORÇ sistemi için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla, BSI'lı ORÇ, İID'li ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ izlemiştir. Bunun nedeni ise konfigürasyonlar arasında minimum PEC değeri basit ORÇ ile hesaplanırken aynı zamanda maksimum güç üretiminin de yine basit ORÇ ile gerçekleştirilmiş olmasıdır. En düşük C_{el} değeri ise 0,273 $/kWh olarak yaklaşık 134,5 ^{o}C buharlaşma sıcaklığında elde edilmiştir. Basit ORÇ sistemine kıyasla konfigürasyonların C_{el} değerindeki artış oranları BSI'lı ORÇ için %0,6, İID'li ORÇ için %9 ve BSI-İID'li ORÇ için ise %38'dir.



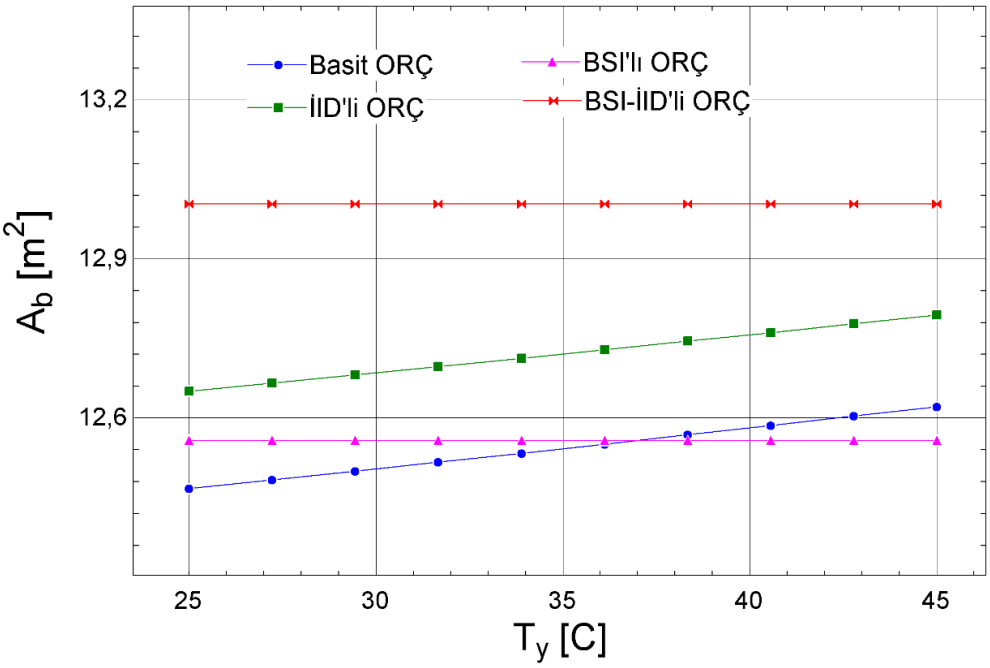
Şekil 4.32. Buharlaşma sıcaklığının sistemin amortisman süresine etkisi

Son olarak buharlaşma sıcaklığının sistemin geri ödeme süresi üzerine etkisi araştırılmış ve elde edilen sonuçlar grafik halinde Şekil 4.32'de sunulmuştur. Minimum amortisman süresi yaklaşık 134,5 ^{o}C buharlaşma sıcaklığında yaklaşık 1,83 yıl olarak basit ORÇ için hesaplanmıştır. Maksimum amortisman süresi ise her sıcaklık seviyesinde BSI-İID'li ORÇ sistemine ait olmuştur. Basit ORÇ'ye BSI eklenmesiyle AS, %0,7 oranında, İID eklenmesiyle %11 oranında hem BSI hem de İID eklenmesiyle %49 oranında artmıştır.

4.5.2. Yoğuşturucudaki Yoğuşma Sıcaklığının Etkisi

Yapılan termoekonomik parametrik analizin bu aşamasında yoğuşturucuda iş akışkanının yoğuşma sıcaklığı 25 °C'den 45 °C'ye artırılmış ve termoekonomik performans parametrelerinin buharlaştırıcı yüzey alanı (A_b), yoğuşturucu yüzey alanı (A_y), toplam ekserji yıkım oranı ($\dot{E}Y_{top}$), toplam sermaye yatırım maliyeti ($\dot{Z}_{top}$), toplam ekserji yıkım maliyeti ($\dot{C}_{D\,top}$), sistem maliyeti ($\dot{C}_{sis}$), çevrimde üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) ve sistemin amortisman süresi (AS) değişimi araştırılmıştır.

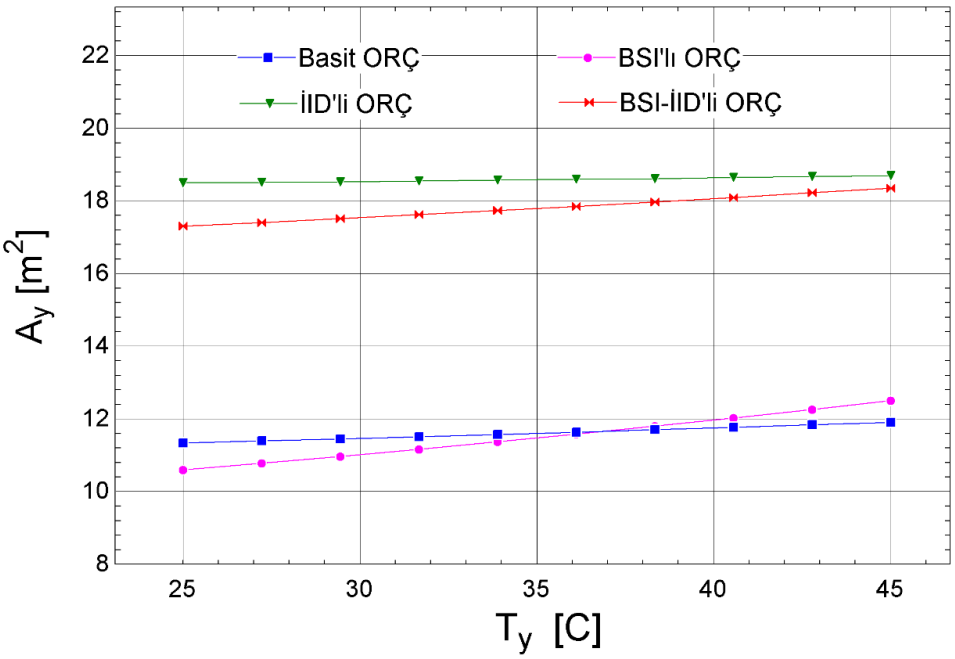
Değerlendirilen ilk parametre buharlaştırıcı yüzey alanı olup, artan yoğuşma sıcaklığı ile değişim grafiği Şekil 4.33'te gösterilmiştir. Çevrimde T_y arttıkça, basit ORÇ ve İID'li ORÇ konfigürasyonlarında A_b değeri artarken BSI'lı ve BSI-İID'li ORÇ konfigürasyonlarında A_b sabit kalmıştır. Bunun nedeni, BSI'lı ve BSI-İID'li ORÇ sistemlerinde BSI olmasından dolayı iş akışkanının buharlaştırıcıya giriş ve çıkış sıcaklıklarında değişiklik olmamasıdır.



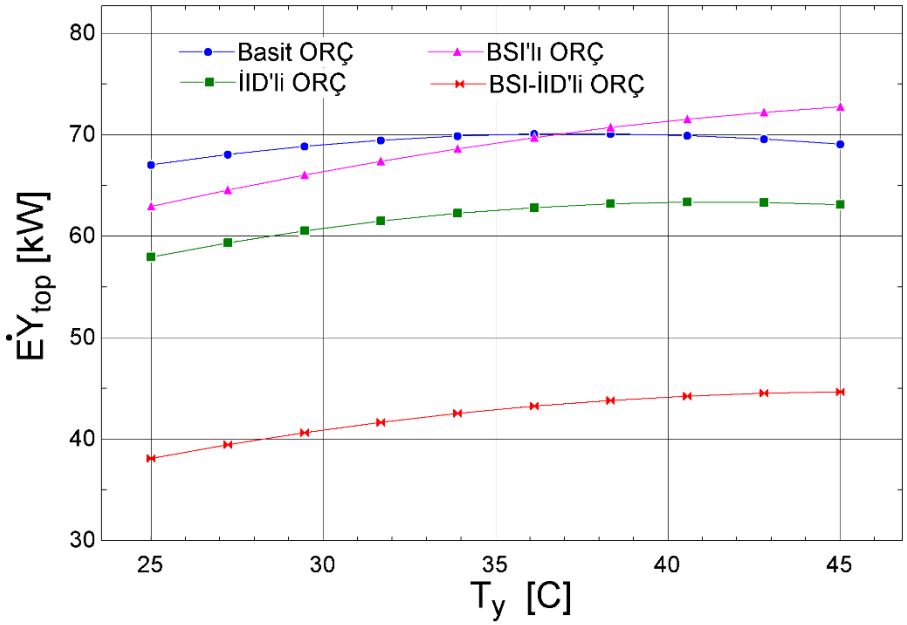
Şekil 4.33. Yoğuşma sıcaklığının sistemin buharlaştırıcı yüzey alanına etkisi

Şekil 4.34'te artan yoğuşma sıcaklığının yoğuşturucu yüzey alanı üzerine olan etkisi verilmiştir. Grafikten de gözüktüğü gibi, analizde yoğuşma sıcaklığı arttıkça tüm

konfigürasyonlar için aynı eğilim sergilenmiş ve A_y parametresi artmıştır. En yüksek artış %17,9 ile BSI'lı ORÇ yoğuşturucusunda gerçekleşmiştir. Bunu sırasıyla, %6,1 ile BSI-İID'li ORÇ, %5,0 ile basit ORÇ ve %1,1 ile İID'li ORÇ takip etmiştir.

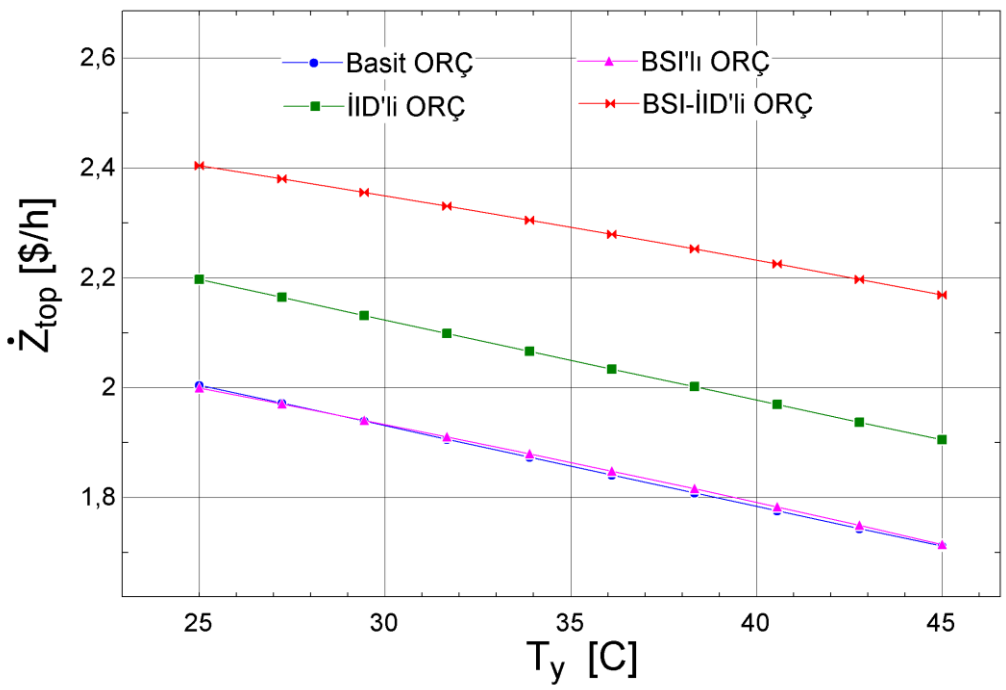


Şekil 4.34. Yoğuşma sıcaklığının sistemin yoğuşturucu yüzey alanına etkisi



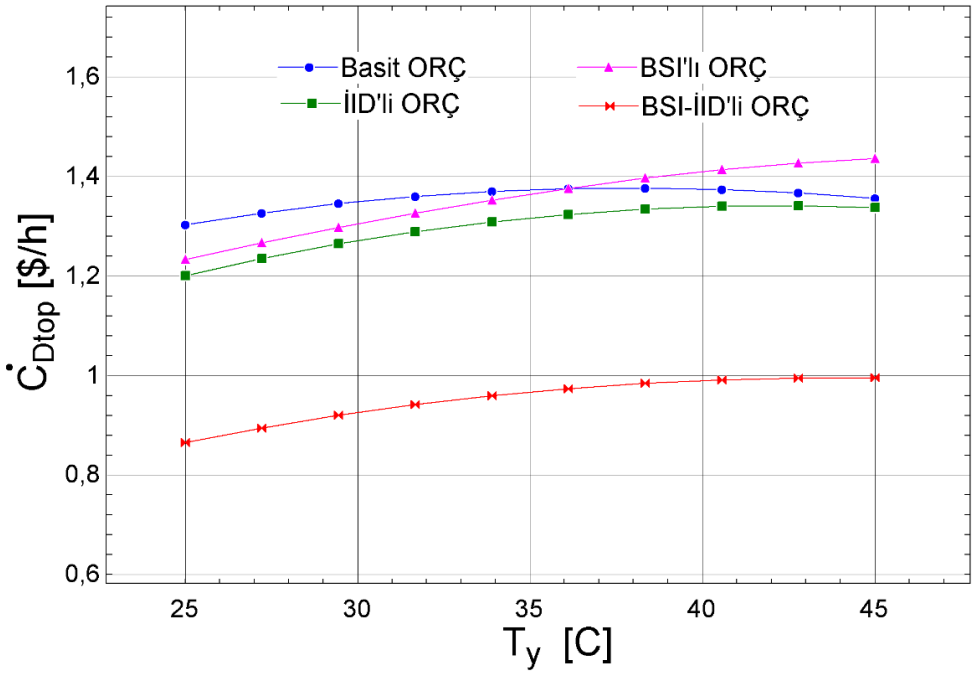
Şekil 4.35. Yoğuşma sıcaklığının sistemin toplam ekserji yıkım oranına etkisi

Analizde yoğuşturucudaki yoğuşma sıcaklığının artmasıyla konfigürasyonlarda gerçekleşen toplam ekserji yıkım oranının değişimi grafiği Şekil 4.35'te verilmiştir. Buna göre, T_y arttıkça sistemlerin toplam ekserji yıkım oranları artmıştır. Ancak basit ORÇ ve İID'li ORÇ için bu artış yaklaşık 42 ^{o}C'ye kadar olmuştur. Bu sıcaklık değerinden sonra bu iki konfigürasyon için $\dot{EY}_{top}$ parametresi azalan yönde seyir göstermiştir. Yaklaşık 37 ^{o}C yoğuşma sıcaklığına kadar maksimum toplam ekserji yıkım oranı basit ORÇ sistemi için hesaplanmıştır. Ancak 37 ^{o}C yoğuşma sıcaklığından sonra en yüksek $\dot{EY}_{top}$, BSI'lı ORÇ sistemine ait olmuştur. Konfigürasyonlar arasında her sıcaklık seviyesinde en düşük $\dot{EY}_{top}$ değerleri ise BSI-İID'li ORÇ sistemi için elde edilmiştir.



Şekil 4.36. Yoğuşma sıcaklığının sistemin toplam sermaye yatırım maliyetine etkisi

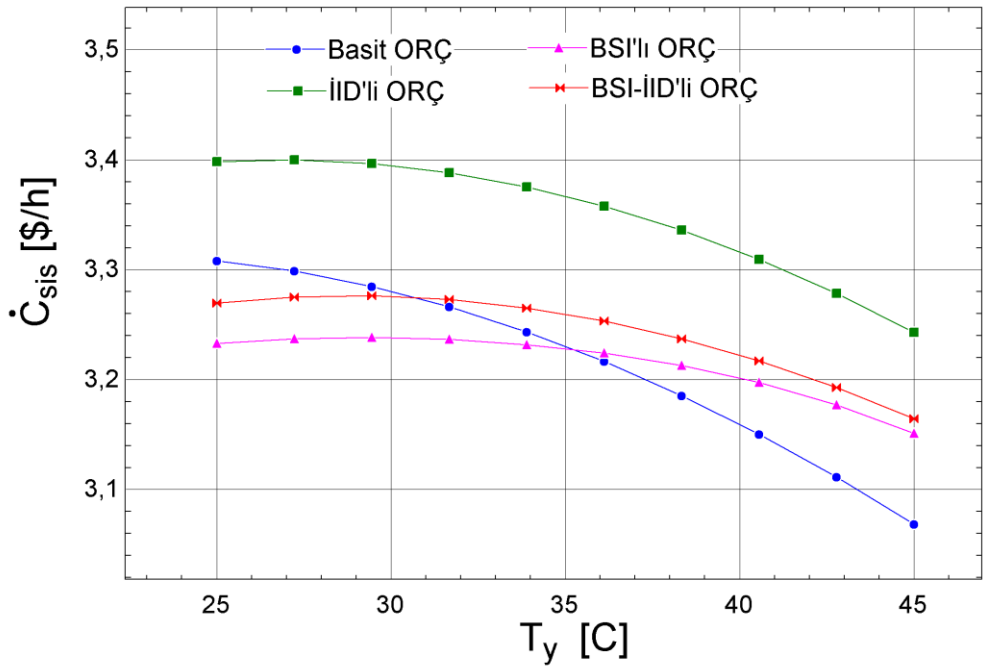
Çevrim elemanlarının sermaye yatırımlarının toplanmasıyla elde edilen toplam sermaye yatırım maliyetinin yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi Şekil 4.36'da verilmiştir. Buna göre, tüm konfigürasyonlar için $\dot{Z}_{top}$ değeri artan T_y ile azalmıştır. Bu azalışın nedeni, çevrimde artan yoğuşma sıcaklığı ile türbin maliyetinin azalmasıdır. Minimum $\dot{Z}_{top}$ değeri basit ORÇ ve BSI'lı ORÇ için hesaplanmıştır. En yüksek toplam sermaye yatırım maliyeti ise 25 ^{o}C yoğuşma sıcaklığında yaklaşık 2,4 $/h olarak BSI-İID'li ORÇ için hesaplanmıştır.



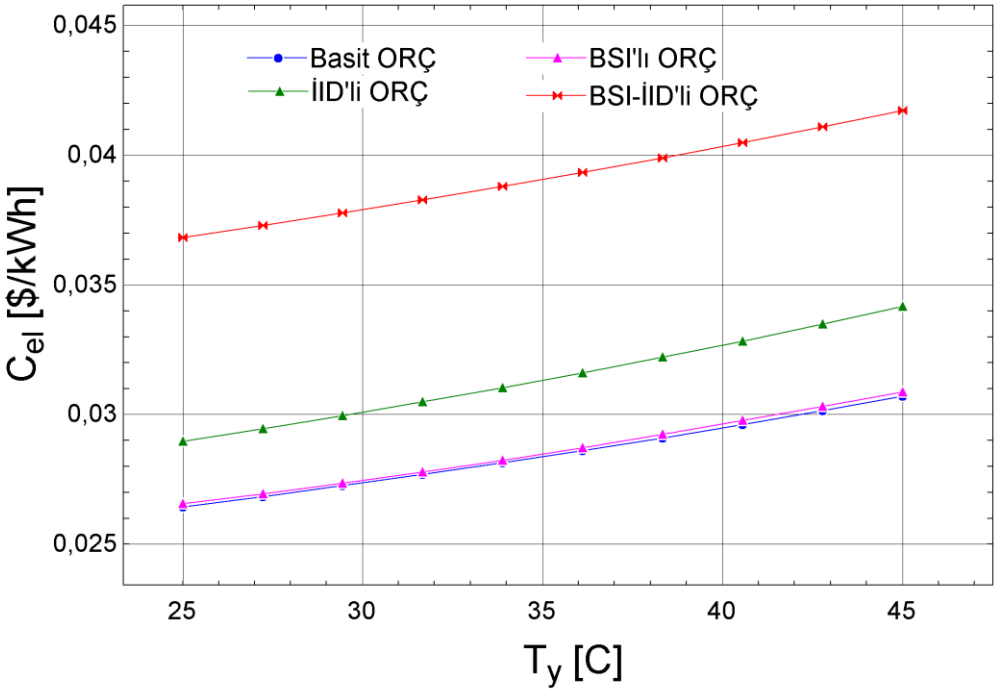
Şekil 4.37. Yoğuşma sıcaklığının sistemin toplam ekserji yıkım maliyetine etkisi

Şekil 4.37 ile artan yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak sistemin toplam ekserji yıkım maliyetinin ($\dot{C}_{D_{top}}$) değişimi incelenmiştir. Elde edilen grafik Şekil 4.35 ile karşılaştırıldığında paralel bir eğilimin sergilendiği gözükmektedir. Maksimum $\dot{C}_{D_{top}}$ değeri 45 ^{o}C yoğuşma sıcaklığında yaklaşık 1,44 $/h olarak BSI'lı ORÇ için elde edilmiştir. Minimum $\dot{C}_{D_{top}}$ değerleri ise BSI-İID'li ORÇ için hesaplanmıştır.

Toplam sistem maliyetinin ($\dot{C}_{sis}$) artan yoğuşma sıcaklığı ile değişimi grafiği Şekil 4.38 ile verilmiştir. Tüm ORÇ sistemleri için $\dot{C}_{sis}$ parametresi azalan bir eğilim göstermektedir. Şekil 4.36 ve Şekil 4.37 ile değerlendirildiğinde ekserji yıkım maliyetinin sistemin toplam sermaye yatırım maliyetinde son derece etkili olduğunun tespiti yapılmaktadır. Yaklaşık 35 ^{o}C yoğuşma sıcaklığına kadar en düşük $\dot{C}_{sis}$ değeri BSI'lı ORÇ için hesaplanmıştır. 35 ^{o}C-45 ^{o}C aralığında ise basit ORÇ sistemi minimum $\dot{C}_{sis}$ değerine sahip olmuştur. En yüksek toplam sistem maliyeti ise İID'li ORÇ konfigürasyonu için hesaplanmıştır.

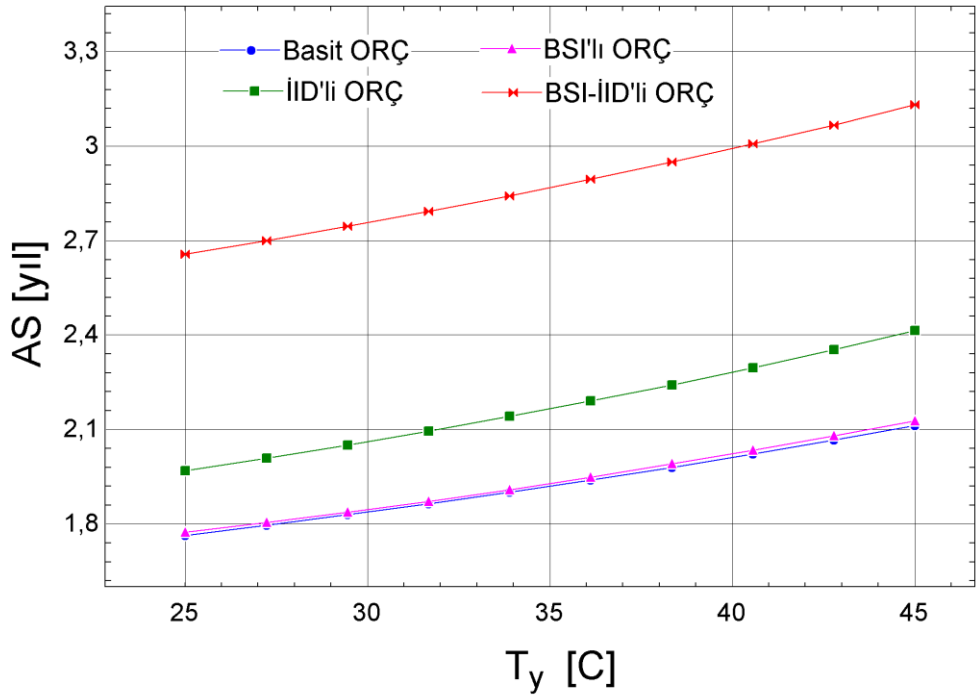


Şekil 4.38. Yoğuşma sıcaklığının toplam sistem maliyetine etkisi



Şekil 4.39. Yoğuşma sıcaklığının çevrimde üretilen elektriğin birim maliyetine etkisi

Elde edilen termoekonomik performansın termodinamik performans ile ilişkilendirildiği ve çevrim tarafından üretilen net güce bağlı olarak çevrimde üretilen elektriğin birim maliyeti yapılan çalışmada ORÇ konfigürasyonları için hesaplanmıştır. Artan yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi ise Şekil 4.39'da verilmiştir. Şekilden de gözüktüğü gibi analizde T_y arttıkça sistemde üretilen elektriğin birim maliyeti de artmaktadır. Minimum C_{el} değeri her sıcaklık seviyesinde basit ORÇ sistemi için hesaplanmıştır. BSI'lı ORÇ sistemi de basit ORÇ sistemi ile elde edilen sonuçlara çok yakın değerler vermiştir. Maksimum C_{el} değeri ise BSI-İID'li ORÇ sistemi için hesaplanmıştır.



Şekil 4.40. Yoğuşma sıcaklığının sistemin amortisman süresine etkisi

Son olarak, ORÇ konfigürasyonlarının amortisman süresi (AS) hesaplanmış ve yoğuşma sıcaklığına bağlı değişim grafiği Şekil 4.40'ta verilmiştir. Analizde yoğuşma sıcaklığı arttıkça sistemin geri ödeme süresi de artmaktadır. Minimum amortisman süresi basit ORÇ için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla, BSI'lı ORÇ İID'li ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ sistemi takip etmiştir. 25 ^{o}C yoğuşma sıcaklığında basit ORÇ sisteminin AS değeri yaklaşık 1,8 yıl iken 45 ^{o}C yoğuşma sıcaklığında yaklaşık %19,9 artarak 2,1 yıl olmuştur.

4.6. Basit ORÇ Sisteminin Taguchi ve Varyans Analizi Sonuçları

İlk olarak, tasarlanan L18 ortogonal diziye uygun olarak kontrol faktörü değerlerinin seviyeleri belirlenmiştir. Çıktı parametrelerinden sistemin termal verimi (η_{th}), ekserji verimi (η_{ex}), sistemin toplam maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) ve sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) değerleri EES yazılımı ile hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar Çizelge 4.29'un "Yanıtlar" sütun başlığı altında verilmiştir. Daha sonra, Minitab yazılımı kullanılarak kontrol faktörlerinden η_{th} ve η_{ex} için en büyük daha iyi, $\dot{C}_{sis}$ ve C_{el} için ise en küçük daha iyi yaklaşımı alınarak Sinyal Gürültü Oranları (SGO) hesaplanmıştır. Çizelge 4.30'da her bir çıktı parametresinin hesaplanan SGO değerleri de sunulmuştur.

Çizelge 4.29. L18 ortogonal dizilime göre η_{th}, η_{ex}, $\dot{C}_{sis}$ ve C_{el} sonuçları

	Kontrol faktörleri ve seviyeleri							**Yanıtlar**			
Deney	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**	**G**	η_{th}	η_{ex}	$\dot{C}_{sis}$ ($\frac{\$}{h}$)	C_{el} ($\frac{\$}{kWh}$)
1	1	1	1	1	1	1	1	0,115	0,491	1,469	0,0353
2	1	2	2	2	2	2	2	0,144	0,506	1,692	0,0322
3	1	3	3	3	3	3	3	0,157	0,511	1,721	0,0312
4	2	1	1	2	2	3	3	0,131	0,543	2,035	0,0307
5	2	2	2	3	3	1	1	0,169	0,588	2,185	0,0284
6	2	3	3	1	1	2	2	0,126	0,407	2,352	0,0336
7	3	1	2	1	3	2	3	0,097	0,413	1,589	0,0391
8	3	2	3	2	1	3	1	0,131	0,460	1,727	0,0352
9	3	3	1	3	2	1	2	0,190	0,635	2,041	0,0288
10	4	1	3	3	2	2	1	0,107	0,456	1,541	0,0386
11	4	2	1	1	3	3	2	0,130	0,477	2,184	0,0330
12	4	3	2	2	1	1	3	0,137	0,477	2,255	0,0353
13	5	1	2	3	1	3	2	0,122	0,508	2,876	0,0288
14	5	2	3	1	2	1	3	0,101	0,382	3,117	0,0336
15	5	3	1	2	3	2	1	0,159	0,599	3,377	0,0261
16	6	1	3	2	3	1	2	0,088	0,386	1,264	0,0501
17	6	2	1	3	1	2	3	0,149	0,549	2,042	0,0391
18	6	3	2	1	2	3	1	0,106	0,362	2,419	0,0537

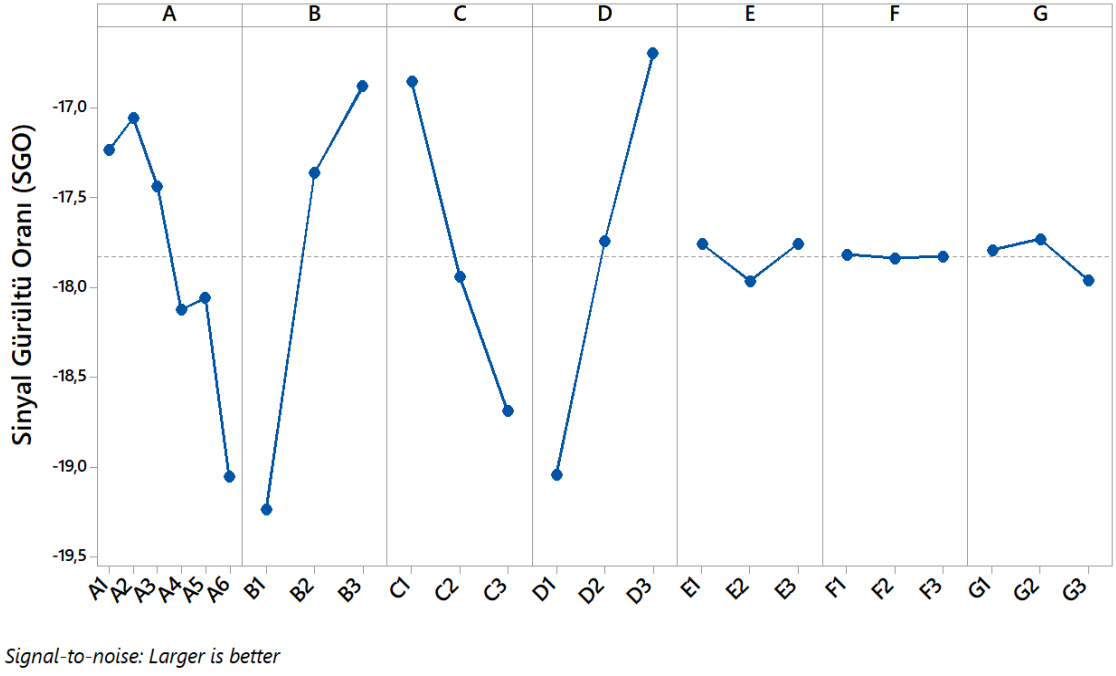
Çizelge 4.30. L18 ortogonal dizilime göre $\eta_{th}, \eta_{ex}, \dot{C}_{sis}$ ve C_{el} değerlerinin SGO'ları

	Sinyal Gürültü Oranları			
Deney	$\boldsymbol{\eta_{th}}$	$\boldsymbol{\eta_{ex}}$	$\boldsymbol{\dot{C}_{sis}}$	$\boldsymbol{C_{el}}$
1	-18,771	-6,185	-3,340	29,037
2	-16,845	-5,917	-4,568	29,846
3	-16,082	-5,829	-4,716	30,128
4	-17,675	-5,304	-6,171	30,266
5	-15,458	-4,614	-6,789	30,928
6	-18,027	-7,817	-7,429	29,484
7	-20,248	-7,677	-4,022	28,150
8	-17,648	-6,754	-4,746	29,079
9	-14,416	-3,949	-6,197	30,812
10	-19,380	-6,826	-3,756	28,264
11	-17,735	-6,431	-6,785	29,635
12	-17,253	-6,437	-7,063	29,037
13	-18,287	-5,890	-9,176	30,827
14	-19,931	-8,359	-9,875	29,473
15	-15,956	-4,457	-10,571	31,681
16	-21,068	-8,280	-2,035	25,998
17	-16,560	-5,207	-6,201	28,161
18	-19,535	-8,831	-7,673	25,399

Çizelge 4.31'de Taguchi analizinde kontrol faktörlerinin belirlenen seviyelerde hesaplanan SGO değerleri sunulmuştur. Her bir faktör için hesaplanan SGO değerlerinin en büyük ve en küçük değerleri arasındaki fark tablodaki $Delta$ değerini vermektedir. Bu değerin büyük olması o faktörün çıktı parametresi yani termal verim üzerinde en büyük etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Çizelge 4.31'den gözüktüğü üzere, $Delta = 2{,}36$ ile B faktörü yani buharlaştırıcı sıcaklığı maksimum etki derecesine sahiptir. Elde edilen bu sonuç literatürdeki araştırmalar ile de paralellik göstermektedir (Bademlioglu ve ark., 2020). Bunu, D-türbin verimi, A-iş akışkanı, C-yoğuşturucu sıcaklığı, G-aşırı soğutma derecesi, E-pompa verimi ve F-aşırı kızdırma derecesi takip etmektedir. Aynı zamanda, tabloda verilen $Rank$ ifadesi de kontrol faktörlerinin termal verim üzerine olan etkisinin sıralamasını ya da diğer bir ifadeyle önem derecesini göstermektedir. Ayrıca çok amaçlı optimizasyonun yapılması için amaç fonksiyonunda, termal verimin etki değeri (ağırlık faktörü) yüzdesel olarak hesaplanmıştır. Çizelgenin son satırında, termal verim ağırlık katsayısı $w = \%25{,}23$ değeri verilmiştir.

Çizelge 4.31. Termal verim için hesaplanan SGO değerleri ve ağırlık faktörü

Seviye	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**	**G**
1	-17,23	-19,24	-16,85	-19,04	-17,76	-17,82	-17,79
2	-17,05	-17,36	-17,36	-17,74	-17,96	-17,84	-17,73
3	-17,44	-16,88	-16,88	-16,70	-17,76	-17,83	-17,96
4	-18,12						
5	-18,06						
6	-19,05						
Delta	2,00	2,36	1,84	2,34	0,21	0,02	0,23
Rank	3	1	4	2	6	7	5
$\sum$ *Delta*	9,00						
w (%)	25,23						



Şekil 4.41. Kontrol faktörlerinin basit ORÇ sisteminin termal verimine etkileri

Şekil 4.41, kontrol faktörleri için belirlenen seviyelerde hesaplanan SGO değerlerinin eğilimini göstermektedir. Her bir parametre için maksimum SGO değerini veren seviye

seçildiği taktirde en yüksek performans elde edilmektedir. Yani grafiğe göre, iş akışkanı için A2 (R141b), buharlaştırıcı sıcaklığı için B3 (145 ^{o}C), yoğuşturucu sıcaklığı için C1 (25 ^{o}C), türbin verimi için D3 (0,90), pompa verimi için E3 (0,90), aşırı kızdırma için F1 (2 ^{o}C) ve aşırı soğutma için G2 (5 ^{o}C) seviyeleri seçilirse maksimum sonuç %19,65 olarak elde edilir.

Çizelge 4.32. Termal verim için elde edilen ANOVA sonuçları

Sembol	**Faktör**	**SD**	**SS**	**MS**	**Katkı oranı (%)**
A	İş akışkanı	5	0,001738	0,000348	14,06
B	Buharlaştırıcı sıcaklığı	2	0,004153	0,002076	33,61
C	Yoğuşturucu sıcaklığı	2	0,002265	0,001132	18,33
D	Türbin verimi	2	0,004028	0,002014	32,60
E	Pompa verimi	2	0,000052	0,000026	0,42
F	Aşırı kızdırma	2	0,000055	0,000028	0,45
G	Aşırı soğutma	2	0,000066	0,000033	0,53
Hata		0			
Toplam		17	0,012355		100,00

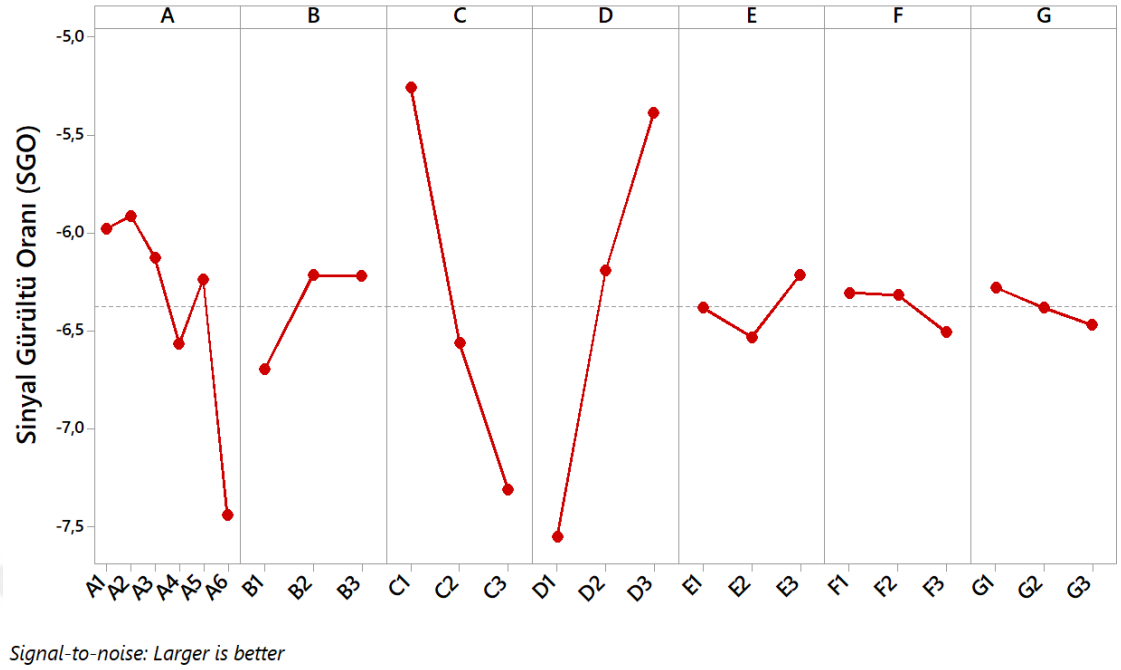
Çizelge 4.32'de termal verim için elde edilen varyans analizi yöntemi (ANOVA) sonuçları yer almaktadır. Tüm parametrelerin etki sonuçları %95 güvenilirlik test karşılaştırmaları sonucunda bulunmuştur. Tablonun son sütununda, kontrol faktörlerinin termal verim üzerine olan etki derecesi yüzdesel olarak verilmiştir. Tablodan da gözüktüğü gibi, termal verim için en etkili parametre %33,61 ile buharlaştırıcı sıcaklığı olmuştur. Türbin verimi için elde edilen etki oranı ise %32,60'tır. Bu iki kontrol faktörünün termal verim üzerine olan toplam etkisi %66,21'dir. Diğer parametrelerin sonuç üzerine olan etki oranları ise sırasıyla, yoğuşturucu sıcaklığı %18,33, iş akışkanı %14,06, aşırı soğutma %0,53, aşırı kızdırma %0,45 ve pompa verimi %0,42 şeklindedir. Taguchi analizi sonucu ile karşılaştırıldığında hemen hemen benzer sonuçların elde edildiği gözükmektedir. Bu açıdan yapılan analiz tutarlı ve birbiri ile paralellik göstermektedir.

Analiz kapsamında dikkate alınan çıktı sonuçlarından bir diğeri ekserji verimi üzerine kontrol parametrelerinin etki değerleri öncelikle Taguchi yöntemi ile analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 4.33'te sunulmuştur. Her bir kontrol faktörünün seviyeleri için SGO değerleri hesaplanmış ve buna bağlı olarak $Delta$ değerleri elde edilmiştir. $Rank$ satırında kontrol faktörlerinin ekserji verimi üzerine olan etki derecesine bağlı olarak sıralaması yapılmıştır. Tablodan da gözüktüğü üzere, D-türbin verimi ekserji verimine etki eden en önemli parametre olmuştur. Bunu, C-yoğuşturucu sıcaklığı, A-iş akışkanı, B-buharlaştırıcı sıcaklığı, E-pompa verimi, F-aşırı kızdırma derecesi ve G-aşırı soğutma derecesi takip etmiştir. Çok amaçlı optimizasyon işleminde amaç fonksiyonuna, ekserji veriminin etki değeri (ağırlık faktörü) $w = \%19{,}44$ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.33. Ekserji verimi için hesaplanan SGO değerleri ve ağırlık faktörü

Seviye	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**	**G**
1	-5,98	-6,69	-5,26	-7,55	-6,38	-6,30	-6,28
2	-5,91	-6,21	-6,56	-6,19	-6,53	-6,32	-6,38
3	-6,13	-6,22	-7,31	-5,39	-6,21	-6,51	-6,47
4	-6,57						
5	-6,24						
6	-7,44						
$Delta$	1,53	0,48	2,05	2,16	0,32	0,20	0,19
$Rank$	3	4	2	1	5	6	7
$\sum Delta$	6,94						
w (%)	19,44						

Şekil 4.42'ye göre, ekserji verimini maksimum yapan parametre seviyeleri şöyledir: iş akışkanı için A2 (R141b), buharlaştırıcı sıcaklığı için B2 (130 ^{o}C), yoğuşturucu sıcaklığı için C1 (25 ^{o}C), türbin verimi için D3 (0,90), pompa verimi için E3 (0,90), aşırı kızdırma için F1 (2 ^{o}C) ve aşırı soğutma için G1 (2 ^{o}C) seviyeleri seçilirse maksimum ekserji verimliliği %65,05 olarak elde edilir.



Şekil 4.42. Kontrol faktörlerinin basit ORÇ sisteminin ekserji verimine etkileri

Çizelge 4.34. Ekserji verimi için elde edilen ANOVA sonuçları

Sembol	Faktör	SD	SS	MS	Katkı oranı (%)
A	İş akışkanı	5	0,013547	0,002709	13,07
B	Buharlaştırıcı sıcaklığı	2	0,003658	0,001829	3,53
C	Yoğuşturucu sıcaklığı	2	0,040931	0,020466	39,49
D	Türbin verimi	2	0,043328	0,021664	41,80
E	Pompa verimi	2	0,000838	0,000419	0,81
F	Aşırı kızdırma	2	0,000837	0,000418	0,81
G	Aşırı soğutma	2	0,000522	0,000261	0,50
Hata		0			
Toplam		17	0,103662		100,00

Ekserji verimi için elde edilen ANOVA sonuçları Çizelge 4.34'te verilmiştir. Ekserji veriminde maksimum önem derecesine sahip parametre %41,80 ile türbin verimidir. İkinci en etkili kontrol faktörü %39,49 ile yoğuşturucu sıcaklığıdır. Bu iki parametrenin toplam etki değeri ise %81,29'dur. Tablodan da gözüktüğü üzere diğer kontrol faktörlerinin ekserji verimine etkisi türbin verimi ve yoğuşturucu sıcaklığına göre çok çok

küçük seviyede kalmaktadır. İş akışkanının etki oranı %13,07, buharlaştırıcı sıcaklığının etki oranı %3,53, aşırı kızdırma ve pompa veriminin etki oranları %0,81 ve son olarak aşırı soğutmanın etki oranı %0,50'dir. Taguchi analizi sonucu ile karşılaştırıldığında sonuçlar tamamen örtüşmektedir.

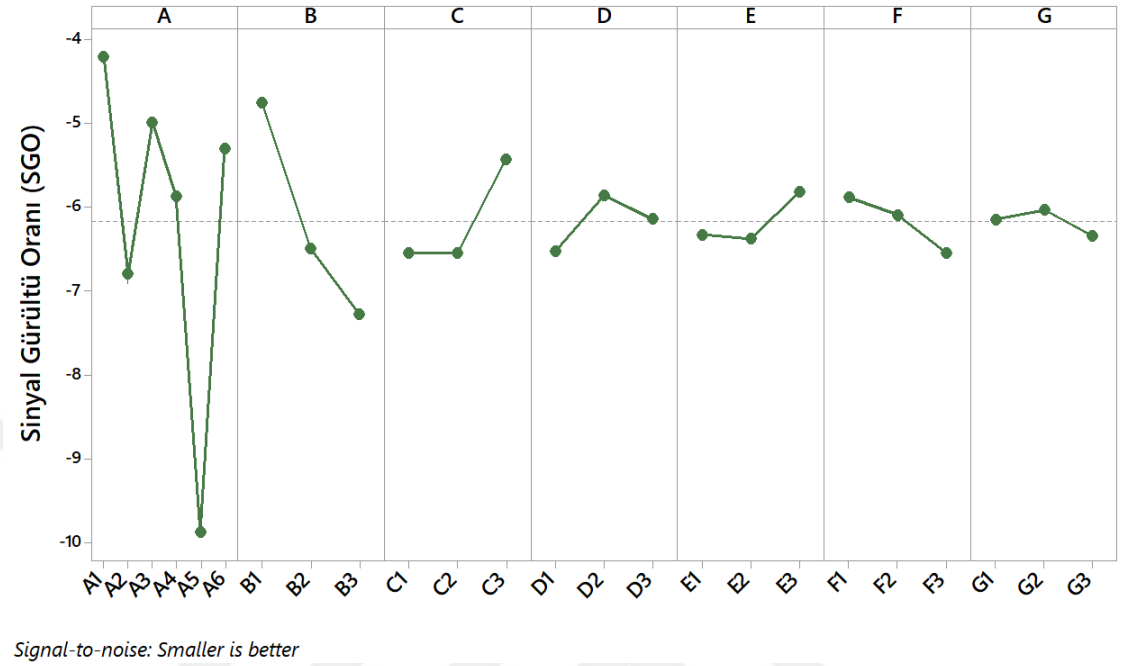
ORÇ sisteminin tasarımında bir diğer amaç fonksiyonu sistemin toplam maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) değerinin minimizasyonudur. Yapılan Taguchi analizinin sonuçları Çizelge 4.35'te verilmiştir. Maksimum $Delta = 5{,}67$ olarak A (iş akışkanı) kontrol faktörü için hesaplanmıştır. Yani, $\dot{C}_{sis}$ çıktısının en küçük değerinin sağlanması için en etkili parametre iş akışkanının tayinidir. Bunu sırasıyla, B-buharlaştırıcı sıcaklığı, C-yoğuşturucu sıcaklığı, D-türbin verimi, F-aşırı kızdırma derecesi, E-pompa verimi ve G-aşırı soğutma derecesi takip etmiştir. Çok amaçlı optimizasyon için $\dot{C}_{sis}$ değerinin amaç fonksiyonuna etki değeri (ağırlık faktörü) $w = \%32{,}23$'tür.

Çizelge 4.35. Toplam sistem maliyeti için hesaplanan SGO değerleri ve ağırlık faktörü

Seviye	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**	**G**
1	-4,21	-4,75	-6,54	-6,52	-6,33	-5,88	-6,15
2	-6,80	-6,49	-6,55	-5,86	-6,37	-6,09	-6,03
3	-4,99	-7,27	-5,42	-6,14	-5,82	-6,54	-6,34
4	-5,87						
5	-9,87						
6	-5,30						
$Delta$	5,67	2,52	1,22	0,66	0,55	0,66	0,31
$Rank$	1	2	3	4	6	5	7
$\sum Delta$	11,50						
w (%)	32,23						

Şekil 4.43'te toplam sistem maliyeti için kontrol faktörlerinin SGO değerleri grafiksel olarak verilmiştir. Buna göre; iş akışkanı için A1 (R113), buharlaştırıcı sıcaklığı için B1 (100 ^{o}C), yoğuşturucu sıcaklığı için C3 (45 ^{o}C), türbin verimi için D2 (0,80), pompa

verimi için E3 (0,90), aşırı kızdırma için F1 (2 °C) ve aşırı soğutma için G2 (5 °C) seviyeleri alındığında minimum $\dot{C}_{sis}$ değeri 1,258 $/h olarak hesaplanmaktadır.



Şekil 4.43. Kontrol faktörlerinin basit ORÇ sisteminin toplam maliyeti üzerine etkisi

Sistemin toplam maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) üzerine kontrol faktörlerinin etki oranlarını tespit etmek amacıyla ANOVA analizi yapılmış ve elde edilen sonuçlar Çizelge 4.36'da sunulmuştur. $\dot{C}_{sis}$ çıktısının minimum değerinin sağlanması için en çok etki değerine sahip parametre %76,35 ile iş akışkanıdır. İş akışkanı faktörünün diğer parametreler ile karşılaştırıldığında çok çok büyük orana sahip olduğu gözükmektedir. Bu nedenle, $\dot{C}_{sis}$ değerinin minimum sonucunun elde edilmesi için en çok bu parametre üzerine yoğunlaşılmalıdır. Buharlaştırıcı sıcaklığının ve türbin veriminin etki oranları ise %17,56 ve %3,69'dur. Tablodan da gözüktüğü gibi diğer parametrelerin etki oranları, türbin verimi-%1,13, aşırı kızdırma-%0,60, pompa verimi-%0,45 ve aşırı soğutma-%0,22 ile çok düşük mertebede kalmıştır. ANOVA analizi ile elde edilen parametre önem sıralaması Taguchi analizi ile elde edilen sıralama ile birebir aynıdır.

Çizelge 4.36. Toplam sistem maliyeti için elde edilen ANOVA sonuçları

Sembol	**Faktör**	**SD**	**SS**	**MS**	**Katkı oranı (%)**
A	İş akışkanı	5	4,27688	0,855377	76,35
B	Buharlaştırıcı sıcaklığı	2	0,98357	0,491787	17,56
C	Yoğuşturucu sıcaklığı	2	0,20696	0,103482	3,69
D	Türbin verimi	2	0,06310	0,031548	1,13
E	Pompa verimi	2	0,02510	0,012550	0,45
F	Aşırı kızdırma	2	0,03350	0,016749	0,60
G	Aşırı soğutma	2	0,01220	0,006102	0,22
Hata		0			
Toplam		17	5,60132		100,00

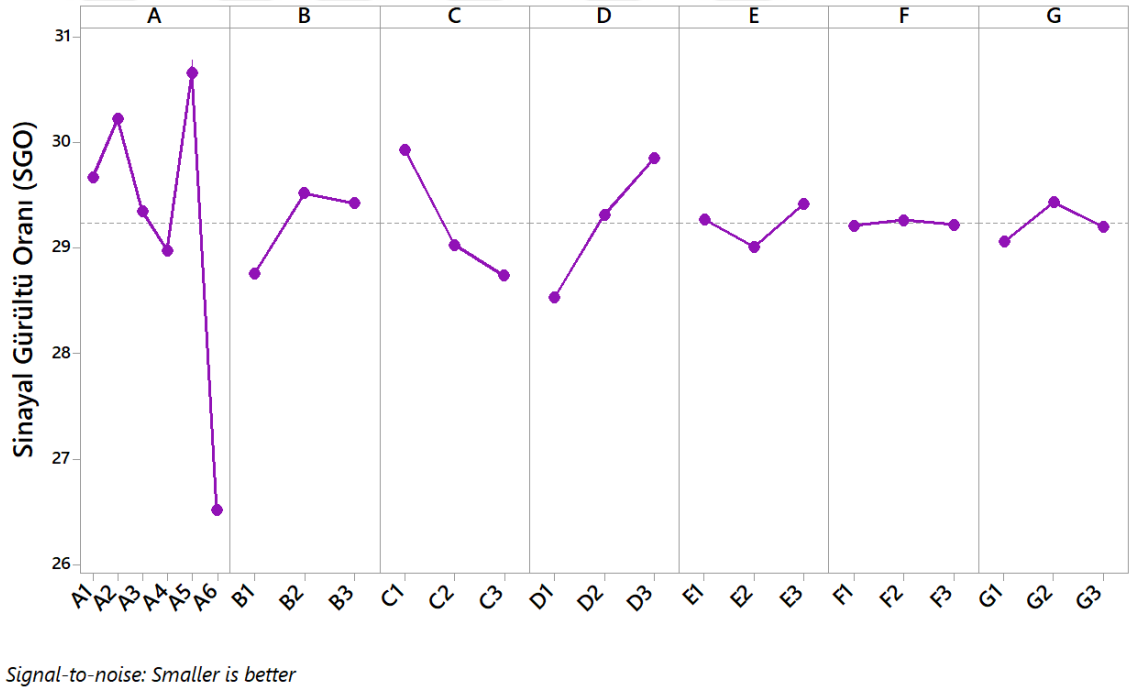
Çizelge 4.37. Sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti için hesaplanan SGO değerleri ve ağırlık faktörü

Seviye	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**	**G**
1	29,67	28,76	29,93	28,53	29,27	29,21	29,06
2	30,23	29,52	29,03	29,32	29,01	29,26	29,43
3	29,35	29,42	28,74	29,85	29,42	29,22	29,20
4	28,98						
5	30,66						
6	26,52						
$Delta$	4,14	0,76	1,19	1,32	0,41	0,05	0,37
$Rank$	1	4	3	2	5	7	6
$\sum Delta$	8,24						
w (%)	23,10						

Tez kapsamında yapılan analizde amaç fonksiyonuna etki eden son çıktı parametresi sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) değeridir. İlk olarak, C_{el} değerinin minimizasyonu sağlayacak kontrol faktörlerinin etki değerlerinin sıralamasını tespit etmek için Taguchi analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Çizelge 4.37'de

sunulmuştur. Maksimum $Delta = 4{,}14$ olarak A (iş akışkanı) kontrol faktörü için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla, D-türbin verimi, C-yoğuşturucu sıcaklığı, B-buharlaştırıcı sıcaklığı, E-pompa verimi, G-aşırı soğutma derecesi ve F-aşırı kızdırma derecesi takip etmiştir. Çok amaçlı optimizasyon için C_{el} değerinin amaç fonksiyonuna etki değeri (ağırlık faktörü) $w = \%23{,}10$ olarak hesaplanmıştır.

Her bir kontrol faktörünün her bir seviyesi için hesaplanan SGO değerlerinin dağılımı Şekil 4.44'te verilmiştir. SGO'nun en büyük değeri amaç fonksiyonunu sağlayan seviye değerini vermektedir. Buna göre; iş akışkanı için A5 (R600), buharlaştırıcı sıcaklığı için B2 (130 °C), yoğuşturucu sıcaklığı için C1 (25 °C), türbin verimi için D3 (0,90), pompa verimi için E3 (0,90), aşırı kızdırma için F2 (5 °C) ve aşırı soğutma için G2 (5 °C) seviyeleri alındığında minimum C_{el} değeri 0,0246 $/kWh olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.44. Kontrol faktörlerinin basit ORÇ sistemi tarafından üretilen elektriğin birim maliyetine etkisi

Çizelge 4.38'de C_{el} değerinin minimizasyonu için yapılan ANOVA analizinin sonuçları yer almaktadır. $\dot{C}_{sis}$, sistemin toplam maliyeti değerine benzer şekilde C_{el} değerine de en çok etki eden parametre %72,76 ile iş akışkanı türü olmuştur. Bunu sırasıyla, %10,72 oran ile türbin verimi, %9,43 oran ile yoğuşturucu sıcaklığı, %4,42 ile buharlaştırıcı

sıcaklığı, %1,28 ile pompa verimi, %1,23 ile aşırı soğutma ve %0,15 ile aşırı kızdırma derecesi takip etmiştir. ANOVA analizi sonucu, kontrol parametreleri için elde edilen önem sıralaması Taguchi analizinin sonuçları ile aynıdır.

Çizelge 4.38. Sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti için elde edilen ANOVA sonuçları

Sembol	Faktör	SD	SS	MS	Katkı oranı (%)
A	İş akışkanı	5	0,000637	0,000127	72,76
B	Buharlaştırıcı sıcaklığı	2	0,000039	0,000019	4,42
C	Yoğuşturucu sıcaklığı	2	0,000039	0,000041	9,43
D	Türbin verimi	2	0,000094	0,000047	10,72
E	Pompa verimi	2	0,000011	0,000006	1,28
F	Aşırı kızdırma	2	0,000001	0,000001	0,15
G	Aşırı soğutma	2	0,000011	0,000005	1,23
Hata		0			
Toplam		17	0,000876		100,00

4.7. Basit ORÇ Sisteminin Taguchi-Gri İlişkisel Analizi Yöntemi ile Çok Amaçlı Optimizasyonu

Tezin bu bölümünde, bir önceki bölümde ayrı ayrı incelenen çıktı parametreleri yani sisteminin termal verimi (η_{th}), ekserji verimi (η_{ex}), sistemin toplam maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) ve sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) değerleri bütünleşik hale getirilerek tek bir amaç fonksiyonuna indirgenmiştir. Amaç fonksiyonunun elde edilmesi ve analizi için Taguchi-Gri İlişkisel Analiz yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde ilk olarak Çizelge 4.29'daki ortogonal dizilime uygun olarak hesaplanan "Yanıtlar" sütun başlığı altındaki dört çıktı parametresinin Denklem 4.121 ve Denklem 4.122'ye göre normalleştirme işlemi yapılmıştır. Sonuçlar aşağıdaki Çizelge 4.39'da sunulmuştur.

Çizelge 4.39. Çıktı parametrelerinin normalizasyonu

	Normalizasyon			
Deney	η_{th}	η_{ex}	$\dot{C}_{sis}$	C_{el}
1	0,2630	0,4720	0,9030	0,6647
2	0,5441	0,5284	0,7974	0,7783
3	0,6738	0,5472	0,7837	0,8156
4	0,4153	0,6640	0,6351	0,8333
5	0,7887	0,8285	0,5641	0,9146
6	0,3643	0,1642	0,4851	0,7288
7	0,0861	0,1883	0,8462	0,5273
8	0,4193	0,3580	0,7809	0,6709
9	1,0000	1,0000	0,6323	0,9009
10	0,1864	0,3441	0,8689	0,5458
11	0,4065	0,4218	0,5646	0,7497
12	0,4792	0,4207	0,5310	0,6647
13	0,3279	0,5343	0,2371	0,9027
14	0,1215	0,0740	0,1230	0,7273
15	0,6964	0,8677	0,0000	1,0000
16	0,0000	0,0868	1,0000	0,1295
17	0,5912	0,6863	0,6318	0,5291
18	0,1677	0,0000	0,4534	0,0000

Bir sonraki adımda normalleştirilmiş sonuçlar, Denklem 3.123-126'ya uygulanmış ve her bir çıktı parametresi için Gri İlişki Katsayısı hesaplanmıştır. Son olarak Gri İlişki Derecesi elde edilmiştir. Bunun için Bölüm 4.6'da her bir çıktı parametresi için hesaplanan ağırlık faktörleri dikkate alınmış ve aşağıdaki amaç fonksiyonu elde edilmiştir.

$$G\dot{I}D = 0{,}2523\ G\dot{I}K_{\eta_{th}} + 0{,}1944\ G\dot{I}K_{\eta_{ex}} + 0{,}3223\ G\dot{I}K_{\dot{C}_{sis}} + 0{,}2310\ G\dot{I}K_{C_{el}}$$

Çizelge 4.40'ın son sütununda hesaplanan Gri İlişki Derecesinin sıralaması mevcuttur. Buna göre optimum sonuç yani amaç fonksiyonunu maksimum yapan deney tasarımı 9.deney, A3-B3-C1-D3-E2-F1-G2 (R123 akışkanı, 145 ^{o}C buharlaşma sıcaklığı, 25 ^{o}C yoğuşma sıcaklığı, %90 türbin verimi, %80 pompa verimi, 2 ^{o}C aşırı kızdırma ve 5 ^{o}C aşırı soğutma) ile elde edilirken en kötü sonuç ise 18.deney, A6-B3-C2-D1-E2-F3-G1 (R114 akışkanı, 145 ^{o}C buharlaşma sıcaklığı, 35 ^{o}C yoğuşma sıcaklığı, %70 türbin verimi, %80 pompa verimi, 10 ^{o}C aşırı kızdırma ve 2 ^{o}C aşırı soğutma) ile elde edilmiştir.

Çizelge 4.40. Çıktı parametrelerinin Gri İlişki Katsayısı, Gri İlişki Derecesi ve sıralaması

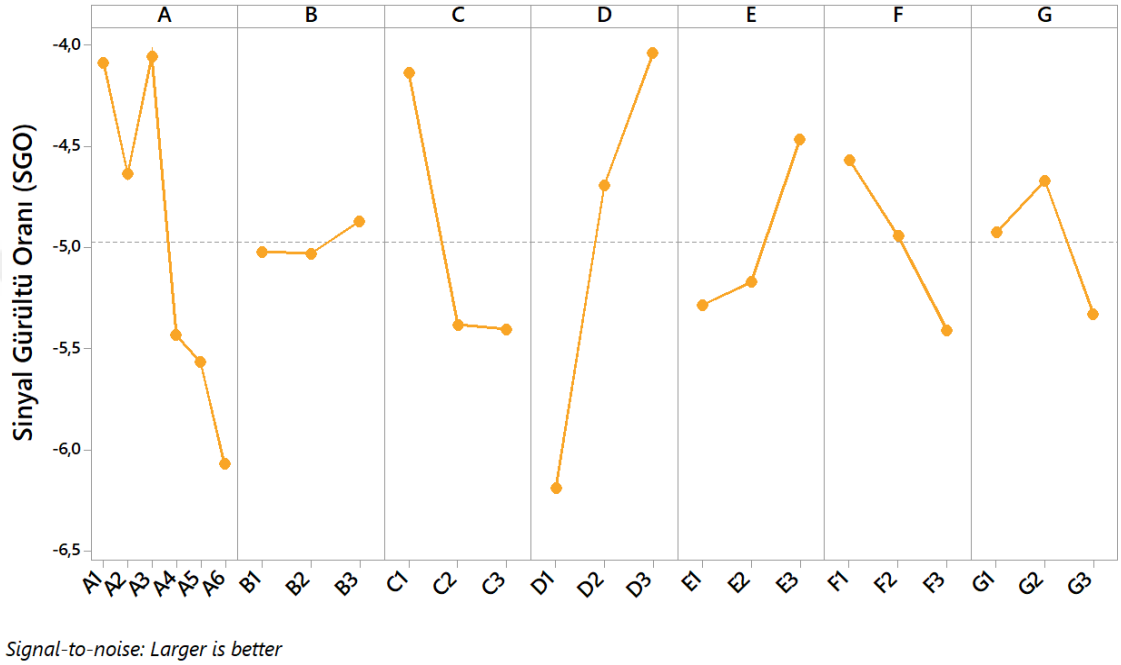
	Gri İlişki Katsayısı				**Gri İlişki Derecesi**	**Sıralama**
Deney	η_{th}	η_{ex}	$\dot{C}_{sis}$	C_{el}		
1	0,4042	0,4864	0,8375	0,5986	0,6047	6
2	0,5231	0,5146	0,7117	0,6928	0,6214	5
3	0,6052	0,5248	0,6981	0,7305	0,6484	4
4	0,4610	0,5981	0,5781	0,7499	0,5921	7
5	0,7030	0,7446	0,5343	0,8542	0,6916	2
6	0,4402	0,3743	0,4927	0,6483	0,4924	16
7	0,3536	0,3812	0,7647	0,5140	0,5285	14
8	0,4627	0,4378	0,6953	0,6031	0,5652	8
9	1,0000	1,0000	0,5762	0,8346	0,8252	1
10	0,3806	0,4326	0,7923	0,5240	0,5565	11
11	0,4572	0,4637	0,5345	0,6664	0,5317	12
12	0,4898	0,4632	0,5160	0,5986	0,5182	15
13	0,4266	0,5177	0,3959	0,8371	0,5292	13
14	0,3627	0,3506	0,3631	0,6471	0,4262	17
15	0,6222	0,7908	0,3333	1,0000	0,6491	3
16	0,3333	0,3538	1,0000	0,3648	0,5595	10
17	0,5502	0,6145	0,5759	0,5150	0,5629	9
18	0,3753	0,3333	0,4777	0,3333	0,3905	18

Çizelge 4.41. Amaç fonksiyonunun SGO değerleri

Seviye	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**	**G**
1	-4,09	-5,02	-4,14	-6,19	-5,28	-4,57	-4,92
2	-4,64	-5,03	-5,38	-4,69	-5,17	-4,94	-4,67
3	-4,05	-4,87	-5,40	-4,04	-4,47	-5,41	-5,33
4	-5,43						
5	-5,56						
6	-6,07						
Delta	2,01	0,16	1,27	2,15	0,82	0,84	0,66
Rank	2	7	3	1	5	4	6

Çok amaçlı optimizasyon işleminde elde edilen amaç fonksiyonuna kontrol faktörlerinin etki derecelerini tespit etmek amacıyla Taguchi analizi yapılmış ve sonuç Çizelge 4.41'de

sunulmuştur. Tablodaki $Delta$ ve $Rank$ değerleri incelendiğinde amaç fonksiyonunu en çok etkileyen parametrenin D-türbin verimi olduğu gözükmektedir. Tüm parametrelerin önem sıralaması ise şöyledir: $D - Türbin\ verimi > A - iş\ akışkanı > C - yoğuşturucu\ sıcaklığı > F - aşırı\ kızdırma > E - pompa\ verimi > G - aşırı\ soğutma > B - buharlaştırıcı\ sıcaklığı$.



Şekil 4.45. Kontrol faktörlerinin basit ORÇ sisteminin amaç fonksiyonuna etkisi

Şekil 4.45'te incelenen kontrol faktörlerinin her bir seviyesi için hesaplanan SGO değerlerinin dağılımı verilmiştir. Bu grafikte, her parametrenin maksimum değeri optimum değer olarak belirlenmektedir. Buna göre, kontrol faktörlerinin A3, B3, C1, D3, E3, F1, G2 seviyeleri amaç fonksiyonunu maksimize eden kombinasyondur. Yani, R123 iş akışkanı, 145 ^{o}C buharlaşma sıcaklığı, 25 ^{o}C yoğuşma sıcaklığı, %90 türbin verimi, %90 pompa verimi, 2 ^{o}C aşırı kızdırma ve 5 ^{o}C aşırı soğutma sıcaklığı seçilirse basit ORÇ sisteminin termal verimi $\eta_{th} = \%19{,}08$, ekserji verimi $\eta_{ex} = \%63{,}67$, sistemin toplam maliyeti $\dot{C}_{sis} = 2{,}022\ \$/h$ ve sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti $C_{el} = 0{,}0286\ \$/kWh$ olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.45'te her faktör için SGO'yu minimum yapan seviyeler alındığında ise basit ORÇ sisteminin çıktı sonuçlarını en kötü yapan kombinasyon (A6, B2, C3, D1, E1, F3, G3) elde edilmiş olur. Bu kombinasyonda iş akışkanı R114, buharlaşma sıcaklığı=130 ^{o}C, yoğuşma sıcaklığı=45 ^{o}C, türbin

verimi=%70, pompa verimi=%70, aşırı kızdırma sıcaklığı=10 ^{o}C ve aşırı soğutma sıcaklığı=10 ^{o}C için ise $\eta_{th} = \%8{,}94$, $\eta_{ex} = \%32{,}46$, $\dot{C}_{sis} = 1{,}862\ \$/h$, $C_{el} = 0{,}0543\ \$/kWh$ olarak hesaplanmaktadır.

Taguchi analizinden sonra elde edilen amaç fonksiyonuna ANOVA analizi yapılmış ve sonuçları Çizelge 4.42'de verilmiştir. Buna göre, kontrol faktörleri içerisinde amaç fonksiyonunu en çok etkileyen parametre %36,81 oran ile D-türbin verimi olmuştur. Bunu, %27,67 oran ile A-iş akışkanı takip etmiştir. Diğer parametrelerin sıralaması ise şöyle devam etmektedir: C-yoğuşturucu sıcaklığı, F-aşırı kızdırma, E-pompa verimi, G-aşırı soğutma ve B-buharlaştırıcı sıcaklığı şeklindedir. Taguchi analizi sonuçları ile karşılaştırma yapıldığında, kontrol faktörlerinin amaç fonksiyonu üzerindeki önem sıralamasının bire bir aynı olduğu tespit edilmektedir.

Çizelge 4.42. Amaç fonksiyonu için elde edilen ANOVA sonuçları

Sembol	**Faktör**	**SD**	**SS**	**MS**	**Katkı oranı (%)**
A	İş akışkanı	5	0,045228	0,009046	27,67
B	Buharlaştırıcı sıcaklığı	2	0,002213	0,001106	1,35
C	Yoğuşturucu sıcaklığı	2	0,028075	0,014038	17,18
D	Türbin verimi	2	0,060162	0,030081	36,81
E	Pompa verimi	2	0,009515	0,004757	5,82
F	Aşırı kızdırma	2	0,011401	0,005701	6,98
G	Aşırı soğutma	2	0,006854	0,003427	4,19
Hata		0			
Toplam		17	0,163447		100,00

5. SONUÇ

Yapılan tez çalışmasında dört farklı ORÇ konfigürasyonu (basit ORÇ, İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ) tasarlanmıştır. ORÇ konfigürasyonları için yapılan termodinamik analiz sonuçları aşağıdaki gibidir:

- İncelenen konfigürasyonlar arasında tüm akışkanlar için en düşük η_{th}, η_{ex} ve η_{II} değerleri basit ORÇ için hesaplanmıştır.
- R141b, R123, R245fa, R600, R114 ve R600a akışkanları için yapılan termodinamik analizde ise en iyi performans sonuçları BSI-İID'li ORÇ ile sağlanmıştır.
- Sistemden elde edilen net güç çıkışının ($\dot{W}_{net}$) maksimum değerleri R600 akışkanı ile basit ve İID'li ORÇ ile elde edilirken minimum $\dot{W}_{net}$ değerleri BSI-İID'li ORÇ için hesaplanmıştır.
- Konfigürasyonlar içinde minimum toplam ekserji yıkım oranı ($\dot{EY}_{top}$) BSI-İID'li ORÇ için hesaplanırken maksimum $\dot{EY}_{top}$ basit ORÇ sistemi ile gerçekleşmiştir.
- Analizde buharlaşma sıcaklığının artması ile η_{th}, η_{ex} ve η_{II} parametreleri de artmaktadır. Maksimumdan minimuma sıralaması konfigürasyon bazında şöyledir: BSI-İID'li ORÇ, İID'li ORÇ, BSI'li ORÇ ve basit ORÇ'dir.
- Analizde yoğuşma sıcaklığının artması ile sistemin η_{th}, η_{ex}, η_{II} ve $\dot{W}_{net}$ değerleri tüm konfigürasyonlar için azalmıştır.

İkinci adımda, basit ORÇ sisteminde tüm akışkanlar için ayrı ayrı termoekonomik analiz gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, basit ORÇ sisteminin termoekonomik analizinde en iyi sonuçları veren R600 akışkanı ile termodinamik analizde iyi sonuçlar veren R245fa akışkanları esas alınarak İID'li ORÇ, BSI'lı ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ tasarımları için karşılaştırmalı termoekonomik analiz gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar maddeler halinde aşağıda sunulmuştur.

- Basit ORÇ sistemi için seçilen yedi akışkan arasında maksimum sermaye yatırım maliyeti ($\dot{Z}$) R600 akışkanı ile 1,931 $/h olarak hesaplanırken, minimum değer R114 ile 1,001 $/h olmuştur.
- Basit ORÇ sisteminin komponentleri arasında en yüksek sermaye yatırım maliyeti ($\dot{Z}$) tüm akışkanlar için türbin için hesaplanmıştır.

- Üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) değeri incelendiğinde ise en düşük değer R600 akışkanının kullanılmasıyla 0,02736 $/kWh olarak hesaplanmıştır.
- Minimum AS yaklaşık 1,8 yıl olarak R600 için hesaplanmıştır.
- R245fa ve R600 akışkanları alınarak yapılan karşılaştırmalı termoekonomik analizde toplam sistem maliyeti R600 akışkanı için daha yüksek değere sahip olmasına rağmen C_{el} ve AS R245fa akışkanına göre daha az olmuştur.
- Konfigürasyonlar içinde minimum $\dot{C}_{sis}$ değeri BSI-İID'li ORÇ sistemi için hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla, BSI'lı, basit ve İID'li ORÇ sistemleri takip etmiştir.
- Hem R245fa hem de R600 akışkanı için C_{el} değerinin minimum değeri sırasıyla yaklaşık 0,033 $/kWh ve 0,027 $/kWh olarak basit ORÇ sistemi için hesaplanmıştır. Bu konfigürasyonu sırasıyla, BSI'lı ORÇ, İID'li ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ takip etmiştir.
- Kendini en kısa sürede amorti eden sistem R600 akışkanının kullanıldığı basit ORÇ sistemi olmuştur. En yüksek AS, BSI-İID'li ORÇ sistemi için hesaplanmıştır.

Son aşamada ise basit ORÇ sistemi için maksimum η_{th} ve η_{ex}, minimum toplam $\dot{C}_{sis}$ ve C_{el} hedeflenerek öncelikle Taguchi ve ANOVA istatiksel analiz yöntemleri ile seçilen yedi kontrol faktörünün ayrı ayrı performans çıktıları üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Ayrıca Gri İlişkisel Analiz yöntemi ile kontrol faktörlerinin optimum kombinasyonu elde edilmiş ve Taguchi ve ANOVA analizi yapılmıştır. Termoekonomik optimizasyon sonuçları ise aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Taguchi ve ANOVA analizi sonucunda sistemin termal verimi üzerinde en etkili kontrol faktörü B-buharlaştırıcı sıcaklığı olmuştur. Bunu, D-türbin verimi, A-iş akışkanı, C-yoğuşturucu sıcaklığı, G-aşırı soğutma derecesi, E-pompa verimi ve F-aşırı kızdırma derecesi takip etmiştir.
- D-türbin verimi %41,80 oran ile ekserji verimine etki eden en önemli parametre olmuştur. Bunu, C-yoğuşturucu sıcaklığı (%39,49), A-iş akışkanı (%13,07), B-buharlaştırıcı sıcaklığı (%3,53), E-pompa verimi (%0,81), F-aşırı kızdırma derecesi (%0,81) ve G-aşırı soğutma derecesi (%0,50) takip etmiştir.

- Toplam sistem maliyeti için yapılan analizde en yüksek etkiye sahip kontrol faktörü %76,35 oran ile A-iş akışkanı olmuştur. Bunu sırasıyla, B-buharlaştırıcı sıcaklığı, C-yoğuşturucu sıcaklığı, D-türbin verimi, F-aşırı kızdırma derecesi, E-pompa verimi ve G-aşırı soğutma derecesi takip etmiştir.
- C_{el} değeri için Taguchi ve ANOVA analizi sonuçlarına göre en etkili parametre %72,76 ile A-iş akışkanı olmuştur. Bunu sırasıyla, D-türbin verimi, C-yoğuşturucu sıcaklığı, B-buharlaştırıcı sıcaklığı, E-pompa verimi, G-aşırı soğutma derecesi ve F-aşırı kızdırma derecesi takip etmiştir.
- Gri İlişkisel Analiz sonucunda optimum sonuç 9.deney yani A3-B3-C1-D3-E2-F1-G2 (R123 akışkanı, 145 ^{o}C buharlaşma sıcaklığı, 25 ^{o}C yoğuşma sıcaklığı, %90 türbin verimi, %80 pompa verimi, 2 ^{o}C aşırı kızdırma ve 5 ^{o}C aşırı soğutma) ile elde edilmiştir.
- Amaç fonksiyonuna uygulanan Taguchi ve ANOVA analizi sonucunda en etkili iki parametre %36,81 ve %27,67 oran ile D-türbin verimi ve A-iş akışkanı olmuştur. Diğer parametrelerin sıralaması ise şöyledir: C-yoğuşturucu sıcaklığı, F-aşırı kızdırma, E-pompa verimi, G-aşırı soğutma ve B-buharlaştırıcı sıcaklığıdır.
- Kontrol faktörlerinin A3, B3, C1, D3, E3, F1, G2 seviyeleri amaç fonksiyonunu maksimize eden kombinasyondur. Bu durumda, $\eta_{th} = \%19{,}08$, $\eta_{ex} = \%63{,}67$, $\dot{C}_{sis} = 2{,}022\ \$/h$ ve $C_{el} = 0{,}0286\ \$/kWh$ olarak hesaplanmıştır.
- Yapılan optimizasyon işlemi sonucunda, basit ORÇ sisteminin termal veriminde %26,5 ve ekserji veriminde %18,6 artış sağlanırken ek ilave maliyet artışı %5,9 oranında olmuştur. Üretilen elektriğin birim maliyetindeki azalış ise %10,1 oranındadır.

Yukarıda tez çalışmasında yapılan analiz sonuçları maddeler halinde sunulmuştur. Bu çalışmanın özgün yanları ise şöyledir:

- Dört ORÇ konfigürasyonunun (basit ORÇ, İID'li ORÇ, BSI'li ORÇ ve BSI-İID'li ORÇ) yedi farklı akışkan için termodinamik ve termoekonomik yönden karşılaştırılmasıdır.

- Belirlenen yedi kontrol faktörünün, ORÇ sisteminin hem termodinamik hem de termoekonomik çıktı parametreleri üzerinde ne derece etkili olduğunun belirlenmesi ve parametrelerin önem sıralamasının yapılmasıdır.
- Maksimum termal verim (η_{th}) ve ekserji verimi (η_{ex}), minimum toplam sistem maliyeti ($\dot{C}_{sis}$) ve sistem tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}) hedeflenerek çok amaçlı optimizasyon probleminin Taguchi-Gri İlişkisel Analiz yöntemi ile çözülmesidir.

Bu çalışma ile elde edilen sonuçlar, enerji arzında dışa bağımlı olan ülkemizde düşük sıcaklıktaki kaynaklardan enerji üretimi için hem termodinamik hem de termoekonomik açıdan bir kılavuz niteliği taşımaktadır. Mevcut ya da yeni tesis edilecek bir ORÇ sisteminin hangi çevrim yapısında hangi sonuçları vereceği bu çalışma ışığında tespit edilebilir. Aynı zamanda sistemde kontrolü mümkün olan parametrelerin sistemin çıktı parametreleri üzerindeki etki oranlarına bağlı olarak optimum kombinasyon uygulanabilir.

KAYNAKLAR

Abam, F. I., Ekwe, E. B., Effiom, S. O., & Ndukwu, M. C. (2018). A comparative performance analysis and thermo-sustainability indicators of modified low-heat organic Rankine cycles (ORCs): An exergy-based procedure. *Energy Reports*, 4, 110–118.

Acır, A., Canlı, M.E., Ata, İ., & Çakıroğlu, R. (2017). Parametric optimization of energy and exergy analyses of a novel solar air heater with grey relational analysis. *Applied Thermal Engineerig*, 122, 330-338.

Agromayor, R., & Nord, L. O. (2017). Fluid selection and thermodynamic optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery applications. *Energy Procedia*, 129, 527–534.

Akbari, A.D., & Mahmoudi, S.M.S. (2014). Thermoeconomic analysis & optimization of the combined supercritical CO_2 (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle. *Energy*, 78, 501-512.

Algieri, A., & Morrone, P. (2012). Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical organic Rankine cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district. *Applied Thermal Engineering*, 36, 236-244.

Algieri, A. (2016). Comparative investigation of the performances of subcritical and transcritical biomass-fired ORC systems for micro-scale CHP applications. *Energy Procedia*, 83, 855-862.

Al-Sulaiman F.A., Dincer, I., & Hamdullahpur, F. (2011). Exergy modeling of a new solar driven trigeneration system. *Solar Energy*, 85(9), 2228-2243.

Al-Sulaiman F.A., Dincer, I., & Hamdullahpur, F. (2012). Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle. *Energy*, 45, 975-985.

Al-Sulaiman, F. A., Dincer, I., & Hamdullahpur, F. (2013). Thermoeconomic optimization of three trigeneration systems using organic Rankine cycles: Part II - Applications. *Energy Conversion and Management*, 69, 209–216.

Altun, A. F., & Kilic, M. (2020). Thermodynamic performance evaluation of a geothermal ORC power plant. *Renewable Energy*, 148, 261–274.

Ancona, M.A., Bianchi, M. Branchini, L., De Pascele, A., Melino, F., Orlandini, V., Ottaviano, S., Peratto, A., Pinelli, M., Spina, P.R., & Suman, A. (2016). A micro-ORC energy system: preliminary performance and test bench development. *Energy Procedia*, 101, 814-821.

Andersen, W.C., & Bruno, T.J. (2005). Rapid screening of fluids for chemical stability in organic Rankine cycle applications. *Industrial and Engineering chemistry Research*, 44, 5560-5566.

Anvari, S., Mahian, O., Solomin, E., Wongwises, S., & Desideri, U. (2021). Multi-objective optimization of a proposed multi-generation cycle based on Pareto diagrams: Performance improvement, cost reduction, and CO2 emissions. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 45, 101197.

Asafa, T.B., Bryce, G., Severi, S., Said, S.A.M., & Witvrouw, A. (2013). Multi-response optimization of ultrathin poly-SiGe films characteristics for Nano-ElectroMechanical Systems (NEMS) using the grey-Taguchi technique. *Microelectronic Engineering*. 111, 229-233.

Astolfi, M. & Macchi, E. (Ed.). (2017). Technical options for Organic Rankine Cycle systems: Organic Rankine Cycle Power Systems: Technologies and Applications (s. 67-89). Milan, İtalya, Elsevier Ltd.

Ata, S., Kahraman, A., & Şahin, R. (2020). Prediction and sensitivity analysis under different performance indices of R1234ze ORC with Taguchi's multi-objective optimization. *Case Studies in Thermal Engineering*, 22, 1-14.

Ataei, A., Safari, F., & Choi, J. (2015). Thermodynamic performance analysis of different organic Rankine cycles to generate power from renewable energy resources. *American Journal of Renewable and Sustainable Energy,* 1(2), 31-38.

Auld, A., Berson, A., & Hogg, S. (2013). Organic Rankine cycles in waste heat recovery: a comparative study. *International Journal of Lo-Carbon Technologies*, 8, 9-18.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., & Kaynakli, O. (2020). Multi-objective optimization of parameters affecting ORganic Rankine Cycle perfromance charecteristics with Taguchi-Grey Relational Analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 117, 1-13.

Bao, J., & Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325-342.

Barber-Nichols (2021, Nisan 10). *Organic Rankine cycles*. https://www.barber-nichols.com/products/turbines-power-systems/organic-rankine-cycles/

Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons.

Bou Lawz Ksayer, E. (2011). Design of an ORC system operating with solar heat and producing sanitary hot water. *Energy Procedia*, 6, 389–395.

Boz, B. (2017). A numerical study of waste heat recovery potential of the exhaust gases from a power generation diesel engine. *Master's Thesis*, Energy Engineering, Graduate School of Engineering and Science of İzmir Institute of Technology, İzmir.

Braimakis, K., & Karellas, S. (2017). Integrated thermoeconomic optimization of standard and regenerative ORC for different heat source types and capacities. *Energy*, 121, 570–598.

Braimakis, K., & Karellas, S. (2018). Energetic optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) configurations. *Energy Conversion and Management*, 159, 353–370.

Branchini, L., Pascale, A.D., & Peretto, A. (2013). Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes. *Applied Thermal Engineering*, 61, 129-140.

Bronicki, L.Y. (2017). History of organic Rankine cycle systems: Organic Rankine Cycle Power Systems: Technologies and Applications (s. 25-66). Milan, İtalya, Elsevier Ltd.

Bronicki, L.Y., Lev-Er, J., & Porat, Y. (1980). *Large solar power plants based on solar ponds*. I11th World Energy Council Conference, Münih-Almanya.

Chamoli, S., Yu, P., & Kumar, A. (2016). Multi-response optimization of geometric and flow parameters in a heat exchanger tube with perforated disk inserts by Taguchi grey relational analysis. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1339-1350.

Chen, H., Goswami, D.Y., & Stefanakos, E.K. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*,14, 3059-3067.

Chen, M., Guo, X., Tan, G., & Fang, Z. (2017). Thermodynamic analysis and fluid selection for hydraulic retarder waste heat organic Rankine cycle. *Environmental Progress and Sustainable Energy*, 36, 548-556.

Chen, Y., Lundqvist, P., Johansson, A., & Platell, P. (2006). A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 26, 2142-2147.

Chintala, V., Kumar, S., & Pandey, J.K. (2018). A technical review on waste heat recovery from compression ignition engines using organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 493-509.

Coolprop. (2017, Mart 02). *Pure and Pseudo-Pure fluid properties*. http://coolprop.org/fluid_ properties/PurePseudoPure.html

Çengel, Y. A., Wood, B., & Dincer, I. (2002). Is bigger thermodynamically better? *Exergy*, 2(2), 62–68.

Çengel, Y.A., & Boles, M.A. (2012). Termodinamik, mühendislik yaklaşımıyla. İzmir, Türkiye, Güven Kitabevi.

Dai, Y., Wang, J., & Gao, L. (2009). Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management,* 50, 576-582.

Desai, N. B., & Bandyopadhyay, S. (2009). Process integration of organic Rankine cycle. *Energy,* 34, 1674-1686.

Dincer, I., & Rosen, M.A. (2013). Exergy, energy, environment and sustainable development. Oxford, UK, Elsevier Ltd.

Drescher, U., & Bruggemann, D. (2007). Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering,* 27, 223-228.

El-Emam, R.S., & Dincer, I. (2013). Exergy and exergoeconomic analyses and optimization of geothermal organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering,* 59, 435-444.

Ergün, A. (2004). *Organik Rankine çevrimi prensibine göre çalışan bir jeotermal elektrik santralinin termoekonomik analizi* (Doktora Tezi) KÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Karabük.

Etemoglu, A. B. (2013). Thermodynamic investigation of low-temperature industrial waste-heat recovery in combined heat and power generation systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer,* 42, 82–88.

Exergy. (2021, Nisan). *Örnek uygulamalar.* https://www.exergy-orc.com/tr/referanslar/rnek-uygulamalar/jeotermal-cases/greeneco

Eyidogan, M., Kilic, F. C., Kaya, D., Ozkaymak, M., Coban, V., & Cagman, S. (2016). Energy and exergy analysis of an organic Rankine cycle in a biomass-based forest products manufacturing plant. *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*, 24(6), 5100–5112.

Feng, Y., Zhang, Y., Li, B., Yang, J., & Shi, Y. (2015). Comparison between regenerative organic Rankine cycle (RORC) and basic organic Rankine cycle (BORC) based on thermoeconomic multi-objective optimization considering exergy efficiency and levelized energy cost (LEC). *Energy Conversion and Management,* 96, 58-71.

Findlay, W.S. (1934). Some suggestions for diphenyl heat engines. *The Power Engineer*, 29 (336), 89-91.

Freeman, J., Guarracino, I., Kalogirou, S. A., & Markides, C. N. (2017). A small-scale solar organic Rankine cycle combined heat and power system with integrated thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering*, 127, 1543–1554.

Fu, B. R., Lee, Y. R., & Hsieh, J. C. (2015). Design, construction, and preliminary results of a 250-kW organic Rankine cycle system. *Applied Thermal Engineering*, 80, 339–346.

Ganjehkaviri, A., & Jaafar, M.N.M. (2014). Energy analysis and multi-objective optimization of an internal combustion engine-based CHP system for heat recovery. *Entropy*, 16, 5633-5653.

Garcia, R.F. (2012). Efficiency enhancement of combined cycles by suitable working fluids and operating conditions. *Applied Thermal Engineering*, 42, 25-33.
Gökgedik, H., Yürüsoy, M., & Keçebaş, A. (2016). Improvement potential of a real geothermal power plant using advanced exergy analysis. *Energy*, 112, 254-263.

Guo-Yan, Z., En, W., & Shan-Tung, T. (2008). Techno-economic study on compact heat exchangers. *International Journal of Energy Research*, 32,1119-1127.

Günaydın, İ. (2016). 1*,5 kW gücünde organik Rankine çevriminin parametrik tasarımı, termodinamik analizi, prototip imalatı ve testi* (Yüksek Lisans Tezi). KÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Anabilim Dalı, Kırıkkale.

Hajabdollahi, H., Ganjehkaviri, A., & Jaafar, M. (2015). Thermo-economic optimization of RSORC (regenerative solar organic Rankine cycle) considering hourly analysis. *Energy*, 87, 369-380.

He, M., Zhang, X., Zeng, K., & Gao, K. 2011. A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine. *Energy*, 36(12), 6821-6829.

Heberle, F., & Brüggemann, D. (2010). Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation. *Applied Thermal Engineering*, 30(11–12), 1326–1332.

Hettiarachchia, H.D.M., Golubovica, M., Woreka, W.M., & Ikegamib, Y. (2007). Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, 32, 1698-1706.

Hung, T.C., Shai, T.Y., & Wang, S.K. (1997). A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*, 22(7), 661-667.

Hung, T. C., Wang, S. K., Kuo, C. H., Pei, B. S., & Tsai, K. F. (2010). A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. *Energy*, 35(3), 1403–1411.

Imran, M., Park, B., Kim, H., Lee, D., & Usman, M. (2014). Thermo-economic optimization of Regenerative organic Rankine cycle for waste heat recovery applications. *Energy Conversion and Management*, 87, 107-118.

Javanshir, N., Seyed Mahmoudi, S. M., & Rosen, M. A. (2019). Thermodynamic and Exergoeconomic Analyses of a Novel Combined Cycle Comprised of Vapor-Compression Refrigeration and Organic Rankine Cycles. *Sustainability*, 11(12), 3374.

Jing, L., Gang, P., & Jie, J. (2010). Optimization of low temperature solar thermal electric generation with organic Rankine cycle in different areas. *Applied Energy*, 87, 3355–3365.

Jokinen, T., Larjola, J., & Mikhaltsev, I. (1998). Power unit for research submersible. In: ElecShip 98. *International Conference on Electric Ship*, 114-118.

Kakac, S., (1991). Boilers, Evaporators and Condensers. Wiley & Sons.

Kang, Z., Zhu, J., Lu, X., Li, T., & Wu, X. (2015). Parametric optimization and performance analysis of zeotropic mixtures for an organic Rankine cycle driven by low-medium temperature geothermal fluids. *Applied Thermal Engineering*, 89, 323-331.

Karellas, S., & Braimakis, K. (2016). Energy–exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC–VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power. *Energy Conversion and Management*, 107, 103-113.

Karimi, S., & Mansouri, S. (2018). A comparative profitability study of geothermal electricity production in developed and developing countries: Exergoeconomic analysis and optimization of different ORC configurations. *Renewable Energy*, 115, 600-619.

Kaska, Ö. (2014). Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry. *Energy Conversion and Management*, 77, 108-117.

Kermani, M., Wallerand, A. S., Kantor, I. D., & Maréchal, F. (2018). Generic superstructure synthesis of organic Rankine cycles for waste heat recovery in industrial processes. *Applied Energy*, 212, 1203–1225.

Khaljani, M., Khoshbakhti, S., & Bahlouli, K. (2015). Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 97, 154-165.

Kumar, T.B., Panda, A., Sharma, G.K., Johar, A.K. Kar, S.K., & Boolchandani, D. (2020). Taguchi DoE and ANOVA: A systematic perspective for performance optimization of cross-coupled channel length modulation OTA. *International Journal of Electronics and Communications*, 116, 1-10.

Lai, N.A., Wendland, M., & Fischer, J. (2011). Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 36, 199-211.

Larjola, J. (1995). Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). *International Journal of Production Economics*, 41, 227-235.

Lecompte, S., Huisseune, H., De Schampheleire S., & De Paepe, M. (2012, July 16-18). *Optimization of waste heat recovery using an ORC in a large retail company*. 9 th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Malta.

Lecompte, S., Huisseune, H., Van Den Broek M., Vanslambrouck, B., & De Paepe, M. (2015). Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 448-461.

Li, B.-T., Chien, K.-H., Wang, & C.-C. (2004). Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, 29(8), 1207-1217.

Li, T., Meng, N., Liu, J., Zhu, J., & Kong, X. (2019). Thermodynamic and economic evaluation of the organic Rankine cycle (ORC) and two-stage series organic Rankine cycle (TSORC) for flue gas heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 183, 816-829.

Li, X., Li, X., & Zhang, Q. (2013) The first and second law analysis on an organic Rankine cycle with ejector. *Solar Energy*, 93,100-108.

Li, Y.R., Du, M.T., Wu, C.M., Wu, S.Y., & Liu, C. (2014). Economical evaluation and optimization of subcritical organic Rankine cycle based on temperature matching analysis. *Energy*, 68, 238-247.

Liu, B.T., Chien, K.H., & Wang, C.C. (2004). Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, 29, 1207-1217.

Long, R., Bao, Y.J., Huang, X.M., & Liu, W. (2014). Exergy analysis and working fluid selection of organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery. *Energy*, 73, 475-483.

Mago, P.J., Chamra, L.M., Srinivasan, K., & Somayaji, C. (2008). An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*, 28, 998-1007.

Mago, P.J., & Luck, R. (2012). Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery from a microturbine using organic Rankine cycles. *International Journal of Energy Research*, 37, 888-898.

Meinel, D., Wieland, C., & Spliethoff, H. (2014a). Economic comparison of ORC (Organic Rankine cycle) processes at different scales. *Energy*, 74, 694–706.

Meinel, D., Wieland, C., & Spliethoff, H. (2014b). Effect and comparison of different working fluids on a two-stage organic rankine cycle (ORC) concept. *Applied Thermal Engineering*, 63(1), 246–253.

Meyer, D., Wong, C., Engel, F., Krumdieck, S. (2013, November 17-20). *Design and built of a 1 kilowatt organic Rankine cycle power generator*. 35th New Zealand Geothermal Workshop: 2013 Proceedings, Rotorua, New Zealand.

Mohammadi, K., Ellingwood, K., & Powell, K. (2020). A novel triple power cycle featuring a gas türbine cycle with supercritical carbon dioxide and organic Rankine

cycles: Thermodynamic analysis and optimization. *Energy Conversion and Management,* 220, 113-123.

Mohammadkhani, F., Shokati, N., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M., & Rosen, M. A. (2014). Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles. *Energy,* 65, 533–543.

Moharamian, A., Soltani, S., Rosen, M.A., & Mahmoudi, S.M.S. (2017). A comparative thermoeconomic evaluation of three biomass and biomass-natural gas fired combined cycles using organic Rankine cycles. *Journal of Cleaner production,* 161, 524-544.

Nouman, J. (2012). *Comprative studies and analyses of working fluids for Organic Rankine Cycles-ORC* (Yüksek Lisans Tezi). KTH. School of Industrial Engineering and Management, Division of Thermodynamics and Refrigeration, Stockholm.

Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H., & Riffat, S.B. (2012) Experimental investigation of a biomass- fired ORC-based micro-CHP for domestic applications. *Fuel,* 96, 374-382.

Ormat. (2021, Nisan 11). *Küresel projeler*. https://www.ormat.com/tr/ projects/all /main/?Country=Turkey&Seg=0&Tech=6

Ozdemir Kucuk, E., & Kilic, M. (2018). Simulation and thermodynamic analysis of a regenerative and recuperative organic Rankine cycle. *Bulgarian Chemical Communications*, 50, 86-95.

Ozdemir, E., & Kilic, M. (2018). Thermodynamic analysis of basic and regenerative organic Rankine cycles using dry fluids from waste heat recovery. *Journal of Thermal Engineering*, 4 (5), 2381-2393.

Ozdemir, E., & Kilic, M. (2017). Energy and exergy analysis of Organic Rankine cycle using diffrent working fluids from waste heat recovery. *International Journal of Environmental Trends (IJENT),* 1(1), 32-45.

Özahi, E., Tozlu, A., & Abuşoğlu, A. (2018). Thermoeconomic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) adapted to an existing solid waste power plant. *Energy Conversion and Management*, 168, 308–319.

Özdemir Küçük, E., & Kiliç, M. (2021). Comparative performance analysis of ORC-VCRC combines systems based on refrigerant selection. *Science and Technology for the Built Environment,* 27, 70-84.

Özden, H., & Paul, D. (2011, Nisan 13-16). *Organik Rankine çevrim teknolojisiyle düşük sıcaklıktaki kaynaktan faydalanılarak elektrik üretimi. Örnek Çalışma: Sarayköy Jeotermal Santrali*. 10. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Türkiye.

Park, B.S., Usman, M., Imran, M., & Pesyridis, A. (2018). Review of organic Rankine cycle experimental data trends. *Energy Conversion and Management,* 173, 679-691.

Patil, V. R., Biradar, V. I., Shreyas, R., Garg, P., Orosz, M. S., Thirumalai, N. C. (2017). Techno-economic comparison of solar organic Rankine cycle (ORC) and photovoltaic (PV) systems with energy storage. *Renewable Energy*, 113, 1250–1260.

Pulyaev, S., Akgöz, O., & Çetin, B. (2013, Eylül 9-12). *Enerji santrallerinde organik Rankine çevrimi kullanarak atık ısının geri kazanımı*. 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Samsun, Türkiye.

Qiu, K., & Hayden, A.C.S. (2012). Integrated thermoelectric and organic Rankine cycles for micro-CHP systems. *Applied Energy*, 97, 667-672.

Quoilin, S., Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P., & Lemort, V. (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 22, 168-186

Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B. F., & Lemort, V. (2011). Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 31, 2885-2893.

Rashwan, S. S., Dincer, I., & Mohany, A. (2019). Analysis and assessment of cascaded closed loop type organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 184, 416-426.

Rayegan, R., & Tao, Y.X. (2011). A procedure to select working fluids for solar organic Rankine cycles (ORCs). *Renewable Energy,* 36, 659-670.

Rentizelas, A., Karellas, S., Kakaras, E., & Tatsiopoulas, I. (2009). Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications. *Energy Conversion and Management,* 50(3), 674-681.

Roy, J.P., Mishra, M.K., & Misra, A. (2011). Parametric optimization and performance analysis of a regenerative organic Rankine cycle using low-grade waste heat for power generation. *Intenational Journal of Green Energy*, 8, 173-196.

Roy, J.P., Mishra, M.K., & Misra, A. (2011). Performance analysis of an organic Rankine cycle with superheating under different heat source temperature conditions. *Applied Energy,* 88, 2995-3004.

Safarian, S., & Aramoun, F. (2015). Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy Reports*, 1, 1–7.

Sahin, B. (2007). A Taguchi approach for determination of optimum design parameters for a heat exchanger having circular-cross sectional pin fins. *Heat Mass Transfer*, 43, 493-502.

Sahu, S., Ali, J., Yupapin, P., & Singh, G. (2019). Effectiveness of taguchi method for the optimization of narrowband optical filters based on grating waveguides. *Microsyst Technology*, 25(3), 789-95.

Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32, 1210-1221.

Shah, Z. A., Zheng, Q., Mehdi, G., Malik, A., Ahmad, N., Chanido, M. B., & Waqas, M. (2020, January 29-30). *Energy and exergy analysis of Regenerative organic Rankine cycle with different organic working fluids*. 3rd International Conference on Computing, Mathematics and Engineering Technologies: Idea to Innovation for Building the Knowledge Economy (iCoMET 2020), Sindh, Paksitan.

Shokati, N., Ranjbar, F., & Yari, M. (2015). Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study. *Renewable Energy*, 83, 527–542.

Sun, W., Yue, X., & Wang, Y. (2017). Exergy efficiency analysis of ORC (Organic Rankine Cycle) and ORC-based combined cycles driven by low-temperature waste heat. *Energy Conversion and Management*, 135, 63–73.

Taljan, G., Verbič, G., Pantoš, M., Sakulin, M., & Fickert, L. (2012). Optimal sizing of biomass- fired organic Rankine cycle CHP system with heat storage. *Renewable Energy*, 41, 29-38.

Tchanche, B.F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., & Papadakis, G. (2010). Exergy analysis of micro-organic Rankine power cycles for a small scale solar driven reverse osmosis desalination system. *Applied Energy*, 87(4), 1295-1306.

Tchanche, B.F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., & Papadakis, G. (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles-a review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 3963-3979.

Tchanche, B.F., Papadakis, G., Lambrinos, G., & Frangoudakis, A. (2009). Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29, 2468-2476.

Tchanche, B. F., Pétrissans, M., & Papadakis, G. (2014). Heat resources and organic Rankine cycle machines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, 1185-1199.

Tozlu, A., Özahi, E., & Abuşoğlu, A. (2018). Thermodynamic and thermoeconomic analyses of an organic Rankine cycle adapted gas turbine cycle using S-CO_2. Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 33(3), 917–928.

Turboden. (2019, Mayıs 24). *Türkiye'deki proje hikayelerimiz*. https://www.turboden.com/turboden-orc-technology/1062/the -orc-technology

Vasantharaj, K., Jerold, M., Deepanraj, B., & Velan, M. (2017). Assessment of a sulfidogenic system utilizing microalgal biomass of Chlorella pyrenoidosa as an electron donor: Taguchi based grey relational analysis. *International Journal of Hydrogen Energy*. 42, 26545-26554.

Vikas, R.P., Biradar, V.I., Shreyas, R., Garg, P., Orosz, S., & Thirumalai, N.C. (2017). Techno-economic comparison of solar organic Rankine cycle (ORC) and photovoltaic (PV) systems with energy storage. *Renewable Energy*, 113, 1250-1260.

Vikipedi. (2019, Mart 15). *Naphtha launch*. https://en.wikipedia.org/ wiki/ Naphtha_launch#Naphtha_engine

Vivian, J., Manente, G., & Lazzaretto, A. (2015). A general framework to select working fluidand configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources. *Applied Energy*, 156, 727–746.

Wang, D., Ling, X., & Peng, H. (2012). Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 48, 63-71.

Wang, H., Peterson, R., Harada, K., Miller, E., Ingram-Goble, R., Fisher, L., Yih, J., & Ward, C. (2011). Performance of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for heat activated cooling. *Energy*, 36(1), 447-58.

Wang, L., Roskilly, A.P., & Wang, R. (2014). Solar powered cascading cogeneration cycle with ORC and adsorption technology for electricit and refrigeration. Heat Transfer Engineering, 35: 1028-1034.

Wang, L., Zhang, R., Jiang, Y. (2018, November 12-18). *Analysis of waste heat recovery of power plant thermal system based on organic Rankine cycle*. 5 th International Conference on Systems and Informatics (ICSAI 2018), Jiangsu, Çin.

Wang, Z.Q., Zhou, N.J., Guo, J., & Wang, X.Y. (2012). Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat. *Energy*, 40, 107-115.

Wei, D., Lu, X., Lu, Z., & Gu, J. (2007). Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 48, 1113–1119.

Yamamoto, T., Furuhata, T., Arai, N., & Mori, K. (2001). Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy*, 26, 239-251.

Yamankaradeniz, R., Yamankaradeniz, N., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., & Pulat, E. (2014). Mühendisler için termodinamiğin esasları. Dora Basım Yayın Dağıtım Ltd. Şti., Bursa, Türkiye.

Yan, J., & Li., L. (2013). Multi-objective optimization of milling parameters e the trade-offs between energy, production rate and cutting quality. *Journal of Cleaner Production*, 52, 462-471.

Yang, M.H., & Yeh, R.H. (2014). Analysis of optimization in an OTEC plant using organic Rankine cycle. *Renewable Energy,* 68, 25-34.

Yari, M., & Mahmoudi, S.M.S. (2010). Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering,* 30 (4), 366-375.

Zare, V. (2015). A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. *Energy Conversion and Management,* 105, 127-138.

Zare, V., Mahmoudi, S. M. S., & Yari, M. (2013). An exergoeconomic investigation of waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) employing an ammonia-water power/cooling cycle. *Energy*, 61, 397–409.

Zhang, S.J., Wang, H.X., & Guo. T. (2011). Performance comparison and parametric optimization of subcritical organic Rankine cycle and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Applied Energy,* 88, 2740-2754.

Zhang, X., Wu, L., Wang, X., & Ju, G. (2016). Comparative study of waste heat steam SRC, ORC, and S-ORC power generation systems in medium-low temperature. *Applied Thermal Engineering,* 106, 1427-1439.

Zhao, M., Wei, M., Song, P., Liu, Z., & Wang, Z. (2017). Effects of the ORC operating conditions on the engine performance for an engine-ORC combined system. *Energy Procedia*, 105, 662-667.

Zhao, P., Wang, J., Gao, L., & Dai, Y. (2012). Parametric analysis of a hybrid power system using organic Rankine cycle to recover waste heat from proton exchange membrane fuel cell. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(4), 3382-3391.

Zhu, Q., Sun, Z., & Zhou, J. (2015). Performance analysis of organic Rankine cycles using different working fluids. *Thermal Science*, 19, 179-191.