



İSKENDERUN TEKNİK
ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK
LİSANS
TEZİ**

**YAKINSAMA SICAKLIĞI VE
GÜÇ ÜRETİM POTANSİYELİNİN
TESPİTİ İÇİN ORÇ TASARIMI
VE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYONU**

Emrullah KOCAMAN

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

OCAK 2022



**YAKINSAMA SICAKLIĞI VE GÜÇ ÜRETİM POTANSİYELİNİN TESPİTİ
İÇİN ORÇ TASARIMI VE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYONU**

Emrullah KOCAMAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2022

YAKINSAMA SICAKLIğI VE GÜÇ ÜRETİM POTANSİYELİNİN TESPİTİ İÇİN ORÇ TASARIMI VE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYONU

(Yüksek Lisans Tezi)

Emrullah KOCAMAN

İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EğİTİM ENSTİTÜSÜ

OCAK 2022

ÖZET

Dünyada her geçen gün artan enerji talebi alternatif enerji kaynaklarına, yenilenebilir enerji kaynaklarına ve enerji geri kazanım yöntemlerine olan ihtiyacı artırmaktadır. Dünyadaki arz-talep dengesini korumak için üretilen enerjinin büyük bir bölümü sanayi sektöründe tüketilmektedir. Sanayi tesisleri arasında en fazla enerji tüketim payına sahip sektörlerin başında demir ve çelik üretim sektörü gelmektedir.

Bu çalışmada, bir demir-çelik fabrikası tav fırınından atılan egzoz gazının sıcaklık ve debi değerleri analiz edilmiş ve bir yıl boyunca kaydedilmiştir. Bu veriler dikkate alınarak yıllık ortalama egzoz gazı sıcaklığı ve debisi baz alınıp bir organik Rankine çevrimi sistemi tasarlanmıştır. Çalışma kapsamında iki farklı ıslak tip akışkan (etanol, metanol), iki farklı izantropik akışkan (aseton, büten) ve iki farklı kuru tip akışkan (sikloheksan, benzen) olmak üzere toplam altı farklı akışkan seçilmiştir. Birinci aşamada, tav fırınından elde edilen veriler doğrultusunda akışkanların optimum yakınsama noktası sıcaklık farkları tespit edilmiş, ikinci aşamada ise bu yakınsama noktası sıcaklık farklarının sistem performansına etkileri incelenmiştir. Son olarak bu akışkanların çevre ve ekonomik analizleri yapılmıştır.

Tez kapsamında yapılan bu çalışma sonucunda en yüksek termal verim %17,05 ile benzen akışkanında elde edilirken en yüksek ekserji verimi %58,76 ile metanolde elde edilmiştir. Ayrıca seçilen akışkanlar arasında en yüksek CO₂ emisyon azaltım miktarı 1935,9 ton/yıl ile Benzen akışkanında elde edilmiştir. Buna ek olarak Benzen ve Metanol en yüksek ilk yatırım maliyetine sahip akışkanlar olmasına rağmen sırasıyla (3,6 yıl ve 3,7 yıl) geri ödeme süreleri ile en yüksek karlılığa sahip akışkanlar oldukları görülmüştür.

Anahtar Kelimeler : Organik Rankine çevrimi, Yakınsama noktası sıcaklığı, Atık ısı geri kazanımı, Demir-çelik fabrikası

Sayfa Adedi : 63

Danışman : Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ

DESIGN AND MULTIOBJECTIVE OPTIMIZATION OF ORC FOR DETERMINATION OF PINCH POINT TEMPERATURE AND POWER GENERATION POTENTIAL

(M. Sc. Thesis)

Emrullah KOCAMAN

ISKENDERUN TECHNICAL UNIVERSITY
INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES

JANUARY 2022

ABSTRACT

Increasing energy demand in the world day by day increases the need for alternative energy sources, renewable energy sources and energy recovery methods. A large part of the energy produced in order to maintain the supply-demand balance in the world is consumed in the industrial sector. Iron and steel production sector is one of the sectors with the highest energy consumption share among industrial facilities.

In this study, the temperature and flow rate values of the exhaust gas discharged from the annealing furnace of an iron and steel factory were analyzed and recorded for one year. Considering these data, an organic Rankine cycle system was designed based on the annual average exhaust gas temperature and flow rate. Within the scope of the study, six different fluids were selected, two wet types (ethanol, methanol), two isentropic (acetone, butene) and two dry types (cyclohexane, benzene). In the first stage, the optimum pinch point temperature differences of the fluids were determined in line with the data obtained from the annealing furnace, and in the second stage, the effects of these pinch point temperature differences on the system performance were investigated. Finally, environmental and economic analyzes of these fluids were made.

As a result of this study, the highest thermal efficiency was obtained in benzene fluid with 17.05%, while the highest exergy efficiency was obtained in methanol with 58.76%. In addition, among the selected fluids, the highest CO₂ emission reduction was achieved in benzene fluid with 1935.9 tons/year. In addition, although benzene and methanol are the fluids with the highest initial investment costs, they are the fluids with the highest profitability with payback periods (3.6 years and 3.7 years), respectively.

Keywords : Organic Rankine cycle, Pinch point temperature, Waste heat recovery, Iron and steel factory

Page Number : 63

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Cuma KARAKUŞ

TEŞEKKÜR

Bu çalıőmanın planlanması ve yşrştşlmesi esnasında sahip olduğu bilgi birikimi ve tecşbesi ile çalıőmalarımı yşnlendiren, yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ'a teőekkřr ederim.

Çalıőmalarım boyunca bilgisini esirgemeyen değerli gřrřő ve katkılarıyla beni yşnlendiren Doç. Dr. Hşseyin YAğLI'ya ve isimlerini burada zikredemediğim ama yardımlarını esirgememiő herkese iten teőekkřrlerimi sunarım.

Eğitim hayatıma baőladıėım ilk gşnden bugşne her aşamada maddi ve manevi desteğini esirgemeyen sevgili aileme ve son olarak hayatımın her alanında olduğu gibi yşksek lisans oğrenimim boyunca bana destek ve sabır gşsteren sevgili eőime en içten duygularıyla teőekkřr ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	vii
1. GİRİŞ	1
2. MATERYAL VE YÖNTEM.....	13
2.1. Materyal	13
2.1.1. Organik Rankine çevrimi tasarımı.....	13
2.1.2. Akışkan seçimi	19
2.2. Yöntem	27
2.2.1. Sistemin tasarımı ve kabuller	27
2.2.2. Tasarlanan ORÇ sisteminin algoritması.....	29
2.2.3. Enerji ve ekserji analizi	33
2.2.4. Çevresel analiz.....	34
2.2.5. Ekonomik analiz.....	36
3. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	38
3.1. Yakınsama noktası sıcaklığı tespiti ve optimizasyonu örnek hesaplama.....	38
3.1.1. Giriş parametreleri ve kabuller	38
3.1.2. Yakınsama noktası sıcaklık farkının hesaplanması	39
3.1.3. Maksimum performans değerlerinin hesaplanması.....	41
3.2. Tasarlanan ORÇ sisteminin performans değerlendirmesi.....	42
3.3. Çevresel analiz sonuçları.....	49
3.4. Ekonomik analiz sonuçları.....	50
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	54
KAYNAKLAR	56
DİZİN.....	63

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Tav fırınından elde edilen mevcut gaz türbininin nominal çalışma koşulları ve tasarlanan ORÇ için kabul edilen nominal giriş parametreleri.....	15
Çizelge 2.2. CO ₂ emisyon değerlendirmesi ve 2050 senaryosu (IEA, 2021c)	22
Çizelge 2.3. Seçilen çalışma akışkanlarının termofiziksel özellikleri (Koç, Yağlı ve Kalay, 2020)	26
Çizelge 2.4. Seçilen çalışma akışkanlarının çevresel ve kimyasal özellikleri (Aydoğan, 2020; Denev, Dinkov ve Bockhorn, 2017; Gharagheizi, 2011; Ha, 2011; Zhao ve diğerleri, 2015).....	26
Çizelge 3.1. ORÇ için seçilen akışkanların maksimum performans noktaları	42
Çizelge 3.2. ORÇ için seçilen akışkanların çevresel ve ekonomik analiz sonuçları	43

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Sektörlere göre dünya toplam enerji tüketimi (IEA, 2021b)	2
Şekil 1.2. Dünyada alt sektörler göre CO ₂ emisyonları 2030 senaryoları (IEA, 2021c)	3
Şekil 1.3. Atık gaz potansiyel türleri (Brückner ve diğerleri, 2015).....	4
Şekil 1.4. Atık ısının geri kazanılmasında faydalanılacak yöntemler (Alfa Laval, 2011).....	5
Şekil 1.5. Atık ısı geri kazanım teknolojileri (Brückner ve diğerleri, 2015)	6
Şekil 2.1. Basitleştirilmiş organik Rankine çevrimi şematik gösterimi.....	14
Şekil 2.2. Tasarlanan ORÇ sisteminin şematik gösterimi.....	16
Şekil 2.3. ORÇ sistemi elemanlarının termodinamik hal değişim grafikleri.....	17
Şekil 2.4. Akışkanın buharlaştırıcıda hal değişim gösterimi	18
Şekil 2.5. Üç tip akışkan için ORÇ T-s diyagramı (Ata ve diğerleri, 2021).....	21
Şekil 2.6. Emniyet sınıflandırması (ASHRAE) (Akin, 2016)	24
Şekil 2.7. Altı çalışma sıvısı ile suyun karşılaştırmalı T-s diyagramı	27
Şekil 2.8. Tasarlanan ORÇ'nin a) şematik gösterimi ve b) T-s diyagramı.....	28
Şekil 2.9. Akış diyagramı ile gösterilen tasarım stratejisi (Chen ve diğerleri 2012).	30
Şekil 2.10. Sıcaklık-Isı değişimi diyagramı.....	31
Şekil 3.1. ORÇ kütleli debisinin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi.....	44
Şekil 3.2. ORÇ pompa güç tüketiminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi.....	45
Şekil 3.3. ORÇ türbin güç üretiminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi.....	46
Şekil 3.4. ORÇ net güç üretiminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi.....	47
Şekil 3.5. ORÇ termal verimin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi	48
Şekil 3.6. ORÇ ekserji veriminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi.....	49
Şekil 3.7. ORÇ akışkanlar için CO ₂ emisyon azaltım miktarı.....	50
Şekil 3.8. Seçilen ORÇ çalışma akışkanı için toplam yatırım maliyeti.....	51
Şekil 3.9. Seçilen ORÇ çalışma akışkanı için kilowatt başına yatırım maliyeti.....	52
Şekil 3.10. Seçilen ORÇ çalışma akışkanı için üretilen elektriğinin birim maliyeti	53
Şekil 3.11. Her bir çalışma akışkanının geri ödeme süreleri	53

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
c_p	Özgül ısı
$^{\circ}\text{C}$	Santigrad derece
CO_2	Karbondiyoksit
\dot{E}	Ekserji
GJ	Gigajoule
h	Entalpi
i	Faiz oranı
K	Kelvin
kg	Kilogram
kJ	Kilojoule
kW	Kilowatt
m	Metre
\dot{m}	Kütleli debi
η	Termal verim
η	Ekserji verimi
P	Basınç
Q	Isı miktarı
\emptyset	İşletme ve bakım maliyeti
s	Entropi
s	Saniye
T	Sıcaklık
U	Buharlaştırıcı ısı transfer katsayısı
Ψ	Özgül ekserji
W	Güç

Kısaltmalar	Açıklamalar
ASTM	American society for testing and materials
C_{el}	Elektriğinin birim maliyeti
CRF	Sermaya kurtarma maliyeti
D&Ç	Demir-çelik
DTS	Duyurulan taahhüt edilmiş seneryo
ΔT_{YN}	Yakınsama noktası sıcaklık farkı
EES	Engineering equation solver
IEA	International energy agency
KIP	Küresel ısınma potansiyeli
LCV	Alt kalorifik değer
MA	Moleküler ağırlık
NREL	National Renewable Energy Laboratory
NSE	Net sıfır emisyon
NKN	Normal kaynama noktası
ODP	Ozon delme potansiyeli
ORÇ	Organik Rankine çevrimi
OTS	Otomatik tutuşma sıcaklığı
PB	Geri ödeme süresi
TEDAŞ	Türkiye elektrik dağıtım anonim şirketi
TOE	Ton eşdeğer petrol
TÜİK	Türkiye istatistik kurumu
YN	Yakınsama noktası
YNSF	Yakınsama noktası sıcaklık farkı
WEO	World energy outlook
ZORC	Toplam yatırım maliyeti

1. GİRİŞ

Artan dünya nüfusu ile birlikte enerjinin önemi her geçen gün artmaktadır. Dünyada ve Türkiye’de sanayileşme ile artan enerji ihtiyacı çoğunlukla yenilenemeyen fosil kaynaklı yakıtlardan karşılanmaktadır. Ülkemiz enerji kullanımı açısından büyük ölçüde dışa bağımlıdır. Fosil kökenli yenilenemeyen enerji kaynakları ülkelerin ekonomik yükünü artırdığı gibi insanların refah seviyelerini de düşürmektedir. Bundan dolayı dünya ülkeleri fosil kaynaklı yakıtlar yerine yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmektedir.

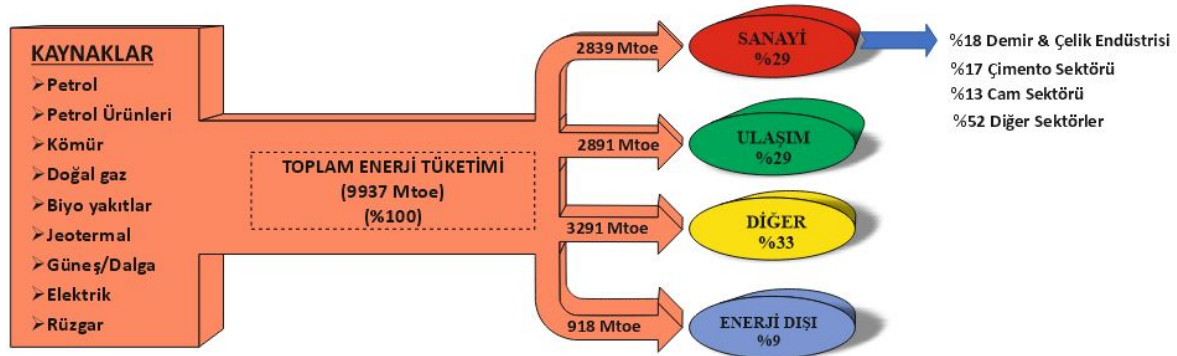
Elektrik enerjisi günümüzün vazgeçilmez ihtiyaçları arasına girmiştir. Gelişmekte olan toplumların en temel endüstri girdisi elektrik enerjisidir. Evsel ve endüstriyel elektrik ihtiyacının karşılanmasında birçok yöntem vardır. Termik ve doğalgaz güç santralleri gibi fosil kaynaklı elektrik üretim yöntemlerinin yanı sıra yenilenebilir enerji kaynakları ve nükleer santraller enerji üretim yöntemlerine örnek gösterilebilir.

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte alternatif enerji üretim yöntemleri artmasına rağmen kişi başı elektrik tüketimi artmaktadır. TÜİK verilerine göre Türkiye’de son on yılda kişi başı elektrik tüketimi %23 oranında artmıştır. Ayrıca TÜİK verilerine göre Türkiye’de son on yılda termik santral elektrik üretim payı %9 azalırken, yenilenebilir ve atık enerji kaynakları ile elektrik üretim payı %13 oranında artmıştır (TÜİK, 2021).

Ancak dünyadaki arz-talep dengesini korumak için üretilen enerjinin büyük bir bölümü küresel üretim kapasitesi daha yüksek sanayi sektöründe tüketilmektedir (Proskurina ve diğerleri 2017; Zhang ve diğerleri 2019). Sanayi tesisleri arasında en fazla enerji tüketim payına sahip sektörler çimento sektörü, cam sektörü ve Demir-Çelik (D&Ç) sektörüdür (K. He ve Wang, 2017; IEA, 2021a). Dünyada sanayi sektöründe kullanılan fosil kaynaklı yakıtların (kömür, doğalgaz ve petrol ürünleri) tüketimi son otuz yılda %47 oranında artmıştır (IEA, 2021b; Malico, Nepomuceno Pereira, Gonçalves ve Sousa, 2019).

Türkiye çelik üreten ülkeler arasında Avrupa’da Almanya’dan sonra ikinci sırada, dünyada ise sekizinci büyük çelik üreticisi olarak yer almaktadır (STB, 2020). Sektörlere göre dünya toplam enerji tüketimi Şekil 1.1’de verilmektedir (IEA, 2021b). Şekil incelendiğinde sektörlere göre dünya toplam enerji tüketimi yenilenebilir (jeotermal, güneş, rüzgâr vs.) ve

yenilenemeyen (kömür, petrol, doğalgaz vs.) enerji kaynaklarından elde edilen toplam enerjinin yaklaşık %29'unu sanayi sektörü tüketmektedir. Bu oran Türkiye'de %45'lere çıkmaktadır (TEDAŞ, 2020). Demir-Çelik (D&Ç) sektörü, diğer sanayi sektörleri ile karşılaştırıldığında, hem üretim kapasitesi hem de yoğun enerji kullanımı nedeniyle enerji tüketiminde %18 ile en yüksek paya sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca şekilde demir-çelik sektörünün diğer sanayi kuruluşları arasındaki enerji tüketim oranları gösterilmiştir.

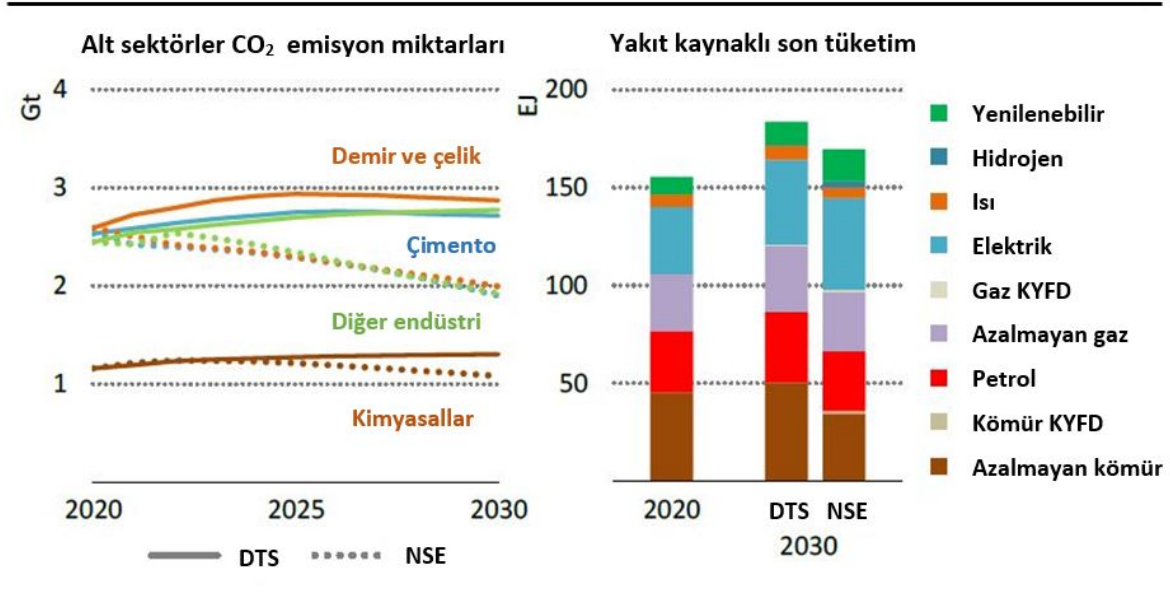


Şekil 1.1. Sektörlere göre dünya toplam enerji tüketimi (IEA, 2021b)

Dünyada CO₂ emisyon oranı, artan enerji tüketim miktarları ile doğru oranda artmaktadır. Küresel ısınmada en büyük etkiye sahip karbondioksit gazları çoğunlukla ağır sanayi olarak adlandırılan yüksek sıcaklık gerektiren endüstri tesislerinde ortaya çıkmaktadır. Sanayi sektörü ülkelerin enerji tasarrufu sağlayabileceği ve çevre politikaları kapsamında CO₂ miktarında azaltılacağı en büyük sektördür. Sanayi sektörünü bekleyen zorluk, CO₂ emisyonlarını azaltırken artan endüstriyel ürün talebini karşılamaktır. Bu farkın çoğu, inşaat, taşıtlar ve makinelerdeki gelişmiş tasarımın ve özellikle yükselen piyasalarda ve gelişmekte olan ekonomilerde kömürden uzaklaşmanın neden olduğu net sıfır emisyondaki düşük çelik talebinin sonucudur (IEA, 2021c).

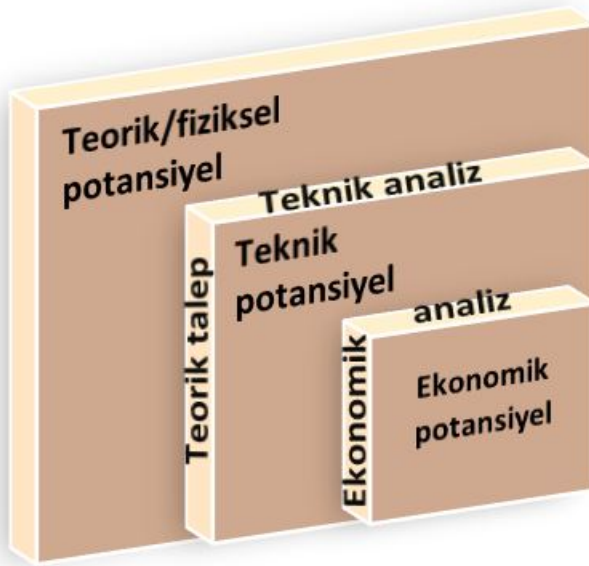
Dünyada alt sektörler ve yakıt tüketim kaynaklarına göre CO₂ emisyonları 2030 senaryoları Şekil 1.2'de verilmiştir (IEA, 2021c). Şekil incelendiğinde ülkelerin taahhüt ettikleri senaryoda demir-çelik, çimento ve temel kimyasallar gibi birincil sanayi ürünlerine olan talep, alt sektöre bağlı olarak 2020 ile 2030 arasında %10-30 civarında artacağı öngörülmektedir. Ayrıca, 2030 yılında duyulur taahhüt edilmiş senaryo (DTS) ve net sıfır emisyon (NSE) arasındaki yaklaşık 2,8 Gt CO₂ emisyon farkının yarısından fazlasını demir-çelik ve çimento sektörleri oluşturduğu görülmektedir. Bununla beraber taahhüt edilmiş

senaryo ve net sıfır emisyon arasındaki farkın 0,9 Gt'sini oluşturan rekabet boşluğuna en büyük katkıyı demir-çelik endüstrisi sağlayacağı varsayılmaktadır. Bunun yanı sıra Uluslararası Enerji Ajansı'nın 2030 senaryosuna göre fosil kaynaklı enerji üretim yöntemlerinin azalacağı ve yenilenebilir enerji kaynaklarının artacağı tahmin edilmektedir.



Şekil 1.2. Dünyada alt sektörler CO₂ emisyonları 2030 senaryoları (IEA, 2021c)

CO₂ emisyonunda en yüksek paya sahip ağır sanayi tesisleri özellikle demir-çelik endüstrisi enerji verimliliği sağlamak için birçok potansiyele sahiptir. Atık gaz potansiyel türleri Şekil 1.3'de görülmektedir (Brückner ve diğerleri, 2015). Potansiyel türleri araştırılırken teorik, teknik ve ekonomik potansiyel tipleri incelenmiştir. Endüstriyel atık ısı geri kazanım potansiyelini tespit etmek için farklı teknolojiler göz önüne alınmaktadır. Öncelikle teorik veya fiziksel potansiyel, teknik potansiyel veya ekonomik uygulanabilir potansiyel türlerinden hangi potansiyel türünün dikkate alındığını ayırt etmek gerekmektedir. Atık ısı geri kazanımı teorik potansiyel olarak incelenirken sadece ısı, ortam sıcaklığının üzerinde olma, bir ortama bağlı olma vb. fiziksel kısıtlamalar dikkate alınmalıdır. Bundan dolayı, örneğin ışıma yoluyla yayılan ısı genellikle teorik potansiyel kapsamında hesaplamalarda değerlendirilmez. Bu kısıtlama teknik potansiyel tanımı içerisine girer.



Şekil 1.3. Atık gaz potansiyel türleri (Brückner ve diğerleri, 2015)

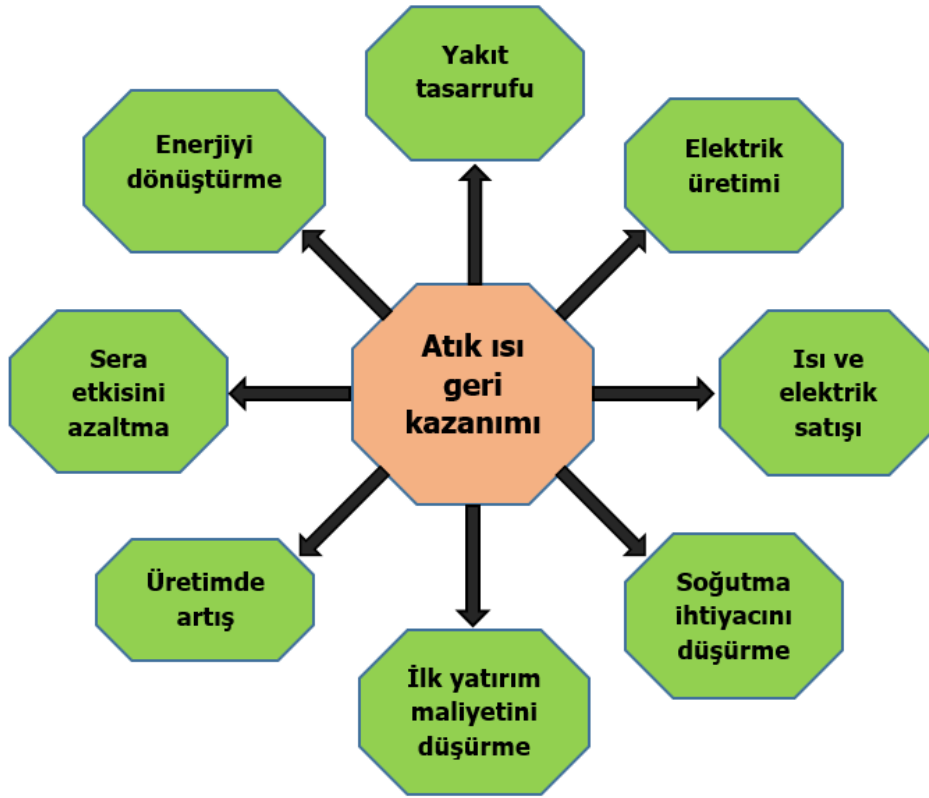
Endüstriyel tesislerdeki atık ısı, bir proses sonucu ortam sıcaklığının yeterince üzerindeki bir sıcaklıkta ortaya çıkan ve bunun bir kısmının faydalı amaçlar için geri kazanılabilen enerji olarak tanımlanmaktadır (C. W. Turner ve Doty, 2006; Williams, 2015).

Demir-çelik sektöründe sistem elemanlarında yapılacak iyileştirmeler ile sistemde tüketilen enerjiyi minimize etmek mümkün görünse de buradaki enerji tüketimindeki azalma ve iyileştirme tüketilen enerjiye göre yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle (D&Ç) sektöründe atık enerjinin geri kazanımı için atık ısı geri kazanım sistemlerinin entegrasyonu ile ciddi bir enerji geri kazanımı olduğu irdelenmektedir (K. He ve Wang, 2017).

D&Ç sektöründe atık ısı genellikle tav fırını yeniden ısıtma aşamasında, yüksek fırınlar demir döküm sonucu, sinterleme ve kok üretim aşamaları ve sıcak haddeleme slab ve kütük soğutma aşamalarında ortaya çıkmaktadır.

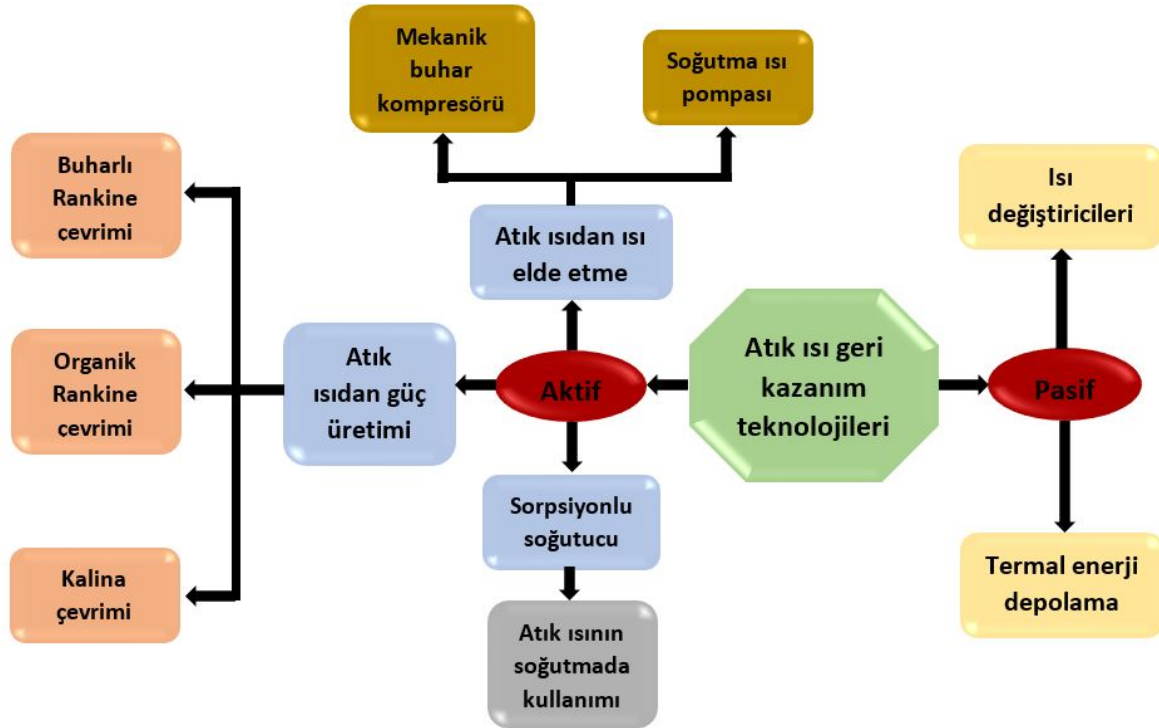
Atık ısı geri kazanımına yatırım yapmadan önce tüm potansiyel kazanımları analiz etmek ve yatırımın karlılığını değerlendirmek önemlidir. Atık ısının geri kazanılmasında faydalanılacak yöntemler Şekil 1.4'de gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde atık ısıdan yararlanmanın, yakıt tasarrufu, elektrik üretimi ve mekanik işler, ısı ve elektrik satışı, soğutma ihtiyaçlarının azaltılması, sermaye yatırım maliyetlerinin düşürülmesi, artan üretim, sera gazı emisyonlarının azaltılması, ısıyı faydalı enerji biçimlerine dönüştürmek

gibi yöntemlerin olduğu görülmektedir. Çoğu tesis, atılan ısıyı belirli ölçülerde geri kazanma fırsatına sahiptir.



Şekil 1.4. Atık ısının geri kazanılmasında faydalanılacak yöntemler (Alfa Laval, 2011)

Isı kaynakları sıcaklık derecelerine göre düşük sıcaklık (<300 °C), orta sıcaklık (300–550 °C), ve yüksek sıcaklık (>550 °C) ısı kaynakları olarak gruplandırılmaktadır (Zhong, Gong, Liu ve Liu, 2019). Farklı sıcaklıklı ısı kaynaklarından enerji üretmek için farklı teknolojiler kullanılmaktadır. Atık ısı geri kazanım teknolojileri şematik olarak Şekil 1.5’de gösterilmiştir (Brückner ve diğerleri, 2015). Şekil incelendiğinde atık ısı geri kazanım teknolojileri ısı değiştiricileri ve termal enerji depolama olmak üzere pasif, sorpsiyonlu soğutucu kullanımı, atık ısıdan ısı elde etme ve atık ısıdan güç elde etme olmak üzere aktif olarak iki kategoriye ayrılabilir. Sorpsiyonlu soğutucularda atık ısının soğutmada kullanımı mümkündür. Ayrıca, mekanik buhar kompresörü ve ısı pompaları ile atık ısıdan ısı elde edilebilir. Buna ek olarak buharlı Rankine çevrimi, organik Rankine çevrimi ve Kalina çevrimleri ile de güç üreterek atık ısıdan faydalanmak mümkündür.



Şekil 1.5. Atık ısı geri kazanım teknolojileri (Brückner ve diğerleri, 2015)

Atık ısı geri kazanımı için birçok teknoloji araştırılmıştır. Atık ısıdan güç üretimi söz konusu olduğunda farklı sıcaklık kaynakları için buharlı Rankine çevrimi, Kalina çevrimi ve organik Rankine çevrimi karşımıza çıkmaktadır.

Organik Rankine çevrimleri (ORÇ), düşük ve orta düzeyde kaynaklardan güç üretmek için en pratik teknolojidir. Bu çevrimlerin konsepti düşük kaynama sıcaklıklı soğutucu akışkanlara dayanmaktadır ve atık ısı geri kazanım tesislerinde önemli rol oynamaktadır. Son zamanlarda, bu çevrimlerin farklı yönlerini incelemek araştırmacıların dikkatini çekmekte ve farklı parametrelerin ORÇ performansı üzerindeki etkilerini ve hassasiyetini gözlemlemek için muazzam çabalar sarf edilmektedir (Cao ve Dai, 2017; Espinosa Sarmiento ve diğerleri, 2021; Kong, Deethayat, Asanakham, Vorayos ve Kiatsiriroat, 2019; Kosmadakis ve Neofytou, 2020; Y. Wang, Tang, Wang ve Feng, 2017).

Yakınsama noktası sıcaklık farkı, buharlaştırıcıda ısı kaynağı ile çevrim akışkanının birbirine en yakın olduğu iki nokta arasındaki sıcaklık farkı olarak tanımlanabilir. Aynı şekilde yoğuşturucuda soğutma kaynağı ile çevrim akışkanının birbirine en yakın olduğu iki nokta arasındaki sıcaklık farkıdır. Yakınsama noktası sıcaklık farkı literatürde sıkışma

noktası sıcaklık farkı ya da pinç noktası sıcaklık farkı olarak da adlandırılmaktadır (Kaşka, Bor ve Tokgöz, 2018; Tozlu, Özahi ve Abuşoğlu, 2018).

Buharlaştırıcı yakınsama noktası sıcaklık farkı (YNSF), termodinamik verimliliği, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer alanlarını ve sistem ekonomisini etkileyen önemli bir faktördür. Düşük bir buharlaştırıcı yakınsama noktası sıcaklık farkı, daha yüksek türbin giriş sıcaklığına yol açar, bu da çalışma akışkanının ortalama ısı absorpsiyon sıcaklığını ve türbin güç çıkışını artırır. Ek olarak, daha düşük bir buharlaştırıcı YNSF, ön ısıtıcı ve buharlaştırıcıdaki ısı dağılımını değiştirebilir. Bu nedenle, buharlaştırıcı YNSF'nin ORÇ sistem verimliliği üzerinde hayati bir etkisi vardır (Sun, Liu ve Duan, 2018).

(D&Ç) endüstrisinde iyileştirme ile ilgili birçok çalışmada, bu tesislerde kullanılan alt sistemlerin iyileştirilmesi, yalıtımı ve optimizasyonu üzerine yoğun bir şekilde çalışılmıştır.

Wang ve ark. (2009) yaptıkları çalışmada, çimento fabrikasında klinker soğutucu egzoz gazlarından alınan atık ısıyı geri kazanmak için tek flaş buhar çevrimi, çift basınçlı buhar çevrimi, Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) ile kojenerasyon sistemlerini karşılaştırmışlardır. Çimento fabrikasındaki diğer kojenerasyon sistemleri ile karşılaştırıldığında, ekserji verimliliği açısından ORÇ sistemi en iyi performansı gösterirken, ORÇ aynı koşulda en düşük ekserji verimini göstermiştir.

Kaşka (2014), yapmış olduğu çalışmada çelik endüstrisinde kullanılan tav fırınından elde edilen gerçek tesis verileri kullanarak, çevrimin performansı ve birincil ekserji yıkımının tam olarak belirlendiği yerler değerlendirmiştir. Ayrıca, buharlaştırıcı/yoğuşturucu basınçları, aşırı ısınma ve aşırı soğutma ile sistemin enerji ve ekserji verimlerinin varyasyonlarını incelemiştir. Analiz sonucunda, sistemin enerji ve ekserji verimlerini iki farklı fiili durum için sırasıyla %10,2; %48,5 ve %8,8; %42,2 olarak bulmuştur.

Thompson ve Si (2014) yapmış oldukları çalışmada bir demir çelik fabrikasındaki enerji verimliliği fırsatlarının analizini yapmışlardır. Bu analizde atık ısı geri kazanım ile tahmini 22000 GJ/yıl enerji tasarrufu ve 10 aylık geri ödeme süresi ile pota ön ısıtıcısında yanma havasının ön ısıtılması ve tahmini 60323 GJ/yıl enerji tasarrufu ve üç yıllık geri ödeme süresi ile kütüklerin ön ısıtılması sayesinde enerji verimliliği sağlanacağı görülmüştür. Ayrıca doğalgazlı mahal ısıtıcılarının daha enerji verimli ve daha güvenli modellerle

değiştirilmesi, 4,5 yıllık daha uzun bir geri ödeme süresi olmasına rağmen hem sosyal hem de ekonomik olarak faydalı olduğu tespit edilmiştir.

Quader ve ark. (2015) yapmış oldukları çalışmada demir ve çelik üretim süreçlerinde enerji tasarrufu ve karbon yakalama ve depolama için dünya çapındaki karbon azaltma programları ve yeni CO₂ azaltım teknolojilerine kapsamlı bir genel bakış sağlamayı amaçlamışlardır. Ayrıca, uygun teknolojinin seçimi ve bunların engelleri ve geliştirme ve dağıtım aşamaları hakkında bir tartışma sunulmuştur. CO₂ azaltımında biyokütle kullanımının rolünü sınırlayan birçok faktörün olduğu bulunmuş, bu nedenle karbon yakalama ve depolama teknolojisinin kömür bazlı entegre çelik fabrikasında uygulanması, sürdürülebilir yeşil demir ve çelik üretimi için verimli bir araç olacağı incelenmiştir.

Bina ve ark. (2017) yapmış oldukları çalışmada, geleneksel ORÇ ve entegre ısı eşanjörlü ORÇ dahil olmak üzere iki farklı jeotermal ikili çevrim konfigürasyonu için enerji, ekonomik ve çevresel analizlerini yapıp karşılaştırmışlardır. Her iki çevrim için de Enerji-Ekonomik-Çevre (3E) modelleri geliştirilmiş ve maksimum termodinamik verimler ve minimum maliyet oranı açısından parametrik bir çalışma yapılmıştır. Sistemin optimum performansını elde etmek için buharlaştırıcı basıncı, buharın kızgınlık derecesi, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıdaki minimum yakınsama noktası sıcaklık farkları analiz edilmiştir. Sonuç olarak entegre ısı eşanjörlü ORÇ'nin daha düşük üretim maliyeti ile daha yüksek net güç çıkışına (5245'e karşı 5063 kW) sahip olduğunu görülmüştür. Ayrıca, entegre ısı eşanjörlü ORÇ'nin, üstün enerji ve ekserji verimliliğine (%16,82, %59,71'e karşı %14,13, %52,2) sahip olduğu görülmüştür. Ek olarak, entegre ısı eşanjörlü ORÇ sistemi daha çevre dostu olduğu ve geleneksel ORÇ'ye kıyasla yakıt tüketiminde %3,6 daha yüksek değer tasarrufu sağlayabildiği ve sonuç olarak CO₂ emisyonunu geleneksel ORÇ'ye göre yaklaşık %3,6 daha fazla azalttığı gözlemlenmiştir.

Sung ve ark. (2016) alanı sınırlı bir çelik işleme tesisinde küçültülmüş boyutlu bir ORÇ sistemi tasarlamış ve R245fa organik sıvı kullanarak 140 °C'lik bir ısı kaynağının termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonucunda %8,6'lık bir termal verime ulaşmışlardır.

Yağlı ve ark. (2016) yapmış oldukları çalışmada tasarladıkları bir organik Rankine çevriminde tolüen ve sikloheksan organik akışkanlarını kıyaslamışlardır. Giriş parametreleri

olarak bir tav fırınından elde edilen veriler kullanılmıştır. Hesaplamalar sonucu siklohekzan için %16,62 termal verim, %35,64 ekserji verimi, tolüen için %17,08 termal verim ve %31,96 ekserji verimi elde edilmiştir. Daha sonra siklohekzan için türbin giriş basınçları (26 bar-38 bar) ve türbin giriş sıcaklıkları (260 °C – 320 °C) optimize edilip maksimum sistem performansları incelenmiştir. Optimize edilmiş Siklo-hekzan akışkanı için tasarlanan ORÇ’de brüt güç üretimi, enerji ve ekserji verimleri sırasıyla 527,67 kW, %17,65 ve %37,37 olarak hesaplanmıştır.

Ramirez ve ark. (2017) yapmış oldukları çalışmada bir çelik tesisinde atık ısı geri kazanım ünitesi ile birlikte bir ORÇ tesisini değerlendirmişlerdir. ORÇ'nin nominal güç çıkışının 1,8 MW olduğu ve ORÇ ünitesinin net veriminin %21,7 olduğu görülmüştür.

Shen ve ark. (2018) çalışmalarında, çelik haddeleme ürün çıktısını ve sinter eşleştirme sürecini kapsayan Demir-çelik üretim sistemi için bir optimizasyon modeli oluşturmuşlardır. Çalışma kapsamında demir-çelik üretim sisteminin ton çelik başına karşılaştırılabilir enerji tüketimi ilk değerlere göre %2,39 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

Yağlı ve ark. (2021) çalışmalarında, bir odun üretim tesisinde basit bir gaz türbininin performansını iyileştirmek için seçtikleri sekiz farklı organik sıvı ile Organik Rankine Çevriminin (ORÇ) parametrik optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Çalışma kapsamında R123 akışkanı ile maksimum ısı veriminin %69,19 olduğu gözlemlenmiştir.

Al-janabi ve ark. (2021) yapmış oldukları çalışmada, bir Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) sisteminin performansını değerlendirmek için beş sanayi şirketinin atık termal enerji verileri kullanılmışlardır. İyileştirme seviyesinin, mevcut ısı kaynağın sıcaklık aralığı ve kütle akış hızından etkilendiği (doğrudan orantılı ilişki) bulunmuştur. Ekonomik fizibilite hesaplamaları sonucu, tesiste ORC ünitesinin kullanılmasının, yaklaşık 6 yıllık geri ödeme süresi ve %85 gelir yüzdesi açısından ekonomik olarak uygulanabilir bir proje olacağını göstermiştir.

Li ve ark. (2013) yapmış oldukları çalışmada bir buharlaştırıcı ve bir yoğunlaştırıcıdaki yakınsama noktası sıcaklık farkının organik Rankine çevrim sisteminin performansı üzerindeki etkisi, R11, R123, R141b, tolüen, R114 ve n-pentan, vb dahil olmak üzere çeşitli potansiyel organik çalışma akışkanları için değerlendirilmiştir. Seçilen akışkanlar için

yakınsama noktası sıcaklık farkının optimal termal verimi elde etmedeki önemi ortaya çıkarılmıştır.

Wang ve ark. (2017) yapmış oldukları çalışmada buharlaştırıcı yakınsama noktası (YN) sıcaklık farkı ile kondenser yakınsama noktası sıcaklık farkı arasındaki eşleşme ilişkisini değerlendirmek için bazı organik çalışma sıvıları seçmişlerdir. ORC sisteminin termal ve ekonomik performansının kapsamlı değerlendirmesine dayanan Analitik Hiyerarşi Prosesi Entropi yöntemini kullanmışlardır. Belirlenen mevcut çalışma akışkanları için optimal yakınsama noktası (YN) sıcaklık farkı oranı (buharlaştırma/yoğuşma) parametresi de elde edilmiştir. Sonuçlar, dikkate alınan mevcut akışkanlar arasında en uygun çalışma sıvısının R11 olduğunu ve en uygun YN oranının 1,25-1,5 aralığında olduğunu göstermiştir.

Sun ve ark. (2018) yapmış oldukları çalışmada, 4–15 °C'lik buharlaştırıcı yakınsama noktası sıcaklık farkı ve 100–150 °C'lik tuzlu su giriş sıcaklıkları için net güç çıkışlarını en üst düzeye çıkarmak için buharlaşma sıcaklıklarını optimize etmeyi amaçlamışlardır. Birim güç çıkışı başına ısı transfer alanı ve optimal koşullarda dinamik geri ödeme süresi analiz edilmiştir. ORÇ'lerde 130 °C'den yüksek tuzlu su giriş sıcaklıkları için buharlaştırıcı yakınsama noktası sıcaklık farkındaki her 1 °C'lik düşüşle %1,7–2,6 daha fazla net güç üretileceği sonucuna varılmıştır.

Bademlioglu ve ark. (2019) yapmış oldukları bir jeotermal kaynak yardımıyla (125°C) elektrik enerjisi üreten basit bir ORC'nin ekserji analizi yapılmışlardır. Çevrimde R123, R152a, R245fa ve R600a akışkanlarını kullanarak buharlaştırıcıdaki yakınsama noktası sıcaklık farklarına (5-20°C) göre performans analizi yapmışlardır. Buharlaştırıcıdaki yakınsama noktası sıcaklık farkının artmasıyla, sistemin ekserji verimliliğindeki azalma maksimum (%11,7), sistemin ekserji verimliliğindeki kayıp ise minimum (%9,03) olduğu gözlenmiştir.

Jin ve ark. (2020) yapmış oldukları çalışmada, yakınsama noktası sıcaklık farkına göre uyarlanmış bir ORÇ kontrol stratejisini elde etmek için yakınsama noktası modelleri oluşturulmuş ve kazan egzoz baca gazından atık ısının geri kazanılması için uygulanan kritik altı ORÇ'nin bir vaka çalışması yapılmıştır. Çalışma sonuçları, buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun yakınsama noktası sıcaklık farkının, konvansiyonel kontrolde buharlaşma sıcaklığından ve sıcak-soğuk kaynak parametrelerinden etkilendiğini göstermiştir.

Kocaman ve ark. (2021) yapmış oldukları çalışmada bir demir-çelik üretim tesisinde orta sıcaklıklı bir tav fırını bacasından atılan atık ısıdan yararlanılarak bir ORÇ tasarlamışlardır. Tasarladıkları ORÇ için ısı kaynağının termodinamik özellikleri dikkate alınarak dimetilkarbonat ve m-Xylene olmak üzere iki akışkan seçilmiştir. Daha sonra seçili akışkanların maksimum sistem performansını elde etmek için optimum yakınsama noktası sıcaklığı tespit edilmiştir. Dimetilkarbonat ve m-Xylene akışkanları için bulunan yakınsama noktası sıcaklıklarına göre termal verimleri sırasıyla %17,14 ve %13,47 ekserji verimleri ise sırasıyla %46,49 ve %36,51 olarak hesaplanmıştır.

Yukarıdaki çalışmalarda da görüldüğü gibi, enerji tüketimi açısından önemli bir yere sahip olan D&Ç sektöründe sistem iyileştirmeleri ve enerji minimizasyonu çok sınırlı kalmakta ve ciddi yapısal değişiklikler gerektirmektedir. Öte yandan bu sektörde ısı geri kazanımı için ORÇ kullanımı önemli bir alternatiftir. Ancak literatürde ORÇ gibi atık ısı geri kazanım sistemlerinin D&Ç endüstrisine uygulanması konusunda çok sınırlı sayıda çalışma bulunmasına rağmen bu çalışmaların çoğu, yalnızca farklı akışkanlar için geliştirilmiş ORÇ sistemlerine sahiptir ve bu hesaplamaların neredeyse tamamı simülasyon çalışmalarıdır. Bu nedenle bu çalışmada ORÇ sistemi altı farklı akışkan için geliştirilen algoritma Chen tarafından sunulan yeni bir tasarım ve optimizasyon yöntemine göre buharlaştırıcıdaki yakınsama noktası sıcaklık farkının sayısal olarak analizi yapılmıştır (Q. Chen ve diğerleri, 2012).

Bu çalışma kapsamında termodinamik analiz ve hesaplamalar için NREL (National Renewable Energy Laboratory) tarafından geliştirilen EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılmıştır. EES programı bir kullanıcının bir sistemdeki her bir bileşenin matematiksel formülasyonlarını yazmasını sağlar ve analizi yapılmak istenen sistemlerde enerji ve ekserji analizi için ideal bir ortam olmasını sağlayan, akışkanların ve gazların termodinamik özelliklerinin hesaplanması için dahili bir kütüphaneye sahip işlevsel bir yazılımdır (Behar, Khellaf ve Mohammedi, 2015).

Bu çalışmada, (D&Ç) fabrikasında bir ara tav fırınından atılan egzoz gazının sıcaklık, debi değerleri deneysel olarak analiz edilmiş ve bir yıl boyunca kaydedilmiştir. Bu veriler dikkate alınarak yıllık ortalama egzoz gazı sıcaklığı ve debisi baz alınarak entegre edilebilecek bir ORÇ sistemi tasarlanmış ve optimize edilmiştir. Çalışma kapsamında iki ıslak tip (etanol,

metanol), iki izantropik (aseton, bütan) ve iki kuru tip (sikloheksan, benzen) olmak üzere toplam altı farklı akışkan seçilmiştir. Birinci aşamada, tav fırınından elde edilen veriler doğrultusunda akışkanların optimum Yakınsama Noktası (YN) sıcaklığı, ikinci olarak ise akışkanın çalışacağı optimum Yakınsama Noktası (YN) sıcaklığının sistem performansına etkisi incelenmiştir.



2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Materyal

Organik Rankine çevrimini Klasik Buharlı Rankine çevriminden ayıran temel fark, kullanılan çalışma sıvısıdır. Buharlı Rankine Çevriminde su kullanılırken, ORÇ'de suyun kaynama noktasından daha düşük hidrokarbon bileşenli organik akışkanlar kullanılır (Chen ve diğerleri 2010; Cihan, 2014).

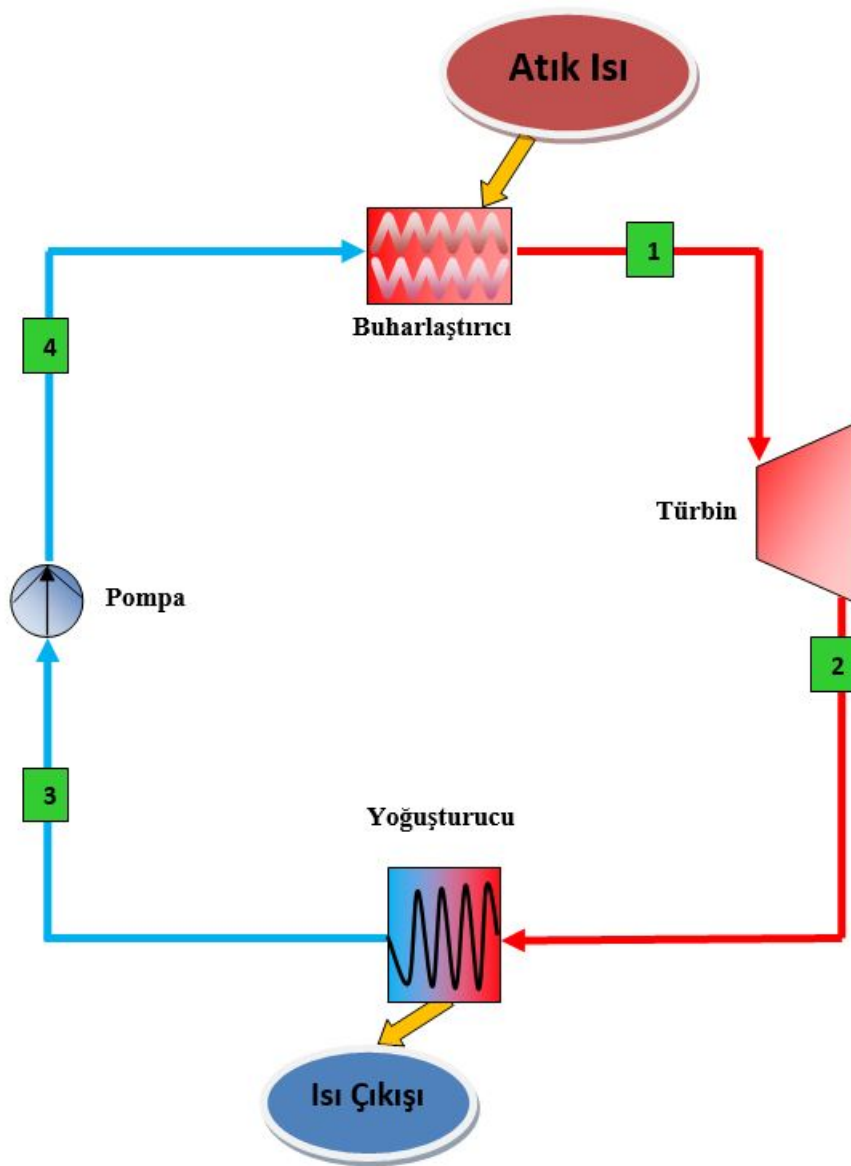
Organik akışkanların suya göre avantajları:

- a) Düşük sıcaklıklarda atık ısı için daha iyi bir verim sağlayan daha düşük buharlaşma ısısı,
- b) Daha düşük basınç gereksinimlerinden dolayı daha az basınç kademesine sahip türbinlerin kullanılması ve suya göre daha yüksek yoğunluk nedeniyle genişletici boyutu da küçültülebilir olması,
- c) Kütleli debiyi artıran ve genişleme süreci boyunca ORÇ güç çıkışını doğrudan etkileyen özgül entalpinin düşük olması
- d) Isı kaynağına göre tasarlanan bir ORÇ'de geniş bir akışkan seçeneği sunması.

2.1.1. Organik Rankine çevrimi tasarımı

Simülasyon yöntemi, endüstri odaklı çalışmalarda bir ORÇ sisteminin performansını belirlemek için kullanılan en yaygın prosedürlerden biridir (T. Chen, Zhuge, Zhang ve Zhang, 2017; Keplinger ve diğerleri, 2018; H. tao Wang, Wang ve Zhang, 2012; L. hua Zhang, Wu, Zhang ve Ju, 2013). Ancak, cam, çimento ve (D&Ç) endüstrileri gibi atık ısı geri kazanım sistemlerinin daha çok kullanıldığı Ar-Ge departmanları ve üreticiler için simülasyon yöntemini kullanmak oldukça zordur (Nondy ve Gogoi, 2021). Bu çalışmada tüm atık ısı geri kazanım tesislerine entegre edilebilecek çok amaçlı ve sayısal optimizasyon analiz yöntemleri üzerinde durulacaktır. Chen ve ark. tarafından geliştirilen Yakınsama Noktası (YN) sıcaklığı tabanlı optimizasyon modeline dayalı olarak iki aşamalı bir optimizasyon modeli geliştirilmiştir (Chen ve diğerleri, 2012). İlk aşamada, seçilen organik çalışma akışkanının ısı kaynağından alınan sıcaklık ve basınç değerlerine göre optimum YN sıcaklığı hesaplanmıştır. İkinci aşamada bulunan YN sıcaklığına göre optimum sistem performansı araştırılmıştır.

Basitleştirilmiş bir organik Rankine çevrimi şematik olarak Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Atık ısı kaynağından buharlaştırıcıya giren sıcak gaz ısıısının büyük kısmını organik akışkana vererek ısı değiştiricisinden ayrılır. Buharlaştırıcı içerisinde ısınan organik akışkan yüksek sıcaklıkta türbine girerek türbinin güç üretmesine neden olur. Türbinden çıkan akışkan yoğuşturucuda soğuyarak pompaya girer. Pompa akışkanın sistem içerisinde döngüsünü sağlayarak akışkanı buharlaştırıcıya gönderir.



Şekil 2.1. Basitleştirilmiş organik Rankine çevrimi şematik gösterimi

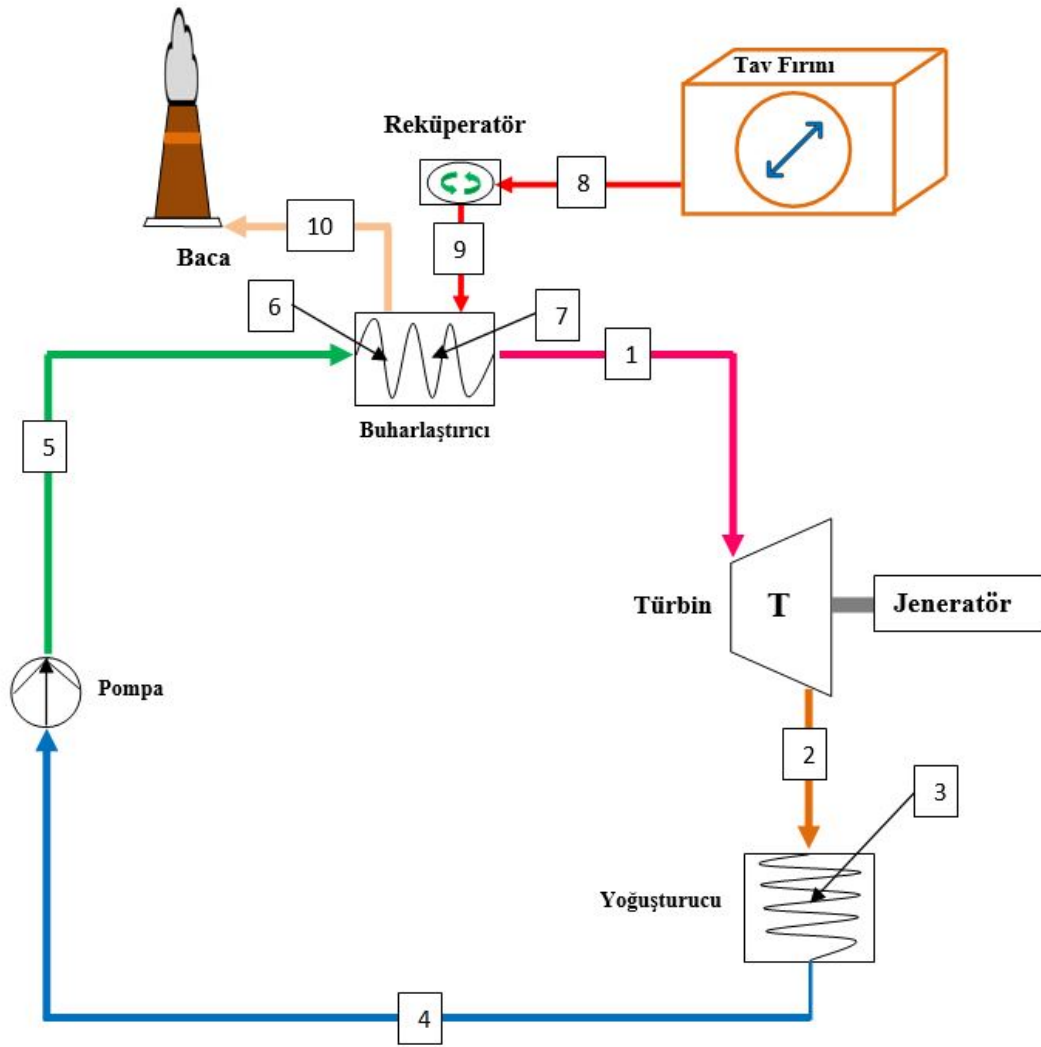
Tav fırınından elde edilen mevcut gaz türbininin nominal çalışma koşulları ve tasarlanan ORÇ için kabul edilen nominal parametreler Çizelge 2.1’de verilmiştir. Bu çalışma kapsamında atık ısı kaynağı olarak (D&Ç) üretimi alanında faaliyet gösteren bir tesisten

alınan 673,15 K egzoz gazı giriş sıcaklığında ve 8,36 kg/s kütleli debide egzoz gazı verileri kullanılmaktadır. Türbin giriş basıncının 29,8 bar, soğutma suyu çıkış sıcaklığının 345,66 K atmosfer sıcaklığı, izantropik türbin veriminin 0,85 ve izantropik pompa veriminin 0,87 olduğu varsayılmıştır. Ayrıca eşanjöre giren egzoz gazının 393,15 K sıcaklığına kadar soğuduğu varsayılmıştır.

Çizelge 2.1. Tav fırınından elde edilen mevcut gaz türbininin nominal çalışma koşulları ve tasarlanan ORÇ için kabul edilen nominal parametreler

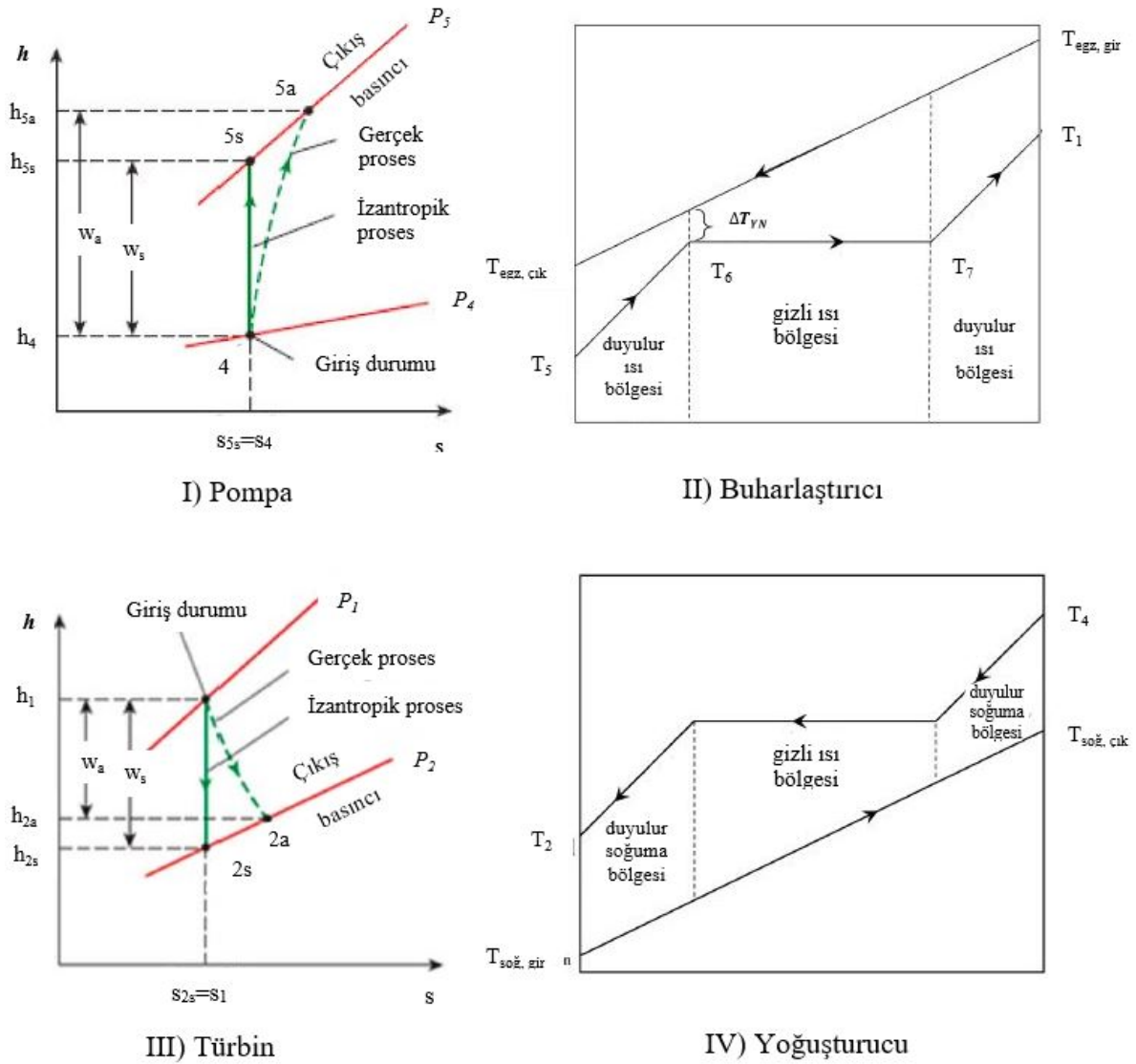
<i>Parametreler</i>	Değer	Birim
Egzoz gazı giriş sıcaklığı	673,15	K
Egzoz gazı çıkış sıcaklığı	393,15	K
Egzoz gazı kütleli debi	8,36	kg/s
Türbin giriş basıncı	29,8	bar
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	345,6	K
Türbin izantropik verimi	85	%
Pompa izantropik verimi	87	%

Tasarlanan ORÇ sisteminin şematik gösterimi Şekil 2.2'de verilmiştir. Genellikle ORÇ dört ana elemandan oluşur: türbin, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve türbini çalıştıran pompa. Tasarlanan ORÇ sisteminde tav fırınından buharlaştırıcıya giren yüksek sıcaklıklı (400 °C) egzoz gazı (9→10) ısısını organik akışkana transfer ederken organik akışkanı buharlaştırıp, bacadan sistemi terk eder. Tav fırını egzoz gazı ile buharlaşan organik çalışma akışkanı (5→6→7→1) ORÇ sisteminde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıdan çıkan organik akışkan (1→2) türbine girer. Türbinden çıkan buhar hava veya su ile yoğunlaştırılarak pompaya gönderilir (2→3→4). Son olarak pompada basınçlandırılarak buharlaştırıcıya gönderilen organik akışkan aynı işlemi tekrarlar (4→5). Böylece türbinde çevrim işi elde edilir.



Şekil 2.2. Tasarlanan ORÇ sisteminin şematik gösterimi

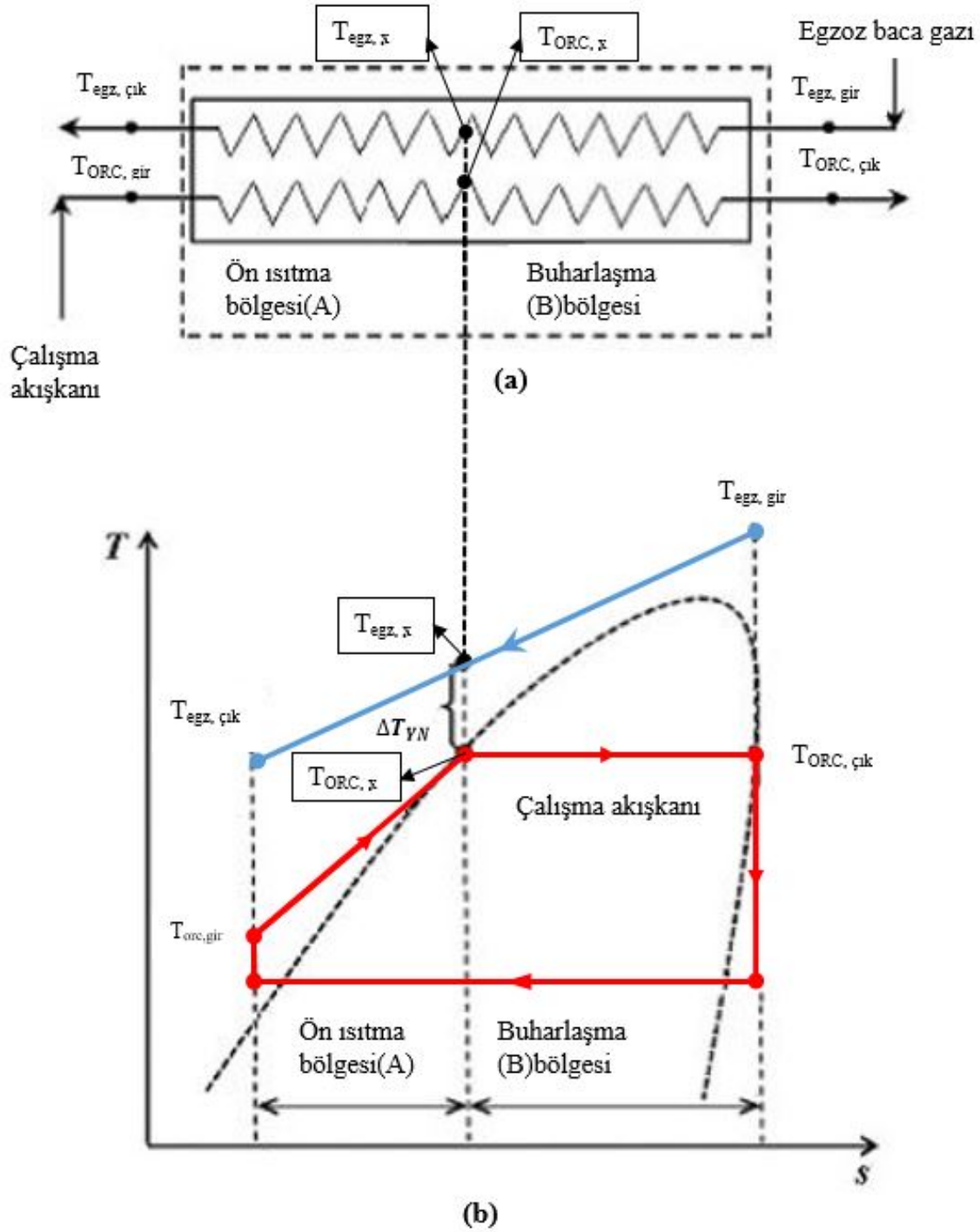
Bir organik Rankine çevrimini oluşturan sistem elemanları (türbin, yoğuşturucu, pompa ve ısı değiştirici) farklı termodinamik hal değişimlerine neden olmaktadır. Bir ORÇ sistemini oluşturan elemanlarının termodinamik hal değişim grafikleri Şekil 2.3’de verilmiştir. Pompada izantropik prosesde sabit entropide sıcaklık değişimi olurken, gerçek prosesde ise sıcaklık ile birlikte bir miktar entropi artışı da gerçekleşmektedir. Buharlaştırıcıda atık ısı kaynağından akışkana ısı transfer edilirken akışkan tipine göre organik akışkan sıvı, katı-sıvı ve kızgın buhar bölgelerinde hal değişime uğrayabilir. Türbinde izantropik prosesde sabit entropide sıcaklık artışı olurken, gerçek prosesde ise sıcaklık ile birlikte bir miktar entropi artışı da gerçekleşmektedir. Yoğuşturucuda ise türbinde ısınan çalışma akışkanı ısınıp ısıyı kaybeder ve genellikle sıvı halde yoğuşturucudan ayrılır.



Şekil 2.3. ORÇ sistemi elemanlarının termodinamik hal değişim grafikleri

Bir organik akışkanın buharlaştırıcıda hal değişimi Şekil 2.4'de gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde tav fırınından yüksek sıcaklıkta buharlaştırıcıya giren baca gazı soğuyarak buharlaştırıcıyı terk ederken ısısının büyük bir miktarını çalışma akışkanına aktarır. Sıvı halde ısı değiştiricisine giren çalışma akışkanı tav fırınından gelen ısı ile enerjisi artarak doymuş sıvı haline gelir ($T_{ORÇ,x}$). Akışkanın sıvı halden doymuş sıvı haline geldiği bu bölge organik akışkan için ön ısıtma bölgesi olarak kabul edilmektedir. Ayrıca, çalışma akışkanın doymuş sıvı haline geldiği bu nokta ($T_{ORÇ,x}$) egzoz gazı soğuma sıcaklığına en yakın ($T_{egz,x}$) olduğu sıcaklıktır. Bu çalışma akışkanın doyma sıcaklığı ile egzoz gazının soğurken doyma sıcaklığına en yakın olduğu nokta arasındaki sıcaklık farkına yakınsama noktası sıcaklığı olarak adlandırılmaktadır (ΔT_{yn}). Baca gazından aldığı ısı ile hal değiştirmeye devam eden

akışkan buharlaşarak akışkan tipine göre doymuş buhar ya da kızgın buhar halinde ısı değiştiricisinden ayrılır ($T_{ORÇ, çık}$). Akışkanın doymuş sıvı halden doymuş buhar haline geldiği bu bölge organik akışkan için buharlaşma bölgesi olarak kabul edilmektedir. Doymuş buhar ya da kızgın buhar halinde buharlaştırıcıdan ayrılan organik akışkan türbin, yoğusturucu ve pompadan geçerek çevrimi tamamlar.



Şekil 2.4. Akışkanın buharlaştırıcıda hal değişim gösterimi

2.1.2. Akışkan seçimi

Çalışma akışkanı seçimi ORÇ tasarımı da sistem performansını etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Tasarlanan ORÇ'de kullanılacak uygun akışkanların seçiminde dikkate alınması gereken birçok önemli ölçüt bulunmaktadır. Çevrimi çalıştıracak sisteme giren ısı kaynağının düşük ya da yüksek sıcaklıklı olması sistemde kullanılacak akışkanın seçiminin başında yer almaktadır.

Termofiziksel özellikleri

Seçilen akışkan, ısı kaynağından elde edilen sıcaklık ve basınç koşullarını sağlamalıdır. Yani kritik sıcaklık, kritik basınç ve maksimum çalışma sıcaklığı, çalışma sıvısının çalışma sınırları içinde olmalıdır (Koç ve diğerleri, 2020; Yağlı, Koç, Koç, Görgülü ve Tandiroğlu, 2016). Sıvının buharlaşma ısısı ve yoğuşma noktası da önemli hususlardır. Yoğuşturucu seçiminde en çok yoğuşma noktası sıcaklığı dikkate alınır. Ayrıca akışkanın yaş, kuru ve izantropik tipi de sistem ve türbin açısından dikkate alınması gereken bir diğer termofiziksel parametredir.

Kritik sıcaklık ve kritik basınç: Bir maddenin kritik sıcaklığı, ne kadar basınç uygulanırsa uygulansın maddenin buharının sıvılaştırılmadığı sıcaklık olarak tanımlanmaktadır. Kritik sıcaklık değerinde gazı sıvılaştırmak için uygulanan basınç değeri ise kritik basınç olarak tanımlanmaktadır. Kritik sıcaklık (T_{kri}) ve kritik basınç (P_{kri}) ile ısı kaynağı sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı, bir çalışma akışkanının optimum sistem performansını elde etmede önemli bir faktördür.

Yapılan birçok araştırmada çalışma akışkanlarının kritik sıcaklığının ve kritik basıncının sistem performansı üzerindeki etkilerini incelenmiştir. He ve arkadaşları (2012) buharlı ORÇ'nin optimum buharlaşma sıcaklığını bulmak için teorik bir formül önermişlerdir ve ısı kaynağı sıcaklığına yakın kritik sıcaklığın (T_{kri}) çalışma akışkanlarının daha iyi sistem performansı gösterdiğini bulmuşlardır. Liu ve arkadaşları (2012) çeşitli ısı kaynağı sıcaklıkları altında akışkan kritik sıcaklığının ekserji verimliliği üzerindeki etkisini araştırdıkları çalışmalarında, organik akışkanının kritik sıcaklığın (T_{kri}) ısı kaynağı giriş sıcaklığının yaklaşık 18 ± 5 K daha düşük olduğu buharlaşma sıcaklığında net güç çıkışının arttığını gözlemlemişlerdir. Xinguo ve arkadaşları (2015), çeşitli sıcak su sıcaklıkları altında

artan çalışma akışkanlarının kritik sıcaklığa (T_{kri}) dayalı olarak güç çıkışı varyasyonundaki eğilimlerini araştırmışlardır. Araştırma sonucunda buharlaşma sıcaklığı artması güç çıkışının artırdığını gözlemlemişlerdir.

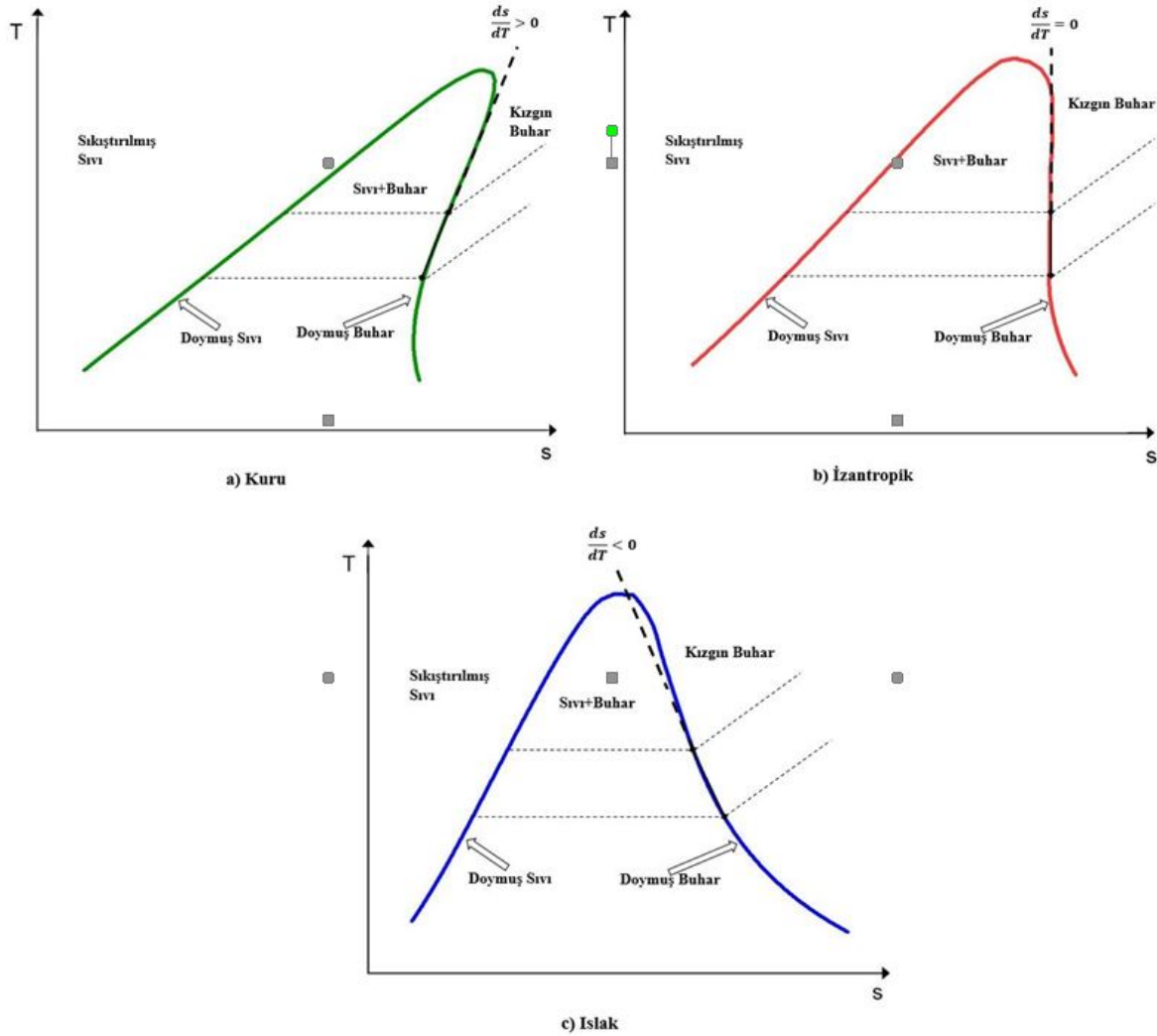
Yukarıdaki çalışmalardan da görüleceği üzere kritik sıcaklık ve kritik basınç tasarlanan organik Rankine çevriminde en uygun akışkanı seçmede önemli birer kriterdir. Ayrıca birçok değerlendirme indeksleri göz önüne alındığında, kritik sıcaklığın şu anda ORC performansı üzerindeki etkisi hakkında tam tutarlı bir sonuç olmadığı görülmüştür. Buna ek olarak kritik basınç ne kadar yüksek olursa, ORC'nin termodinamik performansı o kadar iyi olduğu araştırmalar sonucunda gözlemlenmiştir (Xu, Zhao, Mao ve Deng, 2020). Bununla beraber seçilecek akışkanın kritik sıcaklığının ısı kaynağı sıcaklığına uygun olması gerekmektedir.

Akışkan türü (ıslak, kuru, izantropik): Güç çevrimlerinde kullanılan ekipmanların etkinliğini ve performansını etkileyen diğer bir parametre organik akışkanın buhar doygunluk eğrisidir. Sıcaklık-entropi diyagramındaki (T-s) eğrisinin eğimi çalışma akışkanının ıslak, kuru ya da izantropik durumunu göstermektedir. Organik çalışma akışkanları doymuş buhar eğrisinin eğimine göre (ds/dT), çalışma akışkanları kuru ($ds/dT > 0$), izantropik ($ds/dT \approx 0$) ve ıslak ($ds/dT < 0$) tiplerine ayrılabilir. İzantropik akışkanın sınır değerleri tanımlanırken ($-0,5$ kJ/(kgK) $< ds/dT < 0,5$ kJ/(kgK) aralığında olan çalışma akışkanı, izantropik çalışma akışkanı olarak adlandırılır (Song, Gu, Miao, Liu ve Xu, 2019).

Aljundi ve arkadaşları (2011) çalışmalarında kuru tip akışkanların, genişmeden sonra yoğunlaşan ıslak tip akışkanlara göre, organik akışkan türbinden geçtikten sonra yoğunlaşmadıkları için daha iyi termal verimlilik gösterdiğini tespit etmişlerdir. Bundan, türbindeki genişleme sürecinin aşırı ısınmış bölgede son bulunduğu çıkarımını gerçekleştirmişlerdir. Çalışma akışkanını yoğunlaştırıcıya yönlendirmeden önce, çevrime bir dâhili ısı eşanjörünün dâhil edilmesi avantajlı olacaktır, bu sayede çevrime olan ısı transferinin ortalama sıcaklığının daha yüksek olurken, çevreye olan ısı transferinin ortalama sıcaklığı, bütünleşmiş ısı eşanjörünün olmadığı duruma göre daha düşük olacağı ön görüşünde bulunmuşlardır.

Akışkanlar tiplerine göre gruplandırılırken doymuş buhar eğrisinin eğimine bakılır. Doymuş buhar eğrisi yani sıcaklığın entropiye oranı sıfırdan büyükse kuru, sıfırdan küçükse ıslak ve

sıfıra yakın ise izantropik akışkan olarak sınıflandırılmaktadır (Bao ve Zhao, 2013). Kuru, ıslak ve izantropik tip akışkanların sıcaklık-entropi eğrileri Şekil 2.5’de gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Üç tip akışkan için ORÇ T-s diyagramı (Ata ve diğerleri, 2021)

Çevresel etkiler

Organik çalışma akışkanının sistem performansına etkileri incelendiği gibi çevreye ve insan sağlığına karşı tehlikeleri, güvenilirliği, küresel ısınma potansiyeli (KIP) ve ozon delme potansiyeli (ODP) gibi çevresel faktörler de dikkate alınmalıdır. Termal verimi yüksek olan bir akışkanın her ne kadar sistem performansı çok yüksek olsa da göz ardı edilemeyecek çevreye ve insana verdiği geri dönülemez zararları o akışkanı elimine etmeye sebep olacaktır. Bu bağlamda ozon delme potansiyeli değerinin sıfıra yakın ve küresel ısınma

potansiyeli değerinin düşük olması arzu edilir (Köse, Koç ve Yağlı, 2020)(Bolaji ve Huan, 2013).

Küresel ısınma potansiyeli: Küresel ısınma potansiyeli, atmosferdeki herhangi bir sera gazı tarafından emilen ısıdır, aynı kütledeki karbondioksit tarafından emilecek olan ısının katları olarak. CO₂ için küresel ısınma potansiyeli (KIP) 1'dir. Diğer gazlar için bu, gaza ve zaman çerçevesine bağlıdır. Küresel ısınma potansiyeli akışkan seçiminde en önemli çevresel faktörlerden biridir.

2010 yılından günümüze CO₂ emisyon değerlendirmesi ve 2050 senaryosu Çizelge 2.2'de verilmektedir. Çizelge incelendiğinde gelişmiş ülkelerde kişi başına üretilen CO₂ oranı son on yılda 10 tondan 8 tona düşerken, gelişmekte olan ülkelerde 3 tondan 4 tona yükselmiştir. Ayrıca CO₂ emisyon yoğunluğu son on yılda binalarda MJ başına 2 gram azalırken, endüstride MJ başına 4 gram azalmıştır. Son on yılda elektrik üretiminde CO₂ emisyon yoğunluğu kWh başına 69 gram düşmüştür. Bu oranın 2030'a kadar 156 kWh'e düşmesi tahmin edilmektedir (IEA, 2021c).

Çizelge 2.2. CO₂ emisyon değerlendirmesi ve 2050 senaryosu (IEA, 2021c)

	2010	2020	2030	2040	2050
Küresel Göstergeler					
Gelişmiş ülkelerde kişi başına CO ₂ emisyonu (kişi başına t CO ₂)	10	8	4	1	0
Gelişmekte olan ülkelerde kişi başına CO ₂ emisyonu (kişi başına t CO ₂)	3	4	2	1	0
GSYİH birimi başına CO ₂ emisyonu (t GSYİH SAGP başına CO ₂)	318	259	114	25	0
Toplam son tüketimde elektriğin payı (%)	17	20	26	39	49
Toplam enerji arzında fosil yakıtların payı (%)	81	79	62	35	22
Karbon yakalama, depolama ve faydalanma (Mt CO ₂)	90	139	1799	5766	7740
Binalarda CO ₂ emisyon yoğunluğu (MJ başına g CO ₂)	27	25	17	7	1
Endüstride CO ₂ emisyon yoğunluğu (MJ başına g CO ₂)	59	55	44	23	3
Elektrik üretiminde CO ₂ emisyon yoğunluğu (kWh başına g CO ₂)	575	506	156	-1	-5

Not: t GSYİH SAGP başına CO₂: satın alma gücü paritesinde gayri safi yurtiçi hasıla başına ton karbondioksit, **Mt CO₂:** milyon ton CO₂, **MJ başına g CO₂:** megajoule başına CO₂ gramı, **kWh başına g CO₂:** kilowatt saat başına CO₂ gramı

Ozon delme potansiyeli: Ozon molekülü, atmosferde serbest halde bulunan oksijen atomunun üçlü birleşimiyle meydana gelen molekül türüdür (O₃). Normal şartlarda atmosfer tabakasında iki atomlu (O₂) olarak bulunan oksijen molekülü insan ve diğer canlıların

yaşamlarını sürdürebilmesi için vazgeçilemez bir ihtiyaçtır. Üç atomlu oksijen türü (O_3) ozon teneffüs edildiğinde zehirleyici hatta aşırı miktarda maruz kalındığında öldürücü olabilmektedir (Bolaji ve Huan, 2013).

Organik akışkanlar karbon türlerine göre hidroflorokarbon (HFC), kloroflorokarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC), şeklinde kategorilere ayrılabilir.

1-) Kloroflorokarbon (CFC): CFC'ler ozon tabakası delme potansiyeli en yüksek organik akışkanlardır. Ayrıca küresel ısınma ve sera etkisi potansiyelleri oldukça yüksektir. Bununla birlikte atmosferde kimyasal yapılarının bozulmadan kalma süreleri 75-120 yıl arasında değişmektedir.

2-) Hidrokloroflorokarbon (HCFC): HCFC'ler moleküler yapısında barındırdığı klor atomu sayesinde ozon tabakası ile kimyasal reaksiyona girerler. HCFC akışkanlar moleküler yapısında bulundurduğu hidrojen yüzünden çok zayıf kimyasal kararlılığa sahiptirler. Bu nedenle atmosferde kimyasal yapıları bozulmadan uzun süre kalamazlar. HCFC akışkanların ozonu delme potansiyelleri düşüktür. Bununla birlikte atmosferde kimyasal yapılarının bozulmadan kalma süreleri 75-120 yıl arasında değişmektedir.

3-)Hidroflorokarbon (HFC): HFC'lerin moleküler yapısında barındırdığı klor atomu sayesinde ozon tabakası delme potansiyelleri sıfırdır. Yani ozon tabakası üzerinde zararlı bir etkileri bulunmamaktadır.

Zehirlilik: Organik akışkanlar çalışma şartları ve kullanım alanlarına göre bazı tehlikeleri sahip olabilmektedir. İnsan sağlığına ve canlılara zehirli etkiye sahip akışkanlar taşıma depolama ve kullanım aşamalarında bir takım riskler içermektedir. Sistemden sızan zehirli çalışma akışkanları atmosferde gaz haline dönüşebilmekte, insan sağlığına ve çevreye zarar verebilmektedir. Ayrıca bu zararlı akışkanların ömrünü tüketmesi sonucu atık haline gelip bertaraf edilmesi gerekmektedir. Bu süreç ise doğaya yük olarak karşımıza çıkan başka bir problemdir. Organik ve soğutucu akışkanların çoğu belirli sıcaklıklarda tutuşma eğilimi göstermektedirler. Ayrıca organik akışkanların bazıları insan sağlığına ve diğer canlılara zehirli olabilecek etki gösterebilmektedirler.

Yanıcılık: Yanıcı bir gaz-hava karışımının sıcaklığı doğrusal olarak arttırılırsa, nihayetinde yanmanın meydana geldiği bir değere ulaşır. Yanıcı karışım yelpazesi için alt tutuşma sıcaklığına sahip bir karışım bileşimi vardır. Bu en düşük sıcaklığa otomatik tutuşma

sıcaklığı veya kendiliğinden ateşleme sıcaklığı denir. Otomatik tutuşma sıcaklığı bir maddenin kıvılcım veya alev gibi harici bir enerji kaynağının yardımı olmadan atmosfer basıncında havada sıcak alev tutuşması üreteceği en düşük sıcaklık olarak da tanımlanır (ASTM, 2000; Gharagheizi, 2011).

Organik akışkanların tutuşma sıcaklıklarına göre yanıcılık ve zehirlilik (toksikite) durumuna göre emniyet sınıflandırması (ASHRAE) Şekil 2.6'da verilmektedir (Akin, 2016). Şekil incelendiğinde otomatik tutuşma sıcaklığı ORÇ'nin sistem performansını etkilediği gibi çalışma sıcaklığına uygun olmayan akışkan kullanıldığında ciddi risklere ve tehlikelere sebep olabilmektedir. Suyun aksine, organik akışkanlar yüksek sıcaklıklarda kimyasal bozulmaya ve ayrışmaya maruz kalırlar. Bu nedenle ORÇ'nin en yüksek sıcaklığı, sıvı sıcaklığının bozunma sınırı ile sınırlıdır. Bu nedenlerle organik akışkan seçiminde mümkün mertebe parlama eğilimi toksisitesi düşük akışkan seçimi büyük önem arz etmektedir.

	Düşük toksisite	Yüksek toksisite
Yüksek parlama eğilimi	A3	B3
Düşük parlama eğilimi	A2	B2
Parlama eğilimi yok	A1	B1

Şekil 2.6. Emniyet sınıflandırması (ASHRAE) (Akin, 2016)

Koroziflik: Korozyon genellikle havadaki nem ile ya da su ile temas eden metallerin zamanla kimyasal reaksiyona girerek aşınması olayıdır. Koroziflik kullanılan çalışma akışkanları için istenmeyen bir özelliktir. Bu yüzden kullanılan organik çalışma akışkanı aşındırıcı olmamalı ve tesisatın çeşitli bileşenlerini oluşturan malzeme ile uyumlu olmalıdır.

Ekonomik faktörler

Son yıllarda ORÇ'nin hızlı artışı ile bu sistemde kullanılacak organik akışkanlara olan rağbet artmıştır. Sistemde kullanılacak çalışma akışkanının yüksek sistem performansı göstermesi ve çevre dostu olması kadar ekonomik faktörler de önemlidir. Çalışma akışkanının üreticiler tarafından makul fiyatta satın alınabilir ve kolay elde edilebilir olması gereklidir. Bununla birlikte akışkanının nakliye, depolama ve sisteme alma maliyetlerine dikkat edilmelidir.

Ayrıca ticari olarak yatırım yapmayı düşünen yatırımcılar için sistem kurulum aşamasında ilk yatırım maliyetinin düşük olması akışkanın tercih sebebidir. İlk yatırım maliyetinin kendini ödeme süresi sistemin karlılık oranı hakkında bilgi vermektedir. Bu yüzden sistemin kendini geri ödeme süresi ekonomik olarak dikkat edilmesi gereken diğer önemli bir parametredir.

Çalışma kapsamında seçilen akışkanların termofiziksel ve çevresel özellikleri: Bu çalışmada tasarlanan ORÇ'de farklı tip akışkanların sistem performansı üzerindeki etkilerini görmek için üç farklı tipte (kuru, ıslak, izantropik) altı akışkan seçilmiştir. Ayrıca iki ıslak tip (etanol, metanol), iki izantropik (aseton, büten) ve iki kuru tip (sikloheksan, benzen) olmak üzere farklı akışkan tipleri seçilerek tasarımın farklı tip akışkanların en uygun yakınsama noktası sıcaklığı tespit edilmiş ve termal ve ekserji verimleri hesaplanmıştır.

Çalışma akışkanı seçimi yapılırken ilk aşamada mevcut tasarıma ve çalışma koşullarına uygun termofiziksel kriterleri sağlayan akışkanlar araştırılmıştır. Kriterleri sağlayan birçok akışkan arasından ısı kaynağı üst limitimizin altında kritik sıcaklık, kritik basınç ve maksimum çalışma sıcaklığına sahip organik akışkanlar tespit edilmiştir. Termofiziksel çalışma koşullarını sağlayan organik akışkanlar arasından minimum sistem performansı gösterenler elimine edilmiştir. Çizelge 2.3'de seçilen çalışma akışkanlarının termofiziksel özellikleri (kritik sıcaklık, kritik basınç normal kaynama noktası ve bozulma sıcaklıkları) verilmiştir.

Çizelge 2.3. Seçilen çalışma akışkanlarının termofiziksel özellikleri (Koç ve diğerleri, 2020)

	T_{krit}	P_{krit}	T_{maks}	NKP
Seçilen akışkanlar	K	bar	K	K
Etanol	513,90	240,75	650	351,39
Metanol	513,40	81,04	893	337,70
Benzen	562,02	49,06	725	353,22
Siklo-hekzan	553,65	40,75	700	353,89
Aseton	508,10	47,00	550	329,22
Büten	419,29	40,05	525	266,84

Not: T_{krit} :kritik sıcaklık, P_{krit} :kritik basınç, T_{maks} :maksimum sıcaklık, NKN :normal kaynama noktası

Daha sonra tasarlanan ORÇ'ye uygun termofiziksel şartları sağlayan akışkanların çevresel etkileri ve kimyasal özellikleri araştırılmıştır. Seçilen akışkanların sera etkileri ve ozon delme potansiyelleri incelenmiş ve düşük küresel ısınma etkisine ve ozon delme potansiyeline sahip akışkanlar seçilmiştir. Ayrıca düşük KIP ve ODP etkilerine sahip altı organik çalışma sıvısı seçilmiştir. Çizelge 2.4'de seçilen çalışma akışkanlarının çevresel ve kimyasal özellikleri verilmiştir.

Çizelge 2.4. Seçilen çalışma akışkanlarının çevresel ve kimyasal özellikleri (Aydoğan, 2020; Denev ve diğerleri, 2017; Gharagheizi, 2011; Ha, 2011; Zhao ve diğerleri, 2015)

	MA	Akışkan tipi	OTS	ODP	KIP
Seçilen akışkanlar	kg/kmol		K		
Ethanol	46,07	Islak	642	-	-
Metanol	32,04	Islak	706	0	0
Benzen	78,11	Kuru	771	0	Düşük
Siklohekzan	84,16	Kuru	533	0	Düşük
Aseton	58,08	İzantropik	560	-	-
Büten	56,11	İzantropik	651	-	-

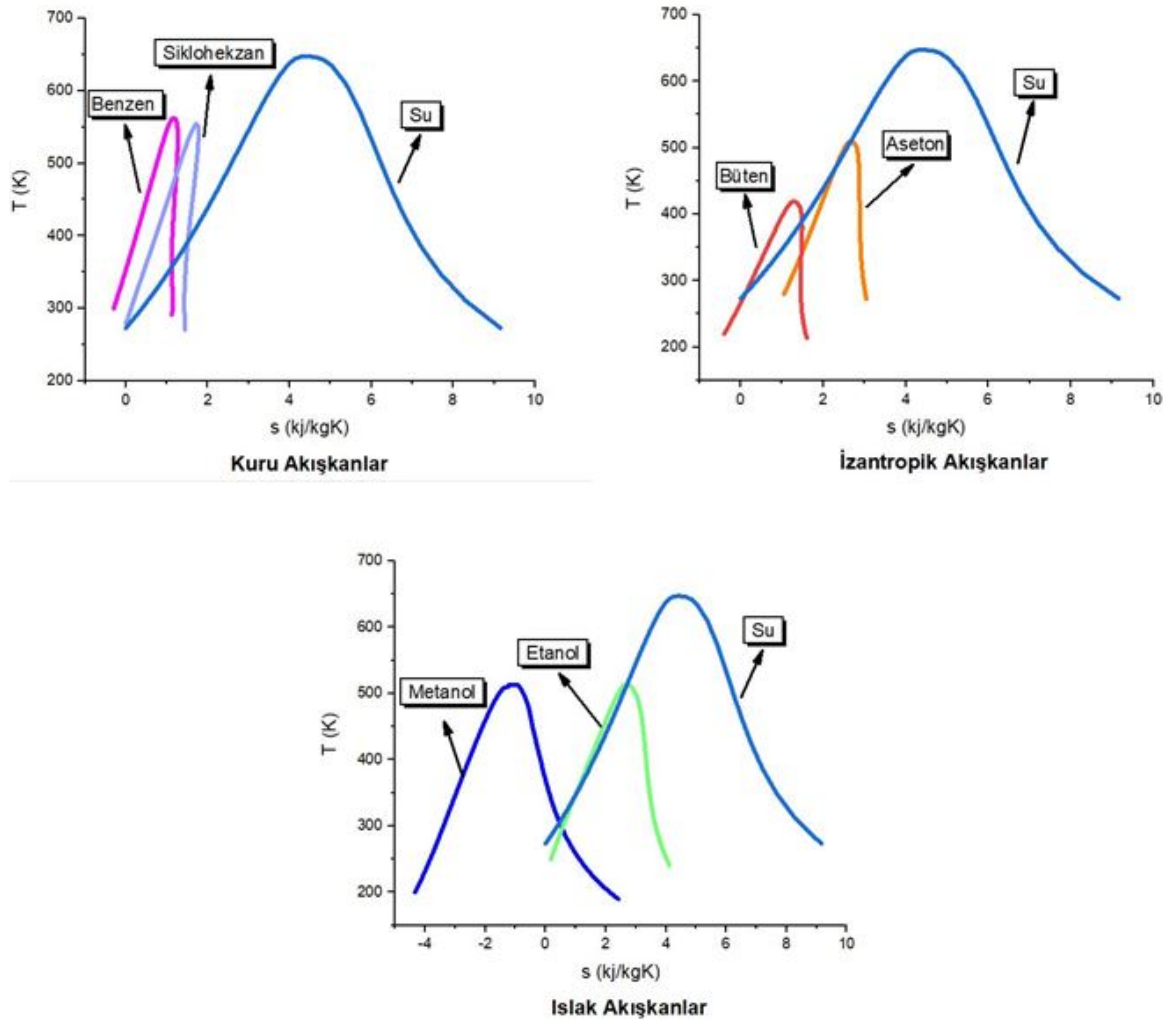
Not: MA :moleküler ağırlık, OTS :otomatik tutuşma sıcaklığı, ODP :ozon delme potansiyeli, KIP :küresel ısınma potansiyeli

2.2. Yöntem

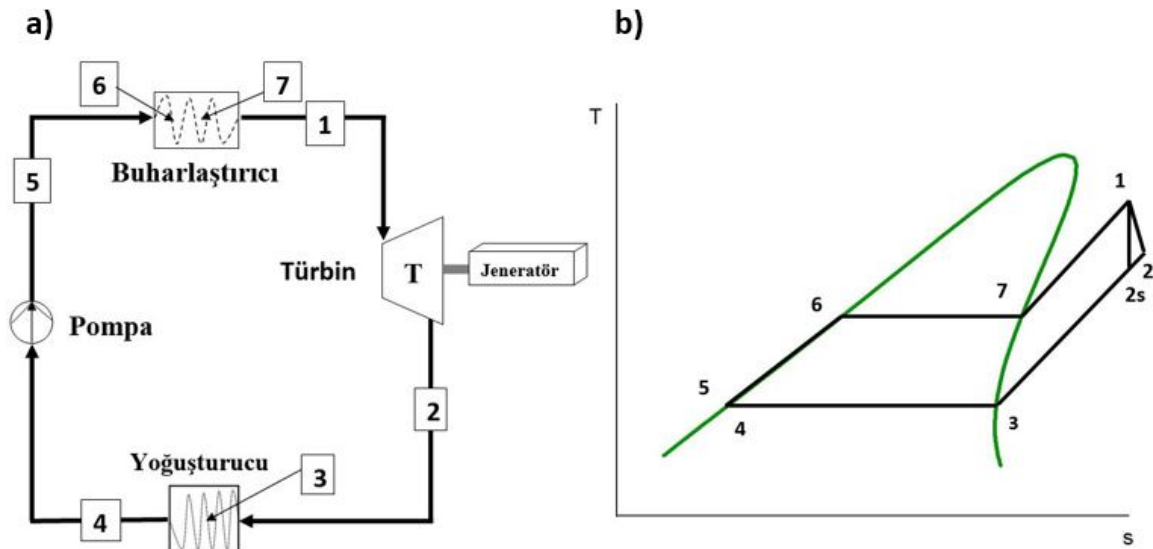
Bu bölümde sistem giriş parametreleri ve kabuller doğrultusunda bir organik Rankine çevrimi tasarımı yapılacaktır. Daha sonra tasarlanan ORÇ'nin sistem performansları değerlendirilip, çevre ve ekonomik analizleri yapılacaktır.

2.2.1. Sistemin tasarımı ve kabuller

Bu çalışmada, akışkan tipinin çok amaçlı optimizasyon denklemleri üzerindeki etkisini görmek için farklı tip çalışma akışkanları (ıslak, izantropik, kuru) seçilmiştir. Bu doğrultuda tasarım ve optimizasyon işlemleri sırasında çalışma akışkanı olarak altı adet çalışma akışkanı (etanol, metanol, aseton, büten, sikloheksan, benzen) seçilmiştir. Seçilen akışkanların ve suyun doymuş sıvı-buhar eğrileri Şekil 2.7'de verilmiştir.



Şekil 2.7. Altı çalışma sıvısı ile suyun karşılaştırmalı T-s diyagramı



Şekil 2.8. Tasarlanan ORÇ'nin a) şematik gösterimi ve b) T-s diyagramı

Seçilen ORÇ akışkanları için, hem akışkan türlerinin optimizasyon algoritması üzerindeki etkisini hem de ORÇ'nin seçilen çeşitli akışkanlar için çalışma koşulu optimizasyon sonuçlarını göstermek için ORÇ için çok amaçlı analiz yöntemleri uygulanmaktadır. Şekil 2.8'de tasarlanan ORÇ'nin a) şematik gösterimi ve b) T-s diyagramı verilmektedir. Bu çevrim iki sabit basınç eğrisi içerir. Bunlardan birincisi yüksek basınç eğrisine sahip buharlaştırıcı basıncı (5→6→7→1), diğeri ise düşük basınç eğrisine sahip yoğuşturucu basıncıdır (2→3→4). Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları ihmal edilir ve buharlaşma ve yoğuşmanın sabit basınçta gerçekleştiği varsayılır. Yoğuşturucu çıkış sıcaklığındaki yoğuşturucu çıkış basıncının, doyma basıncının 0,5 bar üzerinde olduğu varsayılmıştır.

$$P_1 = P_5 = P_6 = P_7 \quad (2.1)$$

$$P_2 = P_3 = P_4 = P_{doyma}(T = 345,66) + 0,5 \text{ bar} \quad (2.2)$$

Yoğuşturucunun akışkanı atmosferik sıcaklığa soğuttuğu varsayıldığında, yoğuşturucu çıkış sıcaklığı 345,66 K olarak kabul edilir.

$$T_3 = T_4 = T_5 = 345,66 \text{ K} \quad (2.3)$$

Ayrıca türbin giriş basıncındaki türbin sıcaklığının (T_1) doyma sıcaklığının 20 K üzerinde olduğu varsayılmıştır.

$$T_1 = T_{doyma}(P = 29,8) + 20 \text{ K} \quad (2.4)$$

Ayrıca hesaplamalarda türbin çıkışındaki doyma sıcaklığının (T_{doy}) pompa giriş ve çıkış sıcaklığından yüksek olması şartı da dikkate alınmıştır.

$$T_{doy}(P = P_2) > T_4, T_5 \text{ K} \quad (2.5)$$

2.2.2. Tasarlanan ORÇ sisteminin algoritması

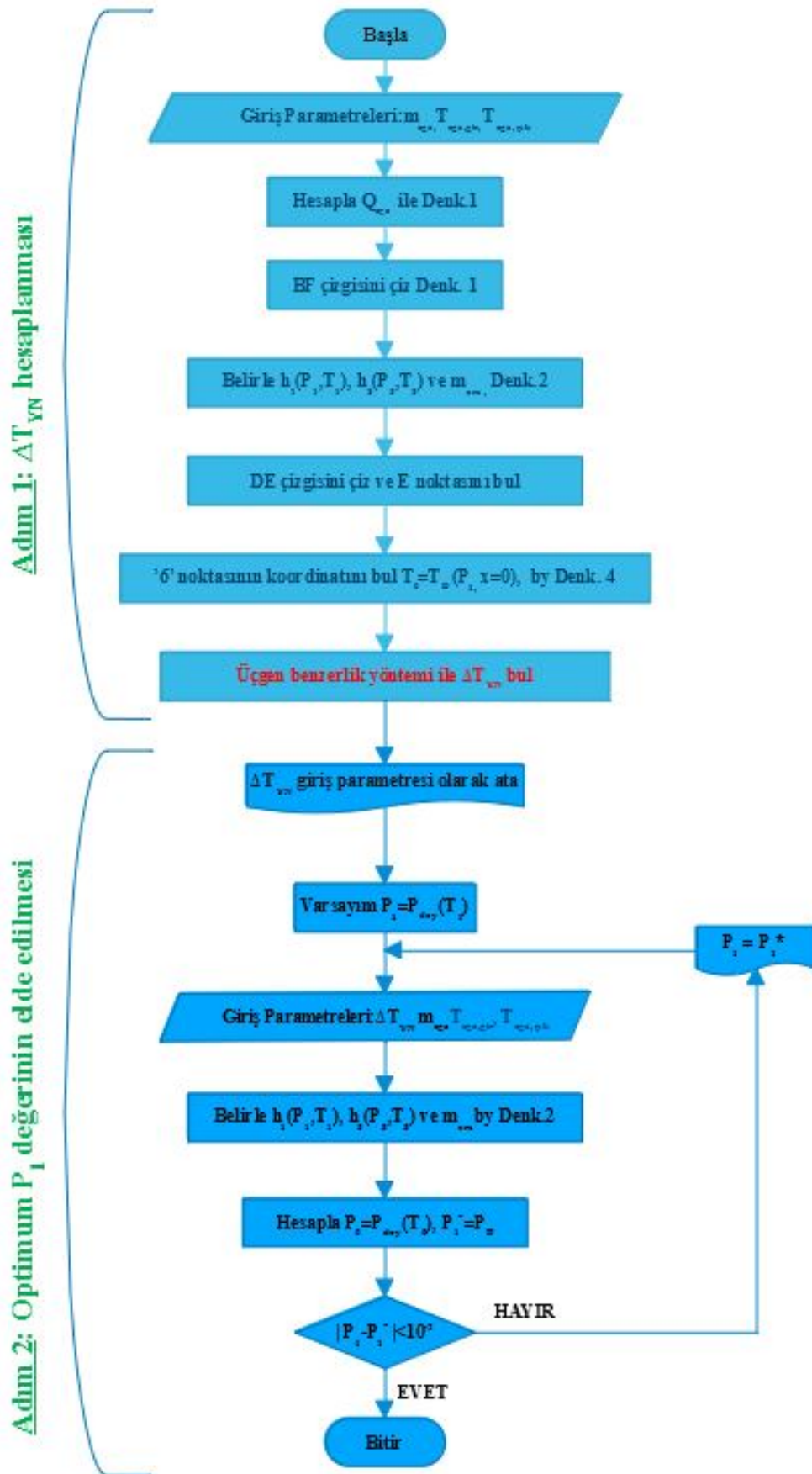
Bu çalışmada, iki aşamalı olarak gerçekleştirilen optimizasyon modelinin ilk aşamasında, termodinamik varsayımlar ve giriş parametreleri kullanılarak seçilen akışkana göre optimum yakınsama noktası sıcaklık farkı (ΔT_{yn}) belirlenmiştir. İkinci aşamada, belirlenen optimum yakınsama noktası sıcaklık farkı ve parametreleri doğrultusunda iterasyon yöntemi ile optimum sistem performansı hesaplanmıştır. Modelin akış diyagramı, okuyucuların yapılan hesaplamaları kolayca anlayabilmeleri için Şekil 2.9'da verilmiştir.

İlk aşamada, seçilen organik akışkanın YN sıcaklığı hesaplanmadan önce, Eş. 2.6 kullanılarak egzoz gazından sisteme geçen ısı miktarı hesaplanır.

$$\dot{Q}_{egz} = \dot{m}_{egz} c_{p;egz} (T_{egz;gir} - T_{egz;çık}) \quad (2.6)$$

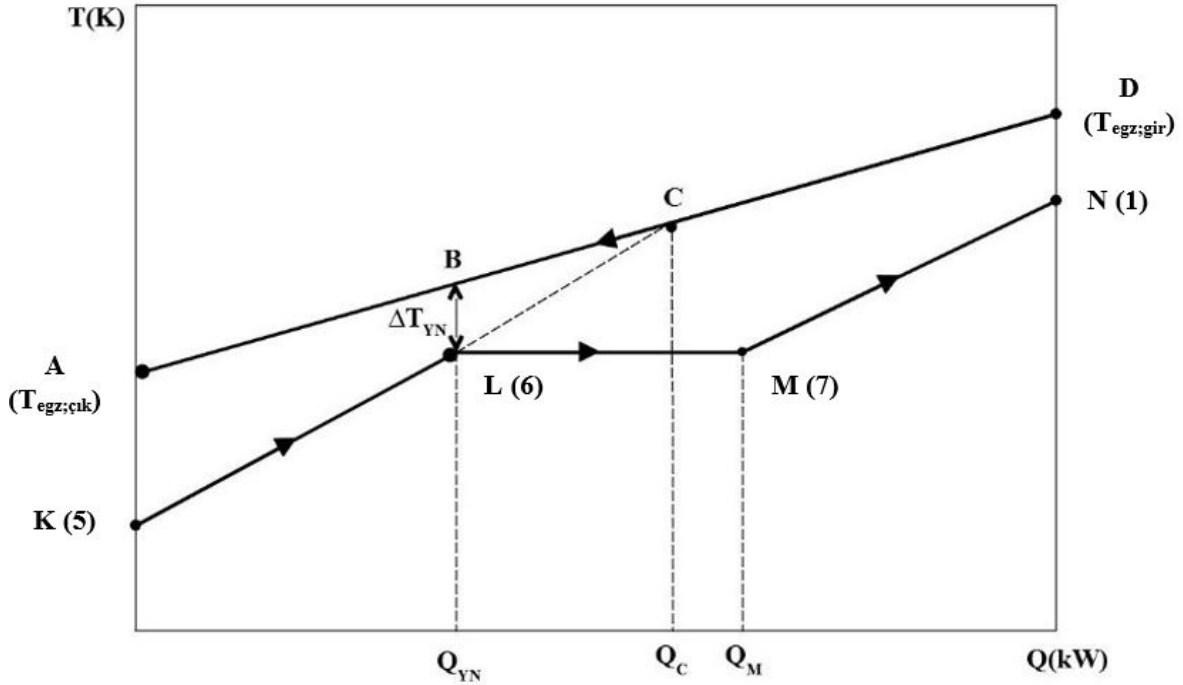
Burada ortalama egzoz gazı sıcaklığına göre sıcaklık $T_{egz;ort} = 0,5(T_{egz;gir} + T_{egz;çık})$ termodinamik çizelgelerden egzoz gazı özgül ısısı $c_{p;egz}$ bulunur. Egzoz gazından organik akışkana aktarılan ısı miktarı eşit olduğu için sistemin kütleli debisi aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_{orc} = \dot{m}_{orc} (h_{1;orc} - h_{5;orc}) \quad (2.7)$$



Şekil 2.9. Akış diyagramı ile gösterilen tasarım stratejisi (Chen ve diğerleri 2012).

Bu aşamadan sonra egzoz gazının soğutma çizgisi (AD) ve buharlaştırıcıdaki sıvının faz değişim çizgisi Chen ve arkadaşlarının (2012) çalışmalarında T-Q yöntemi olarak adlandırdıkları yöntem kullanılarak Şekil 2.10'daki gibi çizilir.



Şekil 2.10. Sıcaklık-Isı değişimi diyagramı

Şekil 2.10'da T-Q eğrisinde verilen A noktası, sıfır noktasındaki baca gazı çıkış sıcaklığı, B noktası yakınsama noktası sıcaklığındaki egzoz gazı sıcaklığı, D ve N noktaları baca gazı giriş sıcaklıkları, M ve L noktaları yoğuşturucu giriş sıcaklıkları ve K noktası, sıfır noktasındaki yoğuşturucu giriş sıcaklığına karşılık gelmektedir.

L noktasının koordinatını belirlemek için AD ve KC çizgilerinin kesişim noktasından ve $T_L = T_{doy}(P_L; x = 0)$ ve akışkanın doyma sıcaklığından faydalanılır. Eş. 2.8 kullanılarak L noktasının koordinatı hesaplanır:

$$\dot{Q}_{YN} = \dot{m}_{akl} c_{p;akl} (T_6 - T_5) \quad (2.8)$$

Bundan sonra E noktasının koordinatını bulmak için Eş. 2.9'dan faydalanılır ve AC çizgisi çizilir:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{egz} c_{p;egz} (T_C - T_{egz;çık}) = \dot{m}_{akl} c_{p;akl} (T_C - T_5) \quad (2.9)$$

burada $c_{p,akı}$ Organik akışkanın özgül ısıdır. Daha sonra üçgen benzerlik kuralı kullanılarak yakınsama noktası sıcaklık farkı (ΔT_{YN}) hesaplanır.

$$\frac{|CB|}{|CA|} = \frac{|CL|}{|CK|} = \frac{|BL|}{|AK|} \quad (2.10)$$

$$\frac{\Delta T_{YN}}{T_A - T_K} = \frac{Q_C - Q_{YN}}{Q_C} \quad (2.11)$$

Burada yakınsama noktası sıcaklık farkı (ΔT_{YN}) iki çizgi arasındaki en küçük sıcaklık farkıdır ve yakınsama noktası sıcaklık farkı olarak da adlandırılır. Buraya kadar yapılan hesaplamalarda seçilen altı akışkan için optimum YN değeri bulunmuştur.

İkinci aşamada, birinci aşamada bulunan YN sıcaklık değerine göre iterasyon hesabı yapılır. Bunun için türbin giriş basıncı 29,8 bar ve türbin giriş sıcaklığı türbin giriş basıncının doyma sıcaklığının 20 K üzerinde olduğu varsayılmıştır. İlk adımda olduğu gibi egzoz gazının soğutma çizgisi (AD) ve buharlaştırıcıdaki akışkanın faz değişim hattı yeniden çizilir. Bundan sonra, E noktasının koordinatlarını bulmak için önce Eş. 2.8 ve ardından Eş. 2.9 kullanılır.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{egz} c_{p;egz} (T_C - T_{egz;çık}) \quad (2.12)$$

Daha sonra ilk aşamada bulunan YN değeri (ΔT_{yn}) diyagramdaki benzerlik kuralı ile değiştirilir ve \dot{Q}_{YN} değeri hesaplanır. Daha sonra Eş. 2.13 kullanılarak T_L değeri bulunur. Termodinamik çizelgelerden T_L sıcaklığındaki doyma basıncı bize yeni türbin giriş basıncını verecektir. Bu yeni (\dot{P}_1) basıncı için

$$|P_1 - \dot{P}_1| \leq 10^{-2} \quad (2.13)$$

koşulu sağlanıncaya kadar hesaplamaya devam edilir.

Her hesaplamadaki (\dot{P}_1) basıncı bir sonraki hesaplamada yeni (P_1) basıncı olduğu kabul edilir ve Eş. 2.13'deki koşul sağlanana kadar hesaplamalara devam edilir. Birinci ve ikinci adımların akış diyagramları Şekil 2.9'da verilmiştir.

2.2.3. Enerji ve ekserji analizi

ORÇ'nin performans parametrelerini analiz etmek için termodinamiğin 1. ve 2. yasaları kullanılır. Elde edilen bu performans parametreleri kullanılarak ORÇ için optimum çalışma koşulu belirlenir. Hesaplamak için kullanılan sistemin performans parametrelerini ölçmek için genel kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri şu şekilde yazılabilir (Cengel ve Boles, 2004):

$$\dot{m}_{gir} - \dot{m}_{çık} = \Delta\dot{m}_{sistem} \quad (2.14)$$

$$\dot{E}_{gir} = \dot{E}_{çık} + \dot{E}_{dest} \quad (2.15)$$

$$\dot{Q}_{gir} + \dot{W}_{gir} + \sum \dot{m}_{gir} h_{gir} = \dot{Q}_{çık} + \dot{W}_{çık} + \sum \dot{m}_{çık} h_{çık} \quad (2.16)$$

Burada \dot{Q} transfer edilen ısı miktarı, \dot{W} yapılan iş ve \dot{E} kütle tarafından transfer edilen ekserji miktarıdır. Ekserji \dot{E} şu şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{E} = \dot{m}\Psi \quad (2.17)$$

Burada Ψ özgül ekserji değerine karşılık gelmektedir ve şu şekilde hesaplanabilir:

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.18)$$

Verilen parametreler ve varsayımlar sonucunda sistemin ısı verimi ve ekserji verimi hesaplanabilmektedir. Ekserji, mevcut enerji olarak da adlandırılan belirli bir miktarda ısının faydalı iş potansiyelidir. Isıl verim hesaplamaları önce sistem bileşenleri için daha sonra tüm sistem için aşağıdaki gibi hesaplanmıştır (Cengel, 2006; Cengel ve Boles, 2004).

❖ Türbin için:

Türbinin termal verimi şu şekilde hesaplanabilir:

$$\eta_{türb} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2;s}} \quad (2.19)$$

Türbin tarafından yapılan iş şu şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{W}_{türb} = \dot{m}_{akl}[h_1 - h_2] \quad (2.20)$$

❖ Pompa için:

Pompanın termal verimi:

$$\eta_{pompa} = \frac{h_{5,s} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (2.21)$$

Pompa tarafından yapılan iş:

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{orc} [h_5 - h_4] \quad (2.22)$$

Tüm sistemin ısı verimi şu şekilde hesaplanabilir:

$$\eta_{aki} = \frac{\dot{W}_{turb} - \dot{W}_{pompa}}{\dot{Q}_{egz}} \quad (2.23)$$

Tüm sistemin ekserji verimliliği ise şu şekilde hesaplanabilir:

$$\eta_{eks;aki} = \frac{\dot{W}_{turb} - \dot{W}_{pompa}}{E_{eks;egz}} \quad (2.24)$$

Burada $E_{ex;egz}$ buharlaştırıcıdaki ısı akışının ekserji miktarıdır ve şu şekilde hesaplanabilir:

$$E_{eks;egz} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{ort}}\right) \dot{Q}_{egz} \quad (2.25)$$

Burada \dot{Q}_{egz} buharlaştırıcıdan T_{ort} sıcaklığında sınırdan transfer edilen ısı miktarıdır. T_0 ve T_{ort} ise sırasıyla ortam sıcaklığı ve egzoz gazının ortalama sıcaklığıdır.

2.2.4. Çevresel analiz

Dünyada artan enerji talebi ve artan küresel ısınma sorunu, enerji tasarrufu yöntemlerinin geliştirilmesini ve atık Enerji geri kazanım sistemlerinin iyileştirilmesini zorunlu kılmaktadır. Çevre kirliliğini azaltmanın ve sanayileşmeden kaynaklanan zararlı gazların neden olduğu sera etkisini azaltmanın birçok yolu vardır (Gao, Kovats, ve diğerleri, 2018; Gao, Hou, ve diğerleri, 2018; J. Zhang, Jiang, Liu ve Zeng, 2018). Bu yöntemlerden biri de atık ısının yeniden kullanılmasıdır.

Dolayısıyla bu çalışma, enerjinin yoğun olarak tüketildiği (D&Ç) sektöründe atık ısının geri kazanılması ile atmosfere salınan CO₂ emisyonlarının azaltılmasını amaçlamaktadır. Bu nedenle bit ORÇ sistemi çok amaçlı bir yaklaşımla tasarlanmış ve CO₂ azaltım miktarı hesaplanmıştır. CO₂ azaltım miktarını hesaplamak için öncelikle ORÇ'nin net güç hesabı

yapılır. Daha sonra doğalgaz santralinde üretilen elektrik miktarına göre aynı miktarda elektrik üretmek için kullanılması gereken doğalgaz miktarı hesaplanır. Son olarak bu miktardaki doğal gazın yakılması sonucunda açığa çıkan karbondioksit miktarı hesaplanır. Doğalgaz santralinin ORÇ sistemi ile aynı miktarda güç üretebilmesi için gereken ısı miktarı şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{Q}_{ISI}^{gerekten} = \frac{\dot{W}_{net}^{AKI}}{\eta_{gt}} \quad (2.26)$$

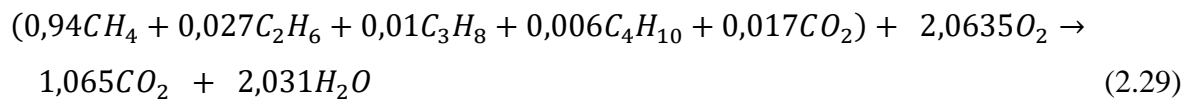
Burada η_{GT} , tesisteki gaz türbininin (GT) termal verimliliğidir ($\eta_{GT} = \%35$) (Yildiz, Ozkan ve Hüseyin, 2019). $\dot{Q}_{ISI}^{gerekten}$ gaz türbininin ORÇ tarafından üretilen aynı miktarda güç üretmesi için gereken toplam ısı miktarıdır. \dot{W}_{net}^{AKI} , ORÇ sistemi tarafından üretilen net gücü ifade eder. Gerekli ısı $\dot{Q}_{ISI}^{gerekten}$ hesaplandıktan sonra, gerekli ısıyı üretmek için yakıtın toplam kütlesi şu şekilde verilir:

$$\dot{m}_{DG}^{gerekten} = \frac{\dot{Q}_{ISI}^{gerekten}}{LCV_{NG}} \quad (2.27)$$

burada $\dot{m}_{DG}^{gerekten}$ ısıyı üretmek için gereken doğal gazın toplam kütlesini ifade etmektedir. LCV_{DG} , doğal gazın alt kalorifik değerini (47,590kJ/kg olarak varsayılmıştır) ifade eder (Nazari, Heidarnejad ve Porkhial, 2016). Doğal gazın yanması sonucu açığa çıkan CO₂ miktarını hesaplamak için gereken doğal gazın mol sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{n}_{DG}^{gerekten} = \frac{\dot{m}_{DG}^{gerekten}}{M_{DG}} \quad (2.28)$$

burada, $\dot{n}_{DG}^{gerekten}$, doğal gazın mol akış hızıdır. $\dot{m}_{DG}^{gerekten}$, doğal gazın moleküler ağırlığıdır. Tesiste tüketilen doğalgazın bileşimi %93 CH₄, %3,3 C₂H₆, %1 C₃H₈, %1 C₄H₁₀ ve %1,7 CO₂'dir. Kimyasal yanma dengesi, doğal gazın bileşiminden aşağıdaki gibi dengelenir (Unitrove, 2021):



Doğal gazın kimyasal yanma dengesinden 1 kmol doğal gazın yanması 1,065 kmol CO₂ açığa çıkarır. Böylece, CO₂ azaltma kütlesi şu şekilde bulunur:

$$\dot{m}_{CO_2}^{azaltılan} = M_{CO_2} \dot{n}_{DG}^{azaltılan} 1,065 \quad (2.30)$$

burada $m_{CO_2}^{azaltılan}$, tasarlanan ORÇ sisteminin etkinleştirilmesiyle elde edilecek CO₂ geri kazanım kütesidir. M_{CO_2} CO₂'nin moleküler ağırlığıdır.

2.2.5. Ekonomik analiz

Günümüzde bilimsel çalışmalar genellikle, sadece tasarlanmış bir sistemin kapasitesini bulmayı veya bir sistemin genel verimliliğini artırmayı değil, aynı zamanda çevreye faydalı ve ekonomik olarak uygulanabilir bir sistem tasarlamayı amaçlamaktadır. Tasarlanan ORÇ sistemin ekonomik yönlerini ortaya çıkarmak için ORÇ'nin ekonomik fizibilite analizi de bu tez çalışmasında yer almaktadır.

Bu bağlamda, ORÇ'nin yatırım maliyet analizleri, ORÇ'yi oluşturan bileşenlerinin yatırım maliyetleri dikkate alınarak yapılır. EES simülasyon yazılımından elde edilen güç değerleri kullanılarak türbin ve pompanın yatırım maliyetleri bulunur. Isı değiştirici bileşenlerin yatırım maliyeti denklemleri, ısı değiştirici yüzey alanını içerir. Bu bileşenlerin ısı alışverişi yüzey alanı şu şekilde bulunabilir:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{ort}} \quad (2.31)$$

burada \dot{Q} , ısı değiştirici bileşeninde aktarılan ısı miktarıdır. U , buharlaştırıcı ısı transfer katsayısıdır (kW/m²K). ΔT_{ort} (logaritmik ortalama sıcaklık farkı) şu şekilde hesaplanabilir (Nazari ve diğerleri, 2016):

$$\Delta T_{ort} = \frac{\Delta T_{maks} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{maks}}{\Delta T_{min}}} \quad (2.32)$$

Burada ΔT_{min} ve ΔT_{maks} ısı değiştirici bileşeninde minimum ve maksimum sıcaklık farkıdır. Isı transfer katsayısı (U) her bileşen için sabit bir değerdir ve bu değer genellikle bileşenlerde kullanılan malzeme, aşağıdakilerin fazı gibi bazı koşullara bağlıdır. Etkileyen ana faktörler dikkate alınarak her bir bileşen için (U) değerleri sabit alınmıştır.

Yukarıda verilen denklemler kullanılarak her bir ORÇ elemanının yatırım maliyeti bulunabilir. ORÇ'nin toplam yatırım maliyeti, bileşenlerin tüm yatırım maliyeti değerleri toplanarak bulunur. Ekonomik fizibilite analizi için, sistem yaşam döngüsü ve cari faiz oranları dikkate alındığından, kapsamlı sistem yatırım maliyeti ve geri ödeme süresi

analizlerinin uygulanması esastır. Bu nedenle, sermaye geri kazanım maliyeti (CRF) kullanılarak hesaplanır (Desai ve Bandyopadhyay, 2016; Nazari ve diğlerleri, 2016):

$$CRF = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (2.33)$$

Burada i , %15 olarak kabul edilen faiz oranıdır. " N " 20 yıl olarak kabul edilen ORÇ'nin çalışma ömrüdür. ORÇ tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}), ekonomik analizler için bir diğler önemli parametredir ve şu şekilde hesaplanabilir (Koc, Aksar ve Yagli, 2020):

$$C_{el} = \frac{CRF \cdot Z_{ORÇ} + \emptyset}{W_{ORÇ,net} \cdot n} \quad (2.34)$$

Burada $Z_{ORÇ}$, ORÇ sisteminin toplam yatırım maliyetini temsil eder. Toplam yatırım maliyetine göre ihmal edilebilir olduğundan, separatörün yatırım maliyeti hesaplamalarda göz ardı edilmiştir (Bina ve diğlerleri, 2017; Nafey ve Sharaf, 2010). Bu nedenle, ORÇ sisteminin toplam yatırım maliyeti şu şekilde bulunur:

$$Z_{ORÇ} = Z_P + Z_{türb} + Z_{evap} + Z_{kond} \quad (2.35)$$

ORÇ'nin geri ödeme süresi (PB) şu şekilde bulunur (Ahmadi ve diğlerleri, 2020):

$$PB = \frac{\log \frac{(W_{ORÇ,net} \cdot n \cdot c_{el})^{-\emptyset}}{(W_{ORÇ,net} \cdot n \cdot c_{el})^{-\emptyset} - (i \cdot Z_{ORÇ})}}{\log(1+i)} \quad (2.36)$$

Burada (n) ORÇ'nin yıllık işletme süresini simgeliyor çünkü tesis altı ayda bir on beş gün periyodik bakıma alınmaktadır. Yılda toplam üç yüz otuz beş gün ve 8040 saat olarak çalışır kabul edilmiştir. c_{el} , bölgedeki elektriğin birim fiyatını simgelemektedir ve 0,069 \$/kWh olduğu varsayılmaktadır. (\emptyset) ORÇ'nin işletme ve bakım maliyetidir ve toplam yatırım maliyetinin %1,5'ine eşit olduğu varsayılır.

3. ARAŞTIRMA BULGULARI

3.1. Yakınsama noktası sıcaklığı tespiti ve optimizasyonu örnek hesaplama

Bu bölümde termodinamik kabuller ve giriş parametreleri kullanılarak *etanol* akışkanı için örnek bir sayısal hesaplama yapılmıştır. İlk aşamasında, *etanol* akışkanının optimum yakınsama noktası sıcaklık farkı (ΔT_{yn}) belirlenmiştir. İkinci aşamada, belirlenen optimum yakınsama noktası sıcaklık farkı ve giriş parametreleri doğrultusunda iterasyon yöntemi ile optimum sistem performansı hesaplanmıştır.

3.1.1. Giriş parametreleri ve kabuller

Analiz kapsamında entegre bir demir çelik fabrikası tav fırınından alınan bir yıllık ortalama egzoz gazı çıkış sıcaklığı 673,15 K ve egzoz gazı çıkış hızı 8,36 kg/s'dir.

Isı değiştirici ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları ihmal edilir ve buharlaşma ve yoğuşmanın sabit basınçta gerçekleştiği varsayılır. Yoğuşturucu çıkış sıcaklığındaki yoğuşturucu çıkış basıncı Eş. 3.1'de gösterildiği gibi, doyma basıncının 0,5 bar üzerinde olduğu varsayılmıştır. Türbin giriş basıncı ilk etapta $P_1 = P_5 = P_6 = P_7 = 29,8 \text{ bar}$ kabul edilmiştir.

$$P_2 = P_3 = P_4 = P_{doyma}(T = 345,66) + 0,5 \text{ bar} \quad (3.1)$$

Yoğuşturucunun, akışkanı atmosferik sıcaklığa soğuttuğu varsayıldığında, yoğuşturucu çıkış sıcaklığı 345,66 K olarak kabul edilir.

$$T_3 = T_4 = T_5 = 345,66 \text{ K} \quad (3.2)$$

Ayrıca organik akışkanın, baca gazını 393,15 K sıcaklığa kadar doğrusal bir soğutma eğrisinde soğuttuğu varsayılmıştır.

$$T_{egz,çıkış} = 393,15 \text{ K} \quad (3.3)$$

Ayrıca türbin giriş basıncındaki türbin sıcaklığının, (T_1) doyma sıcaklığının 20 K üzerinde olduğu varsayılmıştır.

$$T_1 = T_{doyma}(P = 29,8) + 20 \text{ K} \quad (3.4)$$

Ayrıca hesaplamalarda türbin çıkışındaki doyma sıcaklığının (T_{doy}) pompa giriş ve çıkış sıcaklığından yüksek olması şartı da dikkate alınmıştır.

$$T_{doy}(P = P_2) > T_4, T_5 \text{ K} \quad (3.5)$$

3.1.2. Yakınsama noktası sıcaklık farkının hesaplanması

İlk olarak etanolün yakınsama noktası sıcaklık farkını hesaplamak için, Eş. 3.6 kullanılarak egzoz gazından sisteme transfer edilen ısı miktarı hesaplanır.

$$\dot{Q}_{egz} = \dot{m}_{egz} c_{p;egz} (T_{egz;gir} - T_{egz;çık}) \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_{egz} = 8,36 \left[\frac{kg}{s} \right] 1,036 \left[\frac{kJ}{kgK} \right] (673,15[K] - 393,15[K]) \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_{egz} = 2425 \left[\frac{kJ}{s} \right] \quad (3.8)$$

Burada egzoz gazı özgül ısı $c_{p;egz}$ ortalama egzoz gazı sıcaklığına göre $T_{egz;ort} = 0,5(T_{egz;gir} + T_{egz;çık})$ termodinamik çizelgelerden bulunur. Etanolün buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri o noktadaki sıcaklık ve basınç değerlerine göre termodinamik tablolardan alınır.

$$h_{1,akl} = 1291[kJ/kg] \quad (T_1 = 493[K], P_1 = 29,8[bar]) \quad (3.9)$$

$$h_{5,akl} = 243,6[kJ/kg] \quad (T_5 = 345,66[K], P_5 = 30,3[bar]) \quad (3.10)$$

Egzoz gazından organik akışkana aktarılan ısı miktarı eşit olduğu için ORÇ sisteminin kütleli debisi Eş. 3.11 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{egz} = \dot{m}_{akl} (h_{1,akl} - h_{5,akl}) \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_{akl} = 2425 \left[\frac{kJ}{s} \right] / (1291 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 243,6 \left[\frac{kJ}{kg} \right]) \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_{akl} = 2,315 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (3.13)$$

Daha sonra C noktasında egzoz gazından sisteme aktarılan ısı miktarı eşit olduğundan C noktasının koordinatını bulmak için Eş. 3.14'ten faydalanılır ve AC çizgisi çizilir:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{egz} c_{p;egz} (T_C - T_{egz;çık}) = \dot{m}_{akı} c_{p;akı} (T_C - T_5) \quad (3.14)$$

$$T_C = \frac{\dot{m}_{egz} c_{p;egz} T_{egz;çık} - \dot{m}_{akı} c_{p;akı} T_5}{\dot{m}_{egz} c_{p;egz} - \dot{m}_{akı} c_{p;akı}} \quad (3.15)$$

$$T_C = \frac{8,36 \left[\frac{kg}{s} \right] 1,036 \left[\frac{kJ}{kgK} \right] 393,15 [K] - 2,315 \left[\frac{kg}{s} \right] 3,051 \left[\frac{kJ}{kg} \right] 345,66 [K]}{8,36 \left[\frac{kg}{s} \right] 1,036 \left[\frac{kJ}{kgK} \right] - 2,315 \left[\frac{kg}{s} \right] 3,051 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \quad (3.16)$$

$$T_C = 603,1 [K] \quad (3.17)$$

Burada etanolün özgül ısısı $c_{p;akı}$ buharlaştırıcı giriş sıcaklık ve basıncına göre termodinamik çizelgelerden bulunur.

$$c_{p;akı} = 3,051 [kJ/kgK] \quad (T_5 = 345,66 [K], P_5 = 30,3 [bar]) \quad (3.18)$$

Eş. 3.14 kullanılarak C noktasında transfer edilen ısı miktarı \dot{Q}_C hesaplanır.

$$\dot{Q}_C = 8,36 \left[\frac{kg}{s} \right] 1,036 \left[\frac{kJ}{kgK} \right] (603,1 [K] - 393,15 [K]) \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_C = 1819 \left[\frac{kJ}{s} \right] \quad (3.20)$$

L noktasının koordinatını belirlemek için AD ve KC çizgilerinin kesişim noktasından ve akışkanın doyma sıcaklığından $T_L = T_6 = T_{doyma}(P_6; x = 0)$ faydalanılır. Etanolün buharlaştırıcı girişindeki doyma sıcaklığı (T_6) termodinamik tablolardan alınır. Eş. 3.21 kullanılarak L noktasının koordinatı hesaplanır:

$$\dot{Q}_{YN} = \dot{m}_{akı} c_{p;akı} (T_6 - T_5) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_{YN} = 2,315 \left[\frac{kg}{s} \right] 3,051 \left[\frac{kJ}{kgK} \right] (473,5 [K] - 345,66 [K]) \quad (3.22)$$

$$\dot{Q}_{YN} = 903 \left[\frac{kJ}{s} \right] \quad (3.23)$$

Daha sonra üçgen benzerlik kuralı kullanılarak etanolün yakınsama noktası sıcaklık farkı (ΔT_{yn}) hesaplanır.

$$\frac{|CB|}{|CA|} = \frac{|CL|}{|CK|} = \frac{|BL|}{|AK|} \quad (3.24)$$

$$\frac{\Delta T_{yn}}{T_A - T_K} = \frac{Q_C - Q_{yn}}{Q_C} \quad (3.25)$$

$$\Delta T_{yn} = \frac{(1819 \left[\frac{kJ}{s} \right] - 903 \left[\frac{kJ}{s} \right]) (393,15 [K] - 345,66 [K])}{1819 \left[\frac{kJ}{s} \right]} \quad (3.26)$$

$$\Delta T_{yn} = 24 [K] \quad (3.27)$$

Buraya kadar etanolün buharlaştırıcıdaki optimum yakınsama noktası sıcaklık farkı (ΔT_{yn}) 24[K] olarak bulunmuştur.

3.1.3. Maksimum performans değerlerinin hesaplanması

İkinci aşamada, etanol için bulunan yakınsama noktası sıcaklık farkı değerine göre iterasyon hesabı yapılır. Bunun için türbin giriş basıncı 29,8 bar ve türbin giriş sıcaklığı türbin giriş basıncının doyma sıcaklığının 20 K üzerinde olduğu varsayılmıştır. İlk adımda olduğu gibi egzoz gazının soğuma çizgisi (AD) ve buharlaştırıcıdaki akışkanın faz değişim hattı yeniden çizilir.

Daha sonra ilk aşamada bulunan yakınsama noktası sıcaklık farkı değeri (ΔT_{yn}) diyagramdaki benzerlik kuralı ile değiştirilir ve \dot{Q}_{yn} değeri hesaplanır. Daha sonra Eş. 3.28 kullanılarak T_6 değeri bulunur.

$$\dot{Q}_{YN} = \dot{m}_{akl} c_{p;akl} (T_6 - T_5) \quad (3.28)$$

$$899,6 \left[\frac{kJ}{s} \right] = 2,315 \left[\frac{kg}{s} \right] 3,051 \left[\frac{kJ}{kg} \right] (T_6 [K] - 345,66 [K]) \quad (3.29)$$

$$T_6 = 473,018 [K] \quad (3.30)$$

Termodinamik çizelgelerden T_6 sıcaklığındaki doyma basıncı (\dot{P}_1) bize yeni türbin giriş basıncını verecektir.

$$\dot{P}_1 = 29,52 [bar] \quad (T_6 = 473,0183 [K]) \quad (3.31)$$

Bu yeni (\dot{P}_1) basıncı için

$$|P_1 - \dot{P}_1| \leq 10^{-2} \quad (3.32)$$

koşulu sağlanıncaya kadar hesaplamaya devam edilir.

Her hesaplamadaki (P_1) basıncı bir sonraki hesaplamada yeni (P_1) basıncı olduğu kabul edilir ve Eş. 3.32'deki koşul sağlanana kadar hesaplamalara devam edilir.

3.2. Tasarlanan ORÇ sisteminin performans değerlendirmesi

Tasarlanan ORÇ'de seçili akışkanlar için (etanol, metanol, aseton, büten, siklo-heksan ve benzen) türbin ve pompa tarafından yapılan işler, termal ve ekserji verimleri ayrı ayrı incelenmiştir. Daha sonra bu performans ve verim değerleri tartışılmıştır.

Tasarlanan ORÇ'nde kullanılan giriş parametreleri ve kabuller doğrultusunda en düşük yakınsama noktası sıcaklık farkı 10[K] olarak metanol akışkanında elde edilmiştir. En yüksek yakınsama noktası sıcaklık farkı ise 92[K] ile büten akışkanında hesaplanmıştır. Çizelge 3.1'de tasarlanan ORÇ için seçilen her bir çalışma akışkanını maksimum performans noktaları verilmiştir.

Çizelge 3.1. ORÇ için seçilen her bir çalışma akışkanını maksimum performans noktaları

<i>Organik Akışkanlar</i>	T_1	P_1	ΔT_{YN}	m_{aki}	W_{pompa}	$W_{türb}$	W_{net}	$\eta_{th,aki}$	$\eta_{eks,aki}$
	K	bar	K	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	%	%
Etanol	493,5	22,864	24	2,254	7,692	396,7	389	16,04	53,24
Metanol	478,5	28,304	10	1,979	8,283	419,5	411,2	16,96	58,76
Benzen	543,0	21,081	13	3,573	10,12	423,6	413,5	17,05	50,12
Sikloheksan	548,9	15,370	19	3,257	7,502	342,1	334,6	13,8	40,05
Aseton	498,4	3,506	44	3,265	1,044	109,4	108,4	4,468	14,63
Büten	421,5	29,878	92	6,023	25,32	263,9	238,6	9,839	41,75

Not: T_1 :türbin giriş sıcaklığı, P_1 :türbin giriş basıncı, ΔT_{YN} : yakınsama noktası sıcaklık farkı, m_{aki} :organik akışkan kütleli debisi, W_{pompa} : pompa gücü, $W_{türb}$:türbin gücü, W_{net} :net güç, $\eta_{th,aki}$: termal verim, $\eta_{eks,aki}$:ekserji verimi

Ayrıca ortalama termal ve ekserji verimleri en düşük değerlere sahip akışkanlarını izantropik tip akışkanlar olduğu görülmüştür. Bunun yanında ıslak tip akışkanların ortalama termal ve ekserji verimleri en yüksek değerde olduğu görülmüştür. Islak (etanol, metanol) ve kuru (benzen, sikloheksan) akışkanlarda yakınsama noktası sıcaklık farkları düşük çıkarken, izantropik (aseton, büten) akışkanların yakınsama noktası sıcaklık farklarının daha yüksek çıktığı gözlemlenmiştir.

Asetonun ilk yatırım maliyeti en düşük olmasına rağmen 13,6 yıllık geri ödeme süresi ile düşük karlılığa sahip olduğu görülmüştür. Bununla beraber benzen ve metanol en yüksek ilk yatırım maliyetine sahip akışkanlar olmasına rağmen düşük geri ödeme süreleri (3,6 yıl, 3,7 yıl) ile yatırımcılar için tercih edilebilir olduğu gözlemlenmiştir. Çizelge 3.2’de tasarlanan ORÇ için seçilen her bir çalışma akışkanının, ilk yatırım maliyeti, sermaye kurtarma maliyeti, kilowatt başına yatırım maliyeti, CO₂ emisyon azalım miktarları ve geri ödeme süreleri verilmiştir.

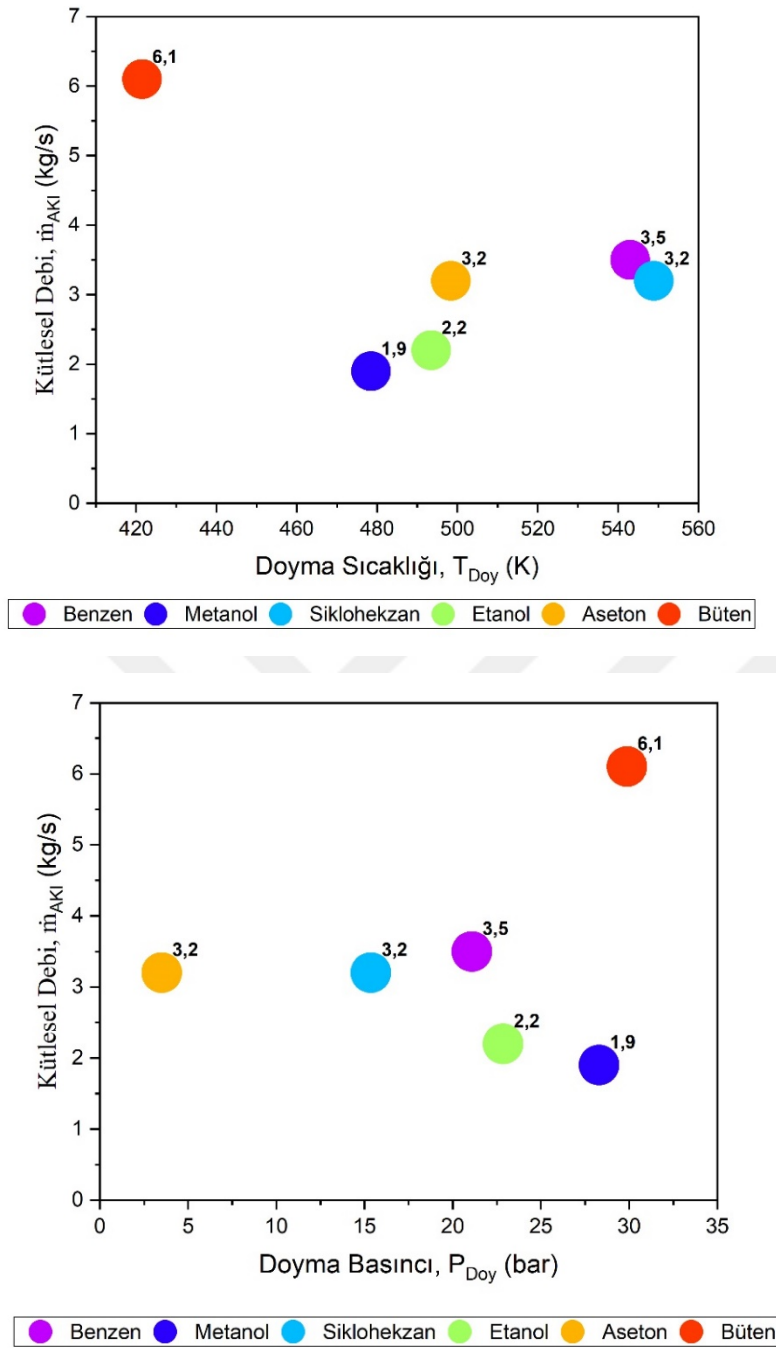
Çizelge 3.2. ORÇ için seçilen akışkanların çevresel ve ekonomik analiz sonuçları

<i>Organik Akışkanlar</i>	Z _{ORC}	CRF	C _{el}	CO ₂ Emisyon	PB
	₺		₺/kW	Oranı ton/yıl	yıl
Etanol	571914	0,1598	0,03196	1821,3	3,8
Metanol	590916	0,1598	0,03124	1925,4	3,7
Benzen	589403	0,1598	0,03099	1935,9	3,6
Sikloheksan	524846	0,1598	0,03409	1566,8	4,1
Aseton	314250	0,1598	0,06304	507,4	13,6
Büten	484321	0,1598	0,04412	1117,2	6,2

Not: *Z_{ORC}*:ilk yatırım maliyeti, *CRF*:sermaye kurtarma maliyeti, *C_{el}*: kilowatt başına yatırım maliyeti, *PB*:geri ödeme süresi

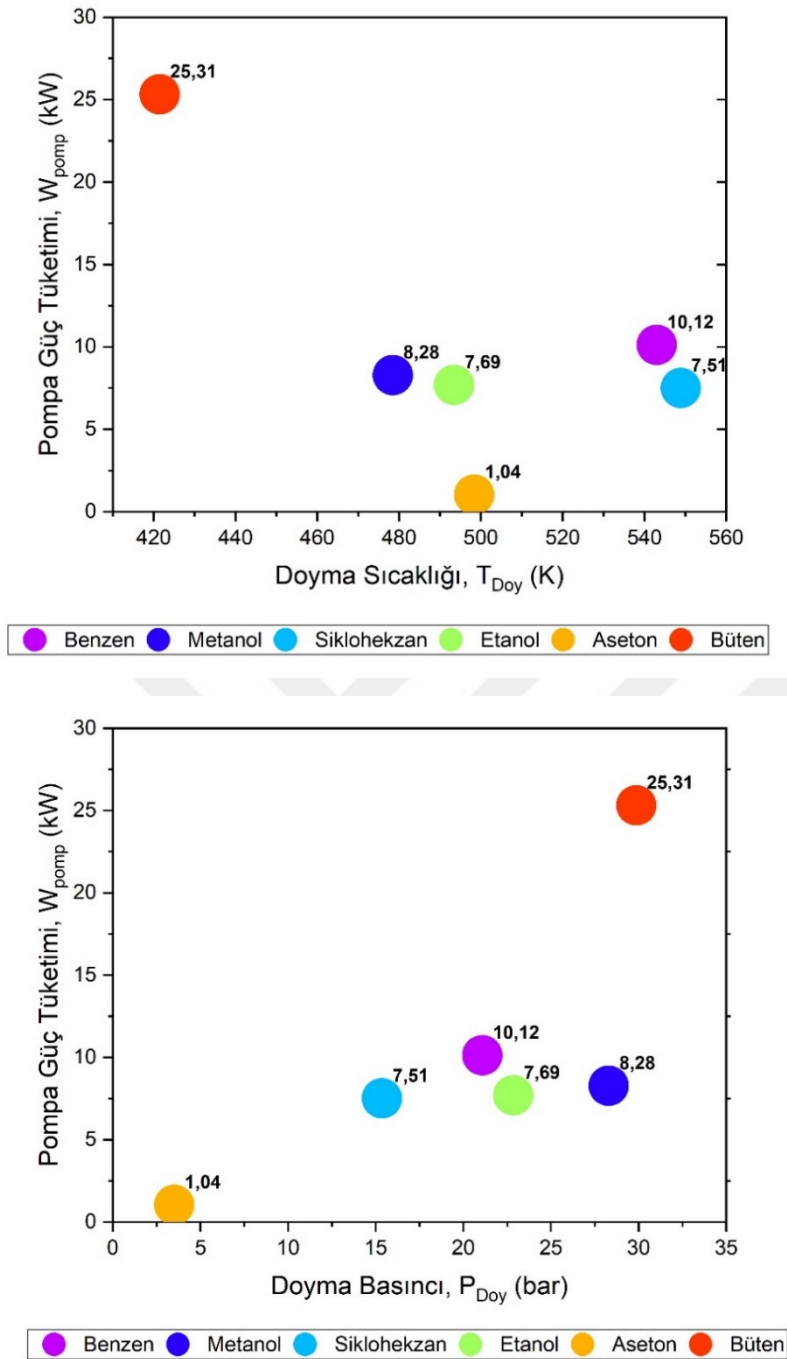
Çalışma akışkanlarının sistem performansı üzerindeki etkilerini görmek için her bir akışkan için akışkanın doyma sıcaklığı ve doyma basıncındaki sırasıyla akış hızları, pompa ve türbin tarafından yapılan işler, net iş miktarı, termal ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Daha sonra her bir akışkan için sistem performans parametreleri grafik üzerinde gösterilerek karşılaştırma yapılmıştır. Ayrıca farklı performans göstergeleri için en yüksek ve en düşük değerlere sahip akışkanlar tespit edilmiştir.

ORÇ akışkanların kütleli debisinin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi Şekil 3.1’görülmektedir. Şekil incelendiğinde en düşük kütleli debi metanol akışkanında 478 K doyma sıcaklığında ve 28 bar doyma basıncında 1,9 kg/s iken, en yüksek kütleli debi 421 K doyma sıcaklığında ve 29 bar doyma basıncında 6,1 kg/s ile büten akışkanında elde edilmiştir. Ayrıca ıslak tip akışkandan izantropik akışkana doğru gidildikçe kütleli debinin arttığı gözlemlenmiştir.



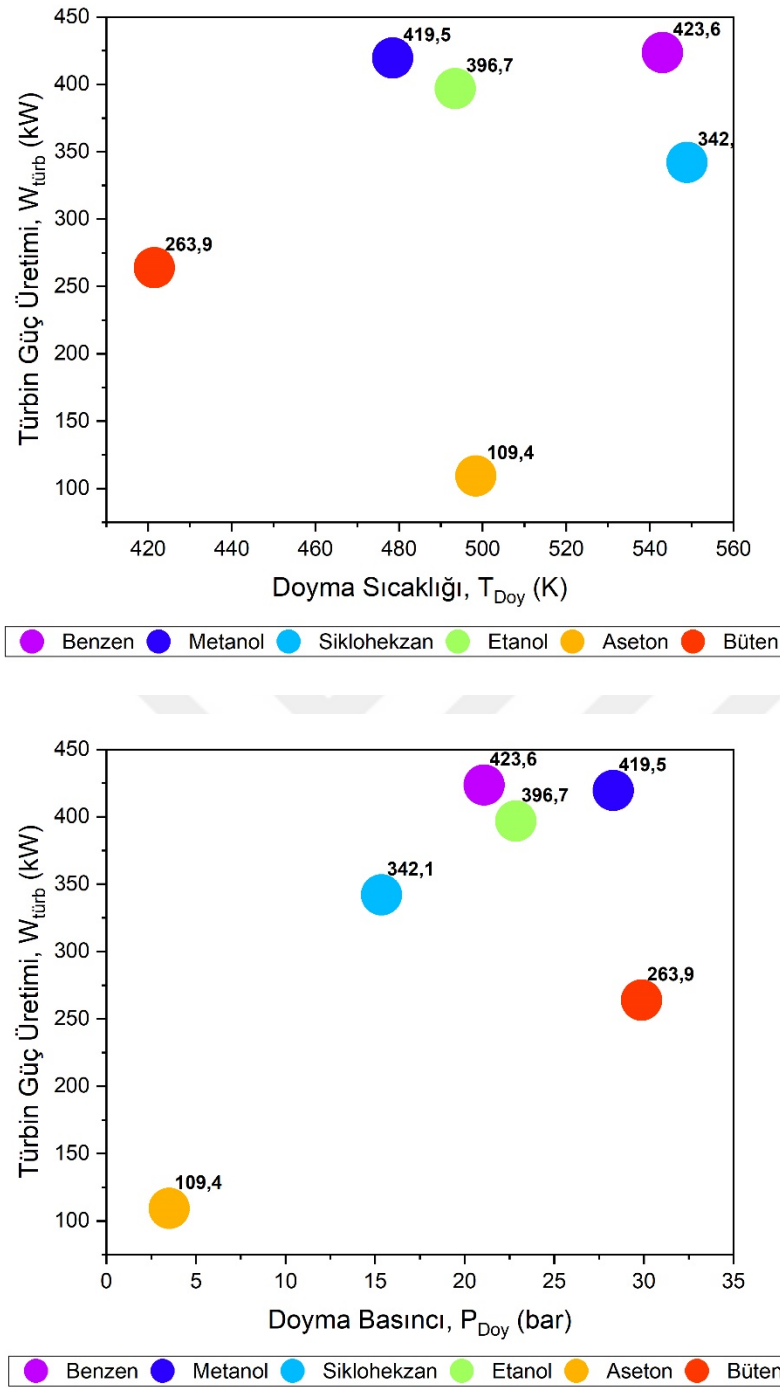
Şekil 3.1. ORÇ kütleli debisinin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi

ORÇ pompa güç tüketiminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi Şekil 3.2’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde en düşük pompa güç tüketimi 498 K doyma sıcaklığında ve 22,8 bar doyma basıncında 1,04 kW ile Asetonda elde edilirken, en yüksek pompa güç tüketimi 421 K doyma sıcaklığında ve 29,8 bar doyma basıncında 25,31 kW ile Bütan akışkanında elde edilmiştir.



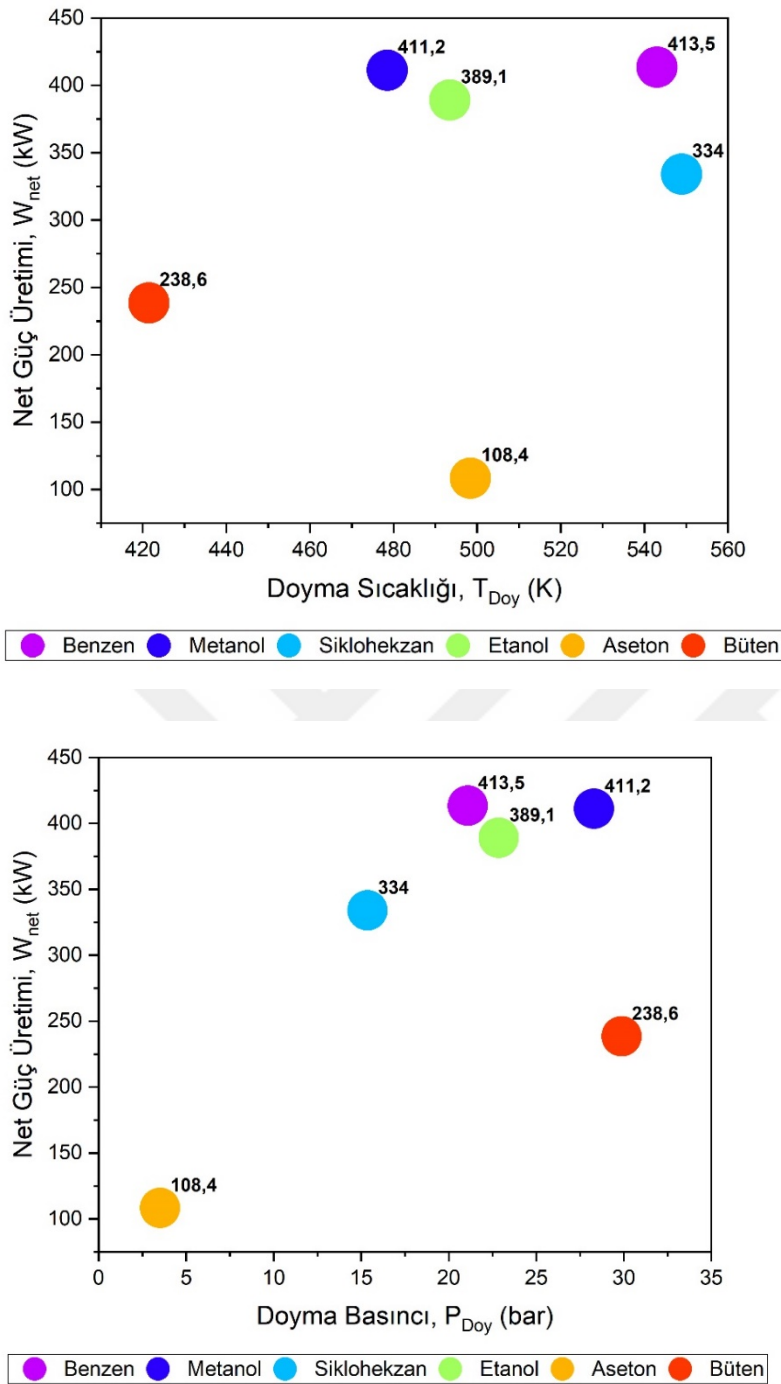
Şekil 3.2. ORÇ pompa güç tüketiminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi

ORÇ türbin güç üretiminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi Şekil 3.3’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde türbin tarafından üretilen gücün en düşük olduğu akışkan 498 K doyma sıcaklığı ve 3,5 bar doyma basıncında 109,4 kW ile Aseton olurken, en yüksek türbin güç üretimi 543 K doyma sıcaklığı ve 21,1 bar doyma basıncında 423,6 kW ile Benzen akışkanından elde edilmiştir. Ayrıca izantropik tip akışkanlarda ıslak ve kuru tip akışkanlara göre daha düşük türbin işi elde edildiği gözlemlenmiştir.



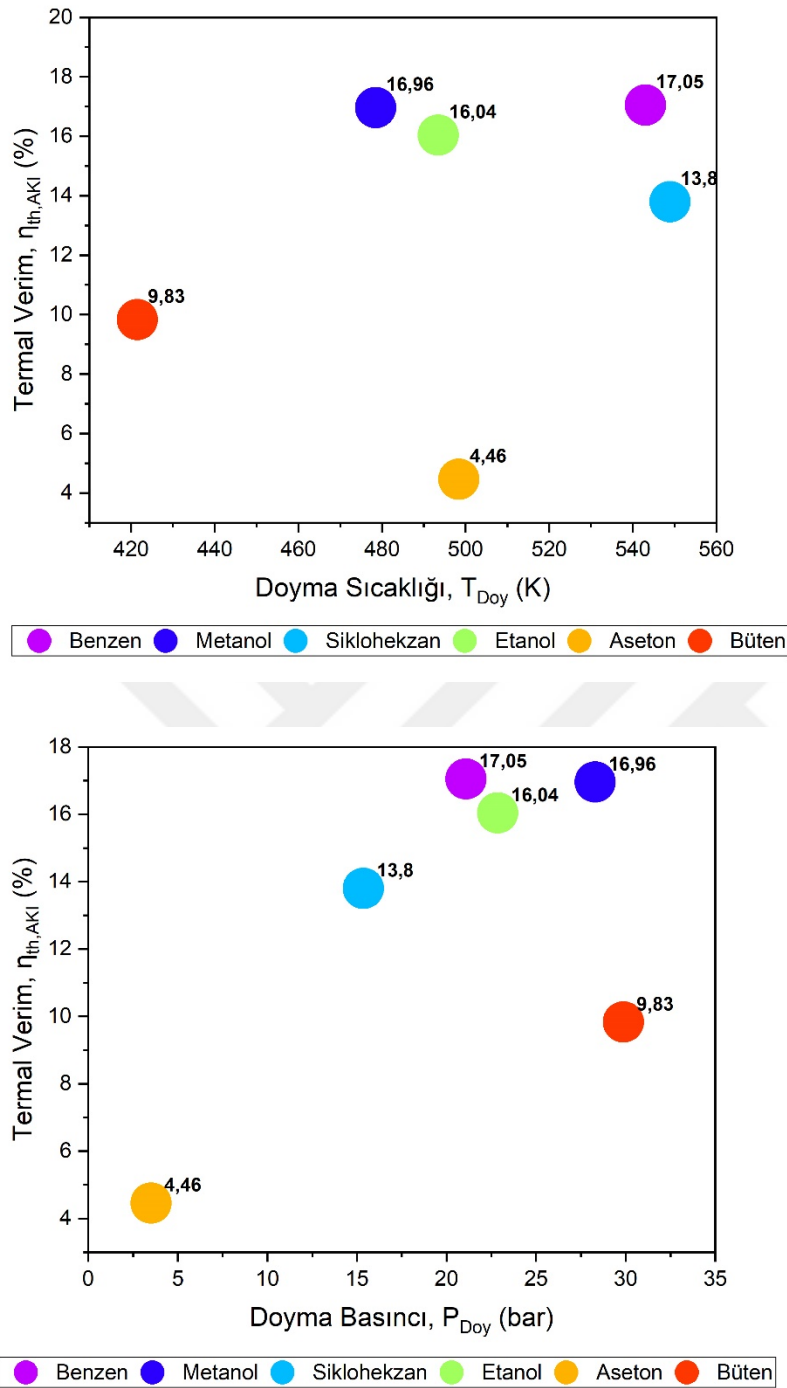
Şekil 3.3. ORÇ türbin güç üretiminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi

ORÇ net güç üretiminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi Şekil 3.4'de görülmektedir. Şekil incelendiğinde en düşük net güç üretimi 498 K doyma sıcaklığı ve 3,5 bar doyma basıncında 108,4 kW ile Aseton'da, en yüksek net güç üretimi ise 543 K doyma sıcaklığı ve 21,1 bar doyma basıncında 413,5 kW ile Benzen'de elde edilmiştir. Ayrıca izantropik tip akışkanlarda ıslak ve kuru tip akışkanlara göre daha düşük net iş elde edildiği gözlemlenmiştir.



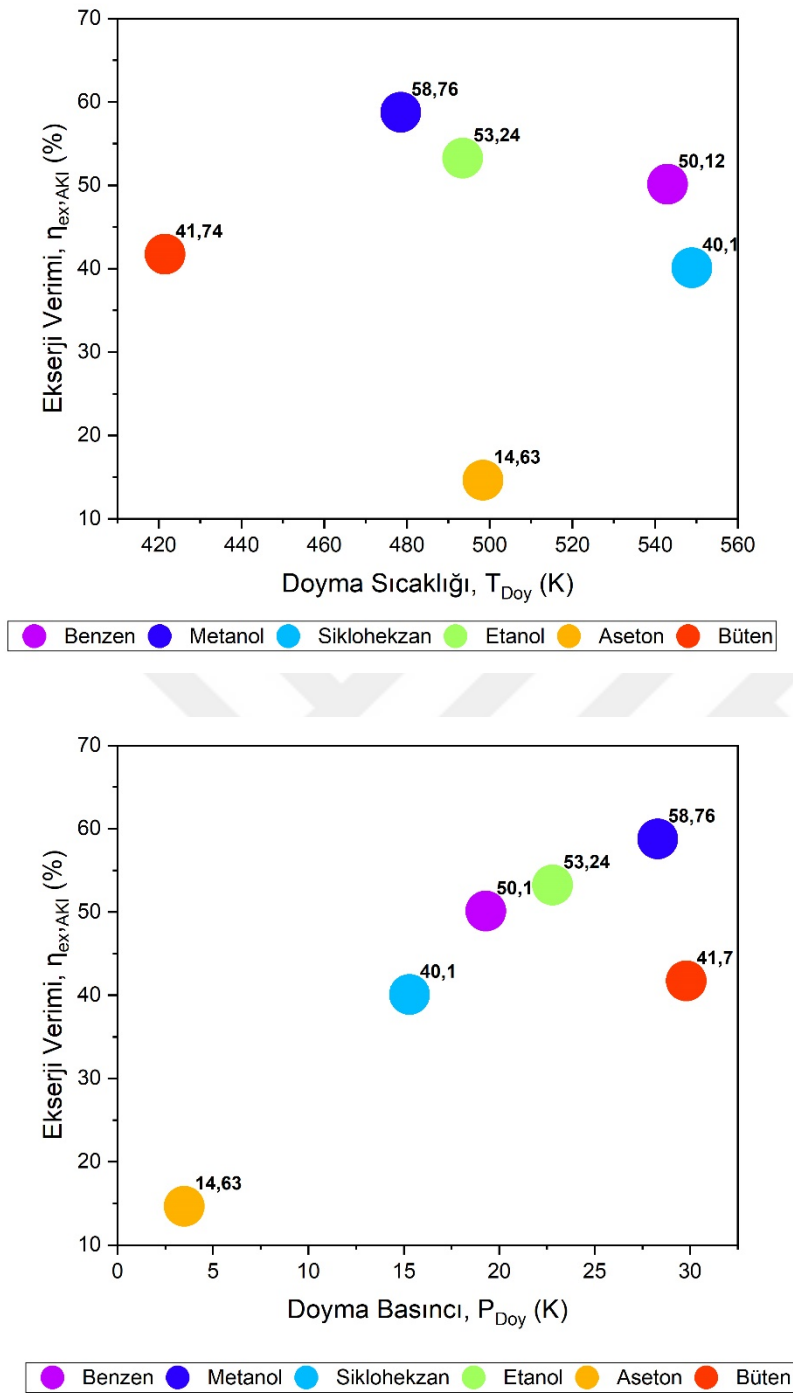
Şekil 3.4. ORÇ net güç üretiminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi

ORÇ termal verimin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi Şekil 3.5’de verilmektedir. Şekilde en düşük termal verim 498 K doyma sıcaklığı ve 3,5 bar doyma basıncında %4,46 ile Aseton’da elde edilirken, en yüksek termal verim 543 K doyma sıcaklığı ve 21,1 bar doyma basıncında %17,05 ile Benzen akışkanında elde edilmiştir. Ortalama olarak termal verimi en yüksek akışkanların ıslak tipi akışkanlar (etanol, metanol) olduğu ve izantropik tip akışkanlar (aseton, bütan) en düşük termal verime sahip olduğu gözlenmiştir.



Şekil 3.5. ORÇ termal verimin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi

ORÇ ekserji veriminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi Şekil 3.6'da görülmektedir. Şekilde en düşük ekserji verimi 498 K doyma sıcaklığı ve 3,5 bar doyma basıncında %14,63 ile Asetonda elde edilirken, en yüksek ekserji verimi 498 K doyma sıcaklığı ve 3,5 bar doyma basıncında %58,76 ile metanol akışkanında elde edilmiştir. Ortalama olarak ıslak tip akışkanlar en yüksek ekserji verimine sahipken, izantropik tip akışkanlar en düşük ekserji verimini göstermektedir.



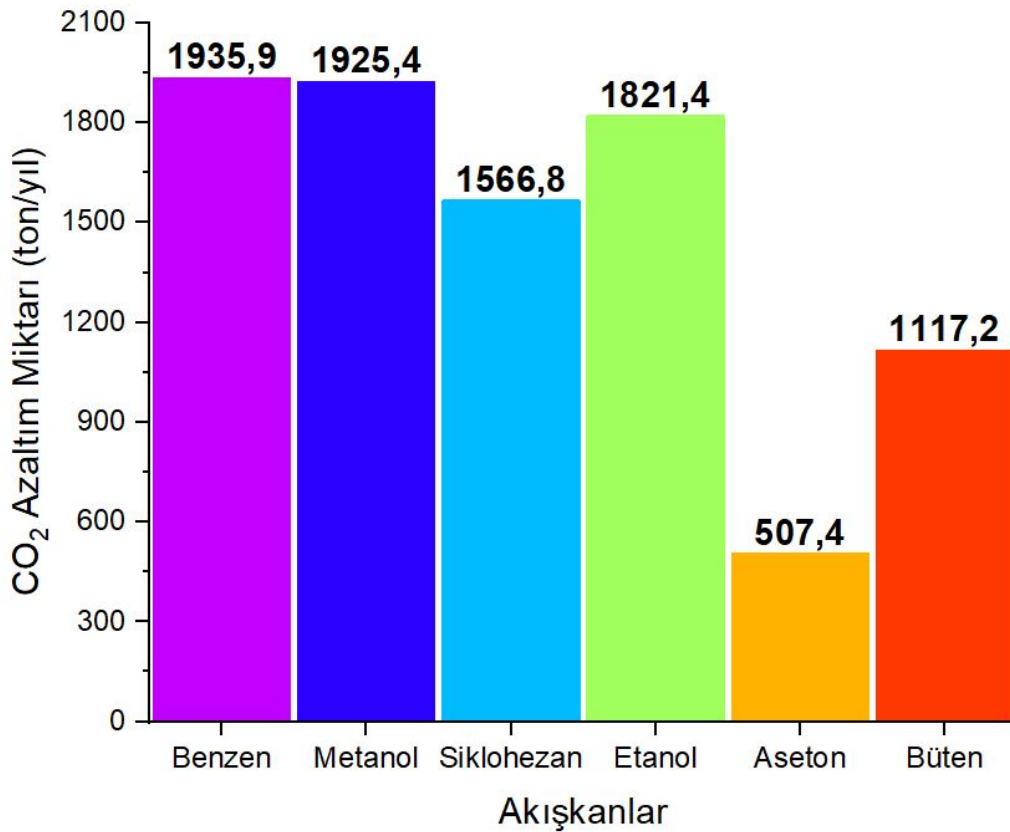
Şekil 3.6. ORÇ ekserji veriminin doyma sıcaklığı ve basıncına göre değişimi

3.3. Çevresel analiz sonuçları

Bir sistemin tasarımı, modellenmesi ve optimizasyonu, o sistemin en iyi çalışma performansını belirlemek için önemlidir. Aynı zamanda atık ısı kaynaklarından enerji üreten güç sistemlerinin (ORÇ) bir diğer önemli katkısı da atmosfere salınan karbondioksit

emisyollarının azaltılmasıdır. Bu nedenle bu bölümde optimizasyona ek olarak sistemin CO₂ azaltımı hesaplanmıştır.

ORÇ akışkanlar için CO₂ emisyon azaltım miktarı Şekil 3.7'de gösterilmektedir. Yapılan hesaplamalar sonucunda seçilen akışkanlar arasında en yüksek CO₂ emisyon azaltımı 1935,9 ton/yıl ile Benzen akışkanından elde edilmiştir. Benzenin bu noktası aynı zamanda maksimum gücün elde edildiği noktadır, çalışma noktası 21 bar basınç ve 543 K türbin giriş sıcaklığıdır. Asetonun en düşük karbondioksit emisyonu azaltımı sağladığı gözlemlenmiştir. Aseton'un 3,5 bar basınçta ve 498,4 K sıcaklıkta yılda 507,4 ton CO₂ azaltımı sağlandığı gözlemlenmiştir.



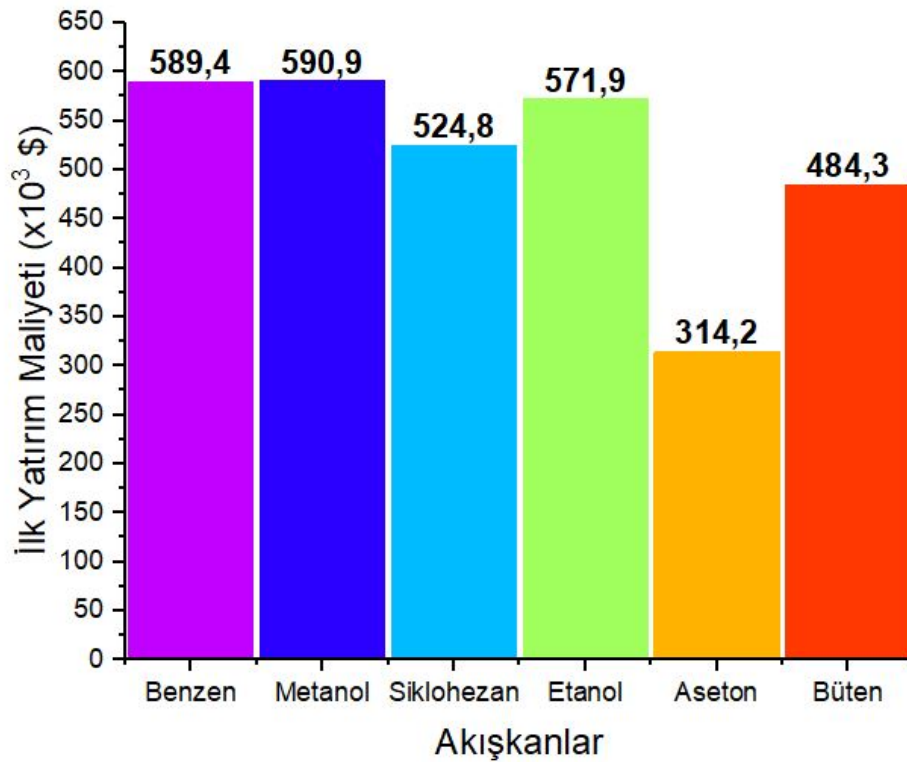
Şekil 3.7. ORÇ akışkanlar için CO₂ emisyon azaltım miktarı

3.4. Ekonomik analiz sonuçları

Bir Organik Rankine Çevrimi tasarlarken termal ve ekserji verimleri ve CO₂ emisyon düşürme miktarları kadar bu sistemin ekonomik maliyeti ve karlılığı da yatırımcılar açısından önemlidir. Çünkü sistemin kendini geri ödeme süresi ve karlılığı yatırımcılar

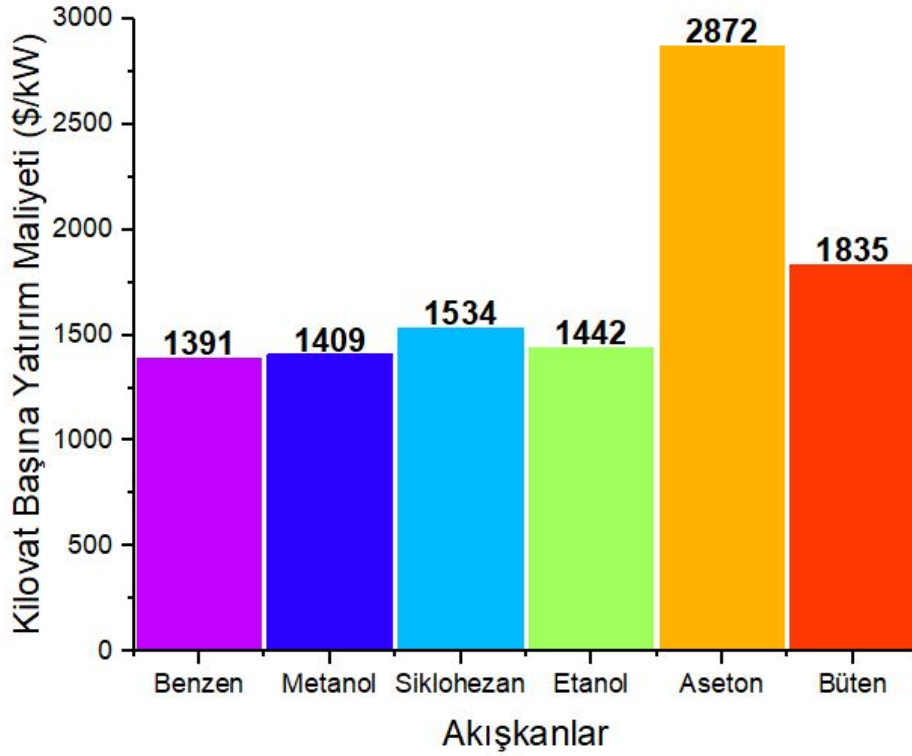
tarafından tercih sebebidir. Bu nedenle tasarlanan bu sistemin ekonomik analizi de yapılmıştır. İlk olarak her bir akışkanın toplam yatırım maliyeti ve birim kW başına yatırım maliyeti hesaplanmıştır.

Ekonomik olarak sistemin analizi yapılırken yatırımcılar ve işletme sahipleri için önemli kriterler olan ilk yatırım maliyeti, kilowatt başına yatırım maliyeti, üretilen elektriğin birim maliyeti ve son olarak da geri ödeme süreleri hesaplanmıştır. Seçilen ORÇ çalışma akışkanı için toplam yatırım maliyeti Şekil 3.8’de verilmiştir. Şekilde maliyet analizi sonucunda, 314,2 bin dolar ile en düşük ilk yatırım maliyetine Aseton, 590,9 bin dolar ile en yüksek ilk yatırım maliyetine Metanol akışkanının kullanıldığı ORÇ sisteminin sahip olduğu görülmüştür.



Şekil 3.8. Seçilen ORÇ çalışma akışkanı için toplam yatırım maliyeti

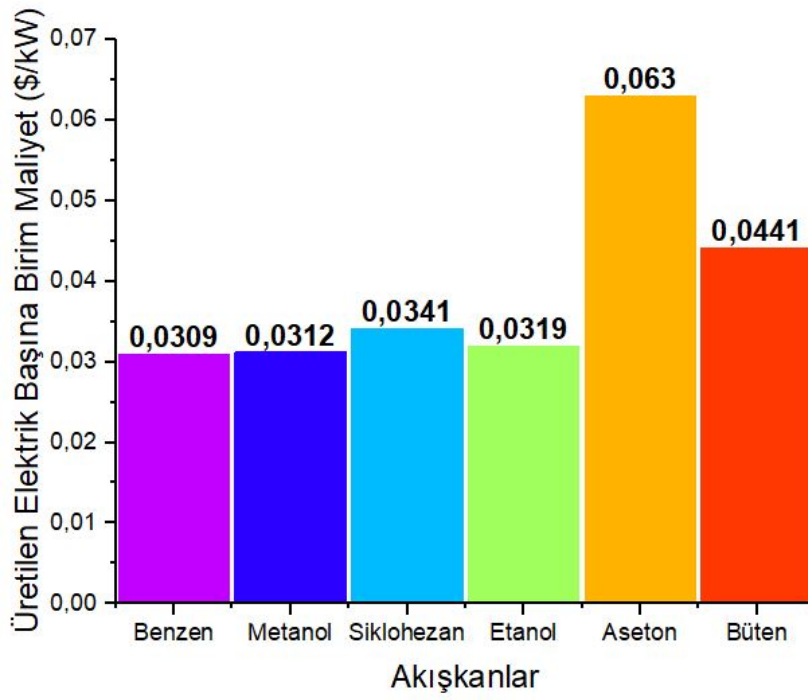
Seçilen ORÇ çalışma akışkanı için kilowatt başına yatırım maliyeti Şekil 3.9’da gösterilmektedir. Şekilde kilowatt başına birim yatırım maliyetine bakıldığında, 2872 \$/kW ile en yüksek birim maliyetin Aseton akışkanı olduğu ve 1409 \$/kW ile en düşük birim maliyetin Metanol akışkanının kullanıldığı ORÇ sistemi olduğu görülmüştür.



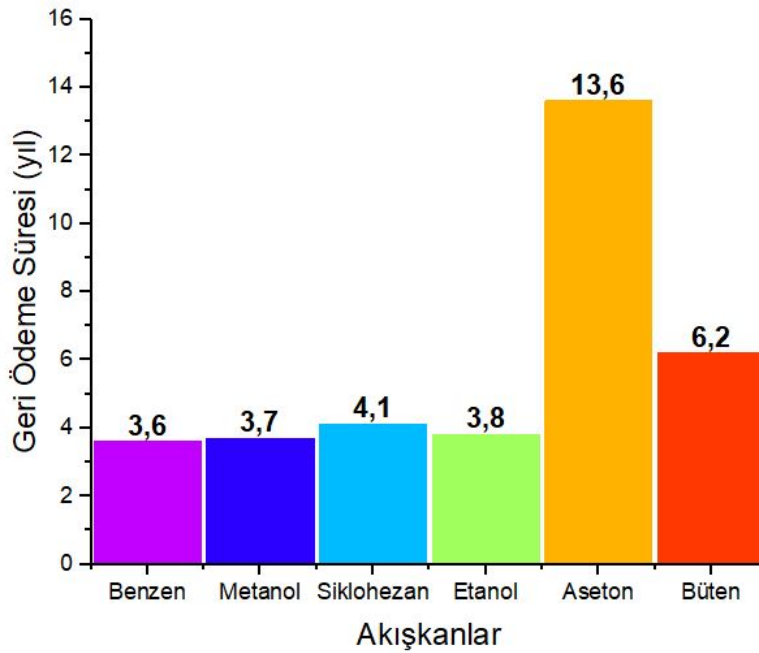
Şekil 3.9. Seçilen ORÇ çalışma akışkanı için kilowatt başına yatırım maliyeti

Seçilen ORÇ çalışma akışkanı için üretilen elektriğin birim maliyeti Şekil 3.10'da verilmiştir. Şekil incelendiğinde Aseton, üretilen elektrik başına 0,063 ABD doları ile en yüksek birim maliyete sahipken, Benzen, üretilen elektrik başına 0,03 ABD doları ile en düşük birim maliyete sahiptir.

Geri ödeme süresi, bir işletme ya da sistemin kurulum için harcanan paranın işletmeden ya da sistemden kazanılan para ile karşılama süresi olarak tanımlanabilir. Geri ödeme süresi yatırım yapılırken karar vermeye etki eden en önemli faktörlerden birisidir. Geri ödeme süresi ne kadar kısa olursa enflasyondan etkilenme o kadar az olacaktır. Her bir çalışma sıvısı için geri ödeme süreleri Şekil 3.11'de gösterilmektedir. Geri ödeme süreleri karşılaştırıldığında, Benzen 3,6 yıl ile en düşük geri ödeme süresine sahipken, en yüksek geri ödeme süresinin 13,6 yıl Aseton akışkanını sahip olduğu görülmektedir. Aseton, en düşük ilk yatırım maliyetine sahip akışkan olmasına rağmen, 13,6 yıl ile en yüksek geri ödeme süresine sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 3.10. Seçilen ORÇ çalışma akışkanı için üretilen elektriğin birim maliyeti



Şekil 3.11. Her bir çalışma akışkanının geri ödeme süreleri

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında, çoklu optimizasyon algoritması kullanılarak altı farklı akışkanın optimum yakınsama noktası sıcaklığı belirlenmiştir. Yaş, kuru ve izantropik olmak üzere üç farklı türde toplam altı akışkan seçilerek ve optimizasyon algoritmasının farklı akışkan türleri üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Her bir akışkanın optimum yakınsama noktası sıcaklığı belirlendikten sonra, her akışkan için sabit bir yakınsama noktası değerinde parametrik çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Ve her bir akışkan için en iyi performans değerleri hesaplanmıştır. Bu çalışma sonucunda aşağıdaki bulgular elde edilmiştir.

- En düşük ve en yüksek ΔT_{YN} sırasıyla metanol (10[K]) ve bütan (92[K]) akışkanlarında hesaplanmıştır.
- En yüksek termal verim benzen akışkanında elde edilirken en yüksek ekserji verimi metanolde elde edilmiştir. Ayrıca metanol yüksek termal verimi ile en yüksek performansı göstermiştir.
- Islak (etanol, metanol) ve kuru (benzen, sikloheksan) akışkanlarda ΔT_{YN} düşük çıkarken izantropik (aseton, bütan) akışkanların ΔT_{YN} daha yüksek çıktığı gözlemlenmiştir.
- Toplamda ıslak (etanol, metanol) ve kuru (benzen, sikloheksan) akışkanların termal ve ekserji verimlerinin izantropik (aseton, bütan) akışkanlardan daha yüksek olduğu görülmüştür.
- CO₂ emisyon azalım miktarı en yüksek akışkanların sırasıyla benzen (1935ton/yıl), metanol (1925 ton/yıl) ve etanol (1821 ton/yıl) olduğu gözlenmiştir. En düşük CO₂ emisyon azalım miktarı ise aseton (507 ton/yıl) akışkanında elde edilmiştir.
- Aseton en düşük ilk yatırım maliyetine sahip olmasına rağmen 13,6 yıllık geri ödeme süresi ile düşük karlılığa sahip olduğu görülmüştür.
- Benzen ve metanol en yüksek ilk yatırım maliyetine sahip akışkanlar olmasına rağmen sırasıyla (3,6 yıl ve 3,7 yıl) geri ödeme süreleri ile en yüksek karlılığa sahip akışkanlar oldukları görülmüştür.

Genel olarak yakınsama noktası sıcaklık farkının (ΔT_{YN}) düşmesi ile doğru orantılı sistem performansının arttığı görülmüştür. Ayrıca izantropik (aseton, bütan) akışkanların çalışma koşullarımızdaki orta sıcaklıklı ısı kaynaklarında düşük verim elde edildiği ve bu sistemlere uygun olmadığı görülmüştür. Demir-çelik tesisinden alınan tav fırını egzoz gazı sıcaklık ve

kütle akış hızında tasarlanan organik Rankine çevrimi için sistem performansı, ilk yatırım maliyeti ve geri ödeme süreleri göz önüne alındığında benzen, metanol ve etanol akışkanlarının tercih edilerek bir atık ısı geri kazanım tesisinin uygulanabilir olduğu görülmüştür.

Ayrıca farklı sıcaklıktaki ısı kaynakları için geliştirilen algoritma kullanılarak organik Rankine çevrimi tasarlanabilir ve seçilen akışkanlar için optimum yakınsama noktası sıcaklık farkları (ΔT_{YN}) tespit edilebilir.



KAYNAKLAR

- Ahmadi, A., El Haj Assad, M., Jamali, D. H., Kumar, R., Li, Z. X., Salameh, T. ve Al-Shabi, M. (2020, 20 Kasım). Applications of geothermal organic Rankine Cycle for electricity production. *Journal of Cleaner Production*. Elsevier Ltd. doi:10.1016/j.jclepro.2020.122950
- Akin, S. (2016). Demir çelik endüstrisinde ergimiş cüruftan elde edilen atık ısının geri kazanımı. *Bursa Teknik Üniversitesi; Yüksek Lisans Tezi*.
- Al-janabi, A., Al-hajri, G. ve Al-maashani, T. (2021). Investigate the technical-economical feasibility of utilizing the available industrial waste thermal energy in Oman. *Thermal Science and Engineering Progress*, 21(September 2020), 100778. doi:10.1016/j.tsep.2020.100778
- Alfa Laval. (2011). Waste heat recovery – Optimizing your energy system. <http://www.alfalaval.com/globalassets/documents/industries/chemicals/chemicals/waste-heat-recovery-ppi00443en.pdf>, Erişim tarihi:12.12.2021, 56.
- Aljundi, I. H. (2011). Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle. *Renewable Energy*, 36(4), 1196–1202. doi:10.1016/j.renene.2010.09.022
- ASTM. (2000). ASTM International ASTM Standard Test Method E659-78 The American Society for Testing and Materials, West Conshohocken, PA.
- Ata, S., Boyacıoğlu, M. E., Şahin, R. ve Kahraman, A. (2021). ORÇ ile düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarından elektrik üretilmesinde ıslak ve yeni nesil akışkanların çevresel ve termodinamik performanslarının karşılaştırılması. *Necmettin Erbakan Üniversitesi Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, 3, 13–23. doi:https://doi.org/10.47112/neufmbd.2021.6
- Aydoğan, B. (2020). Combustion characteristics, performance and emissions of an acetone/n-heptane fuelled homogenous charge compression ignition (HCCI) engine. *Fuel*, 275, 117840. doi:10.1016/J.FUEL.2020.117840
- Bademlioglu, A. H., Yamankaradeniz, R. ve Kaynakli, O. (2019). Exergy analysis of the organic rankine cycle based on the pinch point temperature difference. *Journal of Thermal Engineering*, 5(3), 157–165. doi:http://doi.org/10.18186/thermal.540149
- Bao, J. ve Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325–342. doi:10.1016/j.rser.2013.03.040
- Behar, O., Khellaf, A. ve Mohammedi, K. (2015). A novel parabolic trough solar collector model – Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES). *Energy Conversion and Management*, 106, 268–281. doi:10.1016/J.ENCONMAN.2015.09.045
- Bina, S. M., Jalilinasrabady, S. ve Fujii, H. (2017). Energy, economic and environmental (3E) aspects of internal heat exchanger for ORC geothermal power plants. *Energy*, 140, 1096–1106. doi:10.1016/j.energy.2017.09.045

- Bolaji, B. O. ve Huan, Z. (2013, 1 Şubat). Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Pergamon. doi:10.1016/j.rser.2012.10.008
- Brückner, S., Liu, S., Miró, L., Radspieler, M., Cabeza, L. F. ve Lävemann, E. (2015). Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, 151, 157–167. doi:10.1016/J.APENERGY.2015.01.147
- Cao, Y. ve Dai, Y. (2017). Comparative analysis on off-design performance of a gas turbine and ORC combined cycle under different operation approaches. *Energy Conversion and Management*, 135, 84–100. doi:10.1016/j.enconman.2016.12.072
- Cengel, Y. A. (2006). *A practical approach*. *World Cement* (Second Edi., C. 37). doi:10.5408/0022-1368-4.2-2.83
- Cengel, Y. A. ve Boles, M. A. (2004). *Thermodynamics an Engineering Approach*. (H. P. J. L. R. Jack, Ed.) (4th ed.). New York: McGrawHill.
- Chen, H., Goswami, D. Y. ve Stefanakos, E. K. (2010, 1 Aralık). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Pergamon. doi:10.1016/j.rser.2010.07.006
- Chen, Q., Xu, J. ve Chen, H. (2012). A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source. *Applied Energy*, 98, 562–573. doi:10.1016/j.apenergy.2012.04.035
- Chen, T., Zhuge, W., Zhang, Y. ve Zhang, L. (2017). A novel cascade organic Rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery of truck diesel engines. *Energy Conversion and Management*, 138, 210–223. doi:10.1016/j.enconman.2017.01.056
- Cihan, E. (2014). Organik Rankine çevrimi ile çalışan atık ısı kaynaklı bir soğutma sisteminin performansının araştırılması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34(1), 101–109.
- Denev, J. A., Dinkov, I. ve Bockhorn, H. (2017). Burner design for an industrial furnace for thermal post-combustion. *Energy Procedia*, 120, 484–491. doi:10.1016/J.EGYPRO.2017.07.171
- Desai, N. B. ve Bandyopadhyay, S. (2016). Thermo-economic analysis and selection of working fluid for solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 95, 471–481. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.11.018
- Espinosa Sarmiento, A. L., Ramirez Camacho, R. G., de Oliveira, W., Gutiérrez Velásquez, E. I., Murthi, M. ve Diaz Gautier, N. J. (2021). Design and off-design performance improvement of a radial-inflow turbine for ORC applications using metamodels and genetic algorithm optimization. *Applied Thermal Engineering*, 183(July 2020). doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.116197
- Gao, J., Hou, H., Zhai, Y., Woodward, A., Vardoulakis, S., Kovats, S., ... Liu, Q. (2018, 1 Eylül). Greenhouse gas emissions reduction in different economic sectors: Mitigation measures, health co-benefits, knowledge gaps, and policy implications. *Environmental Pollution*. Elsevier Ltd. doi:10.1016/j.envpol.2018.05.011

- Gao, J., Kovats, S., Vardoulakis, S., Wilkinson, P., Woodward, A., Li, J., ... Liu, Q. (2018, 15 Haziran). Public health co-benefits of greenhouse gas emissions reduction: A systematic review. *Science of the Total Environment*. Elsevier B.V. doi:10.1016/j.scitotenv.2018.01.193
- Gharagheizi, F. (2011). An accurate model for prediction of autoignition temperature of pure compounds. *Journal of Hazardous Materials*, 189(1–2), 211–221. doi:10.1016/j.jhazmat.2011.02.014
- Ha, D.-M. (2011). The Measurement and Investigation of Fire and Explosion Properties for Cyclohexane. *Journal of the Korean Institute of Gas*, 15(2), 75–81. doi:10.7842/kigas.2011.15.2.075
- He, C., Liu, C., Gao, H., Xie, H., Li, Y., Wu, S. ve Xu, J. (2012). The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy*, 38(1), 136–143. doi:10.1016/j.energy.2011.12.022
- He, K. ve Wang, L. (2017, 1 Nisan). A review of energy use and energy-efficient technologies for the iron and steel industry. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd. doi:10.1016/j.rser.2016.12.007
- IEA. (2021a). International Energy Agency (IEA). Energy consumption flows. <https://www.iea.org/sankey/#?c=World&s=Final%20consumption>, Erişim tarihi: 18.12.2021.
- IEA. (2021b). International Energy Agency (IEA). Energy balance flows. www.iea.org/data-and-statistics, Erişim tarihi: 12.12.2021.
- IEA, W. E. O. (2021c). World Energy Outlook. *Selected indicators in the Net Zero Emissions by 2050 Scenario*. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2021>, Erişim tarihi: 18.12.2021.
- Jin, Y., Gao, N. ve Wang, T. (2020). Influence of heat exchanger pinch point on the control strategy of Organic Rankine cycle (ORC). *Energy*, 207(September), 118–196. doi:https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118196
- Kaşka, Ö. (2014). Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry. *Energy Conversion and Management*, 77, 108–117. doi:10.1016/j.enconman.2013.09.026
- Kaşka, Ö., Bor, O. ve Tokgöz, N. (2018). Energy and exergy analysis of an organic Rankine-Brayton combined cycle Organik Rankine, 4, 1201–1213. doi:10.17341/gazimmfd.416420
- Keplinger, T., Haider, M., Steinparzer, T., Patrejko, A., Trunner, P. ve Haselgrübler, M. (2018). Dynamic simulation of an electric arc furnace waste heat recovery system for steam production. *Applied Thermal Engineering*, 135, 188–196. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.02.060
- Koc, Y., Aksar, M. ve Yagli, H. (2020). First and second law-based thermal optimisation of the Kalina cycle integrated into an existing burner-based cogeneration system using waste chips as fuel. *International Journal of Exergy*, 33(2), 165–182. doi:10.1504/IJEX.2020.109986

- Koç, Y., Yağlı, H. ve Kalay, I. (2020). Energy, exergy, and parametric analysis of simple and recuperative organic Rankine cycles using a gas turbine–based combined cycle. *Journal of Energy Engineering*, 146(5), 04020041. doi:10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000693
- Kocaman, E., Karakuş, C., Yağlı, H. ve Yumrutaş, R. (2021). Demir çelik sektöründe atık ısı geri kazanımı için tasarlanan bir organik rankine çevriminin yakınsama sıcaklığının numerik olarak tespiti. *Uluslararası Katılımlı 23. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, (ss. 1500–1506). Gaziantep. <http://ulibtk2021.gantep.edu.tr/>, Erişim tarihi: 30.12.2021
- Kong, R., Deethayat, T., Asanakham, A., Vorayos, N. ve Kiatsiriroat, T. (2019). Thermodynamic performance analysis of a R245fa organic Rankine cycle (ORC) with different kinds of heat sources at evaporator. *Case Studies in Thermal Engineering*, 13(November 2018), 100385. doi:10.1016/j.csite.2018.100385
- Köse, Ö., Koç, Y. ve Yağlı, H. (2020). Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple combined system using gas turbine (GT) as topping cycle. *Energy Conversion and Management*, 211(March), 112745. doi:10.1016/j.enconman.2020.112745
- Kosmadakis, G. ve Neofytou, P. (2020). Investigating the performance and cost effects of nanorefrigerants in a low-temperature ORC unit for waste heat recovery. *Energy*, 204, 117966. doi:10.1016/j.energy.2020.117966
- Li, Y., Wang, J., Du, M., Wu, S., Liu, C. ve Xu, J. (2013). Effect of pinch point temperature difference on cost- effective performance of organic Rankine cycle, (September), 1952–1962. doi:10.1002/er
- Liu, C., He, C., Gao, H., Xu, X. ve Xu, J. (2012). The Optimal Evaporation Temperature of Subcritical ORC Based on Second Law Efficiency for Waste Heat Recovery, 491–504. doi:10.3390/e14030491
- Malico, I., Nepomuceno Pereira, R., Gonçalves, A. C. ve Sousa, A. M. O. (2019, 1 Eylül). Current status and future perspectives for energy production from solid biomass in the European industry. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd. doi:10.1016/j.rser.2019.06.022
- Nafey, A. S. ve Sharaf, M. A. (2010). Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: Energy, exergy, and cost evaluations. *Renewable Energy*, 35(11), 2571–2580. doi:10.1016/j.renene.2010.03.034
- Nazari, N., Heidarnejad, P. ve Porkhial, S. (2016). Multi-objective optimization of a combined steam-organic Rankine cycle based on exergy and exergo-economic analysis for waste heat recovery application. *Energy Conversion and Management*, 127, 366–379. doi:10.1016/j.enconman.2016.09.022
- Nondy, J. ve Gogoi, T. K. (2021). Performance comparison of multi-objective evolutionary algorithms for exergetic and exergoenvironmental optimization of a benchmark combined heat and power system. *Energy*, 121135. doi:10.1016/j.energy.2021.121135
- Proskurina, S., Heinimö, J., Schipfer, F. ve Vakkilainen, E. (2017). Biomass for industrial applications: The role of torrefaction. *Renewable Energy*, 111, 265–274. doi:10.1016/j.renene.2017.04.015

- Quader, M. A., Ahmed, S., Ghazilla, R. A. R., Ahmed, S. ve Dahari, M. (2015, 30 Mayıs). A comprehensive review on energy efficient CO₂ breakthrough technologies for sustainable green iron and steel manufacturing. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd. doi:10.1016/j.rser.2015.05.026
- Ramirez, M., Epelde, M., De Arteché, M. G., Panizza, A., Hammerschmid, A., Baresi, M. ve Monti, N. (2017). Performance evaluation of an ORC unit integrated to a waste heat recovery system in a steel mill. *Energy Procedia* içinde (C. 129, ss. 535–542). Elsevier Ltd. doi:10.1016/j.egypro.2017.09.183
- Shen, X., Chen, L., Xia, S., Xie, Z. ve Qin, X. (2018). Burdening proportion and new energy-saving technologies analysis and optimization for iron and steel production system. *Journal of Cleaner Production*, 172, 2153–2166. doi:10.1016/j.jclepro.2017.11.204
- Song, C., Gu, M., Miao, Z., Liu, C. ve Xu, J. (2019). Effect of fluid dryness and critical temperature on trans-critical organic Rankine cycle. *Energy*, 174, 97–109. doi:10.1016/j.energy.2019.02.171
- STB. (2020). T.C. Sanayi ve teknoloji bakanlığı, demir-çelik sektör raporu. <https://www.sanayi.gov.tr/assets/pdf/planprogram/Demir%C3%87elikSekt%C3%B6rRaporu2020.pdf>, Erişim tarihi:10.01.2022
- Sun, J., Liu, Q. ve Duan, Y. (2018). Effects of evaporator pinch point temperature difference on thermo-economic performance of geothermal organic Rankine cycle systems. *Geothermics*, 75, 249–258. doi:10.1016/j.geothermics.2018.06.001
- Sung, T., Yun, E., Kim, H. D., Yoon, S. Y., Choi, B. S., Kim, K., ... Kim, K. C. (2016). Performance characteristics of a 200-kW organic Rankine cycle system in a steel processing plant. *Applied Energy*, 183, 623–635. doi:10.1016/j.apenergy.2016.09.018
- TEDAŞ. (2020). Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Şirketi Genel Müdürlüğü. *2020 Yılı Türkiye Elektrik Dağıtım Sektör Raporu*, https://www.tedas.gov.tr/sx.web.docs/tedas/docs/Stratejikplan/2020_Yili_Turkiye_Elektrik_Dagitimi_Sektor_Raporu.pdf, Erişim tarihi: 03.01.2022.
- Thompson, S. ve Si, M. (2014, 1 Aralık). Strategic analysis of energy efficiency projects: Case study of a steel mill in Manitoba. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Ltd. doi:10.1016/j.rser.2014.07.140
- Tozlu, A., Özahi, E. ve Abuşoğlu, A. (2018). Thermodynamic and thermoeconomic analyses of an organic Rankine cycle adapted gas turbine cycle using S-CO₂. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33(3), 917–928. doi:10.17341/gazimmfd.416394
- TÜİK. (2021). TÜİK Türkiye İstatistik Kurumu, Enerji Kaynaklarına Göre Elektrik Enerjisi Üretimi ve Payları, <https://data.tuik.gov.tr/Kategori/GetKategori?p=Cevre-ve-Enerji-103>, Erişim tarihi:07.01.2022.
- Turner, C. W. ve Doty, S. (2006). *Energy Management Handbook*. (W. C. Turner ve S. Doty, Ed.) https://www.serviciilocale.md/public/files/Energy_Management_Handbook.pdf, Erişim tarihi: 04.01.2022.

- Unitrove. (2021). Unitrove (Natural Gas Calorific Value Calculator). Natural gas chemical burning equilibrium. <https://www.unitrove.com/engineering/tools/gas/natural-gas-calorific-value>, Erişim tarihi: 10.01.2022.
- Wang, H. tao, Wang, H. ve Zhang, Z. ming. (2012). Optimization of Low-Temperature Exhaust Gas Waste Heat Fueled Organic Rankine Cycle. *Journal of Iron and Steel Research International*, 19(6), 30–36. doi:10.1016/S1006-706X(12)60123-X
- Wang, Jiangfeng, Dai, Y. ve Gao, L. (2009). Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. *Applied Energy*, 86(6), 941–948. doi:10.1016/j.apenergy.2008.09.001
- Wang, Jiansheng, Diao, M. ve Yue, K. (2017). Optimization on pinch point temperature difference of ORC system based on AHP-Entropy method. *Energy*, 141, 97–107. doi:10.1016/j.energy.2017.09.052
- Wang, Y., Tang, Q., Wang, M. ve Feng, X. (2017). Thermodynamic performance comparison between ORC and Kalina cycles for multi-stream waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 143, 482–492. doi:10.1016/j.enconman.2017.04.026
- Williams, C. L. (2015). *A Waste Heat Recovery Strategy for An Integrated Steelworks*. School of Engineering Cardiff University.
- Xinguo, L. I., Wenjing, Z., Diedie, L. I. N. ve Qiang, Z. H. U. (2015). Working fluid selection based on critical temperature and water temperature in organic Rankine cycle, 58(1), 138–146. doi:10.1007/s11431-014-5698-7
- Xu, W., Zhao, L., Mao, S. S. ve Deng, S. (2020). Towards novel low temperature thermodynamic cycle : A critical review originated from organic Rankine cycle ☆. *Applied Energy*, 270(May), 115186. doi:10.1016/j.apenergy.2020.115186
- Yagli, H., Koc, A., Karakus, C. ve Koc, Y. (2016). Comparison of toluene and cyclohexane as a working fluid of an organic Rankine cycle used for reheat furnace waste heat recovery. *International Journal of Exergy*, 19(3): 420. doi:10.1504/IJEX.2016.075677
- Yağlı, H., Koç, Y. ve Kalay, H. (2021). Optimisation and exergy analysis of an organic Rankine cycle (ORC) used as a bottoming cycle in a cogeneration system producing steam and power. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 44, 100985. doi:10.1016/j.seta.2020.100985
- Yağlı, H., Koç, Y., Koç, A., Görgülü, A. ve Tandiroğlu, A. (2016). Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat. *Energy*, 111, 923–932. doi:10.1016/j.energy.2016.05.119
- Yildiz, K., Ozkan, K. ve Hüseyin, Y. (2019). Exergy analysis of a natural gas fuelled gas turbine based cogeneration cycle Yildiz Koc *, Ozkan Kose and Huseyin Yagli. *International Journal of Exergy*, 30(2), 103–125. doi:https://doi.org/10.1504/IJEX.2019.102162

- Zhang, J., Jiang, H., Liu, G. ve Zeng, W. (2018). A study on the contribution of industrial restructuring to reduction of carbon emissions in China during the five Five-Year Plan periods. *Journal of Cleaner Production*, 176, 629–635. doi:10.1016/j.jclepro.2017.12.133
- Zhang, L. hua, Wu, L. jun, Zhang, X. hong ve Ju, G. dong. (2013). Comparison and Optimization of Mid-low Temperature Cogeneration Systems for Flue Gas in Iron and Steel Plants. *Journal of Iron and Steel Research International*, 20(11), 33–40. doi:10.1016/S1006-706X(13)60193-4
- Zhang, W., Maleki, A., Khajeh, M. G., Zhang, Y., Mortazavi, S. M. ve Vassel-Be-Hagh, A. (2019). A novel framework for integrated energy optimization of a cement plant: An industrial case study. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 35, 245–256. doi:10.1016/j.seta.2019.06.001
- Zhao, P., Yuan, W., Sun, H., Li, Y., Kelley, A. P., Zheng, X. ve Law, C. K. (2015). Laminar flame speeds, counterflow ignition, and kinetic modeling of the butene isomers. *Proceedings of the Combustion Institute*, 35(1), 309–316. doi:10.1016/J.PROCI.2014.06.021
- Zhong, C., Gong, J., Liu, W. ve Liu, G. (2019). Low temperature, medium temperature and high temperature performance of the continuous regenerative diesel particulate filter assisted by electric regeneration. *Chemical Engineering Science*, 207, 980–992. doi:10.1016/j.ces.2019.07.024

DİZİN

A

Akışkan · 38
Aseton · 42

B

Benzen · 46
Büten · 42

Ç

Çelik · 2
Çevre · 33

D

Debi · 38
Demir · 1

E

Ekonomik · 35
Ekserji · 31
Elektrik · 5
Emisyon · 21
Enerji · 31
Etanol · 42
Buharlaştırıcı · 6

F

Fosil · 2

G

Gaz · 21

Gelişmiş · 21

I

Isınma · 21
Isıtma · 4

İ

İyileştirme · 7

K

Kaynak · 5

M

Maliyet · 50
Mekanik · 5
Metanol · 42

O

Optimum · 53
Organik · 47
Ozon · 21

Ö

Ödeme · 51

P

Pompa · 32
Potansiyel · 21

R

Rankine · 47

S

Sanayi · 2
Sektör · 4
Sıcaklık · 40
Siklo-hekzan · 42

T

Tasarım · 2
Tav · 52
Teknoloji · 5
Termodinamik · 6
Türbin · 32

Ü

Üretim · 3

V

Verim · 7

Y

Yakınsama · 40

Z

Zaman · 21



TEKNOVERSİTE



teknoversite **AYRICALIĞINDASINIZ**

İSTE

