ORGANİK RANKİNE ÇEVRİMİNDE ISIL VERİMLİLİK ARTIRMA METOTLARININ ARAŞTIRILMASI

Muhsine SARU

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ORGANİK RANKİNE ÇEVRİMİNDE ISIL VERİMLİLİK ARTIRMA METOTLARININ ARAŞTIRILMASI

Muhsine SARU
0000-0003-3578-6675

Prof. Dr. Erhan PULAT
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA– 2025
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Doktora Tezi

ORGANİK RANKİNE ÇEVRİMİNDE ISIL VERİMLİLİK ARTIRMA METOTLARININ ARAŞTIRILMASI

Muhsine SARU

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Erhan PULAT

Bu çalışmada, baca gazı atık ısısına uygun organik Rankine çevriminin (ORÇ) tasarlanması ve belirlenen aday organik akışkanlar olan R32, R125, R143A, R290, R600A arasından en uygun akışkanın seçilmesi amaçlanmıştır, ayrıca Bursa'da bulunan bir tekstil firması incelenmiştir. Hesaplamalar EES'de yapılmıştır. Tekstil firmasında mevcut olan ekonomizer sistemi gösterilmiştir. ORÇ tasarımında, ısı değiştirici basıncı, yoğuşturucu basıncı ısıl verimlilik artırma metotlarına göre belirlenmiştir. Akışkanın seçimi için iki farklı karşılaştırma metodu uygulanmıştır. Birinci metotta ısı değiştirici basınçları her bir akışkan için kritik basınçlar belirli bir oranda çarpılarak farklı belirlenmiş, yoğuşturucu basınçları tüm aday akışkanlar için aynı değerde alınmış ve birinci yasa verimliliği hesaplanmıştır. İkinci karşılaştırma metodunda ise tüm aday akışkanlar için tüm koşullar aynı olmak üzere hem birinci yasa hem de ikinci yasa verimleri hesaplanmıştır. Karşılaştırma kriterlerine göre her iki metotta da en uygun akışkanın R32 olduğu bulunmuştur. İkinci karşılaştırma metodunda, hesaplanan ikinci yasa verimlilikleri birinci yasa verimlilikleriyle karşılaştırılmıştır. Tersinmez ORÇ elemanlarının yok olan ekserji değerlerinin hesaplanmasıyla ORÇ sisteminin güvenilirliği kanıtlanmıştır. Çalışmanın sonunda, tasarlanan ORÇ için en uygun akışkan R32 olarak bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Organik Rankine çevrim, ısıl verimlilik, organik akışkanlar, ekserji
2025, x +88 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

INVESTIGATION OF THERMAL EFFICIENCY INCREASING METHODS IN ORGANIC RANKINE CYCLE

Muhsine SARU

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

Supervisor: Prof. Dr. Erhan PULAT

The aim of this study is to design an organic Rankine cycle (ORC) suitable for flue gas waste heat and to select the most suitable fluid among determined candidate organic fluids which are R32, R125, R143A, R290, R600A, in addition a textile company located in Bursa was examined. Calculations were made in EES. The existing economizer system in the textile company was shown. In the ORC design, heat exchanger pressure, condenser pressure were determined according to thermal efficiency increasing methods. Two different comparison methods were applied for the selection of the most suitable fluid. In the first method heat exchanger pressures were determined differently by multiplying the critical pressures for each candidate fluids with a certain ratio, condenser pressures were taken as the same value for all candidate fluids and first law efficiency was calculated. In the second comparison method, for all candidate fluids, all conditions were the same, in this method both the first law and second law efficiencies were calculated. The most suitable fluid was found to be R32 in both methods according to the comparison criterions. In the second comparison method, the calculated second law efficiencies were compared with the first law efficiencies. The reliability of the ORC system was ensured by calculating the destroyed exergy values of the irreversible ORC components. At the end of the study, the most suitable fluid was found to be R32 for the designed ORC.

Key words: Organic Rankine cycle, thermal efficiency, organic fluids, exergy
2025, x +88 pages

TEŞEKKÜR

Doktora tezim boyunca bilgisi ve akademik tecrübesiyle tez çalışmalarımı destekleyen tez danışmanım Prof. Dr. Erhan PULAT'a, önceki danışmanım emekli öğretim üyesi Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ'e, akademik yardımlarından dolayı Prof. Dr. Adnan SÖZEN'e, Tez İzleme Komitemde bulunan hocalarım Prof. Dr. Murat YAZICI'ya ve Prof. Dr. Salih COŞKUN'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma YÖK 100/2000 programı tarafından desteklenmiştir.

Muhsine SARU
20/08/2025

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET……..i
ABSTRACT……..ii
TEŞEKKÜR……iii
İÇİNDEKİLER……iv
SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ……vi
ŞEKİLLER DİZİNİ……ix
ÇİZELGELER DİZİNİ……..x
1. GİRİŞ……1
2.KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI……5
3. MATERYAL ve YÖNTEM……17
3.1. ORÇ Konusunun Araştırılması……18
3.1.1 Basit ORÇ……...19
3.1.2. Süperkritik ORÇ……20
3.1.3. Reküperatif ORÇ……...20
3.1.4. Rejeneratif ORÇ……..22
3.2. Organik Akışkanların Araştırılması……..24
3.2.1.Organik akışkanların sahip olması gereken genel özellikler……25
3.2.2.ORÇ'nde aday organik akışkanların belirlenmesi……..……26
3.3. Ekserji Araştırılması……28
3.4. Mevcut Sistemin Tanıtılması……29
3.5. ORÇ Tasarımı için Uygulanan Bazı Isıl Verimlilik Artırma Metotları……....30
3.6. ORÇ Teorik Hesaplama Adımları……34
3.7. Kullanılan Aday Akışkanlar için Kullanılan Karşılaştırma Metotları……..36
3.7.1. Birinci karşılaştırma metodu……39
3.7.2. İkinci karşılaştırma metodu……...41
4. BULGULAR ve TARTIŞMA……50
4.1. Birinci Karşılaştırma Metodu Bulguları……...50
4.2. İkinci Karşılaştırma Metodu Bulguları……51
4.3. ORÇ Tasarımının Güvenilirliğinin Sağlanması……...52
5. SONUÇ……....55
KAYNAKLAR……57
EKLER……....61
EK 1 Tekstil Firmasında Mevcut Buhar Kazanı Baca Gazı Ölçüm Değerleri……62
EK 2 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R32 Kodları……63
EK 3 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R125 Kodları……..64
EK 4 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R143a Kodları……65
EK 5 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R290 Kodları……..66
EK 6 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R600a Kodları……67
EK 7 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R32 Kodları……..68
EK 8 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R125 Kodları……69
EK 9 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R143a Kodları……..70
EK 10 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R290 Kodları……71
EK 11 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R600a Kodları……..72
EK 12 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R32 için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo ……...73

EK 13 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R125 için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo……74
EK 14 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R143a için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo……75
EK 15 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R290 için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo ……...76
EK 16 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R600a için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo ……..77
EK 17 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R32 için Sonuçlar……..…….78
EK 18 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R32 için Parametrik Tablo…….79
EK 19 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R125 için Sonuçlar…….80
EK 20 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R125 için Parametrik Tablo……...81
EK 21 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R143a için Sonuçlar……...82
EK 22 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R143a için Parametrik Tablo…….83
EK 23 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R290 için Sonuçlar…….84
EK 24 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R290 için Parametrik Tablo……...85
EK 25 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R600a için Sonuçlar……..……86
EK 26 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R600a için Parametrik Tablo…….87
ÖZGEÇMİŞ…….88

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
h_0	Çevre Sıcaklığındaki özgül entalpi değeri (kJ/kg)
Δh	Özgül entalpi farkı miktarı (kJ/kg)
m	Kütle (kg)
P	Basınç (kPa)
$P_{aoa,kritik}$	Aday organik akışkanın kritikbasıncı (kPa)
P_{atm}	Atmosfer basıncı (kPa)
$P_{çıkış}$	Çıkış basıncı (kPa)
$P_{giriş}$	Giriş basıncı (kPa)
P_{kritik}	Organik akışkanların kritik basıncı (kPa)
$P_{yoğuşturucu}$	Yoğuşturucu basıncı (kPa)
$P_{ısıdeğiştirici}$	Isı değiştirici basıncı (kPa)
P_0	Çevre Sıcaklığındaki basınç değeri (kPa)
Q	Isı Enerjisi (kJ)
q	Kütle başına ısı (kJ/kg)
$Q_{ısıdeğiştirici}$	Isı değiştiricinin aldığı toplam ısı (kJ)
$q_{ısıdeğiştirici}$	Kütle başına ısı değiştiricinin aldığı toplam ısı (kJ/kg)
q_{hei}	Kütle başına ısı değiştiricinin aldığı toplam ısı (kJ/kg)
Q_{AI}	Atık ısıdan faydalanılan enerji miktarı (kJ)
q_{AI}	Kütle başına atık ısıdan faydalanılan enerji miktarı (kJ/kg)
$q_{ısıdeğiştirici}$	Atık ısıdan faydalanılan kütle başına ısı miktarı (kJ/kg)
q_{giren}	Kütle başına giren ısı (kJ/kg)
$q_{çıkan}$	Kütle başına çıkan ısı (kJ/kg)
s	Özgül entropi (kJ/kgK)
s_0	Çevre Sıcaklığındaki özgül entropi değeri (kJ/kgK)
$s_{çıkış}$	Çıkış özgül entropisi (kJ/kgK)
$s_{giriş}$	Giriş özgül entropisi (kJ/kgK)
$s_{üretim,pompa}$	Pompanın ürettiği kütle başına entropi (kJ/kgK)
$s_{üretim,türbin}$	Türbinin ürettiği kütle başına entropi (kJ/kgK)
T	Sıcaklık (˚C ve K)
$T_{ısıkaynağı}$	Isı kaynağı sıcaklığı (K)
T_{sk}	Soğuk kaynak sıcaklığı (kuyu,sink(K))
T_0	Çevre Sıcaklığı (K)
T_L	Soğuk kaynak sıcaklığı (K)
x	Soğutucu akışkanın kuruluk derecesi
x	Kütle başına ekserji (kJ/kg)
X	Ekserji (kJ)
$x_{ısı}$	Kütle başına ısı ile ekserji transferi (kJ/kg)
$x_{kütle}$	Kütle başına kütle yoluyla ekserji transferi (kJ/kg)
$x_{sağlanan}$	Kütle basına sağlanan ekserji (kJ/kg)
$x_{eldeedilen}$	Kütle basına elde edilen ekserji (kJ/kg)
$x_{yokolan}$	Kütle başına toplam yok olan ekserji (kJ/kg)
$\eta_{II,çevrim}$	Çevrimin ikinci yasa verimliliği(ekserji verimliliği)
$x_{yokolan,çevrim}$	Çevrimin kütle başına toplam yok olan ekserjisi (kJ/kg)
$x_{yokolan,turbin}$	Türbinin kütle başına yok olan ekserjisi (kJ/kg)

$x_{yokolan,ısıdeğiştirici}$	Isı değiştiricinin kütle başına yok olan ekserjisi (kJ/kg)
$x_{yokolan,pompa}$	Pompanın kütle başına yok olan ekserjisi (kJ/kg)
$x_{yokolan,yoğuşturucu}$	Yoğuşturucunun kütle başına yok olan ekserjisi (kJ/kg)
x_{pompa}	Pompanın kütle başına ekserjisi (kJ/kg)
$x_{türbin}$	Türbinin kütle başına ekserjisi (kJ/kg)
$x_{Termal,giren}$	Kütle başına giren ısıl ekserji (kJ/kg)
W	İş (kJ)
w	Kütle başına iş (kJ/kg)
$W_{tersinir}$	Tersinir sistem iş miktarı (kJ)
$W_{türbin}$	Türbinin ürettiği toplam iş (kJ)
$w_{türbin}$	Kütle başına türbinden elde edilen iş (kJ/kg)
W_{pompa}	Pompaya verilen toplam iş (kJ)
w_{pompa}	Kütle başına pompaya verilen iş (kJ/kg)
$W_{yararlı}$	Üretilen yararlı iş miktarı (kJ)
v	özgül hacim(m^3/kg)
η	Verimlilik
η_I	Birinci yasa verimliliği (Isıl Verimlilik)
η_{II}	İkinci yasa verimliliği (Ekserji Verimliliği)
$\eta_{II,çevrim}$	Çevrimin toplam verimliliği
η_{NET}	Net ısıl verim
$\eta_{ısıl}$	Isıl verimlilik
Δ	Değişim miktarı (fark)
$\Delta\psi$	Kütle başına ekserji değişimi (kJ/kg)
ψ	Kütle başına ekserji (kJ/kg)

Kısaltmalar	**Açıklama**
AORÇ	Absobsiyonlu organik rankine çevrimi
atm	Atmosfer
BSÇ	Buhar sıkıştırma çevrimi
CFC	Kloroflorokarbon
CHP	Kombine Isı ve Güç
COP	Performans Katsayısı
CSP	Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi
ÇEF	Çevresel etki faktörü
EAF	Elektrik Ark Fırını
E-BSÇ-ORÇ	Entegre buhar sıkıştırma çevrimi-ORÇ sisteminin
EES	Engineering Equation Solver Mühendislik (Mühendislik Denklem Çözücü)
EAO	Ekserji atık oranı
ESE	Ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi
HC	Hidrokarbonlar
HCFC	Hidroklorofloro karbon
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
miniREFPROP	Referans akışkan özellikleri mini programı(Reference fluid properties)
NŞA	Normal Şartlar Altında
ODP	Ozon Tüketme Potansiyeli

ORÇ	Organik Rankine Çevrimi
ORÇB	Basit ORÇ
ORÇTBR	Kanama türbinli ve rejeneratif ORÇ
SASA	Sürekli akışlı açık sistem
TSG	Termo-sürdürülebilirlik göstergeleri
UV	Ultraviyole
WHRS	Atık ısı geri kazanım sistemi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1.	ORÇ tasarımı ve en uygun akışkan seçim adımları	17
Şekil 3.2.	Basit ORÇ	19
Şekil 3.3.	Basit ORÇ T-s diyagramı	19
Şekil 3.4.	Süperkritik ORÇ t-s diyagramı	20
Şekil 3.5.	Reküperatif ORÇ	21
Şekil 3.6.	Reküperatif ORÇ t-s diyagramı	21
Şekil 3.7.	Açık besleme suyu ısıtıcısına sahip ORÇ	22
Şekil 3.8.	Açık besleme suyu ısıtıcısına sahip ORÇ t-s diagramı	23
Şekil 3.9.	Kapalı besleme suyu ısıtıcısına sahip ORÇ	23
Şekil 3.10.	Kapalı besleme suyu ısıtıcısına sahip ORÇ t-s diyagramı	24
Şekil 3.11.	Soğutucu akışkanların sınıflandırılması	24
Şekil 3.12.	Organik akışkanların sınıflandırılması	25
Şekil 3.13.	Tekstil firmasındaki mevcut ekonomizer sistemi	30
Şekil 3.14.	Varsayımlarla birlikte ORÇ'nin şematik göstemi	31
Şekil 3.15.	Yoğuşturucu basıncının düşürülmesiyle elde edilen verimlilik artışı	33
Şekil 3.16.	Isı değiştirici basıncının artırılmasıyla elde edilen verimlilik artısı	33
Şekil 3. 17.	Varsayımlar ve belirlenen değerlerle ORÇ tasarımında T-s diyagramı	44

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1.	ORÇ ısı kaynakları	18
Çizelge 3.2.	ORÇ'nin güç üretim kapasitesi	18
Çizelge 3.3.	Organik akışkan seçim kriterleri için belirlenen organik akışkan özelliklerine göre organik akışkanların değerleri	27
Çizelge 3.4.	Organik akışkanların özellikleri	27
Çizelge 3.5.	Buhar türbini çıkış noktası	35
Çizelge 3.6.	Yoğuşturucu çıkış noktası	35
Çizelge 3.7.	Pompa çıkış noktası	36
Çizelge 3.8.	Isı değiştirici çıkış noktası	36
Çizelge 3.9.	Belirlenen karşılaştırma metotları özellikleri ve birbirinden farkları	38
Çizelge 3.10.	Aday organik akışkan değerleri tablosu	42
Çizelge 3.11.	Organik akışkan kaynama noktası değerleri tablosu	43
Çizelge 4.1.	Birinci karşılaştırma metodunda aday organik akışkanların karşılaştırılması için EES programında hesaplanan sonuçlar	50
Çizelge 4.2.	İkinci karşılaştırma metodunda aday organik akışkanların karşılaştırılması için EES programında hesaplanan sonuçlar	52
Çizelge 4.3.	ORÇ tasarımında güvenilirlik koşulları	54

1. GİRİŞ

Enerji ihtiyacının artması nedeniyle günümüzde enerji verimliliği oldukça önemli hale gelmiştir. Fosil kaynakların her geçen gün azalması ve çevreye verdiği zararlar nedeniyle, mümkün olduğunca az ısı kaynağı kullanmak amaçlandığından, atık ısı kullanımı cazip hale gelmiştir. Atık ısının değerlendirilmesi, enerji verimliliğinin en önemli konularından biridir. Atık ısıdan faydalanırken aynı zamanda enerji verimliliğini de artıran ORÇ'nin önemi dikkat çekmektedir. ORÇ, rankine çevrimine benzemektedir, rankine çevriminden tek farkı su yerine organik akışkan kullanılmasıdır. Atık ısının sıcaklığı diğer ısı kaynaklarının sağladığı sıcaklıktan daha düşük olduğu için, bu ısıdan faydalanmak için sudan daha düşük kaynama noktasına sahip olan organik akışkanların kullanılması kaçınılmazdır. ORÇ sistemlerinde türbinin iş üretebilmesi için türbine kızgın buhar girmesi gerekmekte, ayrıca türbin kanatlarının korozyondan zarar görmemesi için ise akışkanın türbin çıkışında kuruluk derecesinin düşük olmaması gerekmektedir. Sudan daha düşük kaynama noktasına sahip olan organik akışkanlar kızgın buhar fazına daha kolay dönüşebilmekte, böylece atık ısıdan daha kolay ve hızlı bir şekilde iş üretilebilmektedir. Atık ısının kullanılması sonucunda ısı kaynağının kullanımı azalır, buna bağlı olarak CO_2 emisyonları azalır ve enerji kaynakları daha verimli kullanılabilir. Tüm bunlara ek olarak çevresel, iklimsel, ekonomik alanları başta olmak üzere, bunlar dışında birçok dolaylı fayda sağlanmaktadır. ORÇ, enerji verimliliğinin yanı sıra küresel ısınmanın azaltılması ve ucuz enerji temini gibi birçok alanda faydalar da sağlamaktadır. Soğutma özelliğine de sahip organik akışkanlar, daha düşük sıcaklığa sahip ısı kaynaklarından (yaklaşık 80-400 °C gibi düşük sıcaklık aralıklarında) ısı geri kazanımı sağlamak ve ORÇ'nde sistem verimliliğini artırmak için kullanılmaktadır. Organik akışkanlar, ısı kaynağı sıcaklığına uygun olup olmadığına ve ne kadar enerji üretileceğine göre belirlenmelidir. ORÇ'nde organik akışkan seçimi, ORÇ sistemi tasarımı kadar önemlidir. Daha düşük sıcaklıklardan faydalanmak için su yerine, sudan daha düşük kaynama noktasına sahip organik akışkanlar kullanılarak bir ısı geri kazanım yapılabilmektedir. Kaynama noktası sudan düşük olan organik akışkanlar daha kolay buharlaşır, bu nedenle daha az ısı kaynağı kullanılır. Genel olarak organik akışkanlar, daha düşük sıcaklıklarda daha hızlı ve daha kolay türbin işi üretebilmektedirler. ORÇ, verimliliği artıran bir çevrim olduğundan kaynak ve

ekonomik fayda sağlamaktadır. Basit ORÇ pompa, buharlaştırıcı, türbin ve yoğuşturucudan oluşmaktadır. Pompaya iş verilir ve organik akışkan pompa aracılığıyla buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıdan kızgın buhar olarak türbine gelir, türbine gelen akışkan vasıtasıyla iş üretilir. Türbin çıkışı genişleyen organik akışkan yoğuşturucuya gelir. ORÇ sistemlerinde, buharlaştırıcı bir ısı değiştirici olarak düşünülebilir. Buharlaştırıcı, kazan ve ısı değiştirici ihtiyaç, kapasite ve maliyete göre çevrimde birbirinin yerine kullanılabilirler. Bu tezde buharlaştırıcı yerine ısı değiştirici kullanılmıştır. ORÇ tasarımı için uygun ısı değiştirici seçilmiştir, Pattanapunt ve ark. (2013) kazan egzoz gazından atık ısının geri kazanımını gövde borulu ısı değiştirici kullanarak incelemişler, buna dayanarak gövde borulu ısı değiştirici kullanılmıştır.

Bu çalışmada, ilk olarak karşılaştırılması amacıyla aday organik akışkanlar belirlenmiştir. Aday organik akışkanlar belirlenirken öncelikli olarak düşük kaynama noktası sıcaklığı dikkate alınmıştır. Aday organik akışkanlar belirlenirken kaynama sıcaklığının suyun kaynama sıcaklığından düşük olması kriterine önem verilmiştir. Daikin'in önerdiği R32 de seçenekler arasındadır. Aday organik akışkanlar belirlenirken çevreye verilen zarar, toksisite ve ozon tabakasına verilen zarar gibi kriterlere de önem verilmiştir. Karşılaştırılması için R32, R125, R143a, R290, R600a, olmak üzere beş aday organik akışkan belirlenmiştir. Belirlenen aday organik akışkanların özellikleri miniREFPROP programı yardımıyla elde edilmiş ve incelenmiştir. Aday akışkanların karşılaştırılması amacıyla iki farklı karşılaştırma metodu belirlenerek, iki farklı karşılaştırma yapılmıştır. İki farklı karşılaştırma metodu kullanılmasının amacı, bulunacak olan en uygun akışkanın hangi şartlarda nasıl değişebileceğini görmektir ve tek metoda bağlı kalmayarak en uygun akışkan seçiminde daha doğru karar vermektir.

Literatür araştırmalarında, tekstil sektöründe birçok baca gazı atık ısısının kullanıldığı uygulamalarla karşılaşılmıştır. ORÇ sistemi, ısıl verimlilik artırma metotlarından olan kazan basıncı artırılması ve yoğuşturucu basıncının düşürülmesine göre tasarlanmıştır. ORÇ tasarımın güvenilir olması için gereken koşullarının belirlenmesi bu çalışmanın diğer çalışmalardan farkı olup, ayrıca kütle başına ne kadar iş üretilebileceği değerleri de bulunabilmektedir.

Organik akışkanlar arasında kıyaslama yapmak için iki ayrı karşılaştırma metodu uygulanmıştır. İlk metotta, her bir organik akışkan için ısı değiştirici basınçları, aday akışkanların kritik basınçları belli oranda çarpılarak ayrı olarak belirlenmiştir, ancak bütün akışkanların yoğuşturucu basınçları ve diğer varsayımlar aynıdır. Bütün aday akışkanlar için kritik altı ORÇ sistemi tasarlanarak, aynı kuruluk derecesi kabulleriyle organik akışkanlar kıyaslanmıştır. İlk karşılaştırma metodunda sadece birinci yasa verimliliği (ısıl enerji verimliliği) hesaplanmıştır. İkinci karşılaştırma metodunda ise ısı değiştirici basınçları her bir akışkan için aynı kabul edilerek hesaplanmıştır, bu yöntemde aday akışkanların hepsi aynı koşullar altında kıyaslanmıştır. İkinci karşılaştırma yönteminde hem birinci yasa verimliliği, hem de daha olan ikinci yasa verimliliği hesaplanmıştır. Her iki karşılaştırma metodunda da en uygun akışkan için aynı sonuç bulunmuştur. Mantıklı tasarlanan gerçek ORÇ sisteminde tersinmez olan her bir çevrim elemanının yok olan ekserji değerlerinin pozitif değer olması gerekmektedir. Çünkü tersinmez sistemlerde veya tersinmez çevrim elemanlarında entropi üretimi olup, yok olan ekserji değerlerinin pozitif olması gerekmektedir, ancak tersinir sistemlerde yok olan ekserji sıfırdır. Termodinamik prensipleri gereği, kayıplı gerçek sistemlerde yok olan ekserji sıfırın altına düşemez. Ekserji, enerjinin kullanılabilir kısmı olduğu için ekserji enerjiden düşüktür. Bu çalışmada belirlenen ikinci metotta ısı değiştirici ve yoğuşturucu tersinmez kabul edildiği için, ekserji verimliliğinin enerji verimliliğini geçmemesine dikkat edilmiştir. Yapılan literatür araştırmalarına kojenerasyon, trijenerasyon benzeri ısı geri kazanım sistemlerinde ekserji verimliliğinin enerji verimliliğinden fazla bulunduğu çalışmalara da rastalanabilmektedir, bunun nedeni belirlenen tasarım koşulları ve kabullerdir. Ekserji verimliliğinin enerji verimliliğinden büyük bulunmasının nedeni ısı kaynağı sıcaklığı düşük olan sistemlerde, ikinci yasa verimlilik formülünün payda kısmında bulunan ısı ile geçen ekserjinin ($x_{ısı}$) çok düşük olabilmesidir, payda kısmı düşeceği için bazı sistemlerde ikinci yasa verimliliği de büyük bulunabilmektedir, ancak ekserji verimliliğinin enerji verimliliğinde büyük bulunması, ekserjininin enerjiden fazla olduğu anlamına gelmemektedir. Carnot verimlilik teoremi gereği ısı ile geçen ekserjinin ($x_{ısı}$), daima sisteme giren ısıdan (q_{giren}) küçüktür, çünkü ekserji enerjinin kayıplı halidir. Yapılan literatür araştırmalarına göre ekserji verimliliğinin birinci yasa verimliliğinden (enerji verimliliği) büyük çıktığı çalışmalar da mevcuttur, Kaşka (2014),

Koç ve ark. (2019), Bademlioğlu ve ark. (2020) ve Yağlı ve ark. (2021) çalışmalarında ekserji verimliliğinin enerji verimliliğinden büyük bulunduğu görülmektedir.

Hesaplamalarda Kütle debisi belirtilmemiştir, çünkü firmanın, istenen toplam iş çıktısına (güç üretimi) göre kütle debisi seçimine kendisi karar vermesi gerekmektedir. Bu çalışmada, EES kullanılarak basınç koşulları ve belirlenen kuruluk derecesine göre türbin iş çıktısının kütle başına otomatik bulunması esastır. ORÇ'nde verimlilik, ekserji analizleri ve diğer tüm hesaplamalar için EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Ünver ve Kılıç (2005) çalışmalarında farklı çevre sıcaklıklarının kombine güç santrali üzerinde etkisini incelemişlerdir. Performans belirleyici olarak ise yakıt sarfiyatı, birinci yasa verimliliği ve ikinci yasa verimliliği kriterlerini hesaplamışlardır. 0 ˚C, 15 ˚C ve 42 ˚C sıcaklıkları için birinci ve ikinci yasa verimlilikleri hesaplamışlardır, bu belirlenen sıcaklıklar için yakıt sarfiyatları sırasıyla 0,222, 0,227 ve 0,241'dir. Üç farklı çevre sıcaklıklarına göre birinci yasa ve ikinci yasa verimlilikler sırasıyla 0 ˚C için, %56, %54, 15 ˚C için %56, %53 ve 42 ˚C için %52, % 49 olarak bulunmuştur.

Auld ve ark. (2013) üç farklı atık ısı kaynağıyla çalışan ORÇ'inin teorik bir çalışmasını yapmışlardır. Her bir ısı kaynağı için benzetimler yapılmış, çalışma akışkanları R245fa, n-pentan, n-oktan, toluen, siklohekzan ve R134a'dır. Farklı ısı kaynağı özelliklerinin, optimum ORÇ tasarımı üzerindeki etkisini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir.

Pattanapunt ve ark. (2013) tekstil endüstrisinin atık enerji ürettiğini ve atık ısı kaynaklarından birinin özellikle kazandan çıkan egzoz gazı olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında, kazan egzoz gazından gövde borulu ısı değiştiricisi aracılığıyla atık ısının geri kazanımını incelemişlerdir. Atık ısı geri kazanım sistemlerinin kazan boyama işleminden çıkan egzoz gazı için kullanılabileceği belirtilmiştir. ANSYS simülasyonunu kullanarak termodinamik analiz gerçekleştirmişlerdir. Sistem performansını etkileyen egzoz gazı ve hava sıcaklığı, hız, kütle akış hızı, nem içeriği gibi parametrelerdeki değişimlerini incelenmişlerdir. Geri ödeme süresi altı ay olarak bulunmuştur. Yakıt tüketimi yaklaşık % 2,05 (322,72 kJ/kg) oranında azalmış ve borulu ısı değiştirici çıkış egzoz gazı sıcaklığı 190 °C'den 150 °C'ye düşmüştür.

Obi (2015), 100 kWe'e kadar mikro üretim sistemlerinin kapsamlı çalışmasını gerçekleştirmiştir. Bu tür ORÇ sistemlerinde en çok kullanılan akışkanın R245fa olduğundan bahsetmiştir. Çalışmada, tesis boyut aralıklarının uygulamaları için en uygun genişleticinin küçük tesisler için kaydırmalı ve daha büyük tesisler için kanatlı veya vidalı genişleticiler olduğu ortaya çıkmıştır.

Rahim ve ark. (2015) kazanların atık ısısından ve bacalardan atılan baca gazlarından yararlanılarak sistemin toplam veriminin artırılabileceğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında, endüstriyel buhar kazanları gibi yüksek basınçlı aşırı ısıtılmış ve doymuş buhar üretim sistemlerinin baca gazlarının atık ısısından yararlanan ORÇ sistemini kullanarak elektrik üretim kapasitesini araştırmışlardır. Çalışmalarında, Termoflex (termodinamik çevrim tasarımı ve simülasyonu) programı kullanılmıştır. Tasarım için, maksimum sıcaklığı 260 °C ve akış hızı yaklaşık 12000 m^3/h olan bir tekstil fabrikasının baca gazından atık ısı geri kazanım hesaplamaları yapmışlardır.Organik akışkan olarak pentan kullanılması durumunda, 1200 kWth atık ısıdan net %23,09 verim ve 277,1 kW elektrik enerjisi üretimi elde edilebileceği sonucuna varmışlardır.

Miao ve ark. (2015) çalışma akışkanı olarak R123'ün kullanıldığı bir ORÇ'ini analiz etmişlerdir. İş üretmek için sisteme bir kaydırma genişletici entegre edilmiş ve 140 ˚C ve 160 ˚C'lik ısı kaynağı sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. İki bağımsız parametre sırasıyla R123 pompasının pompalama frekansı ve genişleticinin şaft torkudur. Ölçülen maksimum şaft gücü ve termal verimlilik, 140 ˚C'lik ısı kaynağı sıcaklığında 2,35 kW ve %6,39 iken, 160 ˚C'lik ısı kaynağı sıcaklığında 3,25 kW ve % 5,12'dir.

Patel ve ark. (2016), ORÇ'nin düşük dereceli atık ısı geri kazanımı için kullanıldığını belirtmişlerdir. Gaz yakıtlı kombine çevrim santralinin egzoz gazı yaklaşık 145 ˚C'dir. Farklı çalışma akışkanları üzerinde çalışılarak termal ve ekserji verimliliği analiz edilmiştir. Analiz için amonyak, su, bütan, izobütan, R11, R141B, R113, R134a ve R236EA olmak üzere dokuz farklı çalışma akışkanı kullanılmıştır. Yüksek ekserji verimliliği nedeniyle amonyağın en iyi çalışma akışkanı olduğu bulunmuştur. Dahili ısı değiştiricinin etkisi de analiz edilmiş ve dahili ısı değiştirici kullanımının termodinamik analiz açısından ekonomik olmadığı bulunmuştur.

Lecompte ve ark. (2017), ORÇ'nin atık ısıyı elektriğe dönüştürmek için kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Atık ısı geri kazanım sistemleri elektrik ark fırınlarında (EAF) uygulanabilmektedir. Çalışmalarında, ORÇ sisteminin 100 MWe EAF entegrasyonunu araştırmışlardır. Optimize edilmiş kritik altı ORÇ sisteminin 25

bar'da çalışan bir buhar tamponuyla 752 kWe net güç üretebileceği bulunmuştur. Buhar çevrimi yerine tamponlama için yüksek sıcaklıklı termal yağ kullanılarak, kombine ısıtma ile % 26 ve kombine ısıtma olmadan % 39 güç üretimi artışı sağlanabileceği, ancak yanıcılık riski nedeniyle termal yağ kullanımının genellikle önerilmediği belirtilmiştir.

Li ve ark. (2017) düşük dereceli ısı kaynaklarının kullanıldığı farklı çalışma koşulları altında elektrik gücü üreten küçük ölçekli bir ORÇ sisteminin performansını araştırmışlardır. Endüstriyel atık ısının % 50'sinden fazlasının düşük dereceli olarak sınıflandırıldığını belirtmişlerdir. Sistem, yüksek hızlı jeneratör turbo genleştirici, kanatlı boruluyoğuşturucu, ORÇ pompası ve plakalı buharlaştırıcı gibi tipik ORÇ sistem bileşenlerinden oluşmaktadır. Çalışma sıvısı olarak R245fa seçilmiştir. Isı kaynağı sıcaklığı ve çalışma akışkanı pompası hızı gibi çeşitli önemli parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Unamba ve ark. (2017) endüstriyel proseslerden kaynaklanan atık ısının ve yenilenebilir kaynaklardan gelen ısının kullanımı için ORÇ'ni önermektedir. Döner kanatlı pompa, lehimli plakalı buharlaştırıcı ve lehimli plakalı yoğuşturucudan oluşan 1 kWe'lik küçük ölçekli bir ORÇ motorunda yapılan testlerden elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Çalışma sıvısı olarak R245fa kullanılmıştır. 120-140 °C aralığındaki sıcaklıklarda sıcak yağ sağlayan bir elektrikli yağ ısıtıcısı ısı kaynağı olarak kullanılmıştır. Basınç oranının % 46 artırılmasıyla elektriksel güç çıkışı 180 W'tan 550 W'a, ORÇ motorunun termal verimliliği ise % 1'den % 4'e çıkmıştır.

Zhou ve ark. (2017) bazı endüstriyel tesislerde, genellikle 90 ℃'nin altında olan büyük miktarda atık ısı olduğunu belirtmiştir. ORÇ güç üretim sisteminin bir simülasyon modelini geliştirmişlerdir. Bir çelik fabrikasının atık suyu ORÇ sisteminde ısı kaynağı olarak kullanılmış ve tasarlanan sistemde en verimli soğutucunun R245fa olduğu bulunmuştur. Isı kaynağının sıcaklık değişiminin tüm sistemin performansı üzerindeki etkisinin araştırılması amaçlanmıştır. Analiz sonuçlarına göre, ısıtma sıcaklığı 70 ℃'den 90 ℃'ye çıktığında, elektrik gücü 212 kW'dan 805 kW'a yükselmiş ve termal verimlilik % 2,14'ten % 7,76'ya çıkmıştır.

Abam ve ark. (2018) farklı çalışma akışkanlarıyla ORÇ'nin termo-sürdürülebilirlik göstergeleri (TSG) yardımıyla karşılaştırmalı analizini yapmıştır. R245fa, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Çalışma termo-sürdürülebilirlik göstergeleri, ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi (ESE), ekserji atık oranı (EAO) ve çevresel etki faktörü (ÇEF) içermektedir. R245fa kullanılarak elde edilen enerji verimliliğinin $30,26 \leq \eta \leq 38,82$ ile ORÇB (Basit ORÇ) ve ORÇTBR (ORÇ kanama türbinli ve rejeneratif) buharlaştırıcı basıncı arasındaki % 8,56 verimlilik farkının 2 ve 3 MPa arasında değişiklik gösterdiği sonuçları ortaya çıkmıştır. ESE değerleri R245fa ile maksimum bulunmuşken, aynı buharlaştırıcı basıncı aralığında 1,5 ve 1,58 ÇEF değerleri bulunmuştur. Çalışma sonunda, ORÇ'nin performansının çalışma akışkanı, sistem konfigürasyonu ve çalışma koşullarına bağlı olduğu ortaya çıkmıştır.

Petrollese ve ark. (2018) güneş enerjisi ve biyokütle kullanarak ORÇ tesisinin en iyi konfigürasyonunu araştırmışlardır. Özellikle, iki tanklı bir ısıl enerji depolama sistemi ve bir biyokütle fırını ile entegre edilmiş doğrusal Fresnel kollektörlerine dayalı bir güneş tesisi termal enerji üretimi için bir ORÇ enerji santrali, yoğuşturucudan atık ısıyı geri kazanarak birleşik güç üretim sistemi için önerilmektedir. Çalışmanın amacı ekserji verimliliğini en üst düzeye çıkarmaktır. 250 °C'lik bir ORÇ giriş sıcaklığı ve 630 kW'lık istenen bir güç çıkışı uygulayarak çeşitli çalışma akışkanları ve farklı ısı talebi sıcaklıkları için performans değerlendirilmesi yapılmıştır. En iyi çalışma sıvılarının siloksanlara, özellikle hekzametildisiloksan ve yüksek moleküler karmaşıklığa sahip doğrusal alkanlara (Pentan, İzo-Hekzan vb.) ait olduğu sonucuna varılmıştır. Ekserji verimliliğinin yaklaşık % 56-58 olduğu, ancak optimum çalışma akışkanı yoğuşturucu sıcaklığına göre değiştiği ortaya çıkmıştır.

Chen ve ark. (2019) teorik bir ekserji verimliliği modeline dayalı ORÇ için optimum çalışma sıvılarının seçimi ve çevrim performansı tahmininin çalışmalarını yapmışlardır. 100 ile 200 °C arasında kritik sıcaklığa sahip on sekiz çalışma sıvısı değerlendirilmiştir. Isı kaynağı giriş sıcaklıkları 130 °C, 150 °C, 170 °C ve 190 °C olduğunda, optimum çalışma sıvıları sırasıyla R236ea, R245fa, R245ca ve R365mfc olarak elde edilmiştir.

Fiaschi ve ark. (2019) tekstil endüstrisinde geri kazanılabilecek önemli miktarda enerjiyi boşa harcayan birçok tesis olduğunu belirtmiştir. Çalışmalarının amacı, kuru endüstriyel tekstil yıkama işleminin farklı süreçlerinin atık ısısından enerji geri kazanım olanaklarını değerlendirmektir. Proseslerden kaynaklanan çeşitli termal atıklar, potansiyel geri kazanımlarını ve elektriğe dönüşümlerini tahmin etmek için tanımlanmıştır. Fabrikada farklı sıcaklık seviyelerine sahip farklı makinelerin termal atıklarından kaynaklanan ısıyı elektriğe dönüştüren bir ORÇ enerji santrali tasarlamışlardır. ORÇ'nde, farklı olası çalışma sıvılarını karşılaştırarak termoelektrik verimliliğini en üst düzeye çıkarmayı amaçlamışlardır. En iyi çalışma akışkanının, % 9,2 verimlilikle 92,5 kW güç çıkışı elde eden RC318 olduğunu bulmuşlardır. Tüm sistem için 7 yıllık bir geri ödeme süresi bulunmuştur.

Meneses ve ark. (2019), Terceira Adası (Azorlar) örneğinde, kentsel atıklardan ısı geri kazanımı için R245fa'nın çalışma akışkanı olarak kullanıldığı bir ORÇ sistemini termodinamik, çevresel ve ekonomik açıdan analiz etmeyi amaçlamışlardır. ORÇ sistemi, iki buharlaştırıcı, iki türbin, bir yoğuşturucu, bir pompa ve bir jeneratörden oluşmaktadır. Termodinamik model için Visual Basic programlama dili kullanılmıştır. Basınç, sıcaklık ve kütle akışı parametrelerinin, santralin net çıktısı, verimliliği ve kütle akış hızı üzerindeki etkisini analiz etmek için duyarlılık analizi yapmışlardır. Sistemden 19 727 tonluk bir kütle oranı için üretilen maksimum net çıktısı 485 kW'tır ve ORÇ verimliliği % 25'tir. Çalışmada tahmin edilen kayıplar yıllık 500 000 Euro'yu aşmaktadır ve sonuç olarak bu proje ekonomik olarak uygun bulunmamıştır.

Rajabloo (2019) düşük sıcaklık kaynaklarının ORÇ için uygun olduğunu belirtmiştir. Daha fazla elektrik üretmek için ORÇ'nin kombine ısı ve güç (CHP) santralleriyleentegrasyonu, ısıyı geri kazanmanın bir yöntemi olarak görülmüştür. ORÇ sistemi için Flaman'daki mevcut bir kombine ısı ve güç santrali çalışma örneği kullanılmıştır. Atık ısı kullanan ORÇ'nin güç üretimi ve çevrim verimliliği hesaplanmıştır. Ayrıca Flamanlar'da yaygın olan çeşitli kombine ısı-güç santralleri ve farklı tipteki soğutma kaynakları da araştırılmıştır. Çevrimin termal verimliliği % 12,7 olduğu belirtilmiştir.

Ajwalia ve ark. (2020) jeotermal enerji ısı kaynağına sahip ORÇ sisteminde çalışma akışkanı seçmeye odaklanmışlardır. Rejeneratif ORÇ ile düşük sıcaklıktaki ısı kaynağının yararlı işe dönüştürülebileceği ve mekanik enerji üretildikten sonra elektrik enerjisine dönüştürülebileceği belirtmişlerdir. ORÇ çalışma akışkanları amonyak,
R 134a, n-Pentan ve R12'dir. Çalışmanın sonunda, optimum çalışma sıvısının seçiminin ısı kaynağına ve sıcaklıklarına bağlı olduğu belirtilmiştir. En uygun çalışma akışkanlarının yüksek termal verimlilik ve ikinci yasa verimliliği gibi termodinamik özelliklere sahip olması gerektiği vurgulanmıştır. Çalışma akışkanının seçiminde termal iletkenlik de dikkate alınması gerektiği de belirtilmişlerdir.

Sucahyo ve ark. (2020), ısı kaynağı olarak hindistan cevizi kabuğu biyokütlesinin kullanıldığı küçük kapasiteli ORÇ üzerinde çalışma akışkanları R-134a, R-414B, R404A ve R-407C'nin karşılaştırıldığı bir çalışma sunmuşlardır. Kapalı sistem Cycle Tempo yazılımı kullanılarak simüle edilmiş ve Engineering Equation Solver (EES) yazılımı kullanılmıştır. Çalışma akışkanlarının özelliklerini elde etmek için Reference Fluid Properties (REFPROP) kullanılmıştır. ORÇ hesaplama sonuçlarına göre en iyi performans gösteren çalışma akışkanının % 7,48-7,53 arasında termal verime ve 0,074-0,091 kW arasında elektriksel güç çıkış aralığına sahip R-404A olduğu bulunmuştur.

Araya ve ark. (2021) ORÇ'nin atık ısıyı düşük maliyetli elektrik üretmek için atık ısı geri kazanımı için uygulanabilir olduğunu vurgulamışlardır. Deneysel sonuçlarda, 43 ˚C'de % 1,9, 81 ˚C'de % 4,6 termal verimlilikler elde etmişlerdir. Genleştiricinin ortalama izentropik verimliliği % 70 olarak bulunmuştur.

Asim ve ark. (2021), bir buhar sıkıştırma çevriminin (BSÇ) yoğuşturucusutarafından atılan ultra düşük sıcaklıktaki atık ısıyı (50 ˚C) geri kazanan yeni bir entegre buhar sıkıştırma çevrimi-ORÇ sisteminin (E-BSÇ-ORÇ) performansını değerlendirmişlerdir ve çalışma sıvısı seçimini yapmışlardır. 35 kW'lık bir soğutma kapasitesine (ısı girişi) sahip bir buhar sıkıştırma çevrimi için analiz yapılmıştır. Çevrim termal verimliliği ve ekserji verimliliği değerlendirilmiştir. COP_{net} (3,54) ve ORÇ termal verimliliğine (% 3,05) sahip R600a-R141b'nin en uygun BSÇ-ORÇ çalışma sıvısı çifti olduğu

bulunmuştur. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin ORÇ ile entegrasyonu, sistemin performans katsayısını % 12,5 oranında artırmıştır.

Bett ve Jalilinasrabady (2021), Kenya'daki jeotermal enerji üzerinde uygulama yapmışlardır. Kenya'daki tek flaşlı bir enerji santralinde yeniden enjekte edilen tuzlu suyun jeotermalini optimize etmek hedeflenmiştir. Çalışmada, altı farklı çalışma sıvısının etkisi incelenmiştir. Basit ORÇ ve rejeneratif çevrimleri tasarlamak için EES kodu kullanılmıştır. Çalışmada ekserji analizine de değinilmiştir. Basınç arttıkça, verimlilikler ve üretilen net güç, 2000 ile 3000 kPa arasındaki türbin giriş basınçlarında optimuma ulaştığı sonucunu bulmuşlardır. En iyi sıkışma noktası 10 ˚C'dir, çünkü yeniden enjeksiyon sıcaklıkları 83 ile 89 ˚C arasında en yüksek olduğu sonucuna varılmıştır.

Krail ve ark. (2021), ORÇ'nin endüstriyel atık ısı veya jeotermal enerji gibi düşük ve orta sıcaklıktaki ısı kaynaklarından elektrik üretimi için özellikle uygun olduğunu belirtmişlerdir. ORÇ sürecinde çalışma sıvıları olarak organik akışkanlar kullanılmıştır. Çalışmalarında iyileştirilmiş bir ORÇ süreci tasarımı analiz edilmiştir. Örnek olarak 275°C sıcaklık seviyesinde klinker soğutucu atık ısısından elektrik üretimi simüle edilmiştir. İyileştirilmiş süreçte, en son teknoloji ORÇ sürecine kıyasla % 14'e kadar net verimlilik artışı meydana gelmiştir.

Peng ve ark. (2021), 90-180°C aralığında düşük sıcaklık atık ısı kaynakları için benzen, izopentan ve R245fa olmak üzere üç farklı türde organik çalışma akışkanı seçmişlerdir. Matematiksel modeller için MATLAB ve REFPROP programlarını kullanmışlar ve buharlaşma sıcaklığının güç üretim sisteminin performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışma sıvısı R245fa'nın her bir bileşeninin ekserji kaybının en büyük olduğu ve buharlaştırıcıdaki ekserji kaybının 47,33 kW'a ulaştığı ortaya çıkmıştır.

Qyyum ve ark. (2021), ORÇ'nin düşük ila yüksek sıcaklıktaki atık endüstriyel akışlarından elektrik üretmek için pratik bir yaklaşım olduğunu vurgulamışlardır. Termal verimlilik ve maliyet açısından çalışma akışkanlarının kullanımının, ORÇ sistemlerinin genel verimliliğini ve ekonomisini iyileştirebileceğini belirtmişlerdir.

Nbütanol, i-bütanol ve metilsikloheksan akışkanlarının kullanıldığı biyogaz yanma baca gazları tarafından kolaylaştırılan ORÇ sistemlerinin, bir proses sistemi mühendisliği perspektifinden teknik ve ekonomik olarak değerlendirilmesini yapmışlardır. Kullanılan çalışma akışkanlarının performansı, iyi bilinen bir çalışma akışkanı olan toluenin performansıyla karşılaştırılmış ve i-bütanol ve n-bütanolün iş çıktısı, ekserji verimliliği, termal verimlilik, toplam yıllık maliyet ve yıllık kâr açısından en rekabetçi alternatifler olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca, i-bütanol ve n-bütanol bazlı ORÇ sistemleri, toluen bazlı ORÇ sistemine göre sırasıyla % 24,4 ve % 23,4 daha fazla güç üretmiştir. Ekonomik olarak, i-bütanol ve n-bütanol akışkanlarının, toluene göre % 48,7 ve % 46 daha fazla kâr üretme potansiyeline sahip olduğu bulunmuştur.

Singh ve ark. (2021), çalışmalarında düşük sıcaklık atık ısı geri kazanımı için ORÇ sistemlerine odaklanmışlardır. CO_2'in zararlı etkilerinin ortaya çıkması ve fosil yakıtların artan fiyatlarıyla birlikte, düşük dereceli ısı kaynaklarından ısı geri kazanımının önemini vurgulamışlardır. Düşük sıcaklık kaynaklarından elektrik üretmek için çeşitli ORÇ sistemleri çözüm olarak önerilmiştir. Düşük dereceli enerjiyi kullanmak için ORÇ termodinamik analizi sunulmuştur. Çalışma akışkanları, 5 kPa ile 1,005 MPa arasında değişen basınçlara sahip R12, R113, R134a, R141b, R245ca ve R245fa'dır.Termodinamiğin hem birinci hem de ikinci yasaları, analiz edilmiştir. R113'ün, diğerleri arasında hem termal hem de ikinci yasa verimliliği için en iyi çalışma akışkanı olduğu bulunmuştur. Analizin sonunda, ikinci yasa verimliliği ve termal verimliliğin zıt eğilimler gösterdiği ve bu nedenle optimum dengenin termal ve ikinci yasa verimlilik eğrilerinin kesişme noktalarında olacağı belirtilmiştir. Soğutucuların verimliliğinin moleküler yapıdaki hidrojen bağlarının varlığından etkilendiği, bu nedenle çalışma akışkanının, çalışma akışkanını kaynatmak için daha fazla enerji gerektirdiğinden minimum sayıda hidrojen bağına sahip olması gerektiği önerilmiştir.

Al-Badri ve ark. (2022) ORÇ'nin termal verimliliğinin yoğuşma sıcaklığından etkilendiğini belirtmişlerdir. Yoğuşma sıcaklığının, ORÇ kullanılan enerji sistemlerinin verimliliği üzerindeki etkisine incelemişlerdir. 10–20 °C'lik bir yoğuşma sıcaklığında, ORÇ termal verimliliği hesaplanmıştır. R134a çalışma akışkanı kullanmışlardır. Ekserji

verimliliği % 18,26'dır. Yoğuşma sıcaklığının düşürülmesinin ORC sisteminin termal verimliliğini ve enerji çıkışını artırdığı gösterilmiştir.

Eelahi ve ark. (2022) ekserji tahribatına ve kayıplarına neden olan süreçleri belirlemek için ekserji analizinin yararlı olduğunu ve ekserji analizinin enerji analiziyle birlikte kullanılabileceğini vurgulamışlardır. Son zamanlarda atık ısının kullanımının arttığı ve ORÇ'nin düşük sıcaklıklarda iş üretmek için kullanılabileceği belirtilmiştir. Hem basit ORÇ hem de rejeneratif ORÇ analiz edilmiş ve simülasyon için Python kullanılmıştır. Araştırmanın sonunda, rejeneratif ORÇ'nin, basit ORÇ ile karşılaştırıldığında daha yüksek termal ve ikinci yasa verimliliğine sahip olduğu ve ayrıca daha düşük bir yok olan ekserji oranına sahip olduğu bulunmuştur. R1233zd(E), R1234ze(Z), R1234ze(E) ve R1234yf akışkanları kullanılmıştır. Daha yüksek kritik sıcaklığa sahip akışkanların daha düşük kritik sıcaklığa sahip akışkanlara kıyasla daha iyi sonuçlar gösterdiği sonucuna varılmıştır. R1233zd(E) diğer üç akışkandan daha iyi performans göstermiş ve hem basit hem de rejeneratif ORÇ'nde, R1233zd(E)'nin daha yüksek termal ve ikinci yasa verimliliğine sahip olduğu bulunmuştur. R1234yf, organik akışkanlar arasında en düşük performansa sahip olduğu tespit edilmiştir. Hem basit ORÇ hem de rejeneratif ORÇ'de, yok olan ekserjinin çoğu buharlaştırıcıda meydana gelmiş ve ekserji kaybının ana kaynakları yoğuşturucu, türbinler ve besleme suyu ısıtıcıları olduğu belirtilmiştir. Pompanın yok olan ekserji oranının sıfıra yakın olduğu bulunmuştur. Çalışma, daha yüksek ikinci yasa verimliliği ve daha düşük yok olan ekserji oranı elde etmek için aşırı ısıtma derecesinin mümkün olduğunca düşük tutulması gerektiğini ortaya koymuştur. Ayrıca aşırı ısıtma derecesinin rejeneratif ORÇ sistemleri için termal verimliliği etkilemediği sonucuna varılmıştır.

Khan ve Kim (2022) 585,7 kW net güç ve 35 ˚C'de evsel kullanım için sıcak su sağlayabilen bir su ısıtma sisteminden oluşan yüksek sıcaklıklı reküperatif ORÇ'nin termodinamik analizini yapmışlardır. Güney Kore, Seul'den mevsimsel ortam sıcaklığı ve su sıcaklığı verileri kullanılarak analiz edilmiştir. Yüksek kritik sıcaklıklara sahip dört çalışma akışkanı ve düşük kritik sıcaklıklara sahip beş çalışma akışkanı sırasıyla en üst ve en alt çevrimler için incelenmiştir. En üst çevrim için klorobenzen ve en alt

çevrim için R601 akışkanlarıdır. Sistemin termal verimlilik ve ekserji verimliliği analiz edilmiştir.

Salum ve ark. (2022), Irak'taki bir çimento fabrikasında ORÇ kullanarak bir atık ısı geri kazanım sistemi (WHRS) kurmanın fizibilitesini araştırmışlardır. Klinker üretiminin, yanma ısısı olarak kullanılan toplam enerjinin dörtte üçünü tükettiği belirtilmiştir. Çimento fabrikasında atık ısının ana kaynakları, fırın yüzeyinden havaya salınan bu atık ısı kaynakları, klinker soğutucusundan gelen sıcak hava ve ön ısıtma egzoz gazlarıdır. Bu atık ısı enerjisini kullanmak için bir atık ısı geri kazanım sistemi kurarak 5,9 MW elektrik enerjisi üretilebileceği belirtilmiştir. Günlük üretimi 6000 tona kadar olan tesislerde, sıcak gazları geri dönüştürmek için ORÇ kullanılarak günde 82,5 ton yakıt yağı tüketiminden tasarruf edilebildiği belirtilmiştir. Çalışmalarının amacı, Irak endüstrilerinde çimento sektöründe atık ısı geri kazanımından elektrik üretimi potansiyelini ortaya koymaktır.

Lyu ve ark. (2022), fosil yakıt kullanımı nedeniyle CO_2emisyonlarının arttığını belirtmişler ve gemilerin düşük karbonlu işletimi için dizel motor atık ısısının geri kazanımının önemini vurgulamışlardır. Deniz ana motorundan atık ısının geri kazanımı için çift devreli bir ORÇ sistemi tasarlamışlardır. Toluen, siklohekzan, benzen, R1233zd (E), R245fa ve R227ea çalışma akışkanlarıdır. Yoğuşturucu termal parametrelerinin düşük sıcaklık çevrimi üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Siklohekzan kullanıldığında yüksek sıcaklık çevriminin maksimum net gücü 253,4 kW olarak elde edilebilirken, benzen kullanıldığında HT (High temperature-yüksek ısı) çevriminin maksimum termal verimliliği % 18,5'e ulaşabildiği belirtilmiştir. Siklohekzan-R1233zd(E) kombinasyonu ile denizana motorları için çift çevrimli ORÇ'nin toplam net gücü 410,6 kW'a ulaşabilmektedir. Çalışma akışkanı kombinasyonunun simülasyon sonuçları karşılaştırıldığında, deniz ana motorunun termal verimliliğini % 10,9 oranında artırmanın mümkün olduğu bulunmuştur.

Ahmed ve Imre (2023), verimliliğin güç çevrimlerindeki önemini vurgulamışlardır. ORÇ ve üçlü flaş çevrimini kıyaslamışlardır. Termodinamik analizinde, sıfırdan kısmi geri kazanılmış ısı oranına sahip alt kritik basit ORÇ ve üçlü flaş çevrimin'li üç çalışma

akışkanı kullanmışlardır. İki sistem için de ısı geri kazanımı sistemi eklendiğinde, ORÇ sırasıyla Dodecane, Decane ve Nonane için üçlü flaş çevrimini geride bırakabildiği sonucu ortaya çıkmıştır.

Kezrane ve ark. (2023) R1270, R152a ve Siklopropanın akışkanlarının performansı 413,15 K'lik bir ısı kaynağıyla çalıştırılan bir ORÇ'nde modellemişlerdir. ORÇ ekonomizer, buharlaştırıcı, superheater, ikinci ısıtıcı, iki türbin, pompa ve yoğuşturucudan oluşmaktadır. Değişken türbin giriş sıcaklığı ve yeniden ısıtma basıncı ile net güç çıkışı ve termal verimlilik hesaplanmıştır. Yeniden ısıtma basıncının artırılması çevrim verimliliğini R1270, R152a ve siklopropan için sırasıyla yaklaşık % 16,88, % 16,26 ve % 13,23 oranında artırabilmektedir.

Li ve ark. (2023), atık ısının verimli kullanımının, atık ısı emisyonlarını azaltmak için önemli olduğunu vurgulamışlardır. ORÇ sistemlerinin, sıkışma noktası sıcaklığındaki farklılıklar ve ısı kaynağı girişi ile çıkışı arasındaki nispeten küçük sıcaklık farkı nedeniyle atık ısı kaynaklarını etkili bir şekilde kullanmada sınırlamaları olduğunu belirtmişlerdir. Bu problem için absorbsiyon ısı değiştiricilerine dayalı iki absorbsiyonlu (AORÇ) sistemi tasarlanmıştır. Isı kaynağı sıcaklıkları 363,15 K ile 413,15 K aralığında olan üç ORÇ sistem modelinin enerjisini, ekserjisini ve ekonomisini analiz edilmiştir. AORÇ sisteminin çıkış sıcaklığını 298,70 K'e düşürebilmektedir. AORÇ sisteminde 151,8 kW'a kadar yüksek bir net güç ve % 55,45'lik bir elektriksel ekserji verimliliği bulunmuştur.

Siddiqui ve ark. (2023) ORÇ'nin düşük ila orta dereceli ısıyı verimli bir şekilde kullanımı üzerinde çalışmışlardır. Çevrimin termodinamik performansı, tesis boyutu ve turbomakinelerle uyumluluğu gibi faktörleri dikkate alan bir çalışma yapmışlardır. ORÇ'nin ekserjetik performansını incelemişlerdir. Ekserji verimliliği ve ısı değişim alanı gereksinimleri gibi parametrelere göre uygunluklarını değerlendirmek için on iki farklı organik akışkanı kullanmışlardır. Geniş uygulanabilirliği sağlamak için, endüstriyel atık ısı, jeotermal kaynaklar ve güneş enerjisi kaynaklarını içeren, 150-300 ˚C arasındaki kaynak sıcaklıklarını dikkate almışlardır. Her bir durum için, belirlenen güç çıkışını ve ısı değiştirici iletkenliği değerini hesaplayarak belirli kaynak sıcaklıkları

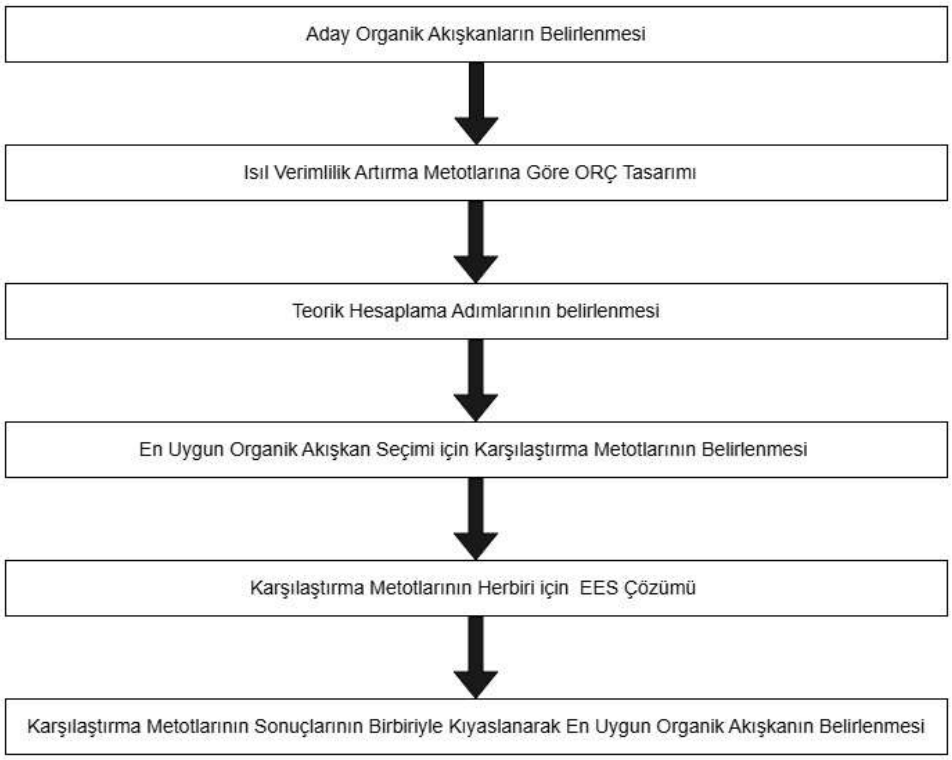
için uygun organik akışkanı seçmek amaçlanmıştır. Sikloheksan, benzen, izopropilalkol ve hekzaflorobenzen akışkanlarından yüksek kaynama noktaları nedeniyle düşük ekserji verimliliği elde edilmiştir. Belirli bir ısı kaynağı için organik akışkan seçiminin, kritiközelliklerinden etkilendiği ortaya çıkmıştır. Organik akışkanın normal kaynama sıcaklığının, çevrim içindeki yoğuşma işlemi sırasında yok olan ekserjiyi etkilediği sonucuna varılmıştır.

Feng ve ark. (2024) düşük dereceli atık ısıyı daha verimli bir şekilde geri dönüştürmek için ORÇ uygulanma olasılığını araştırmışlardır. ORÇ sistemini enerji, ekserji ve ekonomik açıdan incelemişlerdir. İzobütan, izopentan ve bunlarınkarışımları organik çalışma akışkanları olarak seçilmiştir. Çalışmada enerji, ekserji ve ekonomik performanslarının karşılaştırmalı analizleri yapılmıştır. ORÇ sistemininoptimum karışım kütle oranı optimizasyon yoluyla belirlenmiştir.Karışık organik çalışma akışkanları kullanan ORÇ sisteminin, yoğuşma işlemi sırasında yoğuşma sıcaklığı doymuş buhar sıcaklığı olarak ayarlandığında saf organik çalışma akışkanlarını karşılaştırarak daha büyük bir net güç çıkışı ve ekserji verimliliği elde edebileceğinin sonucunu bulmuşlardır.

Ola ve ark. (2025) Bandung Soreang'daki bir yakma fırınından çıkan atık ısıyı değerlendirerek ORÇ sisteminin termodinamik analizini araştırmışlardır.R123, n-bütan, n-pentan ve R245fa olmak üzere dört çalışma akışkanı kullanılmıştır. Yakma fırınından çıkan ısı buharının sıcaklığı 450 °C olupve akış hızı 3 kg/s‘dir. Termodinamik analizde, akışkanlardan biri kritik sıcaklığa yakın olduğu için 130 °C'lik bir türbin giriş sıcaklığı ile gerçekleştirilmiştir. Karşılaştırmalar yapıldıktan sonra, R123 en iyi performansı gösteren akışkan olup ve 91,22 kW güç üretmektedir. Tesisin maksimum güç tüketimi 25,93 kW olarak gerçekleşmiştir. En yüksek termal verime % 8,86 ile n-pentan akışkanının sahip olduğu bulunmuştur.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Termodinamik analizlerin tamamında, belirlenen formüllere göre EES (Engineering Equation Solver) programlama dili kullanılarak hesaplanmıştır. Çeşitli kriterlere göre belirlediğimiz akışkanlar R32, R125, R143a, R290 ve R600a'dır. Enerji hesaplaması kütle başınadır. Hesaplama sırasında SI birim sistemi kullanılmıştır. EES programında termodinamik hesapları için hazır olarak formüller bulunmaktır, bu hazır formüller gerekli değerler verilerek programlama sistemi standart formüllere göre direkt sonucu verebilmektedir. EES programında problemleri çözerken function info' ya göre gerekli formüller kodlanmıştır. Tekstil sektöründe uygulanan bu çalışmada, baca gazı atık ısısı için basit kritik altı ORÇ tasarlanmış, akışkan seçim kriterleri, formüller, gerekli parametreler ve varsayımlar yoluyla değerler belirlenmiştir. Aday akışkanlar arasında en uygun organik akışkanı seçmek için iki farklı karşılaştırma metodu belirlenmiş ve çalışma sonunda bu metot sonuçları da kıyas yapılacaktır. En uygun akışkanı seçmek için çalışma adımları başlangıçtan sonuna kadar (bkz. Şekil 3.1) gösterilmiştir.



Şekil 3.1. ORÇ tasarımı ve en uygun akışkan seçim adımları

3.1. ORÇ Konusunun Araştırılması

ORÇ kullanıldığı temel alanlar jeotermal, biyokütle, CSP(Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi), endüstriyel uygulamalardır. ORÇ sistemler dizel, pistonlu motor, gaz türbinleri temeline bağlı olarak çalışan sistemlerin güç üretimini artırabilmektedir. ORÇ kullanımıyla atık ısının bulunduğu sektörlerde de sıkça karşılaşılabilmektedir. Cam, tekstil, çelik, demir ve demir dışı metallerin üretim süreçlerinden elde edilen düşük kademedeki atık ısı enerjisinden elektrik enerjisi üretilebilmektedir. ORÇ üniteleri ile kombine çevrim (kojenerasyon), pistonlu motorlar, içten yanmalı motorlar, gaz türbinleri, gaz kompresör istasyonlarından sağlanan atık ısıyı geri kazanım sağlayarak elektrik üretilebilmektedir. Çimento fabrikaları fırın ve klinker soğutucusunun egzoz gazından faydalanılarak ORÇ sistemi ile elektrik üretimi uygulamaları mevcuttur. Çelik endüstrisi haddehane üzerinde ısıtma fırınından gelen atık ısı geri kazanımıyla elektrik üretimi uygulamaları vardır. Elektrik ark ocağı egzoz gazları geri kazanılan doymuş buhar ısısı kullanılıp tasarlanan ORÇ üniteleri örnekleri bulunmaktadır. ORÇ sistemlerini kendi aralarında da sınıflamak mümkün olup, ısı kaynakları sıcaklık derecelerine göre sınıflandırılması (bkz. Çizelge 3.1) ve güç üretim kapasitesine göre sınıflandırılması (bkz. Çizelge 3.2) gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. ORÇ ısı kaynakları (Uddin, 2024)

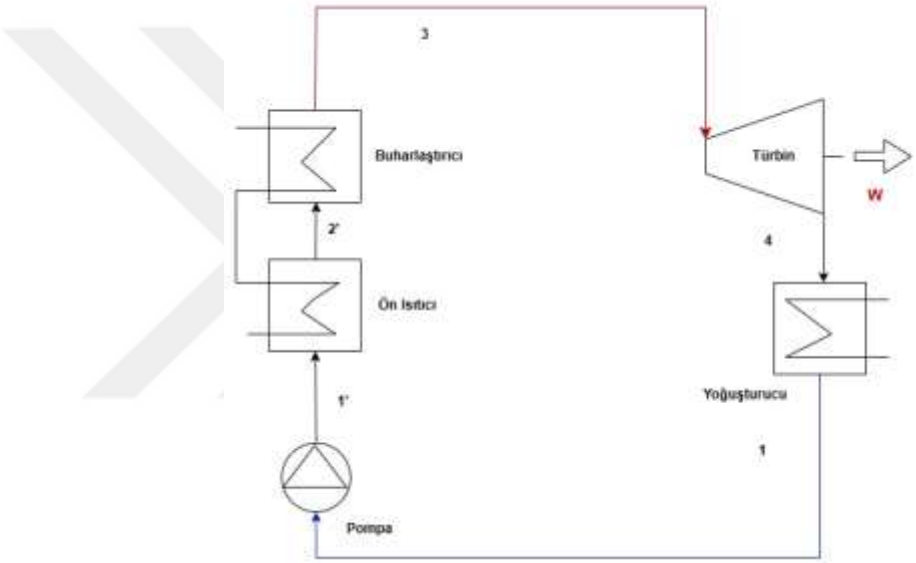
ORÇ ISI KAYNAKLARININ SINIFLANDIRILMASI	
Düşük Sıcaklık Kaynakları	< 150 ˚C
Orta Sıcaklık Kaynakları	150-250 ˚C
Yüksek Sıcaklık Kaynakları	> 250 ˚C

Çizelge 3.2. ORÇ'nin güç üretim kapasitesi (Uddin, 2024)

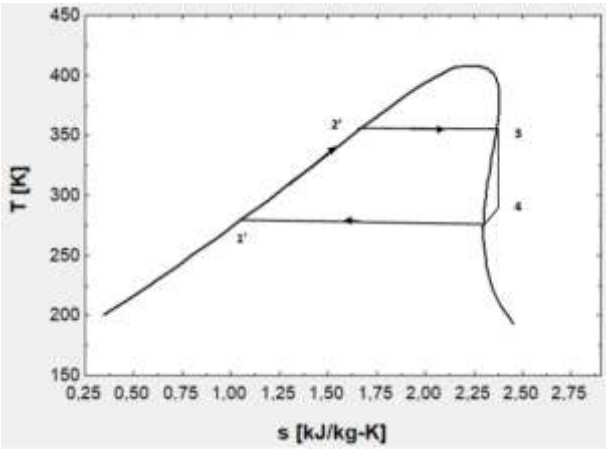
ORGANİK RANKİNE ÇEVRİMİNİN ÜRETİLEN GÜÇ MİKTARINA GÖRE SINIFLANDIRILMASI	
Küçük	50-500 kW
Orta	500 kW-5 MW
Büyük	> 5 MW

3.1.1 Basit ORÇ

Basit ORÇ pompa, buharlaştırıcı, türbin ve yoğuşturucudan oluşur. Pompaya iş verilir ve organik akışkan pompa aracılığıyla buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcı bir ısı değiştirici olarak düşünülebilir. Isı değiştiriciden çıkış sıcaklığı yükselen organik akışkan türbine girer. Türbin mekanik iş üretir, jeneratör mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürür. Organik akışkan türbinden sonra yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucu çıkışı kuruluk derecesi azalarak tekrar sıvı fazına gelir. Basit ORÇ'nde ısı verimliliğini daha da artırmak için bir ön ısıtıcı da kullanılabilir. Basit ORÇ'nde şekilsel gösterimi (bkz. Şekil 3.2) ve diyagram gösterimi (bkz. Şekil 3.3) mevcuttur.



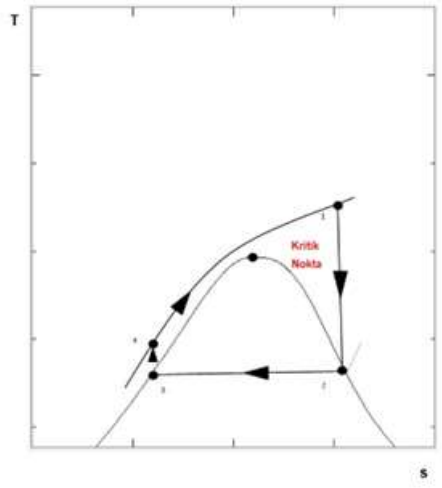
Şekil 3.2. Basit ORÇ



Şekil 3.3. Basit ORÇ T-s diyagramı (ölçeksiz genel gösterim)

3.1.2. Süperkritik ORÇ

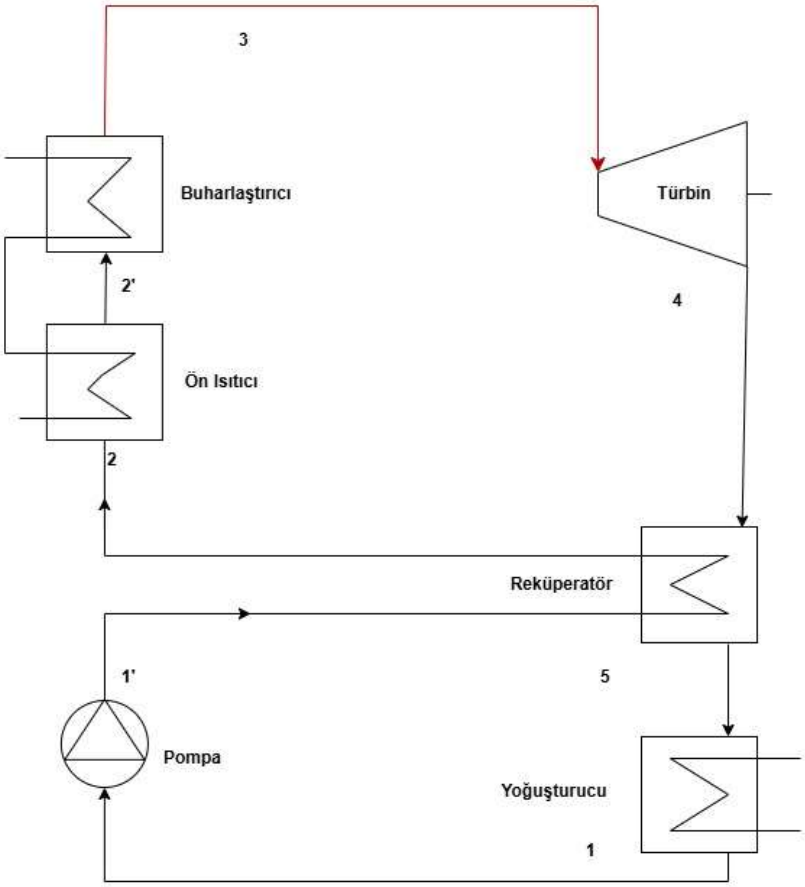
Her bir akışkanın kritik basınç değeri vardır, süperkritik çevrimde bu kritik değerin üzerinde basınçta çalışılır. Akışkanlar buharlaştığında, özgül hacimleri artar, bu nedenle buhar kazanlarında oluşan buharı sıvıdan ayırmak için büyük hacimli depolama tankları gerekir. Kritik basıncın üzerinde çalıştırılırsa, kazan tankına gerek olmayabilir. Tankların yüzeyleri kuvvetlere maruz kalır, bu nedenle yüksek basınçlı kazanların tasarımı teknik olarak zordur ve fiyatları da yüksektir. Organik akışkan, kritik sıcaklığının üzerindeki sıcaklıklarda çalışır. Belirli bir noktadan sonra (kritik nokta) basınç aniden artar, akışkan faz değiştirir kızgın buhar haline gelir, daha sonra türbine girer ve soğutucu akışkan genleşir, aşırı artan basınç türbin çıkışı azalır. Süper kritik ORÇ diyagram gösterimi (bkz. Şekil 3.4) mevcuttur.



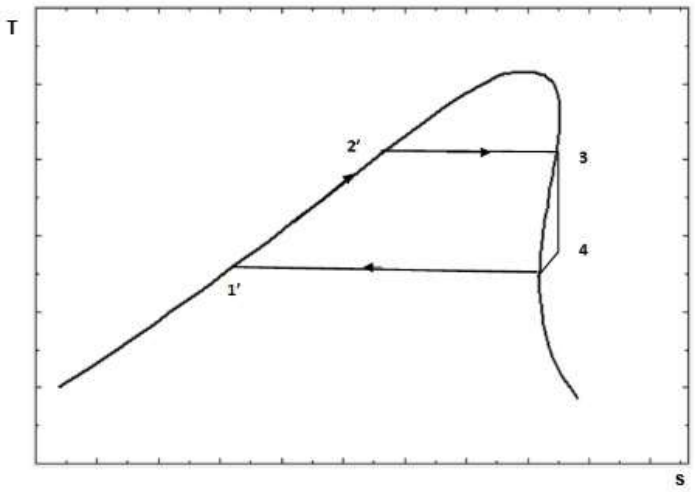
Şekil 3.4. Süperkritik ORÇ T-s diyagramı (ölçeksiz genel gösterim)

3.1.3. Reküperatif ORÇ

Bu sistemde türbin ısısı boşa harcanmaz ve türbin ısısı değerlendirilir, sistem kendi ürettiği ısıyı ısı kaynağı olarak kullanır. Reküperatif ORÇ'nde, organik akışkan türbinden hemen sonra yoğuşturucuya girmez ve türbin çıkışındaki ısı kullanılır. Türbin çıkış ısısı ön ısıtıcıya aktarılmadan önce bir reküperatör kullanılır. Reküperatörün yardımıyla organik akışkan yoğuşturucuya biraz daha düşük bir sıcaklıkta girer ve ön ısıtıcıya biraz daha yüksek bir sıcaklıkta girer. Reküperatif ORÇ şekilsel gösterimi (bkz. Şekil 3.5) ve diyagram gösterimi (bkz. Şekil 3.6) mevcuttur.



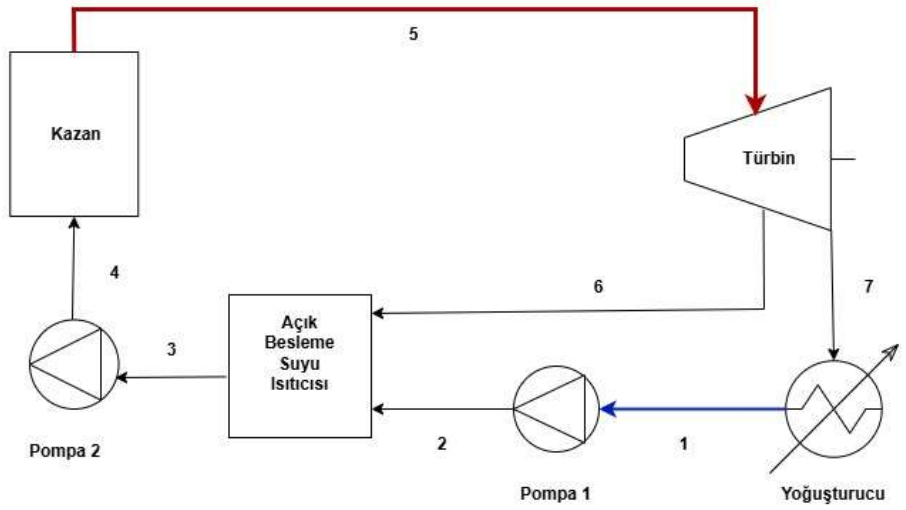
Şekil 3.5. Reküperatif ORÇ



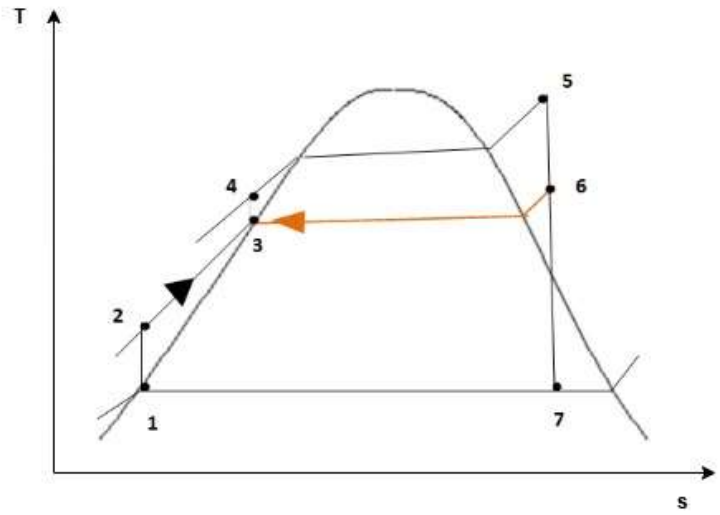
Şekil 3.6. Reküperatif ORÇ T-s diyagramı (ölçeksiz genel gösterim)

3.1.4. Rejeneratif ORÇ

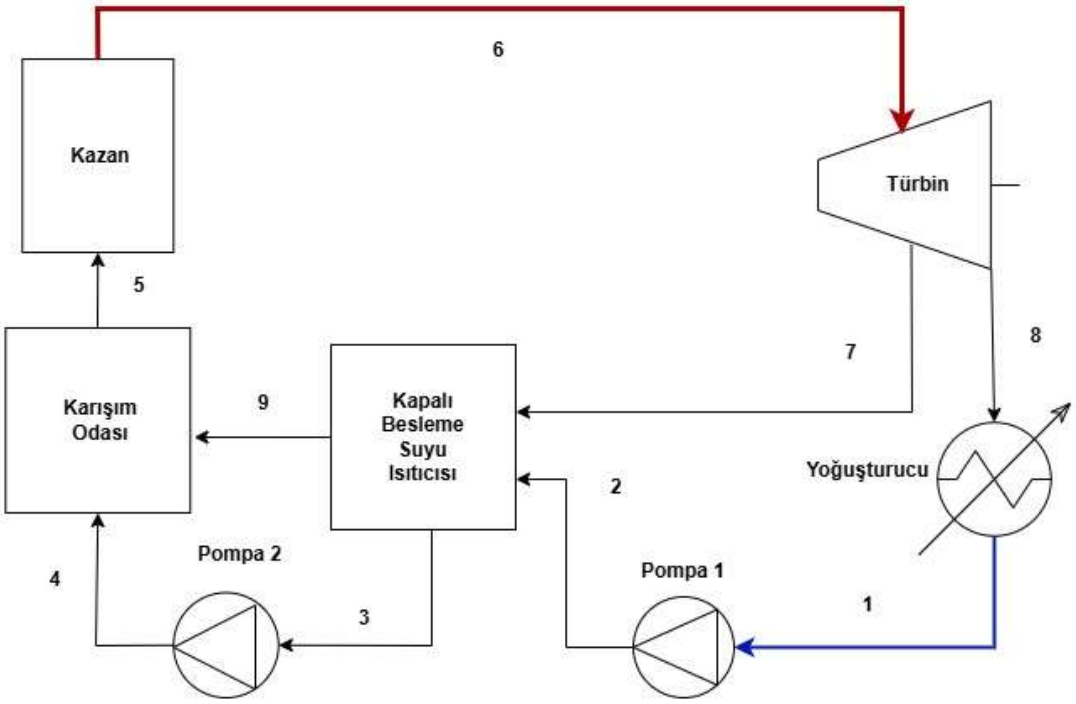
Rejeneratif ORÇ'nde iki pompa vardır. ORÇ'nde rejenerasyon yöntemlerinden biri, türbine karşı akışlı bir ısı değiştirici yerleştirmektir, bu sayede türbinde genleşen buhardan kazan besleme suyuna (akışkan) ısı aktarılır, ancak bu yöntem kolay değildir. Bu tip ısı değiştiricilerinde kuruluk derecesi düşebilir. Kazan besleme akışkanını ısıtmanın daha kolay bir yöntemi, türbinde genleşen buharı türbinden çıkararak ısıtmaktır. Ara buhar işlemine rejenerasyon denir. Kazan besleme suyunun (akışkanının) rejenerasyon yoluyla ısıtılmasını sağlayan ısı değiştiricilere rejeneratörleri denir. Besleme suyu (akışkan) ısıtıcıları iki tiptir: kapalı besleme suyu ısıtıcıları ve açık besleme suyu ısıtıcılarıdır. Kapalı besleme suyu ısıtıcılarında akışkanlar birbirleriyle doğrudan temas etmez ve birbirlerine karışmazlar. Açık besleme suyu ısıtıcıları karıştırma odası olarak da düşünülebilir. Açık besleme suyu ısıtıcılarında türbinden alınan ara buhar ve pompadan gelen soğutucu akışkan doğrudan birbirleriyle karışır. Açık besleme suyu ısıtıcısı adı verilen ısı değiştiricide sadece su kullanılmaz, su yerine başka akışkanlar da kullanılabilmektedir. Bazı rejeneratif ORÇ uygulamalarında aynı sistemde hem açık besleme suyu ısıtıcısı hem de kapalı besleme suyu ısıtıcısı kullanılabilir. Açık besleme suyu ısıtıcılı ORÇ şekilsel gösterimi (bkz. Şekil 3.7) ve diyagram gösterimi (bkz. Şekil 3.8) mevcuttur. Kapalı besleme suyu ısıtıcılı ORÇ sisteminin şekli (bkz. Şekil 3.9) ve diyagramı (bkz. Şekil 3.10) gösterilmiştir.



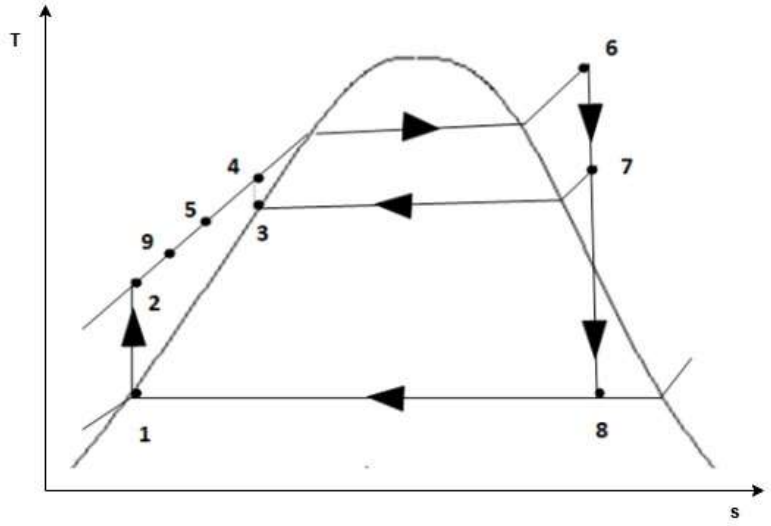
Şekil 3.7. Açık besleme suyu ısıtıcısına sahip ORÇ



Şekil 3.8. Açık besleme suyu ısıtıcısına sahip ORÇ T-s diagramı



Şekil 3.9. Kapalı besleme suyu ısıtıcısına sahip ORÇ



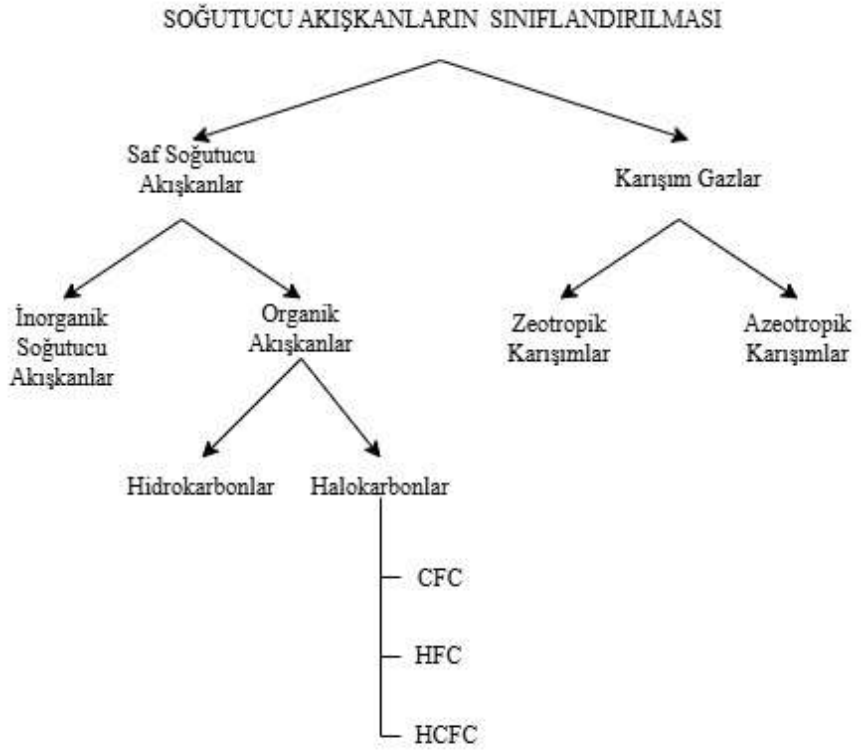
Şekil 3.10. Kapalı besleme suyu ısıtıcısına sahip ORÇ t-s diyagramı

3.2. Organik Akışkanların Araştırılması

Çalışmada akışkan seçerken öncelikle kaynama noktası özellikleri göz önünde bulundurulmuş ancak çevreye zararı, toksisitesi, ozon tabakasına verdiği zarar gibi kriterlere de önem verilmiştir. Genel olarak soğutucu akışkan sınıflandırılması (bkz. Sekil 3.11 ve Şekil 3.12) gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Soğutucu akışkanların sınıflandırılması



Şekil 3.12. Organik akışkanların sınıflandırılması

3.2.1.Organik akışkanların sahip olması gereken genel özellikler

Atmosferik basınçta düşük kaynama sıcaklığına (noktasına) sahip olmalıdır
Yüksek kritik sıcaklığa sahip olmalıdır.
Isıl iletkenlik yüksek olmalıdır.
Bazı ORÇ akışkanlarının ısıl kararlılığı sınırlıdır, bu bir ORÇ akışkanı seçerken dikkate alınmalıdır. Isıl ve kimyasal kararlı madde olmalıdır
Çevreye zararının olmaması gerekmektedir, bunun için ODP ve GWP değerlerine bakılmaktadır.
Korozyona neden olmamalıdır. Temas ettiği sistemdeki diğer maddelerle kimyasal reaksiyona girmemelidir.
Düşük viskoziteye sahip olmalıdır, düşük kapasiteli pompalarda kullanılmaya uygun bir akışkan olmalıdır.
Yanıcı, patlayıcı veya zehirli olmamalıdır.
Piyasada kolayca bulunabilmeli ve maliyeti düşük olmalıdır.

Bazı akışkanlar HCFC (Hidrokloro-florokarbon) içerir. HCFC ozon tabakasına zarar verdiği için kullanım alanları sınırlandırılmış ve bazı akışkanlar piyasadan çekilmiştir. Klor içeren bir diğer akışkan sınıfı CFC akışkanlar Montreal Protokolü tarafından yasaklanmıştır. CFC ve HCFC akışkanlarının önerilmemesinin nedeni içeriklerinde stratosfere kadar ulaşabilen kloru bulundurmalarıdır. Ayrıca bu akışkanlar atmosferde uzun süre kalmakta ve ozon tabakasına zarar verebilmekte, ayrıca bu akışkanların küresel ısınma potonsiyeli yüksektr.

3.2.2. ORÇ'nde aday organik akışkanların belirlenmesi

Organik akışkanların etkili biçimde kullanılabilmesi için belli basınç ve sıcaklık koşullarında olması gerekir. Her organik akışkan her çevre koşullarında kullanılamamaktadır.

Seçilen aday organik akışkanların her birinin kaynama noktasının suyun kaynama noktası sıcaklığından düşük olması istenmiştir. Aday organik akışkanlar belirlenirken öncelikli olarak kaynama noktası sıcaklığının düşük olmasına önem verilmiştir.

Ozon tabakası dünyayı zararlı UV ışınlarından korur. Klor içermeyen soğutucu akışkanlar ozon tabakasına daha az zararlıdır. Klor içeren soğutucuların kullanımı önerilmez. Zararlı Klor, UV ışınlarının etkisi altında ayrışabilme özelliğine sahiptir. CFC sınıfı akışkanları klor bulundurmakta ve atmosferin üst katmanlarına ulaşabilmektedir. CFC akışkanları atmosferde uzun süre kalabilen, ozon tabakasına zararlı akışkanlardır. Seçilen aday organik akışkanlar belirlenirken klor içermemesine dikkat edilmiştir. Daikin şirketi çevre dostu olması nedeniyle R32'yi önermektedir, seçilen aday akışkanlar arasında R32'de bulunmaktadır.

R32, R125 ve R143a HFC sınıfından olup, R290 ve R600a HC sınıfındandır. Aday organik akışkanların özelliklerinin sayısal değerler tablosu (bkz. Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4) miniREFPROP yardımıyla hazırlanmıştır.

Çizelge 3.3. Organik akışkan seçim kriterleri için belirlenen organik akışkan özelliklerine göre organik akışkanların değerleri

Organik Akışkanlar	Molar Kütle (kg/kmol)	Kaynama Noktası *(K)	Kritik Sıcaklık (Kelvin)	Kritik Basınç (MPa)
R290 (Propan, $C_3H_8(CH_3CH_2CH_3)$)	44,096	231,06	369,83	4247,1
R600a (İzobütan, Metilpropan, $C_4H_{10}(CH(CH_3)_3)$)	58,122	261,48	407,82	3640
R32 (Diflorometan, CH_2F_2)	52,024	221,5	351,26	5782
R125 (Pentafloroetan, CF_3CHF_2)	120,02	225,06	339,17	3617,7
R143a (trifloroetan, CF_3CH_3)	84,041	225,91	345,86	3761

* 1 atmosfer basıncına göre

Çizelge 3.4. Organik akışkanların özellikleri [Refprop Program]

Organik Akışkanlar	Kaynama Noktası *, ** °C	Kritik Sıcaklık °C **	Kritik Basınç (Bar) **	ODP	GWP (100YIL)
R290 (Propan, $C_3H_8(CH_3CH_2CH_3)$)	-42,09	96,675	42,471	0***	3***
R600a (İzobütan, Metilpropan, $C_4H_{10}(CH(CH_3)_3)$)	-11,67	134,67	36,4	0***	3***
R32 (Diflorometan, CH_2F_2)	-51,651	78,105	57,82	0***	675***
R125 (Pentafloroetan, CF_3CHF_2)	-48,09	66,023	36,177	0****	3500****
R143a (trifloroetan, CF_3CH_3)	-47,241	72,707	37,61	0****	4470****

*1 atmosfer basıncına göre, **Refprop, ***URL-1, ****URL-2

3.3. Ekserji Araştırılması

Ekserji, enerjinin faydalı işe dönüştürülebilen kısmıdır. Tüm enerji faydalı işe dönüştürülemez, kullanılamayan enerjinin bir önemi yoktur, bu nedenle enerjiden ziyade ekserjisini hesaplamak daha mantıklıdır.

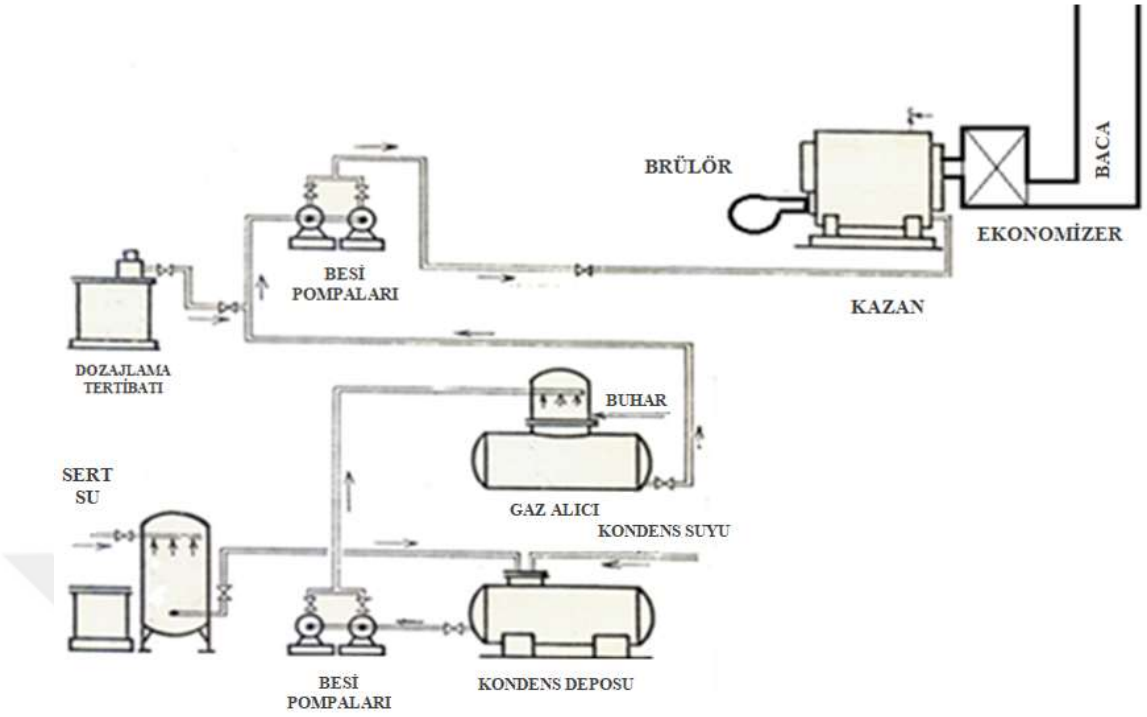
$$Enerji = Ekserji + Anerji \tag{3.1}$$

Enerji miktarının önemli olduğu bir gerçektir, ancak bu enerji miktarının ne kadarının yararlı işe dönüştürülebileceği, toplam enerji miktarından daha önemlidir. Ekserji, enerjinin kullanılabilir kısmı olarak düşünülebilir. Bir sistemde fazla enerjinin bulunması, bu enerjinin tamamının kullanılabileceği anlamına gelmez, çünkü bu enerji miktarının tamamı yararlı işe dönüştürülemez. Tersinir sistemde maksimum iş elde edildiği varsayılır. Çevresiyle dengede olan sistem ölü durumdadır. Bir sistemden maksimum iş, sistemin başlangıç durumundan çevresiyle dengeye ulaşana kadar (ölü duruma geçene kadar) elde edilir. Tersinir sistemde maksimum iş elde edildiği varsayılır. Bir sistemin ekserjisi, çevre koşullarına ve sistem özelliklerine bağlıdır, çevreyi değiştirmek ekserjiyi artırmanın bir yoludur, ancak kolay bir yöntem değildir. Yararlı işe dönüştürülemeyen enerjinin çevreye atıldığı varsayılır, çevreye yapılan iş yararlı iş olarak kabul edilmez. Ekserji kullanılabilir enerjidir. Tersinmezlik, harcanmış yararlı iş potansiyeli miktarıdır, kısacası kaybedilen yararlı iş potansiyelini gösterir. Tersinmezlik, yararlı işe dönüştürülmemiş kaybedilen enerji olarak da düşünülebilir. Ekserji, bir sisteme ısı ve entalpi gibi farklı yollarla sağlanabilir. Ekserji, yararlı işe dönüştürülme potansiyeline sahip olan enerjinin bir parçasıdır, çevresiyle dengede olduğunda ekserji sıfırdır, buna ölü hal denir. Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin tamamının işe dönüştürülemeyeceğini savunur. Entropi üretimi ekserjinin yok olmasına neden olur. Tersinir bir süreç değişimi sırasında entropi sabit kalırken, diğer gerçek kayıplı süreç değişimi sırasında entropi artmaya meyillidir. Entropi üretimi ne kadar az ise, o kadar iyidir. Entropi üretimi, mühendislik sistemlerinin performansını belirlemek için bir ölçüt olarak düşünülebilir. Ekserji ve entropi, termodinamiğin ikinci yasasıyla ilişkilidir. Termodinamiğin birinci yasasına göre, enerji miktarı her zaman korunur, ancak ikinci yasaya göre, enerjinin kalitesi her zaman azalır. Enerjinin kalitesindeki bu

azalma, entropideki artışla ilişkilidir. Isı transferi, bir sistemin entropisini artırır ve bu nedenle moleküler düzensizlik ve rastgelelik artar. Entropi transferi ısı transferi ile birlikte meydana gelebilir, tersinmezlik entropide artışa neden olur. Bu çalışmada, ekserji ve enerji hesaplamaları yapılırken potansiyel ve kinetik enerji göz ardı edilmiştir. Çalışma sonunda tasarlanan ORÇ için ekserji (ikinci yasa) verimliliği ve ısıl (birinci yasa) verimliliği birbiriyle de kıyaslanmıştır.

3.4. Mevcut Sistemin Tanıtılması

Şirketin bir ekonomizer sistemi vardır. Tekstil şirketindeki mevcut ekonomizer sisteminde, su önce yumuşatılır ve daha sonra yoğuşturucu deposuna akar. Sisteme zarar vermemek ve verimi artırmak için, akışkan yoğuşturucu deposundan sonra bir besleme pompası yardımıyla gaz alıcıya akar. Dozajlama cihazı, akışkan pompalanmadan önce istenen kimyasal koşulu sağlamak için kullanılır. Gaz alıcıdan gelen akışkan bir pompa yardımıyla kazana akar. Kazan bacasına bir ekonomizer entegre edilmiştir. Kazana ekonomizer takılması, ısı geri kazanım sistemi gibi pahalı bir seçeneğe sahip olmayan firmalarca genellikle tercih edilir. Ayrıca diğer daha kapsamlı ısı geri kazanım sistemlerinin geri ödeme süresi uzun olduğu için bazı firmalar da ekonomizer tercih edebilmektedir. Ekonomizer, baca gazındaki atık ısıyı akışkana aktarır, böylece hem baca gazı sıcaklığını düşürülmüş, hem de atık ısıdan faydalanılmış olup, dolaylı yönden ısı kaynağı için kullanılacak yakıttan tasarruf edilmekte ve bu da maddi kazanç sağlamaktadır. Tekstil işletmesinde baca gazı atık ısısının değerlendirilmesi amacıyla ekonomizer kullanılmış olup, işletmenin mevcut şematik gösterimi (bkz. Şekil 3.12) ve baca gazı ölçümleri (bkz. Ek 1) mevcuttur.



Şekil 3.13. Tekstil firmasındaki mevcut ekonomizer sistemi

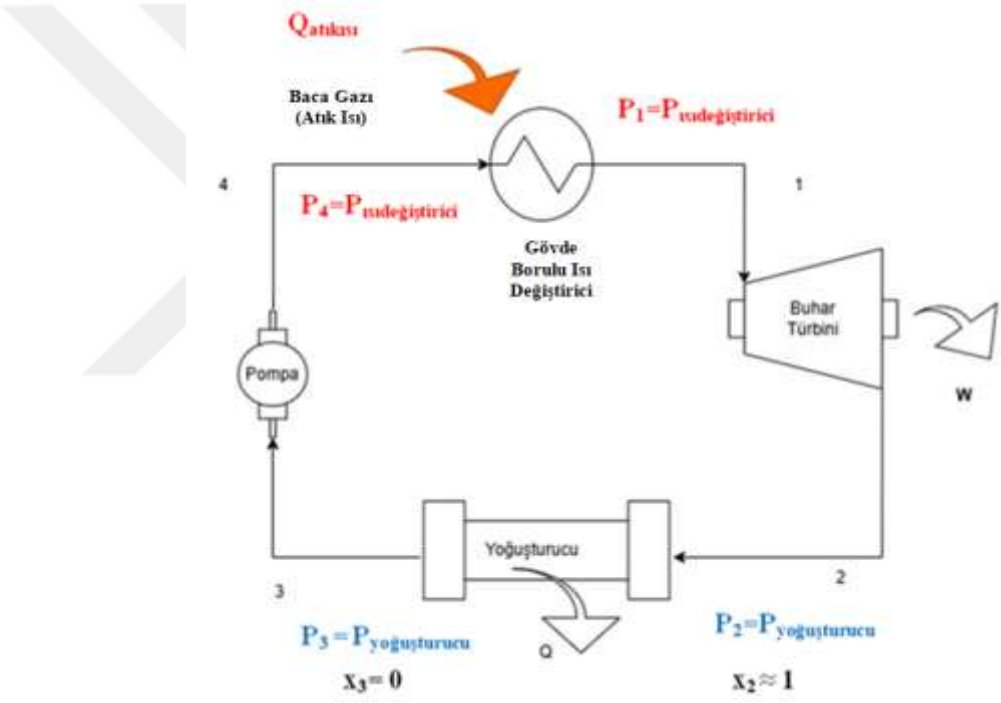
Baca gazı hattına monte edilecek ekonomizer ile baca gazı sıcaklığı 130 ˚C'den 78 ˚C'ye düşürülmüş ve sekonder çevrimde 40 ˚C - 90 ˚C kapalı devre sıcak su elde edilerek hava ısıtma bataryasına aktarılmıştır. Hava ısıtma bataryasında primer çevrimde 85 ˚C - 65 ˚C sıcak su çevrimi ile yanma havası 20 ˚C'den 70 ˚C'ye çıkarılabilmiştir. Bu çalışma ile brülör emiş havası ısıtılarak %3-4 oranında doğalgaz tasarrufu sağlanabilmektedir.

3.5. ORÇ Tasarımı için Uygulanan Bazı Isıl Verimlilik Artırma Metotları

Gerçek baca gazı verileri tekstil şirketinden alınmıştır. Tekstil firmasında 130 ˚C sıcaklığına sahip bir baca gazı atık ısısı mevcuttur. ORC tasarımı için uygun ısı değiştirici seçilmiştir, Pattanapunt ve ark. (2013) çalışmalarında kazan egzoz gazından atık ısının geri kazanımını gövde borulu ısı değiştirici kullanmışlardır, endüstriyel atık ısı ve egzoz atık ısı geri kazanımında gövde borulu ısı değiştiricilere sıklıkla rastlanmaktadır. Tekstil firmasında ekonomizer sistemi mevcuttur, ancak baca gazı değerlendirilmesi ekonomizer yerine ORÇ sistemi tasarlanarak farklı bir değerlendirme yapılmıştır. Bu atık ısıyı değerlendirmek için kazan veya buharlaştırıcı yerine gövde borulu ısı değiştirici önerilmiştir. Baca gazı atık ısısı düşük ısı kaynağı sınıfına girdiği ve üretilecek güç üretimi de çok olamayacaktır, bu yüzden maliyeti düşük olan basit

ORÇ tasarlanmıştır. ORÇ sisteminde kritik altı basınç kullanılmıştır, çünkü süper kritik basınç ORÇ'nde yüksek maliyetli ekipman malzemesi gerekliliği, güvenlik ve sistem kontrolü zorluğu gibi bir çok zorluk bulunmaktadır.

Tasarlanan ORÇ sisteminde, aday akışkanlar arasından en uygununu seçmek için kullanılan iki ayrı karşılaştırma metodunda da korozyon tehlikesinden dolayı türbin çıkış kuruluk derecesinin bire yakın olması istenmiştir, bu yüzden EES hesaplamalarında türbin çıkış kuruluk derecesi bir kabul edilmiştir, yoğuşturucu çıkışı ise kuruluk derecesi değeri sıfır alınmıştır. Tasarlanan ORÇ ve kabulleri (bkz. Şekil 3.14) mevcuttur.



Şekil 3.14. Varsayımlarla birlikte ORÇ'nin şematik gösterimi

Adyabatik sistemler yalıtımlı gibi de düşünülebilir ve başka ortamlarla ısı alışverişi mümkün değildir, tersinir de ise entropi değişmemektedir, en çok verim tersinir adyabatik sistemlerden elde edilebilmektedir. Tasarlanan sistemde türbin ve pompalar tersinir adyabatik olarak kabul edilmiştir. Bu çalışmada tasarlanan ORÇ'nde kuruluk dereceleri varsayımları her iki karşılaştırma metodunda da aynıdır.

ORÇ tasarımı kabulleri

a. Isı değiştirici ve yoğuşturucu giriş ve çıkış basıncı ORÇ boyunca sabittir. Giriş basıncı ve çıkış basıncı aynı değerdedir.

$$P_{giriş}=P_{çıkış} \tag{3.2}$$

b. Pompa ve Buhar türbini tersinirdir. Bu nedenle, giriş entropisi ve çıkış entropisi aynı değerdedir.

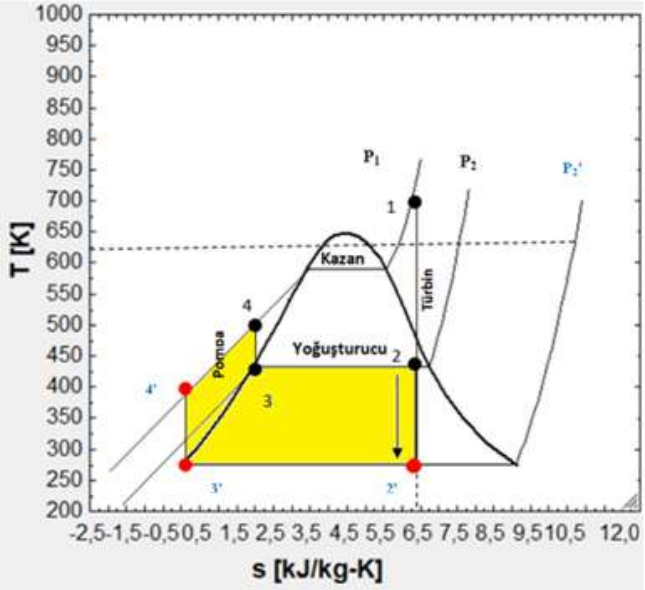
$$s_{giriş} = s_{çıkış} \tag{3.3}$$

c. Türbinde korozyon tehlikesi nedeniyle nem istenmemektedir, bu çalışmada türbin çıkışı kuruluk derecesinin bire yakın olması istenmiştir, bu yüzden kuruluk derecesi bir kabul edilmiştir. Verim kaybı ve hasara yol açacağı için pompada gaz fazında akışkan genellikle istenmemektedir, bu yüzden yoğuşturucu çıkışı kuruluk derecesi sıfır alınmıştır.

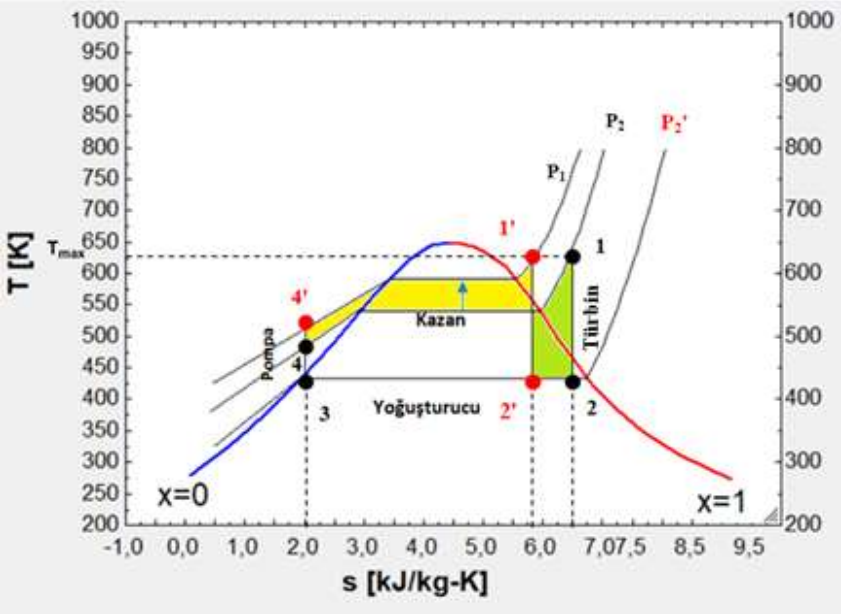
$$x_2 = 1 \tag{3.4}$$

$$x_3 = 0 \tag{3.5}$$

ORÇ tasarlanırken ısıl verimlilik artırma metotları göz önünde bulundurulmuştur. Atık ısının sıcaklığı düşük olduğu ve bu yüzden az miktarda enerji üretileceği için maliyet açısından kritik altı basınçta, basit ORÇ tasarlanmıştır. Isıl verimlilik artırma metotlarından kazan basıncı artırılması ve yoğuşturucu basıncı düşürülmesi kullanılmıştır. Verimliliğin arttığını anlamanın en kolay yolu, T-s diyagramlarında çevrim alanın artmasına bakmaktır. Isıl verimlilik artırma metotlarından yoğuşturucu basıncı düşürülmesi yöntemi (bkz. Şekil 3.15) ve kazan basıncı artıma yöntemi (bkz. Şekil 3.16) T-s diyagramı gösterimi mevcuttur. Bu çalışmada kazan yerine ısı değiştirici kullanılmıştır.



Şekil 3.15. Yoğuşturucu basıncının düşürülmesiyle elde edilen verimlilik artışı



Şekil 3.16. Isı değiştirici basıncının artırılmasıyla elde edilen verimlilik artışı

Birçok ısıl verimlilik artırma metodu mevcuttur, fakat ısıl verimlilik artırma metotlarından tasarlanan ORÇ sistemine uygun olan ikisi kullanılmıştır, bu metotlar kazan basıncının artırılması ve yoğuşturucu basıncının düşürülmesidir. Isı değiştirici basıncı belirlenirken, kazan basıncının yüksek olmasının ısıl verimliliği artırması

gerekmektedir, fakat kritik altı ORÇ tasarlandığı için ısı değiştirici basıncı kritik basıncına (P_{kritik}) çok yakın bir değer seçilmelidir. Yoğuşturucu basınçları her iki karşılaştırma metodunda da düşük tutulmuştur, fakat her ikisinde de atmosfer basıncından düşük seçilmemiştir. Yoğuşturucu basıncının atmosfer basıncından düşük seçilmemesinin nedeni, yoğuşturucu basıncının ortam basıncından düşük olması durumunda yoğuşturucu içine hava sızıntısı olması ve bu vakum kaçaklarının korozyon etkisi yaparak ORÇ elemanlarına zarar vermesidir. Yoğuşturucu basıncı düşük tutulmuştur ancak her iki karşılaştırma metodunda da atmosfer basıncı altında bir değer belirlenmemiştir. ORÇ sistemi tasarlanırken ısı değiştirici ve yoğuşturucu basınçlarına ısıl verimlilik metotları göz önünde bulundurularak değerler verilmiştir.

En uygun aday akışkanı seçmek için iki ayrı karşılaştırma metodu kullanılmıştır. Birinci karşılaştırma yönteminde ısı değiştirici basınçları her bir akışkan için ayrı olarak belirlenmiş, fakat yoğuşturucu basınçları aynı basınç değeridir. İkinci karşılaştırma yönteminde ise bütün aday akışkanları daha doğru seçebilmek için ısı değiştirici basıncı, yoğuşturucu basıncı ve soğutma ortamı sıcaklığı için aynı şartlar belirlenmiştir.

3.6. ORÇ Teorik Hesaplama Adımları

Termodinamik prensiplerine göre akışkanın iki özellik bilindiğinde diğer özellikleri de bulunabilmektedir. Bu çalışmada termodinamiğin bu özelliğinden faydalanılmıştır. Baca gazından kaynaklanan atık ısı sıcaklığı 130˚C'dir. Bu atık ısı, ORÇ'ndeki ısı değiştiricisi için bir ısı kaynağı olarak kullanılmıştır. Tasarım, basit Rankine çevrimi modeline dayanmaktadır. Organik akışkanın ORÇ bileşenlerine giriş ve çıkış noktaları farklı noktalardır ve giren akışkan olduğu gibi çıkar, içinde kütle kalmaz, bu yüzden ORÇ bileşenleri, Sürekli Akış Sistemleri Analizi (SASA) formüllerine göre hesaplanmıştır. EES programına denklem ve fonksiyonlar girmeden önce, bazı varsayımlar, aday organik akışkan seçimi, ORÇ tasarımı ve kullanılacak denklem ve formüller belirlenmelidir. Bu bölümde, sonuca ulaşmak için teorik hesaplama adımları sırasıyla açıklanmıştır.

Yoğuşturucu ve ısı değiştiricinin sabit basınçlı olduğu, pompa ve türbinin tersinir olduğu bilgilerine dayanarak, x_2 için bir değeri, x_3 için sıfır değeri alınarak ORÇ çözüm

adımları için tablo oluşturulmuştur. Burada EES programında hesaplamadan önce yoğuşturucu basıncı ve ısı değiştirici basıncının belirlendiği varsayılmaktadır. ORÇ verimlilik ve diğer bütün hesaplamalar için gerekli değerler bulunmuştur. Hesaplama, iki özelliğe (P ve x) sahip oldukları için yoğuşturucu çıkışından veya türbin çıkışından başlatılabilir. İlk kanun verimliliğini hesaplamak için gereken değerleri bulmak için hesaplama adımları sırasıyla (bkz. Çizelge 3.5, Çizelge 3.6, Çizelge 3.7 ve Çizelge 3.8) gösterilmiştir. Her bir adımdaki bulunabilecek sonuçlar bir sonraki adımlarda için veri girdisi gibi değerlendirilmiştir. Birinci karşılaştıma metodu ve ikinci karşılaştırma metodunda aynı teorik hesaplama adımları kullanılmıştır.

Çizelge 3.5. Buhar türbini çıkış noktası

Belirlenen Değerler	Bulunabilecek Sonuçlar
	h_2
$P_2 = P_{yoğuşturucu}$(Belirlenen değer)	v_2
$x_2=1$(Belirlenen değer)	s_{2s}
	T_2

Türbin tersinir kabul edildiği için türbin çıkış entropisi ve türbin giriş entropisi eşittir. Türbin girişi ile ısı değiştirici çıkışı noktası aynı olduğu için ısı değiştirici çıkış entropisi de bulunmuş olur. Bulunan ısı değiştirici entropisi sonraki adımlarda (bkz. Çizelge 3.8) olarak kullanılacaktır.

Çizelge 3.6. Yoğuşturucu çıkış noktası

Belirlenen Değerler	Bulunabilecek Sonuçlar
	h_3
$x_3=0$	s_3
$P_3=P_{yoğuşturucu}$	v_3
	T_3

Yoğuşturucu çıkış entropisi ve pompa giriş entropisi aynı noktadır, pompa tersinir kabul edildiği için pompa giriş entropisi pompa çıkış entropisin eşit olacaktır. Pompa çıkışıyla

ısı değiştirici girişi aynı nokta olduğu için, ısı değiştirici giriş entropisi de bulunmuş olur. Bulunan entropi sonucu bir sonraki adımda (bkz. Çizelge 3.7) kullanılacaktır.

Çizelge 3.7. Pompa çıkış noktası

Belirlenen Değerler	Bulunabilecek Sonuçlar
	h_4
$P_4 = P_{ısıdeğiştirici}$(Belirlenen)	v_4
$s_{4s} = s_3$(Önceki adımda bulunmuştu)	T_4

Çizelge 3.8. Isı değiştirici çıkış noktası

Belirlenen Değerler	Bulunabilecek Sonuçlar
	h_1
$P_1=P_{ısıdeğiştirici}$(Belirlenen)	v_1
$s_1=s_{2s}$(Daha önce bulunmuştur)	T_1

3.7. Kullanılan Aday Akışkanlar için Kullanılan Karşılaştırma Metotları

EES (Equation Engineering Solver) özellikle termodinamik problemlerin ve matematiksel modellerin çözümünde oldukça kullanışlı bir programdır. EES programında akışkan seçenekleri ve hazır fonksiyonlar mevcut olup, akışkan seçenekleri ve değerleri girilerek termodinamik diyagramlar da çizilebilmektedir.

Aday organik akışkanların hangisinin en uygun olduğunun bulunmasının daha doğru değerlendirilmesi için tek bir karşılaştırma metoduna bağlı kalınmamalıdır. Bunun için iki farklı karşılaştırma metodu belirlenmiştir. Her iki metotta da, teorik hesaplama adımlarındaki mantıksal yaklaşım kullanılarak, EES programı yardımıyla kodlar yazılmış ve hesaplanmıştır.

Termodinamikte, iki özellik bilindiğinde, diğer özellikler bulunabilmektedir, çalışmada kullanılan her iki karşılaştırma metodu bu prensibe dayanmaktadır. Hem birinci

karşılaştırma metodunda, hem de ikinci karşılaştırma metodunda, teorik hesaplama adımlarındaki (bkz. Çizelge 3.5, Çizelge 3.6, Çizelge 3.7 ve Çizelge 3.8) mantığına uygun olarak belirlenerek EES programında gereken formüller kodlanmıştır.

Birinci karşılaştırma metodunda aday organik akışkanlar için karşılaştırma kriteri birinci yasa verimliliğidir. İkinci karşılaştırma metodunda birinci yasa verimliliği (enerji verimliliği) karşılaştırma kriterinin yanında, ikinci yasa verimleri (ekserji verimliliği) de hesaplanmıştır.

İkinci karşılaştırma metodunda tersinmez ORÇ elemanlarının yok olan ekserjileri hesaplanmasının asıl nedeni ORÇ sistem tasarımının güvenilir olduğunu anlamaktır. Çünkü gerçek kayıplı bir rankine veya ORÇ sisteminin doğru tasarlandığını anlamanın en iyi yolu tersinmez elemanların yok olan ekserjilerine ve entropi üretimi değerlerine bakılmasıdır. Eğer tasarlanan ORÇ sisteminde tersinmez ORÇ elemanlarının yok olan ekserji değerleri pozitif değer çıkmıyorsa ORÇ'nde belirlenen ısı değiştirici basıncı, yoğuşturucu basıncı, türbin çıkış kuruluk derecesi, soğuk kaynak (kuyu) sıcaklığı gibi parametrelere yanlış değer atanmış demektir. Bu çalışmada tasarlan ORÇ sistemi için, ısı değiştirici ve yoğuşturucu tersinmez kabul edildiği için sistem kayıplı olduğundan dolayı ekserji hesabı yapılmış, verimlilik formüllerine dayanarak ekserji verimliliğinin (ikinci yasa), enerji verimliliğinden (ısıl verimliliği, birinci yasa verimliliği) düşük olması kriterinin sağlanması istenmiştir, ancak literatür çalışmalarında farklı kabullerden dolayı olarak ekserji verimliliğinin enerji verimliliğini geçtiği durumlarla da karşılaşmak mümkündür. Aday akışkanlar arasından en uygun akışkanın seçilmesi için iki farklı karşılaştırma arasındaki farklar ve metotların tanıtımı (bkz. Çizelge 3.9) gösterilmiştir.

Çizelge 3. 9. Belirlenen karşılaştırma metotları özellikleri ve birbirinden farkları

Birinci Karşılaştırma Metodu	İkinci Karşılaştırma Metodu
Her bir akışkan için ayrı ısı değiştirici basıncı belirlenmiştir.	Bütün aday akışkanlar için aynı ısı değiştirici basıncı belirlenmiştir.
Her bir aday organik akışkanın Kritik basınçları aynı oran ile çarpılarak ısı değiştirici basıncı belirlenmiştir.	Kritik altı ORÇ şartının bütün organik akışkanlar için sağlanması sağlaması için aday organik akışkanlar arasında kritik basıncı en düşük olan organik akışkanın basınç değeri baz alınmıştır ve bu değerden daha az olacak bir değer ısı değiştirici basıncı olarak atanmışır.
Yoğuşturucu basınçları her bir aday organik akışkan için aynı değer belirlenmiştir.	Yoğuşturucu basınçları her bir aday organik akışkan için aynı değer belirlenmiştir.
Yoğuşturucu basıncıncı atmosfer basıncından biraz yüksek alınmıştır.	Yoğuşturucu basıncı atmosfer basıncı olarak alınmıştır.
Türbin çıkış kuruluk derecesi birdir ve yoğuşturucu çıkış kuruluk derecesi sıfırdır.	Türbin çıkış kuruluk derecesi birdir ve yoğuşturucu çıkış kuruluk derecesi sıfırdır.
Sadece ısı eşanjörü basınçları farklı değer belirlenmiştir, bunun haricinde bütün karşılaştırma şartları aynıdır.	Aday akışkanlar arasında bütün şartlar aynıdır.
Birinci yasa verimliliği hesaplanmıştır, birinci yasa verimliliği ve üretilen güç miktarı, en uygun akışkanı belirlemede öncelikli olarak göz önünde bulundurulmuştur.	Bütün şartlar eşit olup, ikinci karşılaştırma metodu verileri üzerinden ikinci yasa verimliliği (ekserji verimliliği) de hesaplanmıştır. Birinci yasa verimliliği (enerji verimliliği) ve ikinci yasa verimliliği (ekserji verimliliği) kendi aralarında da kıyaslanmıştır. En uygun akışkanı seçmek için karşılaştırma kriteri öncelikli olarak ikinci yasa verimliliği olup, birinci yasa verimliliği ve üretilen iş miktarına da bakılmıştır. Sistem tasarımının güvenilirliğini anlamak için tersinmez olan ORÇ elemanlarının yok olan ekserjileri incelenmiştir.

3.7.1. Birinci karşılaştırma metodu

Teorik olarak Rankine çevrimde kazan (ısı değiştirici) basıncının kritik basınca yaklaşması verimliliği artırabilir**,** çünkü kritik altı basınçta kazan basıncı artırıldığında süperkritik rankine çevrime yaklaşmakta, bununla birlikte verimlilik de artmaktadır. Her bir aday akışkan için aynı kazan basıncı değeri belirlenmesi durumunda, her bir akışkanın kritik basıncı birbirlerinden farklı olduğu için, kazan basıncının kritik basıncına yakınlık miktarları farklı olacağından, tam olarak karşılaştırma koşulları aynı olmamaktadır, bu yüzden birinci karşılaştırma metodunda her bir aday organik akışkanın kritik basıncı belli bir oran ile çarpılarak, ısı değiştirici basınç parametresi farklı alınarak, bu koşul altında hesaplama yapılıp, değerlendirilmiştir.

Isı değiştirici basıncı belirlenirken soğutucu akışkanın kritik basıncından (P_{kritik}) düşük ancak soğutucu akışkanın kritik basıncına (P_{kritik}) çok yakın bir değer seçilmiştir. Birinci metotta her bir aday organik akışkan için ısı değiştirici basıncı belirlenirken kritik basınçları 0,9 ile çarpılmıştır. Her bir aday organik akışkan farklı ısı eşanjörü basıncı belirlenmiştir.

$$P_{atm} < P_{ısıdeğiştirici} < P_{kritik} \tag{3.6}$$

$$P_{ısıdeğiştirici} = 0{,}9\ P_{aoa,kritik} \tag{3.7}$$

Yoğuşturucu basıncı atmosfer basıncından biraz yüksek değer olarak alınırsa, türbin çıkış için yoğuşturucu koşullarını güvene almak için atmosfer basıncından biraz büyük olarak belirlenebilmektedir, bu yüzden yoğuşturucu basıncının atmosfer basıncından biraz büyük olarak belirlendi. Her bir soğutucu akışkanın yoğuşturucu basıncı aynı olup atmosfer basıncı 1,1 ile çarpılmış ve yoğuşturucu basıncı 111,5 olarak belirlenmiştir.

$$P_{atm} < P_{yoğuşturucu} \tag{3.8}$$

$$P_{atm} \sim P_{yoğuşturucu} \tag{3.9}$$

$$P_{yoğuşturucu} = 1{,}1\ P_{atm} = 111{,}5\ kPa(Belirlenen) \quad (3.10)$$

Bu basınç değerlerinin seçilmesinin nedeni rankine çevrimlerinin ısıl verimlilik artırma yöntemlerinden kaynaklanmaktadır.

Hesaplamalar EES programında yazılan kodlara göre yapılmıştır. EES denklem penceresine denklemler yazıldıktan sonra akışkan seçim kriterleri için parametrik tablo çıktısı elde edilmiştir. Parametrik tabloda dikkat edilmesi gereken en önemli kriterler ORÇ hesaplamaları sonucu elde edilen değerler, ısıl verimlilik (η), elde edilebilecek türbin işi (w) ve atık ısıdan ORÇ sistemine alınması gereken ısı miktarıdır (q_{41}, q_{hei}). ORÇ tasarımı için programda yazılan denklemler çözüldükten sonra, her bir ORÇ bileşeni (ısı değiştirici, türbin, yoğuşturucu, pompa) için sıcaklık, entropi, entalpi gibi özelliklerin hem giriş hem de çıkış değerleri, ayrıca pompaya verilmesi gereken iş hesaplanmıştır. Organik akışkan seçim kriterleri öncelikle elde edilebilecek net verimlilik (η_{NET}), türbin işi ($w_{türbin}$) olup, en uygun organik akışkan seçilirken bu değerler özellikle parametrik tabloda incelenmiştir. Isıl verimlilik ve üretilen işi değerlerine ek olarak atık ısıdan yararlanılan enerji miktarı (q_{41}) sonuç değerleri de incelenmiştir.

Birinci karşılaştırma metodu için verimlilik formülleri

$$\cancel{Q_{12}} - W_{12} = m(h_2 - h_1) = m\,\Delta h \quad (3.11)$$

$$Q_{23} - \cancel{W_{23}} = m(h_3 - h_2) \quad (3.12)$$

$$\cancel{Q_{34}} - W_{34} = m(h_4 - h_3) \quad (3.13)$$

$$W_{34} = \int_3^4 v\,dP = v(P_4 - P_3) \quad (3.14)$$

$$Q_{41} - \cancel{W_{41}} = m(h_1 - h_4) \quad (3.15)$$

$$\eta_{NET} = \frac{Buhar\ Türbini\ İşi - Pompa\ İşi}{Isı\ Değiştirici\ Isısı} = \frac{W_{türbin} - |W_{pompa}|}{Q_{ısıdeğiştirici}} \quad (3.16)$$

$$w_{turbine} = (h_1 - h_2) \quad (3.17)$$

$$w_{pompa} = h_3 - h_4 \quad (3.18)$$

$$T_{AI} = 403{,}2\ K = 130\ ^{\circ}C \quad (3.19)$$

$$-Q_{AI} = Q_{41} \quad (3.20)$$

$$-q_{AI} = q_{41} \quad (3.21)$$

Birinci karşılaştırma yöntemi için yazılan EES kodları R32 akışkanı için EK 2'de, R125 Ek 3'te, R143a Ek 4'te, R290 Ek 5'te, R600a Ek 6'da gösterilmiştir. Birinci karşılaştırma metodunda sadece birinci yasa verimliliği (ısıl verimlilik) bulunmuştur.

3.7.2. İkinci karşılaştırma metodu

Aday organik akışkanları karşılaştırırken en uygun akışkan seçiminde daha adil olarak belirlenmesi istenildiğinden, her bir soğutucu akışkan için aynı ısı eşanjörü basınç değeri ve aynı yoğuşturucu basınç değeri seçilmiştir. Ayrıca, her bir soğutucu akışkan için aynı türbin çıkış kuruluk derecesi (x_2) ve aynı yoğuşturucu çıkış kuruluk derecesi (x_3) atanmıştır.

İkinci karşılaştırma metodunda basınçlandırma gerekmediği için tasarımı kolay, maliyeti düşük ve vakum riski gibi sızıntı problemleri olmadığı için yoğuşturucu basıncı atmosfer basıncında alınmıştır.

Isıl verimi artırma yöntemlerine göre yoğuşturucu basıncı düşük seçilmelidir. Yoğuşturucu basıncı seçilirken atmosfer basıncı seçilmiştir. Her bir soğutucu akışkan için aynı yoğuşturucu basınç değeri alınmıştır.

$$P_{yoğuşturucu} = P_{atm} \quad (3.22)$$

Isı değiştirici basıncı belirlenirkende tasarlanan ORÇ'inin kritik altı olması nedeniyle, ısı değiştirici basıncının bütün aday organik akışkanların kritik basınçlarından düşük olması koşulu sağlanmıştır. Tasarlanan ORÇ kritik altı çevrimdir, ancak ısıl verimlilik artırma yöntemlerine göre ısı değiştirici basıncının yüksek olması gerektiğinden, baz alınan kritik basınçtan düşük ancak yine de yüksek basınç değeri seçilmiştir. Tasarlanan ORÇ'nin kritik altı çevrim olabilmesi için ısı değiştirici basıncının her bir organik akışkanın kritik basıncından düşük olması gerekir. Beş aday organik akışkan belirlendiğinden, aday akışkanların her birinin kritik basıncı incelenmiş ve en düşük kritik basınca sahip akışkan baz alınmıştır. Her bir aday organik akışkan için miniREFPROP programından elde edilen özellikler gösterilmiş olup (bkz. Çizelge 3.10), ayrıca ısı değiştirici basıncının belirlenmesi için gerekli olan kritik basıncın karşılaştırmasını da görmek mümkündür.

Çizelge 3. 10. Aday organik akışkan değerleri tablosu

Organik Akışkanlar	**Kaynama Noktası *, ** °C**	**Kritik Sıcaklık °C ** **	**Kritik Basınç (Bar) ** **
R290 (Propan, $C_3H_8(CH_3CH_2CH_3)$)	231,06	369,83	4247,1
R600a (İzobütan, Metilpropan, $C_4H_{10}(CH(CH_3)_3)$)	261,48	407,82	3640
R32 (Diflorometan, CH_2F_2)	221,5	351,26	5782
R125 (Pentafloroetan, CF_3CHF_2)	225,06	339,17	**3617,7**
R143a (trifloroetan, CF_3CH_3)	225,91	345,86	3761

* 1 atmosfer basıncına göre, **Refprop

Bütün aday organik akışkanların kritik altı ORÇ koşulunu sağlaması için ısı değiştirici basıncı en düşük kritik basınca sahip akışkanın (R125) basıncından düşük olarak, ancak baz alınan bu akışkanın kritik basıncına çok yakın bir değer olacak şekilde belirlenmiştir, çünkü daha yüksek kazan basıncı ısıl verimliliği artıracaktır.

$$P_{ısıdeğiştirici} = 3500\ kPa \tag{3.23}$$

Isı transferinin sıcaktan soğuğa doğru gerçekleştiği ilkesine dayanarak, yoğuşturucunun ısısının boşaltıldığı soğuk kaynak sıcaklığı, ORÇ akışkanının kaynama noktasından daha düşük seçilir. Tüm aday organik akışkanlar için, soğuk kaynak sıcaklığının (kuyu) kaynama noktasından düşük olması koşulunun sağlanması amacıyla, en düşük kaynama noktasına sahip akışkan baz alınmış, böylece tüm aday organik akışkanlar arasında en düşük kaynama sıcaklığına sahip akışkanın (R32) kaynama noktası sıcaklığından (bkz. Çizelge 3.11) düşük olan sıcaklık değeri soğuk kaynak (kuyu) sıcaklığı olarak belirlenmiştir. Soğuk kaynak (kuyu) sıcaklığının belirlenmesi için gereken kaynama noktası sıcaklıklarının karşılaştırmasını (bkz. Çizelge 3.11) görmek de mümkündür. Yoğuşturucu için soğuk kaynak sıcaklığı belirlenirken, aday organik akışkanların kaynama noktaları incelenmiş ve aday organik akışkanlar arasında en düşük kaynama noktasına sahip akışkanın kaynama noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklık değeri seçilmiştir.

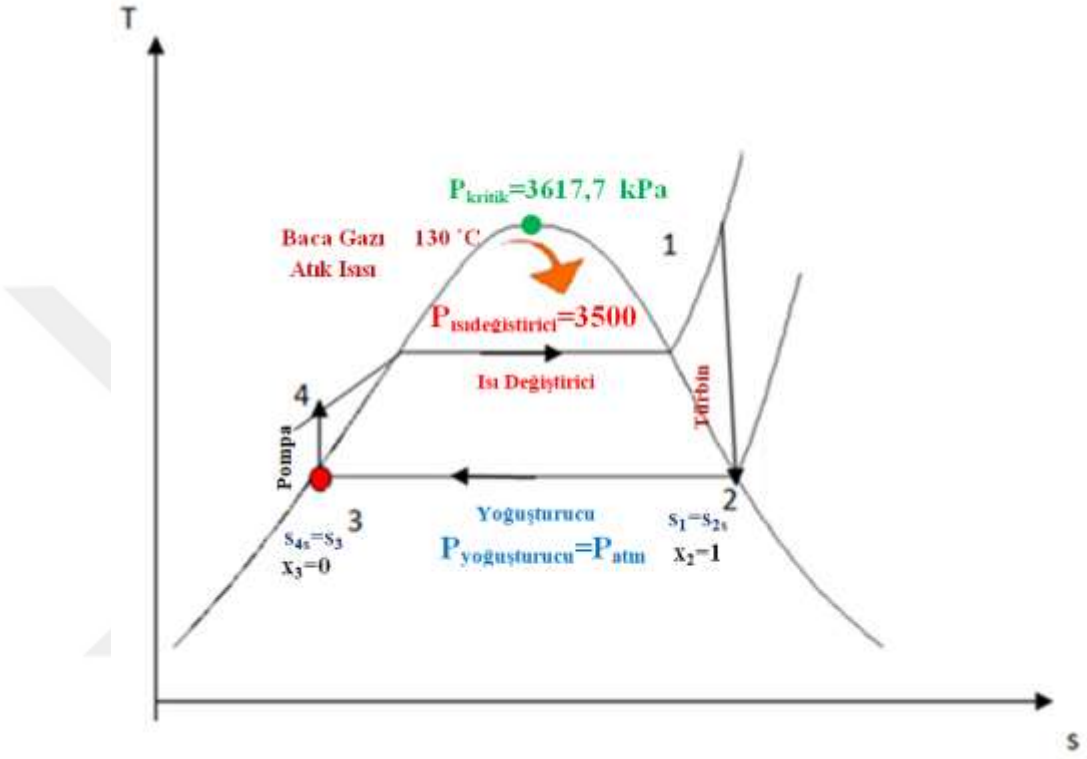
Çizelge 3. 11. Organik akışkan kaynama noktası değerleri tablosu

Organik Akışkanlar	**Kaynama Noktası Sıcaklıkları*, ** (K)**
R290(Propane,C_3H_8($CH_3CH_2CH_3$)	231,06
R600a(Isobutane, C_4H_{10}($CH(CH3)_3$)	261,48
R32(Difluoromethane, CH_2F_2)	**221,5**
R125(Pentafluorethane, CF_3CHF_2)	225,06
R143a(Trifluoroethane, CF_3CH_3)	225,91

* 1 atm'de,**Refprop

$$T_{sk}=220\ Kelvin(Belirlenen) \quad (3.24)$$

Atık ısı sıcaklığına göre belirlenen değerlere ve varsayımlara göre tasarlanan ORÇ'nin T-s diyagramı (bkz. Şekil 3.17) gösterilmektedir.



Şekil 3. 17. Varsayımlar ve belirlenen değerlerle ORÇ tasarımında t-s diyagramı

Basit ORÇ Tasarımında Kullanılan Teorik Ekserji Analizi Formülleri

Ekserji yok oluşu entropi üretiminden kaynaklanır. Bunun için öncelikle entropi üretimi bulunmalıdır, bu nedenle girdi ve çıktı entropileri bulunmalıdır. Tüm ekserji analizleri ve enerji analizleri kütle başına hesaplanmıştır.

$$T_0 = 20\ ^\circ C \quad (3.25)$$

$$s_{üretilen} > 0\ (Gerçek\ Sistem) \quad (3.26)$$

$$s_{üretilen} = 0\ (Tersinir\ Sistem) \quad (3.27)$$

$$x_{ısı} = (1 - \frac{T_0}{T_{ısıkaynağı}})q_{giren} \quad (3.28)$$

$$\eta_{carnot} = (1 - \frac{T_0}{T_{ısıkaynağı}}) \quad (3.29)$$

$X_{kütle} = m\psi$ Kütle ile ekserji transferi (3.30)

$\eta_{II} = \frac{w_{yararlı}}{w_{tersinir}}$ İş üreten ısı makineleri için ikinci yasa (ekserji) verimliliği (3.31)

$\eta_{II} = \frac{w_{tersinir}}{w_{yararlı}}$ İş tüketen makineler için ikinci yasa (ekserji) verimliliği (3.32)

İş üreten makineler sınıfına türbin vb., iş tüketen makineler sınıfı ise kompresör, pompa vb. dışarıdan iş verilen makineler girer. Bu yüzden ikinci yasa verimliliği hesapları makine türüne göre farklılık gösterebilmektedir.

ORÇ'nde ekserji analizi formülleri

Pompa ve türbin tersinir kabul edildiğinden bu elemanlarının yok olan ekserjisi sıfırdır.

$$x_{yokolan} = T_0 S_{üretilen} \quad (3.33)$$

Sistemden uzaklaştırılan ısı (verilen ısı) yok olan ekserjiye ($x_{yokolan}$) eklenir. Sisteme giren ısı (alınan ısı) yok olan ekserjiden ($x_{yokolan}$) çıkarılır.

$$x_{yokolan} = T_0(s_{son} - s_{ilk} + \frac{q_{çıkan}}{T_{sk}} - \frac{q_{giren}}{T_{ısıkaynağı}}) \quad (3.34)$$

$$x_{yokolan,çevrim} = x_{yokolan,ısıdeğiştirici} + y_{yokolan,türbin} + x_{yokolan,yoğuşturucu} + x_{yokolan,pompa} \quad (3.35)$$

$$x_{sağlanan} = x_{Termal,giren} + x_{pompa} \quad (3.36)$$

$$x_{eldeedilen} = x_{türbin} = w_{türbin} \quad (3.37)$$

$$\eta_{II,çevrim} = \frac{x_{elde\ edilen}}{x_{sağlanan}} \quad (3.38)$$

$$\eta_{II,çevrim} = 1 - \frac{x_{yokolan,çevrim}}{x_{sağlanan}} \quad (3.39)$$

ORÇ Bileşenlerinin Ekserji Analizi

Türbin ekserji analizi

$$\psi_1 - \psi_2 = \Delta\psi = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (3.40)$$

$$w_{türbin} = h_1 - h_2 \quad (3.41)$$

$$q_{türbin} = 0 \quad (3.42)$$

$$x_{eldeedilen} = x_{türbin} = w_{türbin} \quad (3.43)$$

$$\eta_{II,türbin} = \frac{w_{çıkan}}{w_{tersinir,çıkan}} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} \quad (3.44)$$

$$\eta_{II,türbin} = 1 - \frac{T_0 S_{üretilen,türbin}}{\psi_1 - \psi_2} \quad (3.45)$$

$$\eta_{türbin,II} = \frac{\psi_1 - \psi_2 - (T_0\, s_{üretilen,türbin})}{\psi_1 - \psi_2} \quad (3.46)$$

$$x_{giren} - x_{çıkan} - x_{yokolan} = \frac{dx_{çevrim}}{dt} \quad (3.47)$$

$$x_{yokolan} = 0 \qquad Tersinir \quad (3.48)$$

$$\frac{dx_{çevrim}}{dt} = 0 \qquad Sürekli\ Akış \quad (3.49)$$

$$x_{giren} = x_{çıkan} \tag{3.50}$$

$$m.\psi_1 = m.\psi_2 + w_{tersinir,çıkan} \tag{3.51}$$

$$x_{tersinir,turbin} = \psi_1 - \psi_2 \qquad \textit{Kütle başına} \tag{3.52}$$

$$\psi_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \tag{3.53}$$

$$\psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \tag{3.54}$$

Pompa ekserji analizi

$$\eta_{II,pompa} = \frac{w_{tersinir,giren}}{w_{giren}} = \frac{\psi_4 - \psi_3}{h_4 - h_3} \quad \text{ya da} \tag{3.55}$$

$$\eta_{II,pompa} = 1 - \frac{T_0.S_{üretilen,pompa}}{h_4 - h_3} \tag{3.56}$$

$$s_{üretilen,pompa} = s_4 - s_3 \tag{3.57}$$

$$\psi_4 - \psi_3 = (h_4 - h_3) - T_0\,(s_4 - s_3) \tag{3.58}$$

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \tag{3.59}$$

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \tag{3.60}$$

Isı değiştirici ekserji analizi

Gövde borulu ısı değiştiricide ısı kaynağı olarak baca gazı atık ısısı kullanılmaktadır.

$$q_{giren} = h_1 - h_4 \tag{3.61}$$

$$T_{ısıkaynağı} = 130^{\circ}C \tag{3.62}$$

$$x_{yokolan,ısıdeğiştirici}=T_0(s_1 - s_4 - \frac{q_{giren}}{T_{ısıkaynağı}}) \quad (3.63)$$

$$x_{Termal,giren}= (1 - \frac{T_0}{T_{ısıkaynağı}}) q_{giren} \quad (3.64)$$

$$q_{giren}=h_1 - h_4 \quad (3.65)$$

Yoğuşturucu ekserji analizi

$$x_{yokolan,yoğuşturucu}=T_0(s_3 - s_2 + \frac{q_{çıkan}}{T_{sk}}) \quad (3.66)$$

$$q_{çıkan}=h_2-h_3 \quad (3.67)$$

$$\psi_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (3.68)$$

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (3.69)$$

EES (Equation Engineering Solver) özellikle termodinamik problemleri çözmek için kullanılan bir programdır, bu programda matematiksel problemleri çözmek de mümkündür. EES programı termodinamik problemleri kolayca çözmek için mevcut fonksiyonlara ve çeşitli akışkan seçeneklerine sahiptir ve termodinamik diyagramlar da çizilebilmektedir. ORÇ'nin her bir bileşeni için ekserji ve enerji formülleri belirlendi, daha sonra bu formüller ve varsayılan değerler EES denklem penceresine girilerek EES programında ikinci yasa verimliliği hesaplanmıştır. Fonksiyonlar EES programında mevcuttur; fonksiyonları çözmek için iki değer bilmek yeterlidir. Tasarlanan ORC performansını ölçmek için gereken hesaplamaları yapmak için EES kullanılmıştır.

Bu metotta bütün aday organik akışkanlar için aynı ısı değiştirici basıncı ve aynı yoğuşturucu basıncı belirlenmiştir. Bu karşılaştırma metodunda organik akışkanlar aynı şartlar altında değerlendirilmiştir. Birinci yasa verimliliğinin yanı sıra, ikinci yasa verimliliğide hesaplanmış ve birinci yasa verimliliği sonucuna göre bulunan organik

akışkan ile ikinci yasa verimliliği sonucuna göre bulunan organik akışkan karşılaştırılacaktır.

İkinci karşılaştırma metodu için her bir aday organik akışkan için ayrı olarak EES programında kod yazılmıştır. İkinci karşılaştırma metodu için EES programında hazırlanan kodlar R32 EK 7'de, R125 Ek 8'de, R143a Ek 9'da, R290 Ek 10'da, R600a Ek 11'de belirtilmiştir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Aday organik akışkanların içinde en uygun olan akışkanı seçmek için iki farklı karşılaştırma metodu kullanıldığı için bu metotlarda karşılaştırma şartları birbirinden farklıdır. Her iki karşılaştırma metotları kendi içlerinde bağımsız olarak incelenmiştir, ancak çalışma sonunda her iki metot sonuçları birbiriyle de kıyaslanarak incelemiştir.

4.1. Birinci Karşılaştırma Metodu Bulguları

Bu karşılaştırma yönteminde sadece ısıl verimlilik (birinci yasa verimliliği) hesaplanmıştır. EES programındaki ORÇ denklemlerine göre yazılan kodlar programda çözüldükten sonra parametrik tablo çıktısı oluşturulmuştur. Akışkan seçimi ve ORÇ durumunun incelenmesi için gerekli tüm kriterler parametrik tabloda mevcuttur. Bu kriterler arasında ısıl verimlilik, kütle başına türbinden üretilebilecek iş gibi kriterlerine öncelik verilmiştir. Isı değiştirici için ısı kaynağı tekstil firmasından alınan baca gazı atık ısısıdır. Akışkan seçilirken parametrik tablo çıktısı gözlenmiştir. EES programında yazılan kodlara göre tüm hesaplama sonuçları ve yorumlar sırasıyla R32 için Ek 12, R125 için Ek 13, R143a için Ek 14, R290 için Ek15, R600a için Ek 16'da gösterilmektedir. Her Tablo ayrı bir akışkan hesabını göstermektedir. Hesaplamalar sonucunda elde edilen önemli değerler (bkz. Çizelge 4.1) her bir aday organik akışkan için görülebilir.

Çizelge 4.1. Birinci karşılaştırma metodunda aday organik akışkanların karşılaştırılması için EES programında hesaplanan sonuçlar

Seçim Kriterleri	**R32**	R125	R143A	R290	R600A
$\eta_{ısıl}$	0,3288	0,2387	0,2581	0,2766	0,2379
$w_{türbin}$	190,2	53,18	81,17	168,3	118,9
$q_{ısıdeğiştirici}$	565,8	214	303,6	585,4	477,3
w_{pompa}	-4,209	-2,083	-2,813	-6,395	-5,339

4.2. İkinci Karşılaştırma Metodu Bulguları

Isı değiştiriciye giren ısının ısı kaynağı baca gazı atık ısısıdır, bu nedenle q_{giren} değeri ne kadar yüksekse baca gazından o kadar fazla yararlanılır, ama bu en uygun akışkanı seçmek için kriter değildir, ancak sistem performans göstergelerinden biri olduğu için sonuçlarda incelenmiştir. Türbin ve ısı değiştirici tersinir adyabatik olarak kabul edildiğinden, türbinin yok olan ekserjisi ($x_{yokolan,türbin}$) ve pompanın yok olan ekserjisi ($x_{yokolan,pompa}$) sıfırdır, ancak ısı değiştirici ve yoğuşturucu tersinmez kabul edildiği için ısı değiştiricinin yok olan ekserjisi ve yoğuşturucunun yok olan ekserjisi sıfırdan büyük ve pozitif olmalıdır.

$$x_{yokolan,turbin} = 0 \tag{3.70}$$

$$s_{üretim,türbin} = 0 \tag{3.71}$$

$$x_{yokolan,pompa} = 0 \tag{3.72}$$

$$s_{üretim,pompa} = 0 \tag{3.73}$$

EES programında yazılan kodlara göre tüm hesaplama sonuçları (bkz. R32 için Ek 17, R125 için Ek 19, R143a için Ek 21, R290 için Ek 23, R600a için Ek 25) gösterilmekte olup, EES çözümleri tablosunda bulunan önemli kriterler için parametrik tablolar oluşturulmuş olup önemli değerler (bkz. R32 için Ek 18, R125 için Ek 20, R143a için Ek 22, R290 için Ek 24, R600a için Ek 26'da) gösterilmiştir.

En uygun soğutucu akışkan seçimi için belirlenen kriterler, ikinci yasa verimliliği, birinci yasa verimliliği (ısıl verimlilik), türbin işidir. Dikkate alınan en önemli kriter ikinci yasa verimlilik değeridir, ancak üretilen türbin işi de göz önünde bulundurulmuştur. Hesaplamalar sonucunda elde edilen önemli değerler (bkz. Çizelge 4.2) her bir soğutucu akışkan için görülebilir.

Çizelge 4. 2. İkinci karşılaştırma metodunda aday organik akışkanların karşılaştırılması için EES programında hesaplanan sonuçlar

Seçim Kriterleri	**R32**	R125	R143A	R290	R600A
η_{II}	0,284	0,02013	0,1044	0,1656	0,01589
η ısıl	0,3049	0,2461	0,2646	0,2772	0,2441
w_{turbin}	170,3	55,77	84,44	169,2	123,9
$q_{ısıdeğiştirici}$	549,4	217,5	308,1	589,2	484,1
$x_{yokolan,ısıdeğiştirici}$	105,9	55,47	70,01	111,8	58,25
$x_{yokolan,yoğuşturucu}$	3,443	4,888	7,891	27,16	77,36

4.3. ORÇ Tasarımının Güvenilirliğinin Sağlanması

Bu çalışmada ikinci karşılaştırma metodunda ısı değiştirici ve yoğuşturucu tersinmez kabul edildiği için ORÇ elemanlarının yok olan ekserjilerine bakılmıştır. ORÇ elemanlarının yok olan ekserji sonuçlarına bakılmasının nedeni, ORÇ tasarımının güvenilir olduğunu anlamaktır, çünkü doğru tasarlanmış ORÇ'nde tersinmez elemanlarda yok olan ekserji miktarları pozitif olmalıdır, sadece ORÇ elemanlarının tersinir olanlarında, tersinir hal değişimlerinde yok olan ekserji değeri sıfır olabilir. Tasarımın doğruluğu için yok olan ekserjilere bakılması gerekir, çalışmalarda entropi üretimlerinin incelenmesinin asıl nedeni entropi üretiminin yok olan ekserji değerinde belirleyici olmasıdır. ORÇ sistem güvenilirliğinin sağlanması en önemli kriterlerinden biri de yok olan ekserji değeridir, ORÇ sistemi tersinmez elemanlarında yok olan ekserji değeri pozitif çıkmalıdır, yok olan ekserji değeri tersinir ORÇ elemanlarında sıfırdır. Tasarlanan ORÇ sisteminde tersinmez olarak belirlenen ORÇ elemanlarının (ısı değiştirici ve yoğuşturucu) yok olan ekserjileri incelenmiştir. Ayrıca sistem tasarımında çevrim verimlilik değerlerinin sıfır ile bir arasında olması gerekmektedir. İkinci karşılaştırma metodunda, tasarlanan kayıplı gerçek ORÇ için ikinci yasa verimliliği değeri ile birinci yasa verimliliği çıkan sonucun karşılaştırılmıştır. Çalışma için tasarlanan ORÇ sisteminde belirlenen ikinci metot kayıplı sistem olarak kabul edildiği için ve belirlenen formüller gereği olarak ekserji verimliliği enerji verimliliğinden düşük olması istenmiştir, ancak literatürde ekserji verimliliğinin (ikinci yasa verimliliği) enerji verimliliğini (ısıl verimlilik, birinci yasa verimliliği) geçen çalışmalarda bulunmaktadır.

EES programında yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerlerin tümü aşağıdaki karşılanması istenen kriterler için kontrol edilmiştir.

Sistem için karşılanması istenen kriterler

$$\eta_{II} < \eta_{ısıl} \tag{3.74}$$

$$x_{yokolan,yoğuşturucu} > 0 \tag{3.75}$$

$$x_{yokolan,ısıdeğiştirici} > 0 \tag{3.76}$$

Bu çalışmada tasarlanan ORÇ'nde, yoğuşturucunun yok olan ekserjisi ve ısı değiştiricinin yok olan ekserjisi sıfırdan büyük olmalıdır çünkü ısı değiştirici ve yoğuşturucu tersinmez kabul edilmiştir. Türbin ve pompa tersinir kabul edildiği için bu çevrim elemanlarının yok olan ekserji değerleri sıfırdır.

Belirlenen ikinci metotta, tasarlanan ORÇ'nin kayıplı olması, belirlenen formüller ve koşullar gereği ekserji verimliliğinin (ikinci yasa verimliliği), enerji verimliliğinden (birinci yasa verimlilği) küçük olması koşulunu sağlanması istenmektedir, ancak literatür araştırmalarında geçmişte yapılan çalışmalarda farklı varsayım ve kabuller sonucu ekserji verimliliğinin enerji verimliliğini geçtiğine rastlamak mümkündür. ORC tasarımının güvenilirliği ve belirlenen değerlerin ve varsayımların mantıksal olarak doğru olduğunun kanıtı olarak Çizelge 4.3'te her bir aday organik akışkan için görülebilmektedir. Birinci ve ikinci yasa verimlilikleri mantıksal olarak birden az, fakat sıfırdan büyük olmalıdır. Tersinmez sistemlerdeki yok olan ekserji her zaman pozitif olmalıdır, bu nedenle tersinmez ORC bileşenlerinin (ısı değiştirici, yoğuşturucu) yok olan ekserjisi sıfırdan büyük olmalıdır (bkz. Çizelge 4.3). Türbin ve pompa tersinir kabul edildiği için yok olan ekserji değerleri sıfır olacağı için incelenen sağlanması gereken koşullarda Çizelge 4.3'te yer verilmemiştir.

Çizelge 4. 3. ORÇ tasarımında güvenilirlik koşulları

ORÇ tasarımının güvenilirliğinin sağlanması için karşılanması gereken koşullar	**R32**	**R125**	**R143A**	**R290**	**R600A**
$0 < \eta_{II} < 1$	✓	✓	✓	✓	✓
$0 < \eta_{ısıl} < 1$	✓	✓	✓	✓	✓
$\eta_{II} < \eta_{ısıl}$[1]	✓	✓	✓	✓	✓
$x_{yokolan,\ ısıdeğiştirici} > 0$	✓	✓	✓	✓	✓
$x_{yokolan,yoğuşturucu} > 0$	✓	✓	✓	✓	✓

[1]Bu çalışmada belirlenen ikinci metot için tasarlanan ORÇ'nin kayıplı sistem olması, belirlenen formül ve şartlar gereği ekserji verimliliğinin, ısıl(enerji) verimliliğinden küçük olması istenmiştir, fakat yapılan literatür araştırmalarında farklı kabul ve şartlar sonucu ekserji verimliliğinin enerji verimliliğinden fazla bulunduğu çalışmalar da mevcuttur, ancak ekserji verimliliğinin enerji verimliliğinden fazla çıkması ekserjinin enerjiden fazla olması anlamına gelmez, bu durum yapılan kabul ve şartlar sonucudur.

5. SONUÇ

Birinci karşılaştırma metodunda beş aday akışkan arasından en uygun akışkan seçilirken, birinci yasa verimliliği kriterine öncelik verilmiş, fakat üretilen iş miktarı da göz önünde bulundurulmuştur. Birinci karşılaştırma metodunda sadece birinci yasa verimliliği hesaplanmıştır. Birinci karşılaştırma metodu sonuçlarına göre, R32'nin türbin verimi 0,3288, türbin işi ise 190,2 kJ/kg olarak bulunmuştur. En yüksek verim R32'den elde edilmiş olup, aynı zamanda diğer aday organik akışkanlara göre daha fazla türbin işi elde edilmiştir. R32 ozon tabakasına zarar vermeyen ancak küresel ısınmaya olumsuz etkileri olabilen bir soğutucu akışkandır. Birinci karşılaştırma metoduna göre en uygun soğutucu akışkanın R32 olduğu belirlenmiştir (bkz. Çizelge 4.1).

İkinci karşılaştırma yönteminde ise akışkan karşılaştırma kriterinde öncelik ikinci yasa verimliliği olarak belirlenmiştir, fakat birinci yasa verimliliği ve üretilen iş miktarı da göz önünde bulundurulmuştur. R32'nin güç üretimi, birinci kanun verimi ve ikinci kanun verimi sırasıyla 170,3 kJ/kg, 0,3049 ve 0,284 olarak bulunmuştur. R32'nin hem birinci yasa (ısıl verimliliği) hem de ikinci yasa verimliliği değerleri diğer soğutuculardan daha yüksektir, ayrıca maksimum türbin işi de R32'den elde edilmiştir. İkinci karşılaştırma metoduna göre en uygun soğutucu akışkanın R32 olduğu belirlenmiştir (bkz. Çizelge 4.2).

Birinci karşılaştırma metoduyla, ikinci karşılaştırma metodu sonuçları da kendi aralarında karşılaştırılmıştır ve her iki karşılaştırma metoduna göre de en uygun organik akışkan R32 bulunmuştur. R32'nin ODP değeri sıfırdır ve ozon tabakasına zarar vermez, ancak bu soğutucunun GWP değeri 675'tir.

Baca gazı atık ısısını kullanmak için atık ısı sıcaklığına uygun bir ORÇ tasarlanmıştır, ORÇ'de kullanılan akışkanların da doğru seçilebilmesi için, tasarlanan ORÇ'nin güvenilir olduğu ve mantıklı tasarlandığının kanıtlanması gerekmektedir. İkinci karşılaştırma metodunda yok olan ekserjilerin hesaplanmasının diğer nedeni de ORÇ tasarımının güvenilir olduğunu kanıtlamaktır. Çalışma sonunda, ORÇ tasarımının güvenilirliğini kanıtlamak için ikinci karşılaştırma metodu baz alınarak değerler tablosu

(bkz. Çizelge 4.3) oluşturulmuştur, bu tabloda tersinmez ORÇ elemanlarının özellikle yok olan ekserji değerlerine dikkat edilmiştir. Tasarlanan ORÇ için ikinci karşılaştırma metodu üzerinden giderek EES programındaki ekserji ve enerji hesaplamalarından bazı değerler incelenmiştir, bunlar ısıl verimlilik ($\eta_{ısıl}$), ikinci yasa verimliliği (η_{II}), ORÇ sistemindeki tersinmez elemanlarının (yoğuşturucu, ısı değiştirici) yok olan ekserji değeridir (bkz. Çizelge 4. 2 ve Çizelge 4.3). Isıl verimlilik ve ekserji verimliliği (η_{II}) değerlerinin pozitif ve birden küçük olmasına dikkat edilmelidir. İkinci karşılaştırma metodunda kayıplı kabul edilen ORÇ tasarımının ısıl verimliliğinin (birinci yasa) ikinci yasa verimliliğinden (ekserji verimliliği) yüksek olması istenmiştir, fakat yapılan literatür araştırmalarında özellikle kojenerasyon ve trijenerasyon gibi atık ısı geri kazanım sistemlerinde belirlenen kabul ve koşullara göre ikinci yasa verimliliğinin birinci yasa verimliliğini geçtiği çalışmalarda mevcuttur. Çalışma sonunda, her iki karşılaştırma yöntemine göre en uygun organik akışkan R32'dir. Karşılaştırma metotları da kendi aralarında kıyaslandığında, her iki metot için de en uygun akışkan olan R32 için en yüksek iş birinci metot şartlarında elde edilmiş, ancak diğer dört aday organik akışkan için ikinci metot şartlarında daha yüksek iş elde edilmiştir. Birinci karşılaştırma metodu ve ikinci karşılaştırma metodu şartlar açısından kıyaslandığında, her iki metotta da en uygun organik akışkan olan R32 için üretilen türbin işi birinci karşılaştırma metodu uygulanması sonucu 190,2 kJ/kg, ikinci karşılaştırma metodu uygulanması sonucu ise 170,3 kJ/kg olarak bulunmuş olup, birinci metot koşullarında daha yüksek iş elde edildiği sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR

Abam, F. I., Ekwe, E. B., Effiom, S. O. ve Ndukwu , M. C. (2018). A Comparative Performance Analysis and Thermo-Sustainability Indicators of Modified Low-Heat Organic Rankine Cycles (ORCs): An Exergy-Based Procedure. *Energy Reports* 4:110–18. doi: 10.1016/j.egyr.2017.08.003

Ahmed, A. M. ve Imre, A. R. (2023). Investigation of Thermal Efficiency for Subcritical ORC and TFC Using Super Dry Working Fluids. *Energy Science & Engineering* 711–26. doi: 10.1002/ese3.1356

Ajwalia, K., Thakkar, M., Shah, M., Patel, A., Muchhala, P., Kakadiya, N. ve Patel, N. (2020). Selection of Working Fluids for Low Enthalpy Geothermal Organic Rankine Cycles. *Stanford Geothermal Conference*. 1–6.

Al-Badri ,D. H., Al-Hamadani, A. A. F. ve Ridha, H. (2022). The Influence of Condenser Temperature on the Energy and Exergy Efficiencies of the ORC. *Wasit Journal of Engineering Sciences* 10(3):134–44. doi: 10.31185/ejuow.vol10.iss3.313

Araya, S., Wemhoff, A. P., Jones, G. F. ve Fleischer , A. S. (2021). Study of a Lab-Scale Organic Rankine Cycle for the Ultra-Low-Temperature Waste Heat Recovery Associated with Data Centers. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME* 143(2). doi: 10.1115/1.4047843

Asim, M., Kashif, F., Umer, J., Alvi, J. Z., Imran, M., Khan, S.., Zia, A. W. ve Leung, M. K. H. (2021). Performance Assessment and Working Fluid Selection for Novel Integrated Vapor Compression Cycle and Organic Rankine Cycle for Ultra Low Grade Waste Heat Recovery. doi.org/10.3390/su132111592

Auld, A., Berson, A. ve Hogg, S. (2013). Organic Rankine Cycles in Waste Heat Recovery: A Comparative Study. *International Journal of Low-Carbon Technologies* 8(SUPPL1):9–18. doi: 10.1093/ijlct/ctt033.

Bademlioglu, A. H., Canbolat, A. S. ve Kaynakli, O. (2020). Multi-objective optimization of parameters affecting Organic Rankine Cycle performance characteristics with Taguchi-Grey Relational Analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. *117*. doi.org/10.1016/j.rser.2019.109483

Bett, A. K. ve Jalilinasrabady, S. (2021). Optimization of ORC Power Plants for Geothermal Application in Kenya by Combining Exergy and Pinch Point Analysis. Energies. doi.org/10.3390/en14206579

Chen, G., An, Q., Wang, Y., Zhao, J., Chang, N. ve Alvi, J. (2019). Performance Prediction and Working Fluids Selection for Organic Rankine Cycle under Reduced Temperature. *Applied Thermal Engineering* (February):95–103. doi: 10.1016/j.applthermaleng.

E Elahi, A., Tahir, M., Alam, M., Hossain, J. ve Biswas, B. N. (2022). Exergy Analysis of Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery Using Low GWP Refrigerants. *International Journal of Thermofluids* 16(November):100243. doi: 10.1016/j.ijft.2022.100243.

Feng, J., Yaru ,Y., Zhao, L. ve Dong, H. (2024). Energy, Exergy, and Economic Performance Comparison and Parametric Optimization of Organic Rankine Cycles Using Isobutane, Isopentane, and Their Mixtures for Waste Heat Recovery. *Energies*. doi.org/10.3390/en17235893

Fiaschi, D. ve Talluri, L. (2019). Assessment of the Thermoelectric Conversion Potential of Low-Temperature Waste Heat from Textile Dry-Cleaning Processes. *E3S Web of Conferences* 113:1–6. doi: 10.1051/e3sconf/201911303019.

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.*77:108–17. doi: 10.1016/j.enconman.2013.09.026

Kezrane, C., Habib, S. H., Laouid, Y. A. A., Lasbet, Y. ve Pesyridis, A. (2023). Evaluating the Thermal Efficiency and Net Power Output of ORC for Three Wet Fluids. *The Journal of Engineering and Exact Sciences*. 09:1–10. doi: 10.18540/jcecvl9iss5pp15982-01e

Khan, B. ve Kim, M. H. (2022). Energy and Exergy Analyses of a Novel Combined Heat and Power System Operated by a Recuperative Organic Rankine. *Energies.*https://doi.org/10.3390/en15186658

Koç, Y., Yağlı H. ve Koç, A. (2019). Exergy Analysis and Performance Improvement of a Subcritical/Supercritical Organic Rankine Cycle (ORC) for Exhaust Gas Waste Heat Recovery in a Biogas Fuelled Combined Heat and Power (CHP) Engine through the Use of Regeneration. *Energies*. doi: 10.3390/en12040575.

Krail, J., Beckmann G. ve Schittl, F. (2021). Improved Orc Process for Power Production By Using Low Temperature Heat. *International Seminar on ORC Power Systems* (October). doi: 10.14459/2021mp1632941.

Lecompte, S., Oyewunmi, O. A., Markides, C. N., Lazova, M., Kaya, A., Broek, V. D.M. ve De Paepe, M. (2017). Case Study of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery from an Electric Arc Furnace (EAF). *Energies* 10(5). doi: 10.3390/en10050649.

Li, L., Ge, Y. T., Luo, X. ve Tassou , S. A. (2017). Experimental Investigations into Power Generation with Low Grade Waste Heat and R245fa Organic Rankine Cycles (ORCs). *Applied Thermal Engineering* 115:815–24. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.024.

Li, L., Qian, J., Teng, S., Zhang, Y., Yin, J ve Zhou, Q. (2023). Comparative Analysis and Optimization of Waste-Heat Recovery Systems with Large-Temperature-Gradient Heat Transfer. *Applied Thermal Engineering* 234(July):121179. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121179

Lyu, L., Chen, W., Kan, A., Zhang, Y., Xue, S. ve Zeng, J. (2022). Investigation of a Dual-Loop ORC for the Waste Heat Recovery of a Marine Main Engine. *Energies* 15(22). doi: 10.3390/en15228365.

Meneses, L. R., Silva, J. C., Cota, S. ve Kikas ,T. (2019). Thermodynamic, Environmental and Economic Simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery: Terceira Island Case Study. *Environmental and Climate Technologies* 23(2):347–65. doi: 10.2478/rtuect-2019-0073

Miao, Z., Xu, J., Yang, X. ve Zou , J. (2015). Operation and Performance of a Low Temperature Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering* 75:1065–75. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.10.065.

Obi, J. B. (2015). State of Art on ORC Applications for Waste Heat Recovery and Micro-Cogeneration for Installations up to 100kWe. *Energy Procedia* 82(December 2015):994–1001. doi: 10.1016/j.egypro.2015.11.857

Ola, K., K., Waluyo, J. ve Agustina, L. (2025). Thermodynamic Perfomance Comparison of Working Fluids Based on Organic Rankine Cycle in Waste Power Plants. 01001.doi.org/10.1051/e3sconf/202560501001

Patel, P., Modh, J. ve Patel, V. (2016). Parametric Analysis of Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery. *Proceedings of the National Conference on Thermal Fluid Science and Tribo Application* (50). doi: 10.13140/RG.2.1.1941.4648.

Pattanapunt, P., Hussaro, K., Bunnakand, T. ve Teekasap, S. (2013). Waste Heat Recovery from Boiler of Large-Scale Textile Industry. *American Journal of Environmental Sciences* 9(3):231–39. doi: 10.3844/ajessp.2013.231.239.

Peng, B., Liu, S., Liu, H. ve Zhou, T. (2021). Performance Analysis of ORC Low Temperature Waste Heat Power Generation System. *Journal of Physics: Conference Series* 2009(1). doi: 10.1088/1742-6596/2009/1/012023.

Petrollese, M., Oyekale, J., Tola, V. ve Cocco, D. (2018). Optimal ORC Configuration for the Combined Production of Heat and Power Utilizing Solar Energy and Biomass. *ECOS 2018 - Proceedings of the 31st International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems* (June)

Qyyum, M. A., Naquash, A., Ali, W., Haider, J., Noon, A. A., Rehan, M., Nizami, A. S., Yasin, M. ve Lee, M. (2021). Process Systems Engineering Evaluation of Prospective Working Fluids for Organic Rankine Cycles Facilitated by Biogas Combustion Flue Gases. *Frontiers in Energy Research* 9(April). doi: 10.3389/fenrg.2021.663261

Rahim, Murad A., Erbag, O., Taner, T., Köse, R. ve Topal ,H. (2015). Buhar Kazanı Atık Isısından Organik Rankine Çevrimli Sistemle Enerji Geri Kazanımı : Tekstil Fabrikası Örneği, Energy Recovery From Waste Heat Of a Steam Boiler By a System Of Organic Rankine Cycle : A Case Of Textile Factory. *Conference: 20th National Thermal Science and Technology Congress (ULIBTK'15)*

Rajabloo, T. (2019). Case Study of an Organic Rankine Cycle (Orc) for Waste Heat Recovery From Cogeneration Systems. 2019.*5th International Seminar on ORC Power Systems*, September 9 - 11, 2019, Athens, Greece. 1–7.

Salum, A. H., Ismail, B. H. ve Sadik, S. H. (2022). Opting of an Organic Rankine Cycle Based on Waste Heat Recovery System to Produce Electric Energy in Cement Plant. *Iraqi Journal of Industrial Research* 9(2):91–99. doi: 10.53523/ijoirvol9i2id194.

Siddiqui, M. E., Almatrafi, E., Saeed , U., Taimoor, A. A. (2023). Selection of Organic Fluid Based on Exergetic Performance of Subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) for Warm Regions. *Energies*.doi.org/10.3390/en16135149

Singh, J. P., Kaman, M. D., K., Singh, S. ve Puhan, S. (2021). Thermodynamic Analysis on ORC by Using Various Refrigerants and Refrigerant Blends at Various Operating Conditions. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 1130(1):012040. doi: 10.1088/1757-899x/1130/1/012040.

Sucahyo, L., Yulianto, M., Hartulistiyoso, E. ve Faza, I. (2020). Thermal Efficiency Simulation of Working Fluids Performance on Small Scale Organic Rankine Cycle (ORC) with Biomass Energy. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 542(1). doi: 10.1088/1755-1315/542/1/012039.

Uddin N. (2024).Thermodynamics Fundamentals and Applications. *CRC Taylor&Francis.* DOI:10.1201/9781003423140

Unamba, C. K., White, M., Sapin, P., Freeman, J., Lecompte, S., Oyewunmi, O., A. ve Markides, C.,N. (2017). Experimental Investigation of the Operating Point of a 1-KW ORC System. *Energy Procedia* 129(September):875–82. doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.211.

Ünver, Ü. ve Kılıç M. (2005). Çevre Sıcaklığını Bir Kombine Çevrim Güç Santralinin Performansına Etkisi. 10.1. 49-58. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*

URL-1, https://www.hrai.ca/uploads/userfiles/files/refrigerant_table, 06 March, 2025.

URL-2,hhttps://www.daikinchem.de/sites/default/files/pdf/Refrigerants/Daikin_R407H_introduction_171128.pdf, 06 March, 2025

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*, doi.org/10.1016/j.seta.2020.100985

Zhou, X., Cui ,P., Wang, X. ve Lixia, H. (2017). Thermal Investigations into an Organic Rankine Cycle (ORC) System Utilizing Low Grade Waste Heat Sources. *Procedia Engineering* 205:4142–48. doi: 10.1016/j.proeng.2017.10.157.

EKLER

EK 1 Tekstil Firmasında Mevcut Buhar Kazanı Baca Gazı Ölçüm Değerleri
EK 2 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R32 Kodları
EK 3 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R125 Kodları
EK 4 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R143a Kodları
EK 5 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R290 Kodları
EK 6 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R600a Kodları
EK 7 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R32 Kodları
EK 8 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R125 Kodları
EK 9 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R143a Kodları
EK 10 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R290 Kodları
EK 11 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R600a Kodları
EK 12 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R32 için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo
EK 13 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R125 için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo
EK 14 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R143a için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo
EK 15 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R290 için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo
EK 16 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R600a için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo
EK 17 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R32 için Sonuçlar
EK 18 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R32 için Parametrik Tablo
EK 19 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R125 için Sonuçlar
EK 20 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R125 için Parametrik Tablo
EK 21 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R143a için Sonuçlar
EK 22 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R143a için Parametrik Tablo
EK 23 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R290 için Sonuçlar
EK 24 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R290 için Parametrik Tablo
EK 25 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R600a için Sonuçlar
EK 26 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R600a için Parametrik Tablo

EK 1 Tekstil Firmasında Mevcut Buhar Kazanı Baca Gazı Ölçüm Değerleri

Buhar Kazanı Bacası					
Kullanılan Yakıt Türü			**Doğalgaz**		
Kullanılan Yakıt Miktarı	**m^3/h(Sıvı ve Gaz Yakıtlar)**		**kg/h(Katı Yakıtlar)**		634,84
Isıl Güç	**MW**				6,09
Parametre	**Birim**	**1. Ölçüm**	**2. Ölçüm**	**3. Ölçüm**	**Ortalama**
Hız	m/s	6,11	6,06	6,06	6,08
Sıcaklık	˚C	121,15	114,41	117,68	117,75
Basınç	hPa	1002,72	1002,16	1001,64	1002,17
Nem	%	3,16	3,24	3,25	3,22
Bacagazı Debisi	m^3/h	14000,12	13869,58	13869,58	13913,09
N.Ş.A. Baca Gazı Debisi	Nm^3/h	9598,42	9668,98	9583,05	9616,81
N.Ş.A. Kuru Baca Gazı Debisi	Nm^3/h	9294,67	9355,26	9271,57	9307,16
Oksijen Oranı	%	12,65	12,16	12,36	12,39
Referans Oksijen	%	3			

EK 2 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R32 Kodları

```
$UnitSystem SI;
w_turbine=w_12;        {Work of Steam Turbine}
q_hei=q_41;            {Heat energy of Heat Exchanger}
P_2=P_3;               {Condenser inlet and conderser outlet are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_4=P_1;               {Heat exchanger  inlet and heat exchanger outlet are the same value, this value constant throughout the cycle}
x_2=1                  {This value was taken because of the risk of corrosion.}
x_3=0                  {Condenser outlet quality assumption}
P_cr=P_CRIT(R32)
P_atm=Po#;
P_2=P_atm*(1,1);
P_4=P_cr*(0,9);

h_3=ENTHALPY(R32;P=P_3;x=0);   "Point of condencer outlet(inlet of pump)"
s_3=ENTROPY(R32;P=P_3; x=0);
T_3=TEMPERATURE(R32;P=P_3;x=0);
v_3=VOLUME(R32;P=P_3;x=0);

s_4=s_3;                                "Since It is assumed that pump is reversible"
h_4=ENTHALPY(R32;P=P_4;s=s_4);          "Point of pump outlet (inlet of heat exchanger)"
T_4=TEMPERATURE(R32;P=P_4;s=s_4);
v_4=VOLUME(R32;P=P_4;s=s_4);

h_2=ENTHALPY(R32;P=P_2;x=1);            "Point of turbine outlet(inlet of condenser)"
s_2=ENTROPY(R32;P=P_2;x=1);
T_2=TEMPERATURE(R32;P=P_2;x=1);
v_2=VOLUME(R32;P=P_2;x=1);

s_1=s_2;                                "Since It is assumed that turbine is reversible"
h_1=ENTHALPY(R32;P=P_1;s=s_1);
T_1=TEMPERATURE(R32;P=P_1;s=s_1);
v_1=VOLUME(R32;P=P_1;s=s_1);

q_12-w_12=(h_2-h_1);
q_12=0;
q_23=(h_3-h_2);

q_34=0;
-w_34=(h_4-h_3);
w_pump=w_34;                            {Work of Pump}

q_41=(h_1-h_4);                         {Heat energy of Heat Exchanger}
eta_NET=(w_12-abs(w_34))/ q_41;

T_WH=ConvertTEMP(C;K;130)
q_WH=q_41*(-1)
```

EK 3 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R125 Kodları

```
$UnitSystem SI;
w_turbine=w_12;
P_2=P_3;          { Condenser input and conderser output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_4=P_1;      { Heat exchanger  input and heat exchanger output are the same value, this value constant throughout the cycle}
x_2=1        {This value was taken because of the risk of corrosion.}
x_3=0
q_hei=q_41;
P_cr=P_CRIT(R125)
P_atm=Po#;
P_2=P_atm*(1,1);
P_4=P_cr*(0,9);

h_3=ENTHALPY(R125;P=P_3;x=0);   "Point of out of condencer(input of pump)"
s_3=ENTROPY(R125;P=P_3; x=0);
T_3=TEMPERATURE(R125;P=P_3;x=0);
v_3=VOLUME(R125;P=P_3;x=0);

s_4=s_3;   "Since İt is assumed that pump is reversible"
h_4=ENTHALPY(R125;P=P_4;s=s_4);   "Point of out of pump(input of heat exchanger)"
T_4=TEMPERATURE(R125;P=P_4;s=s_4);
v_4=VOLUME(R125;P=P_4;s=s_4);

h_2=ENTHALPY(R125;P=P_2;x=1);  "Point of out of heat exchanger(input of turbine)"
s_2=ENTROPY(R125;P=P_2;x=1);
T_2=TEMPERATURE(R125;P=P_2;x=1);
v_2=VOLUME(R125;P=P_2;x=1);

s_1=s_2;   "Since İt is assumed that turbine is reversible"
h_1=ENTHALPY(R125;P=P_1;s=s_1);
T_1=TEMPERATURE(R125;P=P_1;s=s_1);
v_1=VOLUME(R125;P=P_1;s=s_1);

q_12-w_12=(h_2-h_1);   {Work of Steam Turbine}
q_12=0;
q_23=(h_3-h_2);   {Heat energy of Condenser}

q_34=0;
-w_34=(h_4-h_3);
w_pump=w_34;

q_41=(h_1-h_4);   {Heat energy of Heat Exchanger};
eta_NET=(w_12-abs(w_34))/ q_41;

T_WH=ConvertTEMP(C;K;130)
q_WH=q_41*(-1)
```

EK 4 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R143a Kodları

```
$UnitSystem SI;
w_turbine=w_12;
P_2=P_3;          { Condenser input and conderser output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_4=P_1;      { Heat exchanger  input and heat exchanger output are the same value, this value constant throughout the cycle}
x_2=1        {This value was taken because of the risk of corrosion.}
x_3=0
q_hei=q_41;
P_cr=P_CRIT(R143a)
P_atm=Po#;
P_2=P_atm*(1.1);
P_4=P_cr*(0.9);

h_3=ENTHALPY(R143a;P=P_3;x=0);   "Point of out of condencer(input of pump)"
s_3=ENTROPY(R143a;P=P_3; x=0);
T_3=TEMPERATURE(R143a;P=P_3;x=0);
v_3=VOLUME(R143a;P=P_3;x=0);

s_4=s_3;  "Since it is assumed that pump is reversible"
h_4=ENTHALPY(R143a;P=P_4;s=s_4);   "Point of out of pump(input of heat exchanger)"
T_4=TEMPERATURE(R143a;P=P_4;s=s_4);
v_4=VOLUME(R143a;P=P_4;s=s_4);

h_2=ENTHALPY(R143a;P=P_2;x=1);  "Point of out of heat exchanger(input of turbine)"
s_2=ENTROPY(R143a;P=P_2;x=1);
T_2=TEMPERATURE(R143a;P=P_2;x=1);
v_2=VOLUME(R143a;P=P_2;x=1);

s_1=s_2;  "Since it is assumed that turbine is reversible"
h_1=ENTHALPY(R143a;P=P_1;s=s_1);
T_1=TEMPERATURE(R143a;P=P_1;s=s_1);
v_1=VOLUME(R143a;P=P_1;s=s_1);

q_12-w_12=(h_2-h_1);   {Work of Steam Turbine}
q_12=0;
q_23=(h_3-h_2);   {Heat energy of Condenser}

q_34=0;
-w_34=(h_4-h_3);
w_pump=w_34;

q_41=(h_1-h_4);   {Heat energy of Heat Exchanger};
eta_NET=(w_12-abs(w_34))/ q_41;

T_WH=ConvertTEMP(C;K;130)
q_WH=q_41*(-1)
```

EK 5 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R290 Kodları

```
$UnitSystem SI;
w_turbine=w_12;
P_2=P_3;          { Condenser input and conderser output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_4=P_1;      { Heat exchanger  input and heat exchanger output are the same value, this value constant throughout the cycle}
x_2=1        {This value was taken because of the risk of corrosion.}
x_3=0
q_hei=q_41;
P_cr=P_CRIT(R290)
P_atm=Po#;
P_2=P_atm*(1,1);
P_4=P_cr*(0,9);

h_3=ENTHALPY(R290;P=P_3;x=0);   "Point of out of condencer(input of pump)"
s_3=ENTROPY(R290;P=P_3; x=0);
T_3=TEMPERATURE(R290;P=P_3;x=0);
v_3=VOLUME(R290;P=P_3;x=0);

s_4=s_3;   "Since It is assumed that pump is reversible"
h_4=ENTHALPY(R290;P=P_4;s=s_4);   "Point of out of pump(input of heat exchanger)"
T_4=TEMPERATURE(R290;P=P_4;s=s_4);
v_4=VOLUME(R290;P=P_4;s=s_4);

h_2=ENTHALPY(R290;P=P_2;x=1);  "Point of out of heat exchanger(input of turbine)"
s_2=ENTROPY(R290;P=P_2;x=1);
T_2=TEMPERATURE(R290;P=P_2;x=1);
v_2=VOLUME(R290;P=P_2;x=1);

s_1=s_2;   "Since It is assumed that turbine is reversible"
h_1=ENTHALPY(R290;P=P_1;s=s_1);
T_1=TEMPERATURE(R290;P=P_1;s=s_1);
v_1=VOLUME(R290;P=P_1;s=s_1);

q_12-w_12=(h_2-h_1);   {Work of Steam Turbine}
q_12=0;
q_23=(h_3-h_2);   {Heat energy of Condenser}

q_34=0;
-w_34=(h_4-h_3);
w_pump=w_34;

q_41=(h_1-h_4);   {Heat energy of Heat Exchanger};
eta_NET=(w_12-abs(w_34))/ q_41;

T_WH=ConvertTEMP(C;K;130)
q_WH=q_41*(-1)
```

EK 6 Birinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R600a Kodları

```
$UnitSystem SI;
w_turbine=w_12;
P_2=P_3;          { Condenser input and conderser output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_4=P_1;      { Heat exchanger  input and heat exchanger output are the same value, this value constant throughout the cycle}
x_2=1       {This value was taken because of the risk of corrosion.}
x_3=0
q_hei=q_41;
P_cr=P_CRIT(R600a)
P_atm=Po#;
P_2=P_atm*(1,1);
P_4=P_cr*(0,9);

h_3=ENTHALPY(R600a;P=P_3;x=0);   "Point of out of condencer(input of pump)"
s_3=ENTROPY(R600a;P=P_3; x=0);
T_3=TEMPERATURE(R600a;P=P_3;x=0);
v_3=VOLUME(R600a;P=P_3;x=0);

s_4=s_3;   "Since İt is assumed that pump is reversible"
h_4=ENTHALPY(R600a;P=P_4;s=s_4);   "Point of out of pump(input of heat exchanger)"
T_4=TEMPERATURE(R600a;P=P_4;s=s_4);
v_4=VOLUME(R600a;P=P_4;s=s_4);

h_2=ENTHALPY(R600a;P=P_2;x=1);  "Point of out of heat exchanger(input of turbine)"
s_2=ENTROPY(R600a;P=P_2;x=1);
T_2=TEMPERATURE(R600a;P=P_2;x=1);
v_2=VOLUME(R600a;P=P_2;x=1);

s_1=s_2;   "Since İt is assumed that turbine is reversible"
h_1=ENTHALPY(R600a;P=P_1;s=s_1);
T_1=TEMPERATURE(R600a;P=P_1;s=s_1);
v_1=VOLUME(R600a;P=P_1;s=s_1);

q_12-w_12=(h_2-h_1);   {Work of Steam Turbine}
q_12=0;
q_23=(h_3-h_2);   {Heat energy of Condenser}

q_34=0;
-w_34=(h_4-h_3);
w_pump=w_34;

q_41=(h_1-h_4);   {Heat energy of Heat Exchanger};
eta_NET=(w_12-abs(w_34))/ q_41;

T_WH=ConvertTEMP(C;K;130)
q_WH=q_41*(-1)
```

EK 7 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R32 Kodları

```
$UnitSystem SI;
P_3=P_2;     {Condenser inlet and conderser outlet are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_1=P_4;     {Heat exchanger inlet and heat exchanger outlet are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_4=P_heatexchanger
P_2=P_condenser
P_condenser=Po#                    {Determined Pressure value of Condenser}
P_heatexchanger=3500 [kPa]     {Determined Pressure value of Heat exchanger}

x_2=1      {Turbine Outlet quality}     "This value was taken because of the risk of corrosion"
x_3=0      {Condenser outlet quality }

T_WH=ConvertTEMP(C;K;130)   "Temperature of flue gas waste heat"
T_HeatSource=T_WH              {Flue gas waste heat was used as the heat source for the heat exchanger}
T_L=220[K]                          "Determined sink temperature for condenser"
T_0=ConvertTEMP(C;K;20)       {Environment Temperature}
P_0= Po#                             {Enviroment pressure, Atmospheric pressure was assigned as the ambient pressure value}

h_3=ENTHALPY(R32;P=P_3;x=x_3);       {Point of condenser outlet(inlet of pump)}
s_3=ENTROPY(R32;P=P_3; x=x_3);
T_3=TEMPERATURE(R32;P=P_3;x=x_3);
v_3=VOLUME(R32;P=P_3;x=x_3);

s_4=s_3;  "Since It is assumed that pump is reversible"
h_4=ENTHALPY(R32;P=P_4;s=s_4);          "Point of pump outlet(inlet of heat exchanger)"
T_4=TEMPERATURE(R32;P=P_4;s=s_4);
v_4=VOLUME(R32;P=P_4;s=s_4);

h_2=ENTHALPY(R32;P=P_2;x=x_2);          "Point of turbine outlet(inlet of condenser)"
s_2=ENTROPY(R32;P=P_2;x=x_2);
T_2=TEMPERATURE(R32;P=P_2;x=x_2);
v_2=VOLUME(R32;P=P_2;x=x_2);

s_1=s_2;        "Since It is assumed that turbine is reversible"
h_1=ENTHALPY(R32;P=P_1;s=s_1);          "Point of heat exchanger outlet(inlet of steam turbine)"
T_1=TEMPERATURE(R32;P=P_1;s=s_1);
v_1=VOLUME(R32;P=P_1;s=s_1);

s_0=Entropy(R32;T=T_0;P=P_0)
h_0=Enthalpy(R32;T=T_0;P=P_0)

h_1=h_4+q_in
h_1=w_turbine+h_2
q_out+h_3=h_2
w_pump+h_3=h_4
eta_thermal=(w_turbine-w_pump)/q_in

psi_1=(h_1-h_0)-T_0*(s_1-s_0)
psi_2=(h_2-h_0)-T_0*(s_2-s_0)
psi_3=(h_3-h_0)-T_0*(s_3-s_0)
psi_4=(h_4-h_0)-T_0*(s_4-s_0)

w_reversibleturbine=psi_1-psi_2
w_reversiblepump=psi_4-psi_3

x_destructedheatexchanger=T_0*(s_1-s_4-(q_in/T_HeatSource))
x_destructedturbine=T_0*(s_2-s_1)
x_destructedcondenser=T_0*(s_3-s_2+(q_out/T_L))
x_destructedpump=T_0*(s_4-s_3)

x_destructedcycle=x_destructedturbine+x_destructedpump+x_destructedcondenser+x_destructedheatexchanger

x_Thermalin=(1-(T_0/T_HeatSource))*q_in
x_supplied= x_Thermalin+w_pump
eta_IIcycle=1-(x_destructedcycle/x_supplied)
```

EK 8 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R125 Kodları

```
$UnitSystem SI;
P_3=P_2;          { Condenser input and conderser output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_1=P_4;      { Heat exchanger  input and heat exchanger output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_4=P_heatexchanger
P_2=P_condenser
P_condenser=Po#
P_heatexchanger=3500 [kPa]

x_2=1       {Turbine Outlet quality}
            {This value was taken because of the risk of corrosion}
x_3=0       {Condenser outlet quality }

T_WH=ConvertTEMP(C;K;130)          {Temperature of flue gas waste heat}
T_HeatSource=T_WH                  {Flue gas waste heat was used as the heat source for the heat exchanger}
T_L=220[K]      {sink temperature for condenser}
T_0=ConvertTEMP(C;K;20)         {Environment Temperature}
P_0= Po#          {Enviroment pressure, Atmospheric pressure was assigned as the ambient pressure value}

h_3=ENTHALPY(R125;P=P_3;x=x_3);   "Point of out of condenser(input of pump)"
s_3=ENTROPY(R125;P=P_3; x=x_3);
T_3=TEMPERATURE(R125;P=P_3;x=x_3);
v_3=VOLUME(R125;P=P_3;x=x_3);

s_4=s_3;   "Since It is assumed that pump is reversible"
h_4=ENTHALPY(R125;P=P_4;s=s_4);   "Point of out of pump(input of heat exchanger)"
T_4=TEMPERATURE(R125;P=P_4;s=s_4);
v_4=VOLUME(R125;P=P_4;s=s_4);

h_2=ENTHALPY(R125;P=P_2;x=x_2);  "Point of out of turbine(input of condenser)"
s_2=ENTROPY(R125;P=P_2;x=x_2);
T_2=TEMPERATURE(R125;P=P_2;x=x_2);
v_2=VOLUME(R125;P=P_2;x=x_2);

s_1=s_2;   "Since It is assumed that turbine is reversible"
h_1=ENTHALPY(R125;P=P_1;s=s_1);        "Point of out of heat exchanger(input of steam turbine)"
T_1=TEMPERATURE(R125;P=P_1;s=s_1);
v_1=VOLUME(R125;P=P_1;s=s_1);

s_0=Entropy(R125;T=T_0;P=P_0)
h_0=Enthalpy(R125;T=T_0;P=P_0)

h_1=h_4+q_in
h_1=w_turbine+h_2
q_out+h_3=h_2
w_pump+h_3=h_4
eta_thermal=(w_turbine-w_pump)/q_in

psi_1=(h_1-h_0)-T_0*(s_1-s_0)
psi_2=(h_2-h_0)-T_0*(s_2-s_0)
psi_3=(h_3-h_0)-T_0*(s_3-s_0)
psi_4=(h_4-h_0)-T_0*(s_4-s_0)

w_reversibleturbine=psi_1-psi_2
w_reversiblepump=psi_4-psi_3

x_destructedheatexchanger=T_0*(s_1-s_4-(q_in/T_HeatSource))
x_destructedturbine=T_0*(s_2-s_1)
x_destructedcondenser=T_0*(s_3-s_2+(q_out/T_L))
x_destructedpump=T_0*(s_4-s_3)

x_destructedcycle=x_destructedturbine+x_destructedpump+x_destructedcondenser+x_destructedheatexchanger

x_Thermalin=(1-(T_0/T_HeatSource))*q_in
x_supplied= x_Thermalin+w_pump
eta_licycle=1-(x_destructedcycle/x_supplied)
```

EK 9 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R143a Kodları

```
$UnitSystem SI;
P_3=P_2;          { Condenser input and conderser output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_1=P_4;      { Heat exchanger  input and heat exchanger output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_4=P_heatexchanger
P_2=P_condenser
P_condenser=Po#
P_heatexchanger=3500 [kPa]

x_2=1       {Turbine Outlet quality}
            {This value was taken because of the risk of corrosion}
x_3=0       {Condenser outlet quality }

T_WH=ConvertTEMP(C;K;130)          {Temperature of flue gas waste heat}
T_HeatSource=T_WH                  {Flue gas waste heat was used as the heat source for the heat exchanger}
T_L=220[K]      {sink temperature for condenser}
T_0=ConvertTEMP(C;K;20)         {Environment Temperature}
P_0= Po#        {Enviroment pressure, Atmospheric pressure was assigned as the ambient pressure value}

h_3=ENTHALPY(R143A;P=P_3;x=x_3);   "Point of out of condenser(input of pump)"
s_3=ENTROPY(R143A;P=P_3; x=x_3);
T_3=TEMPERATURE(R143A;P=P_3;x=x_3);
v_3=VOLUME(R143A;P=P_3;x=x_3);

s_4=s_3;   "Since It is assumed that pump is reversible"
h_4=ENTHALPY(R143A;P=P_4;s=s_4);   "Point of out of pump(input of heat exchanger)"
T_4=TEMPERATURE(R143A;P=P_4;s=s_4);
v_4=VOLUME(R143A;P=P_4;s=s_4);

h_2=ENTHALPY(R143A;P=P_2;x=x_2);   "Point of out of turbine(input of condenser)"
s_2=ENTROPY(R143A;P=P_2;x=x_2);
T_2=TEMPERATURE(R143A;P=P_2;x=x_2);
v_2=VOLUME(R143A;P=P_2;x=x_2);

s_1=s_2;   "Since It is assumed that turbine is reversible"
h_1=ENTHALPY(R143A;P=P_1;s=s_1);       "Point of out of heat exchanger(input of steam turbine)"
T_1=TEMPERATURE(R143A;P=P_1;s=s_1);
v_1=VOLUME(R143A;P=P_1;s=s_1);

s_0=Entropy(R143A;T=T_0;P=P_0)
h_0=Enthalpy(R143A;T=T_0;P=P_0)

h_1=h_4+q_in
h_1=w_turbine+h_2
q_out+h_3=h_2
w_pump+h_3=h_4
eta_thermal=(w_turbine-w_pump)/q_in

psi_1=(h_1-h_0)-T_0*(s_1-s_0)
psi_2=(h_2-h_0)-T_0*(s_2-s_0)
psi_3=(h_3-h_0)-T_0*(s_3-s_0)
psi_4=(h_4-h_0)-T_0*(s_4-s_0)

w_reversibleturbine=psi_1-psi_2
w_reversiblepump=psi_4-psi_3

x_destructedheatexchanger=T_0*(s_1-s_4-(q_in/T_HeatSource))
x_destructedturbine=T_0*(s_2-s_1)
x_destructedcondenser=T_0*(s_3-s_2+(q_out/T_L))
x_destructedpump=T_0*(s_4-s_3)

x_destructedcycle=x_destructedturbine+x_destructedpump+x_destructedcondenser+x_destructedheatexchanger

x_Thermalin=(1-(T_0/T_HeatSource))*q_in
x_supplied= x_Thermalin+w_pump
eta_IIcycle=1-(x_destructedcycle/x_supplied)
```

EK 10 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R290 Kodları

```
$UnitSystem SI;
P_3=P_2;        { Condenser input and conderser output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_1=P_4;     { Heat exchanger  input and heat exchanger output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_4=P_heatexchanger
P_2=P_condenser
P_condenser=Po#
P_heatexchanger=3500 [kPa]

x_2=1       {Turbine Outlet quality}
            {This value was taken because of the risk of corrosion}
x_3=0       {Condenser outlet quality }

T_WH=ConvertTEMP(C;K;130)          {Temperature of flue gas waste heat}
T_HeatSource=T_WH                  {Flue gas waste heat was used as the heat source for the heat exchanger}
T_L=220[K]      {sink temperature for condenser}
T_0=ConvertTEMP(C;K;20)        {Environment Temperature}
P_0= Po#        {Enviroment pressure, Atmospheric pressure was assigned as the ambient pressure value}

h_3=ENTHALPY(R290;P=P_3;x=x_3);   "Point of out of condenser(input of pump)"
s_3=ENTROPY(R290;P=P_3; x=x_3);
T_3=TEMPERATURE(R290;P=P_3;x=x_3);
v_3=VOLUME(R290;P=P_3;x=x_3);

s_4=s_3;   "Since It is assumed that pump is reversible"
h_4=ENTHALPY(R290;P=P_4;s=s_4);   "Point of out of pump(input of heat exchanger)"
T_4=TEMPERATURE(R290;P=P_4;s=s_4);
v_4=VOLUME(R290;P=P_4;s=s_4);

h_2=ENTHALPY(R290;P=P_2;x=x_2);  "Point of out of turbine(input of condenser)"
s_2=ENTROPY(R290;P=P_2;x=x_2);
T_2=TEMPERATURE(R290;P=P_2;x=x_2);
v_2=VOLUME(R290;P=P_2;x=x_2);

s_1=s_2;   "Since It is assumed that turbine is reversible"
h_1=ENTHALPY(R290;P=P_1;s=s_1);       "Point of out of heat exchanger(input of steam turbine)"
T_1=TEMPERATURE(R290;P=P_1;s=s_1);
v_1=VOLUME(R290;P=P_1;s=s_1);

s_0=Entropy(R290;T=T_0;P=P_0)
h_0=Enthalpy(R290;T=T_0;P=P_0)

h_1=h_4+q_in
h_1=w_turbine+h_2
q_out+h_3=h_2
w_pump+h_3=h_4
eta_thermal=(w_turbine-w_pump)/q_in

psi_1=(h_1-h_0)-T_0*(s_1-s_0)
psi_2=(h_2-h_0)-T_0*(s_2-s_0)
psi_3=(h_3-h_0)-T_0*(s_3-s_0)
psi_4=(h_4-h_0)-T_0*(s_4-s_0)

w_reversibleturbine=psi_1-psi_2
w_reversiblepump=psi_4-psi_3

x_destructedheatexchanger=T_0*(s_1-s_4-(q_in/T_HeatSource))
x_destructedturbine=T_0*(s_2-s_1)
x_destructedcondenser=T_0*(s_3-s_2+(q_out/T_L))
x_destructedpump=T_0*(s_4-s_3)

x_destructedcycle=x_destructedturbine+x_destructedpump+x_destructedcondenser+x_destructedheatexchanger

x_Thermalin=(1-(T_0/T_HeatSource))*q_in
x_supplied= x_Thermalin+w_pump
eta_IIcycle=1-(x_destructedcycle/x_supplied)
```

EK 11 İkinci Karşılaştırma Yönteminde Kullanılan R600a Kodları

```
$UnitSystem SI;
P_3=P_2;          { Condenser input and conderser output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_1=P_4;      { Heat exchanger  input and heat exchanger output are the same value, this value constant throughout the cycle}
P_4=P_heatexchanger
P_2=P_condenser
P_condenser=Po#
P_heatexchanger=3500 [kPa]

x_2=1       {Turbine Outlet quality}
            {This value was taken because of the risk of corrosion}
x_3=0       {Condenser outlet quality }

T_WH=ConvertTEMP(C;K;130)          {Temperature of flue gas waste heat}
T_HeatSource=T_WH                  {Flue gas waste heat was used as the heat source for the heat exchanger}
T_L=220[K]      {sink temperature for condenser}
T_0=ConvertTEMP(C;K;20)          {Environment Temperature}
P_0= Po#         {Enviroment pressure, Atmospheric pressure was assigned as the ambient pressure value}

h_3=ENTHALPY(R600A;P=P_3;x=x_3);   "Point of out of condenser(input of pump)"
s_3=ENTROPY(R600A;P=P_3; x=x_3);
T_3=TEMPERATURE(R600A;P=P_3;x=x_3);
v_3=VOLUME(R600A;P=P_3;x=x_3);

s_4=s_3;   "Since It is assumed that pump is reversible"
h_4=ENTHALPY(R600A;P=P_4;s=s_4);   "Point of out of pump(input of heat exchanger)"
T_4=TEMPERATURE(R600A;P=P_4;s=s_4);
v_4=VOLUME(R600A;P=P_4;s=s_4);

h_2=ENTHALPY(R600A;P=P_2;x=x_2);  "Point of out of turbine(input of condenser)"
s_2=ENTROPY(R600A;P=P_2;x=x_2);
T_2=TEMPERATURE(R600A;P=P_2;x=x_2);
v_2=VOLUME(R600A;P=P_2;x=x_2);

s_1=s_2;   "Since It is assumed that turbine is reversible"
h_1=ENTHALPY(R600A;P=P_1;s=s_1);        "Point of out of heat exchanger(input of steam turbine)"
T_1=TEMPERATURE(R600A;P=P_1;s=s_1);
v_1=VOLUME(R600A;P=P_1;s=s_1);

s_0=Entropy(R600A;T=T_0;P=P_0)
h_0=Enthalpy(R600A;T=T_0;P=P_0)

h_1=h_4+q_in
h_1=w_turbine+h_2
q_out+h_3=h_2
w_pump+h_3=h_4
eta_thermal=(w_turbine-w_pump)/q_in

psi_1=(h_1-h_0)-T_0*(s_1-s_0)
psi_2=(h_2-h_0)-T_0*(s_2-s_0)
psi_3=(h_3-h_0)-T_0*(s_3-s_0)
psi_4=(h_4-h_0)-T_0*(s_4-s_0)

w_reversibleturbine=psi_1-psi_2
w_reversiblepump=psi_4-psi_3

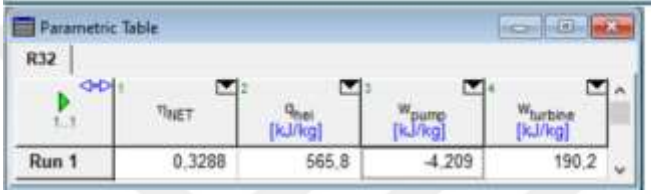
x_destructedheatexchanger=T_0*(s_1-s_4-(q_in/T_HeatSource))
x_destructedturbine=T_0*(s_2-s_1)
x_destructedcondenser=T_0*(s_3-s_2+(q_out/T_L))
x_destructedpump=T_0*(s_4-s_3)

x_destructedcycle=x_destructedturbine+x_destructedpump+x_destructedcondenser+x_destructedheatexchanger

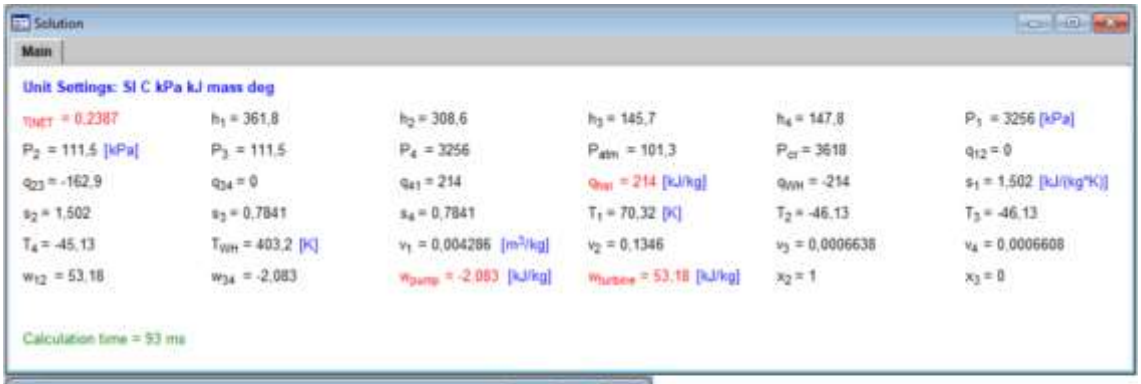
x_Thermalin=(1-(T_0/T_HeatSource))*q_in
x_supplied= x_Thermalin+w_pump
eta_IIcycle=1-(x_destructedcycle/x_supplied)
```

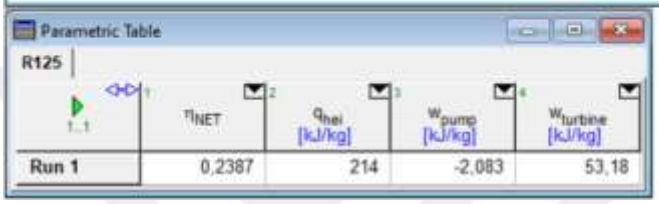
EK 12 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R32 için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo



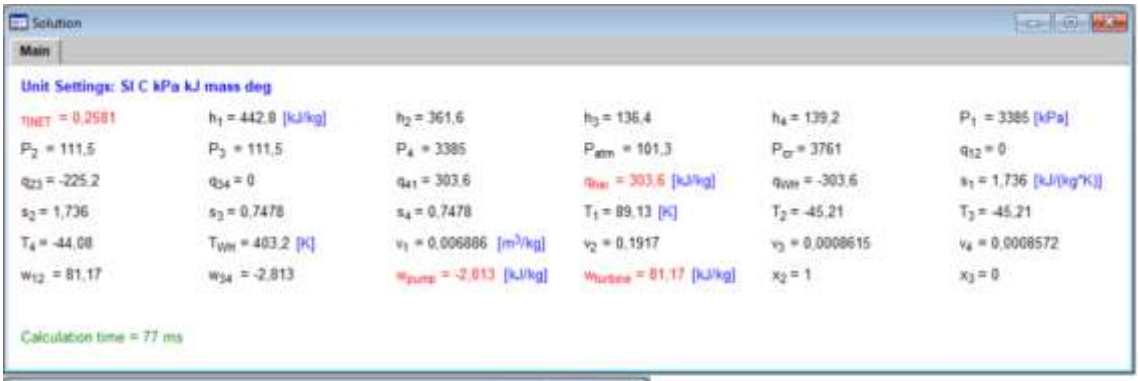


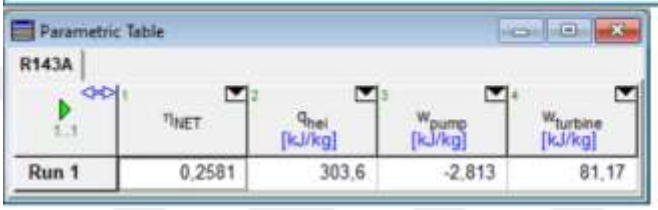
EK 13 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R125 için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo



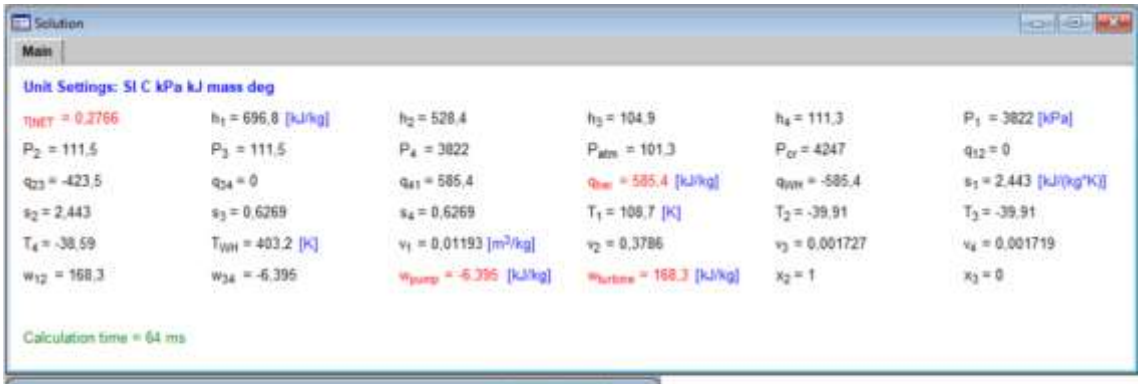


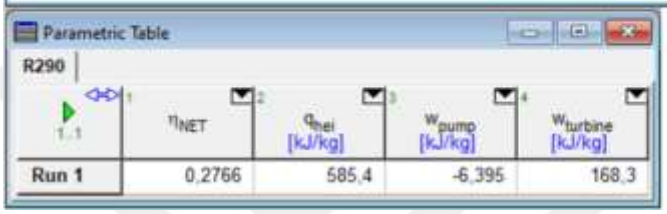
EK 14 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R143a için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo



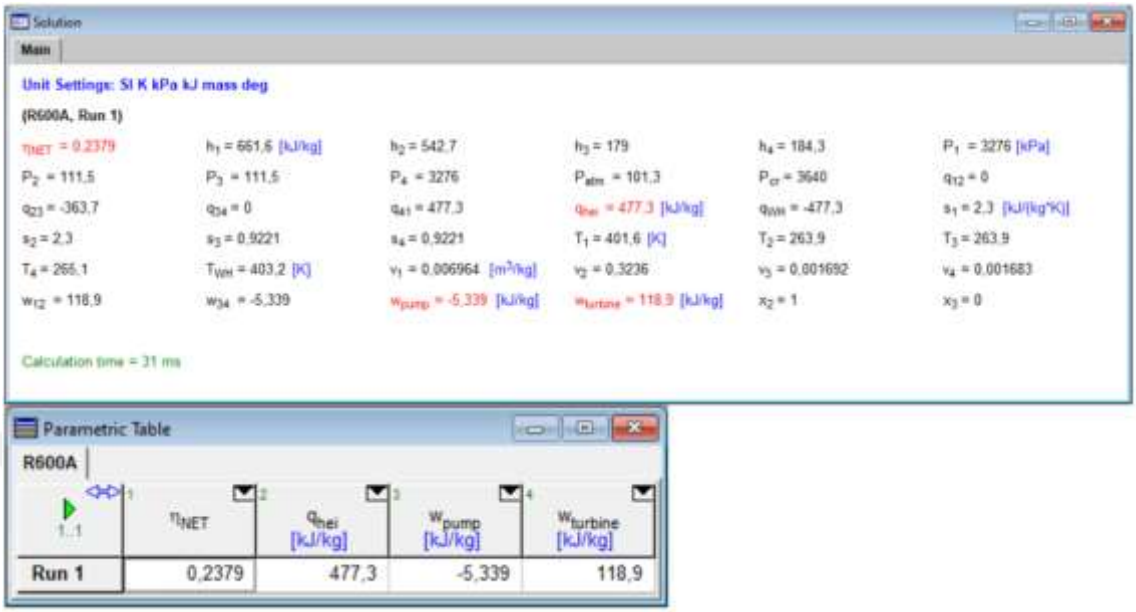


EK 15 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R290 için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo





EK 16 Birinci Karşılaştırma Yönteminde R600a için Çözüm Sonuçları ve Parametrik Tablo



EK 17 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R32 için Sonuçlar

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\eta_{IIcycle} = 0,284$	$\eta_{thermal} = 0,3049$	$h_0 = 839,5$
$h_1 = 666,8$ [kJ/kg]	$h_2 = 496,4$	$h_3 = 114,6$
$h_4 = 117,4$	$\psi_1 = 91,62$	$\psi_2 = -78,7$
$\psi_3 = 44,82$	$\psi_4 = 47,62$	$P_0 = 101,3$ [kPa]
$P_1 = 3500$ [kPa]	$P_2 = 101,3$ [kPa]	$P_3 = 101,3$
$P_4 = 3500$ [kPa]	$P_{condenser} = 101,3$ [kPa]	$P_{heatexchanger} = 3500$ [kPa]
$q_{in} = 549,4$	$q_{out} = 381,9$	$s_0 = 3,282$
$s_1 = 2,38$ [kJ/(kg*K)]	$s_2 = 2,38$	$s_3 = 0,6565$
$s_4 = 0,6565$	$T_0 = 293,2$ [K]	$T_1 = 167,2$ [K]
$T_2 = -51,65$	$T_3 = -51,65$	$T_4 = -50,77$
$T_{HeatSource} = 403,2$	$T_L = 220$ [K]	$T_{WH} = 403,2$ [K]
$v_1 = 0,018$ [m^3/kg]	$v_2 = 0,3347$	$v_3 = 0,0008244$
$v_4 = 0,000822$	$w_{pump} = 2,798$	$w_{reversiblepump} = 2,798$
$w_{reversibleturbine} = 170,3$	$w_{turbine} = 170,3$	$x_2 = 1$
$x_3 = 0$	$x_{destructedcondenser} = 3,443$	$x_{destructedcycle} = 109,3$
$x_{destructedheatexchanger} = 105,9$	$x_{destructedpump} = 0$	$x_{destructedturbine} = 0$
$x_{supplied} = 152,7$	$x_{Thermalin} = 149,9$	

Calculation time = 32 ms

EK 18 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R32 için Parametrik Tablo

R32

	1 $\eta_{IIcycle}$	2 $\eta_{thermal}$	3 q_{in}	4 $w_{reversibleturbine}$	5 $w_{turbine}$	6 $x_{destructedconde}$	7 $x_{destructedcycle}$	8 $x_{destructedheater}$	9 $x_{destructedpump}$	10 $x_{destructedturbin}$
1..1										
Run 1	0,284	0,3049	549,4	170,3	170,3	3,443	109,3	105,9	0	0

EK 19 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R125 için Sonuçlar

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\eta_{IIcycle} = 0,02013$	$\eta_{Ithermal} = 0,2461$	$h_0 = 621,6$
$h_1 = 363,3$ [kJ/kg]	$h_2 = 307,5$	$h_3 = 143,5$
$h_4 = 145,7$	$\psi_1 = -18,28$	$\psi_2 = -74,05$
$\psi_3 = -24,41$	$\psi_4 = -22,17$	$P_0 = 101,3$ [kPa]
$P_1 = 3500$ [kPa]	$P_2 = 101,3$ [kPa]	$P_3 = 101,3$
$P_4 = 3500$ [kPa]	$P_{condenser} = 101,3$ [kPa]	$P_{heatexchanger} = 3500$ [kPa]
$q_{in} = 217,5$	$q_{out} = 164$	$s_0 = 2,322$
$s_1 = 1,503$ [kJ/(kg*K)]	$s_2 = 1,503$	$s_3 = 0,7744$
$s_4 = 0,7744$	$T_0 = 293,2$ [K]	$T_1 = 74,51$ [K]
$T_2 = -48,09$	$T_3 = -48,09$	$T_4 = -47,04$
$T_{HeatSource} = 403,2$	$T_L = 220$ [K]	$T_{WH} = 403,2$ [K]
$v_1 = 0,003947$ [m^3/kg]	$v_2 = 0,1472$	$v_3 = 0,0006607$
$v_4 = 0,0006575$	$w_{pump} = 2,241$	$w_{reversiblepump} = 2,241$
$w_{reversibleturbine} = 55,77$	$w_{turbine} = 55,77$	$x_2 = 1$
$x_3 = 0$	$x_{destructedcondenser} = 4,888$	$x_{destructedcycle} = 60,35$
$x_{destructedheatexchanger} = 55,47$	$x_{destructedpump} = 0$	$x_{destructedturbine} = 0$
$x_{supplied} = 61,59$	$x_{Thermalin} = 59,35$	

Calculation time = 63 ms

EK 20 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R125 için Parametrik Tablo

R125

	1 $\eta_{IIcycle}$	2 $\eta_{thermal}$	3 q_{in}	4 $W_{reversibleturbine}$	5 $W_{turbine}$	6 $X_{destructedconde}$	7 $X_{destructedcycle}$	8 $X_{destructedheater}$	9 $X_{destructedpump}$	10 $X_{destructedturbin}$
1..1										
Run 1	0,02013	0,2461	217,5	55,77	55,77	4,888	60,35	55,47	0	0

EK 21 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R143a için Sonuçlar

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\eta_{IIcycle} = 0,1044$	$\eta_{Ithermal} = 0,2646$	$h_0 = 738,5$
$h_1 = 444,8$ [kJ/kg]	$h_2 = 360,3$	$h_3 = 133,7$
$h_4 = 136,6$	$\psi_1 = -5,674$	$\psi_2 = -90,11$
$\psi_3 = -22,65$	$\psi_4 = -19,74$	$P_0 = 101,3$ [kPa]
$P_1 = 3500$ [kPa]	$P_2 = 101,3$ [kPa]	$P_3 = 101,3$
$P_4 = 3500$ [kPa]	$P_{condenser} = 101,3$ [kPa]	$P_{heatexchanger} = 3500$ [kPa]
$q_{in} = 308,1$	$q_{out} = 226,6$	$s_0 = 2,722$
$s_1 = 1,739$ [kJ/(kg*K)]	$s_2 = 1,739$	$s_3 = 0,7359$
$s_4 = 0,7359$	$T_0 = 293,2$ [K]	$T_1 = 91,71$ [K]
$T_2 = -47,24$	$T_3 = -47,24$	$T_4 = -46,09$
$T_{HeatSource} = 403,2$	$T_L = 220$ [K]	$T_{WH} = 403,2$ [K]
$v_1 = 0,006689$ [m^3/kg]	$v_2 = 0,2097$	$v_3 = 0,0008574$
$v_4 = 0,0008531$	$w_{pump} = 2,907$	$w_{reversiblepump} = 2,907$
$w_{reversibleturbine} = 84,44$	$w_{turbine} = 84,44$	$x_2 = 1$
$x_3 = 0$	$x_{destructedcondenser} = 7,891$	$x_{destructedcycle} = 77,9$
$x_{destructedheatexchanger} = 70,01$	$x_{destructedpump} = 0$	$x_{destructedturbine} = 0$
$x_{supplied} = 86,98$	$x_{Thermalin} = 84,08$	

Calculation time = 63 ms

EK 22 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R143a için Parametrik Tablo

R143A

	1 $\eta_{IIcycle}$	2 $\eta_{thermal}$	3 q_{in}	4 $W_{reversibleturbine}$	5 $W_{turbine}$	6 $X_{destructedconde}$	7 $X_{destructedcycle}$	8 $X_{destructedheater}$	9 $X_{destructedpump}$	10 $X_{destructedturbin}$
Run 1	0,1044	0,2646	308,1	84,44	84,44	7,891	77,9	70,01	0	0

EK 23 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R290 için Sonuçlar

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

(R290, Run 1)

$\eta_{IIcycle}$ = 0,1656	$\eta_{thermal}$ = 0,2772	h_0 = 1239
h_1 = 695 [kJ/kg]	h_2 = 525,8	h_3 = 100
h_4 = 105,8	ψ_1 = -12,18	ψ_2 = -181,4
ψ_3 = -66,93	ψ_4 = -61,1	P_0 = 101,3 [kPa]
P_1 = 3500 [kPa]	P_2 = 101,3 [kPa]	P_3 = 101,3
P_4 = 3500 [kPa]	$P_{condenser}$ = 101,3 [kPa]	$P_{heatexchanger}$ = 3500 [kPa]
q_{in} = 589,2	q_{out} = 425,8	s_0 = 4,262
s_1 = 2,449 [kJ/(kg*K)]	s_2 = 2,449	s_3 = 0,6057
s_4 = 0,6057	T_0 = 293,2 [K]	T_1 = 104,1 [K]
T_2 = -42,09	T_3 = -42,09	T_4 = -40,91
$T_{HeatSource}$ = 403,2	T_L = 220 [K]	T_{WH} = 403,2 [K]
v_1 = 0,01332 [m^3/kg]	v_2 = 0,4137	v_3 = 0,00172
v_4 = 0,001712	w_{pump} = 5,833	$w_{reversiblepump}$ = 5,833
$w_{reversibleturbine}$ = 169,2	$w_{turbine}$ = 169,2	x_2 = 1
x_3 = 0	$x_{destructedcondenser}$ = 27,16	$x_{destructedcycle}$ = 139
$x_{destructedheatexchanger}$ = 111,8	$x_{destructedpump}$ = 0	$x_{destructedturbine}$ = 0
$x_{supplied}$ = 166,6	$x_{Thermalin}$ = 160,8	

Calculation time = 47 ms

EK 24 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R290 için Parametrik Tablo

R290										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	η_{cycle}	$\eta_{thermal}$	$\dot{Q}_{in}$	$\dot{W}_{reversibleturbine}$	$\dot{W}_{turbine}$	$\dot{X}_{destructedcondr}$	$\dot{X}_{destructedcycle}$	$\dot{X}_{destructedheater}$	$\dot{X}_{destructedpump}$	$\dot{X}_{destructedturbin}$
Run 1	0,1656	0,2772	589,2	169,2	169,2	27,16	139	111,8	0	0

EK 25 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R600a için Sonuçlar

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\eta_{IIcycle}$ = 0,01589	$\eta_{thermal}$ = 0,2441	h_0 = 1210
h_1 = 663,3 [kJ/kg]	h_2 = 539,4	h_3 = 173,5
h_4 = 179,2	ψ_1 = -67,26	ψ_2 = -191,1
ψ_3 = -146,8	ψ_4 = -141,1	P_0 = 101,3 [kPa]
P_1 = 3500 [kPa]	P_2 = 101,3 [kPa]	P_3 = 101,3
P_4 = 3500 [kPa]	$P_{condenser}$ = 101,3 [kPa]	$P_{heatexchanger}$ = 3500 [kPa]
q_{in} = 484,1	q_{out} = 365,9	s_0 = 3,937
s_1 = 2,301 [kJ/(kg*K)]	s_2 = 2,301	s_3 = 0,9012
s_4 = 0,9012	T_0 = 293,2 [K]	T_1 = 132,4 [K]
T_2 = -11,67	T_3 = -11,67	T_4 = -10,42
$T_{HeatSource}$ = 403,2	T_L = 220 [K]	T_{WH} = 403,2 [K]
v_1 = 0,006118 [m^3/kg]	v_2 = 0,3537	v_3 = 0,001684
v_4 = 0,001674	w_{pump} = 5,707	$w_{reversiblepump}$ = 5,707
$w_{reversibleturbine}$ = 123,9	$w_{turbine}$ = 123,9	x_2 = 1
x_3 = 0	$x_{destructedcondenser}$ = 77,36	$x_{destructedcycle}$ = 135,6
$x_{destructedheatexchanger}$ = 58,25	$x_{destructedpump}$ = 0	$x_{destructedturbine}$ = 0
$x_{supplied}$ = 137,8	$x_{Thermalin}$ = 132,1	

Calculation time = 32 ms

EK 26 İkinci Karşılaştırma Yönteminde R600a için Parametrik Tablo

R600a

	1 $\eta_{IIcycle}$	2 $\eta_{Ithermal}$	3 Q_{in}	4 $W_{reversibleturbine}$	5 $W_{turbine}$	6 $X_{destructedconde}$	7 $X_{destructedcycle}$	8 $X_{destructedheater}$	9 $X_{destructedpump}$	10 $X_{destructedturbin}$
1..1										
Run 1	0,01589	0,2441	484,1	123,9	123,9	77,36	135,6	58,25	0	0