



**T. C.
SIVAS CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ DESTEKLİ SOĞUTMA
SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Oğuzhan PEKTEZEL

(20179215001)

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR

SIVAS

NİSAN 2019

Oğuzhan PEKTEZEL'in hazırladığı ve “**ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ DESTEKLİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı **Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR**
Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Jüri Üyesi **Prof. Dr. Ertan BUYRUK**
Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Jüri Üyesi **Dr. Öğr. Üyesi Abdullah KEÇECİLER**
Kütahya Dumlupınar Üniversitesi

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. İsmail ÇELİK
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.





Bütün hakları saklıdır.
Kaynak göstermek koşuluyla alıntı ve gönderme yapılabilir.

© Oğuzhan PEKTEZEL, 2019



Gelecek çalışmalara ışık tutması dileğiyle...

ETİK

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- ✓ Bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- ✓ Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- ✓ Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere, bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- ✓ Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ✓ Tezin herhangi bir bölümünü, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı; beyan ederim.

25.04.2019

Oğuzhan PEKTEZEL

KATKI BELİRTME VE TEŞEKKÜR

Tez çalışmam süresince engin bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen, sabırlı ve hoşgörölü yaklaşımıyla beni yönlendiren, her konuda desteğini hissettiğim ve örnek aldığım danışman hocam Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Akademik hayatımın en başından itibaren benden desteklerini esirgemeyen Tokat Gaziosmanpaşa Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü tüm akademik personeline en içten teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ DESTEKLİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Oğuzhan PEKTEZEL

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR

2019, 90+xv sayfa

Bu çalışmada, organik Rankine çevrimi (ORÇ) destekli mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizi teorik olarak yapılmıştır. Sistemin soğutma devresi kısmı tek buharlaştırıcı ve iki buharlaştırıcı olarak tasarlanmıştır. Denklemlerin çözümünde Engineering Equation Solver (EES) programından faydalanılmıştır. Sistemde iş gören akışkan olarak R227ea, R124, R1234ze(E), R134a, R600a ve R12 akışkanları kullanılmıştır. Buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kazan sıcaklıklarının ve türbin ve kompresör izantropik verimlerinin sistemin performans katsayısı (COP_{sistem}) ve ekserji verimine ($\eta_{ekserji,sistem}$) olan etkileri incelenmiştir. Ayrıca sistemi oluşturan her bir eleman için ekserji verimi, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı ve termodinamik mükemmellik derecesi hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonunda sistem için en uygun iş gören akışkanın R600a olduğu görülmüştür. Bir buharlaştırıcı sistemin performans katsayısının iki buharlaştırıcı sisteme göre daha büyük, bunun aksine ise iki buharlaştırıcı sistemin ekserji veriminin bir buharlaştırıcı sisteme göre daha büyük olduğu sonucuna varılmıştır.

Anahtar kelimeler: Organik Rankine Çevrimi, Soğutma Çevrimi, Enerji Analizi, Ekserji Analizi

ABSTRACT

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF REFRIGERATION SYSTEMS POWERED BY ORGANIC RANKINE CYCLE

Oğuzhan PEKTEZEL

Master of Science Thesis

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR

2019, 90+xv pages

In this study, energy and exergy analysis of mechanical vapor compression refrigeration systems powered by organic Rankine cycle (ORC) was performed theoretically. Refrigeration part of the system was designed with single and dual evaporator. Engineering Equation Solver (EES) was utilized for the solution of equations. R227ea, R124, R1234ze(E), R134a, R600a and R12 fluids were used as working fluids in the system. Effects of evaporator, condenser, boiler temperatures and turbine and compressor isentropic efficiencies on coefficient of performance and exergy efficiency of system were investigated. In addition, exergy efficiency, exergy destruction rate, exergy destruction ratio and degree of thermodynamic perfection were calculated for each component in the system. R600a was detected to be the most suitable working fluid for the system as a result of calculations made throughout thesis. Coefficient of performance of the system with single evaporator was found to be higher than the system with dual evaporator. In contrast, exergy efficiency of the system with dual evaporator was found to be higher than the system with single evaporator.

Key Words: Organic Rankine Cycle, Refrigeration Cycle, Energy Analysis, Exergy Analysis

İÇİNDEKİLER

Sayfa

KATKI BELİRTME VE TEŞEKKÜR.....	vii
ÖZET	viii
ABSTRACT.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiii
SİMGELER DİZİNİ.....	xiv
KISALTMALAR DİZİNİ	xv
1.GİRİŞ	1
1.1 Organik Rankine Çevrimi	1
1.2 Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi	3
1.3 Literatür Özeti	8
2.MATERYAL VE METOT	17
2.1 Kombine ORÇ ve Tek Buharlaştırıcı BSSÇ	19
2.2 Kombine ORÇ ve İki Buharlaştırıcı BSSÇ	28
3.BULGULAR.....	42
3.1 Kombine ORÇ ve Tek Buharlaştırıcı BSSÇ Bulguları.....	43
3.2 Kombine ORÇ ve İki Buharlaştırıcı BSSÇ Bulguları.....	61
3.3 Tek ve İki Buharlaştırıcı Kombine Çevrimlerin Karşılaştırılması.....	83
4.SONUÇLAR VE ÖNERİLER	85
KAYNAKLAR	87
ÖZGEÇMİŞ	

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1 Organik Rankine çevrimi	2
Şekil 1.2 Akışkanlar için T-s diyagramları (a) ıslak (b) izantropik (c) kuru	3
Şekil 1.3 Soğutma çevrimi	4
Şekil 1.4 Soğutma çevrimi T-s ve P-h grafikleri	4
Şekil 1.5 Kaskad sistemi	5
Şekil 1.6 İki kademeli soğutma sistemi	6
Şekil 1.7 İki buharlaştırıcılı soğutma sistemi	7
Şekil 1.8 Akışkanların tarihsel gelişimi	8
Şekil 2.1 Akışkanların T-s grafikleri	18
Şekil 2.2 Kombine organik Rankine ve tek buharlaştırıcılı soğutma çevrimi.....	19
Şekil 2.3 Tek buharlaştırıcılı sistemde kompresör üzerindeki akış.....	21
Şekil 2.4 Tek buharlaştırıcılı sistemde BSSÇ yoğuşturucusu üzerindeki akış.....	22
Şekil 2.5 Tek buharlaştırıcılı sistemde kısılma vanası üzerindeki akış.....	23
Şekil 2.6 Tek buharlaştırıcılı sistemde buharlaştırıcı üzerindeki akış.....	24
Şekil 2.7 Tek buharlaştırıcılı sistemde pompa üzerindeki akış.....	24
Şekil 2.8 Tek buharlaştırıcılı sistemde kazan üzerindeki akış.....	25
Şekil 2.9 Tek buharlaştırıcılı sistemde türbin üzerindeki akış.....	26
Şekil 2.10 Tek buharlaştırıcılı sistemde ORÇ yoğuşturucusu üzerindeki akış.....	27
Şekil 2.11 Kombine organik Rankine ve iki buharlaştırıcılı soğutma çevrimi	28
Şekil 2.12 İki buharlaştırıcılı sistemde kompresör üzerindeki akış.....	31
Şekil 2.13 İki buharlaştırıcılı sistemde BSSÇ yoğuşturucusu üzerindeki akış.....	32
Şekil 2.14 İki buharlaştırıcılı sistemde 2. kısılma vanası üzerindeki akış.....	33
Şekil 2.15 İki buharlaştırıcılı sistemde 2. buharlaştırıcı üzerindeki akış.....	33
Şekil 2.16 İki buharlaştırıcılı sistemde 3. kısılma vanası üzerindeki akış.....	34
Şekil 2.17 İki buharlaştırıcılı sistemde 1. kısılma vanası üzerindeki akış.....	35
Şekil 2.18 İki buharlaştırıcılı sistemde 1. buharlaştırıcı üzerindeki akış.....	36
Şekil 2.19 İki buharlaştırıcılı sistemde karışım odası üzerindeki akış.....	36
Şekil 2.20 İki buharlaştırıcılı sistemde pompa üzerindeki akış.....	37
Şekil 2.21 İki buharlaştırıcılı sistemde kazan üzerindeki akış.....	38
Şekil 2.22 İki buharlaştırıcılı sistemde türbin üzerindeki akış.....	39
Şekil 2.23 İki buharlaştırıcılı sistemde ORÇ yoğuşturucusu üzerindeki akış.....	40
Şekil 3.1 Engineering Equation Solver programı arayüzü	42
Şekil 3.2 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{evap}}-\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi	43
Şekil 3.3 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{evap}}-\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi	44
Şekil 3.4 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{evap}}-\text{KBO}$ ilişkisi	44
Şekil 3.5 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{evap}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi	45
Şekil 3.6 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{kond,BSSÇ}}-\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi.....	46
Şekil 3.7 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{kond,BSSÇ}}-\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi.....	46
Şekil 3.8 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{kond,BSSÇ}}-\text{KBO}$ ilişkisi.....	47
Şekil 3.9 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{kond,BSSÇ}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi.....	48
Şekil 3.10 Tek buharlaştırıcılı sistemde $\eta_{\text{kompresör}}-\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi	48
Şekil 3.11 Tek buharlaştırıcılı sistemde $\eta_{\text{kompresör}}-\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi	49
Şekil 3.12 Tek buharlaştırıcılı sistemde $\eta_{\text{kompresör}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi	50
Şekil 3.13 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{kazan}}-\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi	50
Şekil 3.14 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{kazan}}-\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi	51
Şekil 3.15 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{kazan}}-\text{TBO}$ ilişkisi.....	52

Şekil 3.16	Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kazan}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi	52
Şekil 3.17	Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}-COP_{sistem}$ ilişkisi	53
Şekil 3.18	Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}-\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi	54
Şekil 3.19	Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}-TBO$ ilişkisi	54
Şekil 3.20	Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi	55
Şekil 3.21	Tek buharlaştırıcı sistemde $\eta_{türbin}-COP_{sistem}$ ilişkisi	56
Şekil 3.22	Tek buharlaştırıcı sistemde $\eta_{türbin}-\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi	56
Şekil 3.23	Tek buharlaştırıcı sistemde $\eta_{türbin}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi	57
Şekil 3.24	Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcı BSSÇ T-s grafiği	58
Şekil 3.25	Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcı BSSÇ P-h grafiği	59
Şekil 3.26	Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcı BSSÇ elemanlarının ekserji yıkımı	59
Şekil 3.27	Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcı BSSÇ elemanlarının EYO	60
Şekil 3.28	Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcı BSSÇ elemanlarının 2.yasa verimleri	60
Şekil 3.29	Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcı BSSÇ elemanlarının TMD	61
Şekil 3.30	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{evap,1}-COP_{sistem}$ ilişkisi	62
Şekil 3.31	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{evap,1}-\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi	62
Şekil 3.32	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{evap,1}-KBO$ ilişkisi	63
Şekil 3.33	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{evap,1}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi	64
Şekil 3.34	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{evap,2}-COP_{sistem}$ ilişkisi	64
Şekil 3.35	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{evap,2}-\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi	65
Şekil 3.36	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{evap,2}-KBO$ ilişkisi	66
Şekil 3.37	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{evap,2}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi	66
Şekil 3.38	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,BSSÇ}-COP_{sistem}$ ilişkisi	67
Şekil 3.39	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,BSSÇ}-\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi	68
Şekil 3.40	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,BSSÇ}-KBO$ ilişkisi	68
Şekil 3.41	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,BSSÇ}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi	69
Şekil 3.42	İki buharlaştırıcı sistemde $\eta_{kompresör}-COP_{sistem}$ ilişkisi	70
Şekil 3.43	İki buharlaştırıcı sistemde $\eta_{kompresör}-\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi	70
Şekil 3.44	İki buharlaştırıcı sistemde $\eta_{kompresör}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi	71
Şekil 3.45	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kazan}-COP_{sistem}$ ilişkisi	72
Şekil 3.46	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kazan}-\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi	73
Şekil 3.47	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kazan}-TBO$ ilişkisi	73
Şekil 3.48	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kazan}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi	74
Şekil 3.49	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}-COP_{sistem}$ ilişkisi	75
Şekil 3.50	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}-\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi	75
Şekil 3.51	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}-TBO$ ilişkisi	76
Şekil 3.52	İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi	77
Şekil 3.53	İki buharlaştırıcı sistemde $\eta_{türbin}-COP_{sistem}$ ilişkisi	77
Şekil 3.54	İki buharlaştırıcı sistemde $\eta_{türbin}-\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi	78
Şekil 3.55	İki buharlaştırıcı sistemde $\eta_{türbin}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi	79
Şekil 3.56	Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcı BSSÇ T-s grafiği	80
Şekil 3.57	Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcı BSSÇ P-h grafiği	81
Şekil 3.58	Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcı BSSÇ elemanlarının ekserji yıkımı	81
Şekil 3.59	Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcı BSSÇ elemanlarının EYO	82
Şekil 3.60	Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcı BSSÇ elemanlarının 2.yasa verimleri	82
Şekil 3.61	Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcı BSSÇ elemanlarının TMD	83

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Kullanılan akışkanların özellikleri	17
Çizelge 2.2 Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcı BSSÇ kabulleri	20
Çizelge 2.3 Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcı BSSÇ kabulleri.....	29
Çizelge 3.1 Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcı BSSÇ nokta değerleri	58
Çizelge 3.2 Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcı BSSÇ nokta değerleri.....	80
Çizelge 3.3 Analiz edilen 2 çevrimin karşılaştırılması.....	84



SİMGELER DİZİNİ

e	Birim kütle tabanında ekserji [kJ/kg]
E	Ekserji [kW]
h	Entalpi [kJ/kg]
m	Kütlesel debi [kg/s]
P	Basınç [kPa]
Q, Q̇	Isı [kJ, kW]
s	Entropi [kJ/kg.K]
T	Sıcaklık [Kelvin, °C]
Ẇ	Güç [kW]
η	Verim
v	Termodinamik mükemmellik derecesi



KISALTMALAR DİZİNİ

BSSÇ	Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi
COP	Performans katsayısı
EES	Engineering Equation Solver
evap	Evaporatör
EYO	Ekserji yıkım oranı
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
H	Yüksek sıcaklıktaki ortam
KBO	Kompresör basınç oranı
kond	Kondenser
kv	Kısılma vanası
ko	Karışım odası
L	Düşük sıcaklıktaki ortam
ORÇ	Organik Rankine çevrimi
TBO	Türbin basınç oranı
TMD	Termodinamik Mükemmellik Derecesi
yıkım	Ekserji yıkımı
II	İkinci yasa
0	Ölü hal

1.GİRİŞ

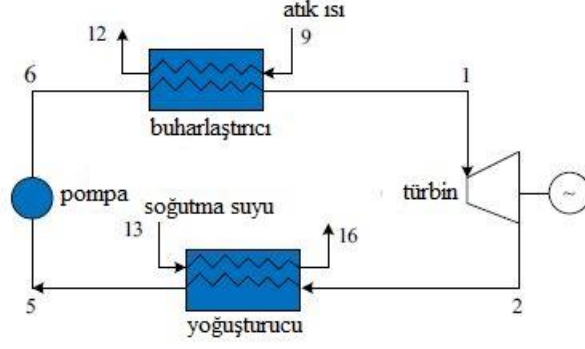
Enerji verimliliği günümüzde en çok tartışılan konuların başında gelmektedir. Fosil yakıtların artan kullanımı hava kirliliği, küresel ısınma, asit yağmurları ve ozon tabakasının incilmesi gibi önemli çevresel problemlere yol açmaktadır [1]. Bu sebeple, günümüzde jeotermal, rüzgar, güneş gibi temiz enerji kaynaklarının elektrik ve soğutma için kullanımına yönelik bir çok girişimde bulunmaktadır ve artık ısı da yenilenebilir ve temiz enerji kaynağı olarak düşünülebilir [2].

Su yerine organik bileşenlerin kullanıldığı organik Rankine sistemleri düşük ve orta dereceli ısının faydalı elektrik işine dönüştürülmesinde önemli bir yere sahiptir [3]. Organik Rankine çevrimi endüstriyel atık ısı, güneş enerjisi, jeotermal enerji ve biyokütle enerjisi gibi bir çok ısı kaynağını kullanabilir [4].

1.1 Organik Rankine Çevrimi

Organik Rankine çevrimi ve ideal Rankine çevrimi kullanılan elemanlar ve çalışma prensibi olarak birebir aynıdır. Aralarındaki tek fark klasik Rankine çevriminde su kullanılırken organik Rankine çevriminde organik akışkanlar kullanılmasıdır. Organik akışkanlar su ile karşılaştırıldığında daha düşük normal kaynama noktası sıcaklığına sahip olduklarından düşük ısı kaynaklarından gelen ısı ile buharlaşabilmektedirler [5].

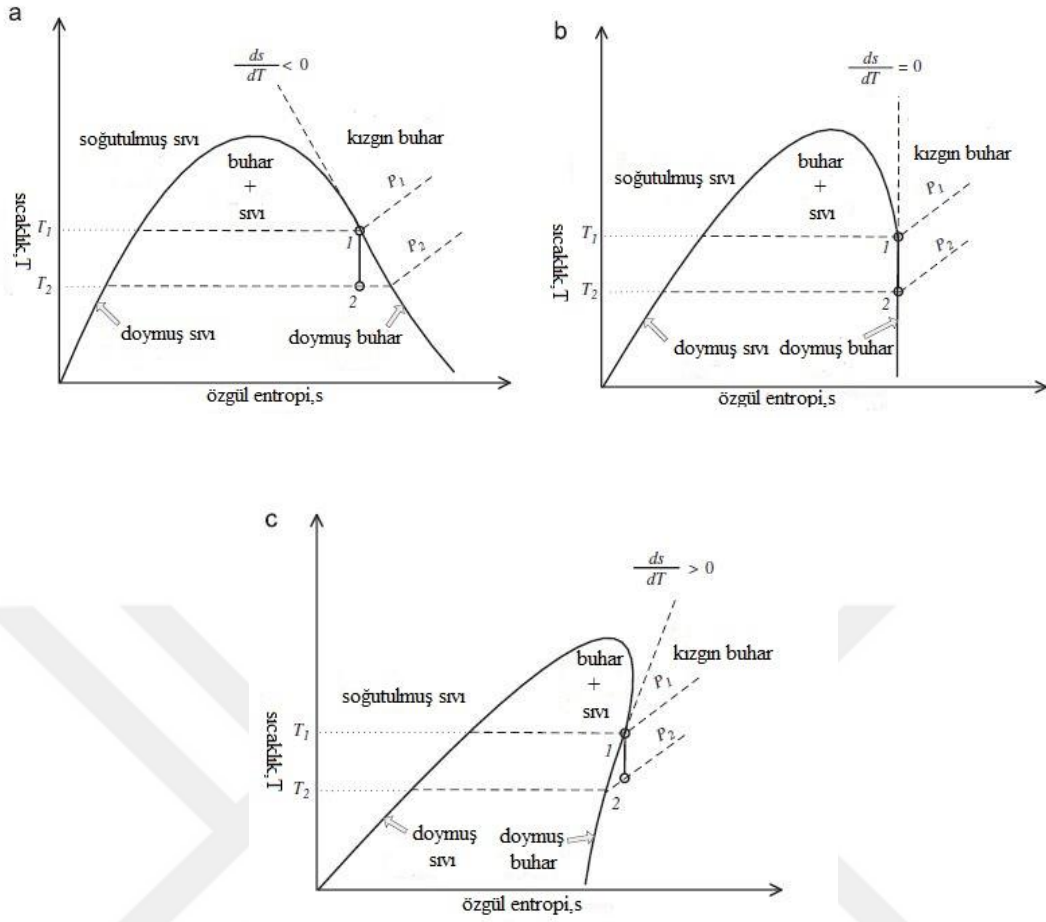
Organik Rankine çevriminin temel elemanları ideal Rankine çevriminde olduğu gibi kazan, türbin, yoğuşturucu ve pompadır. Pompada izantropik olarak sıkıştırılan akışkan kazanda atık ısı ile buharlaşarak türbine girer. Türbinin döndürülmesiyle güç elde edilir. Akışkan daha sonra yoğuşturucu vasıtasıyla ısını çevreye atarak tekrar pompaya yönelir ve çevrim tamamlanmış olur. Organik Rankine çevrimi Şekil 1.1'de görülmektedir.



Şekil 1.1 Organik Rankine çevrimi [6].

Rankine çevriminde genişleme sırasında aşırı kızdırma yapılması ihtiyacı, türbin kanatlarında erozyon problemi, buharlaştırıcıda aşırı basınç ve pahalı türbin gereksinimi gibi dezavantajlar ile karşılaşmaktadır [7]. Organik Rankine çevriminde ise buharlaşma sırasında daha az ısıya gereksinim duyulması, buharlaşmanın düşük sıcaklık ve basınçta gerçekleşmesi, erozyon riskinin az olması ve tek aşamalı türbin kullanılabilmesi gibi avantajlar bulunmaktadır [8].

Organik Rankine çevriminde hidrokarbonlar, perflorokarbonlar, siloksanlar, eterler, alkoller ve hatta inorganikler kullanılabilir [4]. Organik Rankine çevriminde en önemli sınıflandırma şekli T-s diyagramında akışkanın doymuş buhar eğrisine bakılmasıdır [9]. Akışkanların T-s diyagramlarına göre 3 tip akışkan bulunmaktadır. Bunlar ıslak, kuru ve izantropik akışkanlardır. Islak akışkanların doymuş buhar eğrisine çizilen teğetin eğimi negatiftir. Bununla birlikte, kuru akışkanların doymuş buhar eğrisine çizilen teğetin eğimi ise pozitifdir. İzantropik akışkanlarda ise teğetin eğimi sıfırdır yani doymuş buhar eğrisi dik gelmektedir. Islak, izantropik ve kuru akışkanların T-s diyagramları Şekil 1.2’de görülmektedir.



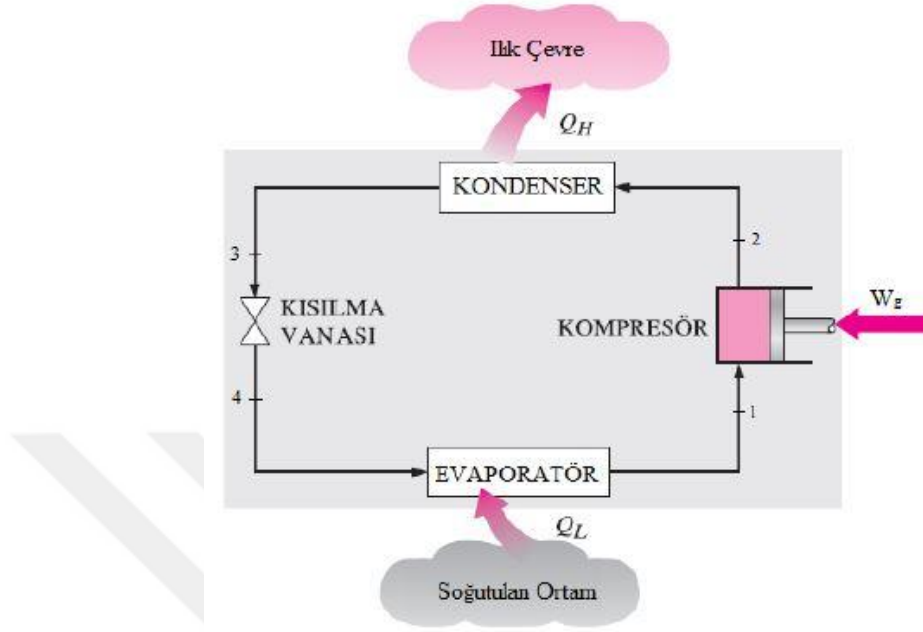
Şekil 1.2 Akışkanlar için T-s diyagramları (a) ıslak (b) izantropik (c) kuru [4].

Organik Rankine çevriminde genellikle kuru yada izantropik akışkan tercih edilmektedir çünkü ıslak akışkan kullanılması türbin çıkışında yoğun doymuş sıvıya neden olmaktadır. Türbinde sıvı varlığı kanatlara zarar verebilir ve türbinin izantropik verimini düşürebilir. Genellikle türbin çıkışında kuruluk %85'in üstünde tutulmalıdır. Islak akışkan kullanılması durumunda türbin çıkışında bu kuruluk derecesini yakalamak için türbin girişinde aşırı kızdırılma yapılması gerekmektedir bu da ekstra maliyet demektir. Kuru veya izantropik akışkan kullanılması durumunda ise yukarıda bahsedilen dezavantajlar bulunmamaktadır ve türbin çıkışında akışkan ya doymuş buhar ya da kızgın buhar olarak çıkmaktadır [10].

1.2 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

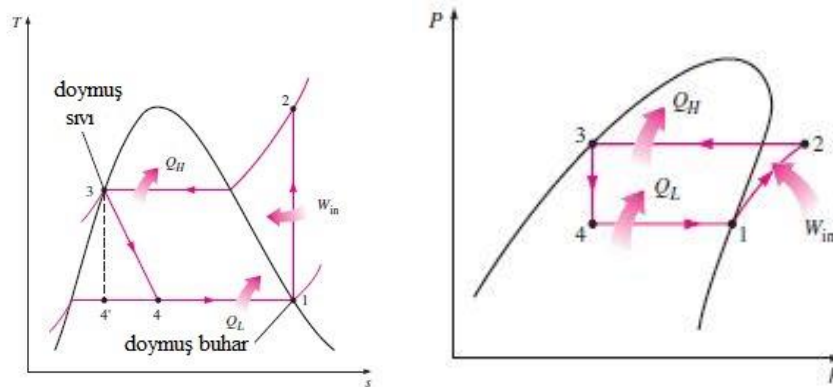
Soğutma çevriminin temel elemanları kompresör, yoğurturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcıdır. Kompresörde izantropik olarak sıkıştırılan akışkan yoğurturucuya girer. Burada sabit basıçta çevreye ısı atılır. Akışkan daha sonra kısılma vanasına girer ve sabit entalpide genişler. En son olarak buharlaştırıcıya giren akışkan burada sabit

basınç altında buharlaşırken soğutulacak ortamın ısısını çeker ve böylece çevrim tamamlanmış olur. Soğutma çevrimi Şekil 1.3'te görülmektedir.



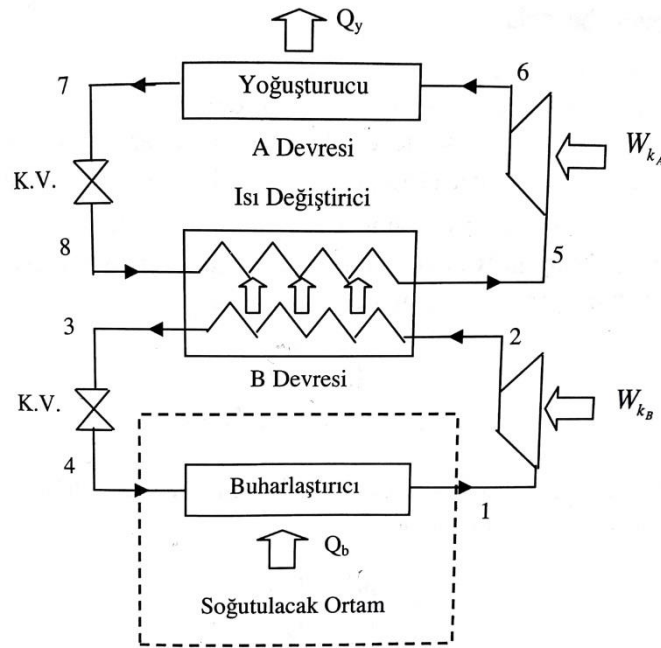
Şekil 1.3 Soğutma çevrimi [11].

Soğutucu akışkan kompresör girişinde doymuş buhar halindedir yani kuruluk derecesi 1'dir. Kompresörde basıncı ve sıcaklığı artar. Yoğuşturucu çıkışında ise doymuş sıvı halindedir yani kuruluk derecesi 0'dır. Kısılma vanasında basıncı düşerken entalpisi sabit kalır. Buharlaştırıcı giriş ve çıkışında ise sabit basınç söz konusudur. Soğutma çevriminin T-s ve P-h grafikleri Şekil 1.4'te görülmektedir.



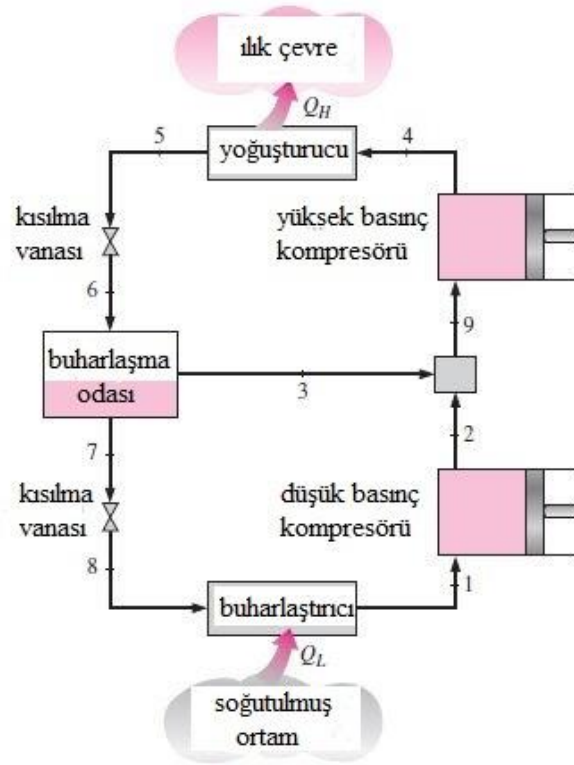
Şekil 1.4 Soğutma çevrimi T-s ve P-h grafikleri [12].

Endüstrideki bazı uygulamalarda ve bazı özel laboratuvarlarda düşük sıcaklıkta soğutma gerekir ve bu gibi durumlar tek kademeli çevrim ile çözülmeye çalışılırsa yüksek sıcaklık ve basınç aralığından dolayı kompresör performansı yeterli olmaz [12,13]. Kaskad çevriminde ortada bir kaskad ısı değiştiricisi bulunmaktadır. Bu ısı değiştiricisi alt çevrim için yoğuşturucu üst çevrim için ise buharlaştırıcı olarak görev yapmaktadır. Kaskad sistemlerinde alt çevrim düşük sıcaklık çevrimi ve üst çevrim ise yüksek sıcaklık çevrimi olarak bilinmektedir. Düşük sıcaklıklarda soğutma yapılan kaskad çevriminde alt çevrim için karbondioksit, üst çevrimde ise amonyak kullanılması önemli bir alternatif haline gelmiştir [14]. Kaskad çevrimi Şekil 1.5'te görülmektedir.



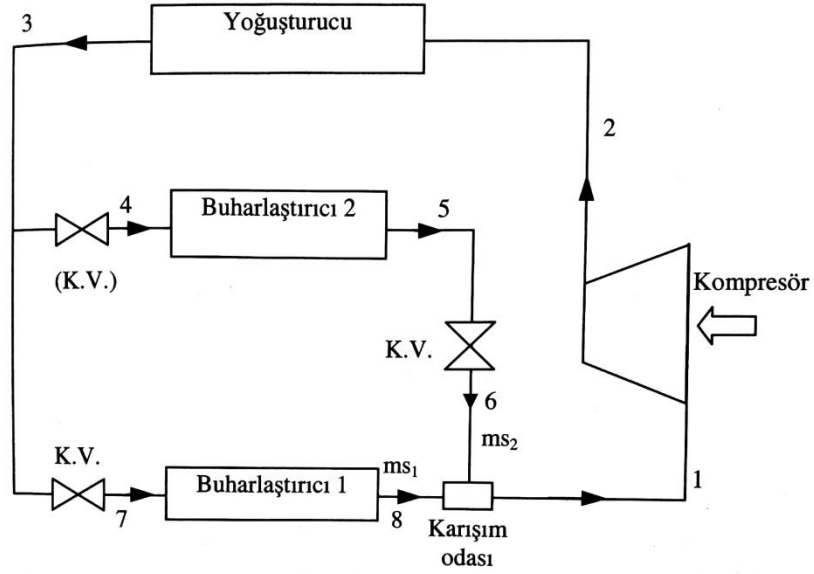
Şekil 1.5 Kaskad sistemi [13].

Sıkıştırma sonrası basıncın sıkıştırma başındaki basınca oranına sıkıştırma oranı denir. Sıkıştırma oranı 9'dan küçükse tek kademeli, 9 ile 20 arasındaysa iki kademeli ve 20'den büyükse 3 kademeli sıkıştırma yapılması önerilmektedir [13]. Ardışık soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan aynı olduğu zaman ısı değiştirici yerine daha iyi ısı aktarımının sağlandığı buharlaşma odası kullanılabilir [12]. Bu tarz sistemler iki kademeli soğutma sistemleri olarak bilinmektedir ve Şekil 1.6'da görülmektedir. İki kademeli soğutma sistemi tek kademeli soğutma sistemi ile karşılaştırıldığında kompresör verimi ve soğutma tesir katsayısı daha büyük, kompresör çıkış sıcaklığı ve işletme masraflar daha az olmaktadır [13].



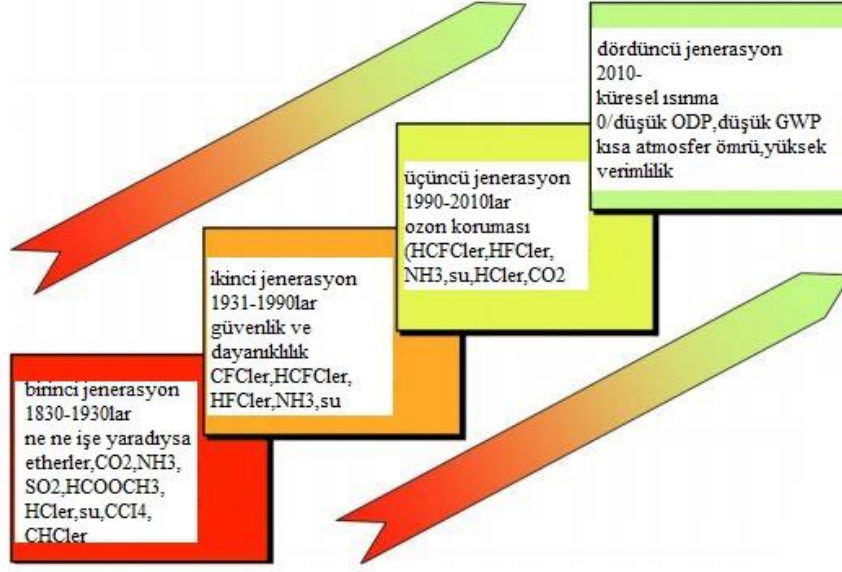
Şekil 1.6 İki kademeli soğutma sistemi [12].

Bir diğer buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ise iki buharlaştırıcı sistemlerdir. İki buharlaştırıcı kullanılmasının nedeni endüstriyel tesislerde ürünlerin farklı depolama koşullarına ya da evlerde bulunan buzdolaplarında olduğu gibi soğutucu ve dondurucu olmak üzere farklı sıcaklık gereksinimine ihtiyaç duyulmasıdır. İki buharlaştırıcı sistemde kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan yoğuşturucuya gelir ve burada sabit basınç altında çevreye ısı aktarır. Daha sonra soğutucu akışkan buharlaştırıcılara gitmek için iki kola ayrılır ve buharlaştırıcılara gelmeden kısılma vanaları vasıtasıyla genişleterek basıncı düşer. Buharlaştırıcılardan geçen soğutucu akışkan soğutulacak ortamların ısını çekerek soğutma görevini gerçekleştirmiş olur. Sıcaklığı daha yüksek olan buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan buharlaştırıcı basınç regülatörü diye adlandırılan bir kısılma vanasından daha geçer. Buharlaştırıcı basınç regülatörünün kullanım amacı karışım odasının girişinde her iki koldan gelen akışkan basıncının aynı olmasını sağlamaktır [15]. Karışım odasında birleşen akışkan kolları tekrardan kompresöre yönelirler ve çevrim tamamlanmış olur. İki buharlaştırıcı soğutma sistemi Şekil 1.7’de görülmektedir.



Şekil 1.7 İki buharlaştırıcılı soğutma sistemi [13].

Soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların tarihsel gelişimine bakılırsa 1880-1930 yılları arasında akışkan seçerken herhangi bir kıstas olmadan hangisi işe yaradıysa onu seçme yönelimi olmuştur. Bu zamanda kullanılan akışkanların bir çoğu (karbondioksit, sülfürdioksit, amonyak, hidrokarbonlar, su) toksik ve kolay tutuşabilir niteliktedir [16]. 1931-1990 yılları arasında ise floro kimyasallara (R11, R12, R22, R502) geçiş yapılmıştır ve bu dönemde akışkanlarda güvenlik ve devamlılık konuları önem kazanmıştır [17]. Vienna Antlaşması ve 1987’de yapılan Montreal Protokolü ozon tabakasını incelten akışkanların kullanımına sınırlandırma getirmiştir. Bu nedenle 1990-2010 yılları arasında hidrokloroflorokarbonlar ve hidroflorokarbonların (R123, R134a, R410A, R404A) ayrıca bunların harmanlarının ve amonyağın kullanımı üzerinde durulmuştur [16,17]. 2010 yılı ve sonraki yıllar için dünyanın yaşamış olduğu küresel ısınma durumu akışkan seçimi için ana etken olmaktadır. Bu dönemde en az ozon delme potansiyeli ve en az küresel ısınma etkisi yaratan akışkanlar tercih edilmektedir. Şekil 1.8’de akışkanların tarihsel gelişimi ve jenerasyonlar görülmektedir.



Şekil 1.8 Akışkanların tarihsel gelişimi [17].

Tüm bu tarihsel gelişime bakıldığında günümüzde düşük ODP (ozon delme potansiyeli) ve düşük GWP (küresel ısınma potansiyeli) olan akışkanlar tercih edilmektedir. Küresel ısınma potansiyeli 150'den büyük olan hidroflorokarbonlu akışkanların ev tipi soğutucularda ve dondurucularda kullanımı 2015 yılından itibaren yasaklanmıştır ayrıca küresel ısınma potansiyeli 150'den büyük olan hidroflorokarbonlu akışkanların ise ticari soğutucularda ve dondurucularda kullanımı 2022 yılından itibaren yasaklanacaktır [14].

Günümüzde endüstriyel tesisler toksik olmasına rağmen düşük fiyat ve iyi ısı transferi özelliklerinden dolayı amonyağı tercih ederken bina iklimlendirme sistemlerinde R11, ev tipi buzdolaplarında R12, pencere tipi klimalar ve ısı pompalarında R22, marketler gibi ticari soğutma sistemlerinde ise R502 tercih edilmektedir [12].

1.3 Literatür Özeti

Moles ve ark. [18] kombine organik Rankine ve buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin analizini farklı işletme koşullar altında yapmışlardır. Organik Rankine ve soğutma için iki farklı düşük küresel ısınma potansiyeli olan akışkanlar kullanmışlardır. Farklı işletme koşullarına göre kombine çevrimin ısıl performans katsayısı (COP_{sistem}) 0,3 ve 1,1 arasında değişmiştir. Soğutma kısmında akışkan seçiminin sistemin ısıl ve elektriksel

veriminde sınırlı etkisini olduğunu saptamış ancak organik Rankine kısmında HFO-1336mzz(Z) akışkanı ile daha iyi sistem ısı verimi elde etmişlerdir.

Li ve ark. [19] propan, bütan, izobütan ve propilen gibi hidrokarbonlar kullanılan organik Rankine çevrimi destekli buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin analizini yapmışlardır. Kazan sıcaklığı 60-90°C, yoğuşturucu sıcaklığı 30-55°C ve buharlaştırıcı sıcaklığı -15-15°C aralıklarında değiştirilerek yapılan analize göre bütan en verimli akışkan çıkmıştır. Bütan kullanılarak (COP_{sistem}) 0,47 olarak tespit edilmiştir.

Ünal ve ark. [20] ejektörlü ve iki buharlaştırıcı soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini R134a ve R1234yf kullanarak yapmışlardır. R134a kullanımını R1234yf akışkanına göre daha iyi performans katsayısı vermiştir. Performans katsayısının sistemin kütleli debisi ile ters orantılı olduğunu, ayrıca yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarından etkilendiğini saptamışlardır. Sisteme ejektör eklenmesiyle toplam ekserji kaybının azaltılabileceğini öne sürmüşlerdir.

Yari ve ark. [21] organik Rankine çevrimi, ejektör-genleşmeli transkritik karbondioksit soğutma çevrimi, süperkritik karbondioksit güç çevrimi ve jeneratör-soğurucu ısı değişiminden oluşan sistemin detaylı termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Ejektörün sistemde en yüksek tersinmezlik kaynağı olduğunu saptamışlardır. Önerilen iki buharlaştırıcı ve 2 kaynaklı yeni sistemin ısı performans katsayısının literatürde belirtilen iki buharlaştırıcı transkritik karbondioksit sistemlere göre %68 daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca buharlaştırıcılardaki soğutma yüklerinin birbirine oranı olan soğutma kapasitesi oranı arttıkça ısı performans katsayısı ve 2. yasa veriminde artış yaşandığını saptamışlardır.

Kaşka [22] yaptığı çalışmada artık ısıdan yararlanan organik Rankine çevrimi kullanan tesisde gerçek işletme verilerini kullanarak birincil ekserji yıkım noktalarını tespit etmiştir. En yüksekte en düşüğe doğru ekserji yıkımlarının sırasıyla kazan, türbin, yoğuşturucu ve pompada olduğunu tespit etmiştir.

Roy ve ark. [23] R-12, R-123 ve R-134a akışkanları kullanan organik Rankine çevriminin optimizasyonunu ve performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Çevrimler 140°C baca gazını artık ısı olarak kullanan Hindistandaki bir tesis ile karşılaştırmışlardır. Sonuçlar R-123'ün en verimli akışkan olduğunu göstermiştir. Sistemin birinci yasa verimi %25.3 ve ikinci yasa verimi %64.4 olarak hesaplanmıştır.

Saleh [24] entegre organik Rankine ve buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Birçok hidrokarbon, hidroflorokarbon, florokarbon, hidrofloroether ve hidrofloroolefin'i akışkan olarak kullanmıştır. Kazan, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları gibi birçok parametrenin değişiminin sistemin performansı üzerine etkisini incelemiştir. Sonuçlar akışkanlar arasından en yüksek kritik sıcaklığa sahip olanın en iyi sistem performansı verdiğini göstermiştir. R602'nin sistem için en verimli uygun akışkan olduğunu saptamıştır. Yoğuşturucu sıcaklığı 25°C tutularak ve geri kalan parametreler sabit tutularak sistemin performans katsayısı 0,99 ve ekserji verimi %53,8 olarak bulunmuştur.

Aphornratana ve Sriveerakul [25] yaptıkları çalışmada kombine organik Rankine ve soğutma çevriminin teorik analizini gerçekleştirmişlerdir. Sistem 60°C gibi düşük bir ısı enerjisiyle çalıştırılabilir ve -10°C'ye kadar soğutma gerçekleştirebilir. R22 ve R134a kullanılan sistemde R22 daha iyi ısı performans katsayısı sağlamıştır ve bu değer farklı işletme koşullarına göre 0,1 ile 0,6 arasında değişmektedir.

Guo ve ark. [26] düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynaklardan faydalanılan yenilikçi kojenerasyon sistemini araştırmışlardır. Sistem jeotermal ısı destekli organik Rankine çevrimi, ısı değiştirici ve ticari R134a ısı pompasından oluşmaktadır. Çalışmaya göre daha yüksek kaynama noktasına sahip akışkanlar ortalama %7,7 daha iyi güç üretim oranına sahip olmuştur.

Tchanche ve ark. [27] düşük sıcaklıkta solar organik Rankine çevriminin teorik performansını 20 akışkan kullanarak araştırmışlardır. Karşılaştırma için verimlilik, hacimsel debi, kütleli debi, basınç oranı, toksiklik, yanabilirlik, ozon delme potansiyeli ve küresel ısınma potansiyeli kullanılmıştır. R134a'nın düşük ölçekte solar organik Rankine sistemleri için uygun olduğunu, R152a, R600a, R600 ve R290'ın ise ilgi çekici bir performans sergilediğini fakat yanabilirliklerinden dolayı bazı önlemler alınması gerektiğini tespit etmişlerdir.

Yatağanbaba ve ark. [28] aşırı ısıtma ve aşırı kızdırma uygulanan iki buharlaştırıcılı bir soğutma sisteminin tersinmezlik analizini yapmışlardır. R407C, R410A, R404A ve R134a akışkanlarının etkilerini Engineering Equation Software programını kullanarak incelemiştir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının sistemde bulunan elemanların tersinmezliklerine etkilerini araştırmışlardır. R407C ve R404A kullanımı buharlaştırıcılarda en yüksek ekserji yıkımına neden olmuştur. Ayrıca kullanılan

akışkan tipinin kompresörün ekserji verimine önemli bir etki yapmadığını saptamışlardır.

Dwinanto ve ark. [29] iki buharlaştırıcı bir soğutma sisteminde yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının sistemin ekserjistik performans katsayısı, ısıl performans katsayısı, 2. yasa verimi ve ekserji yıkımına etkilerini incelemiştir. Yoğuşturucu sıcaklığındaki artışların ekserjistik performans katsayısını, ısıl performans katsayısını ve 2. yasa verimi azaltacağını tespit etmişlerdir. Buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışların ise bu parametreleri arttıracığını saptamışlardır. Buharlaştırıcı ve soğutulacak ortam arasındaki aynı zamanda yoğuşturucu ve çevre arasındaki sıcaklık farkının azaltılmasının toplam ekserji yıkımını azaltacağını da belirtmişlerdir.

Lizarte ve ark. [14] organik Rankine çevrimi ve kaskad soğutma çevriminde oluşan yenilikçi bir sistem üzerinde çalışmışlardır. Sistemin -55°C ve -30°C aralığındaki düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında çalışması düşünülmüştür. Organik Rankine çevriminde akışkan olarak tolüen, kaskad soğutma sisteminde ise karbondioksit ve amonyak çifti kullanılmıştır. Sistemin performans katsayısına ve ekserji verimine etki eden en önemli değişkenin organik Rankine çevrimindeki kazan sıcaklığı olduğunu tespit etmişlerdir. Sistemde en yüksek performans katsayısı 0,79 ve en yüksek ekserji verimi ise %31,6 olarak tespit edilmiştir.

Sun ve ark. [6] endüstriyel düşük sıcaklıktaki artık ısıdan yararlanan organik Rankine çevrimi, organik Rankine destekli absorpsiyonlu soğutma sistemi ve organik Rankine destekli ejektörlü soğutma sistemini incelemiştir. R113 kullanılan organik Rankine çevriminde ekserji verimi artan kazan sıcaklığı ile önce artmakta daha sonra ise azalmaktadır. Kombine organik Rankine ve absorpsiyonlu soğutma sisteminde ise artan kazan sıcaklığının net güç çıkışını azalttığını ve soğutma kapasitesini arttırdığını tespit etmişlerdir. Kombine organik Rankine ve ejektörlü soğutma sisteminde ise kazan sıcaklığı net güç çıkışını azaltmakta ayrıca soğutma kapasitesini önce arttırmakta daha sonra ise azalmaktadır. Absorpsiyonlu sistemin ejektörlü sisteme göre daha yüksek ekserji verimi sağladığını tespit etmişlerdir.

Mago ve ark. [30] R113 kullanılan organik Rankine çevriminde detaylı bir ekserji analizi yapmışlardır. Termodinamik etki katsayısı ve termodinamik mükemmellik derecesi ekserjiye dayalı tasarımda önemli parametreler olmuşlardır. Ekserji yıkımının artan kazan basıncı ve azalan türbin giriş basıncı ile azaldığını tespit etmişlerdir. Ayrıca

rejeneratif organik Rankine çevriminin sistemdeki toplam ekserji kaybını azalttığını ve basit organik Rankine çevrimine göre daha iyi ekserji verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi gösterdiğini saptamışlardır.

Jain ve ark. [31] ardışık buhar sıkıştırımlı ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Aşırı soğutmanın sistem performansını arttırdığını aşırı kızdırmanın ise azalttığını saptamışlardır. R410A, R407C ve R134a'nın R22'ye yakın performans sergilediğini ve bu akışkanların R22 yerine tercih edilebileceğini ileri sürmüşlerdir. Yoğuşturucudaki tersinmezlik oranının 1 birim azaltılmasının sistemin toplam tersinmezlik oranını 3,8 kat azalttığını, buharlaştırıcıdaki tersinmezlik oranının 1 birim azaltılmasının ise sistemin toplam tersinmezlik oranını 3,4 kat azalttığını tespit etmişlerdir.

Hung ve ark. [32] soğutucu ve benzen serisi 11 farklı akışkan kullanılan organik Rankine çevriminin analizini yapmışlardır. İzantropik veya neredeyse izantropik akışkanların yani T-s grafiğinde çok dik bir doymuş buhar eğrisi gösteren akışkanların organik Rankine çevrimi için en iyi akışkan türü olduklarını saptamışlardır. Fakat bu akışkanların maliyet, kimyasal stabilite ve güvenlik konularına dikkat edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Ayrıca daha yüksek türbin girişi sıcaklığına sahip ve daha düşük yoğuşturucu sıcaklığına sahip akışkanların ekonomik olarak makul ve çevre dostu olduğunu belirtmişlerdir.

Shengjun ve ark. [33] düşük sıcaklıktaki jeotermal güç santrali için altkritik ve transkritik organik Rankine çevrimindeki akışkanların parametre optimizasyonunu ve performans karşılaştırmasını yapmışlardır. Isıl verim ve ekserji verimi açısından R123, R600, R245fa, R245ca ve R600a öne çıkmıştır. Geri kazanım verimi açısından ise R218, R125 ve R41 öne çıkmıştır. Sonuç olarak transkritik çevrimde R125, altkritik çevrimde ise R123 ısı verim, ekonomik ve çevresel faktörler açısından en uygun akışkan olarak öne çıkmıştır.

Yatağanbaba ve ark. [15] iki buharlaştırıcı buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde R1234yf, R1234ze ve R134a kullanarak ekserji analizi yapmışlardır. Bu analizi Engineering Equation Solver programında gerçekleştirmişlerdir. Farklı sistem bileşenlerinde ekserji kayıplarını ve ekserji verimlerini incelemişlerdir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının sistemdeki ekserji yıkımı ve ekserji verimi üzerine etkilerini incelemişlerdir. En büyük ekserji yıkımının kompresörde en düşük ekserji yıkımının ise

karışım odasında olduğunu saptamışlardır. En yüksek ekserji veriminin R1234ze ve R134a kullanılması durumunda gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Küresel ısınma potansiyelide düşük olduğu için R1234ze'nin en uygun akışkan olarak nitelendirilebileceğini saptamışlardır.

Rawat ve ark. [34] kombine organik Rankine ve soğutma sisteminin düşük küresel ısınma potansiyeli olan akışkanlar kullanarak termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. R600, R600a, R290 ve R1270 olmak üzere 4 hidrokarbon kullanmışlardır. Kazan sıcaklığı 60°C ve 90°C aralığında, yoğuşturucu sıcaklığı 30°C ve 55°C aralığında ve buharlaştırıcı sıcaklığı -15°C ve 15°C aralığında değiştirilerek analiz yapıldığında R600 akışkanının 0,4696 ile en yüksek ısıl performans katsayısı gösterdiğini saptamışlardır. Ayrıca ısıl performansın kazan çıkış sıcaklığı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki artış ile arttığını ancak yoğuşturucu sıcaklığındaki artış ile azaldığını tespit etmişlerdir.

Cihan ve Kavasoğulları [3] artık ısıdan beslenen organik Rankine çevrimi ve buna bağlı soğutma çevriminden oluşan kombine çevrim için teorik olarak enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. R123, R600, R245fa, R141b ve R600a kullanarak sistem performansını değerlendirmişlerdir. Organik Rankine sistemlerinde sıklıkla kullanılan R245fa akışkanının düşük performans gösterdiği bunun yerine R141b'nin çok daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir. Sistemin yüksek kazan sıcaklığında çalışması durumunda hem enerji hem de ekserji performansının daha iyi olacağını tespit etmişlerdir. Yoğuşturucu sıcaklığı arttığında sistemin ısıl ve ekserji veriminde keskin azalışlar olduğu saptanmıştır.

Saleh [2] R245fa, R1234ze(E), R600, R236fa, R290, R236ea, RC318, R1270, R1234yf ve R600a olmak üzere hidroflorokarbonlar, hidrokarbonlar ve hidrofloroolefin grubundan akışkanları kombine organik Rankine ve buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde kullanarak performans araştırması yapmıştır. Kazan ve buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki ayrıca türbin ve kompresör izantropik verimlerindeki artışların ısıl performansı arttırdığını fakat kütleli debiyi azalttığını belirlemiştir. Kullanılan akışkanlar arasından R600 ve R245fa'nın en yüksek ve neredeyse aynı ısıl performans katsayısını verdiği tespit edilmiştir. R245fa'nın çevresel problemlerinden dolayı R600 en uygun akışkan olarak bulunmuştur. R600 ve tipik parametreler kullanılarak en

yüksek ısı performans katsayısı 0,718 ve buna karşılık gelen kütleli debi 0,006 kg/s olarak tespit edilmiştir.

Wang ve Chen [35] kombine organik Rankine ve ejektörlü soğutma sisteminin performansını incelemişlerdir. Termodinamik özellikleri hesaplamak ve sonuçları simüle etmek için Refprop ve Matlab kullanmışlardır. Sistem veriminin kazan ve buharlaştırıcı sıcaklıklarını arttırarak ayrıca yoğuşurucu sıcaklığını azaltarak yükseltilebileceğini saptamışlardır.

Nasir ve Kim [36] iklimlendirme amaçlı kullanılan kombine organik Rankine ve soğutma çevriminin ısı performans analizini gerçekleştirmişlerdir. R245fa, R123, R134a, R1234yf, R1234ze(E), bütan ve izobütan olmak üzere 7 farklı akışkan denemişlerdir. Bu akışkanları kullanarak kombine çevrim için 49 farklı potansiyel akışkan çiftini denemişlerdir. Sadece soğutma çevrimi için izobütan, sadece organik Rankine çevrimi için R134a en verimli akışkan olarak tespit edilmiştir. Kombine çevrim için ise R134a'nın en uygun aday olduğu ve dış hava sıcaklığına göre 0,172 ile 0,217 arasında ısı performans katsayısı, %24,99 ile %26,76 arasında soğutma ekserjistik verimi sağladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca organik Rankine çevriminde en yüksek ekserji yıkımının kazanda olduğu tespit edilmiştir.

Safarian ve Aramoun [37] basit organik Rankine çevrimi, türbinden çıkan akışkanın ısı değiştiricisi vasıtasıyla kazan besleme suyuna aktarıldığı çevrim, rejeneratif çevrim, bu iki çevrimin birleştirilmesiyle oluşan ısı değiştiricili ve rejeneratif çevrim olmak üzere 4 farklı çevrim için enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Sonuçlar ekserji yıkımının en fazla kazanda olduğunu ortaya koymuştur. Isı değiştiricili çevrim buharlaştırıcı ekserji yıkımını %5,5, rejeneratif çevrim %48,5, ısı değiştiricili ve rejeneratif çevrim ise %55 oranında azaltmışlardır. Bu çevrimlerde ekserji verimi basit çevrime göre sırasıyla %6,5, %10 ve %14 daha iyi gerçekleşmiştir. Isı değiştiricili ve rejeneratif yani açık besleme suyu ısıtıcısı olan karma çevrim en verimli çevrim olarak göze çarpmıştır. Bu çevrimde ısı verim %22,8 ve ekserji verimi %35,5 olarak gerçekleşmiştir. Ayrıca tüm çevrimler için pompaların termodinamik mükemmellik derecesi bakımından en yüksek yüzdeye sahip oldukları anlaşılmıştır.

Karaman [11] parabolik güneş kolektörlü organik Rankine çevrimi ve buna bağlı buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini Engineering Equation Solver programı kullanarak gerçekleştirmiştir. R134a ve izobütan akışkan olarak kullanılmıştır.

İzobütanın organik Rankine çevriminde R134a akışkanına kıyasla daha iyi sonuçlar verdiği fakat soğutma çevriminde önemli bir farkın olmadığı tespit edilmiştir. Güneş ışınım şiddetinin sistem verimine olumlu etkisi olduğunu saptamıştır. Işınım şiddeti kazan sıcaklığını arttırarak organik Rankine çevriminde verimi arttırmış, debiyi arttırarak da soğutma çevriminde soğutma yükünde artışı sağlamıştır. Ayrıca yüksek kritik sıcaklığa sahip akışkan kullanılması durumunda verimin daha da artacağı düşüncesini öne sürülmüştür.

Yağlı [38] endüstride kullanılan bir tav fırınının bacasından çıkan atık ısının kullanıldığı organik Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizini tolüen ve sikloheksan akışkanlarını kullanarak yapmıştır. Çalışmada Engineering Equation Solver ve Epsilon programlarını kullanmıştır. Analitik hesaplamalarda enerji verimi %21,76 ve ekserji verimi %46,02 olarak hesaplanmıştır ayrıca baca atık ısısı ile 370 kW iş üretilbileceği kanısına varılmıştır. Simülasyon hesaplamalarında ise enerji verimi %17,088 ve ekserji verimi %37,66 olarak hesaplanmıştır ayrıca baca atık ısısı ile 410 kW iş üretilbileceği düşünülmektedir. Siklo heksanın tolüene göre daha iyi sonuçlar verdiğini de tespit edilmiştir.

Yinanç [39] biyokütlenin yakılması sonrası meydana gelen atık ısının kullanıldığı organik Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. R600, R245fa, R123 ve R124 akışkanları kullanılarak basit, ısı değiştiricili, besleme suyu ısıtıcılı ve iki kademeli olmak üzere 4 farklı organik Rankine çevrimin analizi gerçekleştirilmiştir. Bu akışkanlar arasından R600 en uygun akışkan olarak tespit edilmiştir ve ısı değiştiricisi kullanılan çevrim için %13,8 ısıl verim sağlamıştır. R600 kullanılarak ekserji verimi ise %55 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca yoğuşturucu basıncındaki artışların sistem verimine olumsuz etki yaptığını ve elemanların ekserji yıkımlarında artışlar meydana getirdiğini tespit etmiştir. Türbin basıncındaki artışların ise sistem verimine olumlu etki yaparken türbindeki ekserji yıkımını da yükselttiği görülmüştür.

Yang ve Zhao [40] organik Rankine ve ejektörlü soğutma sisteminden oluşan kojenerasyon sistemi için R245fa ve R600a saf akışkanları ve bunların 10/90'dan 70/30 oranına değişen kütle oranlarında karışımlarını kullanarak performans analizini gerçekleştirmişlerdir. İş akışkanı olarak karışım kullanılmasının saf akışkanlara göre daha fazla soğutma sağladığını tespit etmişlerdir. %40 oranında R245fa ve %60

oranında R600a'dan oluşan karışımın diğer karışım miktarları ve saf akışkanlara göre daha fazla soğutma sağladığı tespit edilmiştir.

Günaydın [41] 1,5 kW güç veren reküperatörlü organik Rankine çevriminin teorik analizini yapmış aynı zamanda deneysel çalışmalar gerçekleştirmiştir. R236ea, R245ca, R245fa ve R365mfc akışkanlarını kullanarak türbin izantropik verimlerinin ve aşırı kızdırma sıcaklığının sistem performansına etkisini incelemiştir. R365mfc'nin en verimli akışkan olduğunu tespit etmiştir. Türbin izantropik verimindeki artışların sistem verimine olumlu yönde katkı yaptığını fakat aşırı kızdırmanın ise sistem performansını olumsuz etkilediğini saptamıştır. Ayrıca kazan sıcaklığı arttıkça ısı veriminin arttığı tespit edilmiştir. Elde edilen teorik sonuçlar deneyler ile doğrulanmıştır.



2.MATERYAL VE METOT

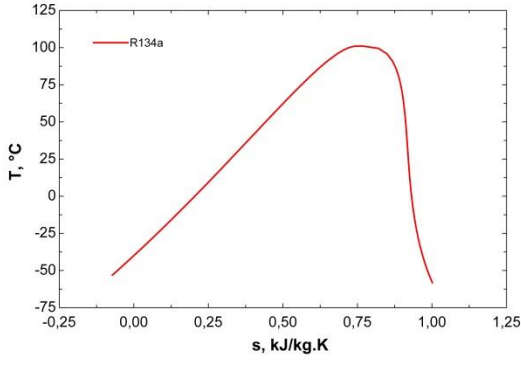
Bu çalışmada organik Rankine çevrimi destekli mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizi teorik olarak yapılmıştır.

Çalışmada R227ea, R124, R1234ze(E), R134a, R600a ve R12 olmak üzere 6 farklı akışkan kullanılmıştır. Bu akışkanları seçerken giriş bölümünde bahsedilen kriterler göz önüne alınmıştır. Seçilen akışkanların özellikleri Çizelge 2.1’de görülmektedir.

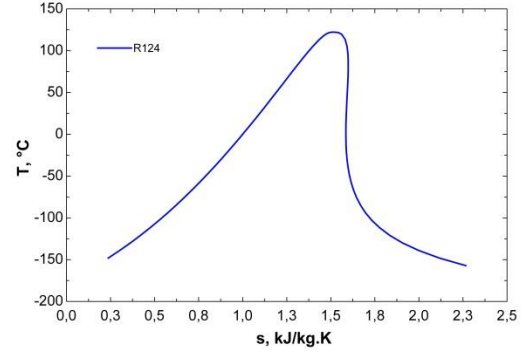
Çizelge 2.1 Kullanılan akışkanların özellikleri [42].

Akışkanlar	Moleküler Kütle (g/mol)	Normal Kaynama Sıcaklığı (°C)	Kritik Sıcaklık (°C)	GWP (100 yıl)	Akışkan Tipi
R134a	102.3	-26.1	101.1	1370	İzantropik
R124	136.48	-12	122.3	619	İzantropik
R600a(İzobütan)	58.12	-11.7	134.7	20	Kuru
R12	120.91	-29.8	112	10900	İzantropik
R1234ze(E)	114.04	-19	109.4	6	İzantropik
R227ea	170.03	-16.3	101.8	3580	Kuru

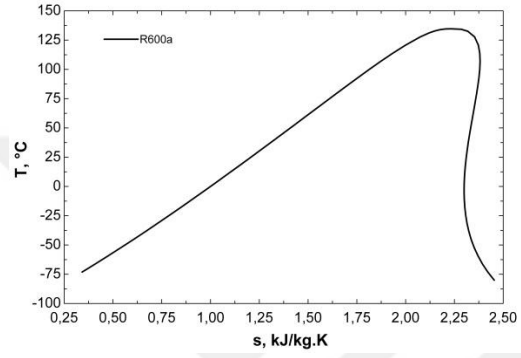
Kullanılan akışkanların tabloda görüldüğü üzere izantropik veya kuru akışkanlar olduğu daha önce yayınlanan organik Rankine çevrimi ile ilgili makalelerden teyit edilmiştir [24,26,27,33,43,44]. Akışkanların T-s grafikleri Şekil 2.1’de görülmektedir. Aradaki farkı görebilmek için kullanılan 6 akışkanın yanı sıra ıslak bir akışkan olan amonyak için de T-s grafiği verilmiştir.



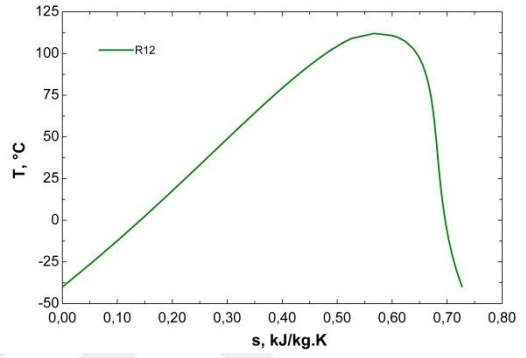
(a)



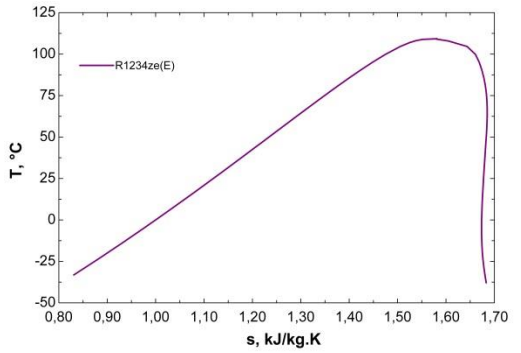
(b)



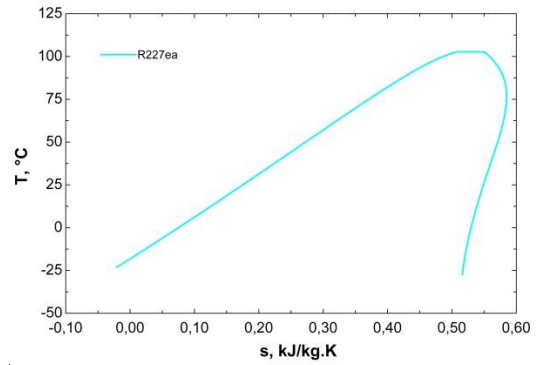
(c)



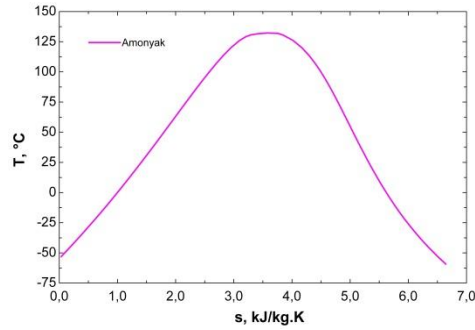
(d)



(e)



(f)



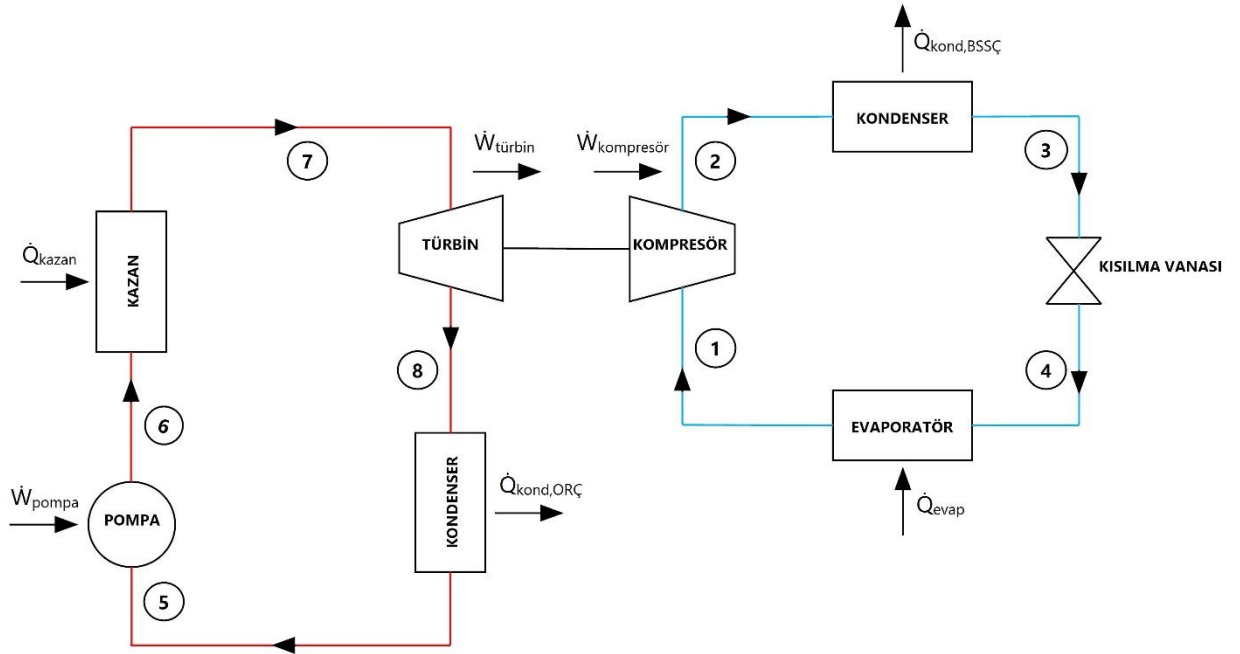
(g)

Şekil 2.1 Akışkanların T-s grafikleri.

Grafiklerden görüldüğü gibi kuru akışkanlar için T-s grafiğinde doymuş buhar eğrisi pozitif eğim gösterirken, ıslak akışkanlarda negatif eğim, izantropik akışkanlarda ise 0 eğim yani eğri dik gelmektedir. Burada diğer akışkanlar ile karşılaştırıldığında amonyak için doymuş buhar eğrisinde ki eğimin negatif olduğu açık bir şekilde görülebilmektedir. Grafiklere bakıldığında R12 ve R134a akışkanlarının da eğimi negatife yakın gibi gözüksede doymuş buhar eğrileri dike yakın geldikleri için izantropik akışkan olarak literatürde kullanılmaktadır [26,27,32].

2.1 Kombine ORÇ ve Tek Buharlaştırıcılı BSSÇ

Tez kapsamında çalışılan ilk sistemde organik Rankine çevrimi ve klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin oluşturduğu kombine çevrim analiz edilmiştir. Bu çevrim Şekil 2.2’de görülmektedir.



Şekil 2.2 Kombine organik Rankine ve tek buharlaştırıcılı soğutma çevrimi.

Sistem temel olarak organik Rankine çevriminden üretilen türbin gücünün soğutma çevriminin kompresörüne verilmesi ile soğutma sağlanması prensibine dayanmaktadır. Klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde 1 ve 2 noktaları arasında kompresörde izantropik sıkıştırma gerçekleştirilmektedir. 2 ve 3 noktaları arasında yoğunlaştırıcıda sabit basınç altında çevreye ısı verilmektedir. 3 ve 4 noktaları arasında kısılma vanasında sabit entalpide akışkan genişlemektedir. 4’den 1’e gelindiğinde ise buharlaştırıcıda sabit basınç altında soğutulacak ortamın ısısı çekilmektedir. Organik

Rankine çevriminde ise 5 ve 6 noktaları arasında pompada izantropik sıkıştırma yapılmaktadır. 6 ve 7 noktaları arasında kazanda sabit basınç altında düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından gelen ısı vasıtasıyla akışkan ısıtılmakta ve türbine yönlendirilmektedir. 7 ve 8 noktaları arasında türbinde izantropik genişleme sırasında kazanılan türbin işi soğutma çevriminin kompresörüne aktarılmaktadır. 8 ve 5 noktaları arasında ise yoğuşturucuda sabit basınç altında çevreye ısı atılmaktadır. Kombine çevrim için yapılan kabuller Çizelge 2.2’de görülmektedir.

Çizelge 2.2 Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcılı BSSÇ kabulleri.

Parametre	Tipik Değer	Aralık
Buharlaştırıcı Sıcaklığı	5 °C	-10 °C → 10 °C
Kazan Sıcaklığı	90 °C	60 °C → 100 °C
Yoğuşturucu Sıcaklığı ORÇ	40 °C	30 °C → 50 °C
Yoğuşturucu Sıcaklığı BSSÇ	40 °C	30 °C → 50 °C
Kompresör İzantropik Verimi	0,75	0,65 → 0,85
Türbin İzantropik Verimi	0,75	0,65 → 0,85
Pompa İzantropik Verimi	0,8	-

Bunlara ek olarak yapılan kabüller şöyledir;

- Soğutma yükü 2 kW kabul edilmiştir.
- Literatürde olduğu gibi akışkanın buharlaştırıcı ve kazan çıkışında doymuş buhar, her iki yoğuşturucu çıkışında ise doymuş sıvı olduğu kabul edilmiştir [3,14,19,24].
- Kazan sıcaklığı ile kazanı ısıtacak kaynak arasında 15 °C sıcaklık farkı olduğu kabul edilmiştir [14,27].
- Buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğutulan ortam arasındaki sıcaklık farkı ise yine literatürde tavsiye edildiği gibi 5 °C olarak ayarlanmıştır [14,20,45,46].
- Ölü hal sıcaklığı 25 °C ve basıncı 101,325 kPa olarak alınmıştır. Ayrıca $T_{H,BSSÇ}$ ve $T_{L,ORÇ}$ ölü hal sıcaklığına eşittir.

Sistemde bulunan her bir noktanın akış ekserjisi şu şekilde ifade edilebilir:

$$e_1=(h_1-h_0)-T_0 \cdot (s_1-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.1]$$

$$e_2=(h_2-h_0)-T_0 \cdot (s_2-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.2]$$

$$e_3=(h_3-h_0)-T_0\cdot(s_3-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.3]$$

$$e_4=(h_4-h_0)-T_0\cdot(s_4-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.4]$$

$$e_5=(h_5-h_0)-T_0\cdot(s_5-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.5]$$

$$e_6=(h_6-h_0)-T_0\cdot(s_6-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.6]$$

$$e_7=(h_7-h_0)-T_0\cdot(s_7-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.7]$$

$$e_8=(h_8-h_0)-T_0\cdot(s_8-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.8]$$

Kütlesel debi ile çarpılmış şekliyle her noktanın ekserjisi:

$$\dot{E}_1=\dot{m}_{BSSÇ}\cdot e_1 \text{ (kW)} \quad [2.9]$$

$$\dot{E}_2=\dot{m}_{BSSÇ}\cdot e_2 \text{ (kW)} \quad [2.10]$$

$$\dot{E}_3=\dot{m}_{BSSÇ}\cdot e_3 \text{ (kW)} \quad [2.11]$$

$$\dot{E}_4=\dot{m}_{BSSÇ}\cdot e_4 \text{ (kW)} \quad [2.12]$$

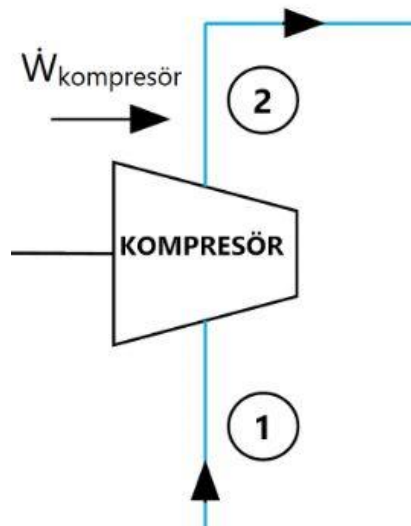
$$\dot{E}_5=\dot{m}_{ORÇ}\cdot e_5 \text{ (kW)} \quad [2.13]$$

$$\dot{E}_6=\dot{m}_{ORÇ}\cdot e_6 \text{ (kW)} \quad [2.14]$$

$$\dot{E}_7=\dot{m}_{ORÇ}\cdot e_7 \text{ (kW)} \quad [2.15]$$

$$\dot{E}_8=\dot{m}_{ORÇ}\cdot e_8 \text{ (kW)} \quad [2.16]$$

Kompresörün üzerindeki akış Şekil 2.3'te görülmektedir.



Şekil 2.3 Tek buharlaştırıcılı sistemde kompresör üzerindeki akış.

Kompresörün kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{BSSÇ}} \text{ (kg/s)} \quad [2.17]$$

$$\dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{m}_{\text{BSSÇ}} \cdot (h_2 - h_1) \text{ (kW)} \quad [2.18]$$

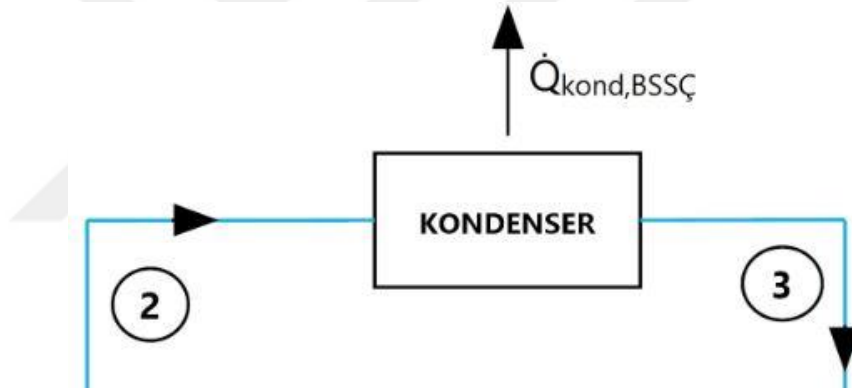
$$\dot{E}_{\text{yıkım,kompresör}} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{W}_{\text{kompresör}} \text{ (kW)} \quad [2.19]$$

$$EYO_{\text{kompresör}} = \dot{E}_{\text{yıkım,kompresör}} / \dot{E}_{\text{yıkım,total}} \quad [2.20]$$

$$\eta_{\text{II,kompresör}} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{\text{kompresör}}} \quad [2.21]$$

$$v_{\text{kompresör}} = \frac{\dot{E}_2}{\dot{W}_{\text{kompresör}} + \dot{E}_1} \quad [2.22]$$

Soğutma çevriminin yoğuşturucusu üzerindeki akış Şekil 2.4'te görülmektedir.



Şekil 2.4 Tek buharlaştırıcılı sistemde BSSÇ yoğuşturucusu üzerindeki akış.

Soğutma çevrimi yoğuşturucusunun kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{\text{BSSÇ}} \text{ (kg/s)} \quad [2.23]$$

$$\dot{Q}_{\text{kond,BSSÇ}} = \dot{m}_{\text{BSSÇ}} \cdot (h_2 - h_3) \text{ (kW)} \quad [2.24]$$

$$\dot{E}_{\text{yıkım,kond,BSSÇ}} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{H,BSSÇ}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{kond,BSSÇ}} \text{ (kW)} \quad [2.25]$$

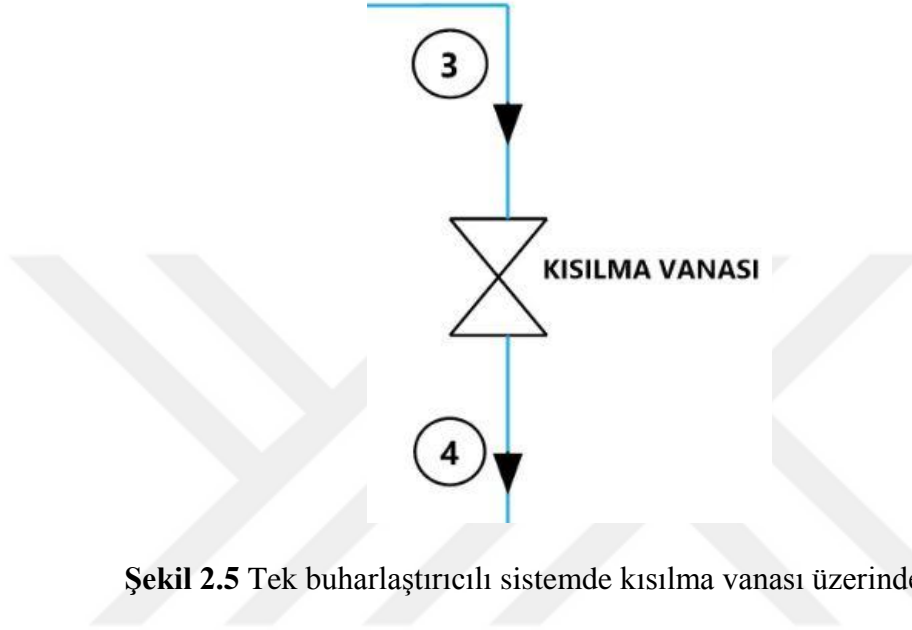
$$EYO_{\text{kond,BSSÇ}} = \dot{E}_{\text{yıkım,kond,BSSÇ}} / \dot{E}_{\text{yıkım,total}} \quad [2.26]$$

$$\eta_{\text{II,kond,BSSÇ}} = \frac{\dot{E}_{\text{Q,kond,BSSÇ}}}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3} \quad [2.27]$$

$$\dot{E}_{Q,kond,BSS\dot{C}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{H,BSS\dot{C}}}\right) \cdot \dot{Q}_{kond,BSS\dot{C}} \text{ (kW)} \quad [2.28]$$

$$v_{kond,BSS\dot{C}} = \frac{\dot{E}_3 + \dot{E}_{Q,kond,BSS\dot{C}}}{\dot{E}_2} \quad [2.29]$$

Soğutma çevriminin kısılma vanası üzerindeki akış Şekil 2.5'te görülmektedir.



Şekil 2.5 Tek buharlaştırıcılı sistemde kısılma vanası üzerindeki akış.

Soğutma çevrimi kısılma vanasının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{BSS\dot{C}} \text{ (kg/s)} \quad [2.30]$$

$$h_3 = h_4 \text{ (kJ/kg)} \quad [2.31]$$

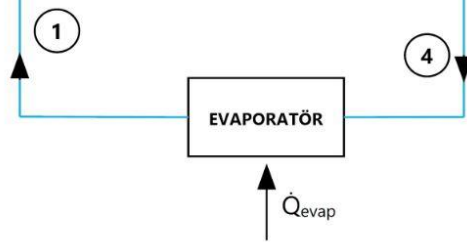
$$\dot{E}_{yıkım,kv} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \text{ (kW)} \quad [2.32]$$

$$EYO_{kv} = \dot{E}_{yıkım,kv} / \dot{E}_{yıkım,total} \quad [2.32]$$

$$\eta_{II,kv} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3} \quad [2.33]$$

$$v_{kv} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3} \quad [2.34]$$

Soğutma çevriminin buharlaştırıcısı üzerindeki akış Şekil 2.6'da görülmektedir.



Şekil 2.6 Tek buharlaştırıcı sistemde buharlaştırıcı üzerindeki akış.

Soğutma çevrimi buharlaştırıcısının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{\text{BSSÇ}} \text{ (kg/s)} \quad [2.35]$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{BSSÇ}} \cdot (h_1 - h_4) \text{ (kW)} \quad [2.36]$$

$$\dot{E}_{\text{yıkım, evap}} = \dot{E}_4 - \dot{E}_1 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{L, BSSÇ}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{evap}} \text{ (kW)} \quad [2.37]$$

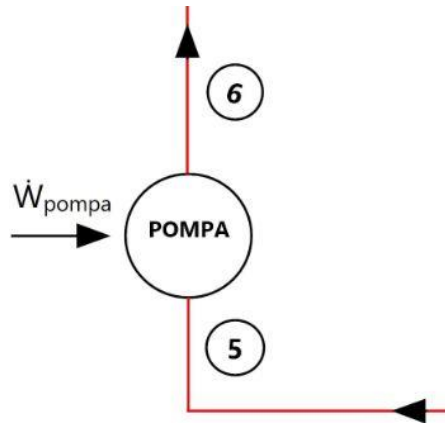
$$EYO_{\text{evap}} = \dot{E}_{\text{yıkım, evap}} / \dot{E}_{\text{yıkım, total}} \quad [2.38]$$

$$\eta_{\text{II, evap}} = \frac{\dot{E}_{\text{Q, evap}} \cdot (-1)}{\dot{E}_4 - \dot{E}_1} \quad [2.39]$$

$$\dot{E}_{\text{Q, evap}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{L, BSSÇ}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{evap}} \text{ (kW)} \quad [2.40]$$

$$v_{\text{evap}} = \frac{\dot{E}_1 + \dot{E}_{\text{Q, evap}} \cdot (-1)}{\dot{E}_4} \quad [2.41]$$

Organik Rankine çevriminin pompası üzerindeki akış Şekil 2.7’de görülmektedir.



Şekil 2.7 Tek buharlaştırıcı sistemde pompa üzerindeki akış.

Organik Rankine çevrimi pompasının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ORÇ} \text{ (kg/s)} \quad [2.42]$$

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{ORÇ} \cdot (h_6 - h_5) \text{ (kW)} \quad [2.43]$$

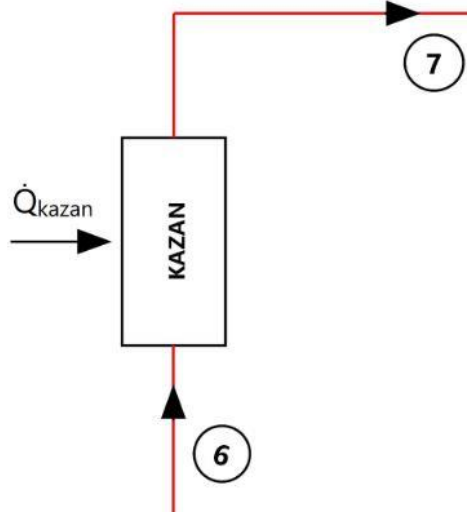
$$\dot{E}_{yıkım,pompa} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 + \dot{W}_{pompa} \text{ (kW)} \quad [2.44]$$

$$EYO_{pompa} = \dot{E}_{yıkım,pompa} / \dot{E}_{yıkım,total} \quad [2.45]$$

$$\eta_{II,pompa} = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_5}{\dot{W}_{pompa}} \quad [2.46]$$

$$v_{pompa} = \frac{\dot{E}_6}{\dot{W}_{pompa} + \dot{E}_5} \quad [2.47]$$

Organik Rankine çevrimi kazanı üzerindeki akış Şekil 2.8’de görülmektedir.



Şekil 2.8 Tek buharlaştırıcılı sistemde kazan üzerindeki akış.

Organik Rankine çevrimi kazanının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{ORÇ} \text{ (kg/s)} \quad [2.48]$$

$$\dot{Q}_{kazan} = \dot{m}_{ORÇ} \cdot (h_7 - h_6) \text{ (kW)} \quad [2.49]$$

$$\dot{E}_{yıkım,kazan} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{H,ORÇ}}\right) \cdot \dot{Q}_{kazan} \text{ (kW)} \quad [2.50]$$

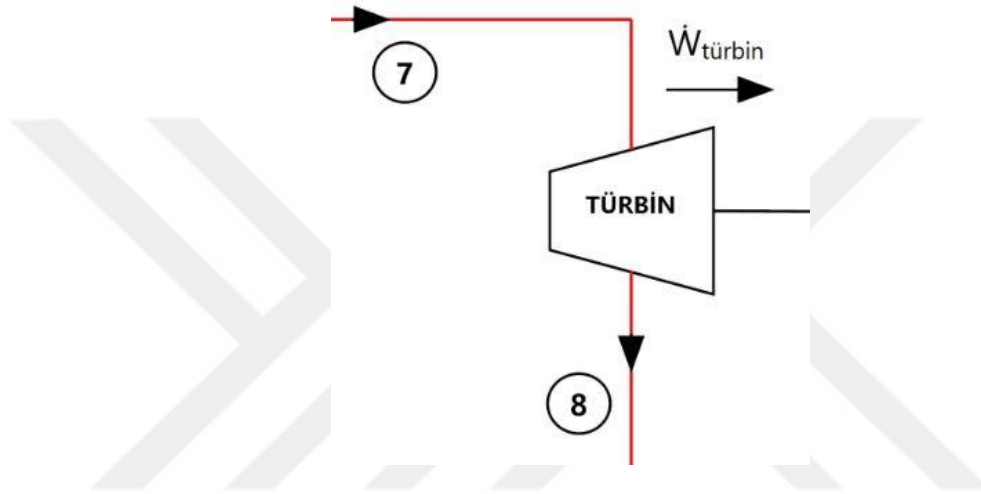
$$EYO_{kazan} = \dot{E}_{yıkım,kazan} / \dot{E}_{yıkım,total} \quad [2.51]$$

$$\eta_{II,kazan} = \frac{\dot{E}_7 - \dot{E}_6}{\dot{E}_{Q,kazan}} \quad [2.52]$$

$$\dot{E}_{Q,kazan} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{H,ORÇ}}\right) \cdot \dot{Q}_{kazan} \quad (\text{kW}) \quad [2.53]$$

$$v_{kazan} = \frac{\dot{E}_7}{\dot{E}_6 + \dot{E}_{Q,kazan}} \quad [2.54]$$

Organik Rankine çevrimi türbini üzerindeki akış Şekil 2.9'da görülmektedir.



Şekil 2.9 Tek buharlaştırıcılı sistemde türbin üzerindeki akış.

Organik Rankine çevrimi türbininin kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{ORÇ} \quad (\text{kg/s}) \quad [2.55]$$

$$\dot{W}_{türbin} = \dot{m}_{ORÇ} \cdot (h_7 - h_8) \quad (\text{kW}) \quad [2.56]$$

$$\dot{W}_{türbin} = \dot{W}_{kompresör} \quad (\text{kW}) \quad [2.57]$$

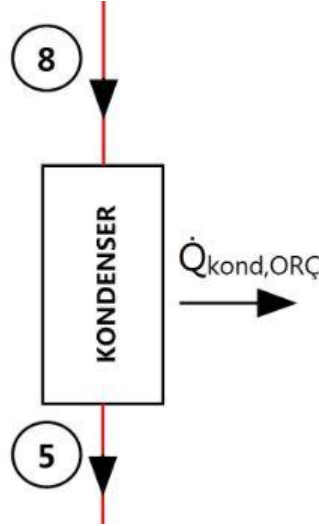
$$\dot{E}_{yıkım,türbin} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{W}_{türbin} \quad (\text{kW}) \quad [2.58]$$

$$EYO_{türbin} = \dot{E}_{yıkım,türbin} / \dot{E}_{yıkım,total} \quad [2.59]$$

$$\eta_{II,türbin} = \frac{\dot{W}_{türbin}}{\dot{E}_7 - \dot{E}_8} \quad [2.60]$$

$$v_{türbin} = \frac{\dot{W}_{türbin} + \dot{E}_8}{\dot{E}_7} \quad [2.61]$$

Organik Rankine çevrimi yoğuşturucusu üzerindeki akış Şekil 2.10'da görülmektedir.



Şekil 2.10 Tek buharlaştırıcılı sistemde ORÇ yoğuşturucusu üzerindeki akış.

Organik Rankine çevrimi yoğuşturucusunun kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{\text{ORÇ}} \text{ (kg/s)} \quad [2.62]$$

$$\dot{Q}_{\text{kond,ORÇ}} = \dot{m}_{\text{ORÇ}} \cdot (h_8 - h_5) \text{ (kW)} \quad [2.63]$$

$$\dot{E}_{\text{yıkım,kond,ORÇ}} = \dot{E}_8 - \dot{E}_5 - \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,\text{ORÇ}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{kond,ORÇ}} \text{ (kW)} \quad [2.64]$$

$$EYO_{\text{kond,ORÇ}} = \dot{E}_{\text{yıkım,kond,ORÇ}} / \dot{E}_{\text{yıkım,total}} \quad [2.65]$$

$$\eta_{\text{II,kond,ORÇ}} = \frac{\dot{E}_{Q,\text{kond,ORÇ}}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_5} \quad [2.66]$$

$$\dot{E}_{Q,\text{kond,ORÇ}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,\text{ORÇ}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{kond,ORÇ}} \text{ (kW)} \quad [2.67]$$

$$v_{\text{kond,ORÇ}} = \frac{\dot{E}_5 + \dot{E}_{Q,\text{kond,ORÇ}}}{\dot{E}_8} \quad [2.68]$$

Her iki alt sistemde ve çevrimin bütününde ısı verim ve ekserji verimi hesaplamaları şöyledir:

$$\text{COP}_{\text{BSSÇ}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{kompresör}}} \quad [2.69]$$

$$\eta_{\text{ORÇ}} = \frac{\dot{W}_{\text{türbin}} - \dot{W}_{\text{pompa}}}{\dot{Q}_{\text{kazan}}} \quad [2.70]$$

$$COP_{sistem} = \eta_{ORÇ} \cdot COP_{BSSÇ} \quad [2.71]$$

$$\eta_{Carnot,ORÇ} = 1 - \frac{T_{L,ORÇ}}{T_{H,ORÇ}} \quad [2.72]$$

$$\eta_{ekserji,ORÇ} = \frac{\eta_{ORÇ}}{\eta_{Carnot,ORÇ}} \quad [2.73]$$

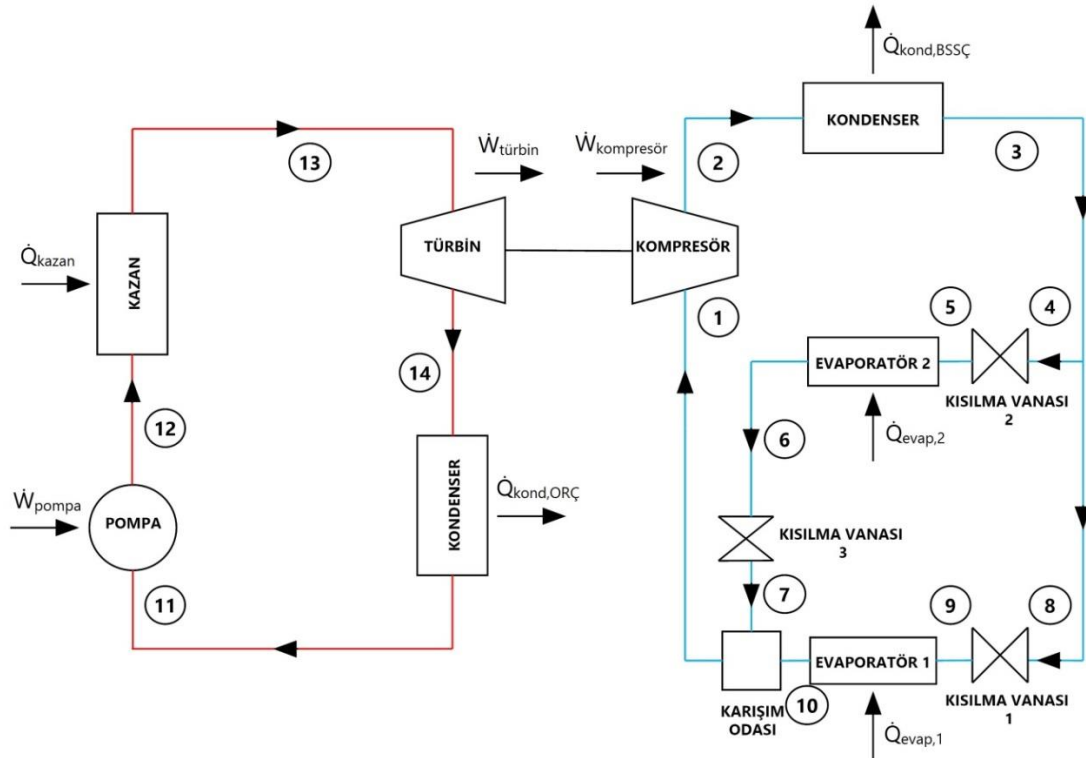
$$COP_{Carnot,BSSÇ} = \frac{T_{L,BSSÇ}}{T_{H,BSSÇ} - T_{L,BSSÇ}} \quad [2.74]$$

$$\eta_{ekserji,BSSÇ} = \frac{COP_{BSSÇ}}{COP_{Carnot,BSSÇ}} \quad [2.75]$$

$$\eta_{ekserji,sistem} = \eta_{ekserji,ORÇ} \cdot \eta_{ekserji,BSSÇ} \quad [2.76]$$

2.2 Kombine ORÇ ve İki Buharlaştırıcı BSSÇ

Tez kapsamında çalışılan ikinci sistemde organik Rankine çevrimi ve iki buharlaştırıcı soğutma çevriminin oluşturduğu kombine çevrim analiz edilmiştir. Çalışılan tek buharlaştırıcı sistemde kabul edilen işletme parametreleri ikinci sistem için de aynı kabul edilmiştir. Bu çevrim Şekil 2.11’de görülmektedir.



Şekil 2.11 Kombine organik Rankine ve iki buharlaştırıcı soğutma çevrimi.

Sistem temel olarak organik Rankine çevriminden üretilen türbin gücünün soğutma çevriminin kompresörüne verilmesi ile soğutma sağlanması prensibine dayanmaktadır. İki buharlaştırıcılı soğutma çevriminde 1 ve 2 noktaları arasında kompresörde izantropik sıkıştırma gerçekleştirilmektedir. 2 ve 3 noktaları arasında yoğuşturucuda sabit basınç altında çevreye ısı verilmektedir. 3 noktasından sonra akışkan iki farklı buharlaştırıcıda soğutma görevini yerine getirmek için 2 kola ayrılmaktadır. 4 ve 5 noktaları arasında kısılma vanasında sabit entalpide akışkan genişlemektedir. 5 noktasından 6 noktasına gelindiğinde 2. buharlaştırıcıda ortamın ısısı sabit basınç altında çekilmektedir ve soğutma görevi yapılmaktadır. 6 ve 7 noktaları arasında bulunan kısılma vanası bir diğer adıyla buharlaştırıcı basınç regülatörü sayesinde akışkan karışım odası girişinde diğer koldan gelen akışkan ile aynı basınç değerine sahip olur. 8 ve 9 noktaları arasında kısılma vanasında sabit entalpide akışkan genişlemektedir. 9 noktasından 10 noktasına gelindiğinde 1. buharlaştırıcıda ortamın ısısı sabit basınç altında çekilmektedir ve soğutma görevi yapılmaktadır. Her iki koldan gelen akışkanlar karışım odasında birleşerek tekrardan kompresöre yönelmektedir ve soğutma çevrimi tamamlanmaktadır. Organik Rankine çevriminde ise 11 ve 12 noktaları arasında pompada izantropik sıkıştırma yapılmaktadır. 12 ve 13 noktaları arasında kazanda sabit basınç altında düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından gelen ısı vasıtasıyla akışkan ısıtılmakta ve türbine yönlendirilmektedir. 13 ve 14 noktaları arasından türbinde izantropik genişleme gerçekleşerek kazanılan türbin işi soğutma çevriminin kompresörüne aktarılmaktadır. 14 ve 11 noktaları arasında ise yoğuşturucuda sabit basınç altında çevreye ısı atılmaktadır. Kombine çevrim için yapılan kabuller Çizelge 2.3'te görülmektedir.

Çizelge 2.3 Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcılı BSSÇ kabulleri.

Parametre	Tipik Değer	Aralık
Buharlaştırıcı 1 Sıcaklığı	-10 °C	-10 °C → -5 °C
Buharlaştırıcı 2 Sıcaklığı	5 °C	0 °C → 10 °C
Kazan Sıcaklığı	90 °C	60 °C → 100 °C
Yoğuşturucu Sıcaklığı ORÇ	40 °C	30 °C → 50 °C
Yoğuşturucu Sıcaklığı BSSÇ	40 °C	30 °C → 50 °C
Kompresör İzantropik Verimi	0,75	0,65 → 0,85
Türbin İzantropik Verimi	0,75	0,65 → 0,85
Pompa İzantropik Verimi	0,8	-

Bunlara ek olarak yapılan kabüller şöyledir;

- Soğutma yükü 1.buharlaştırıcı için 4 kW, 2.buharlaştırıcı için ise 2 kW kabul edilmiştir.
- Literatürde olduğu gibi akışkan buharlaştırıcıların ve kazanın çıkışında doymuş buhar, her iki yoğusturucu çıkışında ise doymuş sıvı olduğu kabul edilmiştir [3,14,19,24].
- Kazan sıcaklığı ile kazanı ısıtacak kaynak arasında 15 °C sıcaklık farkı olduğu kabul edilmiştir [14,27].
- Buharlaştırıcı sıcaklıkları ve bunların soğutacakları ortamlar arasındaki sıcaklık farkları ise yine literatürde tavsiye edildiği gibi her iki buharlaştırıcı için de 5 °C olarak ayarlanmıştır [14,20,45,46].
- Ölü hal sıcaklığı 25 °C ve basıncı 101,325 kPa olarak alınmıştır. Ayrıca $T_{H,BSSÇ}$ ve $T_{L,ORÇ}$ ölü hal sıcaklığına eşittir.

Sistemde bulunan her bir noktanın akış ekserjisi şu şekilde ifade edilebilir:

$$e_1=(h_1-h_0)-T_0 \cdot (s_1-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.77]$$

$$e_2=(h_2-h_0)-T_0 \cdot (s_2-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.78]$$

$$e_3=(h_3-h_0)-T_0 \cdot (s_3-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.79]$$

$$e_4=(h_4-h_0)-T_0 \cdot (s_4-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.80]$$

$$e_5=(h_5-h_0)-T_0 \cdot (s_5-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.81]$$

$$e_6=(h_6-h_0)-T_0 \cdot (s_6-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.82]$$

$$e_7=(h_7-h_0)-T_0 \cdot (s_7-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.83]$$

$$e_8=(h_8-h_0)-T_0 \cdot (s_8-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.84]$$

$$e_9=(h_9-h_0)-T_0 \cdot (s_9-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.85]$$

$$e_{10}=(h_{10}-h_0)-T_0 \cdot (s_{10}-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.86]$$

$$e_{11}=(h_{11}-h_0)-T_0 \cdot (s_{11}-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.87]$$

$$e_{12}=(h_{12}-h_0)-T_0 \cdot (s_{12}-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.88]$$

$$e_{13}=(h_{13}-h_0)-T_0 \cdot (s_{13}-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.89]$$

$$e_{14}=(h_{14}-h_0)-T_0 \cdot (s_{14}-s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [2.90]$$

Kütlesel debi ile çarpılmış şekliyle her noktanın ekserjisi:

$$\dot{E}_1 = \dot{m}_{BSS\dot{C}} \cdot e_1 \text{ (kW)} \quad [2.91]$$

$$\dot{E}_2 = \dot{m}_{BSS\dot{C}} \cdot e_2 \text{ (kW)} \quad [2.92]$$

$$\dot{E}_3 = \dot{m}_{BSS\dot{C}} \cdot e_3 \text{ (kW)} \quad [2.92]$$

$$\dot{E}_4 = \dot{m}_{BSS\dot{C},2} \cdot e_4 \text{ (kW)} \quad [2.93]$$

$$\dot{E}_5 = \dot{m}_{BSS\dot{C},2} \cdot e_5 \text{ (kW)} \quad [2.94]$$

$$\dot{E}_6 = \dot{m}_{BSS\dot{C},2} \cdot e_6 \text{ (kW)} \quad [2.95]$$

$$\dot{E}_7 = \dot{m}_{BSS\dot{C},2} \cdot e_7 \text{ (kW)} \quad [2.96]$$

$$\dot{E}_8 = \dot{m}_{BSS\dot{C},1} \cdot e_8 \text{ (kW)} \quad [2.97]$$

$$\dot{E}_9 = \dot{m}_{BSS\dot{C},1} \cdot e_9 \text{ (kW)} \quad [2.98]$$

$$\dot{E}_{10} = \dot{m}_{BSS\dot{C},1} \cdot e_{10} \text{ (kW)} \quad [2.99]$$

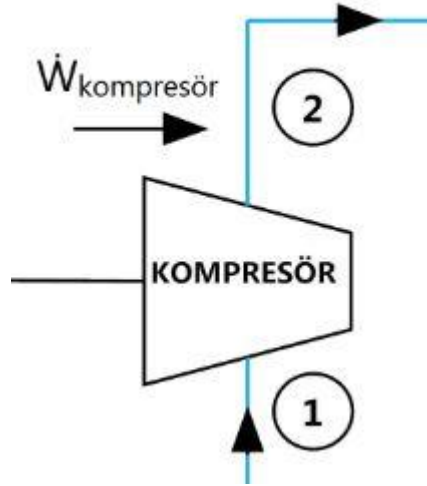
$$\dot{E}_{11} = \dot{m}_{OR\dot{C}} \cdot e_{11} \text{ (kW)} \quad [2.100]$$

$$\dot{E}_{12} = \dot{m}_{OR\dot{C}} \cdot e_{12} \text{ (kW)} \quad [2.101]$$

$$\dot{E}_{13} = \dot{m}_{OR\dot{C}} \cdot e_{13} \text{ (kW)} \quad [2.102]$$

$$\dot{E}_{14} = \dot{m}_{OR\dot{C}} \cdot e_{14} \text{ (kW)} \quad [2.103]$$

Kompresörün üzerindeki akış Şekil 2.12’de görülmektedir.



Şekil 2.12 İki buharlaştırıcılı sistemde kompresör üzerindeki akış.

Kompresörün kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_{BSS\dot{C}} = \dot{m}_{BSS\dot{C},1} + \dot{m}_{BSS\dot{C},2} \text{ (kg/s)} \quad [2.104]$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{BSS\dot{C}} \text{ (kg/s)} \quad [2.105]$$

$$\dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{m}_{BSS\dot{C}} \cdot (h_2 - h_1) \text{ (kW)} \quad [2.106]$$

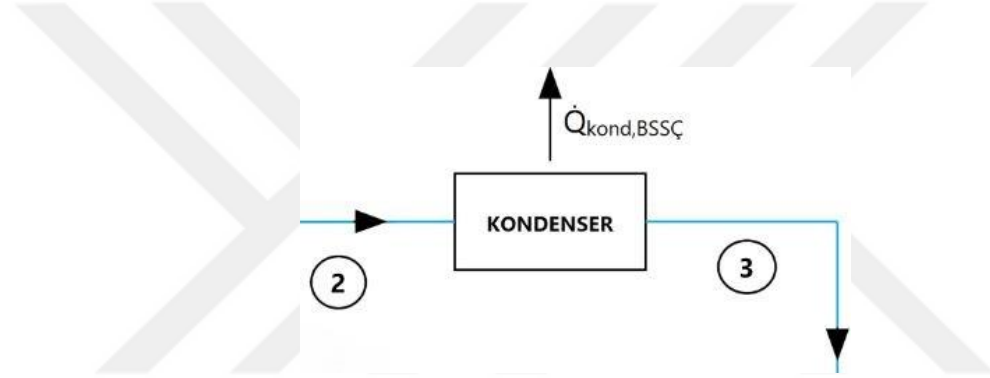
$$\dot{E}_{\text{yıkım,kompresör}} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{W}_{\text{kompresör}} \text{ (kW)} \quad [2.107]$$

$$EYO_{\text{kompresör}} = \dot{E}_{\text{yıkım,kompresör}} / \dot{E}_{\text{yıkım,total}} \quad [2.108]$$

$$\eta_{II,\text{kompresör}} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{\text{kompresör}}} \quad [2.109]$$

$$v_{\text{kompresör}} = \frac{\dot{E}_2}{\dot{W}_{\text{kompresör}} + \dot{E}_1} \quad [2.110]$$

Soğutma çevriminin yoğuşturucusu üzerindeki akış Şekil 2.13'te görülmektedir.



Şekil 2.13 İki buharlaştırıcılı sistemde BSSÇ yoğuşturucusu üzerindeki akış.

Soğutma çevrimi yoğuşturucusunun kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{BSS\dot{C}} \text{ (kg/s)} \quad [2.111]$$

$$\dot{Q}_{\text{kond,BSS}\dot{C}} = \dot{m}_{BSS\dot{C}} \cdot (h_2 - h_3) \text{ (kW)} \quad [2.112]$$

$$\dot{E}_{\text{yıkım,kond,BSS}\dot{C}} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \left(1 - \frac{T_0}{T_{H,BSS\dot{C}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{kond,BSS}\dot{C}} \text{ (kW)} \quad [2.113]$$

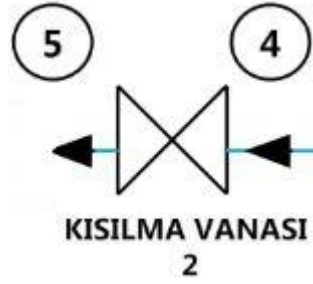
$$EYO_{\text{kond,BSS}\dot{C}} = \dot{E}_{\text{yıkım,kond,BSS}\dot{C}} / \dot{E}_{\text{yıkım,total}} \quad [2.114]$$

$$\eta_{II,\text{kond,BSS}\dot{C}} = \frac{\dot{E}_{Q,\text{kond,BSS}\dot{C}}}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3} \quad [2.115]$$

$$\dot{E}_{Q,\text{kond,BSS}\dot{C}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{H,BSS\dot{C}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{kond,BSS}\dot{C}} \text{ (kW)} \quad [2.116]$$

$$v_{\text{kond,BSS}\dot{C}} = \frac{\dot{E}_3 + \dot{E}_{Q,\text{kond,BSS}\dot{C}}}{\dot{E}_2} \quad [2.117]$$

Soğutma çevriminin 2. kısılma vanası üzerindeki akış Şekil 2.14'te görülmektedir.



Şekil 2.14 İki buharlaştırıcılı sistemde 2. kısılma vanası üzerindeki akış.

Soğutma çevriminin 2. kısılma vanasının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{\text{BSS}\mathcal{C},2} \text{ (kg/s)} \quad [2.118]$$

$$h_4 = h_5 \text{ (kJ/kg)} \quad [2.119]$$

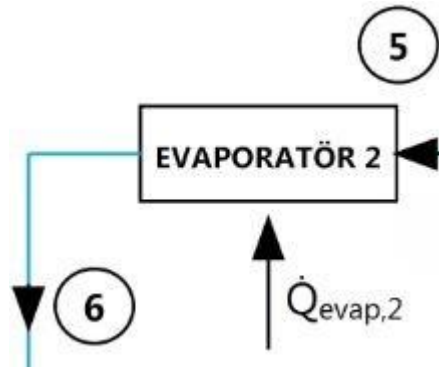
$$\dot{E}_{\text{yıkım},kv,2} = \dot{E}_4 - \dot{E}_5 \text{ (kW)} \quad [2.120]$$

$$EYO_{kv,2} = \dot{E}_{\text{yıkım},kv,2} / \dot{E}_{\text{yıkım},\text{total}} \quad [2.121]$$

$$\eta_{II,kv,2} = \frac{\dot{E}_5}{\dot{E}_4} \quad [2.122]$$

$$v_{kv,2} = \frac{\dot{E}_5}{\dot{E}_4} \quad [2.123]$$

Soğutma çevriminin 2. buharlaştırıcısı üzerindeki akış Şekil 2.15'te görülmektedir.



Şekil 2.15 İki buharlaştırıcılı sistemde 2. buharlaştırıcı üzerindeki akış.

Soğutma çevriminin 2. buharlaştırıcısının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{\text{BSSÇ},2} \text{ (kg/s)} \quad [2.124]$$

$$\dot{Q}_{\text{evap},2} = \dot{m}_{\text{BSSÇ},2} \cdot (h_6 - h_5) \text{ (kW)} \quad [2.125]$$

$$\dot{E}_{\text{yıkım, evap},2} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,\text{BSSÇ},2}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{evap},2} \text{ (kW)} \quad [2.126]$$

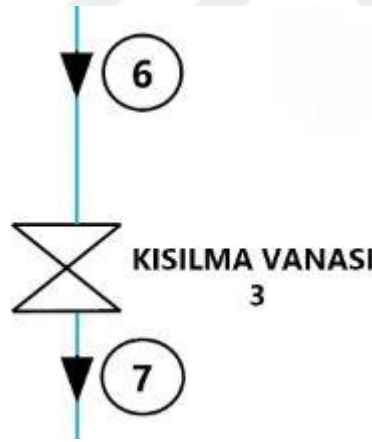
$$EYO_{\text{evap},2} = \dot{E}_{\text{yıkım, evap},2} / \dot{E}_{\text{yıkım, total}} \quad [2.127]$$

$$\eta_{\text{II, evap},2} = \frac{\dot{E}_{Q,\text{evap},2} \cdot (-1)}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6} \quad [2.128]$$

$$\dot{E}_{Q,\text{evap},2} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,\text{BSSÇ},2}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{evap},2} \text{ (kW)} \quad [2.129]$$

$$v_{\text{evap},2} = \frac{\dot{E}_6 + \dot{E}_{Q,\text{evap},2} \cdot (-1)}{\dot{E}_5} \quad [2.130]$$

Soğutma çevriminin 3. kısılma vanası üzerindeki akış Şekil 2.16'da görülmektedir.



Şekil 2.16 İki buharlaştırıcılı sistemde 3. kısılma vanası üzerindeki akış.

Soğutma çevriminin 3. kısılma vanasının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{\text{BSSÇ},2} \text{ (kg/s)} \quad [2.131]$$

$$h_6 = h_7 \text{ (kJ/kg)} \quad [2.132]$$

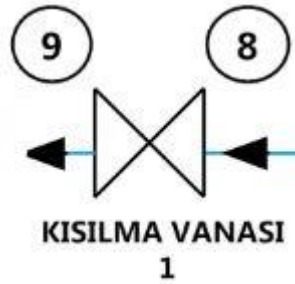
$$\dot{E}_{\text{yıkım, kv},3} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 \text{ (kW)} \quad [2.133]$$

$$EYO_{kv,3} = \dot{E}_{yıkım,kv,3} / \dot{E}_{yıkım,total} \quad [2.134]$$

$$\eta_{II,kv,3} = \frac{\dot{E}_7}{\dot{E}_6} \quad [2.135]$$

$$v_{kv,3} = \frac{\dot{E}_7}{\dot{E}_6} \quad [2.136]$$

Soğutma çevriminin 1. kısılma vanası üzerindeki akış Şekil 2.17’de görülmektedir.



Şekil 2.17 İki buharlaştırıcılı sistemde 1. kısılma vanası üzerindeki akış.

Soğutma çevriminin 1. kısılma vanasının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{BSSÇ,1} \text{ (kg/s)} \quad [2.137]$$

$$h_8 = h_9 \text{ (kJ/kg)} \quad [2.138]$$

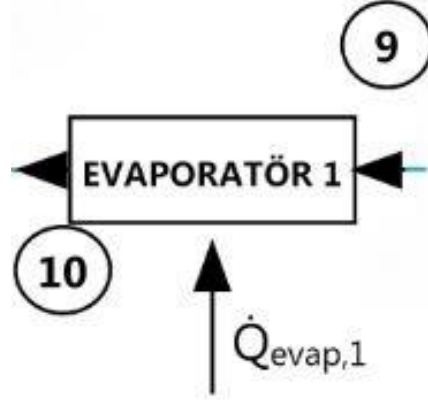
$$\dot{E}_{yıkım,kv,1} = \dot{E}_8 - \dot{E}_9 \text{ (kW)} \quad [2.139]$$

$$EYO_{kv,1} = \dot{E}_{yıkım,kv,1} / \dot{E}_{yıkım,total} \quad [2.140]$$

$$\eta_{II,kv,1} = \frac{\dot{E}_9}{\dot{E}_8} \quad [2.141]$$

$$v_{kv,1} = \frac{\dot{E}_9}{\dot{E}_8} \quad [2.142]$$

Soğutma çevriminin 1. buharlaştırıcısı üzerindeki akış Şekil 2.18’de görülmektedir.



Şekil 2.18 İki buharlaştırıcı sistemde 1. buharlaştırıcı üzerindeki akış.

Soğutma çevriminin 1. buharlaştırıcısının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{BSSÇ,1} \text{ (kg/s)} \quad [2.143]$$

$$\dot{Q}_{evap,1} = \dot{m}_{BSSÇ,1} \cdot (h_{10} - h_9) \text{ (kW)} \quad [2.144]$$

$$\dot{E}_{yıkım,evap,1} = \dot{E}_9 - \dot{E}_{10} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,BSSÇ,1}}\right) \cdot \dot{Q}_{evap,1} \text{ (kW)} \quad [2.145]$$

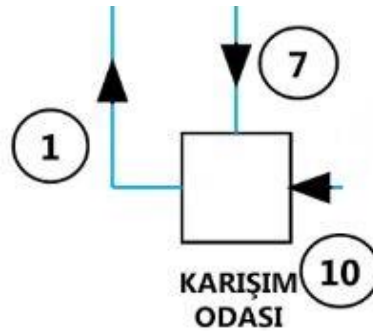
$$EYO_{evap,1} = \dot{E}_{yıkım,evap,1} / \dot{E}_{yıkım,total} \quad [2.146]$$

$$\eta_{II,evap,1} = \frac{\dot{E}_{Q,evap,1} \cdot (-1)}{\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}} \quad [2.147]$$

$$\dot{E}_{Q,evap,1} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,BSSÇ,1}}\right) \cdot \dot{Q}_{evap,1} \text{ (kW)} \quad [2.148]$$

$$v_{evap,1} = \frac{\dot{E}_{10} + \dot{E}_{Q,evap,1} \cdot (-1)}{\dot{E}_9} \quad [2.149]$$

Soğutma çevriminin karışım odasının üzerindeki akış Şekil 2.19’da görülmektedir.



Şekil 2.19 İki buharlaştırıcı sistemde karışım odası üzerindeki akış.

Soğutma çevriminin karışım odasının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_{10}=\dot{m}_{BSS\dot{C},1} \quad (\text{kg/s}) \quad [2.150]$$

$$\dot{m}_7=\dot{m}_{BSS\dot{C},2} \quad (\text{kg/s}) \quad [2.151]$$

$$\dot{m}_1=\dot{m}_{BSS\dot{C}} \quad (\text{kg/s}) \quad [2.152]$$

$$\dot{m}_{BSS\dot{C},1} \cdot h_{10}+\dot{m}_{BSS\dot{C},2} \cdot h_7=\dot{m}_{BSS\dot{C}} \cdot h_1 \quad (\text{kW}) \quad [2.153]$$

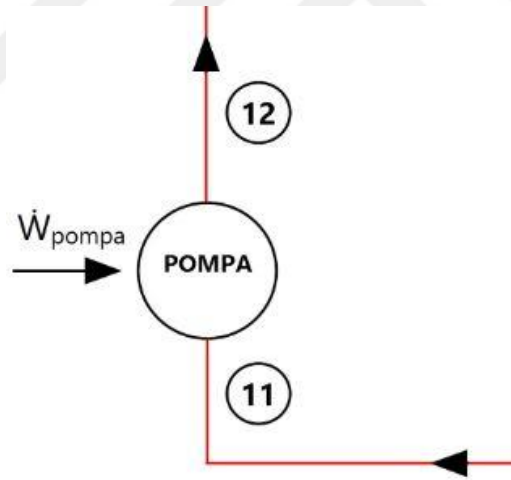
$$\dot{E}_{yıkım,ko}=\dot{E}_7+\dot{E}_{10}-\dot{E}_1 \quad (\text{kW}) \quad [2.154]$$

$$EYO_{ko}=\dot{E}_{yıkım,ko}/\dot{E}_{yıkım,total} \quad [2.155]$$

$$\eta_{II,ko}=\frac{\dot{E}_1}{\dot{E}_7+\dot{E}_{10}} \quad [2.156]$$

$$v_{ko}=\frac{\dot{E}_1}{\dot{E}_7+\dot{E}_{10}} \quad [2.157]$$

Organik Rankine çevriminin pompası üzerindeki akış Şekil 2.20’de görülmektedir.



Şekil 2.20 İki buharlaştırıcılı sistemde pompa üzerindeki akış.

Organik Rankine çevrimi pompasının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_{11}=\dot{m}_{12}=\dot{m}_{OR\dot{C}} \quad (\text{kg/s}) \quad [2.158]$$

$$\dot{W}_{pompa}=\dot{m}_{OR\dot{C}} \cdot (h_{12}-h_{11}) \quad (\text{kW}) \quad [2.159]$$

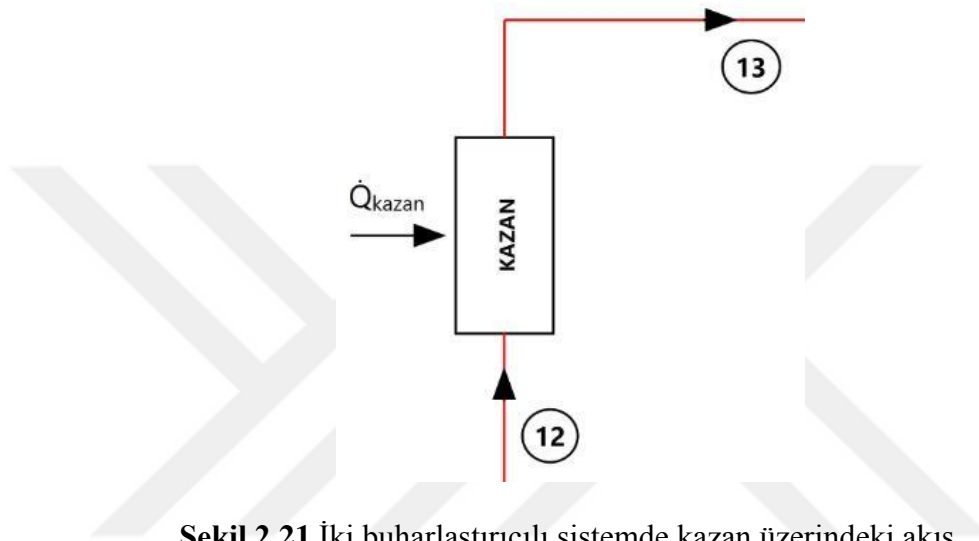
$$\dot{E}_{yıkım,pompa}=\dot{E}_{11}-\dot{E}_{12}+\dot{W}_{pompa} \quad (\text{kW}) \quad [2.160]$$

$$EYO_{pompa} = \dot{E}_{yıkım,pompa} / \dot{E}_{yıkım,total} \quad [2.161]$$

$$\eta_{II,pompa} = \frac{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}}{\dot{W}_{pompa}} \quad [2.162]$$

$$V_{pompa} = \frac{\dot{E}_{12}}{\dot{W}_{pompa} + \dot{E}_{11}} \quad [2.163]$$

Organik Rankine çevrimi kazanı üzerindeki akış Şekil 2.21’de görülmektedir.



Şekil 2.21 İki buharlaştırıcılı sistemde kazan üzerindeki akış.

Organik Rankine çevrimi kazanının kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{ORÇ} \text{ (kg/s)} \quad [2.164]$$

$$\dot{Q}_{kazan} = \dot{m}_{ORÇ} \cdot (h_{13} - h_{12}) \text{ (kW)} \quad [2.165]$$

$$\dot{E}_{yıkım,kazan} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{H,ORÇ}}\right) \cdot \dot{Q}_{kazan} \text{ (kW)} \quad [2.166]$$

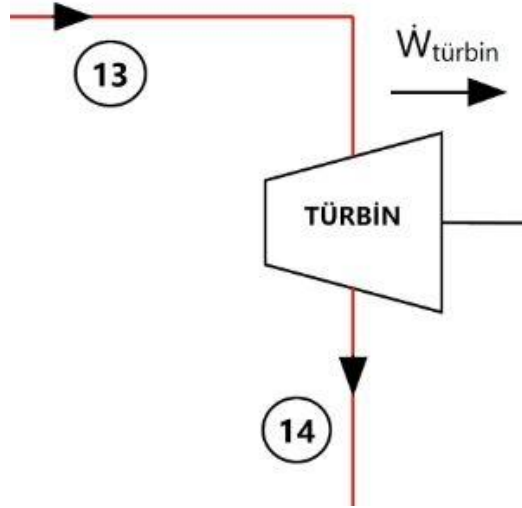
$$EYO_{kazan} = \dot{E}_{yıkım,kazan} / \dot{E}_{yıkım,total} \quad [2.167]$$

$$\eta_{II,kazan} = \frac{\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}}{\dot{E}_{Q,kazan}} \quad [2.168]$$

$$\dot{E}_{Q,kazan} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{H,ORÇ}}\right) \cdot \dot{Q}_{kazan} \text{ (kW)} \quad [2.169]$$

$$V_{kazan} = \frac{\dot{E}_{13}}{\dot{E}_{12} + \dot{E}_{Q,kazan}} \quad [2.170]$$

Organik Rankine çevrimi türbini üzerindeki akış Şekil 2.22’de görülmektedir.



Şekil 2.22 İki buharlaştırıcılı sistemde türbin üzerindeki akış.

Organik Rankine çevrimi türbininin kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{\text{ORÇ}} \text{ (kg/s)} \quad [2.171]$$

$$\dot{W}_{\text{türbin}} = \dot{m}_{\text{ORÇ}} \cdot (h_{13} - h_{14}) \text{ (kW)} \quad [2.172]$$

$$\dot{W}_{\text{türbin}} = \dot{W}_{\text{kompresör}} \text{ (kW)} \quad [2.173]$$

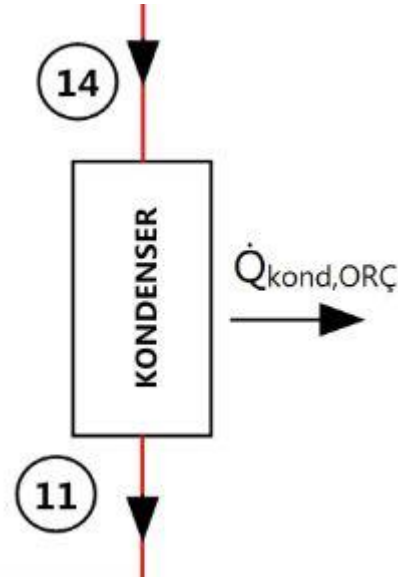
$$\dot{E}_{\text{yıkım,türbin}} = \dot{E}_{13} - \dot{E}_{14} - \dot{W}_{\text{türbin}} \text{ (kW)} \quad [2.174]$$

$$EYO_{\text{türbin}} = \dot{E}_{\text{yıkım,türbin}} / \dot{E}_{\text{yıkım,total}} \quad [2.175]$$

$$\eta_{\text{II,türbin}} = \frac{\dot{W}_{\text{türbin}}}{\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14}} \quad [2.176]$$

$$v_{\text{türbin}} = \frac{\dot{W}_{\text{türbin}} + \dot{E}_{14}}{\dot{E}_{13}} \quad [2.177]$$

Organik Rankine çevrimi yoğuşturucusu üzerindeki akış Şekil 2.23'te görülmektedir.



Şekil 2.23 İki buharlaştırıcılı sistemde ORÇ yoğuşturucusu üzerindeki akış.

Organik Rankine çevrimi yoğuşturucusunun kütle, enerji, ekserji yıkımı, ekserji yıkım oranı, 2.yasa verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi denklemleri sırasıyla şöyledir:

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{\text{ORÇ}} \text{ (kg/s)} \quad [2.178]$$

$$\dot{Q}_{\text{kond,ORÇ}} = \dot{m}_{\text{ORÇ}} \cdot (h_{14} - h_{11}) \text{ (kW)} \quad [2.179]$$

$$\dot{E}_{\text{yıkım,kond,ORÇ}} = \dot{E}_{14} - \dot{E}_{11} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,\text{ORÇ}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{kond,ORÇ}} \text{ (kW)} \quad [2.180]$$

$$EYO_{\text{kond,ORÇ}} = \dot{E}_{\text{yıkım,kond,ORÇ}} / \dot{E}_{\text{yıkım,total}} \quad [2.181]$$

$$\eta_{\text{II,kond,ORÇ}} = \frac{\dot{E}_{Q,\text{kond,ORÇ}}}{\dot{E}_{14} - \dot{E}_{11}} \quad [2.182]$$

$$\dot{E}_{Q,\text{kond,ORÇ}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,\text{ORÇ}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{kond,ORÇ}} \text{ (kW)} \quad [2.183]$$

$$v_{\text{kond,ORÇ}} = \frac{\dot{E}_{11} + \dot{E}_{Q,\text{kond,ORÇ}}}{\dot{E}_{14}} \quad [2.184]$$

Her iki alt sistemde ve çevrimin bütününde ısıl verim ve ekserji verimi hesaplamaları şöyledir:

$$\text{COP}_{\text{BSSÇ}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap,1}} + \dot{Q}_{\text{evap,2}}}{\dot{W}_{\text{kompresör}}} \quad [2.185]$$

$$\eta_{\text{ORÇ}} = \frac{\dot{W}_{\text{türbin}} - \dot{W}_{\text{pompa}}}{\dot{Q}_{\text{kazan}}} \quad [2.186]$$

$$\text{COP}_{\text{sistem}} = \eta_{\text{ORÇ}} \cdot \text{COP}_{\text{BSSÇ}} \quad [2.187]$$

$$\eta_{\text{Carnot,ORÇ}} = 1 - \frac{T_{\text{L,ORÇ}}}{T_{\text{H,ORÇ}}} \quad [2.188]$$

$$\eta_{\text{ekserji,ORÇ}} = \frac{\eta_{\text{ORÇ}}}{\eta_{\text{Carnot,ORÇ}}} \quad [2.189]$$

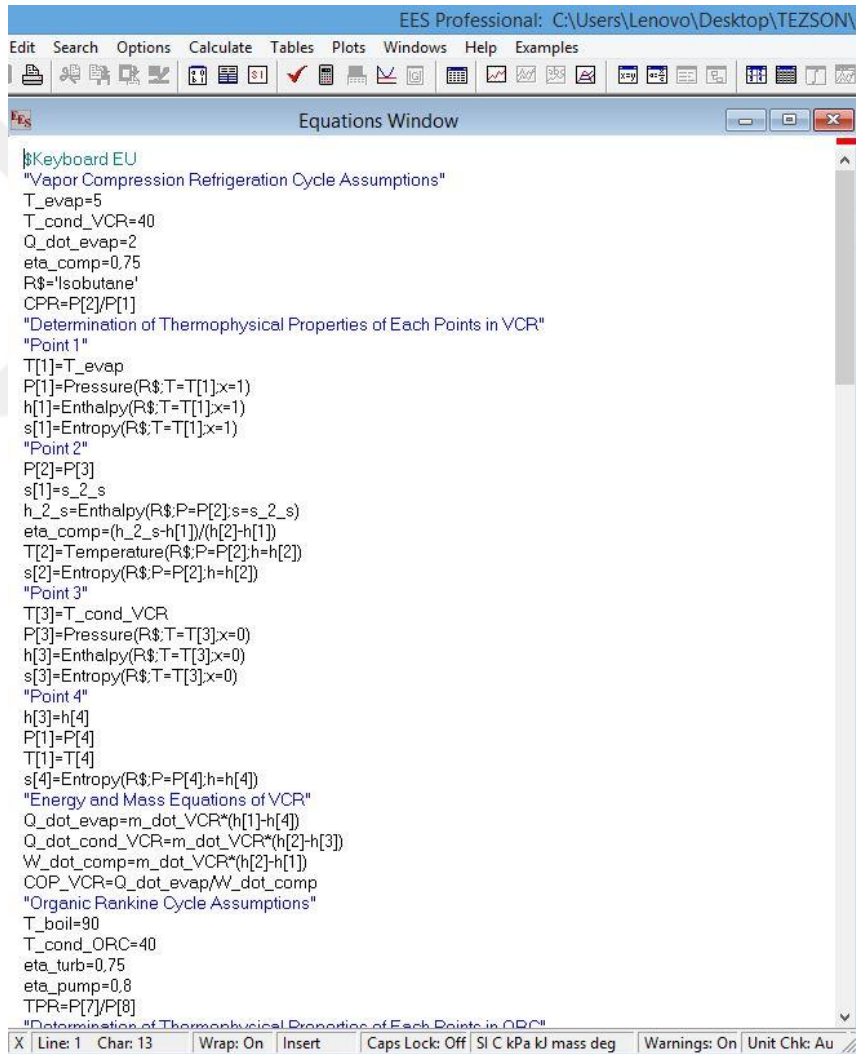
$$\eta_{\text{ekserji,BSSÇ}} = \frac{(\dot{E}_{\text{Q,evap,1}} + \dot{E}_{\text{Q,evap,2}}) \cdot (-1)}{\dot{W}_{\text{kompresör}}} \quad [2.190]$$

$$\eta_{\text{ekserji,sistem}} = \eta_{\text{ekserji,ORÇ}} \cdot \eta_{\text{ekserji,BSSÇ}} \quad [2.191]$$



3.BULGULAR

Önceki bölümde çıkarılan denklemler yapılan kabuller ile birlikte Engineering Equation Solver programına girilerek çözdürülmüştür. Bu programda birçok akışkanın özellikleri hazır olarak bulunmaktadır. Termodinamik sistemlerin enerji ve ekserji analizlerini içeren denklemler saniyeler içerisinde çözümlenerek sonuçlar ortaya koyulmaktadır. Ayrıca bir parametrenin diğer başka bir parametre üzerindeki etkisi kolaylıkla grafiğe dökülebilmektedir. Bu programın arayüzü ve yapılan veri girişi Şekil 3.1’de görülmektedir.



```
Keyboard EU
"Vapor Compression Refrigeration Cycle Assumptions"
T_evap=5
T_cond_VCR=40
Q_dot_evap=2
eta_comp=0.75
R$='Isobutane'
CPR=P[2]/P[1]
"Determination of Thermophysical Properties of Each Points in VCR"
"Point 1"
T[1]=T_evap
P[1]=Pressure(R$,T=T[1],x=1)
h[1]=Enthalpy(R$,T=T[1],x=1)
s[1]=Entropy(R$,T=T[1],x=1)
"Point 2"
P[2]=P[3]
s[1]=s_2_s
h_2_s=Enthalpy(R$,P=P[2],s=s_2_s)
eta_comp=(h_2_s-h[1])/(h[2]-h[1])
T[2]=Temperature(R$,P=P[2],h=h[2])
s[2]=Entropy(R$,P=P[2],h=h[2])
"Point 3"
T[3]=T_cond_VCR
P[3]=Pressure(R$,T=T[3],x=0)
h[3]=Enthalpy(R$,T=T[3],x=0)
s[3]=Entropy(R$,T=T[3],x=0)
"Point 4"
h[3]=h[4]
P[1]=P[4]
T[1]=T[4]
s[4]=Entropy(R$,P=P[4],h=h[4])
"Energy and Mass Equations of VCR"
Q_dot_evap=m_dot_VCR*(h[1]-h[4])
Q_dot_cond_VCR=m_dot_VCR*(h[2]-h[3])
W_dot_comp=m_dot_VCR*(h[2]-h[1])
COP_VCR=Q_dot_evap/W_dot_comp
"Organic Rankine Cycle Assumptions"
T_boil=90
T_cond_ORC=40
eta_turb=0.75
eta_pump=0.8
TPR=P[7]/P[8]
"Determination of Thermophysical Properties of Each Points in ORC"
```

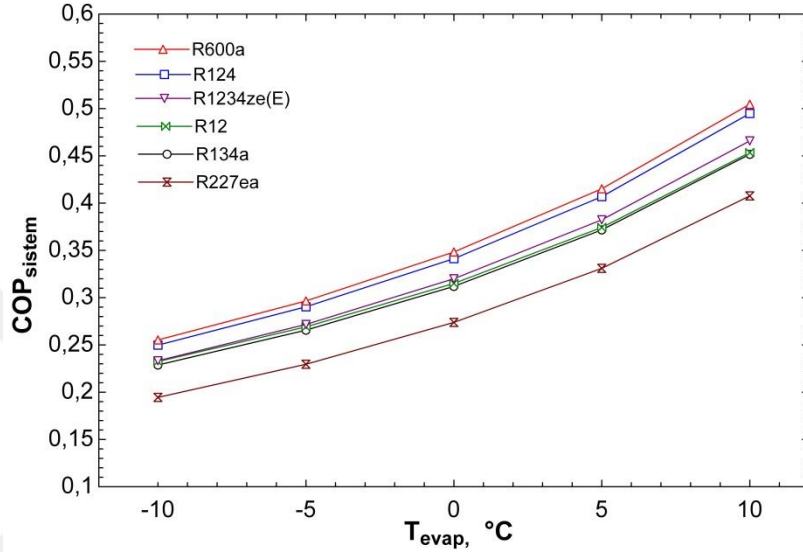
Şekil 3.1 Engineering Equation Solver programı arayüzü.

Programa çevrimlerdeki her noktanın termodinamik özelliklerinin bulunması için gerekli denklemler ayrıca sistemin ve elemanlarının enerji ve ekserji denklemleri

girildikten sonra hangi akışkanın en verimli olduğunu saptamak ve çeşitli parametrelerdeki değişimin başka parametreler üzerindeki etkilerini anlamamız için gerekli grafikler EES programından elde edilmiştir.

3.1 Kombine ORÇ ve Tek Buharlaştırıcı BSSÇ Bulguları

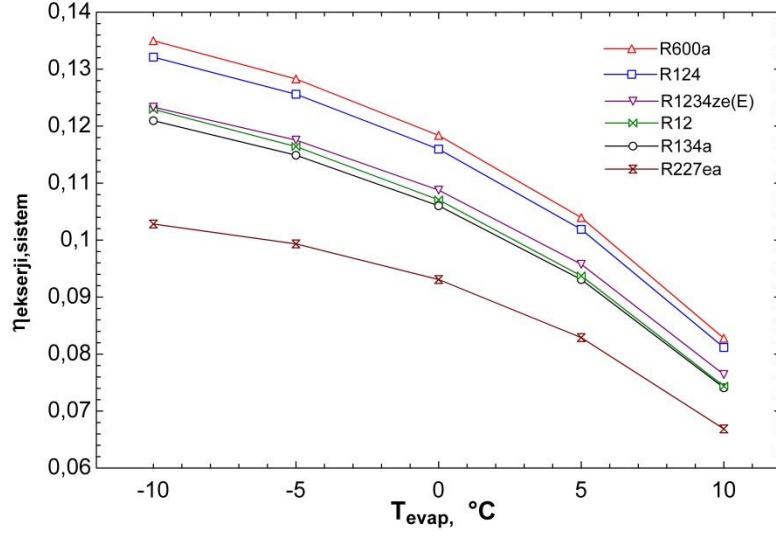
T_{evap} - $\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.2’de görülmektedir.



Şekil 3.2 Tek buharlaştırıcı sistemde T_{evap} - $\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça kullanılan tüm akışkanlar için $\text{COP}_{\text{sistem}}$ artmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça buharlaştırıcı basıncı, kompresör giriş basıncı ve entalpisi artmaktadır. Sonuç olarak kompresör gücü azalmakta ve soğutma tesir katsayısı artmaktadır. Bu da sistemin performans katsayısını arttırmaktadır. Akışkanlar arasından R600a en yüksek sistem performans katsayısını vermektedir.

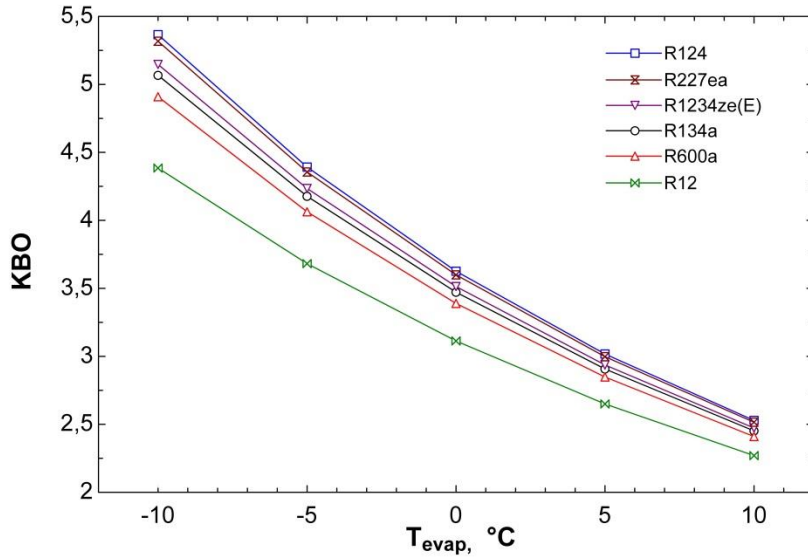
T_{evap} - $\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.3’te görülmektedir.



Şekil 3.3 Tek buharlaştırıcı sistemde T_{evap} - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi buharlaştırıcı sıcaklığının artması sistemin ekserji verimini olumsuz etkilemektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış buharlaştırıcıda ısı ile geçen ekserjiyi azaltmaktadır. Bu durum soğutma çevrimi ekserji verimini ve dolayısıyla sistemin ekserji verimini negatif yönde etkilemektedir. Akışkanlar arasında R600a'nın en yüksek ekserji verimini sağladığı görülmektedir.

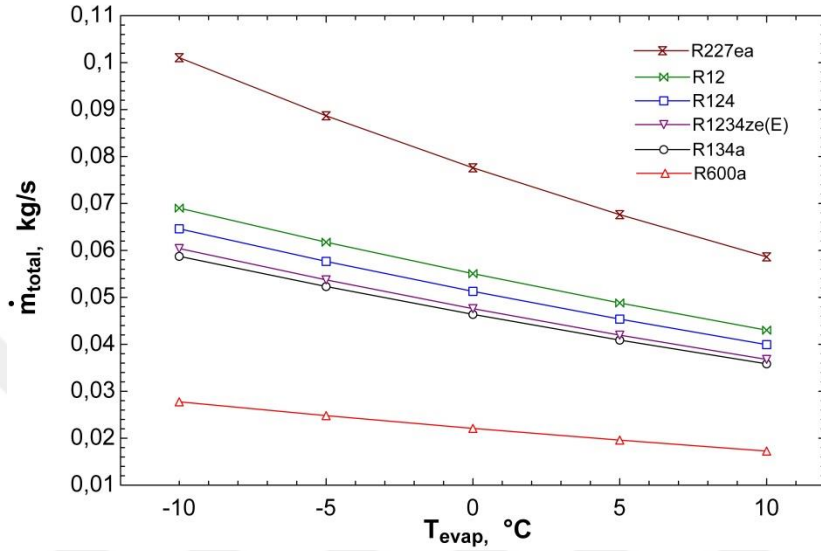
T_{evap} -KBO ilişkisi Şekil 3.4'te görülmektedir.



Şekil 3.4 Tek buharlaştırıcı sistemde T_{evap} -KBO ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça kompresör basınç oranı tüm akışkanlar için azalmaktadır. Buna neden olarak buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışın kompresör giriş basıncını yükseltmesi gösterilebilir.

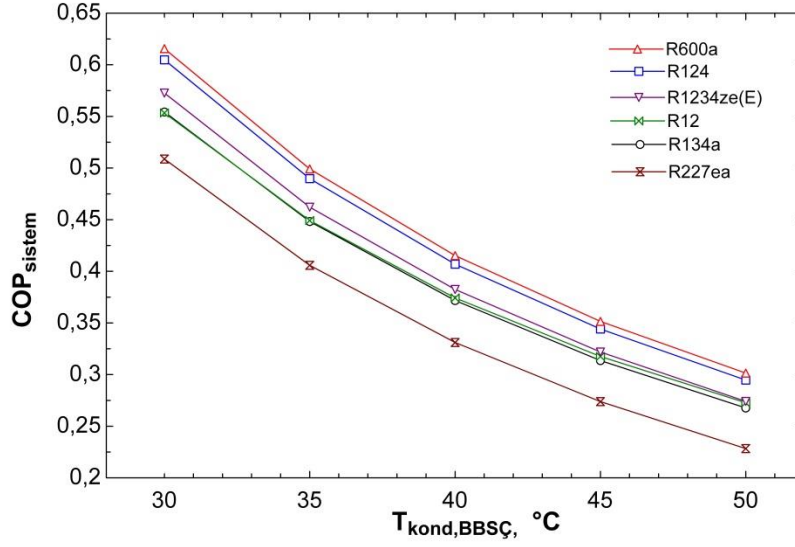
$T_{\text{evap}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi etkisi Şekil 3.5'te görülmektedir.



Şekil 3.5 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{evap}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi tüm akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça toplam kütleli debi ($\dot{m}_{\text{BSSÇ}}+\dot{m}_{\text{ORÇ}}$) azalmaktadır. Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte kompresör ve buna bağlı türbin gücü azalmaktadır. Türbin gücündeki azalma ORÇ kütleli debisini azaltmaktadır. Bu nedenle sistemin de toplam kütleli debisinde düşüş gözlemlenmektedir. Akışkanlar arasından R227ea en yüksek toplam kütleli debiyi göstermektedir. Buna neden olarak R227ea'nın en yüksek moleküler kütleye sahip olması gösterilebilir.

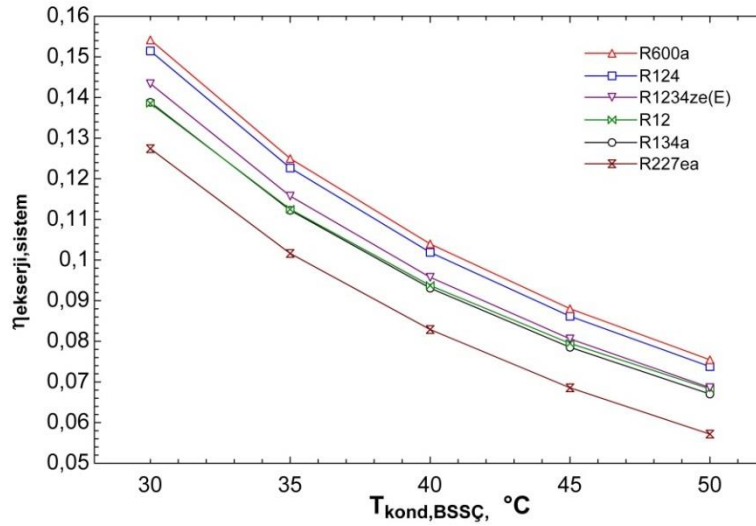
$T_{\text{kond,BSSÇ}}-\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.6 Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,BSSÇ}$ - COP_{sistem} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığının artırılması sistemin performans katsayısını olumsuz etkilemektedir. Buna neden olarak yoğuşturucu sıcaklığının artması ile kompresör gücünün artması ve soğutma tesir katsayısının düşmesi gösterilebilir. Ayrıca R600a ile en iyi sistem performans katsayısına ulaşılmaktadır.

$T_{kond,BSSÇ}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi Şekil 3.7’de görülmektedir.

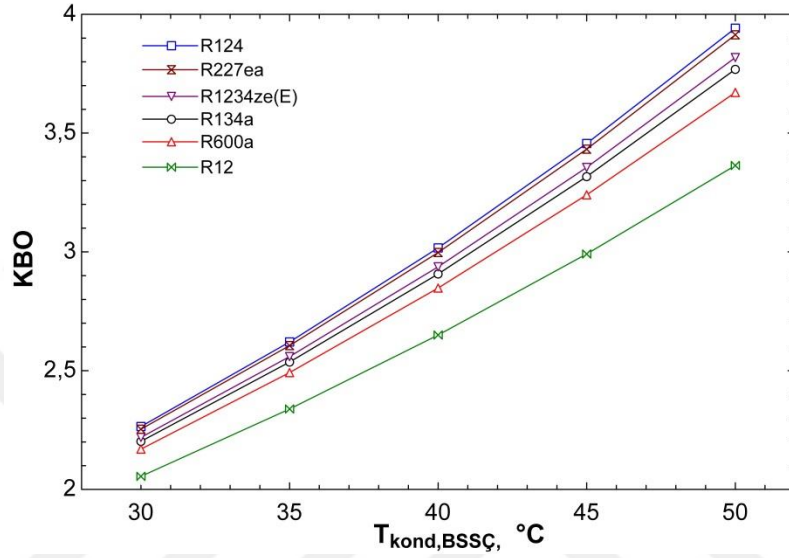


Şekil 3.7 Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,BSSÇ}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça sistemin ekserji verimi düşmektedir. Buna neden olarak artan yoğuşturucu sıcaklığı ile kompresör gücünün

artması ve dolayısıyla soğutma çevrimi ekserji veriminin düşüşü gösterilebilir. Kullanılan 6 akışkan arasından R600'a en yüksek sistem ekserji verimini sağlayan akışkan olarak öne çıkmaktadır.

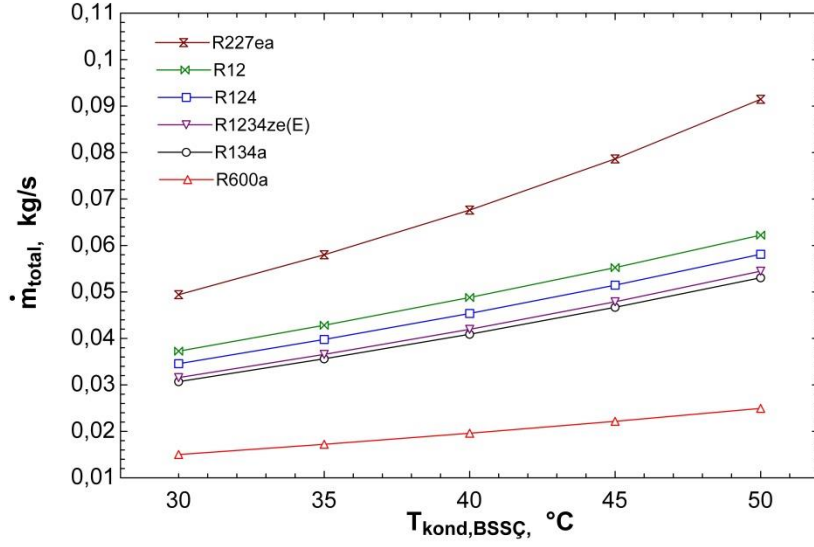
$T_{kond,BSSÇ}$ -KBO ilişkisi Şekil 3.8'de görülmektedir.



Şekil 3.8 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{kond,BSSÇ}$ -KBO ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşurucu sıcaklığındaki artış kompresör basınç oranını yükseltmektedir. Yoğuşurucu sıcaklığının artması kompresör çıkış basıncının artmasına neden olduğu için kompresör basınç oranı artmaktadır.

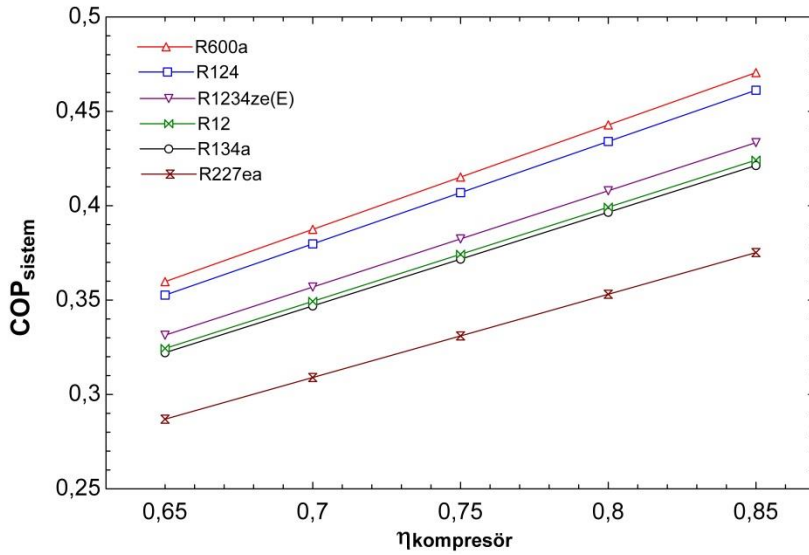
$T_{kond,BSSÇ}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi Şekil 3.9'da görülmektedir.



Şekil 3.9 Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,BSSÇ}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça toplam kütleli debi artmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığındaki artış kompresör gücünü arttırdığından dolayı soğutma çevriminin kütleli debisi artmaktadır. Artan türbin gücü de ORÇ kütleli debisini arttırmaktadır. Sonuç olarak toplam kütleli debi artmaktadır.

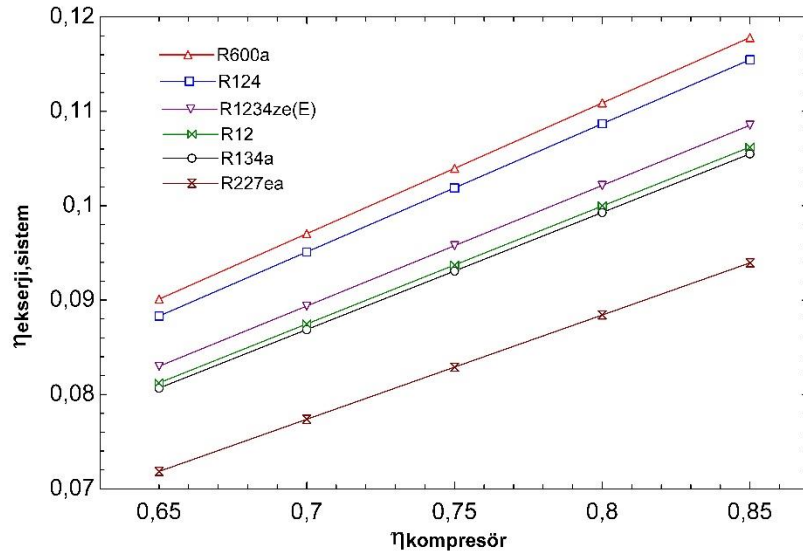
$\eta_{kompresör}$ - COP_{sistem} ilişkisi Şekil 3.10'da görülmektedir.



Şekil 3.10 Tek buharlaştırıcı sistemde $\eta_{kompresör}$ - COP_{sistem} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kompresör izantropik veriminin artması sistemin performans katsayısını olumlu yönde etkilemektedir. Kompresör izantropik verimi arttıkça kompresör gücü azalmaktadır. Buna bağlı olarak soğutma tesir katsayısı artmakta ve bu da sistemin performans katsayısında artışa neden olmaktadır. Yine R600'a akışkanı en verimli akışkan olarak göze çarpmaktadır.

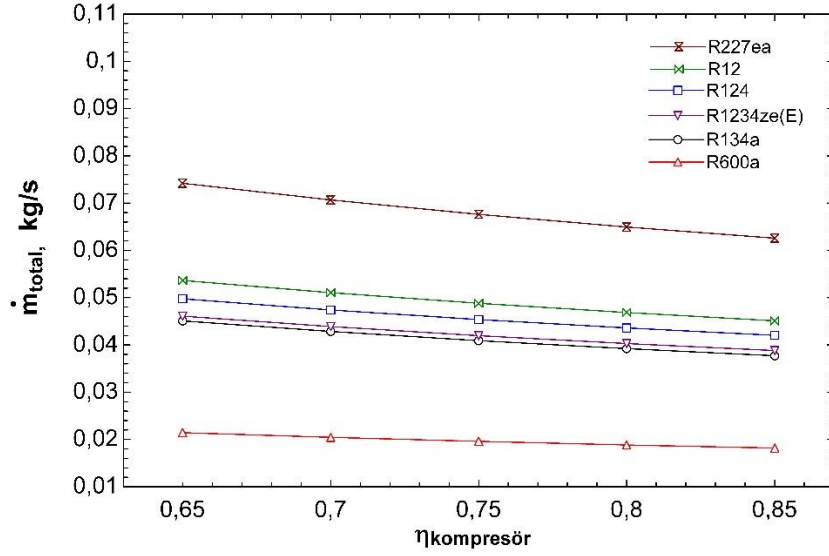
$\eta_{\text{kompresör}}-\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.11'de görülmektedir.



Şekil 3.11 Tek buharlaştırıcılı sistemde $\eta_{\text{kompresör}}-\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kompresör izantropik verimi arttıkça sistemin ekserji verimi artmaktadır. Artan kompresör izantropik verimi kompresör gücünü azaltmaktadır. Bu nedenle soğutma sistemi ekserji verimi ve tüm sistemin ekserji verimi artmaktadır.

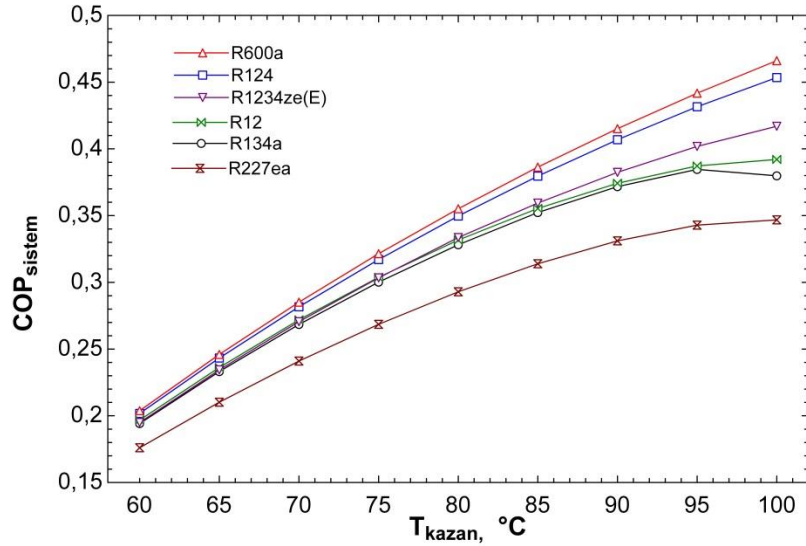
$\eta_{\text{kompresör}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi Şekil 3.12'de görülmektedir.



Şekil 3.12 Tek buharlaştırıcı sistemde $\eta_{\text{kompresör}}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kompresör izantropik verimi arttıkça toplam kütleli debi bir miktar azalmaktadır. Buna neden olarak kompresör ve buna bağlı türbin gücündeki azalmanın ORÇ kütleli debisini azaltması gösterilebilir.

T_{kazan} - $\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.13'te görülmektedir.

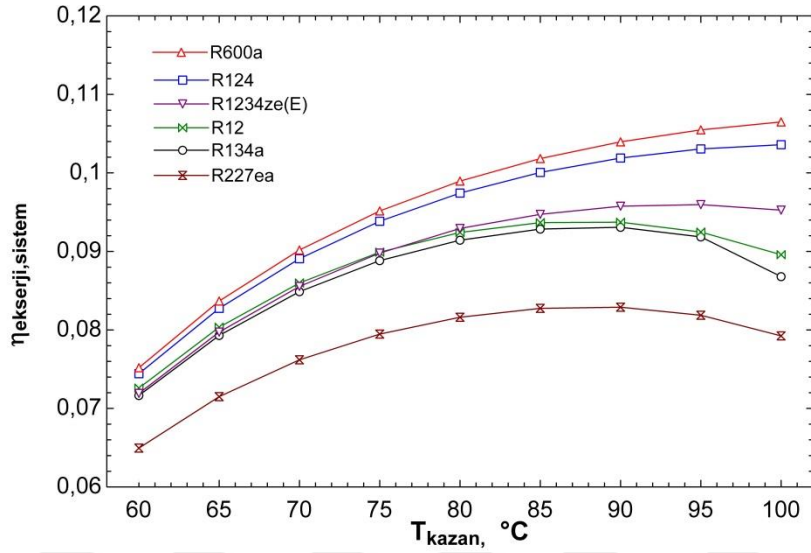


Şekil 3.13 Tek buharlaştırıcı sistemde T_{kazan} - $\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kazan sıcaklığı arttıkça sistemin performans katsayısı artmaktadır. Artan kazan sıcaklığı ORÇ kütleli debisini düşürmektedir. Bu nedenle

kazana giren ısı miktarı azalmakta ve ORÇ ısı verimi yükselmektedir. Bu yükseliş sistemin performans katsayısı arttırmaktadır. R600a sistemde en yüksek performans katsayısını veren akışkan olarak öne çıkmaktadır.

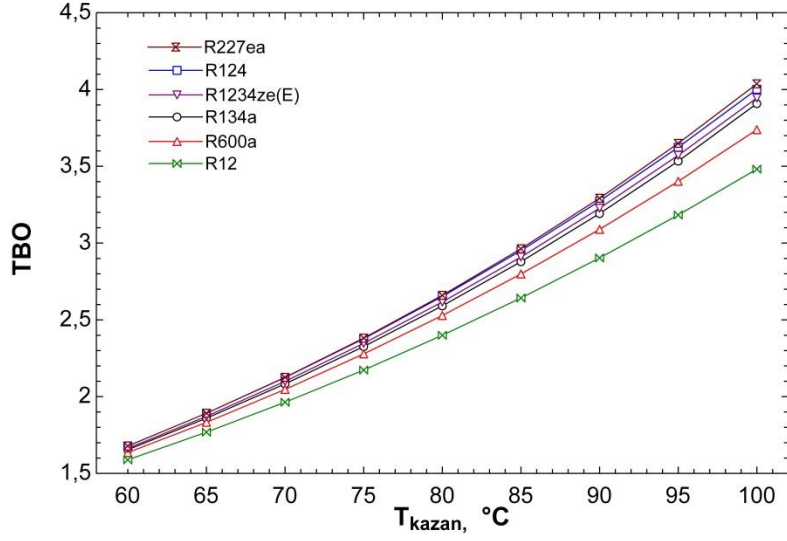
T_{kazan} - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi Şekil 3.14'te görülmektedir.



Şekil 3.14 Tek buharlaştırıcı sistemde T_{kazan} - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kazan sıcaklığındaki artış sistemin ekserji verimini yükseltmektedir. Kazan sıcaklığı arttıkça ORÇ ısı verimi artmakta bu da ORÇ ekserji verimini yükseltmektedir. Dolayısıyla sistemin de ekserji verimi yükselmektedir.

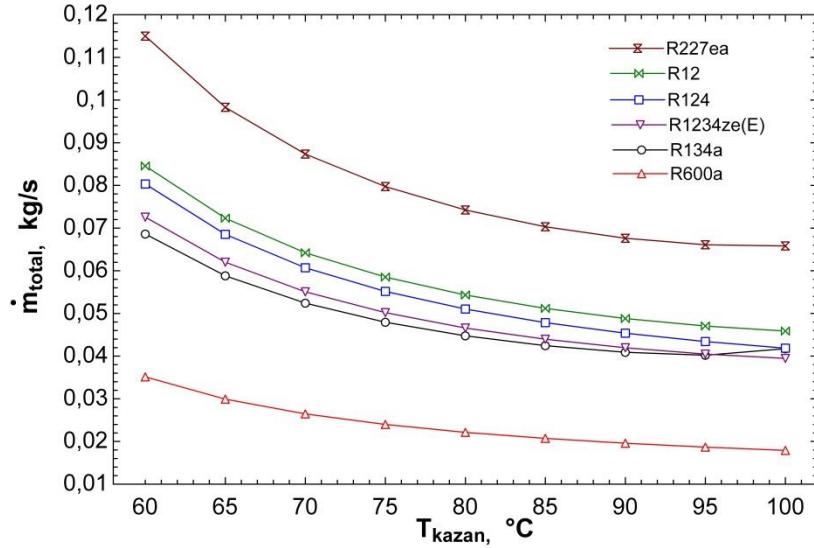
T_{kazan} -TBO ilişkisi Şekil 3.15'te görülmektedir.



Şekil 3.15 Tek buharlaştırıcı sistemde T_{kazan} -TBO ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kazan sıcaklığı arttıkça türbin basınç oranı tüm akışkanlar için artmaktadır. Buna neden olarak artan kazan sıcaklığıyla birlikte türbin giriş basıncının yükselmesi gösterilebilir.

T_{kazan} - \dot{m}_{total} ilişkisi Şekil 3.16'da görülmektedir.

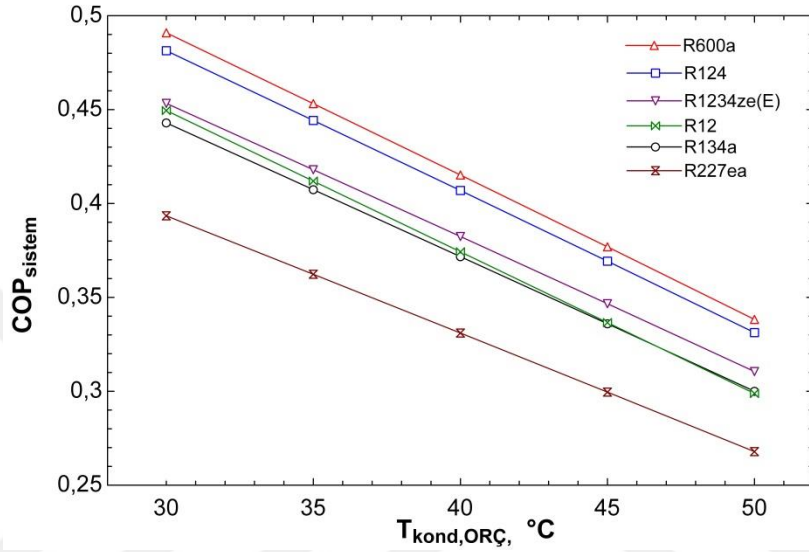


Şekil 3.16 Tek buharlaştırıcı sistemde T_{kazan} - \dot{m}_{total} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kazan sıcaklığı arttıkça toplam kütleli debi azalmaktadır. Kompresör ve buna bağlı olan türbin gücü sabit kalmaktadır. Artan kazan sıcaklığından

dolayı türbin girişinde entalpi yükselmektedir. Sabit türbin gücünü sağlamak için ORÇ kütleli debisi düşmektedir bu da sistemin toplam kütleli debisinde azalma meydana getirmektedir. 6 akışkan arasından moleküler kütlesi en fazla olan R227ea akışkanı en yüksek toplam kütleli debiyi göstermektedir.

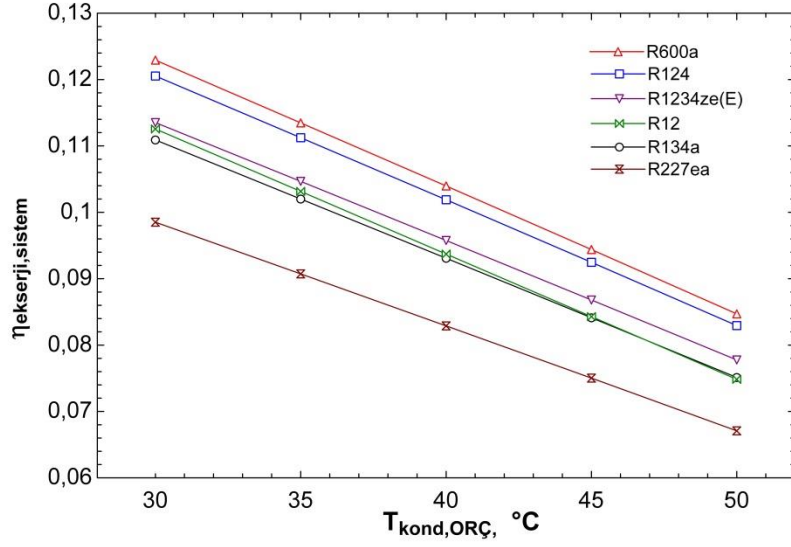
$T_{kond,ORÇ}$ - COP_{sistem} ilişkisi Şekil 3.17’de görülmektedir.



Şekil 3.17 Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}$ - COP_{sistem} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi ORÇ yoğuşurucu sıcaklığı arttıkça sistemin performans katsayısı azalmaktadır. Yoğuşurucu sıcaklığı arttıkça türbin çıkış entalpisi artmakta ve aynı türbin gücünü sağlamak için ORÇ kütleli debisi artmaktadır. Bu durum kazana giren ısı miktarını arttırmakta ve ORÇ ısı verimi düşmektedir. Bu yüzden sistemin de performans katsayısı azalmaktadır.

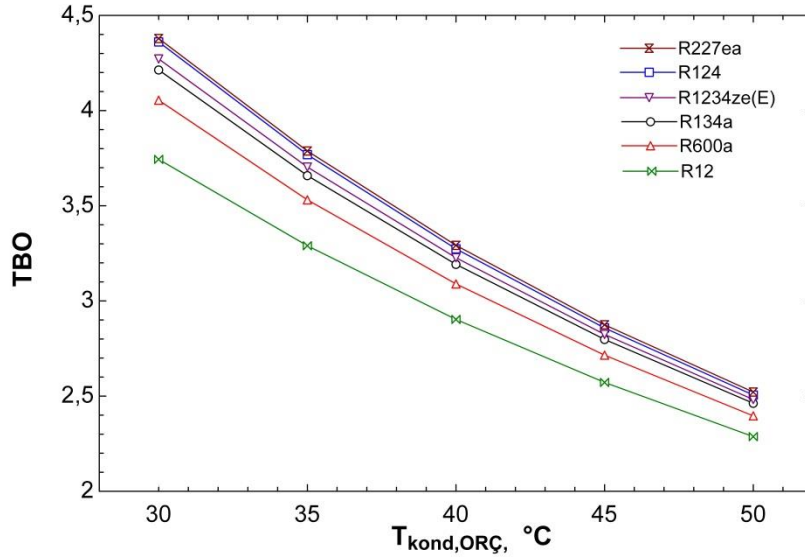
$T_{kond,ORÇ}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi Şekil 3.18’de görülmektedir.



Şekil 3.18 Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça sistemin ekserji verimi azalmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığındaki artışın ORÇ ısı verimini düşürmesi ORÇ ekserji verimini de düşürmektedir. Dolayısıyla sistemin de ekserji verimi azalmaktadır.

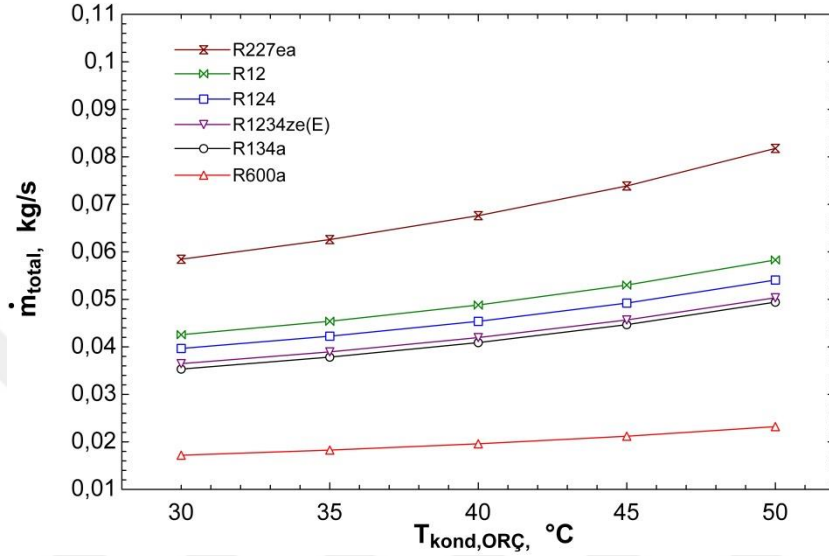
$T_{kond,ORÇ}$ -TBO ilişkisi Şekil 3.19’da görülmektedir.



Şekil 3.19 Tek buharlaştırıcı sistemde $T_{kond,ORÇ}$ -TBO ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi ORÇ yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça türbin basınç oranı azalmaktadır. Bunun nedeninin artan yoğuşturucu sıcaklığının türbin çıkış basıncını arttırması olduğu ifade edilebilir.

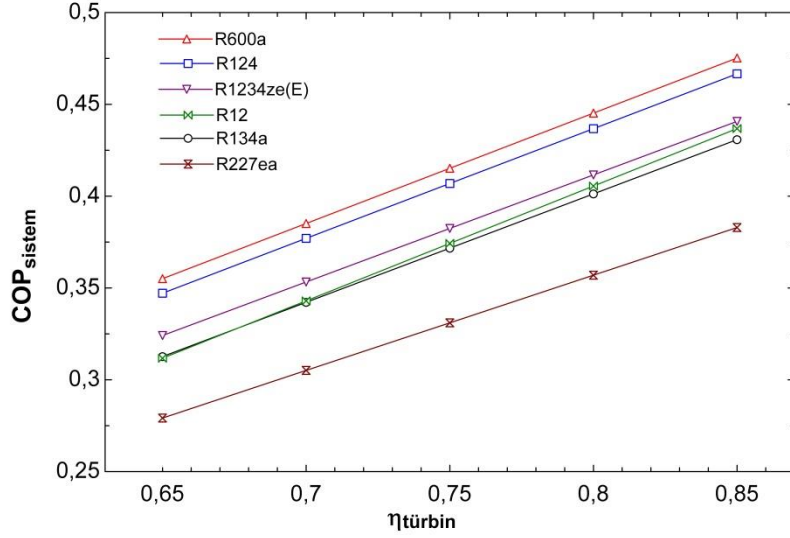
$T_{kond,ORÇ}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi etkisi Şekil 3.20’de görülmektedir.



Şekil 3.20 Tek buharlaştırıcılı sistemde $T_{kond,ORÇ}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi ORÇ yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça toplam kütleli debi artmaktadır. ORÇ yoğuşturucu sıcaklığındaki artış türbin çıkış entalpisini arttırmakta ve aynı türbin gücünü sağlamak için ORÇ kütleli debisi artmaktadır. BSSÇ kütleli debisi sabit kaldığı için ORÇ kütleli debisindeki bu artış sistemin toplam kütleli debisini arttırmaktadır.

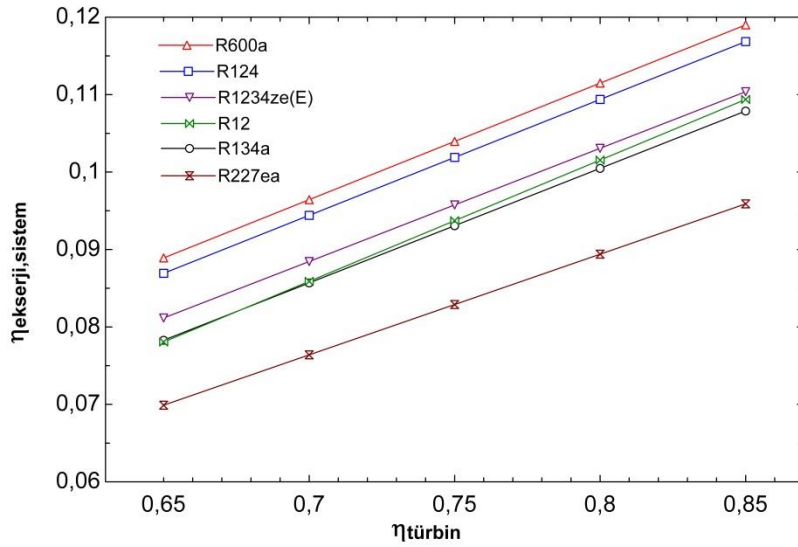
$\eta_{türbin}-COP_{sistem}$ ilişkisi etkisi Şekil 3.21’de görülmektedir.



Şekil 3.21 Tek buharlaştırıcı sistemde $\eta_{\text{türbin}}$ - $\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi türbinin izantropik verimi arttıkça sistemin performans katsayısı artmaktadır. Soğutma çevriminde bir değişiklik olmadığı için türbin gücü aynı kalmaktadır. Artan türbin izantropik verimi özgül türbin işini arttırmaktadır. Sabit türbin gücü için ORÇ kütleli debisi düşmelidir. Bu düşüş kazana giren ısıyı düşürmekte ve ORÇ ısı verimini yükseltmektedir. Sistemin de performans katsayısı artmaktadır.

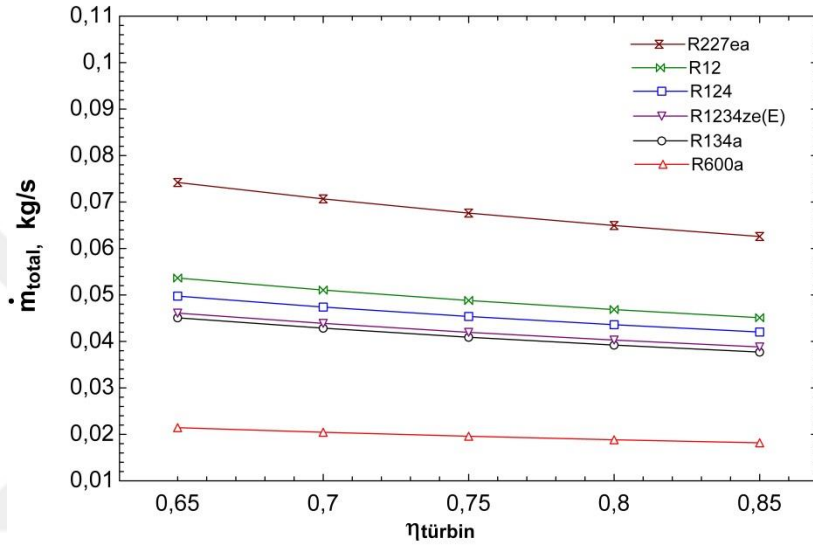
$\eta_{\text{türbin}}$ - $\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.22’de görülmektedir.



Şekil 3.22 Tek buharlaştırıcı sistemde $\eta_{\text{türbin}}$ - $\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi türbin izantropik verimi arttıkça sistemin ekserji verimi artmaktadır. Türbin izantropik veriminin yükselmesi ORÇ ısı verimini ve bunun sonucu olarak ekserji verimini yükseltmektedir. Soğutma çevrimi ekserji verimi sabit kaldığı için ORÇ çevrimi ekserji verimindeki bu artış sistemin de ekserji verimini yükseltmektedir.

$\eta_{\text{türbin}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi Şekil 3.23'te görülmektedir.



Şekil 3.23 Tek buharlaştırıcılı sistemde $\eta_{\text{türbin}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi türbin izantropik verimi arttıkça sistemin toplam kütleli debisi azalmaktadır. Soğutma çevriminde bir değişiklik olmadığı için kompresör ve buna bağlı türbin gücü sabit kalmaktadır. Artan izantropik verim ile özgül türbin işi yükselmektedir. Türbin gücünün aynı kalması için ORÇ kütleli debisi düşmelidir. BSSÇ kütleli debisi sabit kalırken ORÇ kütleli debisindeki bu düşüş sistemin de toplam kütleli debisini bir miktar düşürmektedir.

Tek buharlaştırıcılı kombine sistem için elde edilen grafikler literatürde yapılan benzer çalışmalar ile uyumlu çıkmaktadır [2,3,14,19,24,34].

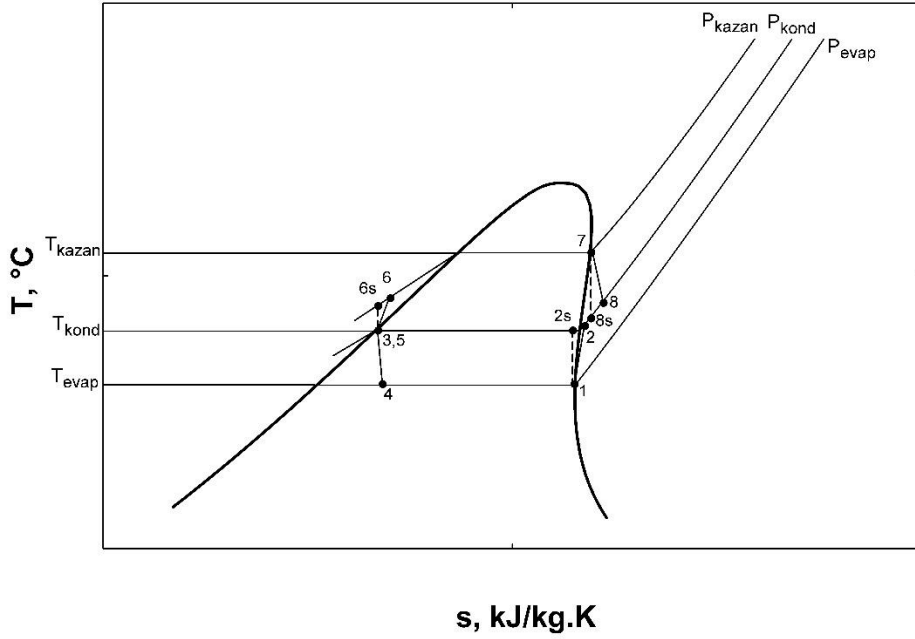
Çalışma sonucunda elde edilen grafiklerden görüldüğü gibi, R600a akışkanı kullanılan 6 akışkan arasından en yüksek sistem performans katsayısını ve ekserji verimini vermekte, bu nedenle en verimli akışkan olarak öne çıkmaktadır. Çizelge 2.2'de gösterilen tipik değerleri kullanarak ve hemen ardından bahsedilen kabulleri yaparak

sistemde bulunan 8 noktanın termodinamik özellikleri R600a'nın kullanıldığı çevrim için Çizelge 3.1'de görülmektedir.

Çizelge 3.1 Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcı BSSÇ nokta değerleri.

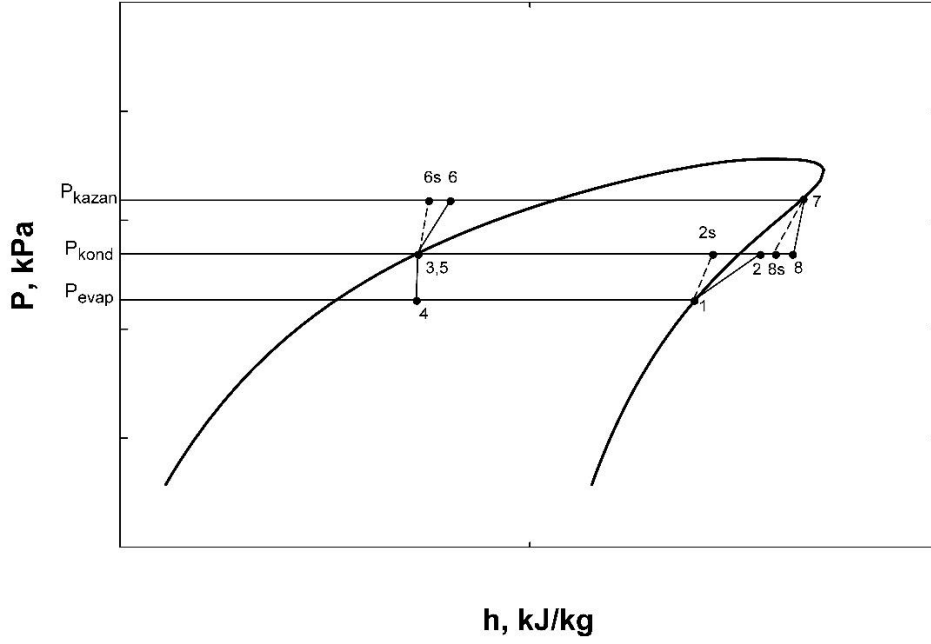
Nokta	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	\dot{m} (kg/s)	\dot{E} (kW)
1	5	186,4	561,7	2,301	0,007556	0,1982
2	43,15	530,9	614,6	2,343	0,007556	0,5026
3	40	530,9	297	1,329	0,007556	0,3875
4	5	186,4	297	1,349	0,007556	0,342
5	40	530,9	297	1,329	0,01203	0,617
6	40,88	1640	299,6	1,33	0,01203	0,6424
7	90	1640	668,6	2,373	0,01203	1,34
8	53,85	530,9	635,4	2,408	0,01203	0,8185

Sistemin T-s grafiği Şekil 3.24'te görülmektedir.



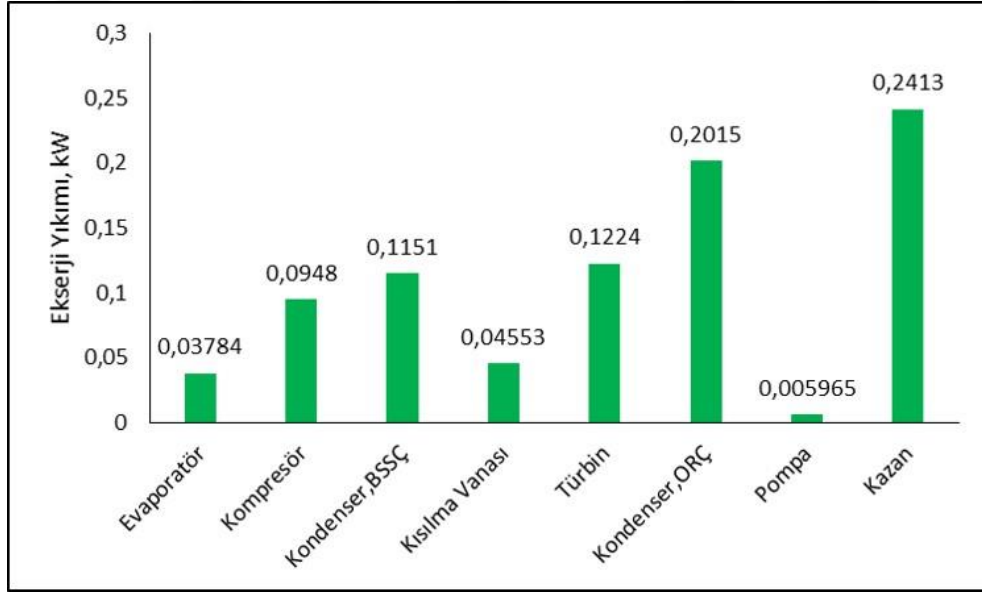
Şekil 3.24 Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcı BSSÇ T-s grafiği.

Sistemin P-h grafiği Şekil 3.25'te görülmektedir.



Şekil 3.25 Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcılı BSSÇ P-h grafiği.

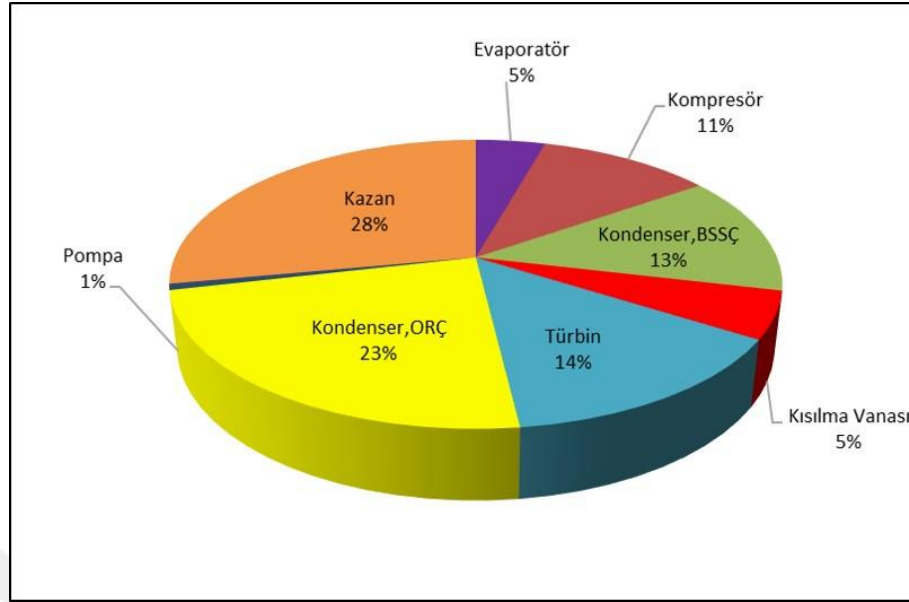
Sistemde bulunan her bir elemanın ekserji yıkımı Şekil 3.26’da görülmektedir.



Şekil 3.26 Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcılı BSSÇ elemanlarının ekserji yıkımı.

Grafikten görüldüğü gibi en büyük ekserji yıkımı kazanda gerçekleşmektedir. Bunu organik Rankine çevrimi yoğuşturucusu ve türbin izlemektedir. En düşük ekserji yıkımı ise pompada gerçekleşmektedir.

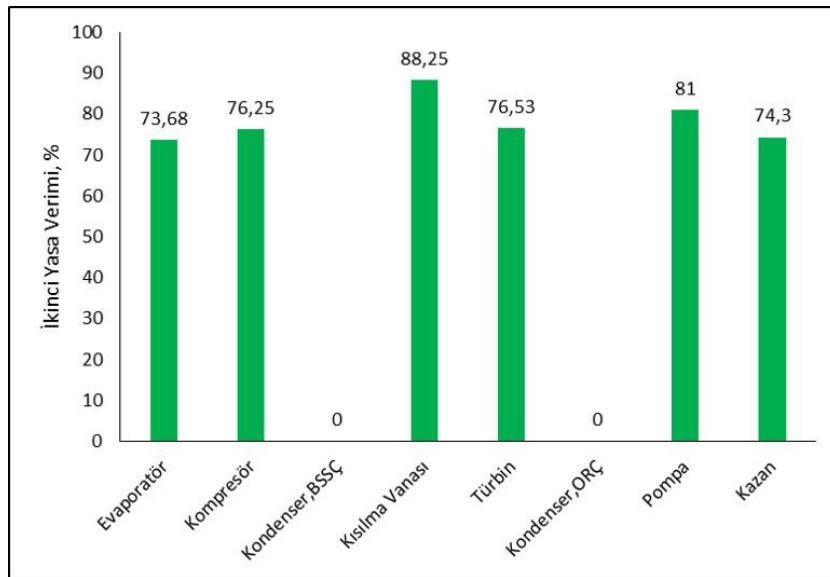
Sistem elemanlarının ekserji yıkım oranı Şekil 3.27’de görülmektedir.



Şekil 3.27 Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcılı BSSÇ elemanlarının EYO.

Grafikten görüldüğü gibi toplam ekserji yıkımının %28’i kazan nedeniyle gerçekleşmektedir. Soğutma çevriminde ise en yüksek ekserji yıkımı %13 ile yoğuşturucuda gerçekleşmektedir.

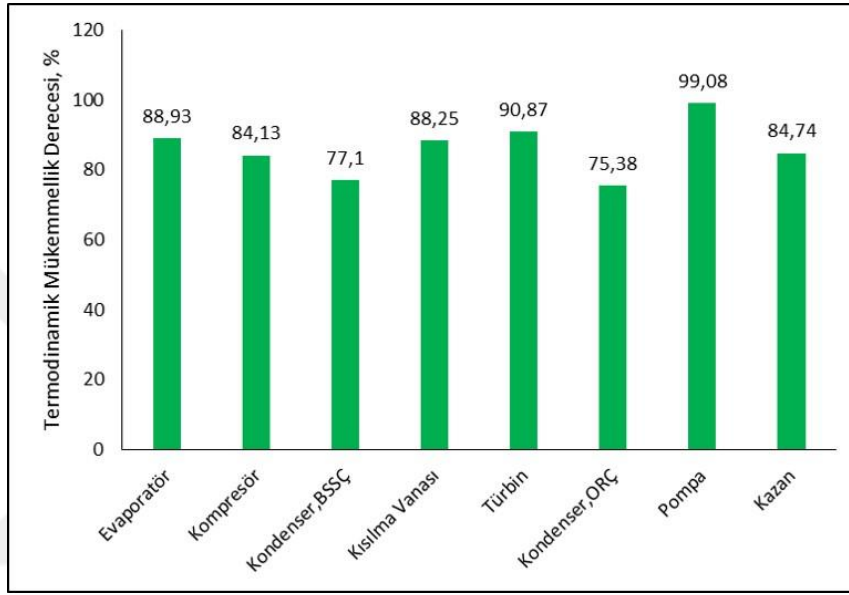
Sistemde bulunan her bir elemanın 2. yasa verimi Şekil 3.28’de görülmektedir.



Şekil 3.28 Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcılı BSSÇ elemanlarının 2.yasa verimleri.

Grafikten görüldüğü gibi 2. yasa verimi en yüksek çıkan eleman kısılma vanasıdır. Bunu pompa ve türbin izlemektedir. ORÇ ve BSSÇ yoğuşturucularının 2. yasa verimlerinin sıfır çıkmasının nedeni $T_{H,BSSÇ}$ ve $T_{L,ORÇ}$ sıcaklıklarının ölü hal sıcaklığına eşit olması nedeniyle yoğuşturucularda ısı ile geçen ekserjinin sıfır olmasıdır.

Sistemde bulunan her bir elemanın termodinamik mükemmellik derecesi Şekil 3.29'da görülmektedir.

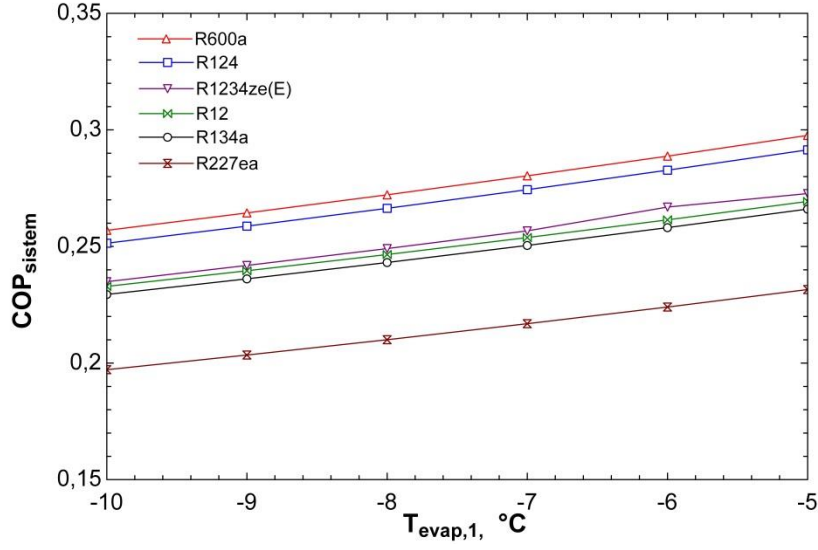


Şekil 3.29 Kombine ORÇ ve tek buharlaştırıcılı BSSÇ elemanlarının TMD.

Grafikten görüldüğü gibi termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek çıkan eleman pompadır. Bunu türbin ve buharlaştırıcı izlemektedir. Sistem elemanlarının termodinamik mükemmellik dereceleri 2. yasa verimleri ile karşılaştırıldığında termodinamik mükemmellik derecelerinin 2. yasa verimlerine göre bir miktar yüksek olduğu görülmektedir. Bunun anlamı elemanların ekserji verimlerinin termodinamik mükemmellik derecesi ile aralarındaki fark kadar iyileştirilebileceği yani bir miktar daha ekserji kazanılabileceğidir.

3.2 Kombine ORÇ ve İki Buharlaştırıcılı BSSÇ Bulguları

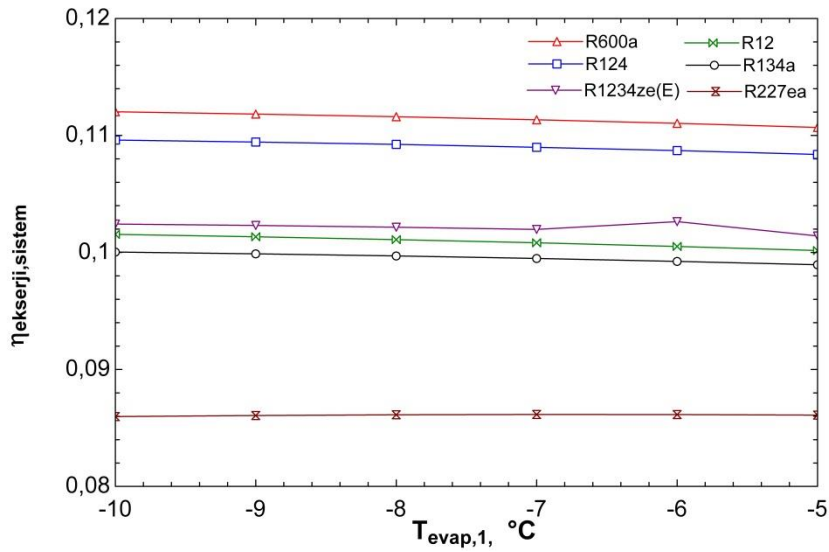
$T_{evap,1}$ - COP_{sistem} ilişkisi Şekil 3.30'da görülmektedir.



Şekil 3.30 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{evap,1}$ - COP_{sistem} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi 1. buharlaştırıcının sıcaklığı arttıkça COP_{sistem} artmaktadır. Buharlaştırıcı 1 sıcaklığı arttıkça kompresör gücü azalmaktadır. Bu nedenle soğutma tesir katsayısında artış olmaktadır. Dolayısıyla sistemin de performans katsayısı yükselmektedir. Akışkanlar arasında R600a'nın en yüksek sistem performans katsayısını verdiği görülmektedir.

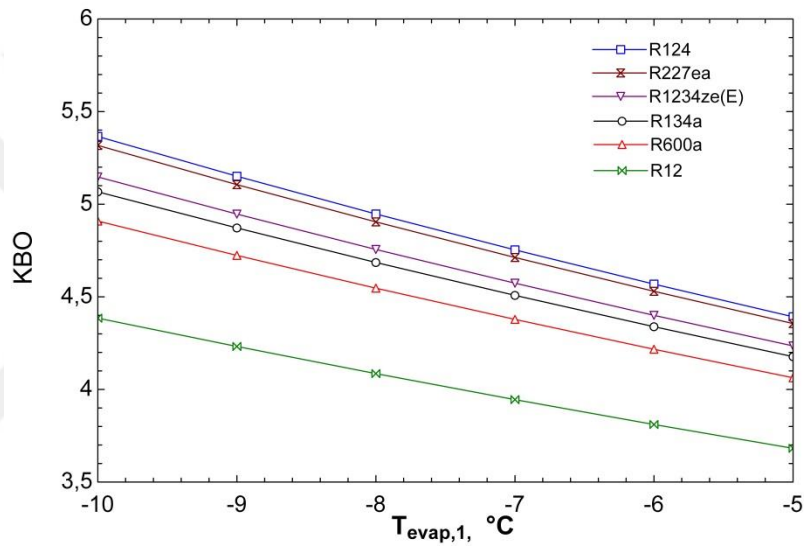
$T_{evap,1}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi Şekil 3.31'de görülmektedir.



Şekil 3.31 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{evap,1}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi 1. buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça sistemin ekserji verimi az bir miktar azalmakta ve neredeyse sabit kalmaktadır. Buharlaştırıcı 1 sıcaklığı arttıkça buharlaştırıcıda ısı ile geçen ekserji azalmaktadır. Bu durum soğutma çevriminin ekserji verimini azaltmaya çalışmaktadır. Ancak kompresör gücündeki azalma ise soğutma çevriminin ekserji verimini arttırmaya çalışmaktadır. Sonuç olarak soğutma çevrimi ekserji veriminde çok kısıtlı bir azalma meydana gelmekte ve sistemin de ekserji verimi neredeyse sabit kalmaktadır.

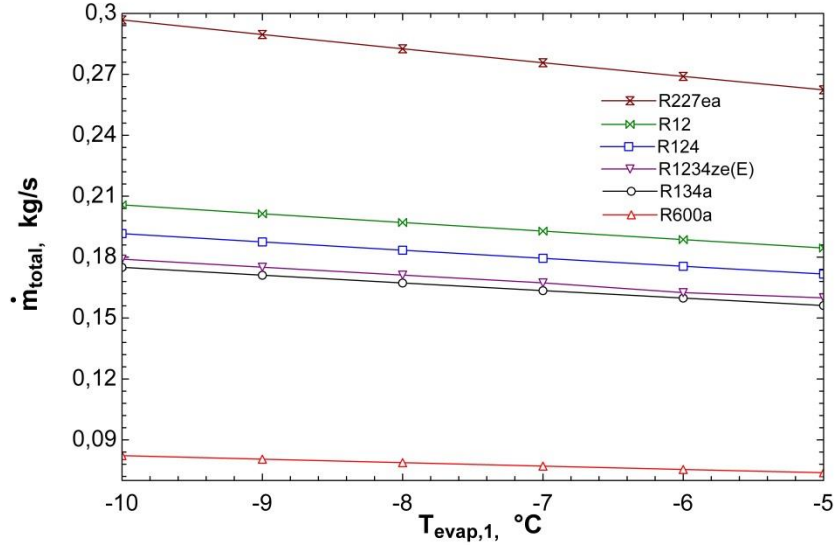
$T_{\text{evap},1}$ -KBO ilişkisi Şekil 3.32’de görülmektedir.



Şekil 3.32 İki buharlaştırıcı sistemde $T_{\text{evap},1}$ -KBO ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi 1. buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça kompresör basınç oranı azalmaktadır. Artan sıcaklık buharlaştırıcı basıncını ve kompresör giriş basıncını yükselttiğinden dolayı kompresör basınç oranı azalmaktadır.

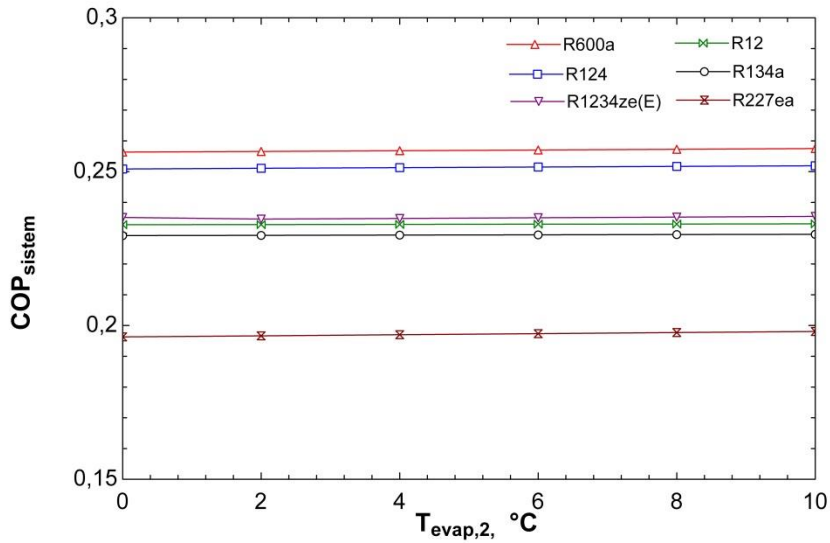
$T_{\text{evap},1}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi Şekil 3.33’te görülmektedir.



Şekil 3.33 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{evap,1}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi 1. buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça sistemin toplam kütleli debisi azalmaktadır. Artan buharlaştırıcı 1 sıcaklığı ile kompresör ve buna bağlı türbin gücü azalmaktadır. Bu nedenle ORÇ kütleli debisi düşmektedir. Bu düşüş sistemin de toplam kütleli debisini azaltmaktadır. R227ea akışkanı ile sistemde en yüksek toplam kütleli debiye ulaşılmaktadır. Buna neden olarak R227ea'nın en yüksek moleküler kütleli sahip olması gösterilebilir.

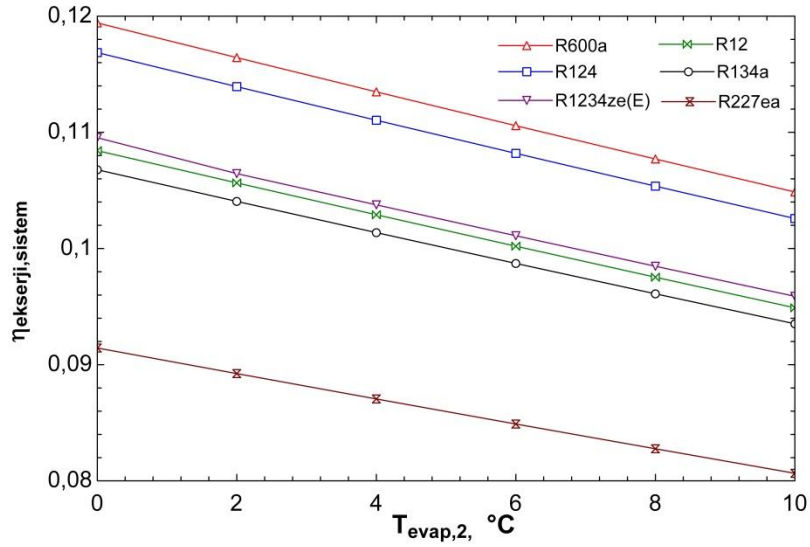
$T_{evap,2}$ - COP_{sistem} ilişkisi Şekil 3.34'te görülmektedir.



Şekil 3.34 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{evap,2}$ - COP_{sistem} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi 2. buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça sistemin performans katsayısı az bir miktar artmakta ve neredeyse sabit kalmaktadır. 2. buharlaştırıcı sıcaklığının artması 1. buharlaştırıcıda olduğu gibi kompresör gücünde anlamlı bir düşüğe neden olmamaktadır. Bu nedenle soğutma tesir katsayısı ve sistemin performans katsayısı neredeyse sabit kalmaktadır.

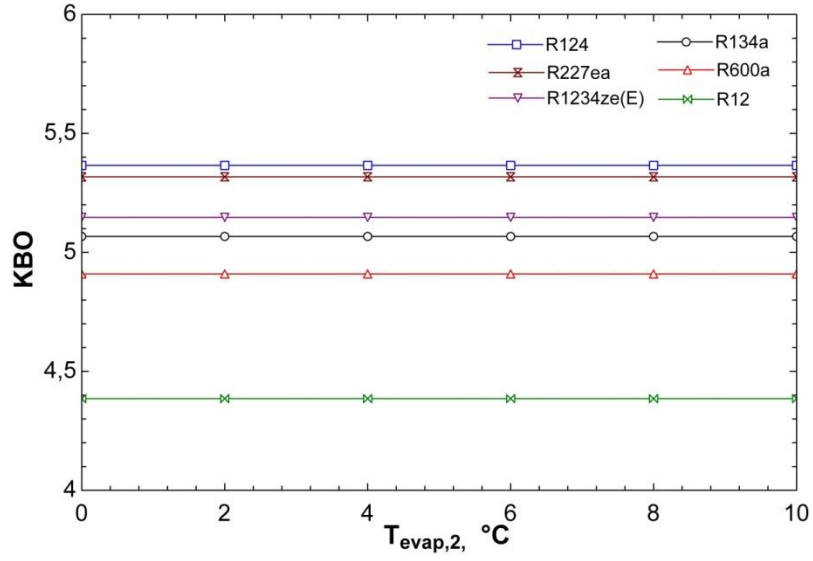
$T_{evap,2}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi Şekil 3.35'te görülmektedir.



Şekil 3.35 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{evap,2}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi 2. buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça sistemin ekserji verimi azalmaktadır. 2. buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış kompresör gücünde önemli bir azalmaya neden olmadığı için soğutma çevriminin ekserji verimini etkileyen en önemli parametre 2. buharlaştırıcıda ısı ile geçen ekserjidir. 2. buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış ısı ile geçen ekserjide azalmaya neden olmaktadır. Bu nedenle soğutma çevrimi ekserji verimi ve sistemin de ekserji verimi düşmektedir.

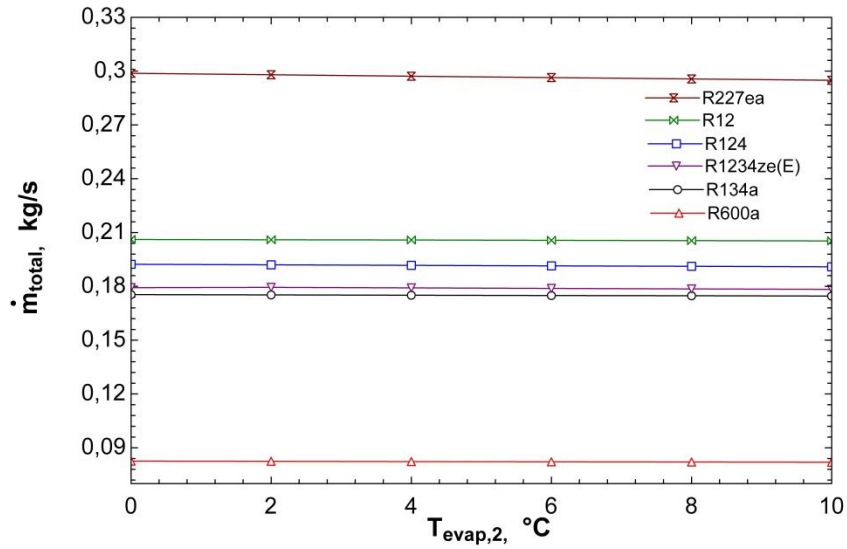
$T_{evap,2}$ -KBO ilişkisi Şekil 3.36'da görülmektedir.



Şekil 3.36 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{evap,2}$ -KBO ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi 2. buharlaştırıcının sıcaklığı arttıkça kompresör basınç oranı sabit kalmaktadır. 2. buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış buharlaştırıcı basıncını arttırmaktadır. Ancak buharlaştırıcı basınç regülatörü nedeniyle karışım odası girişinde ve kompresör girişinde basınç sabit kalmaktadır. Bu nedenle KBO değişmemektedir.

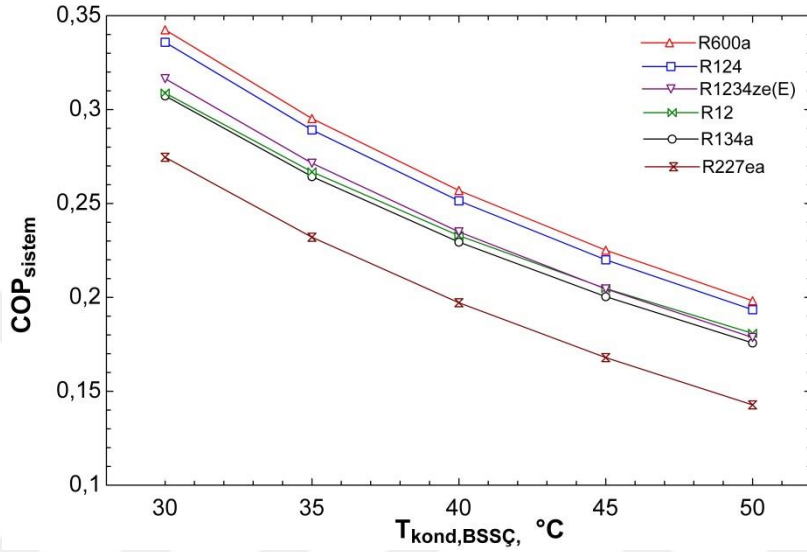
$T_{evap,2}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi Şekil 3.37'de görülmektedir.



Şekil 3.37 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{evap,2}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi 2. buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça toplam kütleli debi sabit kalmaktadır. Kompresör ve buna bağlı türbin gücünde önemli bir değişiklik olmadığı için ORÇ kütleli debisi değişmemektedir. Soğutma çevriminde dolaşan kütleli debi de sabit kalmaktadır. Sonuç olarak sistemin toplam kütleli debisi değişmemektedir.

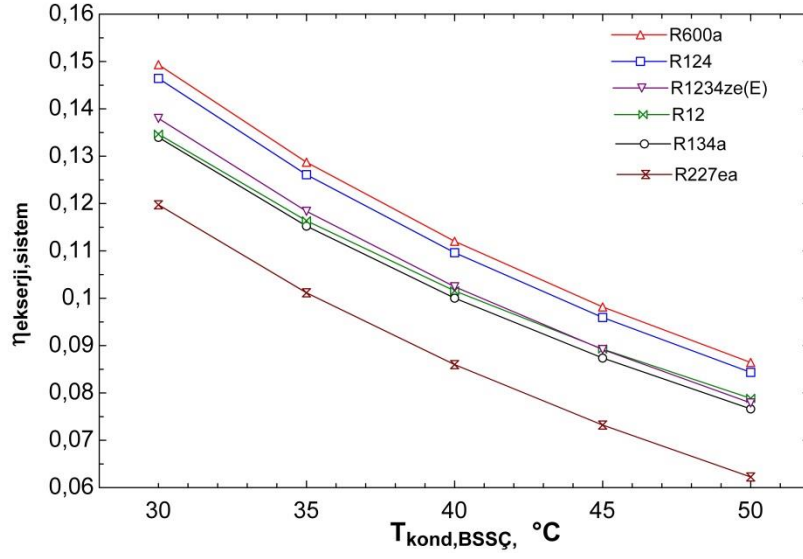
$T_{\text{kond,BSSÇ}}-\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.38’de görülmektedir.



Şekil 3.38 İki buharlaştırıcı sistemde $T_{\text{kond,BSSÇ}}-\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşurucu sıcaklığı arttıkça sistemin performans katsayısı azalmaktadır. Yoğuşurucu sıcaklığındaki artış yoğuşurucu basıncını ve kompresör çıkış entalpisini arttırmaktadır. Entalpide oluşan bu artış kompresör gücünü arttırmakta ve soğutma tesir katsayısını azaltmaktadır. Bu nedenle sistemin de performans katsayısı azalmaktadır. Kullanılan 6 akışkan arasından R600a kombine sistem için en verimli akışkan olarak öne çıkmaktadır.

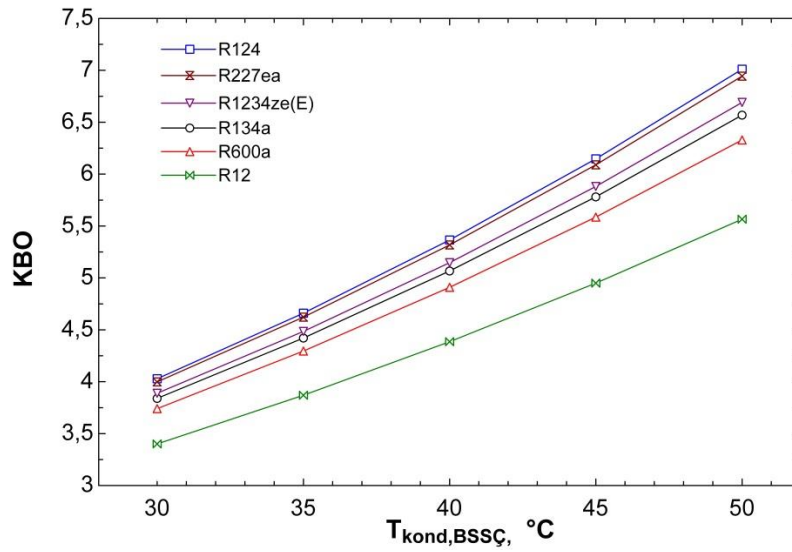
$T_{\text{kond,BSSÇ}}-\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.39’da görülmektedir.



Şekil 3.39 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{kond,BSSÇ}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça sistemin ekserji verimi düşmektedir. Yoğuşturucu sıcaklığındaki artış kompresör gücünü arttırmaktadır. Buharlaştırıcılarda ısı ile geçen ekserjiler ise sabit kalmaktadır. Bu nedenle soğutma çevrimi ekserji veriminde düşüş gerçekleşmektedir. Bu düşüş sistemin de ekserji veriminde azalmaya neden olmaktadır.

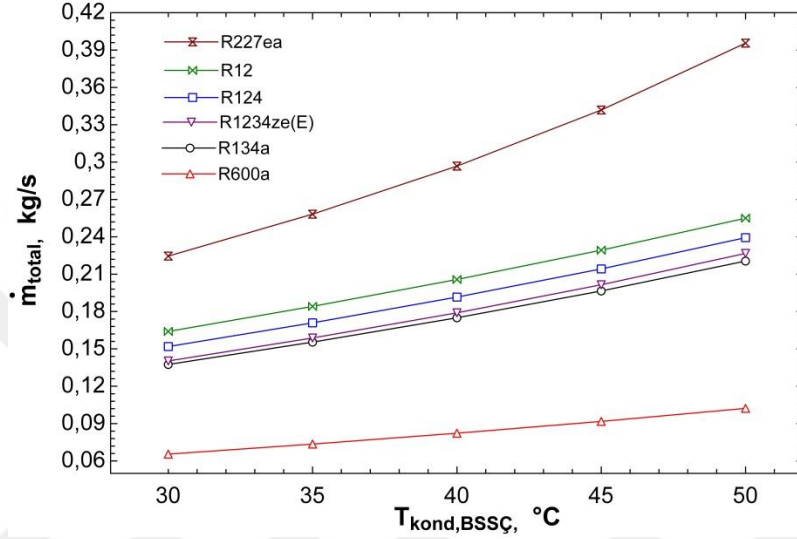
$T_{kond,BSSÇ}$ -KBO ilişkisi Şekil 3.40'ta görülmektedir.



Şekil 3.40 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{kond,BSSÇ}$ -KBO ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça kompresör basınç oranı yükselmektedir. Yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla beraber yoğuşturucu ve kompresör çıkış basıncında artış meydana gelmektedir. Bu nedenle kompresör basınç oranı yükselmektedir.

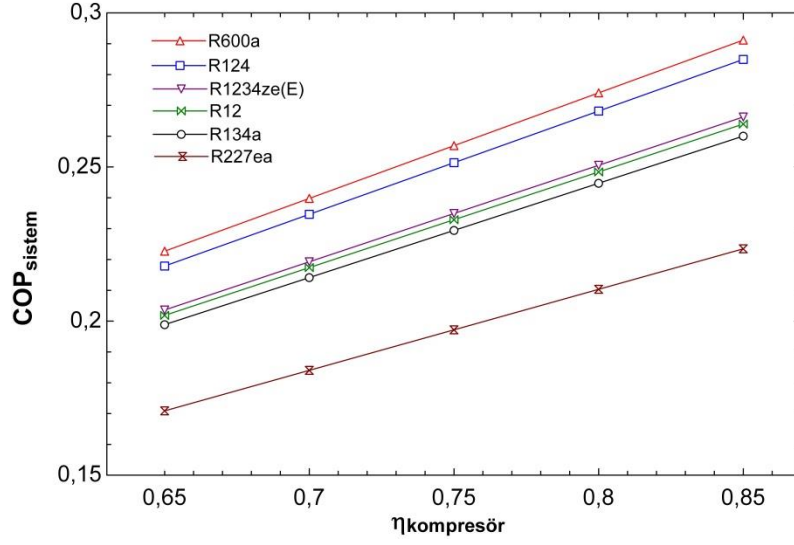
$T_{kond,BSSÇ}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi Şekil 3.41’de görülmektedir.



Şekil 3.41 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{kond,BSSÇ}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça toplam kütleli debi yükselmektedir. Yoğuşturucu sıcaklığındaki artış kompresör gücünü arttırmaktadır. Bu nedenle soğutma çevriminin kütleli debisi bir miktar artmaktadır. Türbin kompresöre bağlı olduğu için ORÇ türbin gücü ve kütleli debisi de artmaktadır. Sonuç olarak toplam kütleli debi artmaktadır. R227ea yüksek moleküler kütlelerinden dolayı en fazla toplam kütleli debiyi sağlayan akışkan olmaktadır.

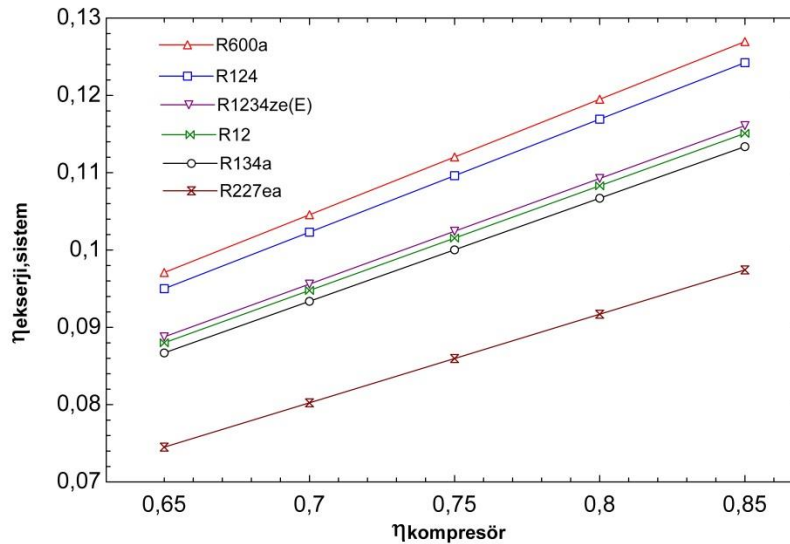
$\eta_{kompresör}$ - COP_{sistem} ilişkisi Şekil 3.42’de görülmektedir.



Şekil 3.42 İki buharlaştırıcılı sistemde $\eta_{\text{kompresör}}$ - $\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kompresör izantropik verimi arttıkça sistemin performans katsayısı yükselmektedir. Kompresör izantropik verimi arttıkça kompresör gücü azalmaktadır. Buna bağlı olarak soğutma tesir katsayısı artmakta ve bu da sistemin performans katsayısında artışa neden olmaktadır.

$\eta_{\text{kompresör}}$ - $\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.43'te görülmektedir.

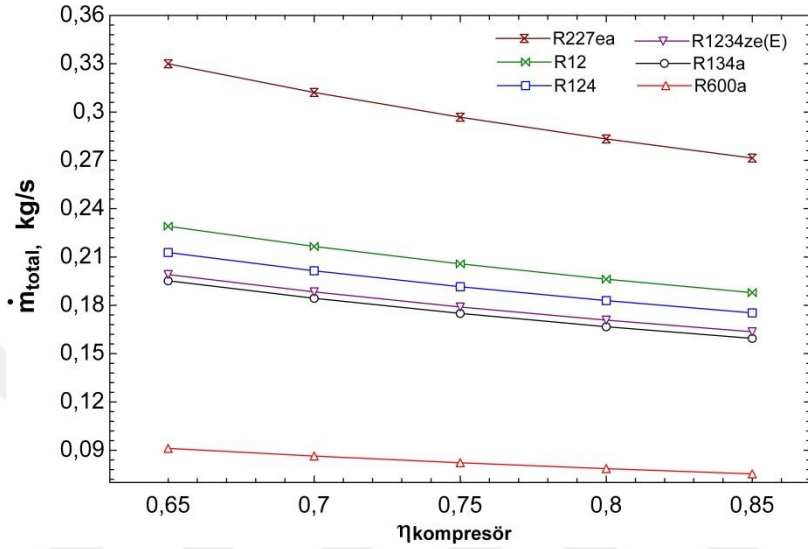


Şekil 3.43 İki buharlaştırıcılı sistemde $\eta_{\text{kompresör}}$ - $\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kompresör izantropik verimi arttıkça sistemin ekserji verimi yükselmektedir. Kompresör izantropik verimindeki artış kompresör gücünde azalmaya

neden olmaktadır. Buharlaştırıcılarda ısı ile geçen ekserjiler ise sabit kalmaktadır. Bu sebeple soğutma çevriminin ekserji verimi artmaktadır. Sonuç olarak sistemin de ekserji verimi yükselmektedir.

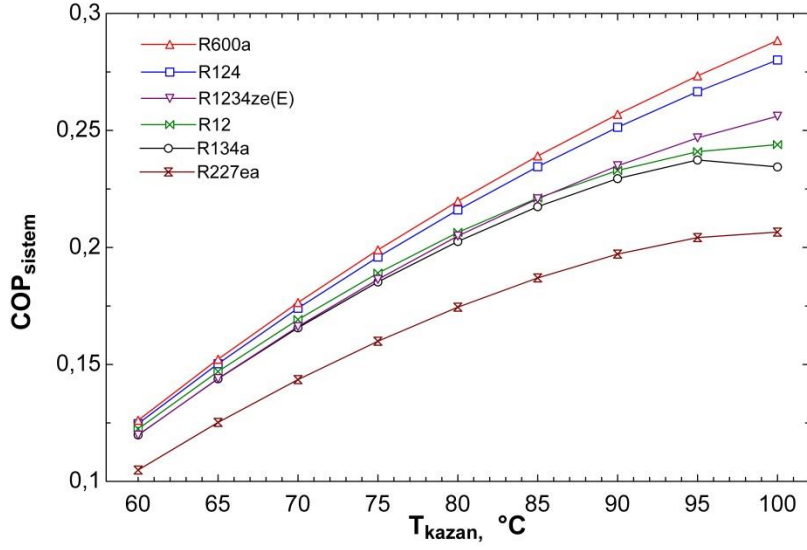
$\eta_{\text{kompresör}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi Şekil 3.44'te görülmektedir.



Şekil 3.44 İki buharlaştırıcılı sistemde $\eta_{\text{kompresör}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kompresör izantropik verimi arttıkça toplam kütleli debi düşmektedir. Artan izantropik verim nedeniyle kompresör ve türbin gücü azalmaktadır. Türbin gücündeki azalma ORÇ kütleli debisini düşürmektedir. BSSÇ kütleli debisinde bir değişiklik olmazken ORÇ kütleli debisindeki bu düşüş sistemin de toplam kütleli debisini düşürmektedir.

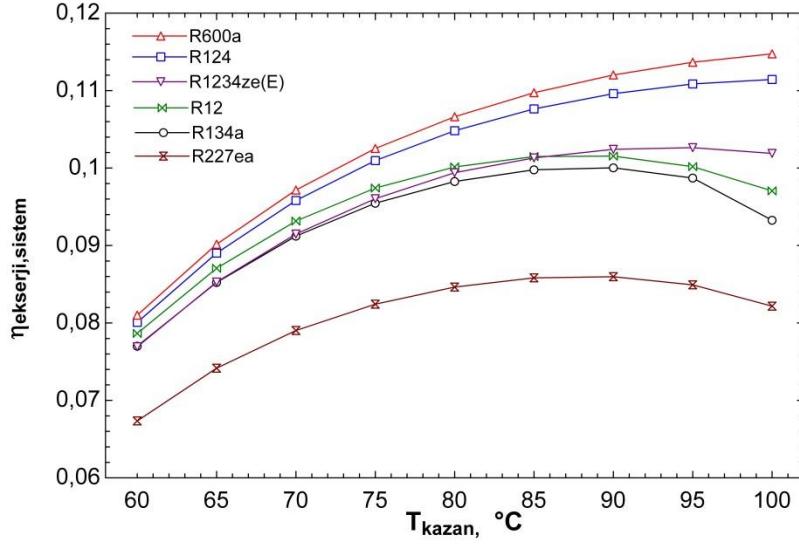
$T_{\text{kazan}}-\text{COP}_{\text{sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.45'te görülmektedir.



Şekil 3.45 İki buharlaştırıcılı sistemde T_{kazan} - COP_{sistem} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kazan sıcaklığı yükseldikçe sistemin performans katsayısı artmaktadır. Soğutma çevriminde bir değişiklik olmadığı için kompresör ve türbin gücü sabit kalmaktadır. Kazan sıcaklığındaki artış türbin giriş entalpisini yükseltmektedir. Sabit türbin gücünü sağlamak için ORÇ kütleli debisi düşmektedir. Bu düşüşle beraber kazana giren ısı miktarı azalmaktadır. Kazana giren ısı miktarının azalması ise ORÇ ısıl veriminin artması anlamına gelmektedir. Bu nedenle sistemin de performans katsayısı yükselmektedir. R600a sistemde en yüksek performans katsayısını veren akışkan olarak öne çıkmaktadır.

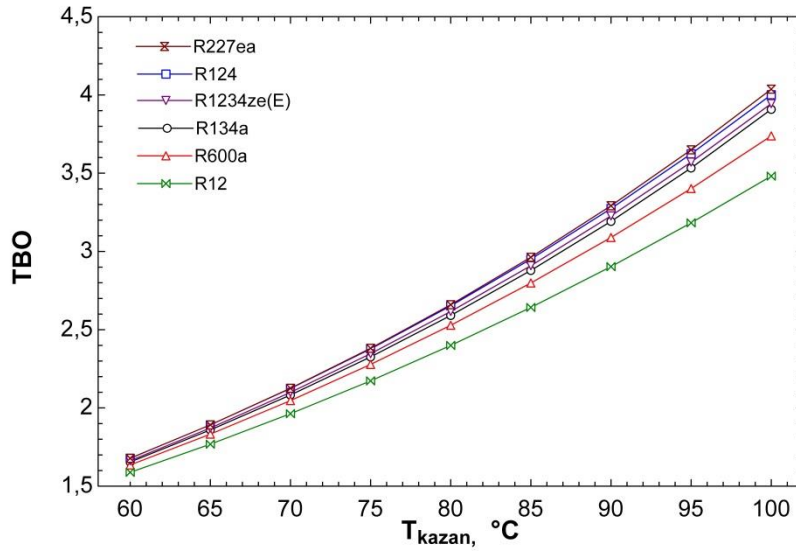
T_{kazan} - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi Şekil 3.46'da görülmektedir.



Şekil 3.46 İki buharlaştırıcı sistemde T_{kazan} - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kazan sıcaklığı arttıkça sistemin ekserji verimi yükselmektedir. Kazan sıcaklığındaki artış ORÇ ısı verimini yükseltmektedir. Bu nedenle ORÇ ekserji verimi de yükselmektedir. BSSÇ ekserji verimi sabit kalırken ORÇ ekserji verimindeki bu yükseliş sistemin ekserji verimini arttırmaktadır.

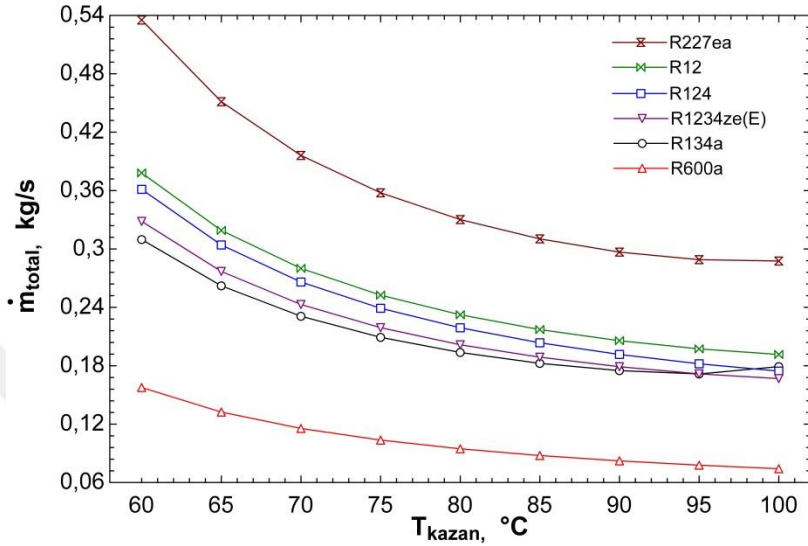
T_{kazan} -TBO ilişkisi Şekil 3.47'de görülmektedir.



Şekil 3.47 İki buharlaştırıcı sistemde T_{kazan} -TBO ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kazan sıcaklığı arttıkça türbin basınç oranı yükselmektedir. Kazan sıcaklığındaki artış türbin giriş basıncını yükseltmektedir. Bu nedenle TBO artmaktadır.

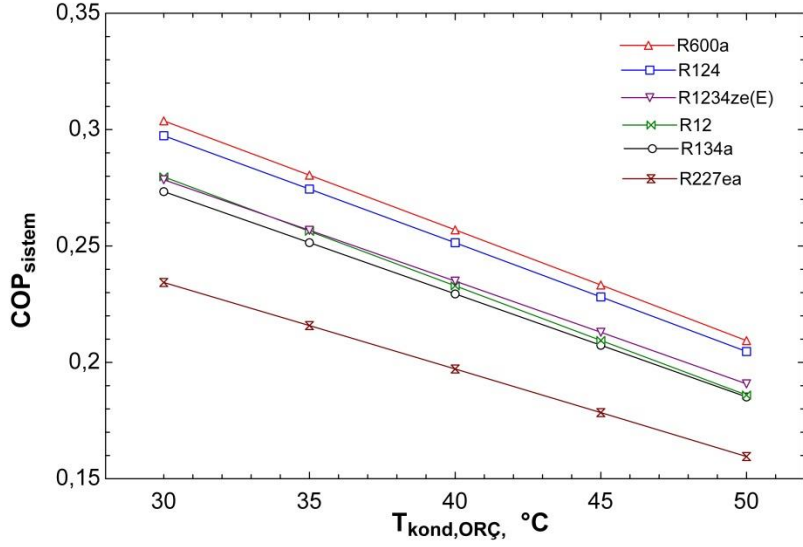
$T_{kazan}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi Şekil 3.48’de görülmektedir.



Şekil 3.48 İki buharlaştırıcı sistemde $T_{kazan}-\dot{m}_{total}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi kazan sıcaklığı arttıkça sistemin toplam kütleli debisi düşmektedir. Kompresör ve türbin gücü sabit kalmaktadır. Artan kazan sıcaklığından dolayı türbin girişinde entalpi yükselmektedir. Sabit türbin gücünü sağlamak için ORÇ kütleli debisi düşmektedir. BSSÇ kütleli debisi değişmezken ORÇ kütleli debisindeki bu düşüş sistemin toplam kütleli debisini azaltmaktadır.

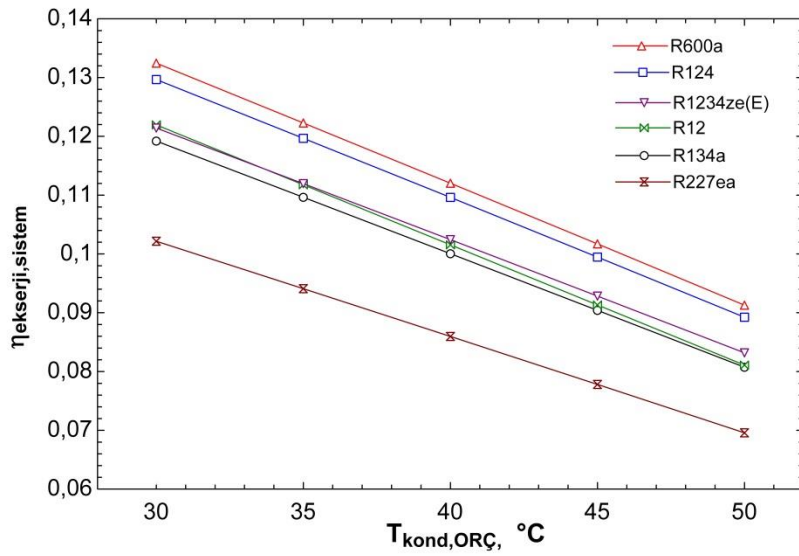
$T_{kond,ORÇ}-COP_{sistem}$ ilişkisi Şekil 3.49’da görülmektedir.



Şekil 3.49 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{kond,ORÇ}$ - COP_{sistem} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı yükseldikçe sistemin performans katsayısı azalmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığındaki artış türbin çıkış entalpisini yükseltmekte ve sabit türbin gücünü sağlamak için ORÇ kütleli debisi artmaktadır. Bu nedenle kazana giren ısı miktarı yükselmekte ve ORÇ ısı verimi düşmektedir. Sonuç olarak sistemin de performans katsayısı azalmaktadır.

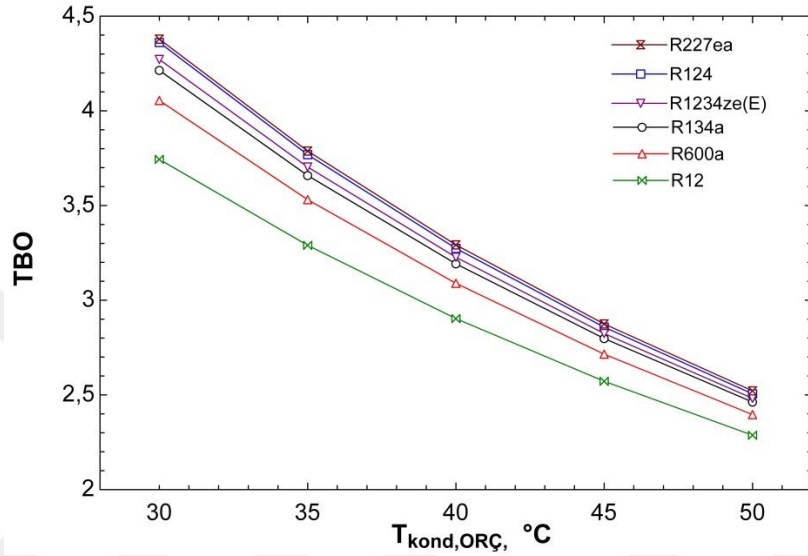
$T_{kond,ORÇ}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi Şekil 3.50'de görülmektedir.



Şekil 3.50 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{kond,ORÇ}$ - $\eta_{ekserji,sistem}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça sistemin ekserji verimi düşmektedir. Yoğuşturucu sıcaklığındaki artış ORÇ ısı verimini düşürmektedir. Bu düşüş ORÇ ekserji verimini de azaltmaktadır. BSSÇ ekserji verimi sabit kalırken ORÇ ekserji verimindeki düşüş sistemin ekserji verimini azaltmaktadır.

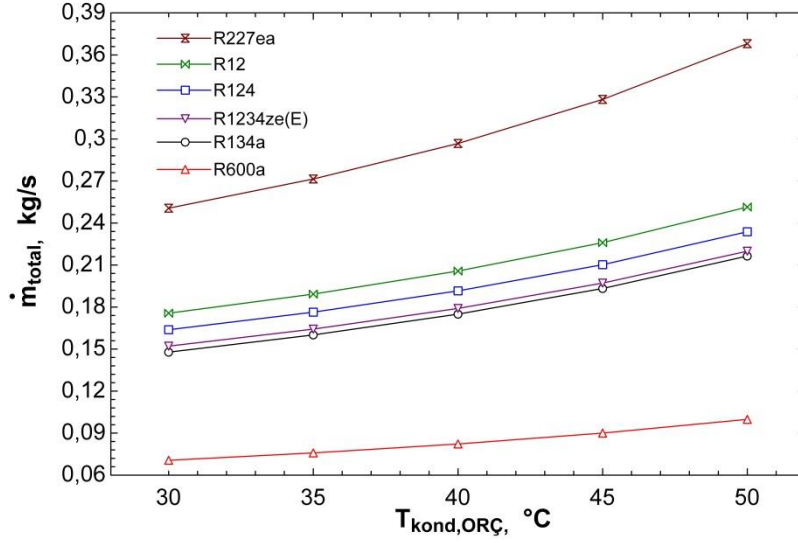
$T_{\text{kond,ORÇ}}$ -TBO ilişkisi Şekil 3.51’de görülmektedir.



Şekil 3.51 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{\text{kond,ORÇ}}$ -TBO ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça türbin basınç oranı azalmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığındaki artış türbin çıkış basıncını arttırmaktadır. Bu sebeple türbin basınç oranı azalmaktadır.

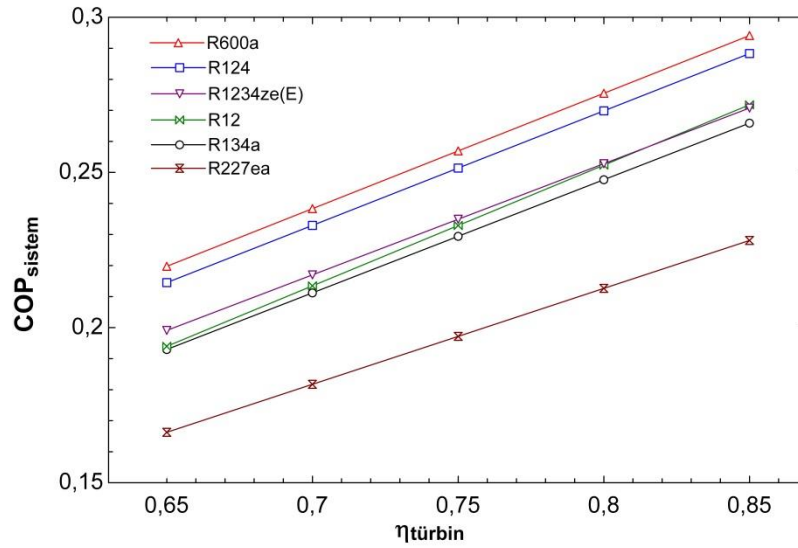
$T_{\text{kond,ORÇ}}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi Şekil 3.52’de görülmektedir.



Şekil 3.52 İki buharlaştırıcılı sistemde $T_{kond,ORÇ}$ - \dot{m}_{total} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça sistemin toplam kütleli debisi artmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığındaki artış türbin çıkış entalpisini arttırmakta ve aynı türbin gücünü sağlamak için ORÇ kütleli debisi yükselmektedir. BSSÇ kütleli debisi sabit kalırken ORÇ kütleli debisindeki bu artış sistemin toplam kütleli debisini arttırmaktadır.

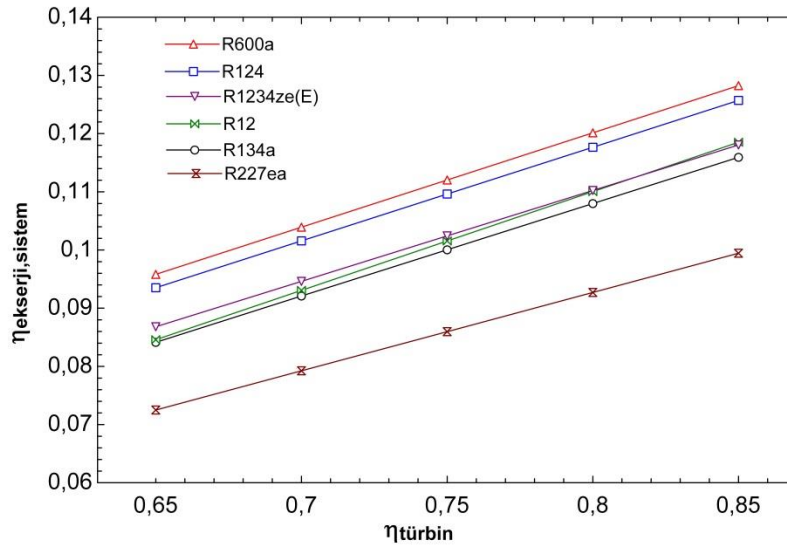
$\eta_{türbin}$ - COP_{sistem} ilişkisi Şekil 3.53'te görülmektedir.



Şekil 3.53 İki buharlaştırıcılı sistemde $\eta_{türbin}$ - COP_{sistem} ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi türbin izantropik verimi arttıkça sistemin performans katsayısı artmaktadır. Soğutma çevriminde bir değişiklik yaşanmadığı için kompresör ve buna bağlı türbin gücü değişmemektedir. Türbin izantropik verimindeki artış özgül türbin işini yükseltmektedir. Türbin gücünün sabit kalması için ORÇ kütleli debisi düşmektedir. Bu düşüş kazana giren ısıyı azalmakta ve ORÇ ısı verimi yükselmektedir. Sonuç olarak sistemin de toplam performans katsayısını artmaktadır.

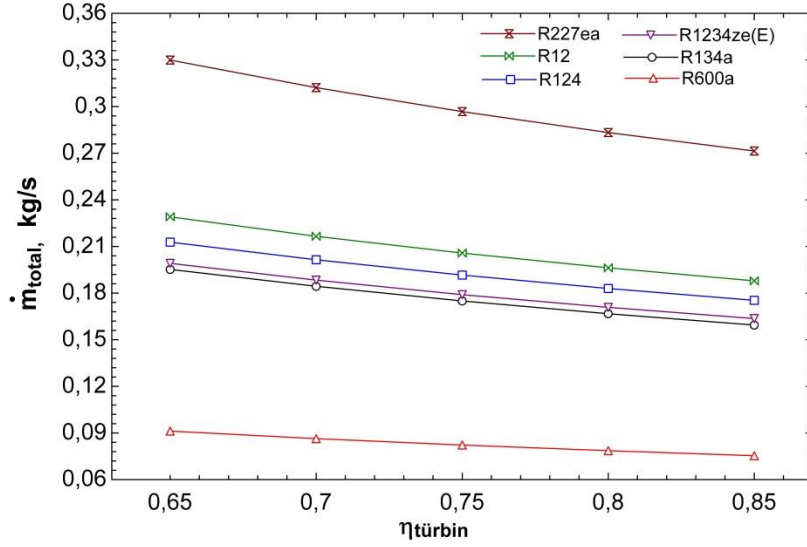
$\eta_{\text{türbin}}-\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi Şekil 3.54'te görülmektedir.



Şekil 3.54 İki buharlaştırıcı sistemde $\eta_{\text{türbin}}-\eta_{\text{ekserji,sistem}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi türbin izantropik verimi arttıkça sistemin ekserji verimi yükselmektedir. Türbin izantropik veriminin artması ORÇ ısı verimini yükseltmektedir. Bu nedenle ORÇ ekserji verimi de yükselmektedir. BSSÇ ekserji veriminde ise bir değişiklik olmamaktadır. ORÇ ekserji verimindeki bu yükseliş sistemin toplam ekserji verimini yükseltmektedir.

$\eta_{\text{türbin}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi Şekil 3.55'te görülmektedir.



Şekil 3.55 İki buharlaştırıcı sistemde $\eta_{\text{türbin}}-\dot{m}_{\text{total}}$ ilişkisi.

Grafikten görüldüğü gibi türbin izantropik verimi arttıkça sistemin toplam kütledebisi azalmaktadır. Soğutma çevriminde bir değişiklik olmadığı için kompresör ve türbin güçleri aynı kalmaktadır. Türbin izantropik verimindeki artış özgül türbin işini yükseltmektedir. Sabit türbin gücü için ORÇ kütledebisi düşmelidir. BSSÇ kütledebisi sabit kalırken ORÇ kütledebisindeki bu düşüş sistemin de toplam kütledebisini düşürmektedir.

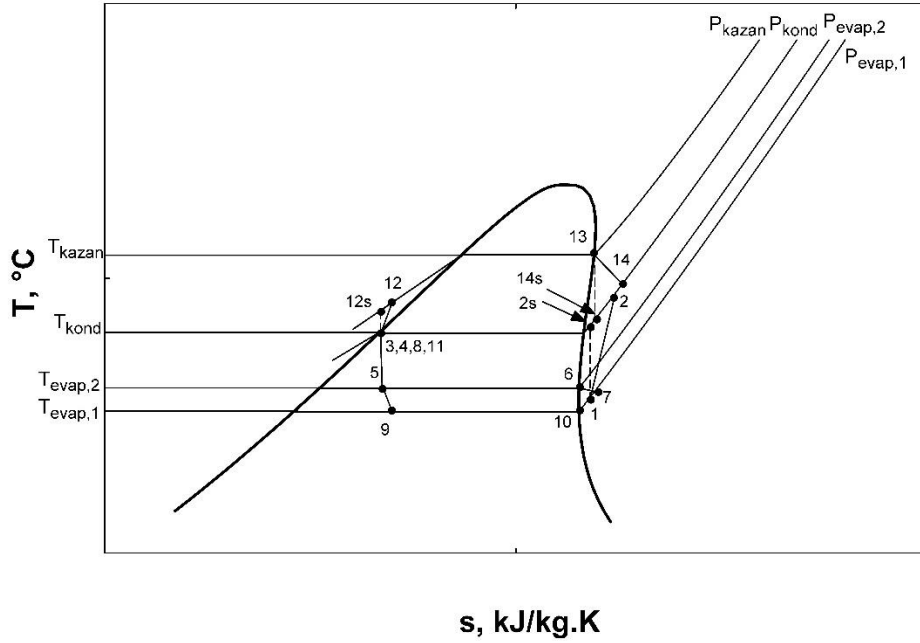
İki buharlaştırıcı kombine sistem için elde edilen grafikler literatürde yapılan benzer çalışmalar ile uyumlu çıkmaktadır [2,3,14,19,24,34].

Çalışma sonucunda elde edilen grafiklerden görüldüğü gibi, R600a akışkanı kullanılan 6 akışkan arasından en yüksek sistem performans katsayısını ve ekserji verimini vermekte, bu nedenle en verimli akışkan olarak öne çıkmaktadır. Çizelge 2.3'de gösterilen tipik değerleri kullanarak ve hemen ardından bahsedilen kabulleri yaparak sistemde bulunan 14 noktanın termodinamik özellikleri R600a'nın kullanıldığı çevrim için Çizelge 3.2'de görülmektedir.

Çizelge 3.2 Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcılı BSSÇ nokta değerleri.

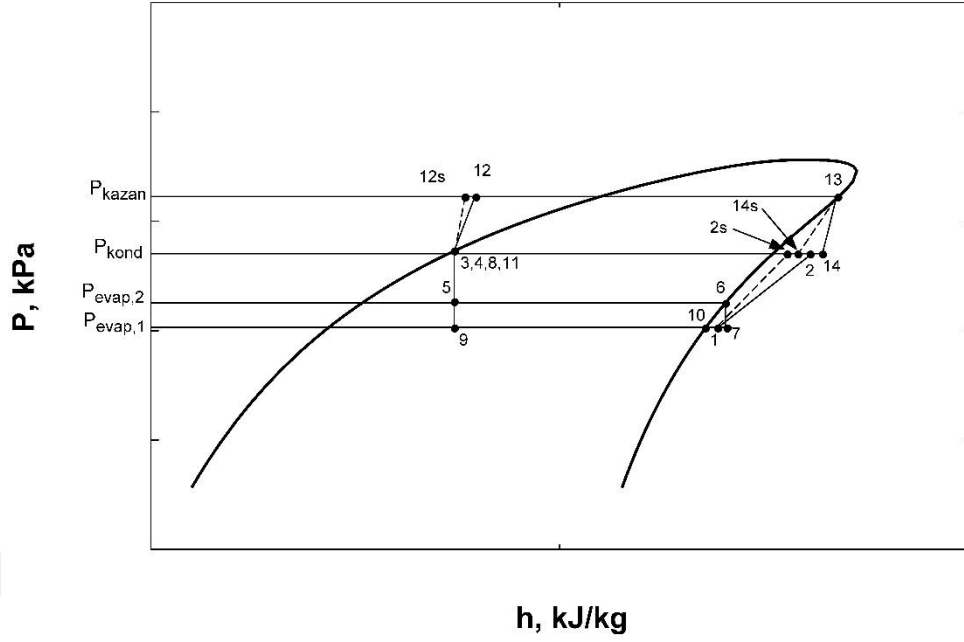
Nokta	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	\dot{m} (kg/s)	\dot{E} (kW)
1	-5,971	108,1	548	2,324	0,02391	0,1314
2	50,54	530,9	629	2,388	0,02391	1,614
3	40	530,9	297	1,329	0,02391	1,226
4	40	530,9	297	1,329	0,007556	0,3875
5	5	186,4	297	1,349	0,007556	0,342
6	5	186,4	561,7	2,301	0,007556	0,1982
7	2,64	108,1	561,7	2,375	0,007556	0,03132
8	40	530,9	297	1,329	0,01635	0,8386
9	-10	108,1	297	1,371	0,01635	0,6347
10	-10	108,1	541,7	2,3	0,01635	0,1027
11	40	530,9	297	1,329	0,05832	2,991
12	40,88	1640	299,6	1,33	0,05832	3,114
13	90	1640	668,6	2,373	0,05832	6,496
14	53,85	530,9	635,4	2,408	0,05832	3,968

Sistemin T-s grafiği Şekil 3.56'da görülmektedir.



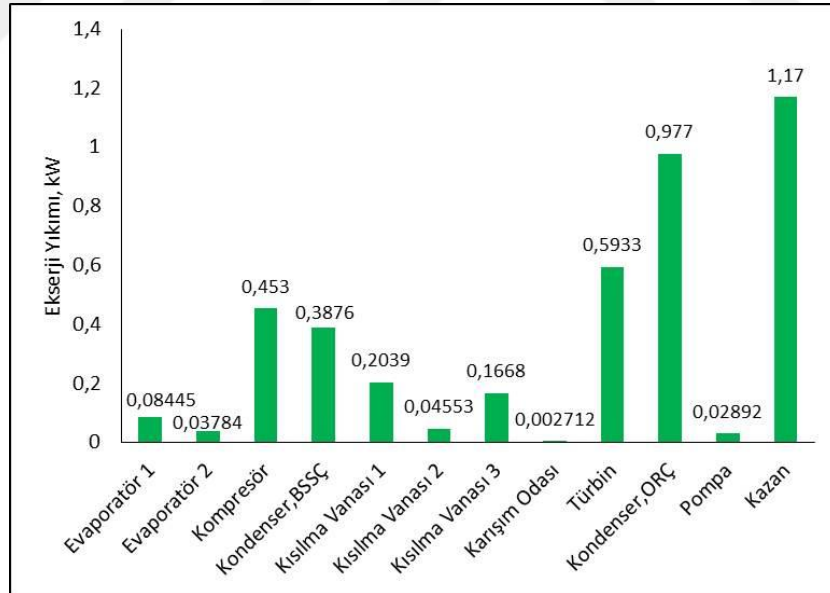
Şekil 3.56 Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcılı BSSÇ T-s grafiği.

Sistemin P-h grafiği Şekil 3.57'de görülmektedir.



Şekil 3.57 Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcılı BSSÇ P-h grafiği.

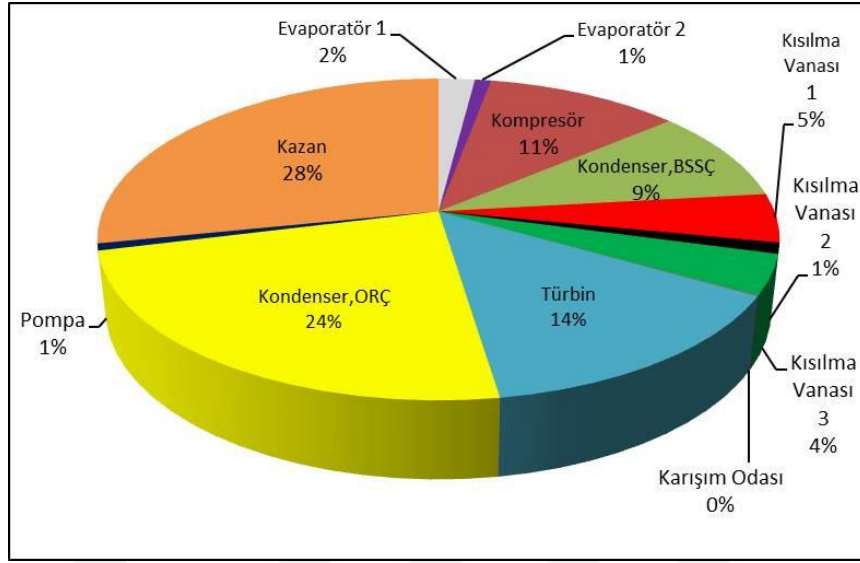
Sistemde bulunan her bir elemanın ekserji yıkımı Şekil 3.58’de görülmektedir.



Şekil 3.58 Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcılı BSSÇ elemanlarının ekserji yıkımı.

Grafikten görüldüğü gibi en yüksek ekserji yıkımı kazanda gerçekleşmektedir. Bunu organik Rankine çevrimi yoğunlaştırıcısı ve türbin izlemektedir. En düşük ekserji yıkımı ise karışım odasında gerçekleşmektedir.

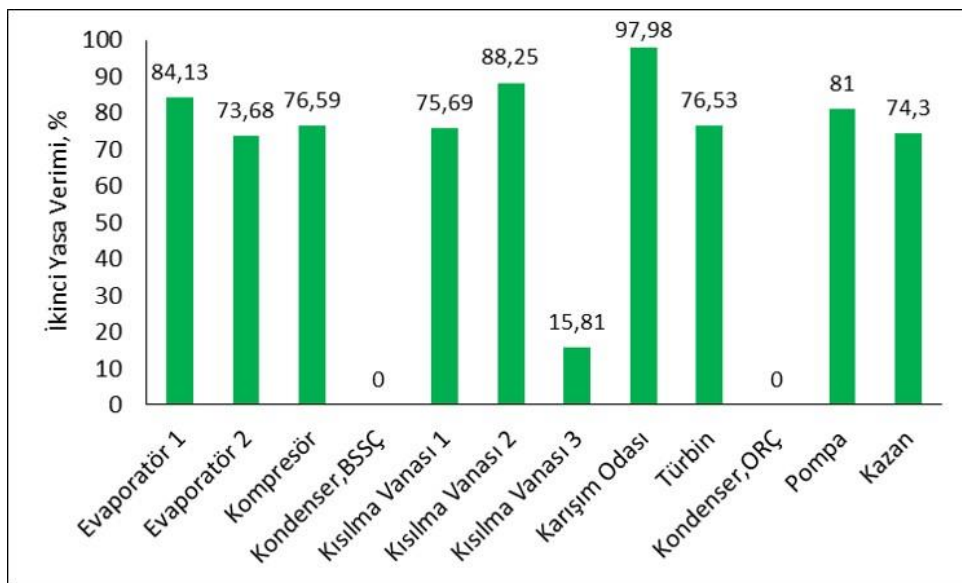
Sistem elemanlarının ekserji yıkım oranı Şekil 3.59’da görülmektedir.



Şekil 3.59 Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcılı BSSÇ elemanlarının EYO.

Grafikten görüldüğü gibi toplam ekserji yıkımının %28’i kazanda gerçekleşmektedir. Soğutma çevriminde ise en yüksek ekserji yıkımı %11 ile kompresörde gerçekleşmektedir. İki buharlaştırıcılı soğutma çevrimi elemanlarının ekserji yıkımları bu soğutma çevriminin ekserji analizini yapan Yatağanbaba ve ark. [15] ve Ünal ve ark. [20] ile uyumlu gerçekleşmektedir.

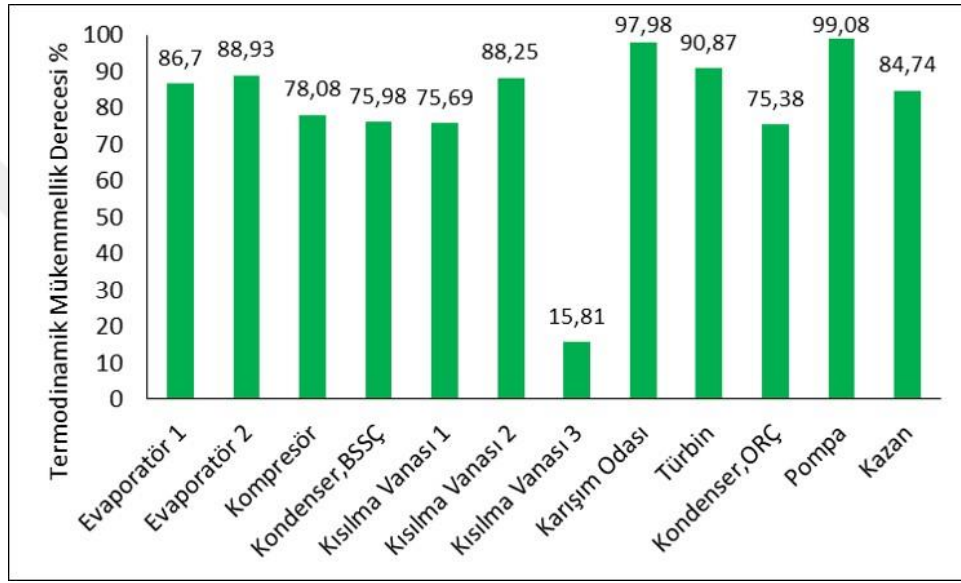
Sistemde bulunan her bir elemanın 2. yasa verimi Şekil 3.60’ta görülmektedir.



Şekil 3.60 Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcılı BSSÇ elemanlarının 2.yasa verimleri.

Grafikten görüldüğü gibi 2. yasa verimi en yüksek çıkan eleman karışım odasıdır. Bunu 2. kısılma vanası ve 1. buharlaştırıcı izlemektedir. ORÇ ve BSSÇ yoğuşturucularının 2. yasa verimlerinin sıfır çıkmasının nedeni $T_{H,BSSÇ}$ ve $T_{L,ORÇ}$ sıcaklıklarının ölü hal sıcaklığına eşit olması sebebiyle yoğuşturucularda ısı ile geçen ekserjinin sıfır olmasıdır.

Sistemde bulunan her bir elemanın termodinamik mükemmellik derecesi Şekil 3.61’de görülmektedir.



Şekil 3.61 Kombine ORÇ ve iki buharlaştırıcılı BSSÇ elemanlarının TMD.

Grafikten görüldüğü gibi termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek çıkan eleman pompadır. Bunu karışım odası ve türbin izlemektedir. Tek buharlaştırıcılı sistemde olduğu gibi iki buharlaştırıcılı bu sistem için de elemanların termodinamik mükemmellik dereceleri ile 2. yasa verimleri arasında bir fark bulunmaktadır. Bu fark ekserji verimlerinin aradaki fark kadar iyileştirilebileceği, teorik olarak en üst noktaya ulaşılmadığı yani bir miktar daha ekserji kazanılabileceği anlamına gelmektedir.

3.3 Tek ve İki Buharlaştırıcılı Kombine Çevrimlerin Karşılaştırılması

Analiz edilen 2 farklı kombine çevrimin genel karşılaştırılması Çizelge 3.3’te görülmektedir.

Çizelge 3.3 Analiz edilen 2 çevrimin karşılaştırılması.

Parametreler	Kombine ORÇ-Tek Buharlaştırıcılı BSSÇ	Kombine ORÇ-İki Buharlaştırıcılı BSSÇ
COP_{sistem}	0,4152	0,2569
$\eta_{ekserji,sistem}$	0,104	0,112
$\dot{E}_{yıkım,total}$	0,8644 kW	4,1511 kW
KBO	2,848	4,909
$\dot{W}_{kompresör}$	0,3992 kW	1,935 kW
\dot{m}_{total}	0,01959 kg/s	0,08222 kg/s

Tablodan görüldüğü gibi kombine sistemin soğutma çevriminde tek buharlaştırıcıdan iki buharlaştırıcıya geçildiğinde sistemin performans katsayısında yaklaşık %38 düşüş yaşanmaktadır. Ekserji verimi ise 2. buharlaştırıcının eklenmesiyle çok az bir miktar artmaktadır. Aynı kompresör kullanıldığında ikinci buharlaştırıcı eklenmesi bu kompresörün gücünü yaklaşık 5 kat arttırmaktadır. Ayrıca kompresör basınç oranı, toplam ekserji yıkımı ve toplam kütleli debi de artmaktadır.

4.SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada yapılan analiz sonuçlarına göre kullanılan R227ea, R124, R1234ze(E), R134a, R600a ve R12 akışkanları arasından kritik sıcaklığı en yüksek olan R600a akışkanı en verimli akışkan olarak öne çıkmaktadır. Literatürde yapılan benzer çalışmalarda da, kritik sıcaklığı diğerlerine göre yüksek olan akışkanlar sistem performans katsayısı ve ekserji verimi açısından öne çıkmaktadır [2,3,19,24,34]. Sistem için en uygun akışkan seçilirken kritik sıcaklığının yüksek olmasının yanı sıra küresel ısınma potansiyeli değerinin de düşük olması göz önüne alınmalıdır. R600a kullanılan çoğu akışkana göre daha az küresel ısınma potansiyeli değerine sahiptir.

Bölüm 3'te verilen grafiklerden görüldüğü gibi sistemden en yüksek performans katsayısını elde etmek için buharlaştırıcı sıcaklığı arttırılmalı, yoğuşturucu sıcaklıkları düşürülmeli, kazan sıcaklığı arttırılmalı, kompresör ve türbin izantropik verimleri de yükseltilmelidir. Maksimum ekserji veriminin sağlanması için ise buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları düşük tutulmalı, kazan sıcaklığı, türbin ve kompresör izantropik verimleri ise yüksek tutulmalıdır. Buharlaştırıcı ve kazan sıcaklıklarındaki ve ayrıca türbin ve kompresör izantropik verimlerindeki artış toplam kütleli debiyi azaltmakta, ORÇ ve BSSÇ yoğuşturucuları sıcaklıklarındaki yükseliş ise toplam kütleli debiyi arttırmaktadır. Soğutma çevriminde buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça kompresör basınç oranı azalırken yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça kompresör basınç oranı yükselmektedir. Organik Rankine çevriminde ise kazan sıcaklığı arttıkça türbin basınç oranı yükselirken yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça türbin basınç oranı düşmektedir.

Kullanılan iki kombine çevrim için elemanların ekserji yıkımı ve ekserji yıkım oranlarına bakıldığında ister tek buharlaştırıcı olsun ister iki buharlaştırıcı olsun en yüksek ekserji yıkımı kazanda gerçekleşmektedir. Tek buharlaştırıcı kombine sistemde soğutma çevriminin en yüksek ekserji yıkımı yoğuşturucuda olur iken iki buharlaştırıcı soğutma çevriminde en yüksek ekserji yıkımı kompresörde olmaktadır. Bu durum artan kompresör gücü ile ilişkilendirilebilir.

Analiz edilen 2 farklı sistem için elemanların ekserji verimlerine bakıldığında tek buharlaştırıcı sistem için en yüksek ekserji verimi kısımla vanasında gerçekleşirken iki buharlaştırıcı sistemde karışım odasında gerçekleşmektedir. Yoğuşturucuların ısı

depoları ölü hal sıcaklığına eşit olarak kabul edildiği için 2. yasa verimleri 0 çıkmaktadır.

Elemanların termodinamik mükemmellik derecelerine bakılacak olursa tek ve iki buharlaştırıcı olması farketmeksizin her iki kombine sistem için en yüksek TMD pompada oluşmaktadır.

İki sistemin genel karşılaştırılması yapılacak olursa kombine sistemin soğutma çevriminde tek buharlaştırıcı yerine farklı soğutma ihtiyaçlarını karşılayacak ikinci bir buharlaştırıcı eklenmesi sistemin performans katsayısını düşürürken, ekserji veriminde önemli bir değişiklik yapmayıp hatta az miktarda arttırmaktadır. İki buharlaştırıcı sistemde kompresör gücü tek buharlaştırıcı sisteme kıyasla bir hayli artmaktadır. Bu sistemde kompresör basınç oranı 5'e yakın bir değerde kalarak Yamankaradeniz ve ark. [13] tarafından önerilen çift kademeli soğutma için kompresör basınç oranınının 9'dan büyük olması durumuyla uyuşmakta ve çift kademeye ihtiyaç duyulmamaktadır. İki sistem ekserji yıkımı açısından karşılaştırıldığında ise iki buharlaştırıcı sistem daha fazla ekserji yıkımı göstermektedir.

Sonuç olarak sistemin tek buharlaştırıcı veya iki buharlaştırıcı olması soğutma ihtiyacına göre değişse de tez kapsamında çalışılan kombine organik Rankine ve buhar sıkıştırıcı soğutma çevrimleri atık ısılardan faydalanılması, enerji verimliliği ve enerji geri kazanımı açısından uygulanabilir ve önemli bir yere sahiptirler. Ayrıca endüstriyel atık ısı, güneş enerjisi, jeotermal enerji ve biyokütlenin yakılması gibi uygulamalarda kullanılabilirler. Bu sistemler çeşitli parametrelerin optimize edilmesi ile daha verimli hale getirilebilirler. Ek olarak tez kapsamında kullanılmayan farklı akışkanların performanslarının incelenmesi gelecek çalışmalar için tavsiye edilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Qui, G.** (2012). Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC. *Renewable Energy*, 48, 565-570.
- [2] **Saleh, B.** (2016). Parametric and working fluid analysis of a combined organic Rankine-vapor compression refrigeration system activated by low-grade thermal energy. *Journal of Advanced Research*, 7, 651-660.
- [3] **Cihan, E., Kavasogullari, B.** (2017). Energy and exergy analysis of a combined refrigeration and waste heat driven organic Rankine cycle system. *Thermal Science*, 21, 2621-2631.
- [4] **Bao, J., Zhao, L.** (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325-342.
- [5] **Mahmoudi, A., Fazli, M., Morad, M.R.** (2018). A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 143, 660-675.
- [6] **Sun, W., Yue, X., Wang, Y.** (2017). Exergy efficiency analysis of ORC (Organic Rankine Cycle) and ORC based combined cycles driven by low-temperature waste heat. *Energy Conversion and Management*, 135, 63-73.
- [7] **Wali, E.** (1980). Optimum working fluids for solar powered Rankine cycle cooling of buildings. *Solar Energy*, 25, 235-241.
- [8] **Tchanche, B.F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., Papadakis, G.** (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 3963-3979.
- [9] **Hung, T.C., Shai T.Y., Wang, S.K.** (1996). A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*, 22, 661-667
- [10] **Desai, N.B., Bandyopadhyay, S.** (2009). Process Integration of Organic Rankine Cycle. *Energy*, 34, 1674-1686.
- [11] **Karaman, R.** (2016). Kombine Organik Rankine ve Kompresörlü Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi. *S.D.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, (Yüksek Lisans Tezi)*, 29s, Isparta.
- [12] **Çengel, Y.A., Boles, M.A.** (2006). Thermodynamics An Engineering Approach. *McGraw-Hill*, 611-612p, U.S.A.
- [13] **Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N.** (2013). Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları. *Dora Yayınları*, Bursa.
- [14] **Lizarte, R., Lorenzo, M.E.P., Marcos, J.D.** (2017). Parametric study of a novel organic Rankine cycle combined with a cascade refrigeration cycle (ORC-CRS) using natural refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 127, 378-389.
- [15] **Yatağanbaba, A., Kılıçarslan, A., Kurtbaş, İ.** (2015). Exergy Analysis of R1234yf and R1234ze as R134a Replacements in a Two Evaporator Vapour Compression Refrigeration System. *International Journal of Refrigeration*, 60, 26-37.
- [16] **Pal, A., Uddin, K., Kyaw, Thu., Saha, B.B.** (2018). Environmental Assessment and Characteristics of Next Generation Refrigerants. *Journal of Novel Carbon Resource Science and Green Asia Strategy*, 05, 58-66.

- [17] **Calm, J.M.** (2008). The Next Generation of Refrigerants - Historical Review, considerations and Outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31, 1123-1133.
- [18] **Moles, F., Esbri, J.N., Peris, B., Babiloni, A.M, Kontomaris, K.** (2015). Thermodynamic analysis of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle system activated with low temperature heat sources using low GWP fluids. *Applied Thermal Engineering*, 87, 444-453.
- [19] **Li, H., Bu, X., Wang, L., Long, Z., Lian, Y.** (2013). Hydrocarbon working fluids for a Rankine cycle powered vapor compression refrigeration system using low-grade thermal energy. *Energy and Buildings*, 65, 167-172.
- [20] **Ünal, Ş., Erdiñç, M.T., Kutlu, Ç.** (2016). Çift buharlaştırıcılı ve ejektörlü bir soğutma sisteminin termodinamik analizi. *Journal of Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31:4, 1039-1047.
- [21] **Yari, M., Mehr, A.S., Mahmoudi, S.M.S.** (2013). Thermodynamic analysis and optimization of a novel dual-evaporator system powered by electrical and solar energy sources. *Energy*, 61, 646-656.
- [22] **Kaşka, Ö.** (2014). Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry. *Energy Conversion and Management*, 77, 108-117.
- [23] **Roy, J.P., Mishra, M.K., Misra, A.** (2010). Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle. *Energy*, 35, 5049-5062.
- [24] **Saleh, B.** (2018). Energy and exergy analysis of an integrated organic Rankine cycle-vapor compression refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 141, 697-710.
- [25] **Aphornratana, S., Sriveerakul, T.** (2010). Analysis of a combined Rankine–vapour–compression refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 51, 2557-2564.
- [26] **Guo, T., Wang, H.X., Zhang, S.J.** (2011). Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system. *Energy Conversion and Management*, 52, 2384-2391.
- [27] **Tchanche, B.F., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A.** (2009). Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29, 2468-2476.
- [28] **Yatağanbaba, A., Kılıçarslan, A., Kurtbaş, İ.** (2015). Irreversibility analysis of a two-evaporator vapour compression refrigeration system. *Int. J. Exergy*, 18, 340-355.
- [29] **Dwinanto, M.M., Suhanan, Prajitno.** (2016). Exergy Analysis of a Dual-Evaporator Refrigeration Systems. *International Conference on Engineering, Science and Nanotechnology*, 3-5 August, Solo, Indonesia.
- [30] **Mago, P.J., Srinivasan, K.K., Chamra, L.M., Somayaji, C.** (2008). An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles. *International Journal of Energy Research*, 32, 926-938.
- [31] **Jain, V., Kachhwaha, S.S., Sachdeva, G.** (2013). Thermodynamic performance analysis of a vapor compression–absorption cascaded refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 75, 685-700.
- [32] **Hung, T.C., Wang, S.K., Kuo, C.H., Pei, B.S., Tsai, K.F.** (2010). A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. *Energy*, 35, 1403-1411.

- [33] **Shengjun, Z., Huaixin, W., Tao, G.** (2011). Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Applied Energy*, 88, 2740-2754.
- [34] **Rawat, K.S., Khulve, H., Pratihari, A.K.** (2015). Thermodynamic Analysis of Combined ORC-VCR System Using Low Grade Thermal Energy. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology*, 3, ISSN:2321-9653.
- [35] **Wang, N., Chen, J.** (2018). Theoretical Analysis of Organic Rankine Cycle Combine Power and Ejector Refrigeration Driven By Solar Energy. *Energy Procedia*, 152, 109-114.
- [36] **Nasir, M.T., Kim, K.C.** (2016). Working fluids selection and parametric optimization of an Organic Rankine Cycle coupled Vapor Compression Cycle (ORC-VCC) for air conditioning using low grade heat. *Energy and Buildings*, 129, 378-395.
- [37] **Safarian, S., Aramoun, F.** (2015). Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy Reports*, 1, 1-7.
- [38] **Yağlı, H.** (2014). Baca Gazı Atık Isısı İçin Organik Rankine Çevrimi Tasarımı ve Ekserji Analizi. *M.K.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi), Hatay.
- [39] **Yinanç, S.** (2017). Organik Rankine Çevrimi Kullanılarak Biyogaz Tesisi Atık Isısından Elektrik Enerjisi Elde Edilmesi. *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi), Kayseri.
- [40] **Yang, X., Zhao, L.** (2015). Thermodynamic analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixtures. *Energy Procedia*, 75, 1033-1036.
- [41] **Günaydın, İ.** (2016). 1,5 KW Gücünde Organik Rankine Çevriminin Parametrik Tasarımı, Termodinamik Analizi, Prototip İmalatı ve Testi. *Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi), Kırıkkale.
- [42] **Calm, J.M., Hourahan, G.C.** (2011). Physical, safety, and environmental data summary for current and alternative refrigerants. *International Congress of Refrigeration*, 21-26 August, Prague, Czech Republic.
- [43] **Guo, T., Wang, H.X., Zhang, S.J.** (2011). Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources. *Energy*, 36, 2639-2649.
- [44] **Chen, H., Goswami, D.Y., Stefanakos, E.K.** (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 3059-3067.
- [45] **Dopaza, J.A., Seara, J.F., Sieres, J., Uhiá, F.J.** (2009). Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 29, 1577-1583.
- [46] **Bai, T., Yan, G., Yu, J.** (2015). Thermodynamics analysis of a modified dual-evaporator CO₂ transcritical refrigeration cycle with two-stage ejector. *Energy*, 84, 325-335.



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı	Oğuzhan PEKTEZEL
Doğum Yeri ve Tarihi	Elazığ, 16.08.1993
Medeni Hali	Bekar
Yabancı Dil	İngilizce
İletişim Adresi	Tokat Gaziosmanpaşa Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü 60000 TOKAT
E-posta Adresi	oguzhan.pektezel@gop.edu.tr

Eğitim ve Akademik Durum

Lise	Muharrem Hasbi Anadolu Lisesi, 2011
Lisans	Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi, 2016

İş Tecrübesi

TOGÜ	Araştırma Görevlisi, 2017-Devam Ediyor
------	----------------------------------------