

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÜŞÜK SICAKLIKLI ISI KULLANIMIYLA ORGANİK
RANKİNE ÇEVİRİMİ VE KISMİ BUHARLAŞTIRMALI
ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ GÜÇ SİSTEMLERİNİN
ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

Taha AYDIN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enerji Teknolojileri Anabilim Dalı

Enerji Programı

Danışman

Doç. Dr. Hadi GENCELİ

Eş Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Parisa HEİDARNEJAD

Ocak, 2023

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÜŞÜK SICAKLIKLI ISI KULLANIMIYLA ORGANİK RANKİNE
ÇEVİRİMİ VE KISMİ BUHARLAŞTIRMALI ORGANİK RANKİNE
ÇEVİRİMİ GÜÇ SİSTEMLERİNİN ANALİZİ VE
OPTİMİZASYONU**

Taha AYDIN tarafından hazırlanan tez çalışması 15.02.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Teknolojileri Anabilim Dalı, Enerji Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Hadi GENCELİ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Parisa HEİDARNEJAD
İstanbul Gedik Üniversitesi
Eş-Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Hadi GENCELİ, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Zehra YUMURTACI, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Oğuz Emrah TURGUT

Bakırçay Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Hadi GENCELİ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Düşük Sıcaklıklı Isı Kullanımıyla Organik Rankine Çevrimi ve Kısmi Buharlaştırılmalı Organik Rankine Çevrimi Güç Sistemlerinin Analizi ve Optimizasyonu başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Taha AYDIN

İmza



Aileme
ve
çok değerli dostlarıma

TEŞEKKÜR

Bu çalışmamın gerçekleşmesinde değerli bilgilerini paylaşan, yardımlarını esirgemeyen saygıdeğer hocam Doç. Dr. Hadi Genceli'ye ve kıymetli destekleri için Dr. Öğr. Üyesi Parisa Heidarnejad'a teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek lisans eğitimim süresince her zaman manevi destekleriyle yanımda olan sevgili eşim Amine Çelik Aydın'a sonsuz teşekkür ederim.

Taha AYDIN



İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xii
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
2 KLASİK RANKİNE ÇEVİRİMİ	2
2.1 Klasik Rankine Çevrimi Çalışma Prensibi.....	2
3 ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ	4
3.1 Organik Rankine Çevrimi ve Klasik Rankine Çevrimi Arasındaki Farklar .	4
3.2 Organik Rankine Çevriminin Tarihçesi	5
3.3 ORÇ Ana Bileşenleri.....	6
3.3.1 Isı Kaynağı.....	6
3.3.2 ORÇ Evaporatörü	6
3.3.3 ORÇ Türbini (Genişletici)	6
3.3.4 Pompa	7
3.3.5 Jeneratör.....	7
3.3.6 Kondenser	7
3.4 Sistemin Çalışma Prensibi.....	7
3.5 Organik Rankine Çevriminin Uygulamaları	10
3.5.1 Jeotermal Enerji Kaynaklı ORÇ	10
3.5.2 Güneş Enerjisi Kaynaklı ORÇ.....	11
3.5.3 Biyokütle Enerji Kaynaklı ORÇ.....	13
3.6 ORÇ Sisteminde Kullanılan Akışkanlar	14
3.7 Organik Rankine Çevrimi Mimarileri.....	18
3.7.1 Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi	18
3.7.2 Trilateral Flaş Çevrimi.....	19
3.8 ORÇ ile İlgili Literatürdeki Çalışmalar	23
4 KISMİ BUHARLAŞTIRMALI ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ	26
4.1 Kısmi Buharlaştırılmalı Organik Rankine Çevrimi	26

4.2 KB-ORÇ Çalışma Prensipleri	28
4.3 ORÇ ile KB-ORÇ Arasındaki Farklar	28
4.4 KB-ORÇ ile İlgili Literatürdeki Çalışmalar.....	29
5 TERMODİNAMİK ANALİZ	31
5.1 Termodinamik Analiz	31
5.2 Kütle Dengesi.....	31
5.3 Enerji Dengesi.....	32
5.4 Ekserji Dengesi.....	33
6 TERMOEKONOMİK ANALİZ	35
6.1 Termoekonomik Analiz.....	35
6.2 Termoekonomi Performans Kriteri.....	37
6.3 ORÇ ve KB-ORÇ Bileşenlerinin Enerji, Ekserji ve Maliyet Analizi.....	39
6.4 Isı Değiştiricisi Modelleme.....	40
7 ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYON	43
7.1 Termoekonomi Performans Kriteri.....	43
8 SONUÇLAR VE TARTIŞMA	45
8.1 ORÇ ve KB-ORÇ'nin Tasarım Parametreleri	45
8.2 ORÇ için Yoğuşturucu Sıcaklığında Parametrik Analiz.....	45
8.2.1 Ekserji ve Isıl Verim.....	45
8.2.2 Net Güç ve Yoğuşturucu Isısı.....	46
8.3 ORÇ için Buharlaştırıcı Sıcaklığında Parametrik Analiz.....	47
8.3.1 Ekserji ve Isıl Verim.....	47
8.3.2 Net Güç ve Buharlaştırıcı Isısı.....	49
8.4 KB-ORÇ için Yoğuşturucu Sıcaklığında Parametrik Analiz.....	50
8.4.1 Ekserji ve Isıl Verim.....	50
8.4.2 Net Güç ve Yoğuşturucu Isısı.....	51
8.5 KB-ORÇ için Buharlaştırıcı Sıcaklığında Parametrik Analiz.....	52
8.5.1 Ekserji ve Isıl Verim.....	52
8.5.2 Net Güç ve Buharlaştırıcı Isısı.....	53
8.6 ORÇ ve KB-ORÇ'nin Termodinamik Performans Karşılaştırması.....	55
8.7 ORÇ ve KB-ORÇ'nin Termoekonomik Performansı.....	59
8.8 Optimizasyon Sonuçları.....	63
9 SONUÇ	66
9.1 Sonuç ve Öneriler.....	66

KAYNAKÇA

68

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

76



SİMGE LİSTESİ

r_k	Bağıl maliyet farkı (%)
P	Basınç (kPa)
$\dot{Z}^{CI}$	Başlangıç yatırım maliyeti
c	Birim ekserji maliyeti (\$/GJ)
$\dot{E}$	Birim zamandaki enerji(kW)
$\dot{E}_x$	Ekserji (kW)
f_k	Ekserjiekonomik faktör
$\dot{C}_D$	Ekserji kayıp maliyeti (\$/h)
$\dot{C}$	Ekserji maliyeti (\$/h)
η_{ex}	Ekserji verimliliği
h	Entalpi (kJ/kg)
s	Entropi (kJ/kg K)
i	Faiz oranı
$\dot{W}$	Güç (kW)
$\dot{V}$	Hacimsel debi (m ³ /s)
$\dot{Q}$	Isı (kW)
U	Isı transfer hızı
η_{th}	Isıl verim
ΔU	İç enerji değişimi
$\dot{Z}^{OM}$	İşletme bakım ve onarım maliyeti
φ	İşletme ve bakım maliyeti faktörü
x	Kuruluk derecesi
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg/s)
Nu	Nusselt sayısı
Z_k	Satın alınan ekipman maliyeti
T	Sıcaklık (°C)
N	Sistemin bir yıldaki çalışma süresi
AS	Sistemin geri ödeme süresi
n	Sistemin ömrü

$\dot{C}_{el}$	Üretilen elektriğin birim maliyeti (\$/kWh)
$\dot{Z}$	Yatırımın yıllık değeri
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)



KISALTMA LİSTESİ

IKEK	Isı kaynağının ekserji kullanımı
IKK	Isı kaynağı kullanımı
KB-ORÇ	Kısmi buharlaştırmalı organik Rankine çevrimi
ORÇ	Organik Rankine çevrimi
PDORÇ	Paralel çift buharlaştırmalı organik Rankine çevrimi



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Klasik Rankine Çevrimi	3
Şekil 2.2	Klasik Rankine çevrimi T-s diyagramı	3
Şekil 3.1	Organik Rankine Çevrimi Şematik Gösterimi	8
Şekil 3.2	Organik akışkanların T-s diyagramında gösterimi (a: kuru b: izentropik c: ıslak).....	9
Şekil 3.3	ORÇ sisteminin çeşitli ısı kaynaklarında kullanımı	10
Şekil 3.4	Jeotermal Enerji kaynaklı ORÇ.....	11
Şekil 3.5	Hibrit solar-jeotermal ORÇ sistemi.....	12
Şekil 3.6	Güneş çanaklı ORÇ sistemi.....	13
Şekil 3.7	Biyokütle kaynaklı kojenerasyon ORÇ sisteminin çalışma diyagramı ..	14
Şekil 3.8	Su ve birkaç organik akışkanın T-s diyagramı	18
Şekil 3.9	Rejeneratif Organik Rankine çevrimi.....	19
Şekil 3.10	Trilateral flaş çevrimi şeması ve T-s diyagramı	20
Şekil 3.11	TLC-ORÇ Birleşik güç sistemi	22
Şekil 3.12	TRC-ORÇ sistemi T-s diyagramı.....	22
Şekil 4.1	Kısmi Buharlaştırmalı Organik Rankine Çevrimi.....	27
Şekil 4.2	KB-ORÇ T-s diyagramı	27
Şekil 8.1	ORÇ'nin yoğusturucu sıcaklığına göre ısı ve ekserji verimliliği değişim grafiği.....	46
Şekil 8.2	ORÇ'nin yoğusturucu sıcaklığına göre yoğusturucu ısı ve net güç çıkışı değişim grafiği	47
Şekil 8.3	ORÇ'nin buharlaştırıcı sıcaklığına göre ısı ve ekserji verimliliği değişim grafiği	48
Şekil 8.4	ORÇ'nin buharlaştırıcı sıcaklığına göre yoğusturucu ısı ve net güç çıkışı değişim grafiği	49
Şekil 8.5	KB-ORÇ'nin yoğusturucu sıcaklığına göre ısı ve ekserji verimliliği değişim grafiği	51
Şekil 8.6	KB-ORÇ'nin yoğusturucu sıcaklığına göre yoğusturucu ısı ve net güç çıkışı değişim grafiği	52
Şekil 8.7	KB-ORÇ'nin buharlaştırıcı sıcaklığına göre ısı ve ekserji verimliliği değişim grafiği	53
Şekil 8.8	KB-ORÇ'nin buharlaştırıcı sıcaklığına göre yoğusturucu ısı ve net güç çıkışı değişim grafiği	54

Şekil 8.9 ORÇ ve KB-ORÇ'nin ısı kaynağı sıcaklığına bağlı olarak ekserji verimliliği ve ısı kaynağının kullanımının değişimi	56
Şekil 8.10 ORÇ ve KB-ORÇ'nin buharlaşma basıncına karşı ekserji verimliliği ve ısı kaynağı kullanımındaki değişimi	57
Şekil 8.11 KB-ORÇ'nin buhar kalitesine bağlı olarak ekserji verimliliği ve ısı kaynağı kullanımındaki değişim	58
Şekil 8.12 ORÇ ve KB-ORÇ'nin yoğunlaştırıcı sıcaklığına karşı ısı kaynağı kullanımındaki değişimi	59
Şekil 8.13 ORÇ ve KB-ORÇ'nin üretilen güç başına ortalama ekserji birim maliyetinin ısı kaynağı sıcaklığına karşı değişimi	60
Şekil 8.14 ORÇ ve KB-ORÇ'nin üretilen güç başına ortalama ekserji birim maliyetinin buharlaşma basıncına karşı değişimi	61
Şekil 8.15 ORÇ için Pareto sınırları	65
Şekil 8.16 KB-ORÇ için Pareto sınırları	65

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 Bazı organik akışkanların termodinamik özelliği	16
Tablo 3.2 ORÇ sisteminde kullanılan bazı akışkanlar	17
Tablo 6.1 ORÇ ve KB-ORÇ sisteminin enerji, ekserji ve maliyet denklemleri ...	40
Tablo 7.1 Tasarım değişkenleri ve değişim aralıkları	43
Tablo 8.1 ORÇ ve KB-ORÇ'nin tasarım parametreleri	45
Tablo 8.2 ORÇ sisteminde çalışılan noktalarda değer analizi	50
Tablo 8.3 KB-ORÇ sisteminde çalışılan noktalarda değer analizi	54
Tablo 8.4 ORÇ sisteminde çalışılan noktalarda maliyet değer analizi	61
Tablo 8.5 KB-ORÇ sisteminde çalışılan noktalarda maliyet değer analizi	62
Tablo 8.6 R1233zd(E) akışkanı için ORÇ termoekonomik sonuçları	62
Tablo 8.7 R1233zd(E) akışkanı için KB-ORÇ termoekonomik sonuçları	63
Tablo 8.8 Önerilen sistem optimizasyonunun amaç fonksiyonu ile elde edilen sonuçları	64

Düşük Sıcaklıklı Isı Kullanımıyla Organik Rankine Çevrimi ve Kısmi Buharlaştırılmalı Organik Rankine Çevrimi Güç Sistemlerinin Analizi ve Optimizasyonu

Taha AYDIN

Enerji Teknolojileri Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Hadi GENCELİ

Eş-Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Parisa HEİDARNEJAD

Bu tez çalışması, organik Rankine çevrimi (ORÇ) ile kısmi buharlaştırılmış organik Rankine çevriminin (KB-ORÇ) karşılaştırmalı termodinamik ve termoekonomik analizini içermekte olup, bu iki farklı konfigürasyonun çok amaçlı optimizasyonu üzerine yapılan bir çalışmayı kapsamaktadır. ORÇ ve KB-ORÇ sistemleri için çeşitli tasarım parametreleri kullanılarak parametrik incelemeler gerçekleştirilmiştir. Ardından; sistemler en yüksek net çıkış gücü elde etme ve en düşük ürün maliyetini sağlama amacıyla çok amaçlı optimizasyon prosedürlerine tabi tutulmuştur. Bu optimizasyon süreci MATLAB yazılımının kullanımıyla kolaylaştırılmıştır.

Bu araştırmada termodinamik ve termoekonomik denklemlerin çözümünde Engineering Equation Solver (EES) programından faydalanılmıştır. Yapılan analiz ve hesaplamalar da R1233zd(E) akışkanı için KB-ORÇ sisteminin ORÇ sistemine göre belirgin bir üstünlüğünü ortaya koymakta olup, enerji verimliliği açısından yaklaşık %43,62'ye varan önemli bir iyileştirme sağladığını göstermektedir. Ayrıca, KB-ORÇ sistemi, buharlaştırıcı ve

yoğuşturucu sıcaklıklarında ekserji verimi açısından ORÇ sistemine göre yaklaşık %20 daha yüksek bir verime sahiptir. Ekonomik açıdan yapılan inceleme sonucunda ise KB-ORÇ sisteminin ORÇ sistemine göre maliyet açısından üstün olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: enerji, ORÇ, ekserji, termodinamik, termoekonomik, R1233zd(E)



Analysis and Optimization of Organic Rankine Cycle and Partially Evaporated Organic Rankine Cycle Power Plant by Low-Temperature Heat Utilization

Taha AYDIN

Department of Energy Technologies

Master of Science

Supervisor: Doç. Dr. Hadi GENÇELİ

Co-supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Parisa HEİDARNEJAD

This thesis encompasses a comparative thermodynamic and thermo-economic analysis of the Organic Rankine Cycle (ORC) and the Partially Evaporated Organic Rankine Cycle (KB-ORC), including a study on the multi-objective optimization of these two different configurations. Parametric investigations were conducted using various design parameters for ORC and KB-ORC systems. Subsequently, the systems underwent multi-objective optimization procedures aimed at achieving the highest net output power and the lowest product cost. This optimization process was facilitated using MATLAB software.

The Engineering Equation Solver (EES) program was employed to solve thermodynamic and thermo-economic equations in this research. The analysis and calculations reveal a significant superiority of the KB-ORC system over the ORC system, particularly for the working fluid R1233zd(E), demonstrating a substantial improvement in energy efficiency, reaching up to approximately 43.62%. Furthermore, the KB-ORC system exhibits an approximately 20% higher exergy efficiency at evaporator and

condenser temperatures compared to the ORC system. From an economic perspective, the examination concludes that the KB-ORC system outperforms the ORC system in terms of cost-effectiveness.

Keywords: energy, ORC, exergy, thermodynamics, thermoeconomic, R1233zd(E)



1.1 Literatür Özeti

Enerji, insanlık tarihinin başlangıcından itibaren hayati bir ihtiyaç olmuştur. Suyu ısıtmaktan, mekanları ısıtmaya, endüstriyel üretimden, tarıma, enerji santrallerine ve aydınlatmaya kadar birçok alanda enerjiye olan ihtiyaç devam etmektedir. Ancak, dünya nüfusunun hızla artması ve enerji talebinin sürekli yükselmesi, geleneksel fosil yakıt kaynaklarını azaltmaktadır. Bu nedenle, bilim dünyası enerji üretimi için alternatif yollar aramaya yönlendirilmiştir.

Fosil yakıtlar, uzun yıllar boyunca enerji talebimizi karşılamış olsa da çevresel sorunlar ve sınırlı rezervleri nedeniyle giderek azalmaktadır. Sera gazlarının artışı, küresel ısınma ve iklim değişikliği gibi büyük sorunlara yol açmaktadır. Bununla birlikte, enerji bağımlılığı ve enerji güvenliği endişeleri, bilim insanlarını ve politika yapımcılarını yenilenebilir enerji kaynaklarına yönlendirmiştir.

Yenilenebilir enerji kaynakları, güneş, rüzgâr, hidroelektrik, jeotermal, biyokütle ve dalga enerjisi gibi birçok çeşidi içermektedir. Bu kaynaklar, temiz ve sürdürülebilir enerji üretiminin anahtarıdır. Ayrıca, bu kaynaklar sınırsızdır ve yerel enerji üretimini teşvik eder. Dünya genelinde ve ülkemizde hızla artan nüfus, sanayileşme ve teknoloji gelişmeleri, fosil yakıt rezervlerinin azalmasına ve yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ihtiyacın artmasına neden olmuştur. Tüm temiz enerji kaynaklarından elde edilen elektrik enerjisi 2021’de dünya elektriğinin %38’ini karşılayarak %36’sına denk gelen kömürü geçmiştir [1]. Bu da yenilenebilir enerjiye ülkemizde verilen önemi göstermektedir.

Genel anlamda, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı ve atık ısının geri kazanılması, enerji sektöründe önemli iki strateji olarak kabul edilmektedir. Son yıllarda ise uluslararası düzeyde, atık ısının ve yenilenebilir enerji kaynaklarının etkili bir şekilde değerlendirilmesi amacıyla yapılan çalışmalar büyük bir ilgiyle karşılanmaktadır. Bu çalışmalardan birisi de organik Rankine çevrimidir (ORÇ). ORÇ sistemine girmeden önce klasik Rankine çevriminden bahsedelim.

2

KLASİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

2.1 Klasik Rankine Çevrimi Çalışma Prensibi

Klasik Rankine çevrimi, ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüştüren bir güç döngüsüdür ve enerji üretiminde kritik bir rol oynar. Genellikle buhar türbinleri kullanılarak elektrik üretimi için uygulanır. Bu çevrim, enerji üretim tesislerinin temelini oluşturur ve çeşitli kaynaklardan elde edilen ısıyı elektrik enerjisine dönüştürmek için kullanılır.

Rankine çevrimi, enerji dönüşümünün temel bir bileşeni olarak dört önemli aşamadan oluşur (Şekil 2.1).

Aşama 1-2, Akışkan Basınçlandırması: İlk aşama, çalışma sıvısının düşük basınçtan yüksek basınca pompalanmasını içerir. Bu aşamada, akışkan sıvı halde olduğundan pompalama işlemi için minimum enerji gereklidir. Bu, çevrimin başlangıcını temsil eder.

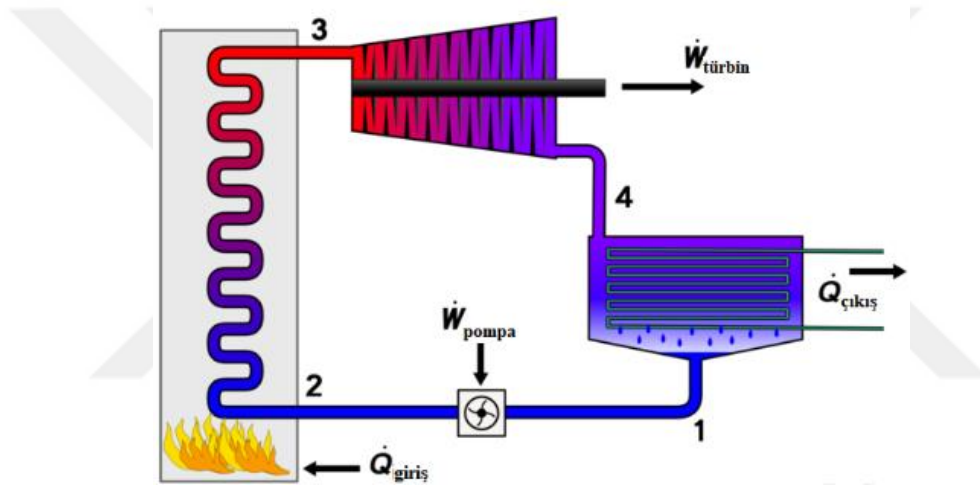
Aşama 2-3, Isıtma ve Buharlaştırma: İkinci aşama, yüksek basınçtaki sıvının kazana girdiği yerdir. Burada, akışkanı doymuş kuru buhar haline getirebilmek için sabit bir basınç altında büyük bir ısı kaynağı tarafından ısıtılır. Gerekli enerji miktarı, entalpi-entropi tabloları veya sayısal yöntemler kullanılarak hesaplanabilir.

Aşama 3-4, Türbin Genleşmesi: Üçüncü aşama, doymuş kuru buhar halindeki çalışma sıvısının enerji üreten bir türbin boyunca genişlediği aşamadır. Bu süreç, akışkanın basıncını düşürür ve bazı yoğunlaşmaya yol açabilir. İlgili veriler, grafikler ve tablolar kullanılarak hesaplanabilir.

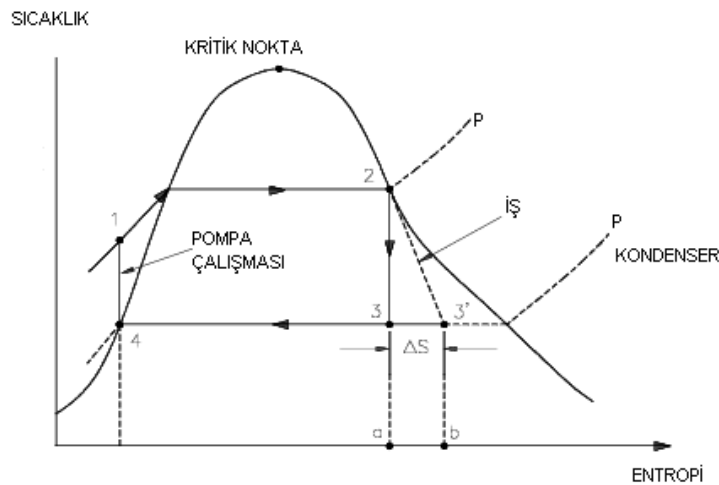
Aşama 4-1, Yoğuşturma ve Kondansasyon: Son aşama, ıslak buharın kondensere (yoğuşturucu) giriş yaptığı yerdir. Burada, sabit bir basınç altında buharın doymuş sıvı haline dönüşmesi sağlanır. Bu, çevrimin tamamlanmasını temsil eder ve akışkanın yeniden başlangıç aşamasına dönmesiyle sonuçlanır.

Rankine çevrimi, enerji üretimi için oldukça etkili bir yöntemdir. Ancak, bu sistemin verimliliği, atık ısı nedeniyle sınırlıdır. Atık ısı, genellikle bir soğutma sistemi aracılığıyla ortama yayılır, bu da enerjinin kaybedilmesine neden olur.

Bu nedenle, sürdürülebilir enerji kaynaklarına yönelik alternatifler ve gelişmeler her zaman araştırma konusudur. Yenilenebilir enerji kaynakları, enerji üretimindeki atık ısıyı minimize etme ve çevre dostu enerji üretimini teşvik etme potansiyeline sahiptir. Bu nedenle, gelecekteki enerji üretimi için Rankine çevrimi dışındaki çözümler de ciddi şekilde incelenmektedir. Özellikle de bu çevrimi daha iyi seviyelere getirmek için farklı alternatifler araştırılmış ve keşfedilmiştir.



Şekil 2.1 Klasik Rankine Çevrimi [2]



Şekil 2.2 Klasik Rankine çevrimi T-s diyagramı [2]

3.1 Organik Rankine Çevrimi ve Klasik Rankine Çevrimi Arasındaki Farklar

Organik Rankine çevrimi fosil yakıtlarla çalışan geleneksel ısı elektrik santrallerinde bulunan Rankine çevrimine benzemektedir. Ancak Rankine çevrimi çalışma akışkanı olarak suyu kullanırken ORÇ düşük sıcaklık aralığında alternatif bir çalışma akışkanı kullanır. ORÇ sistemlerinde 80°C ve üstündeki ısı kaynaklarında suyun kaynama noktası ve buharlaşma entalpisinden daha düşük organik iş akışkanları kullanılabilir [3]. Organik Rankine Çevrimi'nin (ORÇ) ideal akışkanları genellikle "izantropik" veya "kuru akışkan" olarak adlandırılırlar ve genellikle aşırı ısınma gerektirmezler. Bu, ORÇ'nin türbin giriş sıcaklığının Klasik Rankine çevrimine göre daha düşük olmasını sağlar. Bu nedenle, organik akışkan kullanımı, türbin bıçaklarının imalatı için gereken yüksek ısıl dayanım gereksinimlerini azaltır ve bu da maliyetleri düşürür [4]. Organik Rankine çevrimlerinde, genellikle düşük kritik sıcaklık ve basınçta sahip, yüksek moleküler ağırlığa sahip ve daha az korozyon riski taşıyan hidrokarbon bileşikleri gibi akışkanlar tercih edilir. Yüksek moleküler kütleli bileşikler, ORÇ sistemlerinde türbin kanatçıklarına düşük hızla çarpmasını sağlar, bu da türbinin ve dolayısıyla sistemin ömrünü uzatır. Ayrıca, ORÇ sistemlerinde akışkan daha düşük sıcaklık ve basınçta çalışır, bu da sistemdeki ekipmanların mekanik ve ısıl gerilimini azaltır. Bu avantajlar, düşük sıcaklık ve basınçlı kaynaklardan güç üretimi için ORÇ sistemlerini daha çekici hale getirir [5]. ORÇ'nin bir başka dikkat çeken özellikleri düşük bakım maliyeti, otomatik çalışma ve olumlu işletme basınçları bulunmaktadır [6]. Ticari ORÇ sistemleri genellikle saf çalışma akışkanları ile çalışır ve bu çalışma akışkanları subkritik koşullarda bulunur.

Çalışma akışkanı olarak suyun bazı avantajları vardır. Ancak, suyun çalışma akışkanı olarak kullanılmasıyla ilgili birçok sorun da yaşanır. Su, yüksek sıcaklık uygulamaları ve büyük merkezi sistemler için daha uygundur. Daha küçük ve orta ölçekli güç santralleri için, su kullanımı ile ilgili sorunlar uygun bir akışkan seçerek kısmen hafifletilebilir. Su yerine suya göre daha yüksek moleküler kütle ve daha

düşük kaynama noktası/elektriksel sıcaklık gibi özelliklere sahip organik bileşikler önerilmiştir [6].

3.2 Organik Rankine Çevriminin Tarihçesi

ORÇ teknolojisinin kökenleri, 19. yüzyılın ilk yarısına dayanmaktadır ve bu dönem, termodinamiğin formasyon süreciyle örtüşmektedir. Termodinamiğin temelleri, 18. ve 19. yüzyılın başlarında güç teknolojilerinin ilerlemelerine dayanır. Bu dönemde ısı motorlarının hızlı gelişmesi ve ısı biliminin ilerlemesi, termodinamiğin gelişimini hızlandırmıştır.

Sadi Carnot, 1824 yılında yayımlanan eserinde, buharın yerine başka maddelerin kullanılmasını önermiş ve ısı motorlarının pratik gelişimini teşvik etmiştir. Carnot'un eseri, ısı motorlarının analizinin yalnızca buhar basıncı veya ısı verimliliğiyle sınırlı olmaması gerektiğini vurgular.

Ancak Carnot'un fikirleri uzun süre unutulur ve termodinamiğin teorik bilgi ile uygulama arasındaki bağlantı eksik kalır. Termodinamik teori, güç teknolojilerindeki ilerlemelere yanıt olarak geliştirilmiştir, ancak bu ilerleme ile pratik uygulama arasındaki boşluk uzun bir süre devam etmiştir [7].

ORÇ sisteminin başlangıcı olarak nafta motorları kabul edilmektedir. 1883 yılında ilk defa Frank Ofeldt tarafından bulunmuştur. Nafta motorlarındaki amaç su yerine nafta kullanarak bir güç sistemi motoru geliştirmektir. Nafta kullanımı, aynı miktardaki ısı girişiyle daha fazla buhar oluşturarak ve sonuç olarak daha yüksek bir iş çıkışı elde etmektir [8].

Tito Romagnoli, İtalyan kökenli bir mühendis olarak 1923 ile 1930 yılları arasında bir dizi Rankine motorunu geliştirdi. Bu motorlardan biri yaklaşık 2 beygir gücünde (yaklaşık 1.5 kW) ve çalışma sıvısı olarak metil klorür içeriyordu. Öte yandan, Napoli Üniversitesi'nin Termal ve Hidrolik Makineler Bölümü Başkanı olan Profesör Luigi D'Amelio (1893-1967), monokloroetanı çalışma sıvısı olarak kullanan bir Organik Rankine Çevrim (ORÇ) motoruna dayalı bir güneş enerjisi santrali tasarladı. Bu santral, sulama amacıyla kullanılmak üzere Kuzey Afrika'nın kurak bölgelerinde su pompalamak için ideal bir çözüm oluşturacaktı [10].

Organik Rankine Çevrim (ORÇ) sistemi, İsrailli güneş enerjisi araştırmacıları Harry Zvi Tabor ve Lucien Bronicki tarafından 1961 yılında geliştirildi ve bu

gelişme, Ormat Şirketi'nin kurulmasına öncülük etti [9]. ORÇ, özellikle düşük sıcaklıklı enerji kaynaklarından yararlanma potansiyeli sunmasıyla dikkat çeken bir enerji dönüşüm teknolojisi olarak öne çıkmıştır. İlk başta güneş enerjisiyle çalışan bir 3 kW'lık sistem olarak tasarlanan ORÇ, sonraki yıllarda jeotermal enerji alanında büyümüş ve bugün dünya genelinde 2 GWE kapasiteye ulaşmıştır. Ormat Şirketi, bu alandaki liderlerden biri olarak öne çıkmış ve biyokütle, jeotermal, ısı ve güneş enerjisi gibi farklı kaynaklardan elektrik üretiminde ORÇ teknolojisini kullanmaktadır. Bu avantajlar, ORÇ teknolojisinin, genellikle fosil yakıtlardan daha fazla yerel olarak bulunan ve sıcaklığı (örneğin güneş kolektöründe veya jeotermal kuyuda) geleneksel yakıtların sıcaklığından daha düşük olan yenilenebilir enerji kaynaklarını dönüştürmek için buhar gücünden daha uyarlanabilir kılmasını sağlar [11]. Ancak, bu oranlara bakıldığında, güneş enerjisi ve jeotermal enerjiye dayalı ORÇ'lerin henüz potansiyelinin tam anlamıyla kullanılmadığı görülmektedir. Bu nedenle, yenilenebilir enerji kaynaklarının önem kazanmasıyla ORÇ sisteminin geleceğinin oldukça parlak olduğu düşünülmektedir. Bu çalışma, ORÇ sistemlerinin önemini vurgulamakta ve bu teknolojinin daha geniş bir enerji üretimi yelpazesinde yaygınlaşmasının beklendiği bir geleceğe işaret etmektedir [12].

3.3 ORÇ Ana Bileşenleri

ORÇ sisteminde ana bileşenler şu şekilde sıralanabilir:

3.3.1 Isı Kaynağı

ORÇ sistemi için en önemli bileşen ısı kaynağıdır. Bu kaynak, genellikle jeotermal kaynaklar, endüstriyel atık ısı, güneş kolektörleri veya biyokütle tesisleri gibi yüksek sıcaklıkta ısı üreten kaynaklardan gelir.

3.3.2 ORÇ Evaporatörü

ORÇ akışkanı, evaporatörde ısı kaynağından alınan ısıyla buharlaşır. Bu, akışkanın buhar haline geçmesini ve türbinde mekanik enerjiye dönüşmesini sağlar.

3.3.3 ORÇ Türbini (Genişletici)

ORÇ türbini, buharın mekanik enerjiye dönüştürüldüğü yerdir. Bu mekanik enerji,

elektrik üretmek için bir jeneratörle bağlantılıdır. Türbin, akışkanın basınç ve sıcaklık farklarına yanıt vererek dönmesini sağlar.

3.3.4 Pompa

Akışkanın evaporatörden türbine dolaşımını sağlayan bir pompa kullanılır. Pompa, akışkanın basınç farkını yönetir. ORÇ sistemlerinde sıkça tercih edilen pompa genellikle, değişken hızlı çok kademeli santrifüj pompalardır. Bu pompaların tasarımı hem kimya endüstrisinde hem de rafineri sektöründe yaygın bir şekilde kullanılmaktadır, bu nedenle bu sistemlerde genellikle tercih edilmektedir [8].

3.3.5 Jeneratör

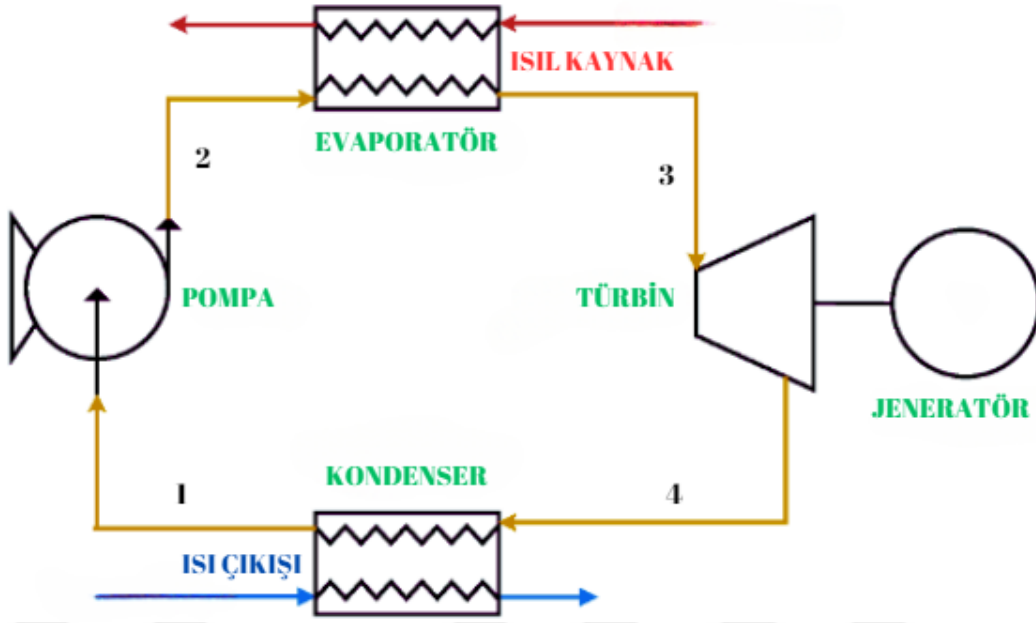
ORÇ türbini tarafından üretilen mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren jeneratördür. Bu, elektrik enerjisi üretiminin son aşamasını temsil eder.

3.3.6 Kondenser

Kondenser, türbinden çıkan buharı yoğuşturur ve sıvı hale getirir. Bu aşama, ORÇ döngüsünün başlangıç noktasına geri dönmesini sağlar.

3.4 Sistemin Çalışma Prensibi

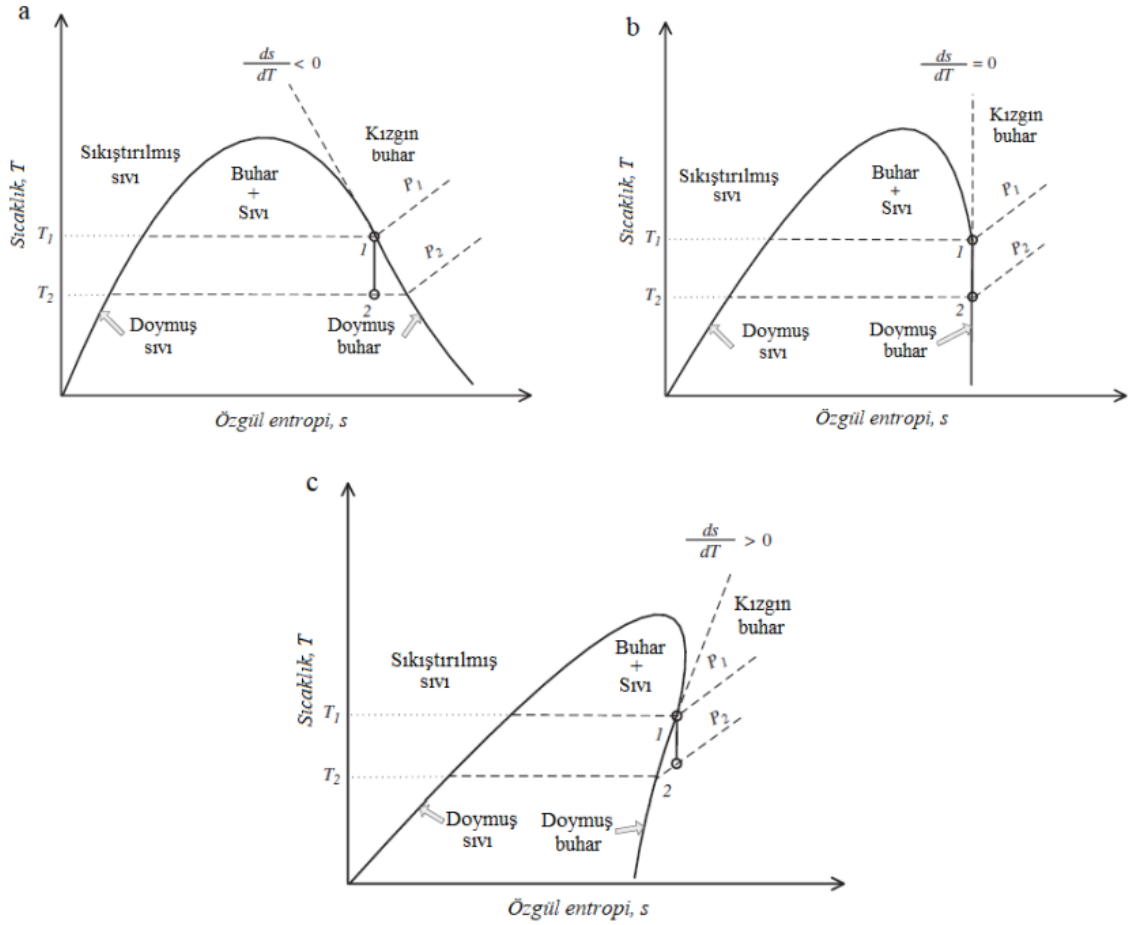
Sistemin çalışma prensibi, çeşitli kaynaklardan elde edilen ısı enerjisinin bir kazana aktarılmasıyla başlar. Bu ısı enerjisi, akışkanın buharlaşmasını sağlar ve bu buhar yüksek sıcaklık ve basınca sahip bir akışkan buharı olur. Bu yüksek basınçlı buhar, bir türbin tarafından tahrik edilerek elektrik üretimini gerçekleştirir. Türbinde genişleyen akışkan, yoğusturucu bir sistem aracılığıyla sıvı haline döndürülür ve daha sonra bir pompa yardımıyla basıncı artırılır. Son olarak, bu artırılmış basınçlı sıvı akışkan tekrar kazana yönlendirilir ve döngü tamamlanmış olur (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 Organik Rankine Çevrimi Şematik Gösterimi

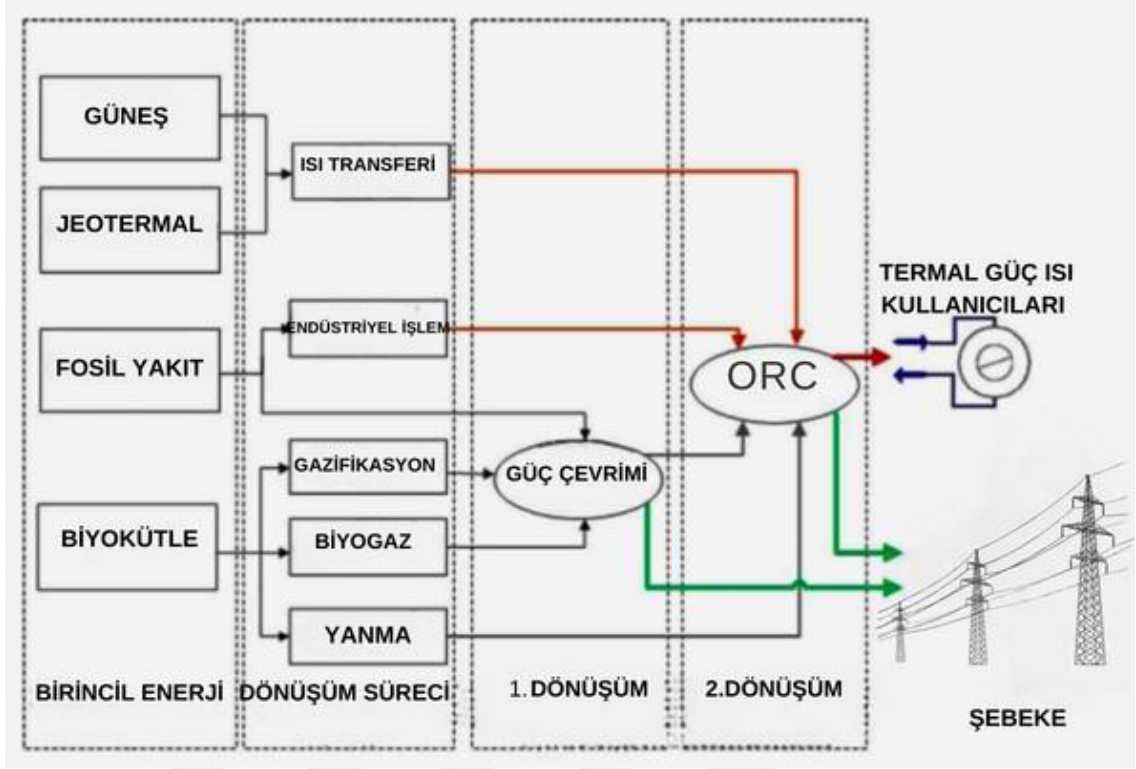
Akışkanlar, doymuş buhar eğrisinin eğimine göre kuru, izantropik ve ıslak olmak üzere üç grupta incelenmiştir. Akışkanın türbindeki genişleme sonrası kuruluk oranının, akışkanın türüne bağlı olarak değişmesi, akışkanın tipini belirleyen en önemli faktördür. Akışkanların T-s diyagramlarındaki doyma eğrilerinin eğimi pozitif olduğunda akışkan kuru, negatif olduğunda ıslak ve sonsuz olduğunda ise izantropik olarak sınıflandırılır [13] (Şekil 3.2).

Yapılan önemli çalışmalarda ORÇ sistemi için kuru ya da izentropik akışkanların daha uygun olduğu gösterilmiştir. Türbindeki genişleme süreci sonucunda, akışkanın ıslak buhar fazına geçişi, türbinin uzun vadede zarar görmesine neden olabilir. Bu tür sorunları önlemek amacıyla bazı sistemlerde aşırı kızdırma işlemleri kullanılır. Ancak, kuru veya izentropik akışkanlar kullanılan sistemlerde türbindeki genişleme sırasında ıslak buhar fazına geçiş sorunu genellikle yaşanmaz. Kuru akışkanlar, genişleme sonucunda akışkanın kızgın buhar haline gelmesini sağlar ve ıslak buhar içermediği için, bu türbin kanatçıklarının su molekülleri nedeniyle hasar görmesini önler. Bu nedenle, kuru akışkanlar türbin bileşenlerinin dayanıklılığı açısından kritik öneme sahiptir.



Şekil 3.2 Organik akışkanların T-s diyagramında gösterimi (a: kuru b: izentropik c: ıslak) [13]

ORÇ sistemi güneş enerjisi, biyokütle enerjisi ve jeotermal enerji gibi ısı kaynaklarını kullanarak elektrik enerjisine dönüşümünü sağlayabilir. Bu 3 ısı kaynağıyla ilgili son dönemlerde çok fazla çalışma ve uygulama yapılmıştır. Şekil 3.3'te ORÇ sistemlerinin bu kaynaklarla nasıl birleştirilebileceğini göstermektedir [14]. Endüstriyel işlemlerden ve içten yanmalı motorlardan gelen ısı çoğunlukla fosil yakıtlardan gelir ve bu atık ısı ORÇ ile dönüştürülebilir. Jeotermal ısı ve güneş ısı genellikle doğrudan veya dolaylı ısı transfer sistemleri aracılığıyla ORÇ sistemleri tarafından dönüştürülür. Biyokütle, ısıyı doğrudan ORÇ'ye aktararak doğrudan yanma yoluyla dönüştürülebilir. Biyokütlenin dönüşümü için diğer olasılıklar arasında gazlaştırma ve piroliz de bulunur, ancak bunlar daha maliyetlidir [15].



Şekil 3.3 ORÇ sisteminin çeşitli ısı kaynaklarında kullanımı [16]

Bu 3 yenilenebilir ısı kaynaklarının (jeotermal, güneş, biyokütle) ORÇ sistemi içinde kullanılması ile ilgili birkaç önemli noktadan bahsedilebilir.

3.5 Organik Rankine Çevriminin Uygulamaları

3.5.1 Jeotermal Enerji Kaynaklı ORÇ

Jeotermal enerji, yerin derinliklerindeki yer altı kaynaklarının oluşturduğu ve sıcaklıklarının sürekli olarak bölgesel atmosferin ortalama sıcaklığının üzerinde bulunan sıcak su, buhar ve gazları ifade eder. Bu kaynaklar genellikle yer altındaki kayalarda biriken ısıнын sonucudur ve kimyasal bileşenler içerebilirler. Jeotermal enerji, yenilenebilir, ucuz, çevre dostu bir enerji kaynağıdır.

ORÇ sisteminde en çok kullanılan yenilenebilir enerji kaynağı jeotermal enerjidir. Dünya üzerinde kullanılan 918 ORÇ santralinin 163 tanesi jeotermal enerji kaynaklıdır. Türkiye de ise bu sayı 32'dir [17].

Jeotermal ısı kaynaklarının ORÇ sisteminde kullanılabilir sıcaklığı 50-350°C arasında değişir. 80 °C'nin altındaki sıcaklıklar için jeotermal elektrik santralleri, düşük genel sistem verimliliği nedeniyle ekonomik değildir. Genellikle yüksek sıcaklık rezervuarları ticari elektrik üretimi için en uygun olanlarıdır. Ayrıca 200

°C'nin üzerindeki yüksek sıcaklığa sahip jeotermal enerji kaynakları için, buharın doğrudan türbine yönlendirilmesi, en etkili işletme yöntemi olarak kabul edilir [16]. Bununla birlikte, başka bir araştırma, ORÇ enerji santrallerinin jeotermal buhar santrallerine entegre edilmesinin, genel verimliliği %9'a kadar artırabileceğini göstermektedir [18].

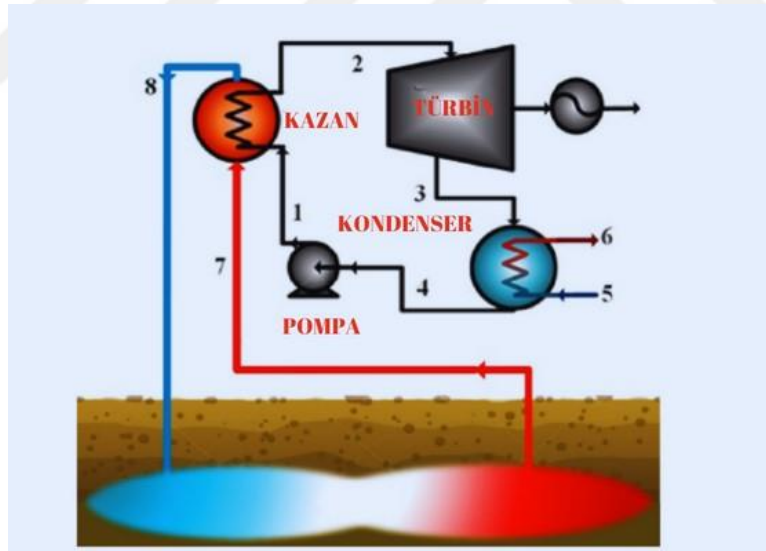
Jeotermal enerjili ORÇ sistemlerinin yüksek verimlilik için tasarlanmasında diğer ısıtma sistemlerinde olduğu gibi çalışma akışkanı seçimi önemlidir. Tablo 3.2'de görüleceği üzere buharlaştırıcı sıcaklık ve yoğuşturucu sıcaklıkta önerilebilecek akışkanları görebiliriz. Yine aynı şekilde Xingchao Wang ve diğerlerinin yaptığı çalışmada en uygun çalışma sıvılarının şunlar olduğu görülüyor:

Kritik altı çalışma sıvıları: R236ea, R600a, R600 ve R245fa.

Aşırı ısıtılmış çalışma sıvıları: R142b, R152a, R236ea, R600 ve R600a.

Süperkritik çalışma akışkanları: R134a, R600a, R32 ve R22 [19].

Çalışma şekli şekil 3.4'te gösterildiği gibidir.



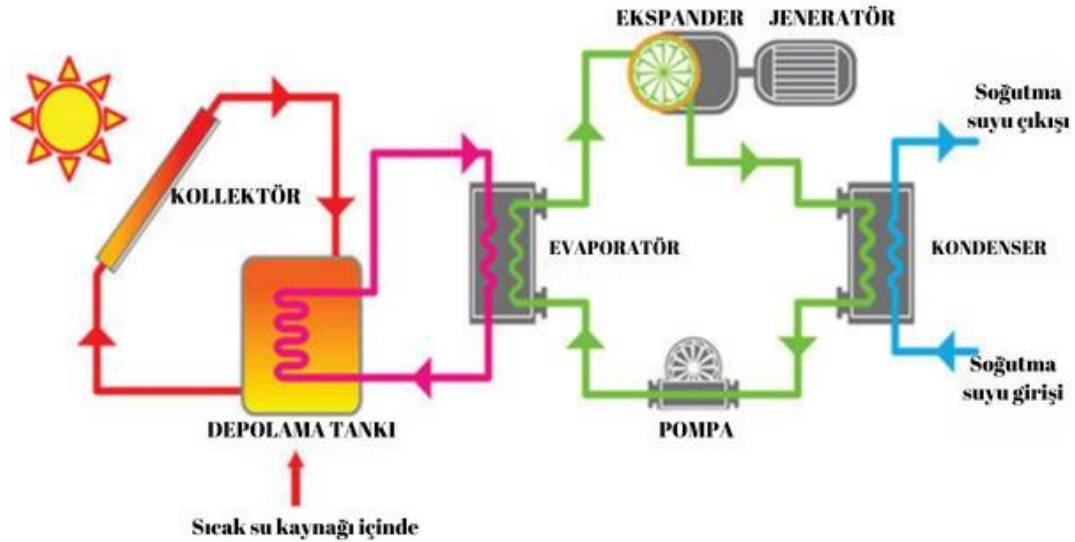
Şekil 3.4 Jeotermal Enerji kaynaklı ORÇ [20]

3.5.2 Güneş Enerjisi Kaynaklı ORÇ

Güneş enerjisine dayalı yenilenebilir enerji sistemleri, değişen gereksinimlere ve kullanılan teknolojilere uygun olarak elektrik üretiminin yanı sıra sıcak su temini, alan ısıtma ve hatta soğutma gibi çeşitli uygulama alanlarında kullanılabilir. Elektrik üretiminde de birçok farklı alanda kullanımı olmuştur bunlardan birisi de

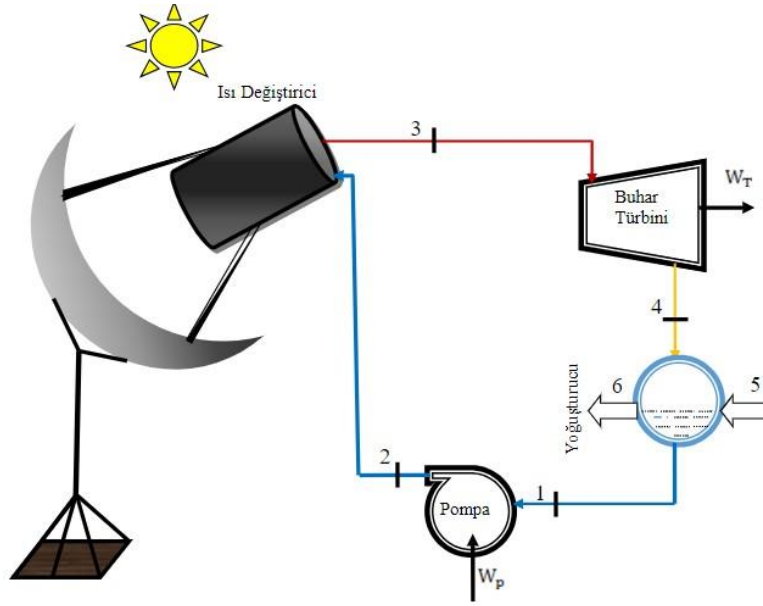
güneş enerjili ORÇ'dir. Bu sistemde güneş enerjisi kullanarak buhar elde edilir ve türbinden genişletilerek elektrik enerjisi elde edilebilir. Güneş enerjili ORÇ (Organik Rankine Çevrimi) sisteminde, güneş ışınları, çalışma akışkanını yüksek basınçta ısıtmak ve buharlaştırmak için kullanılır, ardından bu buhar genişletilerek mekanik şaft iş üretmek amacıyla kullanılır. Bu şaft işi, doğrudan mekanik iş yapmak için, örneğin bir pompayı çalıştırmak için veya bir jeneratör aracılığıyla elektrik üretmek için kullanılabilir [21]. Tabi burada önemli olan konulardan birisi de akışkan olarak su değil de soğutucu akışkanların kullanılmasıdır. Yine tablo 3.2'ye baktığımızda güneş enerjili ORÇ'de hangi sıcaklık aralığında hangi akışkanı kullanmamız gerektiği geçmektedir.

Ayrıca, Güneş enerjisi jeotermal enerji ile kullanılarak hibrit bir sistem için araştırmalar da yapılmıştır. Türkiye'deki jeotermal ORÇ enerji santralleri için güneş enerjisiyle bir hibrit konsepti inceledi. Elde edilen sonuçlar, bağımsız jeotermal enerji santraline göre yıllık elektrik üretiminde %4,5 artış olduğunu gösterdi [22]. Şekilde hibrit ORÇ sisteminin çalışma prensibi gösterilmektedir:



Şekil 3.5 Hibrit solar-jeotermal ORÇ sistemi [23]

Güneş Enerji sistemlerinde ORÇ için farklı uygulamalar genişletilmiştir. Bunlardan birisi de Güneş çanaklı organik Rankine sistemidir [24] (Şekil 3.6).



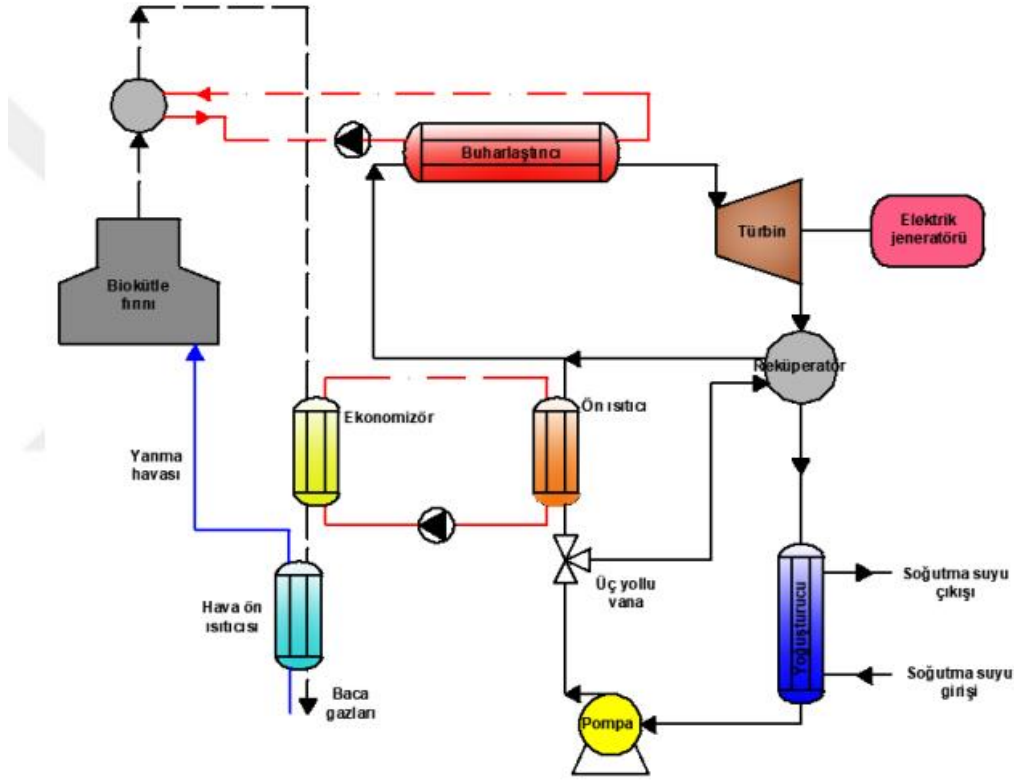
Şekil 3.6 Güneş çanaklı ORÇ sistemi [24]

3.5.3. Biyokütle Enerji Kaynaklı ORÇ

Biyokütle enerji, organik maddelerin, genellikle bitki ve hayvan atıklarının veya biyolojik süreçlerle üretilen enerjinin bir türüdür. Biyokütle enerjisi, biyokütle yakıtları denilen malzemelerin yanması veya biyokimyasal işlemler yoluyla enerji üretmek için kullanılır. Biyokütle enerji yakıtlı santrallerde anaerobik/aerobik çürümeye sonucunda metan (CH_4) gazı açığa çıkar. Bu gazı gaz motorlarıyla yakarak elektrik enerji elde edilebilir. Gaz motorlarının enerji üretimi sırasında egzoz çıkışında NO_x , SO_x , CO_x ve türevleri gibi baca gazları çıkmaktadır. Bu gazlar birçok alanda kullanılabilir. Bu alanlardan birisi de ORÇ sistemidir [25].

Biyokütle kaynaklı ORÇ sistemlerinde üretilen ısının etkin bir şekilde kullanılabilir hale getirilmesi, büyük bir avantaj sunar. Genellikle bu tür santrallerde ısının uzak mesafelere taşınması zor olduğundan, üretilen ısı gücün miktarı elektrik gücünü aşabilir ve genellikle 1-2 MW elektrik gücüne karşılık 6-10 MW ısı gücü sınırlıdır. Bu güç seviyelerinde, geleneksel buhar çevrimi sistemleri etkili olmayabilir [26].

Şekilde kojenerasyon ORÇ sisteminin çalışma diyagramı verilmiştir:



Şekil 3.7 Biyokütle kaynaklı kojenerasyon ORÇ sisteminin çalışma diyagramı [8]

Bazı araştırmacılar, ORÇ sistemlerinin incelenmesine dair çalışmaları gözden geçirmişlerdir ve çoğunluğu, özellikle ORÇ sistemlerinin tasarımı ve çalışma akışkanlarına odaklanmışlardır [6, 16]. ORÇ sistemi tasarlarken, iş akışkanı seçimi oldukça önemli bir adımdır. Sistemin verimliliği ve performansı üzerinde büyük etkileri vardır.

3.6 ORÇ Sisteminde Kullanılan Akışkanlar

ORÇ sistemlerinde, akışkan seçimi oldukça önemlidir çünkü bu, sistemin verimliliği ve performansı üzerinde büyük bir etkiye sahip olabilir. ORÇ sistemi için uygun akışkan seçiminde dikkate alınması gereken önemli kriterler şunlardır:

Sıcaklık Aralığı: ORÇ sistemi, düşük sıcaklık farklarına sahip ısı kaynaklarında etkili bir şekilde çalışabilir. Bu nedenle seçilen akışkanın sistemin gereksinim duyduğu sıcaklık aralığına uygun olması kritik bir faktördür.

Buharlaştırma ve Yoğunlaşma Sıcaklıkları: ORÇ sistemi, akışkanın buharlaştırma ve yoğunlaşma sıcaklıklarına dayalıdır. Akışkanın bu sıcaklıklara uygun fiziksel

özelliklere sahip olması gerekmektedir. Bu sıcaklıkların değerine göre tavsiye edilen akışkanı belirleyebiliriz (Tablo 3.2).

Tokluk ve Stabilité: Seçilen akışkanın kimyasal olarak kararlı ve toksik olmaması önemlidir. Toksik veya zararlı akışkanlar çevresel ve sağlık sorunlarına yol açabilir.

Isıl verimlilik: Akışkanın termodinamik performansı, ORÇ sisteminin verimliliğini etkiler. Bu nedenle yüksek ısı verimliliği olan akışkanlar tercih edilir.

Korozyon Direnci: Akışkanın, sistemin içinde kullanılan malzemelere zarar vermemesi ve korozyona karşı dayanıklı olması önemlidir.

Geri Dönüşümlülük: Kullanılan akışkanların geri dönüştürülebilir olması, çevresel sürdürülebilirlik açısından önemlidir.

Fiyat ve Erişilebilirlik: Akışkanın maliyeti ve temin edilebilirliği, ORÇ projesinin ekonomik başarısı için kritik bir faktördür.

Yapılan birçok araştırmada ORÇ sistemi için en uygun akışkanı bulmak olmuştur. Akışkanların seçimi, türbin çıkışındaki akışkanın kuruluk derecesi içeriğinin türbin performansına etkisi göz önüne alınarak, sıcaklık-entropi grafiklerindeki doymuş buhar eğrilerine göre gruplandırılmıştır. Bu gruplar pozitif eğimli kuru akışkanlar, negatif eğimli ıslak akışkanlar ve dikey izentropik akışkanları içermektedir [17]. Pek çok araştırmacı tarafından en iyi verimin hangi akışkanda sağlandığı ile ilgili çalışmalar yapılmıştır:

161 kPa basınç, 102,2°C sıcaklık ve 60,1 kg/s kütleli akış oranına sahip bir jeotermal kaynağı temel almış ve ORÇ sistemi üzerinde detaylı bir inceleme gerçekleştirmiştir. İzopentanın kullanıldığı bu sistemde elde edilen sonuçlar, en yüksek tersinmezlik oranının jeneratörde %43 olduğunu göstermiştir [27].

450 K altında jeotermal kaynakları değerlendirmek amacıyla seri ve paralel bağlantılı birleşik ısı ve enerji üretim sisteminin araştırılmasında R227ea ve izopentan gibi çevrim akışkanlarının kullanıldığı senaryoları incelendiğinde, güç çıkışının en yüksek değere ulaştığı görülmüştür [22].

Yine aynı şekilde R123 çalışma akışkanı için 70-100°C sıcaklık aralığında enerji ve ekserji verimi araştırılmıştır. Yapılan çalışma, en büyük ekserji kaybının yüksek sıcaklık farkından kaynaklanan jeneratörde gerçekleştiğini göstermiştir. Bu kaybın

yoğuşturucu, türbin, pompa ve ayırıcıda meydana geldiği gözlemlenmiş ve sistemin toplam ekserji veriminin yaklaşık olarak %40 olduğu tespit edilmiştir.

Bazı akışkanların termodinamik özelliklerine göre tabloda sıralanışı verilmiştir (Tablo 3.1). Bu tabloya göre bakıldığında sistemde kullanılan akışkanların suya (R718) göre molekül ağırlıkları oldukça yüksek, kritik sıcaklık ve basınçları ise düşüktür.

Tablo 3.1 Bazı organik akışkanların termodinamik özelliği [50]

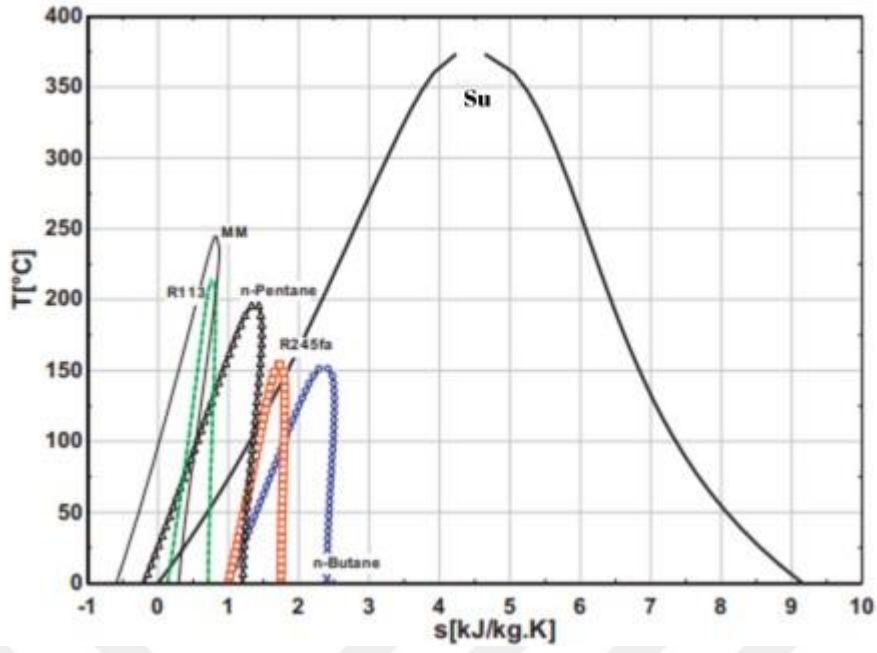
ORGANİK AKIŞKAN	AKIŞKANIN ÖZELLİĞİ	MOLEKÜL AĞIRLIĞI[g/mol]	KRİTİK SICAKLIK[K]	KRİTİK BASINÇ[MPa]
R17	Islak	17,03	405,4	11,3
R718	Islak	18	647,1	22
R22	Islak	86,47	369,3	4,99
R32	Islak	52,02	351,2	5,78
R600a	İzentropik	58,12	407,8	3,63
R142b	İzentropik	100,5	410,2	4,06
R600	Kuru	58,12	425,1	3,8
R245fa	İzentropik	134,05	427,2	3,64
R123	İzentropik	152,93	456,8	3,66
R601	Kuru	72,15	469,7	3,37
R21	İzentropik	102,92	451,4	5,18
R141b	İzentropik	116,95	477,5	4,21
R290	İzentropik	44,1	369,8	4,25
R218	İzentropik	188,02	345	2,64
R1233zd(E)	İzentropik	130,5	438,6	3,57

ORÇ uygulamalarında kullanılabilecek çok fazla sayıda akışkan vardır. Çalışma akışkanının belirlenmesinde yüksek bir ısı verimliliğinin yanında mevcut ısı kaynağının optimum şekilde kullanılması açısından kritik öneme sahiptir [28]. Ayrıca parametreleri belirlerken 2. madde de iş akışkan seçiminde buharlaştırma ve yoğunluk sıcaklık değerlerinden bahsetmiştik. Buna göre sıcaklık aralıklarına göre (buharlaştırıcı ve yoğuşturucu) dikkate alınan ve tavsiye edilen akışkanları Tablo 3.2’de görebiliriz.

Tablo 3.2 ORÇ sisteminde kullanılan bazı akışkanlar [26]

UYGULAMALAR	BUHARLAŞTIRI SICAKLIĞI(°C)	YOĞUŞTURUCU SICAKLIĞI(°C)	TAVSİYE EDİLEN AKIŞKANLAR
Endüstri kaynaklı atık ısı geri kazanımı	120	30-50	R113
	150-200	30	HCFC-123, Benzen, Toluen
	60-100	35	HCFC-123, n-pentan
	100-210	25	R113
	145	25	R36EA
	120	40	Toluen, Benzen
	80-220	50	R113, HCFC-123
Kombine ısı ve güç	250-350	90	Butilbenzen
	170	50	Etanol
İçten yanmalı motorlarda atık ısı geri kazanımı	60-150	55	R245-ca, izopentan
	96-221	35	Benzen
Jeotermal	70-90	30	Amonyak
	100	30	RE134, RE245, R600, HFC-245fa, R245ca, R601
	80-115	25	Propilen, R227ea, HFC-245fa
Güneş	60-100	35	R152a, R600, R290
	120-230	45	n-dodecane
	150	30	R245fa, SES36

Yine aynı şekilde suyun ve diğer bazı organik akışkanların T-s diyagramındaki farklılıklarını görebiliriz (Şekil 3.8).

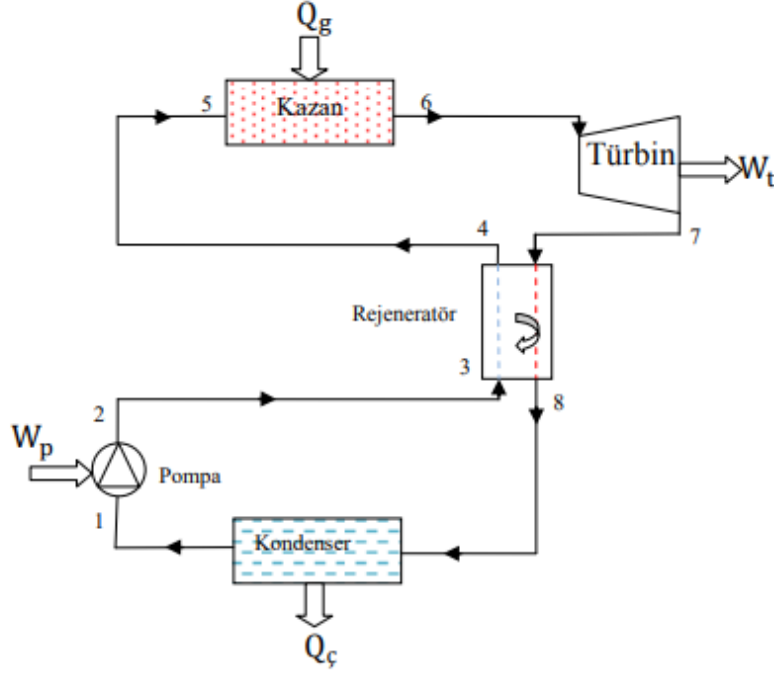


Şekil 3.8 Su ve birkaç organik akışkanın T-s diyagramı [6]

3.7 Organik Rankine Çevrimi Mimarileri

3.7.1 Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi

Rejeneratif ORÇ klasik ORÇ ye göre farklı bir rejeneratör ve ikinci bir pompa bulundurmasıdır (Şekil 3.9). Buradaki rejeneratörün amacı türbinden çıkan sıcak çalışma akışkanı ile pompadan dönen soğuk çalışma akışkanı arasında ısı transferini kolaylaştırarak ısı değiştirici görevi görmektir. Rejeneratör boyunca akışkana ön ısıtma uygulanmış olur. Buda sistemdeki verimi arttırmış olur.



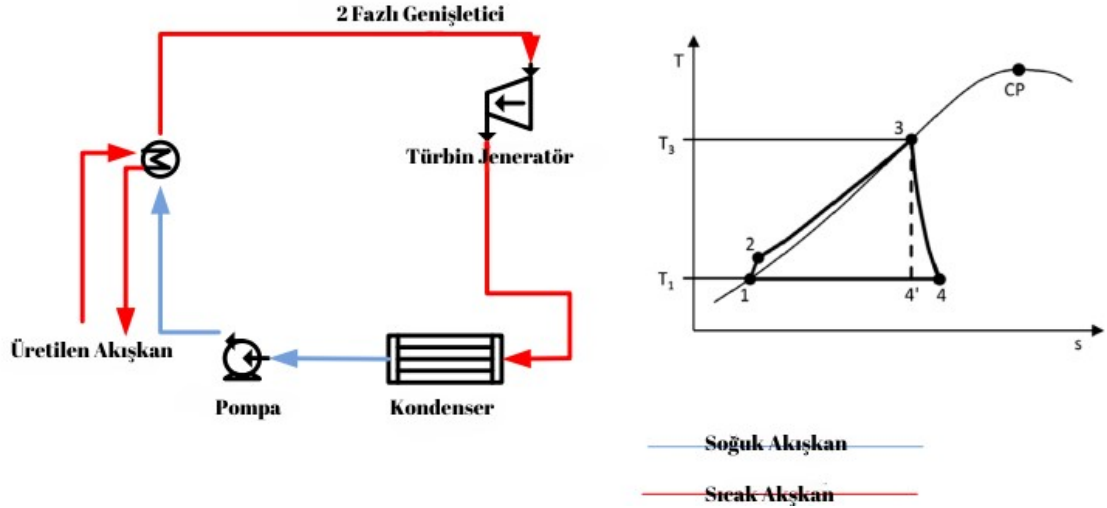
Şekil 3.9 Rejeneratif Organik Rankine çevrimi [24]

Bu sistemin tek aşamalı ve çift aşamalı olanları sırasıyla temel ORÇ ile kıyaslandığında çift aşamalı rejeneratif ORÇ'nin temel ORÇ'ye göre daha yüksek ekserji verimliliğine sahip olduğunu göstermektedir. Çalışma akışkanı R11, çift aşamalı rejeneratif için %0,56, tek aşamalı rejeneratif için %0,55 ve temel ORÇ için %0.50 ekserji verimliliğine sahiptir [29]. Rejeneratif ORÇ sistemi için türbin giriş sıcaklığı ve süper ısınma için parametrik optimizasyonun benzer bir çalışma daha gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, çalışma akışkanı R123'ün 2,5 MPa buharlaştırma basıncında R134a'dan daha iyi verimlilikte olduğunu göstermektedir [30].

Rejeneratif ORÇ sistemi özellikle düşük sıcaklık kaynakları için oldukça verimli bir seçenektir.

3.7.2. Trilateral Flaş Çevrimi (TFÇ),

Trilateral flaş çevrimi (TFÇ), sıkıştırılmış bir sıvının belirli bir basınçta ısınması, ardından bu sıvının kaynama noktasına kadar ısıtılması ve bir flaş genişleme ile güç üretmesi prensibine dayanır. Genişleme sürecinin sonucunda ortaya çıkan buharın durumu, sıcaklık-entropi (T-s) diyagramında bir üçgen şeklinde temsil edilebilir. Bu nedenle, bu çevrim "trilateral" (üçgen) adını alır (Şekil 2.10).



Şekil 3.10 Trilateral flaş çevrimi şeması ve T-s diyagramı [31]

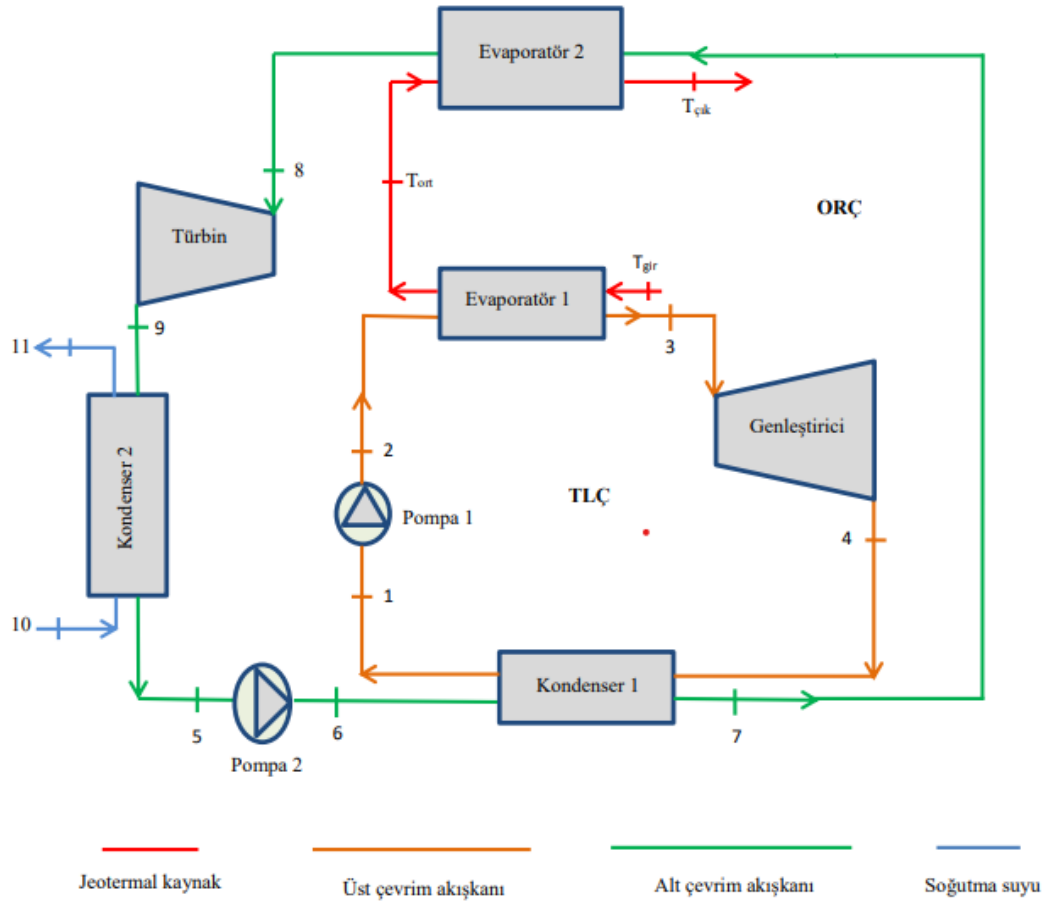
Trilateral flaş çevriminde (TFÇ), doymuş sıvı ısı değiştiriciye girmektedir [32]. Çalışma akışkanının faz değişimi, sıcaklık farkını en aza indirerek daha yüksek bir ekserji verimliliği sağlar. TFÇ, ORÇ'ye göre güç geri kazanımını %14 ila %85 arasında artırabilir [33]. Bu gelişme ise iki fazlı genişleme ile elde edilir. Ancak, bu iki fazlı genişleme nedeniyle genişleyen ünite, küçük işletme değişiklikleriyle başa çıkamayan kritik bir bileşen haline gelir. TFÇ'nin başarısızlığı, genişlemenin kritikliğinden kaynaklanabilir ve bu durum, genişlemenin daha karmaşık bir tasarımını gerektirebilir. Öte yandan, ORÇ'de tek fazlı genişleme gerçekleşir, bu da genişlemenin daha kolay işletilmesini ve daha az sermaye yatırımı yapılmasını sağlar. ORÇ'nin bu avantajı, endüstrilerde TFÇ'ye göre daha fazla ticari kabul görmesine katkı sağlar [31].

Trilateral flaş çevrimi, genellikle yüksek sıcaklıkta (genellikle 150°C ve üzeri) jeotermal suları kullanır. Bu tür sular, yer altındaki sıcak kayaların ısıtmış olduğu sıcak su veya buhar olarak yüzeye çıkabilir.

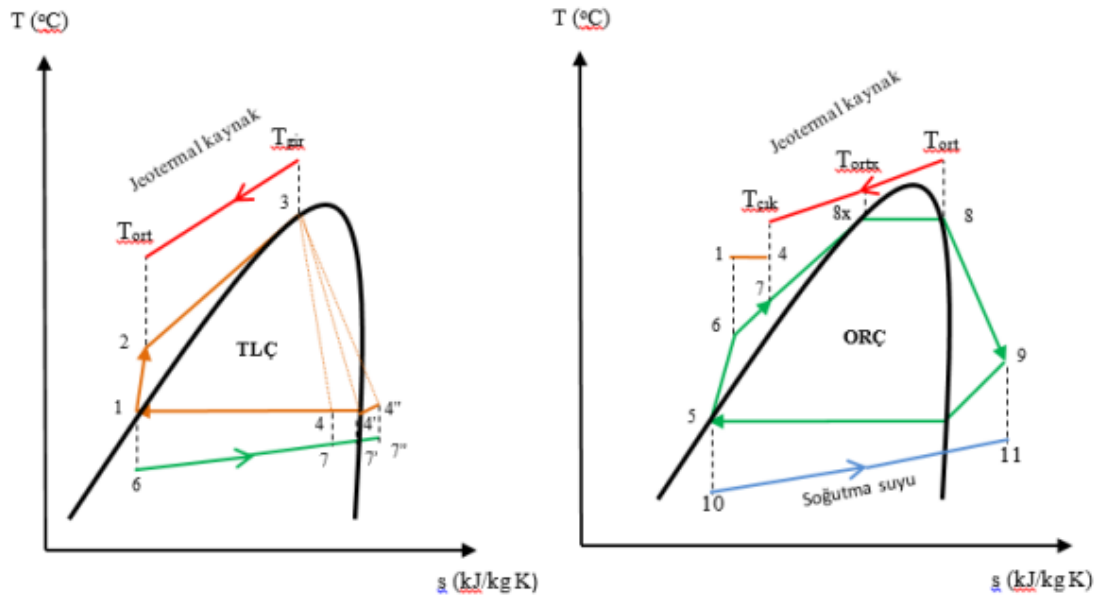
Trilateral flaş çevrimi (TFÇ) literatürde düşük sıcaklıkta enerji üretiminin olası bir alternatif yolu olarak karşımıza çıkmaktadır. ORÇ ve TFÇ'nin çevrim düzeni ve ana bileşenleri aynı olsa da TFÇ'nin çalışma akışkanı süper ısıtılmaz veya buharlaştırılmaz, sadece sıvı doymunluğuna ön ısıtılır ve ardından iki fazlı bir genişleticide flaş genişler [34].

Ayrıca TFÇ ve ORÇ'nin birlikte kullanıldığı güç sistemi çalışması da bulunmaktadır. Bu çalışmada Çalışma akışkanı, üst çevrimin (TFÇ) pompasına 1

numaralı durumda doymuş sıvı olarak giriş yapar ve 2 numaralı durumda pompayı terk eder. 2 numaralı durumda sıkıştırılmış sıvı fazında bulunan akışkan, evaporatör 1'e girer ve burada jeotermal kaynaktan ısı enerjisini alarak doymuş sıvı durumuna geçer. Daha sonra evaporatörden çıkar. 3 numaralı durumda genleştiriciye giren akışkan, çalışma şartlarına bağlı olarak 4 numaralı durumda sıvı-buhar karışımı, doymuş buhar ya da kızgın buhar olarak genleştiriciyi terk eder. 4 numaralı durumda kondenser 1'e giren akışkan, alt çevrimdeki akışkana ısını vererek yoğunlaşır, 1 numaralı durumda doymuş sıvı olarak tekrar pompa 1'e girer ve bu çevrim bu şekilde devam eder. Alt çevrimde (ORÇ), çalışma akışkanı 5 numaralı durumda pompa 2'ye doymuş sıvı olarak girer ve 6 numaralı durumda pompayı terk eder. 6 numaralı durumda ORÇ için ön ısıtıcı olarak kabul edilen elemana girerek üst çevrimin atık ısını (kondenser 1 tarafından verilen ısı) alır ve 7 numaralı durumda evaporatör 2'ye girer. Evaporatör 2'de akışkan, TFÇ çevriminde T_{ort} sıcaklığında çıkan jeotermal enerji kaynağından ısıyı alır ve doymuş buhar fazında 8 numaralı durumda evaporatörü terk eder. Türbine doymuş buhar olarak giren çalışma akışkanı, türbini 9 numaralı durumda kızgın buhar olarak terk eder. Akışkan 9 numaralı durumda kondenser 2'ye girer ve ısını soğutma suyuna vererek yoğunlaşır. Akışkan 5 numaralı durumda doymuş sıvı fazında kondensenden çıkar, pompaya girer ve çevrim bu şekilde devam eder [35] (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 TLC-ORÇ Birleşik güç sistemi [35]



Şekil 3.12 TRC-ORÇ sistemi T-s diyagramı [35]

3.8 ORÇ ile İlgili Literatürdeki Çalışmalar

Organik Rankine Çevrimi ile ilgili literatürde çok fazla çalışma bulunmaktadır. Bunlardan bazıları şunlardır:

Şiqi Wang ve ark. [36] ORÇ'nin buhar-su çift ısı kaynağı ile termodinamik optimizasyonu çalışması yapmışlardır. Çift çevrimli ve tek çevrimli ORÇ sistemleri kullanılmıştır. Sonuç olarak herhangi bir ısı kaynağı koşulunda tek çevrimli ORÇ'nin net çıkış gücü ve minimum elektrik üretim maliyetinin çift çevrimli ORÇ'den daha düşük olduğu görülmüştür.

Xiaoxia ve ark. [37] zeotropik karışım kullanılarak yapılan yeni bir organik Rankine çevrimi-buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin termodinamik, ekonomik ve çevresel değerlendirmesini yapmışlardır. Sonuçlar yeni sistemin performans göstergelerinin şu şekilde olduğunu göstermektedir: Performans katsayısı (COP) 0.38, ekserji verimliliği %5.94, dinamik geri ödeme süresi (DPP) 8.89 yıl, net bugünkü değer (NPV) 1.52×10^6 \$ ve yıllık emisyon azalması (AER) ise 5.77×10^6 kg.

Jian Li ve ark. [38] çift basınçlı buharlaşmalı organik Rankine çevrimine iç ısı değiştirici eklediğimizde performansında nasıl iyileşmeler olduğuyla ilgili incelemelerde bulunmuşlardır. Sonuçlar, iç ısı değiştiricisi eklemenin çift basınçlı buharlaşmalı ORÇ'nin yeterince yüksek ısı kaynağı sıcaklığında termo-ekonomik performansını etkili bir şekilde artırabildiğini ve özgün yatırım maliyetinin %3,9 azalacağını göstermektedir.

Ladislao Eduardo Mendez Cruz ve ark. [39] farklı çalışma sıvıları kullanılarak ORÇ'nin performansını ve termodinamik analizini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında, R134a, R600a, R245fa ve R123 soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Sonuç olarak R145fa akışkanı ORÇ'nin en yüksek güç üretimine sahip olmasa da 25, 35 ve 45 °C yoğuşma sıcaklıklarında en yüksek toplam ısı transferi gereksinimine sahip olan soğutucu akışkanlardan biri olarak belirginleşmiş ve aynı zamanda en yüksek ekserjik uygunluk oranını sergilemektedir.

Shah ve ark. [40] tarafından 2020 yılında gerçekleştirilen çalışmada atık ısı kaynaklı basit ve rejeneratif organik Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizi

yapılmıştır. Sistem gücünü gözlemleyebilmek için çeşitli organik akışkanlar kullanmışlardır. İncelenen akışkanlar arasında R113, R123, R236ea, R245fa ve R141b bulunmaktadır. Elde edilen inceleme sonuçlarına göre, rejeneratif organik Rankine çevrimi, üstün bir güç ortaya koymuş ve en ideal organik iş akışkanının R113 olduğu belirlenmiştir.

Rashwan ve ark. [41] araştırmasında ise klasik organik Rankine çevrimi, Reküperatörlü organik Rankine çevrimi ve entegre organik Rankine çevriminin ayrı ayrı tasarımın karşılaştırmalı enerji analizini içermektedir. Araştırmada, organik iş akışkanı olarak propan kullanılmıştır. Ayrıca atık ısı olarak da aynı akışkan kullanılmıştır. Sayısal analiz sonuçlarına göre entegre yapı diğer tasarımların önüne geçerek çarpıcı bir performans sergilemiştir.

Li ve ark. [42] tek basınçlı ve çift basınçlı buharlaşmalı ORÇ sistemlerinin termodinamik performans karşılaştırmasını yapmışlardır. Çift basınçlı ve tek basınçlı sistemleri tek tek karşılaştırıp parametrik optimizasyonunu yapmışlardır. 9 saf organik akışkan çalışma akışkanı olarak seçilmiştir. Sonuçlar çift basınçlı buharlaşma ORÇ'nin uygulanabilir ısı kaynağı sıcaklık aralığının genellikle çalışma akışkanının kritik sıcaklığı arttıkça arttığını göstermektedir.

Dai ve ark. [43] çalışmalarında R245fa/R600a'lı temel bir ORÇ ile R245fa'lı paralel çift buharlaştırıcılı organik Rankine çevriminin (PDORÇ) termo-ekonomik karşılaştırmasını yapmışlardır. Yapılan optimizasyon da zeotropik bir karışımın, temel bir ORÇ'de ilave bir ısı eşanjörü yatırımı ile saf iş akışkanından daha karlı olduğunu göstermektedir. Her ne kadar PDORÇ net gücü açıkça artırabilse de ORÇ'nin termo-ekonomik performansını düşürecektir.

Neda Kazami ve ark. [44] yaptıkları çalışmada jeotermal kaynaklı Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) sistemi üzerinde termodinamik ve termoekonomik analizler gerçekleştirmişlerdir. Yapılan optimizasyon sonuçları, önerilen yeni organik Rankine çevriminde, temel organik Rankine çevrimine kıyasla her iki çalışma akışkanı için özellikle evaporatörlerde ısıl ve ekserji verimlerinin arttığını, aynı zamanda ekserji yıkımının azaldığını göstermektedir. Ayrıca, R123 için termodinamik ve ekonomik optimizasyon sırasında, yeni organik Rankine çevrimindeki spesifik yatırım maliyeti miktarının, temel organik Rankine çevriminden daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

N. Filiz Tümen Özdil ve ark. [45] ise Türkiye'nin güneyinde yer alan yerel bir elektrik santralinde Organik Rankine Çevriminin (ORÇ) termodinamik analizi üzerine çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmalar neticesinde Organik Rankine Çevriminin enerji ve ekserji verimleri, gerçek durumu temsil eden doymuş sıvı formu için sırasıyla %9,96 ve %47,22 olarak hesaplanmıştır.

Safarian ve ark. [46] araştırmasında 4 farklı çevrimin enerji ve ekserji incelemesi yapılmıştır. Bu çevrimler klasik organik Rankine çevrimi, türbin beslemeli organik Rankine çevrimi, rejeneratif organik Rankine çevrimi ve hem türbin beslemeli hem de rejeneratif organik Rankine çevrimidir. Yapılan inceleme sonucuna göre, bu çevrimler içerisinde hem türbin beslemeli hem de rejeneratif organik Rankine çevrimi, En yüksek ısı ve ekserji verimine ulaşmış ve en düşük ekserji kaybını yaşatmıştır. Ayrıca, buharlaştırıcı basıncındaki artışın sistemde ısı ve ekserji verimini artırdığı ve toplam ekserji yıkım oranını azalttığı gözlemlenmiştir.

İmran ve ark. [47] bu çalışmalarında sabit ısı kaynağı koşulları altında atık ısı geri kazanım uygulamaları için temel ORÇ ve rejeneratif ORÇ'nin termo-ekonomik optimizasyonu ile ilgilenmektedirler. Burada ayrıca maksimum ısı verim ve minimum yatırım maliyeti için temel ORÇ baz alınarak ısı verim ve maliyetteki göreceli artış analiz edilmiştir. Optimizasyon 5 farklı çalışma akışkanı için tasarlanmıştır. Optimizasyon sonuçları, göz önünde bulundurulan koşullar altında R245fa'nın en etkili performansı sergilediğini ve temel ORÇ'nin, rejeneratif ORÇ'ye göre daha düşük özgül yatırım maliyeti ve ısı verime sahip olduğunu göstermektedir.

Hung ve ark. [48] bu çalışmada düşük dereceli enerjinin dönüştürülmesinde çalışma akışkanları olarak organik akışkanların (ıslak, kuru ve izentropik) kullanıldığı çevrimleri incelemişlerdir. Sonuçlar, T-s diyagramında çok dik doymuş buhar eğrilerine sahip ıslak akışkanların, enerji dönüşüm verimliliğinde kuru akışkanlara göre daha iyi bir genel performansa sahip olduğunu göstermektedir. Ayrıca, güneş enerjisi kullanımıyla, daha yüksek türbin giriş sıcaklığına ve daha düşük kondenser sıcaklığına (örneğin, deniz seviyesinin altında çalıştırıldığı gibi) sahip bir ORÇ sisteminin uygun bir kombinasyonu, ekonomik olarak uygulanabilir ve çevre dostu yenilenebilir enerji dönüşüm sistemi sunacaktır.

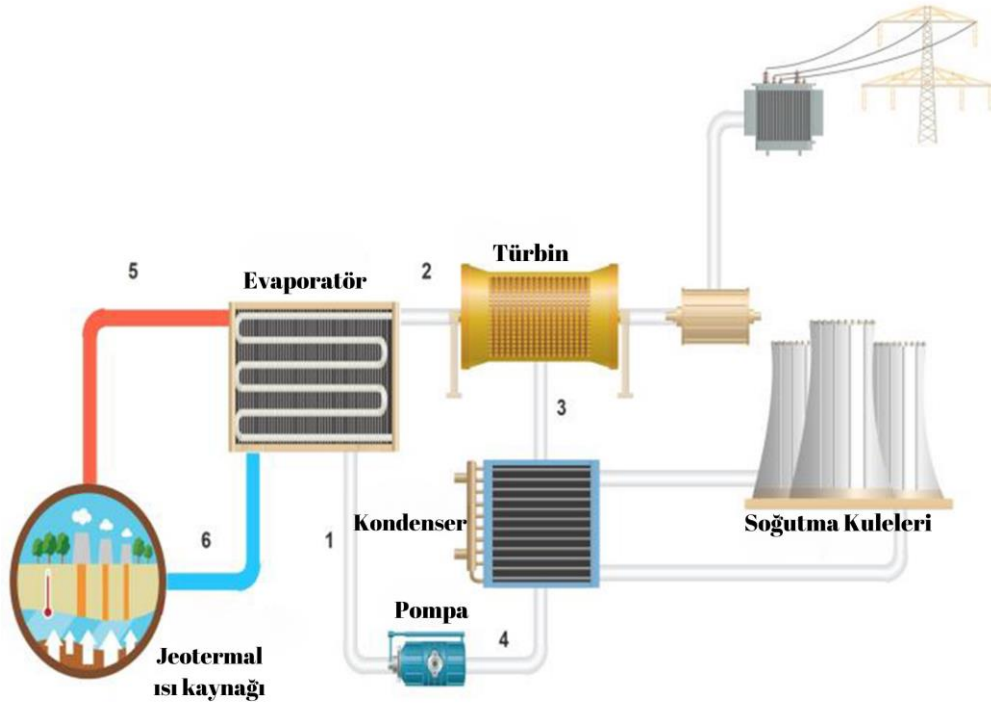
KISMİ BUHARLAŞTIRMALI ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ (KB-ORÇ)

4.1 Kısmi Buharlaştırmalı Organik Rankine Çevrimi

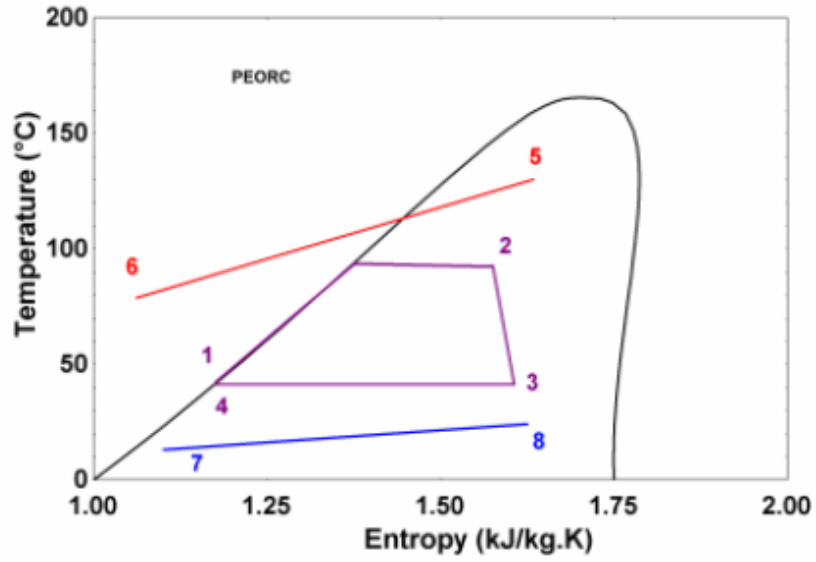
Araştırmacıların ORÇ sisteminin performansını daha yukarılara çıkarmak için çalıştıkları bir diğer sistem ise kısmi buharlaşmalı organik Rankine çevrimidir (KB-ORÇ). Bu sistem, diğer bahsettiğimiz çevrimlerin kombinasyonları üzerinde düşünülerek daha verimli bir sistem oluşturma çabasıyla tasarlanmıştır. KB-ORÇ, ORÇ ve TFÇ'nin avantajlarını birleştirme amacı güder ve çalışma akışkanını kısmen buharlaştırarak faaliyet gösterir [49]. Bu, akışkanın sıvı ve buhar karışımından oluştuğu anlamına gelir. KB-ORÇ, güneş ısı enerjisi, düşük sıcaklıkta jeotermal enerji ve düşük sıcaklık endüstriyel atık ısı gibi düşük sıcaklık kaynaklarının kullanıldığı uygulamalarda etkilidir.

Önceki araştırmalar, düşük sıcaklıkta olan ısı kaynaklarının kullanımında, organik akışkanın tamamen buharlaşması yerine kısmi buharlaşmanın kullanılması entalpi verimliliğini %60'a kadar artırabildiğini göstermiştir [51].

KB-ORÇ, ORÇ gibi aynı genel döngü düzenine sahiptir. Görselde de gösterildiği gibi, KB-ORÇ durumunda işlem akışkanı önceden ısıtılır, kısmen buharlaştırılır ve hızla genişletilerek yoğunlaşma basıncına getirilir (Şekil 4.1). Bakıldığı zaman KB-ORÇ, ORÇ ve TFÇ'nin birleşimi olarak da düşünülebilir. TFÇ'de akışkan kaynama noktasına kadar ısıtılırken, KB-ORÇ de ise akışkan buharlaşmaya başlar. Yapılan çalışmalar, bu çevrimin enerji kayıplarını azaltabileceğini göstermektedir [52].



Şekil 4.1 Kısmi Buharlaştırmalı Organik Rankine Çevrimi



Şekil 4.2 KB-ORÇ T-s diyagramı

4.2 KB-ORÇ Çalışma Prensibi

Kısmi Buharlaştırma: KB-ORÇ'nin ana özelliği, çalışma akışkanının sadece kısmen buharlaştırılmasıdır. Bu, iş akışkanının sıvı ve buhar fazlarının bir karışımını içerdiği bir çevrim yaratır.

Isı Geri Kazanımı ve Isıtma: Çalışma akışkanı önceden ısıtılarak kısmen buharlaştırılır. Bu, ısı kaynağından gelen ısının daha etkili bir şekilde kullanılmasını sağlar. Isı geri kazanımı, iş akışkanının sıcaklığını artırarak ve buharlaştırma sürecine enerji ekleyerek gerçekleşir.

Genişleme ve İzobarik Soğutma: Kısmen buharlaştırılmış akışkan genişlerken, bu sırada soğur ve basınç düşer. İzobarik soğutma aşaması, iş akışkanının yoğunlaşmasını ve entropisinin düşmesini içerir.

Kondenser Aşaması: İş akışkanı kondenser ile soğutularak yoğunlaşır. Bu aşamada, iş akışkanı sıvı formda yoğunlaşır ve entropisi minimuma iner.

Buharlaşma: Kısmen buharlaştırılmış akışkanın bir kısmı buharlaşır ve buhar haline dönüşür. Bu aşama, iş akışkanının tekrar ısı kaynağına doğru dönmesini sağlar.

4.3 ORÇ ile KB-ORÇ Arasındaki Farklar

ORÇ, çalışma akışkanının genellikle doymuş buhar veya aşırı ısınmış buhar olarak tamamen buharlaştığı bir çevrimi içerir. KB-ORÇ ise çalışma akışkanının sadece kısmen buharlaştığı bir çevrimdir. Bu, buharlaşmanın sadece bir kısmının gerçekleştiği anlamına gelir.

ORÇ'de ısı transferi genellikle birincil ısı değiştiricide gerçekleşir, burada ısı kaynağından alınan ısı, çalışma akışkanının tamamen buharlaşmasına neden olur. KB-ORÇ ise kısmi buharlaşma, birincil ısı değiştiricinin içinde gerçekleşir, ancak bu durumda sadece bir kısmı buharlaşır. Bu, daha yüksek ısı transferi ve daha fazla ısı çıkışı sağlar.

ORÇ de genellikle daha yüksek sıcaklık kaynaklarına odaklanılır ve yüksek sıcaklıkta buharlaşma gerektirebilir. KB-ORÇ de ise daha düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarından enerji çıkartma yeteneği ile öne çıkar.

ORÇ de genellikle tek fazlı genleştirici tasarımına sahiptir, bu genleştirici türü için optimize edilmiştir. KB-ORÇ de iki fazlı genleştirici tasarımına ihtiyaç duyar, bu da daha karmaşık bir tasarım ve modellenme sürecini gerektirir.

KB-ORÇ, ORÇ'ye göre daha hacimli ve maliyetli bir sisteme sahiptir.

4.4 KB-ORÇ ile İlgili Literatürdeki Çalışmalar

KB-ORÇ ile ilgili literatürde bazı çalışmalar yapılmıştır. Özellikle yapılan çalışmalar diğer çevrimlerle kıyaslanmıştır. KB-ORÇ ile ilgili kısıtlı çalışmalar bulunmaktadır. O çalışmalardan bazıları şunlardır:

Evangelos ve ark. [53] yapmış oldukları çalışmalarında kısmi buharlaşmalı güneş enerjisiyle çalışan Organik Rankine döngüsünün termodinamik analizini ve optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. İncelenen KB-ORÇ için çalışma akışkanı olarak R1233zd(E) seçilmiştir. Dinamik analiz sonuçlarına göre, yıllık elektrik verimi 6243 kWh olarak elde edilmiş, maksimum değer ise 3.81 kW olarak belirlenmiştir. Ek olarak, yıllık ortalama güneş alanı verimliliği %45,0, termodinamik çevrim verimliliği %8,71 ve sistem verimliliği ise yıllık ortalama %3,68 olarak hesaplanmıştır.

Fabian ve ark. [34] ise yine kısmen buharlaştırılmış bir çalışma sıvısıyla ORÇ'yi deneysel olarak değerlendirmesini yapmışlardır. Yine burada da çalışma sıvısı olarak R1233zd(E) kullanılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda KB-ORÇ'nin ORÇ'ye göre ekserji verimliliği açısından %80 daha iyi performans gösterdiği sonucuna varılmıştır.

Daniarta ve ark. [54] TFÇ, ORÇ ve KB-ORÇ' nin karşılaştırmasını yaparak termodinamik verimliliklerini incelemiştir. Verimlilik açısından KB-ORÇ'nin TFÇ ve ORÇ'den daha iyi bir verime sahip olduğu sonucu çıkmıştır. Buna göre, önerilen bir yaklaşıma göre, belirli sıcaklık aralıklarında ve bir kısmen buharlaşmış durumdan genişleme adımına başlandığında, çevrimin performansını artırma potansiyeli bulunmaktadır. Bu elde edilen sonuçlar, yüksek sıcaklık ısı kaynakları veya düşük sıcaklık ısı alıcıları kullanarak çalışan subkritik çevrimli ısıl güç santralleri tasarlayan bilim insanlarına ve mühendislere yeni bir bakış açısı sunabilir.

Surendran ve ark. [55] KB-ORÇ de R245fa-Siklopentan zeotropik karışımlarının performans analizlerini incelemişlerdir. Karışımları kullanan KB-ORÇ'nin ısı verimliliği ve net güç çıkışı bileşen saf akışkanlardan daha yüksek olduğu sonucu ortaya çıkmıştır. Ayrıca karışumlu KB-ORÇ, saf R245fa'lı KB-ORÇ'den yalnızca %3-5 daha yüksek güç çıkışı sunar. Termo-ekonomik açıdan bakıldığında, R245fa kullanan KB-ORÇ mükemmel sistem performansı sunduğu görüşü çıkarılmaktadır.

Zhou ve ark. [52] KB-ORÇ'nin zeotropik karışımları(R245fa/R227ea) kullanarak performans analizini incelemişlerdir. Sonuçlar, hem KB-ORÇ'nin hem de zeotropik karışım çalışma sıvısının termodinamik performansı geliştirebileceğini ve daha da önemlisi sistemi daha da geliştirmek için bir araya getirilebileceğini gösterdi. R245fa/R227ea ile optimize edilmiş KB-ORÇ, geleneksel kritik altı organik Rankine döngüsü (SCORÇ) kullanılarak çalışan ve R227ea'nın çalışma akışkanı olarak kullanıldığı sistemden yaklaşık %24,7 daha fazla güç üretebilmektedir. Ancak, bu artışın yanı sıra ısı eşanjörünün ekonomisinin olumsuz yönde etkilenebileceği unutulmamalıdır. Elde edilen sonuçlar ayrıca, karışım çalışma akışkanının, sıcaklık kayma özelliğinden dolayı yoğunlaştırıcıdaki ekserji kaybını azalttığını, KB-ORÇ'nin ise ısı kaynağı ile çalışma akışkanı arasındaki sıcaklık uyumunu artırarak özellikle buharlaştırıcıdaki ekserji kaybını azalttığını göstermektedir.

5

TERMODİNAMİK ANALİZ

5.1 Termodinamik Analiz

Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) termodinamik analizi, sıvı ve buharın termodinamik özelliklerinin hesaplanması ve her elemanın performansının değerlendirilmesi üzerine odaklanır. Bu analizde kullanılan temel termodinamik özellikler, ısı kaynağından gelen ısı transferi, organik çalışma akışkanının özellikleri, her bir elemanın özellikleri ve çevrim verimliliği gibi unsurları içerir.

Termodinamik analizi gerçekleştirmek ve sistem performansını değerlendirmek için aşağıdaki varsayımları kabul ediyoruz:

- 1.Sistem içindeki tüm bileşenlerin sürekli durum koşullarında çalıştığı varsayılır.
- 2.Borular ve ısı değiştiriciler içindeki basınç düşüşleri ve ısı kaybı göz ardı edilmiştir.
- 3.Potansiyel ve kinetik enerjideki değişiklikler ihmal edilir.
- 4.Ortam basıncı olarak 100 kPa ve sıcaklık olarak 25 °C kabul edilir.
- 5.ORÇ sisteminde kullanılan çalışma akışkanı R1233zd(E) olarak kabul edilir.

Farklı durumların termodinamik özelliklerini hesaplamak ve incelenen sistemdeki enerji ve ekserji verimliliklerini değerlendirmek, sürekli durum işlemleri için uyarlanmış temel denklemlerin kullanılmasını gerektirir. Ayrıca Bileşenlerin ayrı ayrı denklemlerinin oluşturulmadan önce, genel termodinamik analiz denklemlerinin tanımının belirlenmesi gereklidir.

5.2 Kütle Dengesi

Kütle dengesi, bir sistemde giren ve çıkan akışkanların miktarlarının eşit olması prensibini ifade eder. Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmindeki kütle zaman içinde sabit kalır; giren kütle, çıkan kütle ile dengededir, bu da kütle korunumu ilkesini yansıtır. Genel kütle dengesi denklem (5.1) de gösterilmektedir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\phi \quad (5.1)$$

Burada $\dot{m}$ kütleli debiyi, alt indisler g ve ϕ sırasıyla giriş ve çıkışı ifade etmektedir.

5.3 Enerji Dengesi

Termodinamiğin 1. yasası, enerjinin korunumu ilkesini ifade eder. Bu yasa, bir sisteme giren veya sistemden çıkan enerji miktarının, sistemin içinde depolanan veya sistemden çıkan enerji miktarına eşit olduğunu belirtir [56]. Aşağıda genel enerji denklemleri gösterilmektedir.

$$\sum E_g - \sum E_\phi = \Delta E_{sis} \quad (5.2)$$

Sürekli akışlı açık sistemler için kontrol hacmindeki toplam enerji miktarı sabittir. Yani kontrol hacmindeki toplam enerji değişimi sıfıra eşit olur ($\Delta E_{sis} = 0$). [56]

$$E_g = E_\phi \quad (5.3)$$

Sürekli akışlı açık bir sistemde, sisteme verilen ısı girişi ve sistem tarafından üretilen işe bağlı olarak, termodinamiğin birinci yasası (enerjinin korunumu) denklem (5.4) ile açıklanmaktadır [57].

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\phi \left(h_\phi + \frac{v_\phi^2}{2} + gz \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz \right) \quad (5.4)$$

Burada E , h , Q , W sırasıyla enerji, özgül entalpi, çekilen ısı ve net işi ifade etmektedir.

Santralin sağladığı toplam iş ile üretilen toplam iş arasındaki farkı bize sistemin net işini verir. Ayrıca sisteme kütle giriş ve çıkışı olmadığı düşünülürse sistem kapalı bir sistem olarak incelenebilir. Kapalı bir sistem olduğu için iç enerji değişimi $\Delta U=0$ [56].

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_\phi - \dot{W}_g \quad (5.5)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_\phi \quad (5.6)$$

Isıl verim elde edilen net işin toplam giren ısıya bölümüne eşitti [56]:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_g} \quad (5.7)$$

5.4 Ekserji Dengesi

Ekserji, termodinamikte bir sistemdeki kullanılabilir enerji miktarını ifade eden bir terimdir. Ekserji bir madde veya enerji akışının içsel termodinamik potansiyelini temsil eder. Ekserji dengesi denklem (5.8) ile ifade edilmiştir [57]:

$$\sum E_{xg} - \sum E_{xç} - E_{xy} = \Delta E_{xsis} \quad (5.8)$$

$$E_{x,ISI} = Q_{ISI} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ISI}}\right) \quad (5.9)$$

$$E_{x,iş} = \dot{W} \quad (5.10)$$

T_0 , çevrenin mutlak sıcaklığını ifade etmektedir. $E_{x,y}$, değişen ekserji miktarını ifade etmektedir. W ise işi temsil etmektedir.

Eğer sistem dışarıdan bir giriş alıyor ve aynı zamanda sistem yüzeyinden ısı kaybına uğruyorsa, ekserji ilişkisi şu şekildedir:

$$E_{x,g} - E_{x,ç} - E_{x,Q} + \dot{W} \quad (5.11)$$

Sabit durumdaki bir kontrol hacminin ekserji dengesi, denklem (5.12)'de gösterilmektedir.

$$\sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_e \dot{m}_e ex_e + \sum_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i = \dot{W}_{net,i} + \dot{E}x_D \quad (5.12)$$

Burada kullanılan alt indisler i ve e sırasıyla giriş ve çıkışı temsil etmektedir. Ek olarak ex her akışın fiziksel ve kimyasal ekserji toplamını ifade etmektedir ve şu şekilde ifade edilmektedir:

$$ex = ex_{fiziksel} + ex_{kimyasal} \quad (5.13)$$

$$ex_{fiziksel} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (5.14)$$

$$ex_{kimyasal} = \dot{m} \left[\sum_{i=1}^n x_i Ex_{kim,i} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln(x_i) \right] \quad (5.15)$$

Isı kaynağı kullanımı (IKK):

$$IKK = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_0} \quad (5.16)$$

Ayrıca ısı kaynağının ekserji kullanımı ise şu şekilde ifade edilir [57]:

$$IKEK = \frac{ex_5 - ex_6}{ex_5} \quad (5.17)$$

Ekserji verimliliği ise şu şekilde hesaplanır [57]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_5 ex_5} \quad (5.18)$$

Isıl verim ise aşağıdaki formül ile hesaplanır [57]:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{Q_b} \quad (5.19)$$

6.1 Termoekonomik Analiz

Termoekonomik analiz, bir enerji sisteminin veya sürecinin performansını değerlendirmek için termodinamik prensipleri ve ekonomik faktörleri entegre eden bir yöntemdir. Bu analiz, enerji sistemlerinin ekserji verimliliğini, kaynak kullanımını ve maliyet etkinliğini değerlendirerek, sistemin ekonomik açıdan sürdürülebilirliğini incelemeyi amaçlar. Yani, termoekonomik analiz, termodinamik verileri ekonomik göstergelerle birleştirerek, enerji sistemlerinin hem enerji hem de ekonomik açıdan optimize edilmesine yönelik bir yaklaşım sunar.

Termoekonomi, ekserji ve maliyet analizlerini entegre eden bir yaklaşım olup, ekserji destekli maliyet azaltma stratejilerini içermektedir. Bu sebepten dolayı ekserjiekonomi olarak da ifade edilir. Ekserjiekonomi, ekonomik analiz ve enerji analizini entegre ederek, sistemlerin gerçek ürün maliyetlerini belirlemek için kullanılan yenilikçi bir yaklaşımdır. Bu yöntem, sistem ve proje yöneticileri, mühendisler ve araştırma geliştirme çalışmaları için son derece etkili ve faydalıdır [61].

Ekserjiekonomi için yapılan ekonomik hesaplamalarda bir maliyet denge denklemi oluşturulur. Denklem şu şekildedir [57]:

$$\dot{C}_{p,top} = \dot{C}_{F,top} + \dot{Z}_{top}^{CI} + \dot{Z}_{top}^{OM} \quad (6.1)$$

Yukarıdaki denklemde $\dot{C}_p$ sistemin maliyet oranını, $\dot{C}_F$ toplam harcama oranını, $\dot{Z}^{CI}$ sistemin başlangıç yatırım maliyetini, $\dot{Z}^{OM}$ ise sistemin işletme, bakım ve onarım harcamasını ifade etmektedir.

Denklem (6.2) de her akışkan için ortalama ekserji maliyet hesabı verilmiştir [57]:

$$c_i = \frac{\dot{C}_i}{\dot{E}x_i} \quad (6.2)$$

“ $\dot{C}$ ” ifadesi \$/h “c” ise \$/GJ cinsinden ifade edilir.

Ekserji maliyetinde, sistemin çevre ile etkileşimi ve sistemdeki tersinmezliklerin aynı anda maliyete etkisi incelenir. Sistem içindeki ekserji akışının, güç transferinin ve ısı transferinin neden olduğu ekserji maliyetleri aşağıdaki denklemlerle hesaplanmaktadır [57]:

$$\dot{C}_\zeta = c_\zeta \dot{E}x_\zeta \quad (6.3)$$

$$\dot{C}_g = c_g \dot{E}x_g \quad (6.4)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{E}x_w = \dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (6.5)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}x_q \quad (6.6)$$

Bu denklemlerdeki c_g, c_ζ, c_w ve c_q sırasıyla, giriş akışının, çıkış akışının, işin ve ısının birim maliyetini temsil etmektedir. $\dot{C}_g, \dot{C}_\zeta, \dot{C}_w, \dot{C}_q$ ise sırasıyla ilgili ekserji akımlarının toplam maliyetlerini temsil etmektedir. ifadesi \$/h “c” ise \$/GJ cinsinden ifade edilir.

Sistemdeki her akışın maliyet oranı, ekserji maliyetleme yöntemiyle belirlenir ve her bileşen için maliyet dengesi denklemi uygulanır. Denklem şu şekildedir (bir k birimi için) [57]:

$$\sum \dot{C}_{\zeta,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{g,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (6.7)$$

Bu denklemi daha açık bir şekilde ifade etmek gerekirse şu şekilde yazılabilir:

$$\sum (c_\zeta \dot{E}x_\zeta)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = \sum (c_g \dot{E}x_g)_k + c_{q,k} \dot{E}x_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (6.8)$$

Burada $\dot{Z}_k$ satın alınan ekipman maliyetini ifade eder. Aşağıdaki eşitliklerle ifade edilir:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (6.9)$$

$$\dot{Z}_k = \frac{PEC_k CRF \varphi}{N3600} \quad (6.10)$$

Yukarıdaki denklemde φ, N ve CRF ifadeleri sırasıyla, toplam işletmenin ve bakımın maliyeti faktörü (1,06), sistemin bir yıl için çalışma zamanı ve sermaye geri kazanım faktörünü temsil etmektedir. N saat olarak sistemin bir yıldaki çalışma

süresini ifade eder. O da 7446 saate tekabül eder. Sermaye geri kazanım faktörü ise aşağıdaki denklem ile gösterilmektedir [58]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (6.11)$$

Denklemden kullanılan i faiz oranını, n ise sistemin ömrünü ifade etmektedir.

6.2 Termoekonomi Performans Kriteri

Termoekonomi performans kriterleri, enerji sistemlerinin ekserjik ve ekonomik açılardan değerlendirilmesinde kullanılan ölçütlerdir. Tasarım aşamasındaki bir sistem ile mevcut sistemin termodinamik süreci birbiriyle paralel olarak yürütülür.

Bir ısı sistem tasarımı aşamasındayken, termoekonomik performans değerlendirmesi şu kriterlere dayanır [59]:

- 1) Ekserji verimliliği
- 2) Ekserji tahribi ve ekserji kaybı
- 3) Ekserji tahrip oranı ve ekserji kaybı oranı
- 4) İlk yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyeti ve bu ikisinin toplamı
- 5) Ekserji tahribi maliyeti ve ekserji kaybı maliyeti
- 6) Bağlı maliyet farkı, r_k

$$r_k = \frac{C_{P,k} - C_{F,k}}{C_{F,k}} \quad (6.12)$$

Bu denklem, analiz edilen işleme ünitesinin ortalama maliyetindeki bağlı artışı ifade eder; diğer bir deyişle, yakıt ile ürünün birim ekserji maliyetleri arasındaki farkın birim ekserji maliyetine oranını ifade eder.

- 7) Ekserjiekonomik faktör

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k}(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k})} \quad (6.13)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k}\dot{E}_{D,k}} = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \quad (6.14)$$

Bu denklemde $c_{F,k}$ yakıt ile ilişkili birim ekserji maliyetini, $\dot{E}_{D,k}$ ekserji yıkım oranını, $\dot{E}_{L,k}$ ise sistemde olan enerji kayıplarını temsil etmektedir. Eğer bu sistemdeki ekserji kayıpları göz ardı edilirse, ekserjiekonomik faktör denklemi kullanılarak hesaplanır.

Ekserji kaybının maliyet oranı ise aşağıdaki denklemle hesaplanır [57]:

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (6.15)$$

Son olarak, sistem toplam maliyeti aşağıdaki denklemle hesaplanır [57]:

$$\dot{C}_{sis} = \sum_k \dot{Z}_k + \sum_k \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k} \quad (6.16)$$

Burada, $\dot{C}_L$ maliyet oranını ifade etmektedir. Sistemde ekserji kayıpları ve maliyet oranı ihmal edilmiştir.

Üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}), ORÇ ya da KB-ORÇ tarafından sağlanan, maliyet analizlerinde kritik bir parametredir. Bu değer, üretilen elektriğin toplam maliyetini belirtir ve hesaplaması aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir [57]:

$$C_{el} = \frac{PEC_{top} CRF \varphi}{\dot{W}_{net} N} \quad (6.17)$$

Bu denklemde PEC_{top} , ORÇ ya da KB-ORÇ için toplam ekipman maliyetini ve $\dot{W}_{net}$ de sistemin net gücünü ifade etmektedir [57].

Tasarlanan ORÇ ya da KB-ORÇ için geri ödeme süresi denklem (6.18) de gösterilmektedir.

$$AS = \frac{\log \frac{(\dot{W}_{net} N C_{el}) - PEC_{top} (\varphi - 1)}{(\dot{W}_{net} N C_{el}) - PEC_{top} (\varphi - 1) - (i PEC_{top})}}{\log(1 + i)} \quad (6.18)$$

Isıl bir sistemin maliyet etkinliğini artırmak için aşağıdaki yöntemleri uygulamak önerilir [57]:

a) $\dot{Z}_k$ ve $\dot{C}_{D,k}$ toplamı kullanılarak, proses maliyetleri azalan sıraya göre sıralanır.

b) $\dot{Z}_k$ ve $\dot{C}_{D,k}$ değerleri yüksek olan işlemlerin bağıl maliyet farkına (r_k) özel bir önem verilir.

c) Ana maliyet kaynağına odaklanılarak (başlangıç yatırım maliyeti veya ekserji kaybı maliyeti), ekserjiekonomik faktör (f_k) değerlendirilir.

i) Eğer f_k yüksekse, proses birimlerinin verimliliği üzerindeki etkisini değerlendirerek başlangıç yatırım maliyetinin azaltılması araştırılır.

ii) Eğer f_k düşük ise, başlangıç yatırım maliyeti artırılarak proses birimlerinin verimi yükseltilmeye çalışılır.

d) Ekserji tahribatına ve kayıplarına yol açan, aynı zamanda diğer proses birimlerinin başlangıç yatırım maliyeti veya yakıt maliyeti giderlerini azaltmayan tüm alt süreçler sistemden çıkarılır.

e) Diğer birimlere kıyasla düşük ekserji verimine, yüksek ekserji tahribine ve ekserji tahribi oranına sahip olan proses birimlerinin ekserji verimlerini artırmaya yönelik çaba gösterilir.

Bu metodoloji uygulanırken, termoekonomik değişkenlerin proses cihazlarının türüne göre değerlendirilmesi önemlidir. Aynı kategoriye ait proses cihazları, kendi içinde değerlendirilmelidir. Örneğin, ısı değiştiriciler kendi arasında, pompalar ve türbinler ise kendi içinde değerlendirilmelidir [57].

6.3 ORÇ ve KB-ORÇ Bileşenlerinin Enerji Ekserji ve Maliyet Analizi

Çalışılan sistemdeki farklı bileşenler için enerji ekserji ve termoekonomik analiz denklemleri uygulandığında, denklemler Tablo 6.1’de sunulduğu gibi elde edilebilir.

Tablo 6.1 ORÇ ve KB-ORÇ sisteminin enerji, ekserji ve maliyet denklemleri [57]

Bileşen	Enerji Dengesi	Ekserji Dengesi	Maliyet Denklemi
Pompa	$\dot{W}_p = \dot{m}(h_2 - h_1)$	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_p = \dot{E}x_2 + \dot{E}Y_p$	$c_1 \dot{E}x_1 + c_p \dot{W}_p + \dot{Z}_p = c_2 \dot{E}x_2$
Buharlaştırıcı	$\dot{Q}_b = \dot{m}(h_3 - h_2)$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_5 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_6 + \dot{E}Y_b$	$c_2 \dot{E}x_2 + c_5 \dot{E}x_5 + \dot{Z}_b = c_3 \dot{E}x_3 + c_6 \dot{E}x_6$
Türbin	$\dot{W}_t = \dot{m}(h_3 - h_4)$	$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{W}_t + \dot{E}Y_t$	$c_3 \dot{E}x_3 + \dot{Z}_t = c_4 \dot{E}x_4 + c_t \dot{W}_t$
Yoğuşturucu	$\dot{Q}_y = \dot{m}(h_4 - h_1)$	$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_7 = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_8 + \dot{E}Y_y$	$c_4 \dot{E}x_4 + c_7 \dot{E}x_7 + \dot{Z}_y = c_1 \dot{E}x_1 + c_8 \dot{E}x_8$

Yukarıdaki denklemlerdeki $\dot{E}Y_p$, $\dot{E}Y_b$, $\dot{E}Y_t$, $\dot{E}Y_y$ sırasıyla pompa, buharlaştırıcı, türbin ve yoğuşturucu ekserji yıkım oranını ifade eder. Aynı şekilde maliyet denklemlerinde bulunan $\dot{Z}_y$, $\dot{Z}_t$, $\dot{Z}_b$, $\dot{Z}_p$ ise sırasıyla yoğuşturucu, türbin buharlaştırıcı ve pompa için ilk yatırım ve bakım maliyetini ifade etmektedir. Denklem (6.16) ile hesabı yapılmaktadır.

6.4 Isı Değiştiricisi Modelleme

Bu çalışmada asıl amaç, ısı değiştirici ünitesi için iki farklı ortam arasındaki en etkili ısı transferini sağlamaktır. Bu da termodinamik ve ekonomik açılardan kritik bir hedeftir.

Buharlaştırıcı ve ön ısıtıcıyı içeren ısı değiştiricisi için, ısı değiştiricilerindeki ısı transfer hızı aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir [57]:

$$U = \frac{1}{\frac{D_0}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{D_0 R_{fi}}{D_i} + \frac{D_0 \ln(D_0 / D_i)}{2k} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (6.19)$$

Bu denklemde D_0, D_i sırasıyla boru dış çapı ve boru iç çapı. R_{fi} , R_{fo} ise sırasıyla boru tarafındaki ve boru dış tarafındaki kirlenme direncini temsil etmektedir.

Isı transferinin boru için konvektif ısı transfer katsayısı şu şekilde hesaplanmaktadır [57]:

$$h_i = \frac{Nuk}{D_i} \quad (6.20)$$

ORÇ de Nusselt sayısı $Re > 10^4$ için:

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/2)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (6.21)$$

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (6.22)$$

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu} \quad (6.23)$$

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_t} \quad (6.24)$$

$$A_t = \frac{\pi D_i^2}{4} \frac{N_t}{2} \quad (6.25)$$

Konvektif ısı transfer katsayısı $Re: 2 \times 10^3 < Re < 10^6$

$$\frac{h_0 D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (6.26)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (6.27)$$

Isı değıştiricinin tüp tarafındaki basınç düşüşünün hesaplanması için aşağıdaki korelasyon kullanılır:

$$\Delta P_t = \left(4f \frac{LN_p}{D_i} + 4N_p \right) \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (6.28)$$

Ayrıca, kabuk tarafındaki basınç düşüşü aşağıdaki şekilde belirlenir:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \varphi_s} \quad (6.29)$$

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re) \quad (6.30)$$

$$\varphi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (6.31)$$

KB-ORÇ için ısı değıştirici modellemesi de řu hesaplamalarla yapılmıştır. Çift fazlı ısı transfer katsayısı aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır [62]:

$$h_{tp} = Eh_l + Sh_{pool} \quad (6.32)$$

$$h_l = 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} k_l / d \quad (6.33)$$

$$h_{pool} = 55 P_r^{0.12} (-\log_{10} P_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (6.34)$$

İki fazlı akışlarda boşluk kesiti ve ısı transfer katsayılarını Martinelli parametresi ačíısından incelenmiştir [62]:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (6.35)$$

$$Bo = \frac{q}{\lambda G} \quad (6.36)$$

E ve S faktörleri aşağıdaki formüllerle verilmiştir: [62]

$$E = 1 + 24000 Bo^{1.16} + 1.37 (1/X_{tt})^{0.86} \quad (6.37)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 \text{Re}_l^{1.17}} \quad (6.38)$$

Yoğuşma kısmının modellenmesi için Cavallini ve arkadaşlarının denklemleri kullanılmıştır [63].

7.1 Optimizasyon ve Çok Amaçlı Optimizasyon

Optimizasyon, bir sistemin, sürecin veya tasarımın belirli hedeflere ulaşmak veya belirli kriterleri en iyi şekilde karşılamak için en etkili ve verimli biçimde düzenlenmesi sürecidir. Bu, genellikle sınırlar veya kısıtlamalar altında çalışırken, bir veya birden çok hedefin en iyi duruma getirilmesini amaçlar. Örneğin, maliyeti minimize etmek, enerji verimliliğini artırmak veya belirli bir ürünün performansını maksimize etmek gibi farklı hedeflere sahip bir tasarım problemi ele alındığında, bu problemi çözmek amacıyla bir optimizasyon süreci yürütmek, sistemdeki değişkenleri en etkili şekilde düzenleyerek belirli hedeflere en iyi şekilde ulaşmayı amaçlayan bir çaba sarf etmektir.

Çok amaçlı optimizasyon ise birden fazla hedefin optimize edilmesini amaçlar. Bu, çelişen amaçları dengeleyerek çoklu kriterlere uygun bir çözüm kümesi elde etme çabasını içerir. Birden fazla hedefin dikkate alınması nedeniyle genellikle daha karmaşık ve zorlu problemleri içerir. Optimizasyon zorluklarını çözme süreci, uygun bir optimizasyon algoritması seçimi, tasarım değişkenleri ile sınırlarının belirlenmesi ve amaç fonksiyonlarının tanımlanması olmak üzere üç temel adımdan oluşmaktadır [60]. Karar değişkenleri ve bu değişkenlere ilişkin sınırlar, sistem performansını nasıl etkilediğine dair bir parametrik çalışmanın bulgularına dayanarak seçilmiştir. Teknik kısıtlamalara göre belirlenen karar değişkeni sınırları Tablo 7.1’de görülebilir.

Tablo 7.1 Tasarım değişkenleri ve değişim aralıkları

PARAMETRE	SINIR
Isı kaynağı sıcaklığı, T (°C)	120-140
Buhar kalitesi, x	0,2-0,8
Aşırı ısınma derecesi (°C)	5-15
Buharlaştırma basıncı, P (kPa)	700-1100

ORÇ ve kısmen buharlaşmış ORÇ'nin termodinamik ve ekonomik etkilerine yönelik iki amaç fonksiyonu belirlenmiş ve optimizasyon prosedürü yoluyla aynı anda optimize edilmesi gerekmektedir. Bu amaç fonksiyonları ekserji verimliliği ve üretilen enerji için bir ekserji birimi başına ortalama maliyet olarak tanımlanmış ve aşağıdaki gibi formüle edilmiştir [57]:

$$\eta_{ex}^n = \frac{\eta_{ex}}{\sqrt{\eta_{ex}^2 + \dot{C}_{P,tot}^2}} \quad (7.1)$$

$$\dot{C}_{P,tot}^n = \frac{\dot{C}_{P,tot}}{\sqrt{\eta_{ex}^2 + \dot{C}_{P,tot}^2}} \quad (7.2)$$

$$\sqrt{(\eta_{ex}^n - \eta_{ex,ideal}^n)^2 + (\dot{C}_{P,tot}^n - \dot{C}_{P,tot,ideal}^n)^2} \quad (7.3)$$

Burada *dis*, her optimal nokta ile maksimum ekserji verimliliği ve üretilen enerji başına ortalama en düşük maliyetin meydana geldiği ideal nokta arasındaki farkı gösterir. İstenen optimal nokta, en küçük mesafeyi (*dis*) tahsis eden her pozisyon olarak seçilir.

Organik Rankine Çevrimi ve kısmen buharlaşmış Organik Rankine Çevrimi sistemlerinin optimize edilmiş parametreleri, düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarından en iyi şekilde yararlanılmasını sağlayarak sürdürülebilir enerji üretimine katkıda bulunabilir.

8.1 ORÇ ve KB-ORÇ'nin Tasarım Parametreleri

Bu bölümde gerçekleştirilen hesaplamaların ardından elde edilen sonuçlar burada sunulmuştur. EES yazılımında kodlar yazarak ve Tablo 8.1'de belirtilen varsayılan önermeler ile tasarım parametrelerini kullanarak, incelenen sistem için termodinamik bir model uygulandı. Elde edilen sonuçlar ayrıca bu tablodaki iki çevrimin termodinamik ve ekserjiekonomik etkinliği hakkında detaylı bilgiler içermektedir.

Tablo 8.1 ORÇ ve KB-ORÇ'nin tasarım parametreleri

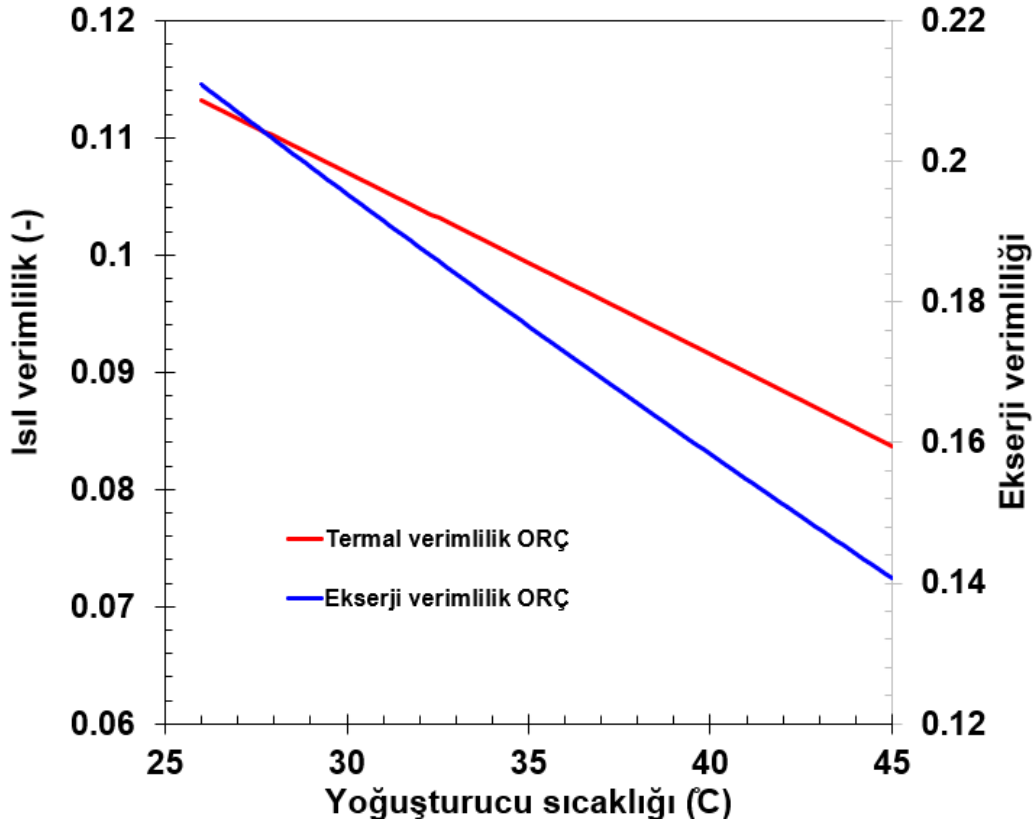
Tasarım Parametresi	Değer (ORÇ)	Değer (KB-ORÇ)
Isı Kaynağı Sıcaklığı	120	120
Buhar kalitesi, x2(-)	-	0.5
Aşırı Isınma Derecesi, AID(°C)	10	-
Buharlaştırma Basıncı, P2 (kPa)	900	900
Genleşme İzentropik Verimliliği	0.75	0.75
Pompa İzentropik Verimliliği	0.8	0.8

8.2 ORÇ için Yoğuşturucu Sıcaklığında Parametrik Analiz

8.2.1 Ekserji ve Isıl verim

Şekil 8.1'de ORÇ'nin yoğuşturucu sıcaklığına (25-45°C) göre ısı ve ekserji verimliliği değişim grafiği verilmiştir. Bu grafiğe göre yoğuşturucu sıcaklığı azaldığında ısı ve ekserji verimliliği artış göstermektedir. En yüksek ekserji verimliliği 25°C yoğuşma sıcaklığında %21,09 olarak hesaplanmıştır. Isıl verimlilik ise 25°C yoğuşma sıcaklığında en yüksek %11,3 olarak hesaplanmıştır. Yoğuşma sıcaklığının 25°C'den 45°C'ye yükselmesi ile ısı ve ekserji verimliliği

azalma göstermektedir. Ekserji verimliliği yoğuřma sıcaklıęının 45°C olduęu zamanda verimlilięi %14,07'ye dūřmektedir. Isıl verimlilik ise 45°C'de %8,36'ya kadar dūřmektedir. Ekserji verimindeki azalıřın sebebini arařtırdıęımızda, elde edilen net gūçteki dūřūřtır (řekil 8.2). Isıl verimdeki azalmanın sebebi ise buharlařtırıcıdan sisteme saęlanan ısı oranı azalıp, net gūç çıktısı da azalma gōstermektedir. Net gūç daha baskın olduęu için ısıl verimlilikte de azalma meydana gelmiřtir.



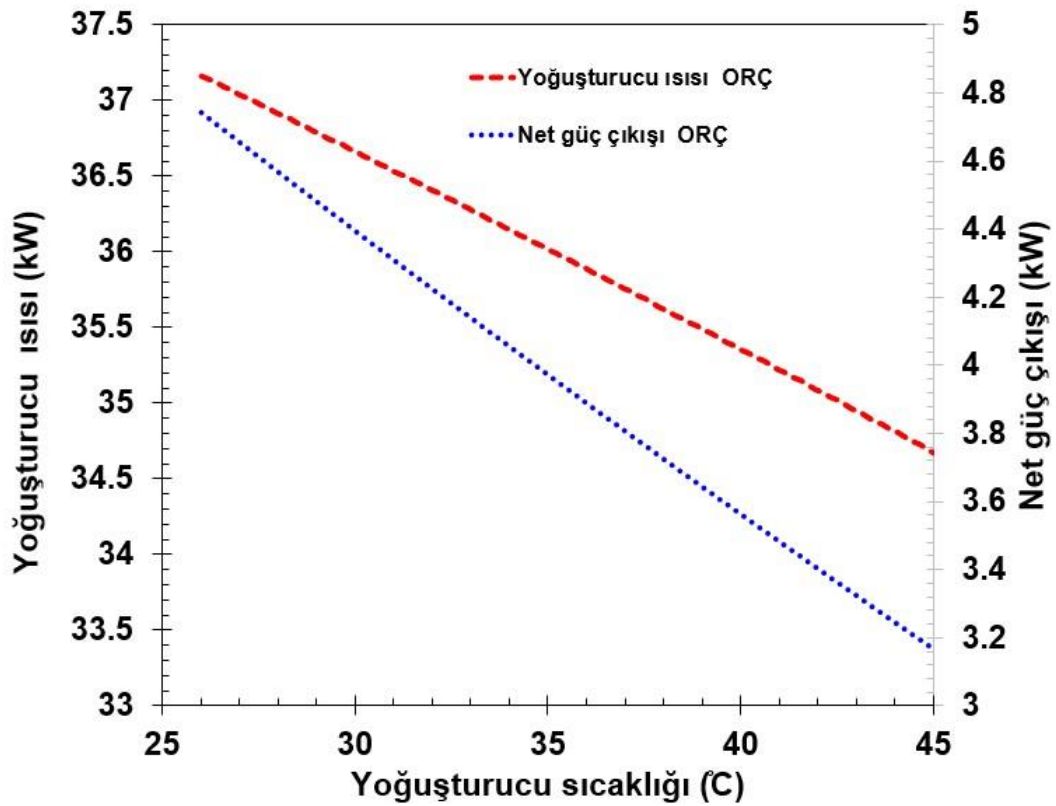
şekil 8.1 ORÇ'nin yoğuşturucu sıcaklığına gōre ısıl ve ekserji verimliliği değişim grafiği

8.2.2 Net Gū ve Yoęuřturucu Isısı

řekil 7.2'de ORÇ için yoęuřturucu sıcaklıęının, yoęuřturucu ısısı ve net gū çıkıřına etkisi grafiklendirirmiřtir. Bu grafikte de gōrūldūęu ūzere yoęuřturucu sıcaklıęı arttıęında ORÇ için net gū azalmaktadır. 25 °C yoęuřturucu sıcaklıęında net gū çıkıřı 4,74 kW olarak hesaplanmıřtır. Sıcaklık 45 °C'ye arttırıldıęında net gū 3,16 kW deęerine dūřtūęu gōrūlmektedir. Net gū'n azalmasının sebebi

yoğuşturucu sıcaklığının artışı ile türbindeki çıkış entalpisinin azalmasından dolayıdır.

Yoğuşturucu sıcaklığının yoğuşturucu ısısına göre değişim grafiği de şekil 7.5'te gösterilmektedir. Yine aynı şekilde yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça yoğuşturucu ısısı düşmektedir. 25 °C yoğuşturucu sıcaklığında ORÇ için yoğuşturucu ısısı değeri 37,16 kW olarak hesaplanmıştır. Sıcaklık 45 °C' ye yükseltildiğinde ise yoğuşturucu ısısı 34,67 kW değerine düştüğü görülmektedir. Yoğuşturucu ısısında meydana gelen azalışın nedenine bakıldığında yoğuşturucudaki giriş entalpi artışının yoğuşturucudaki çıkış entalpisine göre çok daha az olmasındandır.



Şekil 8.2 ORÇ'nin yoğuşturucu sıcaklığına göre yoğuşturucu ısısı ve net güç çıkışı değişim grafiği

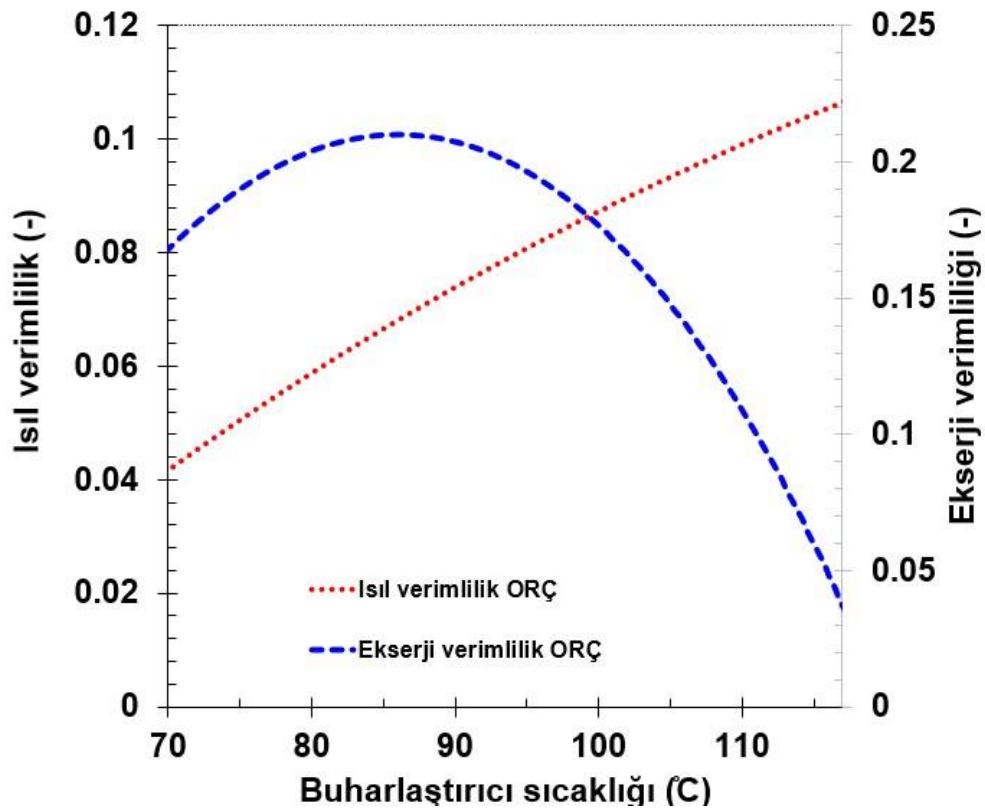
8.3 ORÇ için Buharlaştırıcı Sıcaklığında Parametrik Analiz

8.3.1 Ekserji ve Isıl verim

Şekil 8.3'te artan buharlaştırıcı sıcaklığına göre ORÇ sistemi için ekserji ve ısı verim üzerindeki değişimi ifade etmektedir. Isıl verimlilik için yapılan analizde

buharlaştırıcı sıcaklığı 70-120 °C aralığında incelenmiştir. Yapılan incelemede buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça ısı verimlilik de artış göstermektedir. En yüksek ısı verimlilik 120 °C buharlaşma sıcaklığında %10,65 olarak hesaplanmıştır. En düşük ısı verimlilik ise 70 °C buharlaşma sıcaklığında %4,27 olarak hesaplanmıştır. Isı verimliliğin buharlaşma sıcaklığı ile artmasının nedeni, net güç ve buharlaştırıcı ısısının buharlaştırma sıcaklığına göre azalması ve buharlaştırıcı ısısının düşüşünün net işe göre daha belirgin olmasıdır (Şekil 8.4).

Ekserji verimliliği içinde ısı verimlilik gibi buharlaştırıcı sıcaklığı 70-120 °C aralığında inceleme yapılmıştır. Yapılan incelemede ekserji verimliliği 85 °C'ye kadar yükselen 85 °C'den sonra azalan bir eğri karşımıza çıkarmıştır. En yüksek ekserji verimliliği 85 °C buharlaşma sıcaklığında %21,01 olarak hesaplanmıştır. En düşük ekserji verimliliği ise 120 °C buharlaşma sıcaklığında %3,51 olarak hesaplanmıştır. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça, ekserji veriminin azalmasının nedeni net işin azalmasıdır.

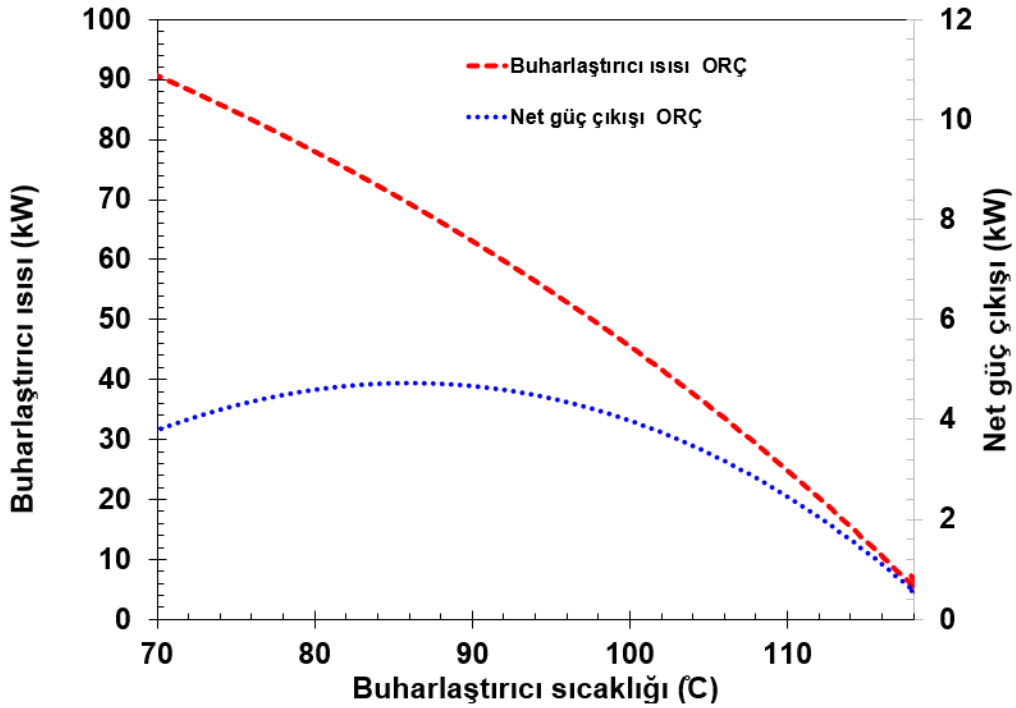


Şekil 8.3 ORÇ'nin buharlaştırıcı sıcaklığına göre ısı ve ekserji verimliliği değişim grafiği

8.3.2 Net Güç ve Buharlaştırıcı Isısı

Şekil 8.4'te ORÇ için buharlaştırıcı sıcaklığının, buharlaştırıcı ısısı ve net güç çıkışına etkisi grafiklendirilmiştir. Net güç için grafiğe baktığımızda parabol bir eğri bulunmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığı 86 °C'de 4,72 kW değeri ile en yüksek değer hesaplanmıştır. 86 °C'den sonra net güç değerinde azalma meydana gelmektedir. 120 °C buharlaştırıcı sıcaklığında net güç 0,49 kW hesaplanmaktadır.

Yine şekil 8.4'te görüldüğü üzere buharlaştırıcı sıcaklığı arttığında buharlaştırıcı ısısının azaldığı tespit edilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı 70 °C'de buharlaştırıcı ısısı 91 kW olarak hesaplanmıştır. 120 °C'de ise buharlaştırıcı ısısı 0,69 kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 8.4 ORÇ'nin buharlaştırıcı sıcaklığına göre yoğuşturucu ısısı ve net güç çıkışı değişim grafiği

ORÇ ve KB-ORÇ için yapılan analizde her nokta için termofiziksel özellikleri sırasıyla Tablo 8.2 ve Tablo 8.3'te verilmiştir.

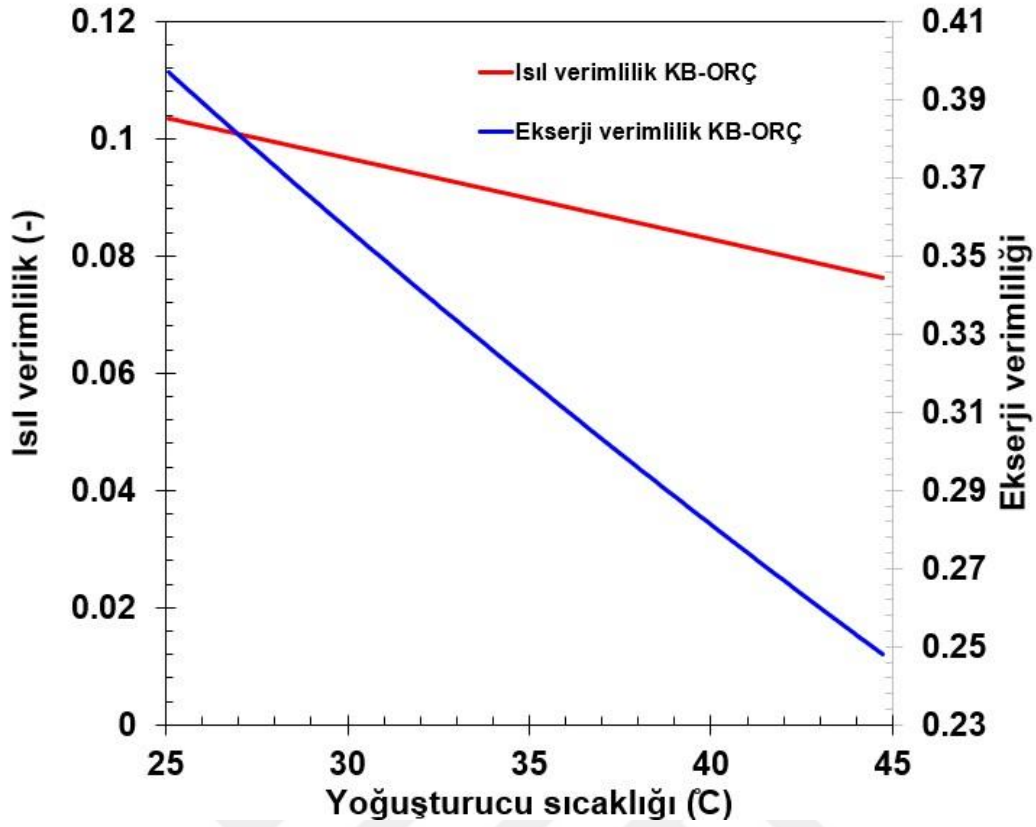
Tablo 8.2 ORÇ sisteminde çalışılan noktalarda değer analizi

	T (°C)	P(kPa)	$h(kJ / kg)$	$\dot{m}(kg / s)$	$s(kj/kg K)$	$\dot{E}_x$ (kW)
0	25	100	423,4		1,77	
1	45,4	900	256,7	0,171	1,19	1,054
2	103,4	900	477,9	0,171	1,805	7,512
3	45	252	458,7	0,171	1,824	3,273
4	45	252	256	0,171	1,189	0,9608
5	130	1000	546,9	0,35	1,634	22,5
6	104,5	1000	438,8	0,35	1,357	13,57
7	25	100	104,9	0,8295	0,3672	0
8	35	100	146,7	0,8295	0,5051	0,5688

8.4 KB-ORÇ için Yoğuşturucu Sıcaklığında Parametrik Analiz

8.4.1 Ekserji ve Isıl verim

Şekil 8.5'te KB-ORÇ'nin yoğuşturucu sıcaklığına (25-45°C) göre ısı ve ekserji verimliliği değişim grafiği verilmiştir. Bu grafiğe göre yoğuşturucu sıcaklığı azaldığında ısı ve ekserji verimliliği artış göstermektedir. En yüksek ekserji verimliliği 25°C yoğuşma sıcaklığında %39,7 olarak hesaplanmıştır. Isıl verimlilik ise 25°C yoğuşma sıcaklığında en yüksek %10,3 olarak hesaplanmıştır. Yoğuşma sıcaklığının 25°C'den 45°C'ye yükselmesi ile ısı ve ekserji verimliliği azalma göstermektedir. Ekserji verimliliği yoğuşma sıcaklığının 45°C olduğu zamanda verimliliği %24,7'ye düşmektedir. Isıl verimlilik ise 45°C'de %7,6'ya kadar düşmektedir. Ekserji verimindeki azalışın sebebini araştırdığımızda, elde edilen net güçteki düşüştür. (Şekil 8.6). Isıl verimdeki azalmanın sebebi ise buharlaştırıcıdan sisteme sağlanan ısı oranı azalıp, net güç çıktısı da azalma göstermektedir. Net güç daha baskın olduğu için ısı verimlilikte de azalma meydana gelmiştir.

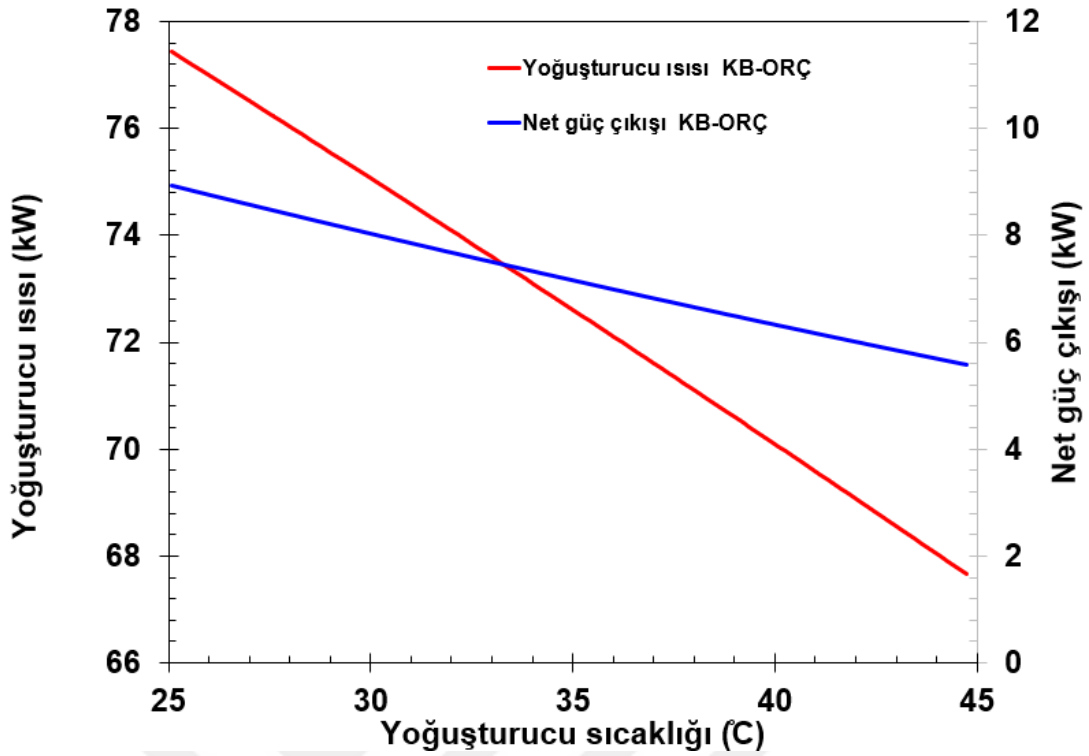


Şekil 8.5 KB-ORÇ'nin yoğuşturucu sıcaklığına göre ısı ve ekserji verimliliği değişim grafiği

8.4.2 Net Güç ve Yoğuşturucu Isısı

Şekil 8.6'da KB-ORÇ için yoğuşturucu sıcaklığının, yoğuşturucu ısı ve net güç çıkışına etkisi grafiklendirilmiştir. Bu grafikte de görüldüğü üzere yoğuşturucu sıcaklığı arttığında KB-ORÇ için net güç azalmaktadır. 25 °C yoğuşturucu sıcaklığında net güç çıkışı 8,93 kW olarak hesaplanmıştır. Sıcaklık 45 °C'ye artırıldığında net güç 5,58 kW değerine düştüğü görülmektedir. Net işin azalmasının sebebi yoğuşturucu sıcaklığının artışı ile türbindeki çıkış entalpisinin azalmasından dolayıdır.

Yoğuşturucu sıcaklığının yoğuşturucu ısına göre değişim grafiği de şekil 8.6'da gösterilmektedir. Yine aynı şekilde yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça yoğuşturucu ısı düşmektedir. 25 °C yoğuşturucu sıcaklığında KB-ORÇ için yoğuşturucu ısı değeri 77,44 kW olarak hesaplanmıştır. Sıcaklık 45 °C'ye yükseltildiğinde ise yoğuşturucu ısı 67,66 kW değerine düştüğü görülmektedir. Yoğuşturucu ısısında meydana gelen azalışın nedenine bakıldığında yoğuşturucudaki giriş entalpi artışının yoğuşturucudaki çıkış entalpisine göre çok daha az olmasındandır.



Şekil 8.6 KB-ORÇ'nin yoğuşturucu sıcaklığına göre yoğuşturucu ısısı ve net güç çıkışı değişim grafiği

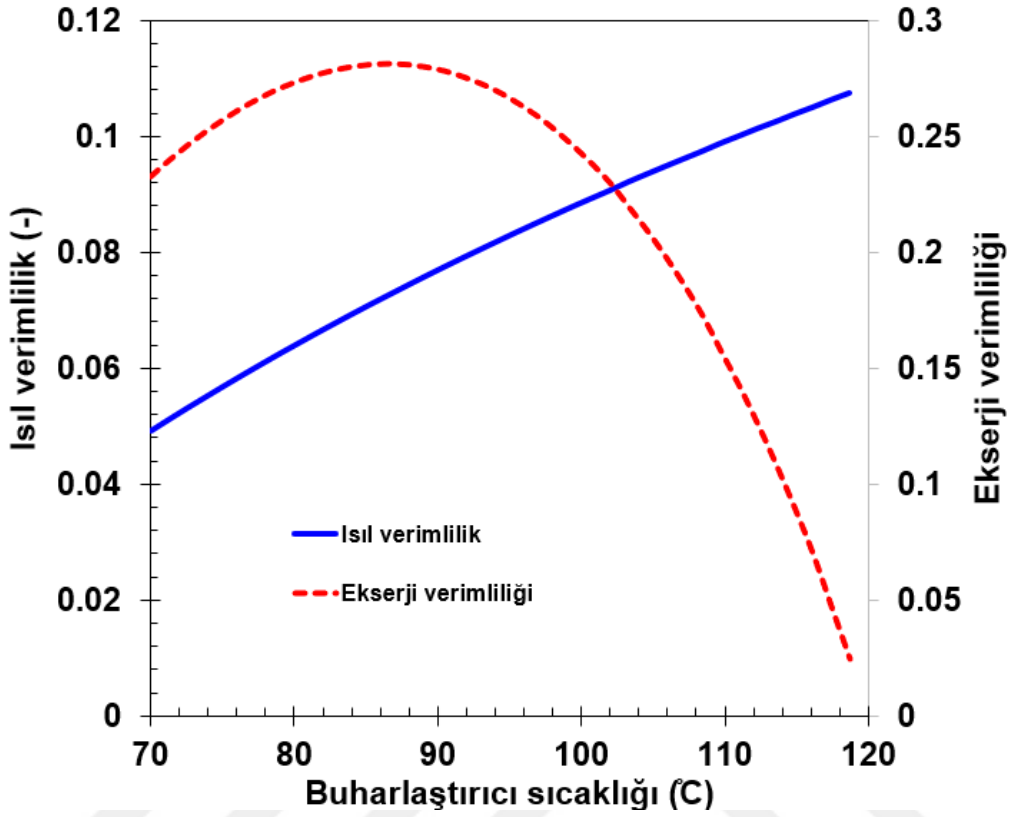
8.5 KB-ORÇ için Buharlaştırıcı Sıcaklığında Parametrik Analiz

8.5.1 Ekserji ve Isıl verim

Şekil 8.7'de artan buharlaştırıcı sıcaklığına göre KB-ORÇ sistemi için ekserji ve ısı verim üzerindeki değişimi ifade etmektedir. Isıl verimlilik için yapılan analizde buharlaştırıcı sıcaklığı 70-120 °C aralığında incelenmiştir. Yapılan incelemede ısı verimlilik sıcaklık arttıkça artma eğilimi göstermektedir. En yüksek ısı verimlilik 118,7 °C buharlaşma sıcaklığında %10,74 olarak hesaplanmaktadır. En düşük ısı verimlilik ise 70 °C buharlaşma sıcaklığında %4,9 olarak hesaplanmıştır. Isıl verimliliğin buharlaşma sıcaklığı ile artmasının nedeni, net güç ve buharlaştırıcı ısısının buharlaştırma sıcaklığına göre azalması ve buharlaştırıcı ısısının düşüşünün net işe göre daha belirgin olmasıdır (Şekil 8.8).

Ekserji verimliliği içinde ısı verimlilik gibi buharlaştırıcı sıcaklığı 70-120 °C aralığında inceleme yapılmıştır. Yapılan incelemede KB-ORÇ için ekserji verimliliği 88 °C buharlaştırıcı sıcaklığında en yüksek verimlilik olan %28,09'luk değer hesaplanmıştır. En düşük ekserji verimliliği ise 118,7 °C buharlaşma

sıcaklığında % 2,4 olarak hesaplanmıştır. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça, ekserji veriminin azalmasının nedeni net işin azalmasıdır.

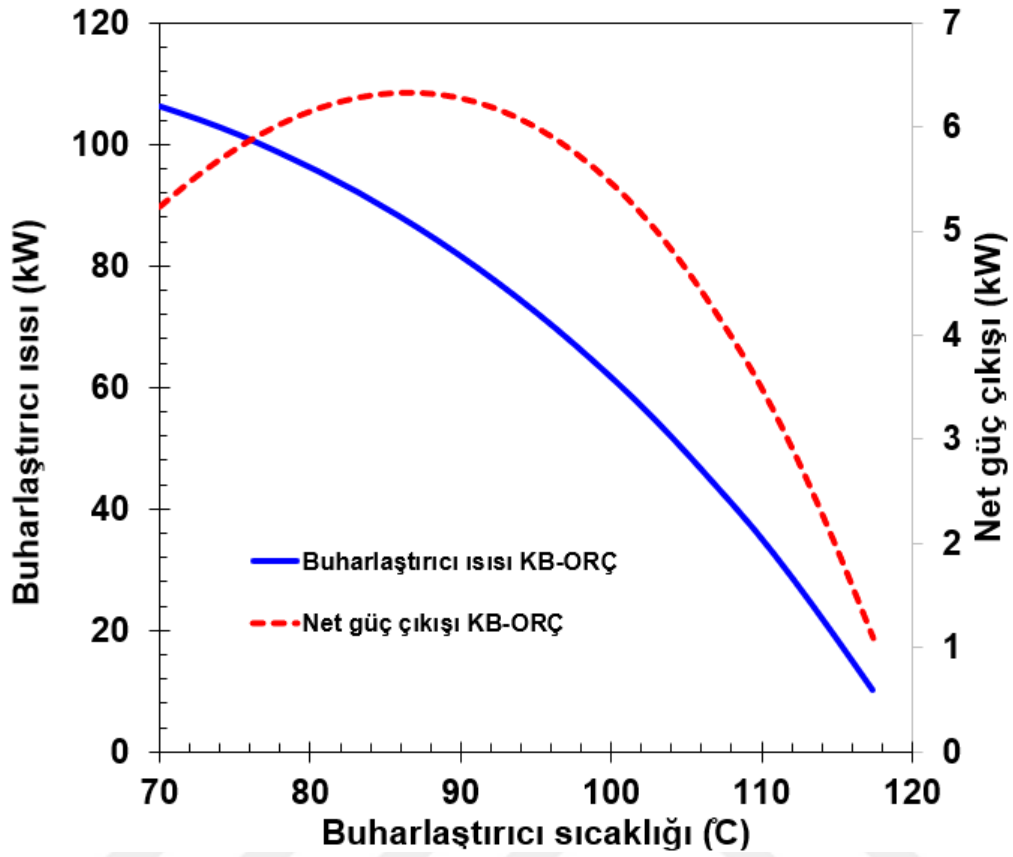


Şekil 8.7 KB-ORÇ'nin buharlaştırıcı sıcaklığına göre ısı ve ekserji verimliliği değişim grafiği

8.5.2 Net Güç ve Buharlaştırıcı Isısı

Şekil 8.8'de KB-ORÇ için buharlaştırıcı sıcaklığının, buharlaştırıcı ısı ve net güç çıkışına etkisi grafiklendirilmiştir. Bu grafikte de görüldüğü üzere buharlaştırıcı sıcaklığı 86,67 °C de en yüksek net güç olan 6,328 kW değeri bize vermektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı yükseldikçe net gücümüzde azalma meydana gelmektedir. En düşük net güç 118,7 °C buharlaştırıcı sıcaklığında 0, 5458 kW olarak hesaplanmaktadır.

Yine şekil 8.8'de görüldüğü üzere buharlaştırıcı sıcaklığı arttığında buharlaştırıcı ısının azaldığı tespit edilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı 70 °C'de buharlaştırıcı ısı 122,6 kW olarak hesaplanmıştır. 120 °C'de ise buharlaştırıcı ısı 8,3 kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 8.8 KB-ORÇ'nin buharlaştırıcı sıcaklığına göre yoğuşturucu ısısı ve net güç çıkışı değişim grafiği

Tablo 8.3 KB-ORÇ sisteminde çalışılan noktalarda değer analizi

	$h(kJ / kg)$	$P(kPa)$	$T(^{\circ}C)$	$x(-)$	$\dot{m}(kg / s)$	s (kJ/kg K)	$\dot{E}x$ (kW)	ρ (kg/m^3)	$\dot{V}$ (m^3/s)
0	423,4	100	25			1,77			
1	252,1	900	41,77		0,5339	1,175	3,145		
2	393,5	900	93,37	0,5	0,5339	1,575	14,99		
3	381,4	225	41,37	0,7115	0,5339	1,588	6,456	16,97	0,03146
4	251,4	225	41,37	0	0,5339	1,175	2,847		
5	546,9	1000	130		0,35	1,634	22,5		
6	331,1	1000	78,9		0,35	1,0602	6,693		
7	104,9	100	25		2,607	0,3672	0		
8	131,5	100	31,37		2,607	0,4555	0,7305		

8.6 ORÇ ve KB-ORÇ'nin Termodinamik Performansı Karşılaştırması

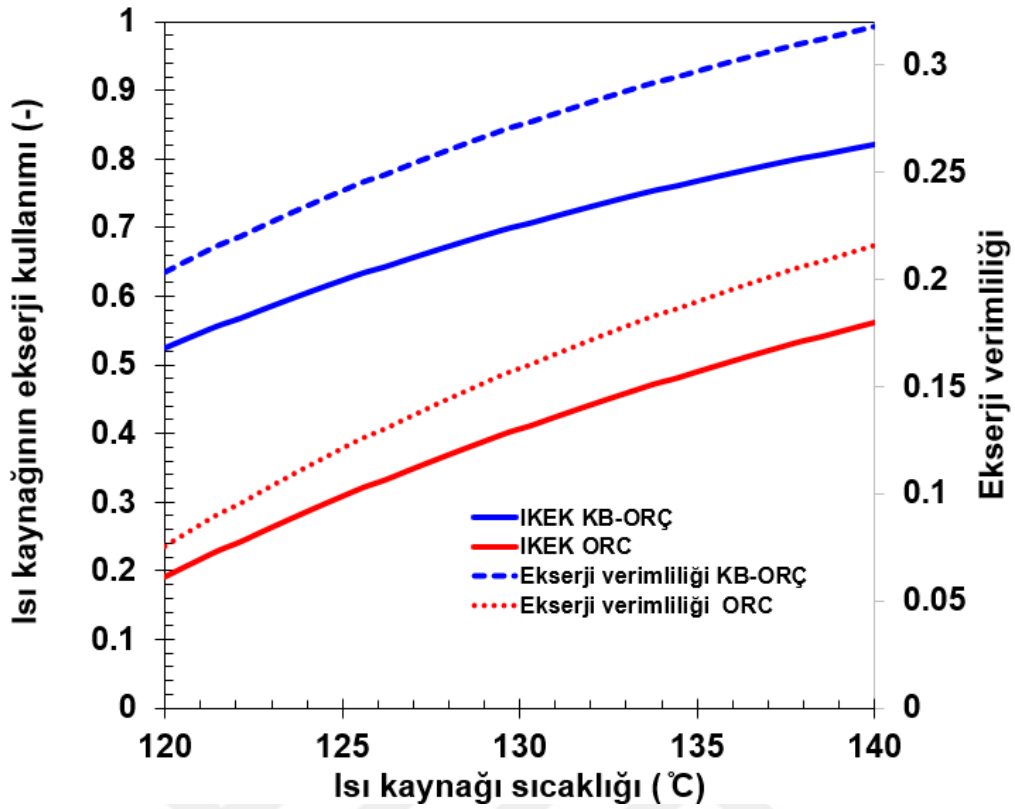
Isı kaynağı sıcaklığının, ORÇ ve kısmen buharlaşmış ORÇ'nin termodinamik performansları üzerindeki etkisi, enerji dönüşüm sistemlerinin verimliliği açısından kritik bir faktördür. Şekil 8.9'da sunulan grafikler, her iki çevrimin ısı kaynağı sıcaklığındaki değişikliklere yanıt olarak ekserji verimliliği (η_{ex}) ve ısı kaynağı ekserji kullanımının (IKEK) nasıl evrildiğini açıkça göstermektedir.

Özellikle ORÇ için, ısı kaynağı sıcaklığının artmasıyla birlikte gözlenen %185'lik ekserji verimliliği artışı ve %232'lik IKEK iyileşmesi, bu çevrimin performansının sıcaklık değişikliklerine oldukça duyarlı olduğunu göstermektedir. Bu durum, ORÇ'nin belirli sıcaklık aralıklarında daha etkili çalışabileceğini ve optimize edilebileceğini ortaya koymaktadır.

Öte yandan, KB-ORÇ için elde edilen %56,5'lik ekserji verimliliği artışı ve %82'lik IKEK iyileşmesi, bu çevrimin daha geniş bir çalışma aralığına ve değişken koşullara daha iyi uyum sağladığını göstermektedir. KB-ORÇ'nin esnekliği, özellikle farklı ısı kaynağı sıcaklıklarında istikrarlı bir performans sergileme yeteneği olarak öne çıkmaktadır.

Bu bağlamda, her iki çevrimde de yüksek ısı kaynağı sıcaklığının, sistem genelinde daha yüksek ekserji girişine ve ısı kaynağı kullanımına yol açtığı göz önüne alındığında, KB-ORÇ'nin bu değişkenliklere daha etkili bir şekilde uyum sağlayabildiği görülmektedir. Bu durum, KB-ORÇ'nin sürdürülebilir enerji dönüşümü alanında daha geniş bir uygulama potansiyeline sahip olabileceğini düşündürmektedir.

Sonuç olarak, yapılan analizler, KB-ORÇ'nin genelde ORÇ'ye göre daha üstün bir performans sergilediğini ve özellikle yüksek ısı kaynağı sıcaklıklarında daha avantajlı olduğunu göstermektedir. Bu bulgular, enerji dönüşüm teknolojilerinin geliştirilmesi ve optimize edilmesi açısından değerli bir bilgi sağlamaktadır.



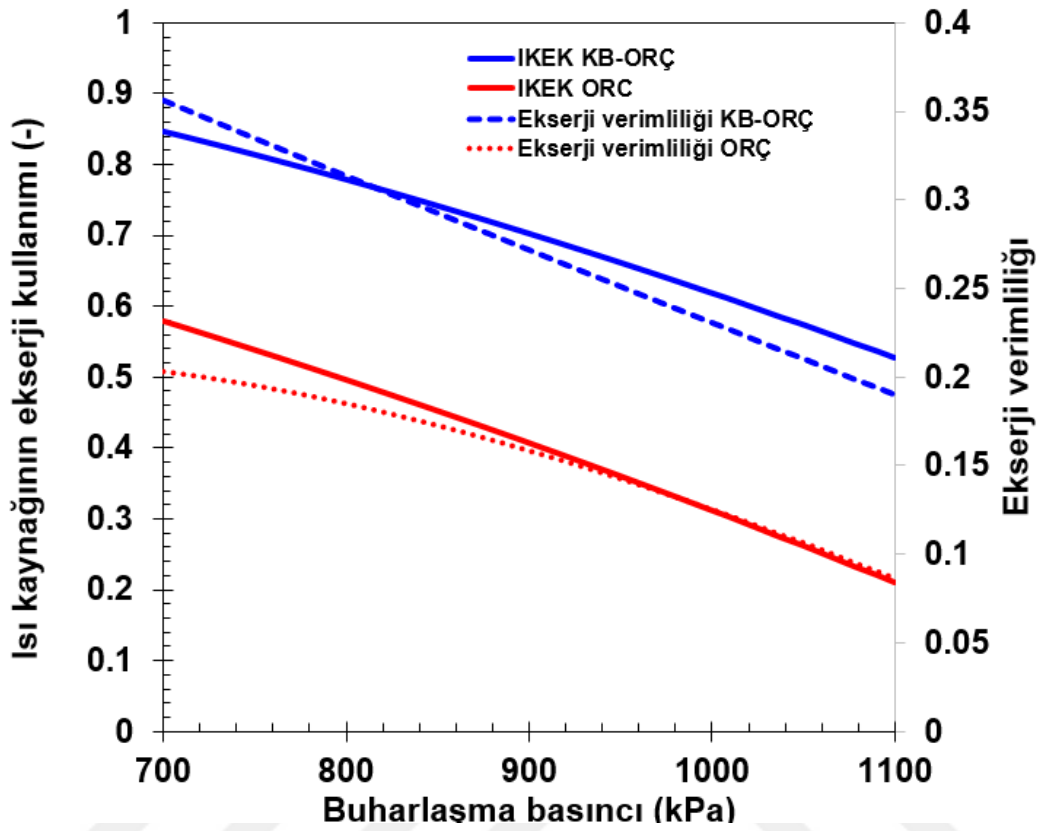
Şekil 8.9 ORÇ ve KB-ORÇ'nin ısı kaynağı sıcaklığına bağlı olarak ekserji verimliliği ve ısı kaynağının kullanımının değişimi

Şekil 8.10 da ORÇ ve kısmen buharlaşmış ORÇ'nin termodinamik performansları üzerinde buharlaşma basıncının detaylı etkilerini gösteren önemli bir analiz sunmaktadır. Grafikte açıkça görüldüğü üzere, ORÇ'nin buharlaşma basıncını 700 kPa'dan 1100 kPa'ya yükseltmek, ekserji verimliliği ve ısı kaynağı kullanımını sırasıyla yaklaşık %57.6 ve %67.7 oranında azaltmaktadır. Benzer şekilde, KB-ORÇ'nin ekserji verimliliği ve İKEK'si de %46.6 ve %47.3 oranında düşmüştür.

Bu düşüşlerin temel nedeni, türbin veya genişletiriciye giren ekserji miktarının azalması ve buna bağlı olarak ekserji verimliliklerinin düşmesidir. Bunun yanı sıra, İKEK'nin azalmasının arkasındaki bir diğer etken, 6. durumdaki entalpinin artmasıdır. Yani, daha düşük bir buharlaşma sıcaklığına ihtiyaç duyularak ısı kaynağından daha fazla ısı çekilmesi gerekliliği ortaya çıkmaktadır.

Bu bulgular, buharlaşma basıncının enerji sistemi performansına olan önemini vurgulamakta ve özellikle subkritik ORÇ'de bu parametrenin ne kadar kritik olduğunu göstermektedir. Daha yüksek bir buharlaşma basıncının, sistemdeki ekserji verimliliği ve ısı kaynağı kullanımı üzerinde olumsuz bir etkiye neden olduğu anlaşılmaktadır. Bu durum, buharlaşma basıncının dikkatlice kontrol

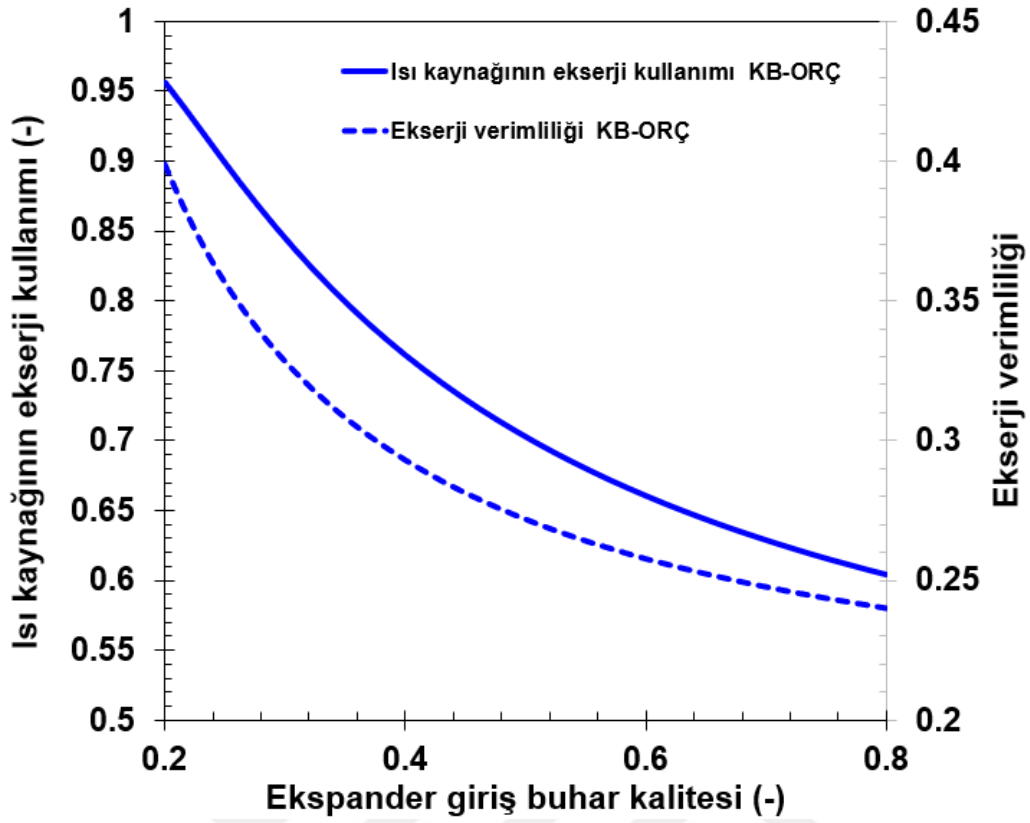
edilmesi gerekliliğini ortaya koyarak, enerji sistemlerinin daha etkili ve sürdürülebilir bir şekilde tasarlanması için önemli bir rehberlik sağlamaktadır.



Şekil 8.10 ORÇ ve KB-ORÇ'nin buharlaşma basıncına karşı ekserji verimliliği ve ısı kaynağı kullanımındaki değişimi

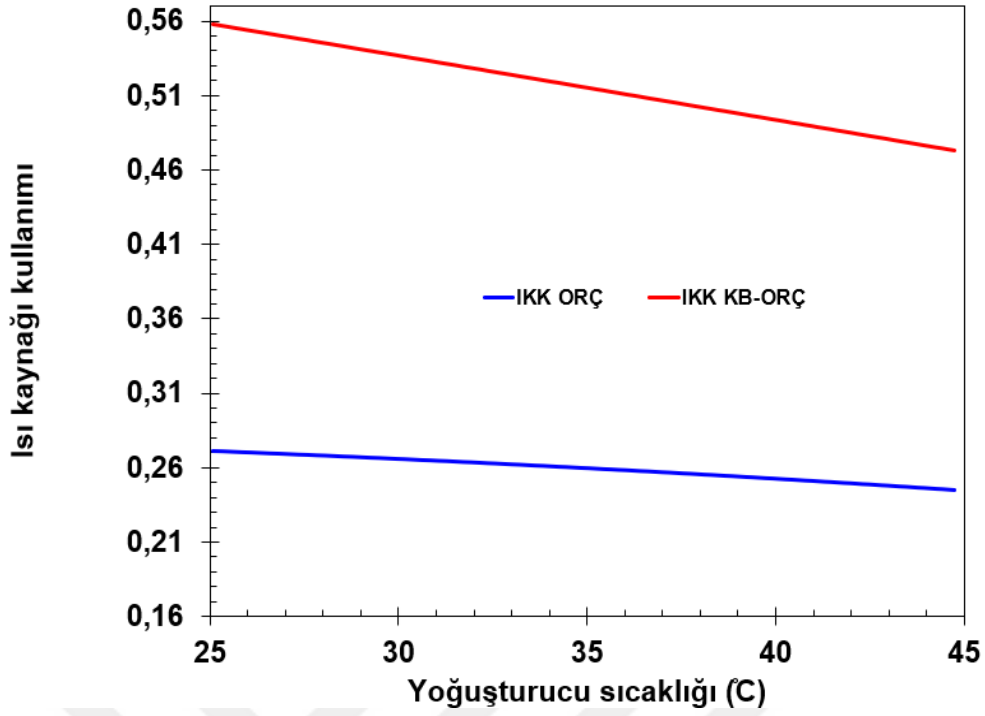
Şekil 8.11'de, KB-ORÇ'nin ekserji verimliliği ve İKEK üzerindeki etkisini incelemek adına Durum 2'de Buharlaştırıcı çıkışı buhar kalitesini göstermektedir. Buhar kalitesinin azaltılması, yarı buharlaşmış kavramına doğru bir kayışı içerir, bu da KB-ORÇ'nin ekserji verimliliğini ve İKEK'yi önemli ölçüde arttırmaktadır; sırasıyla %66 ve %109 gibi dikkate değer oranlarda iyileşme göstermektedir. Bu durum, daha düşük buhar kalitesinin, sistemin daha fazla ısı girişi ve yüksek İKEK değeri ile sonuçlanmasına katkı sağladığını ortaya koymaktadır.

Aynı şekilde, buhar kalitesindeki düşüş, sistemin Durum 6'daki kullanılmayan ekserji miktarını azaltır. Bu da ekserji verimliliğinde bir iyileşmeye neden olur. Böylece, bu analiz, KB-ORÇ'nin buhar kalitesindeki değişikliklere karşı duyarlılığını vurgular ve sistemin maliyet-etkinliği üzerindeki potansiyel etkilerini daha ayrıntılı bir şekilde anlamamıza katkı sağlar.



Şekil 8.11 KB-ORÇ'nin buhar kalitesine bağlı olarak ekserji verimliliği ve ısı kaynağı kullanımındaki değişim

Şekil 8.12'de ORÇ ve KB-ORÇ için yoğuşturucu sıcaklığında ısı kaynağı kullanımına etkisini gösteren grafik bulunmaktadır. 25-45 °C yoğuşturucu sıcaklığında yapılan incelemede ORÇ için sıcaklık arttığında çok büyük bir değişim meydana gelmemiştir. 25 °C yoğuşturucu sıcaklığında ısı kaynağı kullanımı 0,27 olarak hesaplanmıştır. 45 °C'de ise 0,24 olarak hesap edilmiştir. KB-ORÇ için ise yoğuşturucu sıcaklığı arttığında ısı kaynağı kullanımında belirgin bir azalma meydana gelmiştir. 25 °C ve 45 °C yoğuşturucu sıcaklıklarında ısı kaynağı kullanımı sırasıyla 0,55 ve 0,27 olarak hesaplanmıştır.

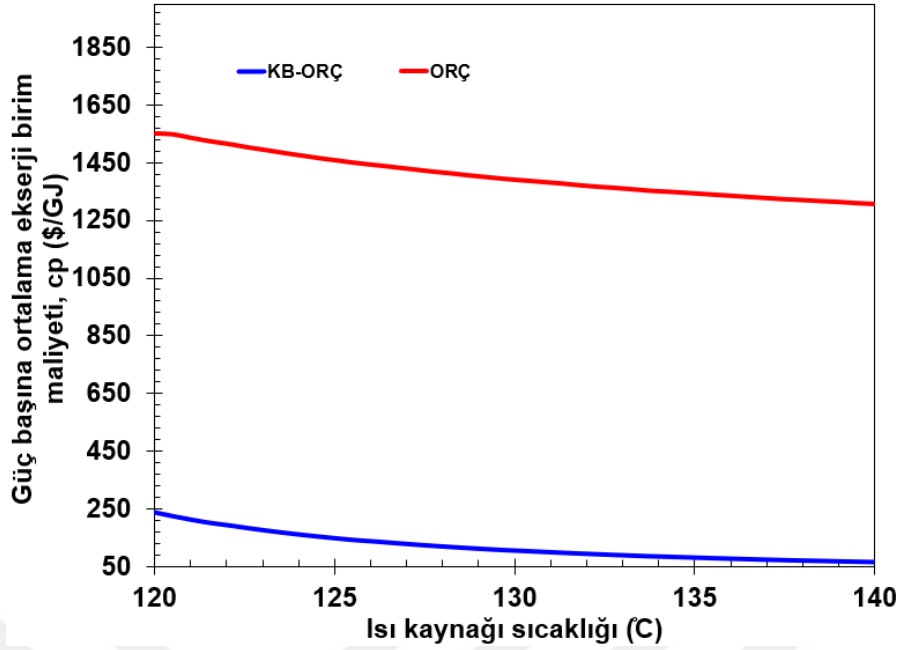


Şekil 8.12 ORÇ ve KB-ORÇ'nin yoğuşturucu sıcaklığına karşı ısı kaynağı kullanımındaki değişimi

8.7 ORÇ ve KB-ORÇ'nin Termoekonomik Performansı

Şekil 8.13'te, ORÇ ve kısmen buharlaşmış ORÇ'nin ısı kaynağı sıcaklığının üretilen güç başına ortalama ekserji birim maliyeti üzerindeki etkisini ayrıntılı bir şekilde incelemektedir. Elde edilen sonuçlar, her iki çevrimin de optimum performansın ısı kaynağı sıcaklığının 140 °C olduğu noktada gerçekleştiğini göstermektedir. Bu, daha yüksek ısı kaynağı sıcaklığının hem daha fazla elektrik üretimine hem de güç başına ortalama ekserji birim maliyetin azalmasına neden olduğunu ortaya koymaktadır.

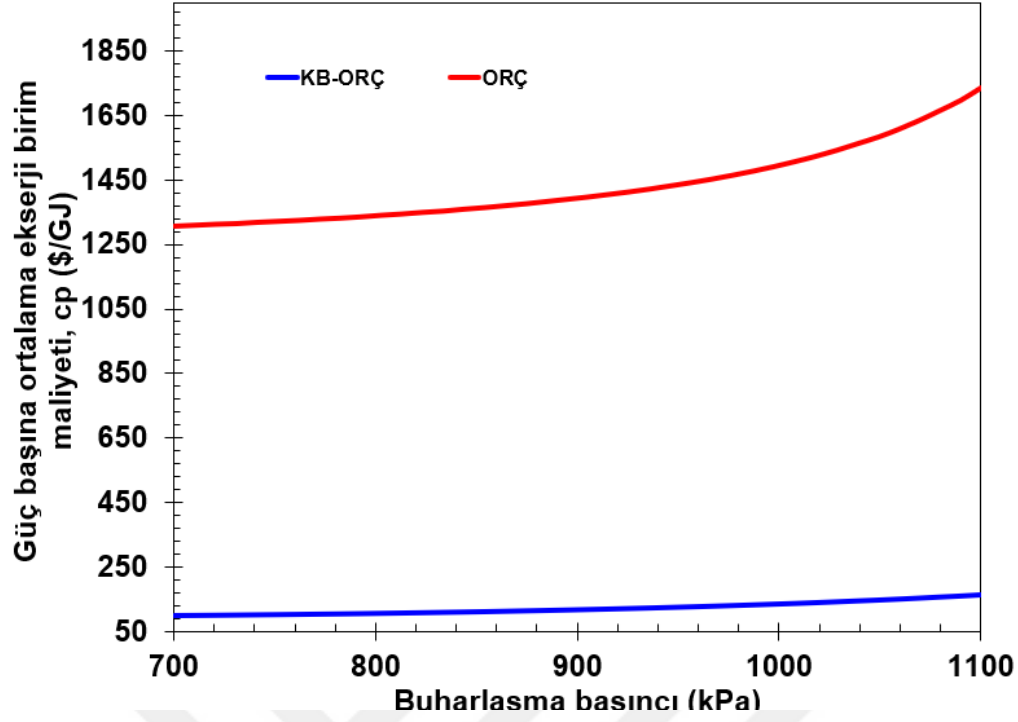
Özellikle, 120-140 °C aralığında, ORÇ durumu ekonomik açıdan oldukça hassas bir tepki göstermektedir ve bu sıcaklık aralığında %62'lik bir maliyet azalması gözlemlenmektedir. Diğer yandan, aynı sıcaklık aralığında KB-ORÇ durumu %35'lik bir maliyet azalmasıyla daha ılımlı bir yanıt vermektedir. Bu durum, ORÇ'nin ekonomik performansının, belirli sıcaklık koşullarında daha belirgin bir şekilde iyileştirilebileceğini ve tasarım parametrelerinin bu etkileşimde kritik bir rol oynayabileceğini göstermektedir.



Şekil 8.13 ORÇ ve KB-ORÇ'nin üretilen güç başına ortalama ekserji birim maliyetinin ısı kaynağı sıcaklığına karşı değişimi

Şekil 8.14'te ORÇ ve KB-ORÇ'nin üretilen güç başına ortalama ekserji birim maliyetinin buharlaşma basıncına karşı olan değişimini ayrıntılı bir şekilde sergilemektedir. Her iki durumda da minimum elektrik başına ortalama ekserji birim maliyetinin gözlendiği en düşük buharlaşma basıncı, aynı zamanda maksimum güç üretiminin gerçekleştiği bir noktayı temsil etmektedir. Bu durum, enerji sistemlerinin ekonomik açıdan optimize edilmesinde kritik bir parametre olarak ön plana çıkmaktadır.

Isı kaynağı sıcaklığındaki değişime kıyasla, bu analizde dikkat çeken bir nokta KB-ORÇ'nin elektrik başına ortalama ekserji birim maliyetindeki daha belirgin duyarlılıktır. Yani, buharlaşma basıncındaki değişiklikler, KB-ORÇ'nin maliyet etkinliği üzerinde daha fazla etki göstermektedir. Bu durum, özellikle daha yüksek ısı kaynağı sıcaklığı ve daha düşük buharlaşma basıncının, her iki çevrim için ekonomik açıdan uygun birer koşul olduğunu vurgulamaktadır. Bu sonuçlar, enerji sistemlerinin tasarımında ve işletilmesinde maliyet etkin stratejilerin belirlenmesine yönelik önemli bir rehberlik sağlamaktadır.



Şekil 8.14 ORÇ ve KB-ORÇ'nin üretilen güç başına ortalama ekserji birim maliyetinin buharlaşma basıncına karşı değişimi

Tablo 8.4 ve Tablo 8.5'te ORÇ ve KB-ORÇ çevrimleri için birim ekserji maliyeti ($c(\$/GJ)$) Ekserji maliyet akımı ($\dot{C}(\$/h)$) sırasıyla verilmiştir.

Tablo 8.4 ORÇ sisteminde çalışılan noktalarda maliyet değer analizi

	$\dot{C}(\$/h)$	$c(\$/GJ)$
1	0,0003835	0,0003639
2	0,001531	0,0002038
3	0,000667	0,0002038
4	0,0001958	0,0002038
5	0,00003071	0,000001365
6	0,00001852	0,000001365
7	0	0
8	0,0005283	0,0009289

Tablo 8.5 KB-ORÇ sisteminde çalışılan noktalarda maliyet değer analizi

	$\dot{C} (\$/h)$	$c (\$/GJ)$
1	0,0002633	0,00008371
2	0,001084	0,00007232
3	0,0004669	0,00007232
4	0,0002059	0,00007232
5	0,00003071	0,000001365
6	0,000009134	0,000001365
7	0	0
8	0,0003573	0,0004351

Tablo 8.6'ya göre tüm komponentleri incelediğimizde, en yüksek ekserjiekonomik faktör, %77,87 ve %71,20 olarak sırasıyla, pompa ve türbin için elde edilmiştir. Yani bu komponentlerde gerçekleşen ekserji yıkım maliyeti sermaye yatırım maliyetine göre daha az orana sahiptir. Ayrıca, evaporatör ve kondenser için hesaplanan ekserjiekonomik faktör değerleri sırasıyla %51,59 ve %6,12 olarak hesaplanmıştır. Bu komponentlerin, ekserjiekonomik faktörlerinin iyileştirilmesi için termodinamik performanslarının iyileştirilerek ekserji yıkımı ve ekserji yıkım maliyet oranlarının azaltılması gerekmektedir. Ayrıca, sermaye yatırım maliyeti düşürerek ekserjiekonomik faktörün yüksek olması sağlanabilir. Bu amaca elde etmek için, geliştirilen ısı değiştiricilerinin ısı iletim kabiliyetinin artırılmasıyla birlikte gereken ısı değiştirici alanının azaltılmasıyla sermaye yatırım maliyetinin düşürülmesi mümkündür.

Tablo 8.6 R1233zd(E) akışkanı için ORÇ termoekonomik sonuçları

Bileşenler	$\dot{Z} (\$/h)$	$\dot{C} (\$/h)$	f	$\dot{E}x_D (kW)$
Türbin	0,004147	0,001678	0,7120	1,09
Yoğuşturucu	0,0000569	0,000872	0,0612	1,552
Pompa	0,000028	0,0000079	0,7787	0,02278
Buharlaştırıcı	0,001149	0,001078	0,5159	2,638

Tablo 8.7 R1233zd(E) akışkanı için KB-ORÇ termoekonomik sonuçları

Bileşenler	$\dot{Z}$ (\$/h)	$\dot{C}$ (\$/h)	f	$\dot{E}x_D$ (kW)
Ekspander	0,00005285	0,0009562	0,04582	2,048
Yoğuşturucu	0,00005685	0,001547	0,03544	2,879
Pompa	0,0000193	0,00001708	0,4962	0,07001
Buharlaştırıcı	0,0007989	0,001166	0,4141	3,966

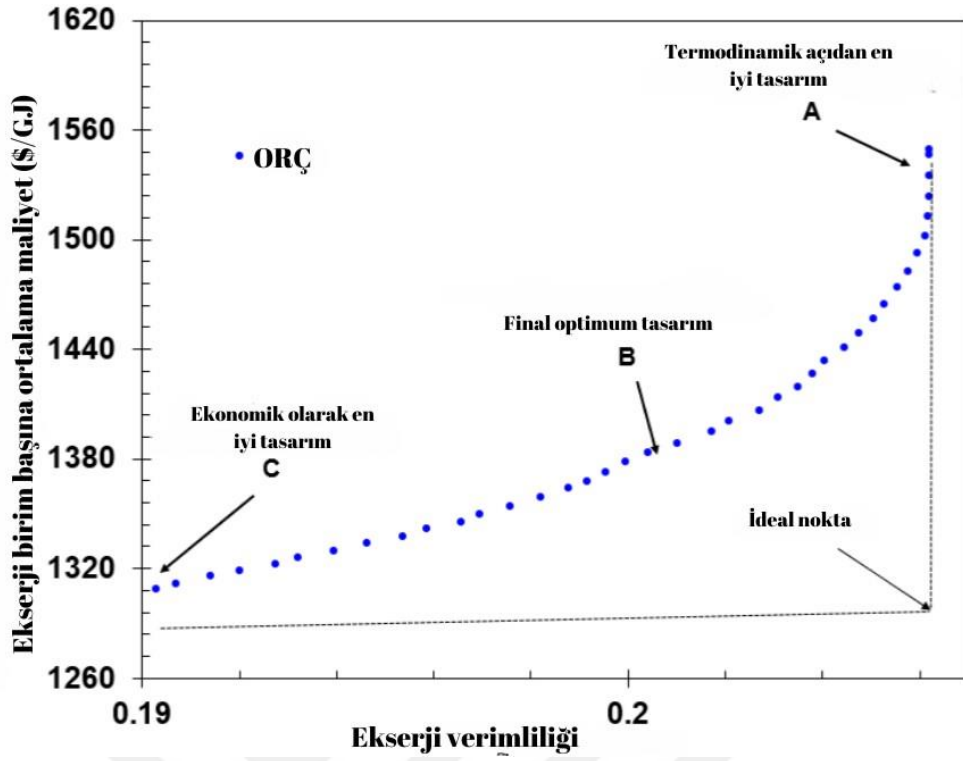
8.8 Optimizasyon Sonuçları

Şekil 8.15'teki ORC ve KB-ORC için Pareto sınırı, Genetik Algoritma (GA) yönteminin kullanılmasıyla elde edilen çok amaçlı optimizasyon probleminin sonuçlarını ayrıntılı bir şekilde yansıtmaktadır. Bu grafik, enerji verimliliği ve üretilen güç başına ortalama ekserji birim maliyeti arasındaki ilişkiyi göstererek, çift hedefli optimizasyonun karmaşıklığını vurgulamaktadır. Pareto sınırı, bir dizi farklı tasarım arasından seçim yapma olanağı sunarak, karar vericilere ideal tasarımlar arasından seçim yapma esnekliği tanımaktadır.

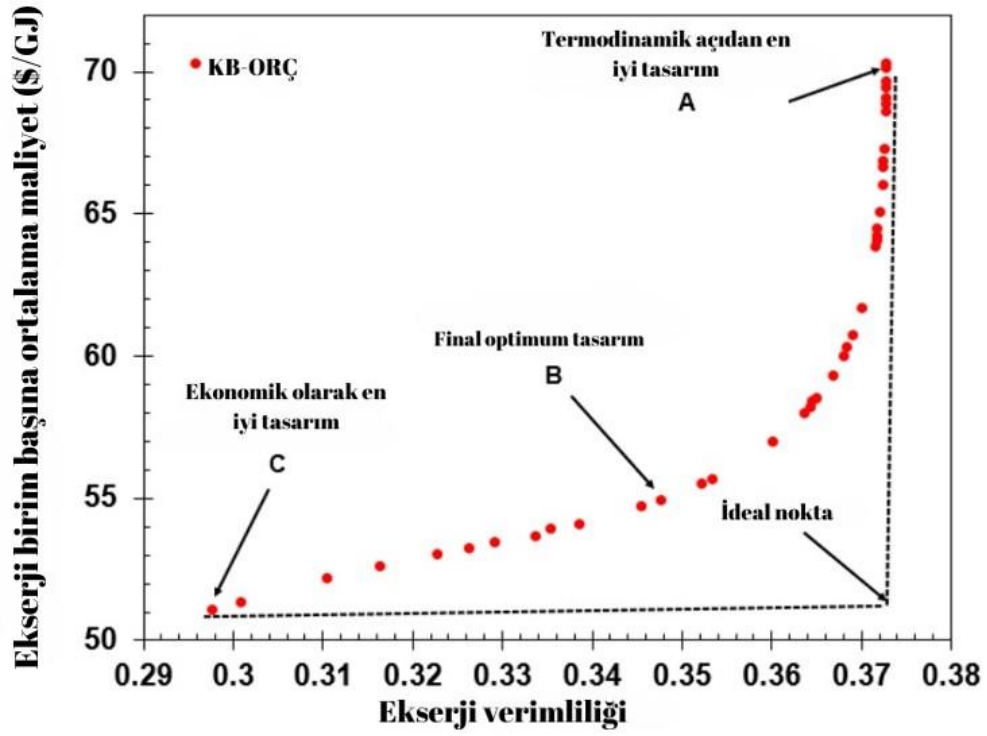
Karar vericiler, işletme koşullarını belirlerken önceden belirlenmiş önceliklere dayalı olarak, yüksek enerji verimliliği veya düşük üretilen güç başına ortalama ekserji birim maliyeti elde etmek için bağımsız olarak işletme koşullarını seçebilirler. Pareto sınırı üzerindeki bu ideal tasarım seçenekleri, enerji otoritelerine, mevcut teknolojik, finansal ve çevresel kısıtlamalar göz önüne alındığında en iyi performansa sahip bir ORC seçme konusunda rehberlik etmektedir. Tablo 8.8'de sunulan optimizasyon sonuçları, Pareto sınırı üzerinde temel tasarım ve ideal tasarımı, ayrıca A (Maksimum ekserji verimliliği), B (Çok amaçlı optimizasyon) ve C (Üretilen güç başına ortalama ekserji birim maliyetin minimumu) olarak göstermektedir. Bu kapsamlı analiz, enerji sistemlerinin daha etkin ve sürdürülebilir bir şekilde tasarlanması ve işletilmesi için stratejik bir yol haritası sunmaktadır.

Tablo 8.8 Önerilen sistem optimizasyonunun amaç fonksiyonu ile elde edilen sonuçları

Parametreler	Temel Tasarım	A(Maksimum Enerji Verimliliği)	C(Üretilen Gücün Ekserji Birim Başına Minimum Ortalama Maliyeti)	B(Çok Amaçlı Optimizasyon)	İdeal Tasarım
Ekserji Verimliliği (%)	15,83(ORÇ)	20,61(ORÇ)	18,96(ORÇ)	20,5(ORÇ)	20,61(ORÇ)
	27,17(KB-ORÇ)	37,28(KB-ORÇ)	29,77(KB-ORÇ)	35,23(KB-ORÇ)	37,28(KB-ORÇ)
Üretilen Gücün Ekserji Birimi Başına Ortalama Maliyeti(\$/GJ)	1392(ORÇ)	1280(ORÇ)	1272(ORÇ)	1278(ORÇ)	1272(ORÇ)
	117,7(KB-ORÇ)	70,27(KB-ORÇ)	51,038(KB-ORÇ)	55,478(KB-ORÇ)	51,038(KB-ORÇ)
Isı Kaynağı Sıcaklığı T_s (°C)	130(ORÇ)	136,7(ORÇ)	137,7(ORÇ)	137,6((ORÇ)	-
	130(KB-ORÇ)	120,36(KB-ORÇ)	130,21(KB-ORÇ)	131,28(KB-ORÇ)	-
Buhar Kalitesi, x_2	0,5(KB-ORÇ)	0,2(KB-ORÇ)	0,2(KB-ORÇ)	0,2(KB-ORÇ)	-
Aşırı Isınma Derecesi, AID (°C)	10(ORÇ)	9,89(ORÇ)	9,53(ORÇ)	9,98(ORÇ)	-
Buharlaşma Basıncı, P_2 (kPa)	900(ORÇ)	724,4(ORÇ)	724,5(ORÇ)	724,5(ORÇ)	-
	900(KB-ORÇ)	700(KB-ORÇ)	702,49(KB-ORÇ)	702,03(KB-ORÇ)	-



Şekil 8.15 ORÇ için Pareto sınırları



Şekil 8.16 KB-ORÇ için Pareto sınırları

9.1 Sonuç ve Öneriler

Dağıtık enerji üretimi ve atık ısı kullanımı alanında çalışan araştırmacılar ile mühendislerin öncelikli hedefi, Organik Rankine Çevrimi (ORC) sürecinin verimliliğini en üst düzeye çıkarmaktır. Bu doğrultuda, organik bir ortamın seçimi, ısı kaynağının sıcaklığı ve seçilen ortamın işletme parametreleri gibi kritik faktörlere özel bir dikkat göstermek, sürecin başarılı bir şekilde optimize edilmesi için temel bir adımdır.

Bu bağlamda, organik ortamın seçimi ve işletme parametrelerinin titiz bir şekilde ayarlanması, sistemin enerji verimliliğinde belirgin bir iyileşme sağlayabilir. Bu bulgular, enerji verimliliğini artırmak ve sürdürülebilir enerji üretimi için daha iyi tasarımlar oluşturmak isteyen araştırmacılara ve endüstri profesyonellerine, stratejik bir yol haritası ve değerli bir perspektif sunmaktadır.

Bu yapılan tez çalışmasında ORÇ ve KB-ORÇ sisteminin termodinamik analizleri yapılmış olup, yapılan analiz sonuçları şu şekildedir:

Yapılan incelemelerde R1233zd(E) akışkanı için yapılan analiz sonucunda en iyi performans gösteren sistemin KB-ORÇ sistemi olduğu sonucuna varılmıştır.

ORÇ için yapılan incelemede yoğunlaştırıcı sıcaklığında maksimum ekserji ve ısı verimi sırasıyla %21,09 ve %11,3, KB-ORÇ için ise maksimum ekserji ve ısı verim sırasıyla %39,7 ve %10,3 olarak sonuçlanmıştır. Buharlaştırıcı sıcaklığında ise ORÇ için maksimum ekserji ve ısı verimi sırasıyla %21,01 ve %10,65, KB-ORÇ için ise maksimum ekserji ve ısı verimi sırasıyla %28,09 ve %2,4 olarak sonuçlanmıştır.

Optimum nokta için ekserji verimliliği ORÇ için %20,5 KB-ORÇ için ise %35,23 olarak tespit edilmiştir.

Aynı şekilde optimum nokta için üretilen gücün ekserji birim başına ortalama maliyeti ORÇ için 1278 \$/GJ, KB-ORÇ için ise 55,47 \$/GJ olarak hesaplanmıştır.

Bu değerler, yalnızca mevcut sistem performansını değerlendirmekle kalmayıp, aynı zamanda gelecekteki enerji sistemlerinin tasarımı ve işletilmesinde daha sürdürülebilir ve verimli çözümler geliştirmek isteyen araştırmacılar ve endüstri uzmanları için değerli bir referans noktası oluşturmaktadır.



KAYNAKÇA

- [1] Jones, D. (2022, Mart 30). EMBER. Global Electricity: <https://ember-climate.org/insights/research/global-electricity-review-2022/> adresinden alındı
- [2] Vikipedi. (2023). *Vikipedi*. Vikipedi: <https://124.im/1zYCMT> adresinden alındı
- [3] Fiaschi, D., Giampaolo, M., E, R. ve Lorenza, T. (2017, December 15). Exergoeconomic analysis and comparison between ORC and Kalina cycles to exploit low and medium-high temperature heat from two different geothermal sites. *Energy Conversion and Management*, s. 503-516.
- [4] Ata, S., Kahraman, A. ve Şahin, R. (2022). Determination of sensitivity and contribution ratios of parameters affecting Organic Rankine Cycle efficiency with multivariant optimization. *Pamukkale Univ Muh Bilim Dergisi*, s. 94-103.
- [5] Kavasogullari, B. ve Cihan, E. (2015). Organik rankine çevrimi (orc) ile birlikte çalışan buhar sıkıştırırmalı bir Soğutma çevriminin Ekserji Analizi. *Tesisat Mühendsiliği*, s. 74-85.
- [6] Tchanche, B., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., ve Papadakis, G. (2011, October). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles-A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy*, s. 3963-3979.
- [7] Bronicki, L. Y. (2017, January). History of Organic Rankine Cycle systems. *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, s. 25-66.
- [8] Özdemir, E. K. (2022). Organik rankine çevriminin termodinamik analizi ve termoeekonomik optimizasyonu. *[Yayımlanmamış Doktora Tezi]*. Bursa Uludağ Üniversitesi.

- [9] S., K. ve Kumar, M. (2015). A complete study on general research on organic ranking cycle system with thermal energies technique (solar based). *International Journal For Technological Research In Engineering*, s. 114-116.
- [10] Kaymacor. (2023, Ekim). *Story of Organic Rankine Cycle*. Kaymacor: <https://www.kaymacor.com/rankine-cycle> adresinden alındı
- [11] Quoilin, S., Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P. ve Lemort, V. (2013). Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, s. 168-186.
- [12] Karadaş, M. (2022). Designing of an organic rankine cycle power plant by using low enthalpy geothermal resources. *[Yayımlanmamış doktora tezi]*. Aydın Adnan Mendere Üniversitesi.
- [13] Bao, J. ve Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, s. 325-342.
- [14] Zhai, H., An, Q., Shi, L., Lemort, V. ve Quoilin, S. (2016). Categorization and analysis of heat sources for organic rankine cycle systems . *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, s. 790-805.
- [15] Rentizelas, A., Karellas, S., Kakaras, E. ve Tatsiopoulas, I. (2009). Comparative technoeconomic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications. *Energy Conversion and Management*, s. 674-681.
- [16] Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, M. C., Antolín, G., Chejne, F. ve Quijano, A. (2012). A technical, economical and market review of organic rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, s. 4175-4189.
- [17] Akkurt, F. (2020). Düşük sıcaklıkta jeotermal enerji kaynaklı organik rankine çevrimi sisteminin enerji ve ekserji analizi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, s. 729-742.

- [18] Rosyid, H., Koestoer, R., Putra, N., Nasruddin, Mohamad, A. ve Yanur. (2010). Sensitivity analysis of steam power plant-binary cycle. *Energy*, s. 3578-3586.
- [19] Wang, X., Levy, E., Pan, C., Romero, C. E., Banerjee, A., Rubio-Maya, C. ve Pan, L. (2019). Working fluid selection for organic rankine cycle power generation using hot produced supercritical CO₂ from a geothermal reservoir. *Applied Thermal Engineering*, s. 1287-1304.
- [20] Ahmadi, A., Assad, M. E., Jamali, D., Kumar, R., E, Z., Salameh, T., Ehyaei, M. (2020). Applications of geothermal organic rankine cycle for electricity production. *Journal Of Cleaner Production*, s. 1-20.
- [21] Freeman, J., Hellgardt, K. ve Markides, C. N. (2015). An assessment of solar powered organic rankine cycle systems for combined heating and power in uk domestic applications. *Applied Energy*, s. 605-620.
- [22] Heberle, F. ve Brüggemann, D. (2010). Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation. *Applied Thermal Engineering*, s. 1326-1322.
- [23] Baral, S. ve Kim, K. C. (2015). Simulation, validation and economic analysis of solar powered organic rankine cycle for electricity generation. *Journal Of Clean Energy Technologies*, s. 62-67.
- [24] Yılmaz F. (2013). Güneş çanaklı organik rankine çevriminin ısparta şartlarında incelenmesi. *[Yayımlanmamış yüksek lisans tezi]*. Süleyman Demirel Üniversitesi.
- [25] Özkılıç, S. E. ve Varış, Ç. (2022). Bir biyogaz enerji santralinde organik rankin çevrim ile enerji eldesi. *10. mühendislik mimarlık ve tasarım kongresi*.
- [26] Quoilin, S., Broek, M., Dewallef, P. ve Lemort, V. (2013). Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, s. 168-186.

- [27] Etemoğlu, A. B., Şişman, M. K. ve Can, M. (2006). Bursa ve Çevresinde Jeotermal Enerjinin Kullanılabilirliğinin İncelenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, s. 55-64.
- [28] Mago, P. J., Chamra, L. M. ve Somayaji, C. (2007). Performance analysis of different working fluids for use in organic rankine cycles. *Journal Of Power And Energy*, s. 255-264.
- [29] Xi, H., Li, M., Xu, C. ve He, Y. (2013). Parametric optimization of regenerative organic rankine cycle (orc) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm. *Energy*, s. 473-482.
- [30] Roy, J. ve Misra, A. (2012). Parametric optimization and performance analysis of a regenerative organic rankine cycle using r-123 for waste heat recovery. *Energy*, s. 227-235.
- [31] Saha, B. K. ve Chakraborty, B. (2016). Utilization of low-grade waste heat-to energy technologies and policy in indian industrial sector: a review. *Clean techn environ policy*. Berlin.
- [32] Zhao, y., Akbarzadeh, A. ve J, A. (2007). Combined water desalination and power generation using a salinity gradient solar pond as a renewable energy source. *Proceedings of ises world congress*. Pekin.
- [33] Iqbal, M. A., Rana, S., Ahmadi, M., Date, A. ve Akbarzadeh, A. (2019). Trilateral flash cycle (tfc): a promising thermodynamic cycle for low grade heat to power generation. *Energy Procedia*, s. 208-214.
- [34] Dawo, F., Buhr, J., Schiffelechner, C., Wieland, C. ve H, S. (2023). Experimental assessment of an organic rankine cycle with a partially evaporated working fluid. *Applied Thermal Engineering*, s. 221.
- [35] Sağ, N. B. ve ÖzçeliK, M. (2021). Trilateral çevrim-organik rankine çevrim (tlç-orç) ve organik rankine çevrim-organik rankine çevrim (orç-orç) birleşik güç sistemlerinin karşılaştırmalı performans analizi. *Konya Mühendislik Bilimler*, s. 647-665.
- [36] Wang, Shiqi, Yuan, Z. ve Yu, N. (2023). Thermo-economic optimization of organic rankine cycle with steam-water dual heat source. *Energy*, s. 274.

- [37] Xia, X., Sun, T., Wang, Z., Zhang, H., Yang, C. ve Wang, K. (2023). Thermodynamic, economic and environmental assessment of a novel organic Rankine cycle-vapor compression refrigeration system using zeotropic mixture. *Energy and Buildings*, s. 301.
- [38] Li, J., Yang, Z., Shen, J. ve Duan, Y. (2023). Enhancement effects of adding internal heat exchanger on dual-pressure evaporation organic Rankine cycle. *Energy*, s. 265.
- [39] Méndez-Cruz LE, Gutiérrez-Limón MÁ, Lugo-Méndez, H., Lugo-Leyte, R., Lopez-Arenas, T. ve Sales-Cruz, M. (2022). Comparative Thermodynamic Analysis of the Performance of an Organic Rankine Cycle Using Different Working Fluids. *Energies*, s. 2588.
- [40] Shah, Zubair Ali and zheng, Qun and Mehdi, Ghazanfar and Malik, Adil and Ahmad, Naseem and Chanido, . . . Mohammad. (2020). Energy and exergy analysis of Regenerative organic Rankine cycle with different organic working fluids. *2020 3rd International Conference on Computing, Mathematics and Engineering Technologies (iCoMET)*, (s. 1-6). Sukkur, Pakistan.
- [41] Rashwan, S. S., Dincer, İ., ve Mohany, A. (2019). Analysis and assessment of cascaded closed loop type organic rankine cycle. *Energy Conversion And Management*, s. 416-426.
- [42] J, L. Q., Liu, Z., Yang, Z. ve Ge and Y, D. (2018). Thermodynamic Performance Comparison of Single-pressure and Dual-pressure Evaporation Organic RankineCycles Using R1234ze(E). *2018 2nd International Conference on Green Energy and Applications (ICGEA)*, (s. 238-244). Singapore.
- [43] Yiping Dai, Dongshuai Hu, Yi W, Yike Gao ve Yue Cao. (2017). Comparison of a Basic Organic Rankine Cycle and a Parallel Double-Evaporator Organic Rankine Cycle. *Heat Transfer Engineering*, s. 990-999.
- [44] Kazemi, N. ve Samadī, F. (2016). Thermodynamic, economic and thermoeconomic optimization of a new proposed organic rankine cycle for

energy production from geothermal resources. *Energy Conversion And Management*, s. 391-401.

- [45] Özdil, N. F., A, T. ve Seğmen, M. R. (2016). Investigation of different working fluid effects on exergy analysis for organic rankine cycle (orc). *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, s. 441-449.
- [46] Safarian, S. ve Aramoun, F. (2015). Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy Reports*, s. 1-7.
- [47] Imran, M., Park, B., Kim, H., Lee, D. ve Usman, M. (2014). Thermo-economic optimization of Regenerative organic Rankine cycle for waste heat recovery applications. *Energy Conversion and Management*, s. 107-118.
- [48] Hung, T., Wang, S., Kuo, C., Pei, B. ve K, T. (2010). A study of organic working fluids on system efficiency of an orc using low-grade energy sources. *Energy*, s. 1403-1411.
- [49] Lecompte, S., van den Broek, M. ve De Paepe, M. (2013). Thermodynamic analysis of the partially evaporating trilateral cycle. *2nd International Seminar on ORC Power Systems, Proceedings. (ASME Organic Rankine Cycle)*. Rotterdam.
- [50] Cihan.E. (2014). Organik rankine çevrimi ile çalışan atık ısı kaynaklı bir soğutma sisteminin performansının araştırılması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, s. 101-109.
- [51] Tammone, C., Pili, R., Indrehus, S. ve Haglind, F. (2021). Technoeconomic analysis of partial evaporation organic rankine cycle systems for geothermal applications., (s. proceedings of the 6th international seminar on orc power systems). Technical University Of Munich.
- [52] Zhou, Y., Zhang, F. ve Yu, L. (2016). Performance analysis of the partial evaporating organic rankine cycle (peorc) using zeotropic mixtures. *Energy Conversion And Management*, s. 89-99.

- [53] Bellos, E., Lykas, P., Sammouris, C., Kitsopoulou, A., Korres, D. ve Tzivanidis, C. (2023). Thermodynamic investigation of a solar-driven organic rankine cycle with partial evaporation. *Energy Nexus*, s. 11, 100229.
- [54] Daniarta, S., Kolasiński, P. ve Imre, A. R. (2021). Thermodynamic efficiency of trilateral flash cycle, organic rankine cycle and partially evaporated organic Rankine cycle. *Energy Conversion And Management*, s. 249.
- [55] Surendran, A. ve Seshadri, S. (2019). Performance analysis and optimization of r245fa-cyclopentane zeotropic mixtures in partial evaporating organic rankine cycles (peorc) for low temperature heat recovery. *5th international seminar on orc power systems*. Athens, Greece.
- [56] Çengel, Y. A. ve Boles, M. C. (2008). *Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla*. İzmir: güven kitap evi.
- [57] Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M. (1996). Thermal Design and Optimization. *John Wiley ve Sons*.
- [58] Koç, Y. ve Yağlı, H. (2020). Isı-Güç Kombine Sistemlerinde Kullanılan Kalina Çevriminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Politeknik Dergisi*, s. 181-188.
- [59] Mert, M. S. (2010). Bir güç santralinin ekserjik ve termoeconomik analizi. *[Yayımlanmamış doktora tezi]*. İstanbul: Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [60] Ganjehkaviri, A. ve Jaafar, M. M. (2014). Energy analysis and multiobjective optimization of an internal combustion engine-based CHP system for heat recovery. *Entropy*, s. 5633-5653.
- [61] B. Ö. (2008). Kojenerasyon sistemlerinin enerji, kullanılabilirlik (ekserji) ve ekserjiekonomik analiz yöntemleri kullanarak performansının değerlendirilmesi. *[Yayımlanmamış doktora tezi]*. Eskişehir, Türkiye: Osmangazi Üniversitesi.
- [62] Gungor, K. E., ve Winterton, R. S. (1986). A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, s. 351–358.

- [63] Cavallini, A., Col, D., Doretti, L., Matkovic, M., Rossetto, L., Zilio, C.ve Censi, G. (2006). Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design. *Heat Transfer Engineering*, s. 31-38.



TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Aydın, T., Genceli, H. ve Heidarnejad, P. (2023, Aralık). Comparison study of four typical orc configurations integrated with hydrogen production unit for the exploitation of medium temperature geothermal sources [Bildiri sunumu]. A4th international exergy, energy and environment symposium (IEEES-14), İstanbul, Tuzla.

