

T. C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ATIK ISI KAYNAKLI KADEMELİ ORC GÜÇ SANTRALİ TASARIMI VE
OPTİMİZASYONU**

İLYAS CEYLAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEZ DANIŞMANI
PROF. DR. OĞUZ ARSLAN

BİLECİK, 2022

10467907

T. C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ATIK ISI KAYNAKLI KADEMELİ ORC GÜÇ SANTRALİ TASARIMI VE
OPTİMİZASYONU**

İLYAS CEYLAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEZ DANIŞMANI
PROF. DR. OĞUZ ARSLAN

BİLECİK, 2022

10467907

BEYAN

“Atık Isı Kaynaklı Kademeli ORC Güç Santrali Tasarımı ve Optimizasyonu” adlı yüksek lisans tezi hazırlık ve tazımı sırasında bilimsel araştırma ve etik kurallarına uyduğumu, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel kurallara uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım yerlerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, tezin herhangi bir kısmının Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını, aksi tespit edileceği muhtemel durumlarda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Bu çalışmanın, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte, ETİK KURUL onayı alınması durumunda ise ETİK KURUL tarih karar ve sayı bilgilerinin beyan edilmesi gerekmektedir.			
DESTEK ALINMIŞTIR		☐	DESTEK ALINMAMIŞTIR
X			
Destek alındı ise;			
Destekleyen kurum;			
Desteğin Türü		Proje Numarası	
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)			
2- TÜBİTAK			
Diğer;.....			
ETİK KURUL onayı var ise;			
ETİK KURUL karar tarih/sayı:		/.....	

İlyas CEYLAN

../../20..

İmza

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının yazılmasında, çalışmamı sahiplenerek takip eden danışmanım Sayın Prof. Dr. Oğuz ARSLAN'a değerli katkı ve emekleri için teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Savunma sınavı sunumu sırasında değerli jüri üyeleri Sayın Prof. Dr. Hasan YAMIK ve Doç. Dr. Oğuzhan ERBAŞ'a çalışmamın son haline gelmesindeki değerli katkıları adına teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Son olarak bu günlere ulaşmamdaki emekleri adına değerli aileme teşekkür ederim.

İlyas CEYLAN

../../20..

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
TABLolar LİSTESİ.....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	v
KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ.....	vii
ÖZET.....	ix
ABSTRACT.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. MATERYAL VE METOD.....	7
2.1. Organik Rankine Çevrimi.....	12
2.2. Organik Rankine Çevrimi Tasarımları.....	14
2.2.1. Tek Kademeli Organik Rankine Döngüsü.....	14
2.2.2. İki Kademeli Organik Rankine Döngüsü.....	14
2.2.3. Üç Kademeli Organik Rankine Döngüsü.....	15
2.3. Enerji Analizi.....	17
2.3.1. Tek Kademeli ORC Güç Santrali Enerji Analizi.....	18
2.3.2. İki Kademeli ORC Güç Santrali Enerji Analizi.....	19
2.3.3. Üç Kademeli ORC Güç Santrali Enerji Analizi.....	20
2.4. Ekserji Analizi.....	22
2.4.1. Tek Kademeli ORC Güç Santrali Ekserji Analizi.....	23
2.4.2. İki Kademeli ORC Güç Santrali Ekserji Analizi.....	24
2.4.3. Üç Kademeli ORC Güç Santrali Ekserji Analizi.....	25
2.5. Çalışma Akışkanının Seçimi.....	26
2.6. Ekonomi Analizi.....	30

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	34
3.1. Enerji Analizi Sonuçları.....	34
3.1.1. Kullanılacak Akışkanların Analizi ve Seçimi	34
3.1.2. Her Bir Çevrimde R290 Akışkanı Kullanılması Durumu	35
3.1.3. Birinci Çevrimde R290, İkinci ve Üçüncü Çevrimlerde R22 Akışkanının Kullanılması Durumu.....	37
3.1.4. Birinci Çevrimde R290, İkinci Çevrimde R22 ve Üçüncü Çevrimlerde R123 Akışkanının Kullanılması Durumu	38
3.1.5. Tüm Opsiyonlar İçin Hesaplanan Verimlerin Karşılaştırılması	40
3.2. Ekserji Analizi	42
3.3. Ekonomi Analizi	47
4. ÖNERİLER.....	53
KAYNAKÇA	54
EKLER.....	58

TABLÖLER LİSTESİ

	Sayfa No
Tablo 1.1. Literatürdeki Bazı Çalışmaların Sonuçları	3
Tablo 2.1. Kuru, Yaş ve İzotropik Akışkanlar	9
Tablo 2.2. Fırın 3 Çıkış Bacası	10
Tablo 2.3. Fırın 3 Giriş Bacası	11
Tablo 2.4. Seçilen Organik Akışkanların Temel Termodinamik ve Çevresel Özellikleri	29
Tablo 2.5. ORC Maliyet Fonksiyonları	33
Tablo 3.1. Çalışma İçin Kullanılan İlk Veriler	34
Tablo 3.2. Termodinamik Tasarım Modeli Belirlenen Giriş Parametreleri	34
Tablo 3.3. Çeşitli Akışkanların Verim Analizi	35
Tablo 3.4. Tüm Opsiyonların Parametrik Sıcaklığa Bağlı Sonuçlarının Karşılaştırılması	40
Tablo 3.5. Tüm Opsiyonların Parametrik Basınca Bağlı Sonuçlarının Karşılaştırılması	41
Tablo 3.6. Termo-Fiziksel Özelliklere Göre En İyi ORC Tasarımı	46
Tablo 3.7. Ekserji Analizi Sonuçlarına Göre En İyi ORC Tasarımı	47
Tablo 3.8. 1 Çevrimli ORC İçin NBD Hesaplaması	48
Tablo 3.9. 2 Çevrimli ORC İçin NBD Hesaplaması	49
Tablo 3.10. 3 Çevrimli ORC İçin NBD Hesaplaması	50

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 1.1. Dünya Toplam Enerji Talebi,1995-2040	1
Şekil 1.2. Yakıt Türüne Göre Dünya Enerji Tüketimi, 1990 – 2040	2
Şekil 2.1. Potansiyel Isı Geri Kazanım Kaynakları	8
Şekil 2.2. Tek Kademeli Organik Rankine Döngüsü.....	12
Şekil 2.3. Tek Kademeli Organik Rankine Döngüsü T-s Diyagram	13
Şekil 2.4. İki Kademeli Organik Rankine Döngüsü.....	15
Şekil 2.5. İki Kademeli Organik Rankine Döngüsü T-s Diyagram	15
Şekil 2.6. Üç Kademeli Organik Rankine Döngüsü	16
Şekil 2.7. Üç Kademeli Organik Rankine Döngüsü T-s Diyagramı	17
Şekil 2.8. MLORC Serisinde PPTD'nin Olası Koşulları	30
Şekil 3.1. Çeşitli Akışkanlara Göre Verimlerin Grafikselsel Gösterimi	35
Şekil 3.2. Parametrik Sıcaklıkta R290 İle Yapılan Hesaplamaların Grafikselsel Gösterimi	36
Şekil 3.3. Parametrik Türbin Basıncı Durumunda Verimler	36
Şekil 3.4. R290-R22-R22 Kombinasyonu ve Parametrik Türbin Sıcaklığı Durumunda Verimler	37
Şekil 3.5. Parametrik Türbin Basıncı Durumunda Verimlerin Grafikselsel Gösterimi	38
Şekil 3.6. Üç Farklı Akışkan ve Parametrik Sıcaklık Durumunda Hesaplama Sonuçlarının Grafikselsel Gösterimi	39
Şekil 3.7. Üç Farklı Akışkan ve Parametrik Basınç Durumunda Hesaplama Sonuçlarının Grafikselsel Gösterimi	39
Şekil 3.8. Parametrik Sıcaklığa Bütün Opsiyonlar İçin Hesaplama Sonuçlarının Karşılaştırılmasının Grafikselsel Gösterimi	40
Şekil 3.9. Parametrik Basınca Göre Bütün Opsiyonlar İçin Hesaplama Sonuçlarının Karşılaştırılmasının Grafikselsel Gösterimi	41
Şekil 3.10. Değişken Sıcaklık ve Her Döngüde Aynı Akışkanın (R290) Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi	42

Şekil 3.11. Değişken Basınç ve Her Döngüde Aynı Akışkanın (R290) Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi	42
Şekil 3.12. Değişken Sıcaklık ve 1. Döngüde R290, 2. ve 3. Döngüde R22 Akışkanın Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi.....	43
Şekil 3.13. Değişken Basınç ve 1. Döngüde R290, 2. ve 3. Döngüde R22 Akışkanın Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi.....	43
Şekil 3.14. Değişken Sıcaklık ve 1. Döngüde R290, 2. Döngüde R22 ve 3. Döngüde R123 Akışkanın Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi	44
Şekil 3.15. Değişken Basınç ve 1. Döngüde R290, 2. Döngüde R22 ve 3. Döngüde R123 Akışkanın Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi	44
Şekil 3.16. Her Kademe İçin Ayrı Ayrı ve Toplam Sistemin Ekserji Verimleri	45
Şekil 3.17. ORC Çevrim Çeşitlerine Göre LCOE Değeri.....	51
Şekil 3.18. NBD Parametrik Sıcaklık ve a) 1 Döngülü ORC b)2 Döngülü ORC c)3 Döngülü ORC Durumuna Göre Değişimi	52

KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ

ASHRAE	:Soğutucu Akışkan Güvenlik Sınıflandırması
c_p	:Özgül Isı (kJ/kg.K)
CFC	:Kloroflorokarbon
Con	:Kondenser
CORCE	:Ekonomizörlü kademeli organik rankine çevrimi
CORC2	:2 Isı Kaynaklı Organik Rankine Çevrimi
CORC3	:3 Isı Kaynaklı Organik Rankine Çevrimi
DLORC	:Çift döngülü Organik Rankine Çevrimi
dt	:Birim Sıcaklık Değişimi
ds	:Birim Entropi Değişimi
EIA	:Enerji Bilgi Yönetim İdaresi
Ev	:Evaporatör
GRA	:Gri İlişkisel Analiz
h	:Çalışma Sıvısının Entalpisi (kJ/kg)
HC	:Hidrokarbon
HCFC	:Hidrokloroflorokarbon
HFC	:Hidroflorokarbon
HFE	:Hidrofloroeter
HT	:Yüksek Sıcaklık Döngüsü
IHE	:Isı Eşanjörü
In	:Giriş
kPa	:Kilopaskal
LCOE	:Seviyelendirilmiş Enerji Maliyeti
LMTD	:Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
LT	:Düşük Sıcaklık Döngüsü

$\dot{m}_r$	:Çalışma Akışkanının Kütlesel Debisi (kg/s)
MLORC	:Multi-Loop Organik Rankine Döngüsü
MPa	:Megapascal
NBD	:Net Bugünkü Değer
ORC	:Organik Rankine Döngüsü
OECD	:İktisadi İşbirliği ve Kalkınma Teşkilatı
Out	:Çıkış
PFC	:Perflorokarbon
PPTD	:Sıkıştırma Noktası Sıcaklık Farkı
Q	:Isı Transfer Miktarı (kW)
RORC	:Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi
T	:Sıcaklık (°C)
TLC	:Trilateral Çevrim
TWh	:Terawatt Saat
U	:Isı Transfer Katsayısı (W/m ² .°C)
WHR	:Atık Isı Geri Kazanımı
ψ	:Özgül Akış Ekserjisi (kJ/kg)

ÖZET

ATIK ISI KAYNAKLI KADEMELİ ORC GÜÇ SANTRALİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

CO₂'yi net sıfıra indirmek, insanlığın karşılaştığı en zorlu görevdir (Nelson & Allwood, 2021). Düşük dereceli ısı enerjisi üretim teknolojileri, hedefe ulaşmak için çok önemlidir (Hafner, Jones, & Anger-Kraavi, 2012). Teknolojiler endüstriyel atık ısıyı geri kazanabilir ve fosil yakıt kullanım verimliliğini arttırabilir (Loni, ve diğerleri, 2020). Dahası, bunlar düşük dereceli ısıya sahip bazı yenilenebilir enerjilere de uygulanabilir. Organik Rankine Döngüsü (ORC), tüm düşük dereceli ısı enerjisi üretim teknolojileri arasında en fazla potansiyele sahip olabilir (Anastasovski, Raskovski, & Guzovic, 2020). Sonuç olarak, birçok araştırmacı son on yılda ORC'nin termodinamik ve ekonomik performansını iyileştirmeye odaklanmıştır.

ORC'nin performansını artırmanın en etkili yollarından biri, ORC'nin döngü sayısını artırmaktır. Çift döngülü ORC (DLORC), termodinamik ve ekonomik performansta büyük potansiyel göstermiştir. Ayrıca, DLORC düşük karbon ayak izine ve yüksek CO₂ emisyon azaltımına sahiptir. Ouyang et al. (Ouyang, ve diğerleri, 2019). Boyaghchi ve Chavoshi güneş enerjisi tarafından yönlendirilen DLORC'un çevresel etki oranlarını inceleş ve analiz sonuçları, DLORC'un en düşük çevresel etki oranlarının Nisan ayında ortaya çıktığını ortaya koymuştur. DLORC üzerinde bir termodinamik analiz gerçekleştirildi (Sciubba, Tocci, & Toro, 2016). Analiz sonuçları, tek bir kaynak için iki temel ORC kullanılmasının termal verimliliği ve ısı kaynağı kullanım oranını önemli ölçüde iyileştirebileceğini göstermiştir. Sciubba ve ark. ayrıca DLORC için sıvı seçimi gerçekleştirdi. Sonuçlar, R245fa'nın R600'e kıyasla daha iyi bir termodinamik performansa sahip olduğunu göstermiştir. Xia ve ark. çok amaçlı optimizasyon kullanarak seri-paralel DLORC için çalışma sıvısı seçimini gerçekleştirmiştir. Optimizasyon için hedefler geri ödeme süresi, yıllık emisyon azaltımı, ekserji verimliliğidir. Çalışma seçimi sonuçları, seri-paralel konfigürasyon için 18 aday çalışma sıvısı çifti arasında sikloheksan/bütanın en uygun çalışma sıvısı olduğu gösterilmiştir.

Daha iyi bir performans elde etmek için üçlü döngü kavramı önerilmiştir. Makalede, biri seri, diğeri paralel tip olmak üzere iki tip üçlü döngü bildirilmiştir. Başvurulan çalışmalarda elde edilen sonuçlar, her iki türün de sistemin performansını artırabileceğini göstermiştir. Dwinanto üçlü çevrimin termodinamik performansını analiz etmiştir. Araştırmada, üçlü döngülerin daha yüksek bir enerji kullanımına sahip olduğu gösterilmiştir. Zhang et al. yenilikçi bir çok döngülü

ORC önermiştir. Parametrik analiz, Multi-Loop ORC'nin (MLORC) sistemin performansını önemli ölçüde iyileştirebileceğini göstermiştir.

Bir çalışmada, ORC-ORC kombine güç sisteminin termal ekonomik optimizasyonu ve analizi de çalışılmıştır (Braumakis & Karellas, 2018). Atık ısı geri kazanımı için ORC-ORC kullanımını optimize etmiştir. Optimize edilmiş değişkenler olarak üst ve alt sirkülasyon evaporatör basıncını, üst sirkülasyon evaporatörünün minimum sıcaklık farkını ve kondenser sıcaklığını seçmiştir. Araştırmacılar, tek kademeli bir ORC'ye kıyasla ORC-ORC kombine güç sisteminin ekserji verimliliğini artırma potansiyelini keşfetmeyi ve 100 ile 300 °C arasındaki bir ısı kaynağı sıcaklığında net güç çıkışını maksimize etmeyi amaçlamıştır. ORC-ORC ile elde edilen sonuçları tek kademeli çevrimlerle karşılaştırarak, bu çalışma sıcaklıkları için tek kademeli çevrimlerle karşılaştırıldığında, ORC-ORC'nin güç çıkışı ve ekserji verimliliğinin farklı ısı kaynağı sıcaklıklarına göre artırılabilirliği sonucuna varmışlardır.

Literatür incelemeleri, tek bir atık ısı kaynağının geri kazanılması için çift döngülü, üçlü döngülü ve çok döngülü ORC'nin tek bir ORC'den daha iyi performans gösterdiğini göstermiştir. Ayrıca, literatür taramasına göre, üç farklı tipteki çift kademe döngüsü, tek bir döngüye kıyasla ORC'nin performansını önemli ölçüde artırabilir. Ancak, bildiğimiz kadarıyla, ORC-ORC kombine güç sistemi literatürde çalışılmış olmasına rağmen üç kademeli çok az çalışma yapıldığı görülmektedir. Bu nedenle, 3 kademeli ORC'nin birleşik güç çevrimini kullanan karşılaştırmalı termodinamik enerji ve ekserji analiz sonuçları literatüre önemli katkı sağlayacaktır.

Bu çalışmanın amacı, çok kademeli ORC için uygun konfigürasyonu, çalışma sıvısı kombinasyonlarını ve döngü sayısını seçmektir. Kullanılan yöntem, Multi-Loop ORC'nin (MLORC) çeşitli konfigürasyonlarda termodinamik performansının enerji ve ekserji analizidir. Konfigürasyonlar tek, çift ve üç kademeli konfigürasyonlardır. Ayrıca, en iyi çalışan sıvı kombinasyonunu, döngü sayısını ve Çoklu Döngü ORC için konfigürasyonu aramak için çok amaçlı optimizasyon ve çok öznitelikli karar verme yöntemleri de gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: ORC, Multi-Loop ORC, Organik Rankine Çevrimi, Atık Isı, Termodinamik

ABSTRACT

DESIGN AND OPTIMIZATION OF STAGED ORC POWER PLANT BY WASTE HEAT

Reducing CO₂ emissions to zero is the biggest challenge facing humanity (Nelson & Allwood, 2021). Therefore, technologies for the production of low-grade thermal energy are very important to achieve the goal (Hafner, Jones, & Anger-Kraavi, 2012), which can recycle waste industrial heat and improve the efficiency of fossil fuel use, they can be applied to some low temperature renewable energy sources (Loni, ve diğerleri, 2020). The Organic Rankine cycle (ORC) may have the greatest potential among all low order heat generation technologies (Anastasovski, Raskovski, & Guzovic, 2020). As a result, many researchers have focused on improving the thermodynamic and economic performance of ORC over the past decade.

One of the most effective ways to improve ORC's performance is to increase the ORC's cycle count. Double-loop ORC (DLORC) has shown great potential in thermodynamic and economic performance. In addition, DLORC has a low carbon footprint and high CO₂ emission reduction. Ouyang et al. (Ouyang, et al., 2019). Boyaghchi and Chavoshi studied the environmental impact rates of DLORC driven by solar energy. The analysis results revealed that DLORC's lowest environmental impact rates occurred in April. A thermodynamic analysis was performed on DLORC (Sciubba, Tocci, & Toro, 2016). Analysis results showed that using two base ORCs for a single source can significantly improve thermal efficiency and heat source utilization rate. Sciubba et al. also performed the fluid selection for DLORC. The results showed that R245fa has a better thermodynamic performance compared to R600. Xia et al. performed the working fluid selection for series-parallel DLORC using multi-objective optimization. The targets for optimization are the payback period, annual emission reduction, exergy efficiency. Study selection results showed that cyclohexane/butane was the most suitable working fluid among the 18 candidate working fluid pairs for the series-parallel configuration.

The concept of a triple loop was proposed to achieve better performance. In the article, two types of triple loops are reported, one in series and the other in parallel. The results obtained in the referenced studies showed that both types can improve the performance of the system. Dwinanto analyzed the thermodynamic performance of the triple cycle. Research showed that triple loops have a higher energy use. Zhang et al. proposed an innovative multi-loop ORC. Parametric analysis showed that Multi-Loop ORC (MLORC) can significantly improve system performance.

In a study, thermal economic optimization and analysis of the ORC-ORC combined power system were also studied. (Braimakis & Karellas, 2018) optimized the use of ORC-ORC for waste heat recovery. Select the upper and lower circulation evaporator pressure, the minimum temperature difference of the upper circulation evaporator, the condenser temperature as optimized variables. The researchers aim to explore the potential to increase the exergy efficiency of the ORC-ORC combined power system compared to a single-stage ORC and maximize the net power output at a heat source temperature of 100 to 300 °C. Comparing the results obtained with ORC-ORC with single-stage cycles, they concluded that the power output and exergy efficiency of ORC-ORC can be increased with different heat source temperatures, compared with single-stage cycles for these operating temperatures.

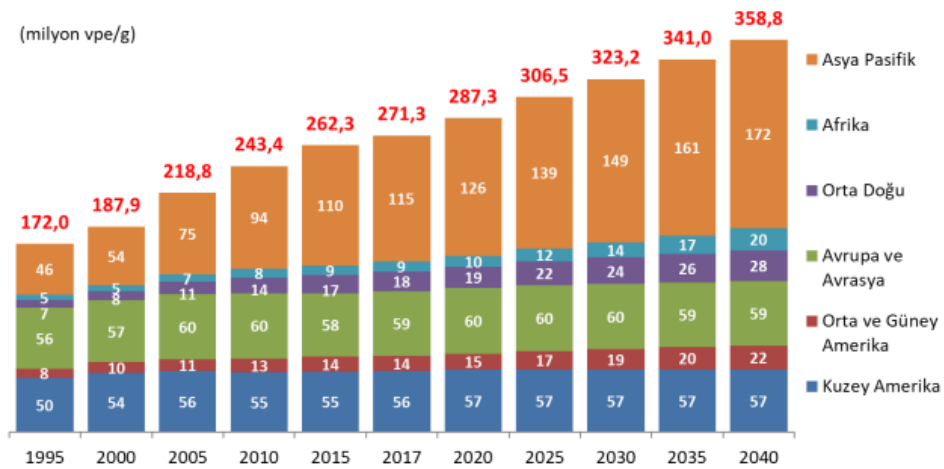
Literature reviews have shown that double-cycle, triple-cycle and multi-cycle ORC outperform a single ORC for recovery of a single waste heat source. Moreover, according to the literature review, three different types of double-stage cycles are compared to a single cycle. It can significantly improve the performance of ORC. However, as far as we know, although the ORC-ORC combined power system has been studied in the literature, very few studies have been done with three stages. Therefore, comparative thermodynamic energy and exergy analysis results using the combined power cycle of 3-stage ORC will make a significant contribution to the literature.

The aim of this study is to select the appropriate configuration, working fluid combinations and number of cycles for multistage ORC. The method used is energy and exergy analysis of the thermodynamic performance of Multi-Loop ORC (MLORC) in various configurations. Configurations are single, double and triple cascade configurations. In addition, multi-objective optimization and multi-attribute decision making methods are performed to search for the best working fluid combination, the number of cycles, and configuration for Multi-Loop ORC.

Keywords: ORC, Multi-Loop ORC, Organic Rankine Cycle, Waste Heat, Thermodynamics

1. GİRİŞ

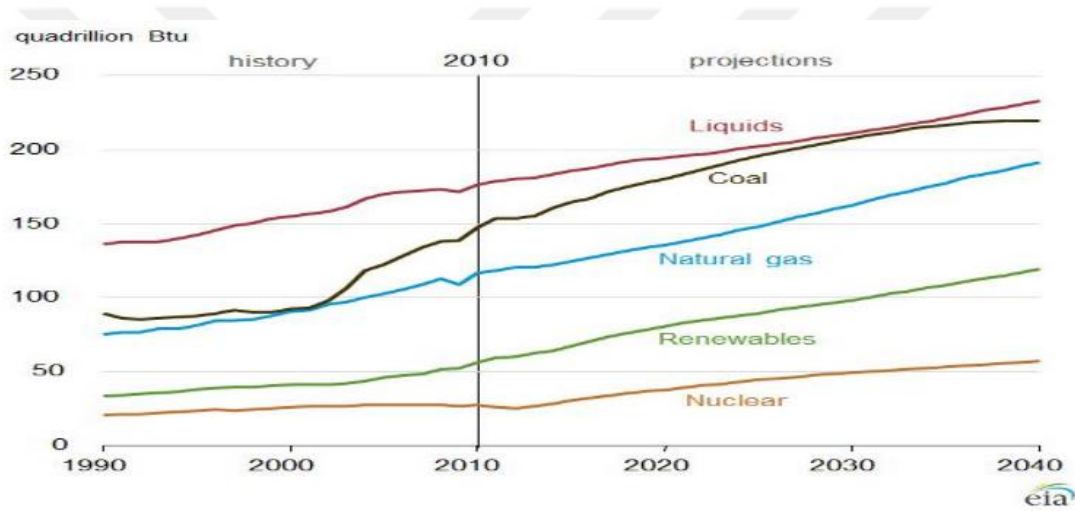
Enerji her zaman hayatın en önemli gereksinimlerinden biri olmuştur. İnsan ırkı odunu sadece ısınmak ve yemek pişirmek amacıyla kullanmıştır. İnsanoğlu ne kadar uygarlaşmışsa o kadar fazla enerji kullanmaya başlamıştır. Ancak enerji kullanımıyla ilgili dönüm noktası sanayi devrimidir. Buhar türbinlerinin, içten yanmalı motorların, gaz türbinlerinin ve en önemlisi elektriğin icadıyla; fabrikalardaki aletlerin seri üretimi, trenlerde, arabalar ve gemilerde ulaşım ve hatta her evde aydınlatma ve diğer amaçlar için enerji vazgeçilmez hale gelmiştir. Şimdiye kadar bu, enerji kullanımının ve özellikle fosil yakıtların kullanımının parlak yanıydı. Sanayi devrimi ve diğer teknolojik gelişmeler insan yaşam kalitesini iyileştirmiş ve insanların ortalama yaşam sürelerini uzatmış olsa da, bu gelişmeler aynı zamanda büyük sorunlara neden olmuştur. Bunlar, doğal kaynakların aşırı kullanımı ve küresel ısınmadır. Enerji talebindeki artış, nüfus artışı ile yakından ilişkilidir. 2000 yılında dünya nüfusu 6 milyar olmasıyla birlikte enerji ve özellikle fosil yakıtların kullanımı o zamana kadar zaten sürdürülemez sınırlara ulaşmıştı. O zamandan beri nüfus her yıl %1 arttı ve aynı oranda artarak 2025 yılına kadar 8 milyara ulaşması bekleniyor. Ayrıca gelişmekte olan ülkelerin nüfus artış hızları gelişmiş ülkelere göre oldukça yüksek (Worldbank, 2014: 148). Böylece, “OECD dışı ülkeler” olarak adlandırılan bu gelişmekte olan ülkelerin enerji tüketimi, artan nüfus ve gelişen yaşam standartları ile birlikte hızla artmaktadır. Şekil 1'den de görülebileceği gibi, şu anda OECD ve OECD dışı ülkelerin enerji tüketimi hemen hemen aynıdır. Bununla birlikte, OECD üyesi olmayan ülkelerin enerji tüketiminin iki katına çıkacağı, OECD'nin ise 2040 yılına kadar neredeyse aynı kalacağı tahmin edilmektedir.



Şekil 1.1. Dünya Toplam Enerji Talebi,1995-2040

Kaynak: (TPAO, 2019: 6)

Dünya, sıvı yakıtlar, kömür ve doğal gaz gibi fosil yakıtlara büyük ölçüde bağımlıdır. Şekil 2, dünyanın gelecekte fosil yakıtlara bağımlı olmaya devam edeceğini göstermektedir. Fosil yakıtların aşırı tüketimi rezervleri tüketmektedir. Bu nedenle, fosil yakıtlar giderek daha pahalı hale gelmektedir. Ancak fosil yakıtların aşırı kullanımıyla ilgili en büyük endişe fiyatları değil; bunların olumsuz çevresel etkileridir. Fosil yakıtların yanması ile atmosfere oldukça yüksek miktarda CO₂ salınır. Bu salınımlar küresel ısınmanın başlıca nedeni olarak kabul edilmektedir. Küresel ısınmanın sonuçları, buzulların erimesi ve deniz seviyesinin yükselmesi olarak görülmeye başlandığı bilinmektedir. Ancak CO₂ emisyon seviyeleri kontrol altına alınmadığı takdirde zararlar daha ciddi olacaktır. Ne yazık ki gelecek senaryoları, fosil yakıt bazlı CO₂ emisyonlarının mevcut emisyon seviyelerine kıyasla 2040 yılına kadar %50 artacağını göstermektedir (EIA, 2013: 2).



Şekil 1.2. Yakıt Türüne Göre Dünya Enerji Tüketimi, 1990 – 2040

Kaynak: (EIA, 2013: 2)

Şekil 2’de de gösterildiği gibi, artan enerji talebi, fosil yakıt rezervlerinin tükenmesi, yüksek yakıt fiyatları ve çevresel kaygılar, dünyayı enerji üretimi için alternatif yollar bulmanın gerekli olduğu bir noktaya getirmiştir. Yenilenebilir enerji, fosil yakıtlara alternatif hale geldi ve son yıllarda yenilenebilir enerji sistemleri ve teknolojilerinin geliştirilmesi üzerinde çok çaba sarf edilmiştir. Ancak, yenilenebilir enerji teknolojileri ile ilgili yüksek maliyetler ve güvenilirlik sorunları gibi büyük sorunlar devam etmektedir. Yenilenebilir enerjinin yanı sıra, zamanımızın enerji ile ilgili sorunlarının çözümü için geleneksel enerji dönüşüm teknolojilerinin verimliliğinin artırılması esastır. Bu nedenle atık ısı geri kazanımı (WHR), mevcut enerji dönüşüm teknolojilerinin verimliliğini arttırmanın, aynı miktarda yakıtla daha fazla güç çıkışı üretmenin ve daha az CO₂ emisyonu elde etmenin en iyi yollarından biridir.

Bilindiği üzere Clausius Rankine çevrimi, ısı enerjisini işe çeviren termodinamik bir çevrimdir ve çevrimin çalışma sıvısı olarak uzun yıllardır su kullanılmıştır. Su, Rankine çevriminde geleneksel bir sıvı olmasıyla beraber aynı zamanda büyük ve orta ölçekli enerji santrallerinde elektrik üretmek için ilk tercihtir. Su güvenliği, çevre koruma ve yüksek ısı transfer özelliklerinden dolayı çalışma akışkanı olarak tercih edilse de bazı dezavantajları da vardır. Dezavantajlarından bazıları, yüksek aşındırıcılık ve yüksek donma sıcaklığıdır (Tchance, Lambrinos, Frangoudakis, & Papadakis, 2011: 3964). Çalışma akışkanları olarak su ve organik akışkanların fiziksel ve kimyasal özelliklerini incelenmiş, avantaj ve dezavantajlarını ortaya koyulmuştur. Son yıllarda Rankine çevriminde su yerine moleküler ağırlığı sudan daha yüksek olan hidrokarbon bileşenli bir akışkan kullanılmaya başlanmıştır. Bu akışkanlar kullanılarak, başta biyokütle, atık gaz, güneş enerjisi, jeotermal vb. olmak üzere bu sistemlere Organik Rankine çevrimleri adı verilir. Uygulamalarda en yaygın enerji üretim süreçlerinden biri haline gelmiştir. İklim değişikliği ve artan petrol fiyatlarının neden olduğu çevre sorunları, atık ısı veya ısı geri kazanımlı Organik Rankine çevriminin elektrik üretmenin en temiz ve güvenilir yolu olduğunu göstermektedir. Literatürde yer alan çalışmalardan bazılarının sonuçları Tablo 1’de gösterilmiştir.

Tablo 1.1. Literatürdeki Bazı Çalışmaların Sonuçları

Kaynak	Isı Kaynağı Sıcaklık Aralığı (°C)	TEV,1 (K)	TEV,2 (K)	TLÇ-ORC			ORC-ORC		
				W_{net} (kW)	$\eta_{b,th}$ (%)	$\eta_{b,ek}$ (%)	W_{net} (kW)	$\eta_{b,th}$ (%)	$\eta_{b,ek}$ (%)
Yu ve diğ. (2018)	-	470	343	11.8	25	65,6	8.8	18,7	50
Li ve diğ. (2019)	-	530	373	11.3	24,2	63,2	W_{net} 'teki maksimum % artış		$\eta_{b,ek}$ 'teki maksimum % artış
Braimakis ve Karellas (2018)	100-300	-	-	-	-	-	25		25

Trilateral Çevrim (TLÇ)-Organik Rankin Çevrim (ORC) kombine güç sistemi çalışmasına bakıldığında, (Yu ve ark. 2018: 3032) ORC-ORC sisteminin üst halkasında ORC'nin TLÇ ile değiştirilmesi tavsiye edilir. ORC-ORC ve TLÇ-ORC sistemleri, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının analizi kullanılarak karşılaştırıldı. İki sıcaklık çevriminin evaporatör sıcaklığı; farklı çalışma akışkanları için alt çevrim ve üst çevrim üzerindeki etkileri ayrı ayrı kontrol edilmiştir. TLÇ-ORC sistemi $TEV,1 = 470\text{ K}$ ve $TEV,2 = 343\text{ K}$ 'da kullanıldığında, ORC-ORC sistemi ile aynı olduğu sonucuna varmışlardır. Tablo 1.1.'de bahsedilen çalışmaların sonuçları yer almaktadır. Bu çalışma sıcaklıkları için TLÇ-ORC sistemi daha uygundur.

(Li ve ark. 2019: 1786) Atık ısı kaynağı ile çalışma akışkanı arasında daha iyi termal uyumluluk elde etmek için TLÇ-ORC kombine güç sistemi kullanmıştır. Üst çevrim TLC'de kullanılan sikloheksan, toluen, benzen ve su akışkanları; alt çevrim ORC'nin çalışma akışkanı olarak R245fa soğutucu akışkan seçilmiştir. TLÇ-ORC kombine güç sisteminin termodinamik analiz sonuçları, TLÇ-ORC çalışma akışkanının çalışma akışkanı olarak toluen kullanıldığında sistem performansının en iyi olduğunu göstermektedir. Evaporatör sıcaklığının artmasıyla sistemin net güç çıkışının, ısı veriminin ve ekserji veriminin arttığı gözlemlenmiştir. TLC'de akışkan olarak toluen kullanıldığında, kombine sistemin maksimum net güç çıkışı, termal verim ve ekserji verim değerlerinin sırasıyla $11,3\text{ kW}$, $\%24,2$ ve $\%63,2$ olduğunu bulmuşlardır. Dolaşımdaki evaporatörün sıcaklığı 530 K ve alt sirkülasyonlu evaporatörün sıcaklığı 373 K 'dir (Wang, ve diğerleri, 2014: 168).

Genişleticinin izentropik verimi, üst çevrimin buharlaşma basıncı ve alt çevrimin yoğuşma sıcaklığının ORC-ORC kombine güç sisteminin performansına etkisi değerlendirilmiştir (Song & Gu, 2015: 1002).

ORC-ORC kombine güç üretim sistemi, elektrik üretmek için egzoz gazından ve motor ceket suyundan gelen atık ısıyı kullanmak ve üst çevrimden gelen atık ısıyı geri kazanmak için alt çevrim evaporatörü olarak üst çevrim kondansatörü kullanmak üzere tasarlanmıştır. Simülasyon sonuçları, farklı yoğuşma koşulları altında, alt döngünün sıkışma noktalarının farklı yerlerde görüldüğünü ve bunun farklı buharlaşma sıcaklıkları ve diğer termal parametrelerle sonuçlandığını göstermektedir. Üst çevrimde sikloheksan, alt çevrimde R245fa kullanılır. Birleşik güç sisteminin maksimum güç çıkışı $111,2\text{ kW}$ 'a ulaşır. Motorun orijinal güç çıkışı 996 kW olduğundan, üretilen ek gücün motor tarafından üretilen ek gücün olduğu sonucuna varmışlardır. sistem motor gücünü $\%11,2$ oranında artırabilir (Apostol, Pop, Dobrovicescu, Alexandru, & Prisecaru, 2014: 551).

Ön ısıtma ORC, rejeneratif ORC, ORC-rejeneratif ORC, ORC-ORC ve ön ısıtma ORC-rejeneratif ORC sistemlerinde ORC, motor-jeneratör baca gazı atık ısını ve motor soğutma suyunu garanti eder. Atık ısı geri kazanılır. Amaçları döngüyü seçmektir. Akışkan analizi ile en iyi güç çıkış değerine sahip çalışma akışkanını bulmaya çalıştılar. Termodinamik analiz sonuçlarına göre, on farklı kimyasal tipteki çalışma akışkanlarının en iyi konfigürasyonunun ORC-ORC kombine güç sistemi olduğunu ve en iyi akışkanın R1336mzz akışkanı olduğunu bulmuşlardır. (Tian, Liu, & Shu, 2021: 32)

ORC-ORC kombine güç sisteminin altı silindirli CNG (sıkıştırılmış doğal gaz) motorlarından egzoz ısını, soğutma sistemi atık ısını ve intercooler atık ısını geri kazanmak için termodinamik, ısı transferi ve optimizasyon modelleri oluşturuldu. Çalışma aralığı net güç çıkışını maksimize etmek ve ısı transfer alanını minimize etmek için CNG motorunun atık ısı özelliklerine göre, GA (genetik algoritma), Pareto yöntemini ve optimum çalışma aralığını kullanarak termodinamik ve ısı transfer performansını hesaplamak için kullanılır. sistem belirlenir. Analizde ayrıca üst çevrimin optimal buharlaşma basıncının ve aşırı ısınma derecesinin CNG motorunun çalışma koşullarından etkilendiği sonucuna varmışlardır (Tian, Liu, & Shu, 2021: 28).

Başka bir çalışmada, ORC-ORC kombine güç sisteminin termal ekonomik optimizasyonu ve analizi de çalışılmıştır. (Braumakis & Karellas, 2018: 297), atık ısı geri kazanımı için ORC-ORC kullanımını optimize etmiştir. Optimize edilmiş değişkenler olarak üst ve alt sirkülasyon evaporatör basıncı, üst sirkülasyon evaporatörünün minimum sıcaklık farkı ve kondenser sıcaklığı seçilmiştir. Araştırmacılar, tek kademeli bir ORC'ye kıyasla ORC-ORC kombine güç sisteminin ekserji verimliliğini artırma potansiyelini keşfetmeyi ve 100 ile 300 °C arasındaki bir ısı kaynağı sıcaklığında net güç çıkışını maksimize etmeyi amaçlıyor. ORC-ORC ile elde edilen sonuçları tek kademeli çevrimlerle karşılaştırarak, bu çalışma sıcaklıkları için tek kademeli çevrimlerle karşılaştırıldığında, ORC-ORC'nin güç çıkışı ve ekserji verimliliğinin farklı ısı kaynağı sıcaklıklarına göre artırılabilceği sonucuna varmışlardır.

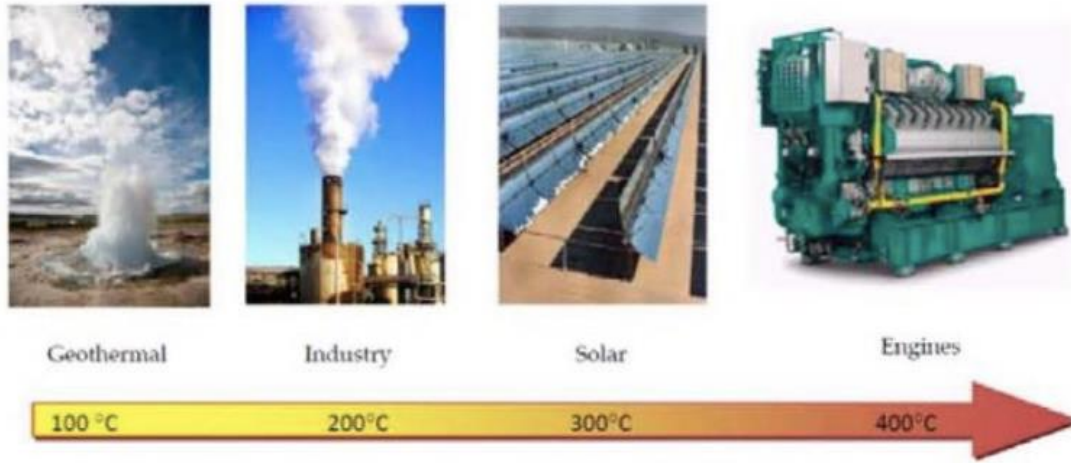
Lu et al. (2018: 130) Jeotermal sistemdeki dört güç üretim sisteminin termodinamik ve teknik ekonomik analizi: tek flaş sistemi, çift flaş sistemi, flaş ORC sistemi ve çift flaş ORC sistemi incelemiştir. Termodinamik analizde sistemin net güç çıkışını %20 arttırmak için sistemler arası karşılaştırma yapılarak optimizasyon yapılmıştır. R123, R152a, izobütan, n-pentan ve R245fa çalışma akışkanları, farklı jeotermal akışkan koşulları altında en iyi jeotermal enerji döngüsünü seçmek için her sistemde çalışılmıştır. Teknik ekonomik analizde, güç

seviyesi maliyeti ve yatırım geri ödeme süresi değerlendirilir. (Mohammadkhani & Yari, 2019: 332), dört zamanlı turboşarjlı bir dizel motor için sıfır boyutlu bir simülasyon modeli geliştirmiştir. Motorun egzoz gazının atık ısını ve soğutma suyunun atık ısını kullanan transkritik ORC-ORC kombine güç sistemini benimserler. Sırasıyla üst ve alt çevrimlerde toluen ve R143a çalışma sıvısı kullanıldığında en iyi termodinamik sonuçların elde edildiğini bulmuşlardır. Bu çalışmada, karşılaştırmalı enerji analizi için TLC ve ORC'nin iki ortak güç sisteminde yeni nesil organik sıvılar kullanılmıştır.

Bu çalışmada, Termodinamiğin birinci ve ikinci yasası kullanılarak, EES programı yardımıyla kombine güç sisteminin enerji ve ekserji analizi yapıldı. ORC-ORC kombine güç sistemi literatürde çalışılmış olmasına rağmen 3 kademeli neredeyse hiç araştırma yapılmadığı görülmektedir. Bu nedenle, 3 kademeli ORC'nin birleşik güç çevrimini kullanan karşılaştırmalı termodinamik enerji ve ekserji analiz sonuçları literatüre önemli katkı sağlayacaktır. Ek olarak, yeni nesil organik akışkanlar kullanarak, hangi akışkanların 3 kademeli ORC tasarımında verim olarak maksimize edebileceğini belirleyen atık ısı kaynaklı 3 kademeli ORC güç santrali tasarımı ve optimizasyonu performansı da bu araştırmayı vurgulamaktadır.

2. MATERYAL VE METOD

Atık ısı, enerji ve iş yapan makineleri kullanan herhangi bir işlemin bir yan ürünüdür. Endüstriyel prosesler, gaz türbinleri, içten yanmalı motorlar vb. gibi birçok uygulama atmosfere ısı verir. Çünkü bu atık ısının sıcaklıkları sistemde tekrar kullanılamayacak kadar düşüktür. Reddedilen ısı her zaman orijinal enerji kaynağından daha düşük bir sıcaklığa ve ortamdaki daha yüksek bir sıcaklığa sahiptir. Atık ısı geri kazanımı (WHR), atık ısının çevreye atılmadan önce faydalı uygulamalar için daha fazla kullanıldığı bir süreçtir. Sadece Avrupa'da her yıl endüstriyel işlemler tarafından 140 Terawatt saatten (TWh) daha fazla geri kazanılabilir ısı üretildiği tahmin edilmektedir (IEN Europe, 2014: 129). Bu ısı, endüstri tarafından kullanılan ısının neredeyse %40'ını oluşturmaktadır (DENA, 2011: 58). Bu atık ısıyı elektriğe çevirerek çok büyük miktarlarda CO₂ içermeyen güç üretilebilir. Isı kaynakları sıcaklık aralıklarına göre sınıflandırılabilir. Yüksek sıcaklıklı ısı kaynakları 650 °C ve üzeri, orta sıcaklıklı ısı kaynakları 230 °C ila 650 °C ve düşük sıcaklıklı ısı kaynakları 230 °C ve altıdır. Carnot verimliliğine göre; termodinamik çevrimin çalışma çıktısı, ısı kaynakları ve ısı emici arasındaki sıcaklık farkıyla orantılıdır. Dolayısıyla ısı kaynağının sıcaklığı ne kadar yüksek olursa sistemin veriminin de o kadar yüksek olduğu söylenebilir. Bununla birlikte, Şekil 3'ten de görülebileceği gibi, ısı geri kazanım uygulamaları için potansiyel atık ısı kaynaklarının çoğunluğu orta ve düşük sıcaklık aralıklarındadır. Bu nedenle, termodinamik sınırlamalar nedeniyle bu düşük sıcaklıktaki atık ısının geri kazanılması zor olabilir. Ayrıca, ısı kaynaklarının düşük sıcaklıkları ile yakından ilgili olan WHR uygulamalarının başka zorlukları da vardır. Maliyetler ve uzun geri ödeme süreleri, malzeme kısıtlamaları ve çalışma sıvılarının düşük ısı transfer oranları, egzoz gazlarının kimyasal bileşimleri ve her bir özel durum için ekipman tasarlama ve ölçeklendirme gerekliliği, atık ısı geri kazanımı kullanımının diğer önemli sorunlarından bazılarıdır. Bu hususların yanı sıra, WHR'nin aynı miktarda güç çıkışı için daha az yakıt kullanılması, düşük CO₂ emisyonları nedeniyle daha az çevresel zarar, egzoz gazlarının miktarı ve sıcaklığı düşürüldüğü için egzoz gazı taşıma ekipmanları için daha düşük sermaye maliyetleri gibi birçok faydası vardır. Daha düşük çalışma yükleri nedeniyle pompa ve fan gibi sistem ekipmanlarının daha düşük enerji tüketimi gerçekleştirdiği bilinmektedir. WHR uygulamaları için kullanılan birkaç teknoloji olmasına rağmen, ORC bu teknolojiler arasında en yaygın ve teknolojik olarak en gelişmiş seçenektir. Organik Rankine çevrimi, çalışma sıvısı olarak su yerine organik sıvıları kullanan bir Rankine çevrimi türüdür.



Şekil 2.1. Potansiyel Isı Geri Kazanım Kaynakları

Kaynak: (Chen, 2011: 18)

Endüstriyel uygulamaların çoğunda atık ısı çevreye atılır. Özellikle çimento, demir-çelik endüstrilerinde 200-300 °C sıcaklık seviyelerinde baca gazları şeklinde önemli miktarda atık ısı kaybedilmektedir. Bu sıcaklık seviyeleri, geleneksel buhar Rankine çevrimleri yoluyla bu atık ısıyı geri kazanmak için yeterince yüksek değildir (Anastasovski, Raskovski, & Guzovic, 2020: 125). Bu nedenle endüstriyel atık ısı geri kazanım uygulamalarında ORC uygulamaları yaygın olarak kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorlarda yakıt enerjisinin yaklaşık üçte ikisi soğutma üniteleri ve egzoz gazları yoluyla kaybedilir. Soğutma ünitelerinin sıcaklıkları 80 °C ile 100 °C, egzoz gazlarının sıcaklıkları ise 400 °C ile 900 °C arasındadır. Atık ısı, ORC uygulamalarında daha fazla kullanılabilir. Bu değerler Şekil 3'te verilmiştir. Herhangi bir yakıt eklemeyen atık ısının geri kazanılmasıyla, dahili motorların termal verimliliği %30 civarında artırılacaktır (Anastasovski, Raskovski, & Guzovic, 2020: 134).

Rankine çevriminde kullanılan akışkanın doymuş buhar eğrisinin eğimi ($\xi = dT/ds$) dir. Tanım, $\xi < 0$ olan akışkanın yaş tip, $\xi \approx 0$ olan akışkanın ise ıslak tipe ait olduğu tanımdan görülebilir. İzentropik tipe aittir ve $\xi > 0$ olan akışkan kuru tip akışkandır (Chen vd, 2011: 2804)

Akışkan türü, buhar türbini çıkışındaki buharın kuruluşunu doğrudan etkiler. Akışkanların doymuş buhar eğrisinin eğimine göre sınıflandırıldığı T-s diyagramında görülebilir. Bu nedenle (a) kuru akışkanlar (R600, R601, vb.), (b) yaş akışkanlar (R717, R718 vb.), (c) izentropik akışkanlar (R123, R142bvb) örnek olarak verilebilir. Bu akışkanlar Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2.1. Kuru, Yaş ve İzentropik Akışkanlar

Organik Akışkan Tablosu				
ASHRAE numarası	İsim	Moleküler Ağırlığı (gr)	Kritik Sıcaklık (K)	ξ
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethan	102.03	374.21	-0.39
R-718	Water	18.00	647.10	-17.78
R-717	Ammonia	17.07	405.40	-10.48
R-170	Ethane	30.07	305.33	-8.28
R-744	Carbon dioxide	44.01	304.13	-8.27
R-41	Fluoromethane	34.03	317.28	-7.20
R-23	Trifluoromethane	70.01	299.29	-6.49
R-32	Difluoromethane	52.02	351.26	-4.33
R-1270	Propene	42.08	365.57	-1.77
HC-270	Cyclopropane	42.08	398.3	-1.54
R-22	Chlorodifluoromethane	86.47	369.3	-1.33
R-152a	1,1-Difluoroethane	66.05	386.41	-1.14
R-125	Pentafluoroethane	120.02	339.17	-1.08
R-290	Propane	44.10	369.83	-0.79
R-21	Dichlorofluoromethane	102.92	451.48	-0.78
R-143a	1,1,1-Trifluoroethane	84.04	345.86	-0.49
	Toluene	92.14	591.75	-0.21
R-142b	1-Chloro-1,1-difluoroethane	100.5	410.26	0.00
R-141b	1,1-Dichloro-1-fluoroethane	116.95	477.50	0.00
R-11	Chlorofluorocarbon	137.37	471.2	0.00
R-113	Trichlorotrifluoromethane	187.38	487.3	0.00
R-245fa	1,1,1,3,3-Pentafluoropropan	134.05	427.20	0.19
R-123	2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane	152.93	456.83	0.26
R-124	2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	136.48	395.43	0.26
R-218	Octafluoropropane	188.02	345.02	0.45
R-245ca	1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	134.05	447.57	0.60
R-236ea	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	152.04	412.44	0.76
R-227ea	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	170.03	375.95	0.76
R-600	Butane	58.12	425.13	1.03
R-601	Pentane	72.15	469.70	1.51
FC-4-1-12	Dodecafluoropentane	288.03	420.56	1.56
	Wet Fluids			
	Dry Fluids			
	Isentropic Fluids			

Kaynak: (Kavasoğulları & Han, 2015: 139)

Tablo 2.2. ve 2.3.'te sistemin kurulacağı fabrikanın baca ölçüm sonuçları verilmiştir.

Tablo 2.2. Fırın 3 Çıkış Bacası

Kaynak	Fırın 3 Çıkış Bacası				Kodu	F3ÇB
Baca Bilgileri						
Baca Yüksekliği-Yerden (m)		12,5	Çatı Üzerinden (m)		3,5	
Baca Çapı (m)		0,90	Gaz Hızı (m/sn)		7,4	
Basınç (kpa)		92,2	Nem (%)		5,2	
Gaz Debisi (m ³ /saat)					16939	
N.Ş. Gaz Debisi (Nm ³ /saat)					10817	
N.Ş. Kuru Bazda Gaz Debisi (Nm ³ /saat)					10258	
	1.Ölçüm	2.Ölçüm	3.Ölçüm	Ortalama	SD	
Gaz Sıcaklığı (°C)	116,0	115,0	117,0	116,0	-	
O ₂ (%)	20,95	20,95	20,95	21,0	-	
CO ₂ (%)	0,00	0,00	0,00	0,00	-	
Yanma Verimi (%)	0	0	0	0	-	
Konsantrasyon						
Toz	Lab.Kodu	20-1374	20,1375	20,1376	-	-
	mg/ Nm ³	0,37	0,43	0,34	0,4	*
CO	ppm	0,0	0,0	0,0	0,0	-
	mg/ Nm ³	0,0	0,0	0,0	0,0	-
SO ₂	ppm	0,0	0,0	0,0	0,0	-
	mg/ Nm ³	0,0	0,0	0,0	0,0	-
NO	ppm	0,0	0,0	0,0	0,0	-
	mg/ Nm ³	0,0	0,0	0,0	0,0	-
NO ₂	ppm	0,0	0,0	0,0	0,0	-
	mg/ Nm ³	0,0	0,0	0,0	0,0	-
Kütlesel Debi (kg/saat)						
Toz	0,0038	0,0044	0,0035	0,0039	10	
CO	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	5	
SO ₂	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	60 -10*	
NO	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	20	
NO ₂	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	40 -10*	

*Yukarıdaki parametrelere ait ölçüm belirsizliklerinde basit karar kuralı uygulanmıştır.

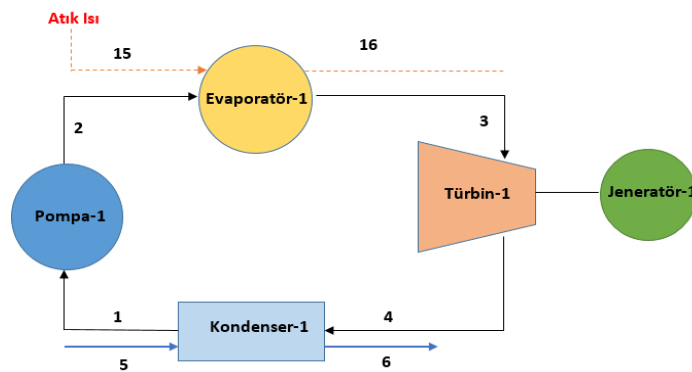
Tablo 2.3. Fırın 3 Giriş Bacası

Kaynak	Fırın 3 Giriş Bacası				Kodu	F3GB
Yakıt Türü					Yakıt Isıl Değeri (kcal/kg)	8250
Isıl Güç(MW)	5,6				Yakıt Miktarı (Nm ³ /saat)	583,76
Baca Bilgileri						
Baca Yüksekliği-Yerden (m)		12,5		Çatı Üzerinden (m)		4
Baca Çapı (m)		0,80		Gaz Hızı (m/sn)		7,2
Basınç (kpa)		92,2		Nem (%)		8,1
Gaz Debisi (m ³ /saat)						13022
N.Ş. Gaz Debisi (Nm ³ /saat)						6927
N.Ş. Kuru Bazda Gaz Debisi (Nm ³ /saat)						6366
	1.Ölçüm	2.Ölçüm	3.Ölçüm	Ortalama	SD	
Gaz Sıcaklığı (°C)	207,0	196,0	185,0	196,0	-	
O ₂ (%)	16,04	15,94	15,89	16,0	-	
CO ₂ (%)	2,74	2,80	2,83	2,79	-	
Yanma Verimi (%)	75	77	79	77	-	
Konsantrasyon						
Toz	Lab.Kodu	20-1362	20,1363	20,1364	-	-
	mg/ Nm ³	0,22	0,22	0,24	0,20	*
CO	ppm	18,0	19,0	22,0	20,0	-
	mg/ Nm ³	22,5	23,8	27,5	25,0	-
SO ₂	ppm	0,0	0,0	1,0	0,0	-
	mg/ Nm ³	0,0	0,0	2,9	1,0	-
NO	ppm	16,0	17,0	18,0	17,0	-
	mg/ Nm ³	21,4	22,8	24,1	23,0	-
NO ₂	ppm	16,0	17,0	18,0	17,0	-
	mg/ Nm ³	32,9	34,9	37,0	35,0	-
Kütlesel Debi (kg/saat)						
Toz	0,0014	0,0014	0,0015	0,0014	10	
CO	0,1432	0,1512	0,1751	0,1565	5	
SO ₂	0,0000	0,0000	0,0182	0,0061	60 -10*	
NO	0,1364	0,1449	0,1535	0,1449	20	

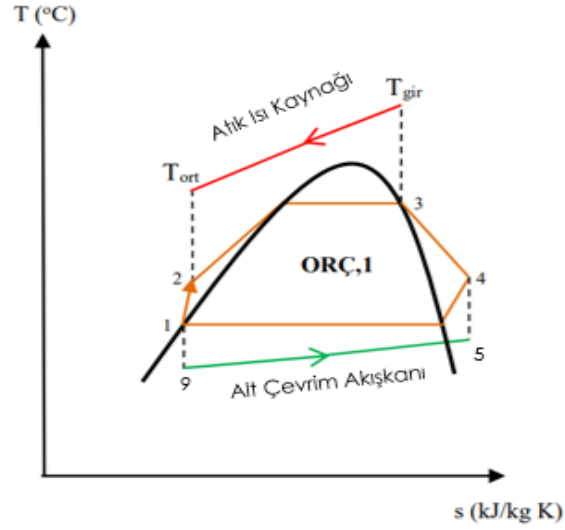
*Yukarıdaki parametrelere ait ölçüm belirsizliklerinde basit karar kuralı uygulanmıştır.

2.1 Organik Rankine Çevrimi

Buhar Rankine çevrimi günümüzde en yaygın olarak kullanılan enerji üretim teknolojisi olmasına rağmen, düşük sıcaklıklı (400 °C'den düşük) ısı kaynaklarının kullanılması avantajlı değildir. Düşük sıcaklıklı ısı kaynakları için güç üretim uygulamaları; Buhar Rankine çevrimi yerine Kalina çevrimi, transkritik CO₂ güç çevrimi ve Organik Rankine çevrimi (ORC) kullanılmaktadır. Teoride, Kalina çevrimi ve transkritik CO₂ güç çevrimi, ORC'ye kıyasla daha iyi elektriksel verimlilik sağlayabilir. Ancak ORC daha ucuz, kendini kanıtlamış ve daha güvenilir bir teknolojidir. Bu nedenle, ORC çoğunlukla düşük-orta sıcaklık kullanmak için tercih edilir. Jeotermal ORC, biyokütle yakıtlı ORC, atık ısı geri kazanımı ORC ve güneş ORC uygulamaları gibi ısı kaynakları (Chen, Yogi, Goswami, Rahman, & Stefanakos, 2011: 2805). Organik Rankine çevrimi teknolojisi, Steam Rankine çevrimi ile aynı prensipte çalışır. Ancak ORC uygulamalarında çalışma sıvısı olarak su yerine alkanlar, aromalar ve siloksanlar gibi organik sıvılar kullanılmaktadır. Bu akışkanların kullanılmasının nedeni, suya kıyasla daha düşük kaynama sıcaklıklarına ve daha yüksek moleküler ağırlıklara sahip olmalarıdır. Böylece daha yüksek termodinamik performans elde edilir. Ayrıca, türbin kanatlarında nemin neden olduğu aşınmayı önlemek için çalışma sıvısının yüksek aşırı ısınması gerekli değildir. Çünkü organik sıvıların çoğu türbinde genişletildiklerinde ıslak bölgeye gitmezler. Ayrıca ORC uygulamaları, buhar Rankine çevrimine kıyasla daha düşük çalışma sıvısı basınçları altında çalışır ve bu da daha düşük türbin maliyetlerine yol açar. Şekil 2.2.'den de görülebileceği gibi, basit bir ORC bir evaporatör, türbin, elektrik jeneratörü, kondenser ve bir besleme pompasından oluşur. Basit ORC'nin çalışma prensibi aşağıdaki şekil 2.2.'ye bakarak kolayca açıklanabilir; Organik akışkan besleme pompasında (1-2) basınçlandırılır ve evaporatörden geçer ve harici bir ısı kaynağı (2-3) ile tamamen buharlaşır. Doymuş buhar, elektrik jeneratörüne (3-4) bağlı olan türbinde genişler. Son olarak türbinden çıkan buhar kondenserden geçer ve tekrar besleme pompasına gitmeden önce tamamen yoğuşur.



Şekil 2.2. Tek Kademeli Organik Rankine Döngüsü



Şekil 2.3. Tek Kademeli Organik Rankine Döngüsü T-s Diyagram

Organik sıvı, ısı kaynağının enerjisi kullanılarak düşük sıcaklıkta buharlaştırılır ve elde edilen organik sıvı buharının uygun bir türbinden geçirilmesiyle elektrik enerjisi üretilir. Organik sıvı, ısı kaynağının sıcaklığına göre seçilir. Organik sıvı buhar türbinden geçtikten sonra sıcaklık düşer ve ıslak buhar fazına dönüşür. Kondenserden geçtikten sonra doymuş sıvıya dönüşür ve uygun bir pompa ile tekrar sirkülasyona gönderilir. ORC sisteminin çalışma prensibi, organik sıvının genleşmesine neden olmak için organik sıvının basınçlandırıldığı genişleticinin (türbin) çıkışında kapalı bir buhar yoğuşma döngüsü sistemidir. Bu nedenle, ORC sisteminin bir gelişimi veya absorpsiyon döngüsünün tersi olarak tanımlanan Kalina döngüsü (çalışma sıvısı olarak amonyak ve su karışımı kullanan yeni bir yüksek verimli güç döngüsü türü), Goswami'dir (yeni bir ve soğutulmuş ikili karışım), transkritik çevrim (karbondioksit gazı kullanacak ve kendi kritik basıncından daha yüksek bir basınca sıkıştırarak) veya üçlü flaş çevrimi (üçlü flaş çevrimi, bir termodinamik güç) doyumluktan çevrim genişlemesi Gaz faz başlangıcından ziyade sıvı faz) (Peris, Navarro-Esbri, Moles, Collado, & Mota Babiloni, 2015: 766), diğer güç çevrimleriyle karşılaştırıldığında doğrudan dönüşüm teknolojisi (termoelektrik, termiyonik veya piezoelektrik) açısından kanıtlanmış bir teknoloji olarak kabul edildi (Tchance, Lambrinos, Frangoudakis, & Papadakis, 2011: 3968) Karşılaştırıldı örneğin, bu nedenle, ORC sistemi basit bir düşük bakım döngüsü olarak kabul edilir. Kapalı çevrim prensibine göre çalışan bir ORC sisteminin devre şeması verilmiştir.

2.2 Organik Rankine Çevrimi Tasarımları

Daha önce açıklandığı gibi, bu çalışmanın temel amacı, bir gaz motorundan atık ısıyı geri kazanmak için farklı ORC modelleri tasarlamak ve bu modellerin verimlilik ve ekonomik fizibilite açısından karşılaştırılmasıdır. Çalışmanın bu bölümü ORC modelleri, ısı kaynakları ve seçilen çalışma akışkanları kavramlarına odaklanmaktadır. Bu çalışma kapsamında tasarlanan ve sunulan üç farklı ORC konfigürasyonu bulunmaktadır. Bu konfigürasyonlar; tek kademeli Organik Rankine çevrimi (ORC), iki ısı kaynağına sahip kademeli Organik Rankine çevrimi (CORC2) ve üç farklı ısı kaynağına sahip kademeli Organik Rankine çevrimi (CORC3).

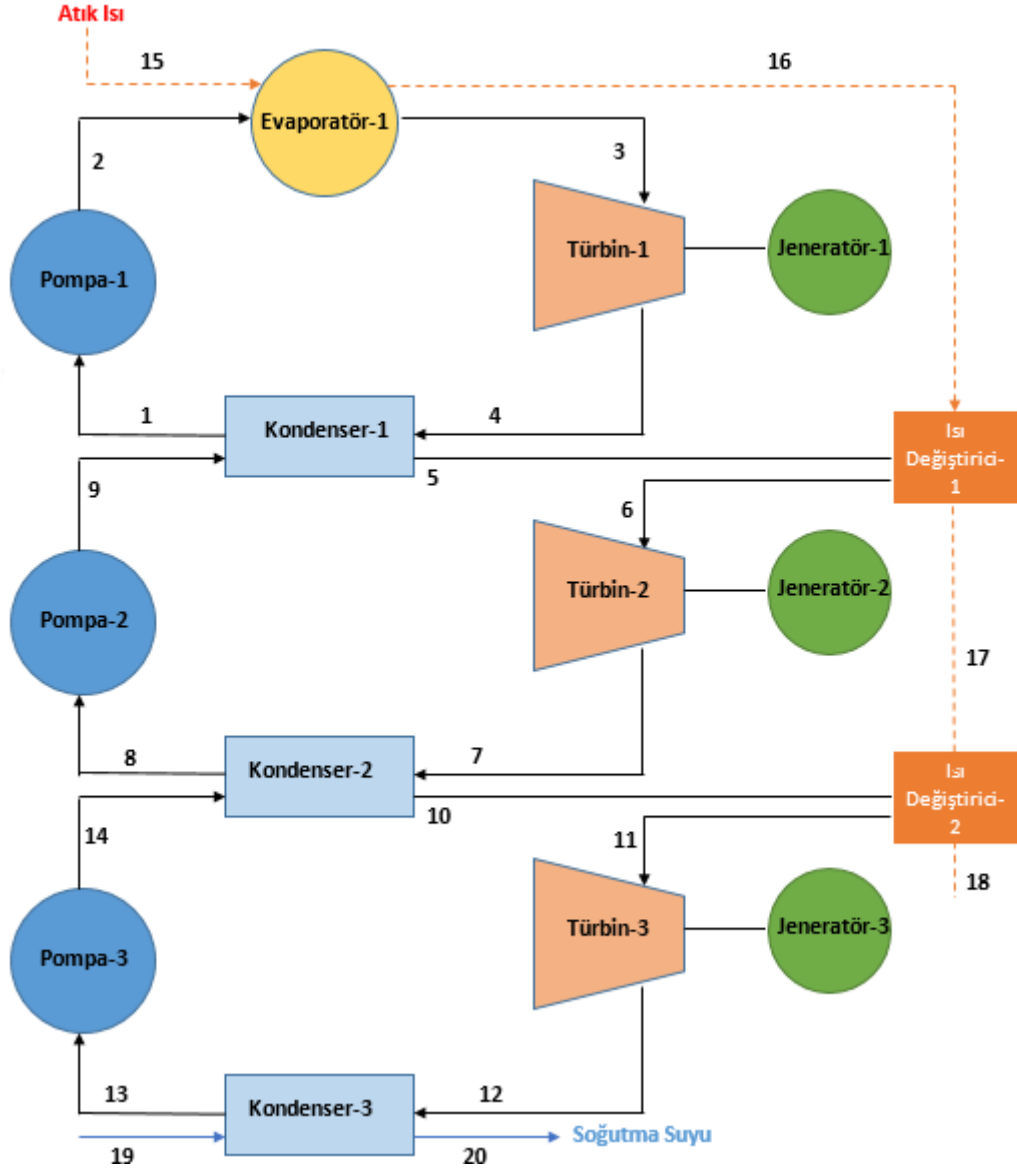
2.2.1 Tek Kademeli Organik Rankine Döngüsü

ORC sisteminin pompa, evaporatör, türbin, yoğuşturucu ve çalışma akışkanı olmak üzere beş ana bileşenden oluştuğu Şekil 2.2.'de görülebilir (Saitoh, Yamada, & Wakashima, 2007: 711). Sistem elemanları: ORC sisteminde evaporatör ve yoğuşturucu ısı eşanjörleridir. İş akışkanını buharlaştırmak için düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından gelen ısıyı emer ve türbinden ısıyı alarak yoğuşurlar. ORC sisteminde kullanılan pompa, sirkülasyonda kullanılan akışkanın özelliklerine göre seçilir. Dolaşan sıvı sıvı fazda evaporatöre verildiğinde döngü başlar. Evaporatörde, ısı kaynağından sıvı ısıyı sağlar ve ORC sisteminde kullanılan çalışma sıvısının doymuş veya kızgın buhar fazına girmesini sağlar. Üretilen buhar fazlı sirkülasyon sıvısı bir genişleticide (türbin) genişleterek kanatlar yardımıyla türbinin rotor milini döndürür ve rotora bağlı bir jeneratör yardımıyla elektrik enerjisi üretir. Genleştiriciden gelen organik sıvı buhar, kondenser vasıtasıyla sıvı faza dönüştürülür ve daha sonra bir pompa yardımıyla sirkülasyona geri gönderilir.

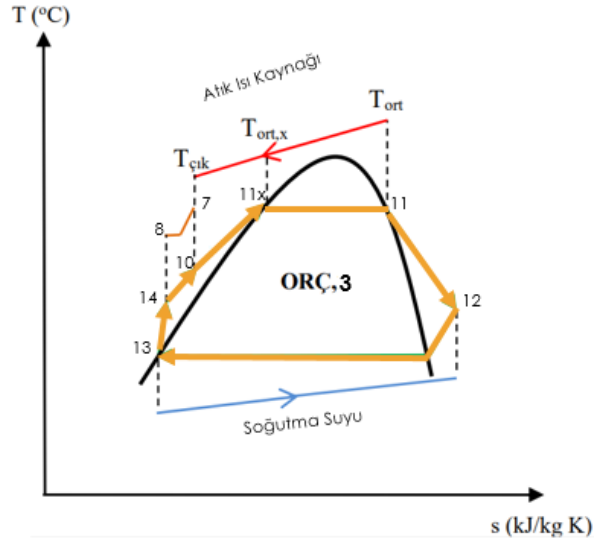
2.2.2 İki Kademeli Organik Rankine Döngüsü

Şekil 5'te gösterildiği gibi, iki ısı kaynağına (CORC2) sahip kademeli Organik Rankine çevrimi de bir çift çevrim çevrimidir. CORC2, her kademe olmak üzere iki atık ısı kaynağı kullanır. Bu nedenle, CORC2, her kademedan atık ısıyı geri kazanmak için ısı değiştiricisine sahiptir. Şekil 2.4.'te de gösterildiği gibi, bu ısı değiştirici bir sonraki döngü kondenserinden sonra konumlandırılmıştır. İlk kademede kullanılan akışkan için ikinci kademede farklı bir akışkan kullanılacak olup her iki sistem arasında yer alan ısı değiştirici daha düşük sıcaklıkta ön ısıtma yaparak daha fazla verim kazanmayı hedeflemektedir. Her iki kademe birbirine benzer olup arada bulunan ısı değiştirici ikinci kademede türbine giriş öncesi sıcaklığı optimize edecek şekilde tasarlanmıştır.

benzer olup ilave olarak bir ısı değıştirici ile kondenslerden çıkan sıvı ısısının değışimini gerçekleştirmektedir. Ancak 3. atık ısı kaynaklarının eklenmesiyle CORC3'ün bu çalışmaya konu olan tüm ORC modelleri arasında en yüksek güç çıkışını elde etmesini sağlayacağı açıktır. Bu sistemin tasarımı olan 3 kademeli ORC Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6. Üç Kademeli Organik Rankine Döngüsü



Şekil 2.7. Üç Kademeli Organik Rankine Döngüsü T-s Diyagramı

2.3. Enerji Analizi

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu ilkesidir. Bu yasa bir etkileşim sırasında enerjinin bir biçiminden başka bir biçime dönüşebileceğini fakat enerji miktarının sabit kaldığını ifade etmektedir. Başka bir deyişle enerjinin yoktan var, vardan da yok edilemeyeceğini ancak şekil değiştirebileceğini belirtmektedir. Termodinamiğin, ikinci yasası ise enerjinin niceliğinin yanı sıra niteliğini de incelemektedir.

Kütle Korunumu:

(Birim zamanda giren toplam kütle) = (Birim zamanda çıkan toplam kütle)

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varphi \quad (2.1)$$

Enerjinin Korunumu:

Birim zamanda sınırları geçen toplam enerji = (Birim zamanda kütle ile birlikte çıkan toplam enerji) – (Birim zamanda kütle ile birlikte giren toplam enerji) denklemi 2.2’de gösterilmiştir;

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_\varphi h_\varphi - \sum \dot{m}_g h_g \quad (2.2)$$

ORC için termal verimlilik ise;

$$n_{th} = \frac{\dot{W}_{net,\varphi}}{\dot{Q}_g} \quad (2.3)$$

$$\dot{W}_{net,\varphi} = \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{pump} \quad (2.4)$$

2.3.1. Tek Kademeli ORC Güç Santrali Enerji Analizi

Şekil 2.2’de gösterilen 1→2 noktaları arasındaki süreçte, izentropik sıkıştırma için pompanın ideal gücü denklem (2.5) ile hesaplanır (Çengel & Boles, 2012).

$$W_p = \dot{m}_{\text{ca}}(h_2 - h_1) \quad (2.5)$$

Aynı işlemde 2→3 noktaları arasında bir evaporatör (evaporatör) yardımıyla sabit basınç çevriminde çalışan çalışma akışkanını düşük sıcaklıktaki ısı kaynağının ısını kullanarak buharlaştırır. Bu nedenle çevrimde çalışan çalışma akışkanına ısı kaynağından verilen veya dolaşımdaki akışkan tarafından emilen ısı, denklemde verilen denklem ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{ev}} = \dot{m}_{\text{ca}}(h_3 - h_2) \quad (2.6)$$

Evaporatörün 1. kanun analizinde dikkat edilmesi gereken nokta Q ısı aktarımı verimi %100 değil %98 olarak alınacaktır. (Arslan, Ergenekon Arslan, & Şentürk Acar, 2019: 228)

3→4 noktaları arasındaki süreç de benzer şekilde değerlendirildiğinde, evaporatörde gaz fazına giren sirkülasyon sıvısı ile mezo-entropik olarak genişleyen genişleticinin (türbin) çalışma sıvısının elde ettiği güç aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$W_t = \dot{m}_{\text{ca}}(h_3 - h_4) \quad (2.7)$$

Şekil 2.1’deki 4→1 noktaları arasındaki süreçte, genişleticiden (türbin) gelen dolaşan sıvı, kondenser vasıtasıyla sabit basınç altında soğutulur ve yoğunlaştırılır. Çalışma akışkanının yoğunlaştırıcı yardımı ile yoğunlaşması için formül (2.8)’de verilen formüle göre ısı hesaplanır.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{\text{ca}}(h_4 - h_1) \quad (2.8)$$

Bu sonuçlara bağlı olarak ORC sisteminin teorik termik verimi denklem (2.9)’da verilen bağıntıdan hesaplanmaktadır.

$$n_{\text{th}} = \frac{W_t - W_p}{Q_{\text{ev}}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (2.9)$$

Eğer $\dot{W}_p$ pompa işi türbin gücünden önemli ölçüde daha düşük ise, $\dot{W}_p = 0$ kabul edilebilir. Eğer 1 → 2 noktaları arasındaki süreçte sıcaklıkta herhangi bir değişiklik olmadığı veya izentropik sıkıştırma olmadan düşük pompa basıncında bir sıkıştırma oluşursa, ORC sisteminin teorik termik verimi denklem (2.10)’da verilen eşitlikle hesaplanabilir. $(h_3 - h_2)$ nin $(h_3 - h_1)$ ile değiştirilebilmesi ancak kondenserle çekilen ısı q_c ‘nin sıfır olmasıyla mümkün olabilir. Pompa gücü $\dot{W}_p$ ‘nin sıfır olmasıyla bir ilgisi yoktur.

$$n_{th} = \frac{(h_3-h_4)-(h_2-h_1)}{(h_3-h_2)} \cong \frac{(h_3-h_4)}{(h_3-h_1)} \quad (2.10)$$

Bu açıdan değerlendirildiğinde, pompanın gücü dikkate alınmadığı takdirde ORC sisteminin teorik termik verimi denklem (2.11) bağıntısından hesaplanabilir.

$$n_{th} = \frac{W_t}{m_{\dot{c}a}(h_3-h_1)} \quad (2.11)$$

Pompanın Güç kaybı dikkate aldığımızda

$$n_{th} = \frac{W_t-W_p}{m_{\dot{c}a}(h_3-h_1)} \quad (2.12)$$

bağıntısı kullanılmaktadır.

Buna göre, teorik expender (türbin) gücü denklem (2.13)' den verilen bağıntı kullanılarak hesaplanmaktadır

$$\dot{W}_{t-teorik} = \dot{m}_{\dot{c}a}(h_3-h_1) \quad (2.13)$$

Expender (türbin) verimi denklem (2.14)'den hesaplanmaktadır.

$$n_{th} = \frac{W_t}{\dot{W}_{t-teorik}} \quad (2.14)$$

2.3.2 İki Kademeli ORC Güç Santrali Enerji Analizi

Şekil 2.4'de gösterilen 8→9 noktaları arasındaki süreçte, izentropik sıkıştırma için pompanın ideal gücü denklem (2.15) ile hesaplanır (Çengel & Boles, 2012).

$$W_p = \dot{m}_{\dot{c}a}(h_9-h_8) \quad (2.15)$$

Aynı işlemde 9→5 noktaları arasında bir evaporatör (evaporatör) yardımıyla sabit basınç çevriminde çalışan çalışma akışkanı düşük sıcaklıktaki ısı kaynağının ısını kullanarak buharlaşır. Bu nedenle çevrimde çalışan çalışma akışkanına ısı kaynağından verilen veya dolaşımdaki akışkan tarafından emilen ısı, denklemde verilen denklem ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{\dot{c}a}(h_6-h_5) \quad (2.16)$$

6→7 noktaları arasındaki süreç de benzer şekilde değerlendirildiğinde, evaporatörde gaz fazına giren sirkülasyon sıvısı ile mezo-entropik olarak genişleyen genişleticinin (türbin) çalışma sıvısının elde ettiği güç aşağıdaki formülle hesaplanır. Aşağıdaki formül Denklem (2.17).

$$W_t = \dot{m}_{\dot{c}a}(h_6-h_7) \quad (2.17)$$

Şekil 2.4.'deki 7→8 noktaları arasındaki süreçte, genişleticiden (türbin) gelen dolaşan sıvı, kondenser vasıtasıyla sabit basınç altında soğutulur ve yoğuşturulur. Çalışma akışkanının yoğusturucu yardımı ile yoğuşması için formül (2.18)'de verilen formüle göre ısı hesaplanır.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ca}(h_7 - h_8) \quad (2.18)$$

Bu sonuçlara bağılı olarak ORC sisteminin teorik termik verimi denklem (2.19)'da verilen bağıntıdan hesaplanmaktadır.

$$n_{th} = \frac{W_t - W_p}{Q_{ev}} = \frac{(h_6 - h_7) - (h_9 - h_8)}{h_6 - h_5} \quad (2.19)$$

Eğer $\dot{W}_p$ pompa işi türbin gücünden önemli ölçüde daha düşük ise, $\dot{W}_p = 0$ kabul edilebilir. Eğer 8 → 9 noktaları arasındaki proseste sıcaklıkta herhangi bir değişiklik olmadığı veya izentropik sıkıştırma olmadan düşük pompa basıncında bir sıkıştırma oluşursa, ORC sisteminin teorik termik verimi denklem (2.20)' de verilen eşitlikle hesaplanabilir. $(h_5 - h_9)$ ' nin $(h_5 - h_8)$ ile değiştirilebilmesi ancak kondenserle çekilen ısı q_c 'nin sıfır olmasıyla mümkün olabilir. Pompa gücü $\dot{W}_p$ 'nin sıfır olmasıyla bir ilgisi yoktur.

$$n_{th} = \frac{(h_6 - h_7) - ((h_9 - h_8))}{(h_6 - h_5)} \cong \frac{(h_6 - h_7)}{(h_6 - h_5)} \quad (2.20)$$

Bu açıdan değerlendirildiğinde, pompanın gücü dikkate alınmadığı takdirde ORC sisteminin teorik termik verimi denklem (2.21) bağıntısından hesaplanabilir.

$$n_{th} = \frac{W_t}{\dot{m}_{ca}(h_6 - h_5)} \quad (2.21)$$

Pompanın Güç kaybı dikkate aldığımızda

$$n_{th} = \frac{W_t - W_p}{\dot{m}_{ca}(h_6 - h_8)} \quad (2.22)$$

bağıntısı kullanılmaktadır.

Buna göre, teorik expander (türbin) gücü denklem (2.23)' den verilen bağıntı kullanılarak hesaplanmaktadır

$$\dot{W}_{t-teorik} = \dot{m}_{ca}(h_6 - h_7) \quad (2.23)$$

2.3.3 Üç Kademeli ORC Güç Santrali Enerji Analizi

Şekil 2.6.'da gösterilen 13→14 noktaları arasındaki süreçte, izentropik sıkıştırma için pompanın ideal gücü denklem (2.24) ile hesaplanır (Çengel & Boles, 2012).

$$W_p = \dot{m}_{ca}(h_{14} - h_{13}) \quad (2.24)$$

Aynı işlemde 14→10 noktaları arasında bir evaporatör (evaporatör) yardımıyla sabit basınç çevriminde çalışan çalışma akışkanını düşük sıcaklıktaki ısı kaynağının ısını kullanarak buharlaştır. Bu nedenle çevrimde çalışan çalışma akışkanına ısı kaynağından verilen veya dolaşımdaki akışkan tarafından emilen ısı, denklemde verilen denklem ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{\text{ca}}(h_{11}-h_{10}) \quad (2.25)$$

11→12 noktaları arasındaki süreç de benzer şekilde değerlendirildiğinde, evaporatörde gaz fazına giren sirkülasyon sıvısı ile mezo-entropik olarak genişleyen genişleticinin (türbin) çalışma sıvısının elde ettiği güç aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$W_t = \dot{m}_{\text{ca}}(h_{11}-h_{12}) \quad (2.26)$$

Şekil 2.6.'daki 12→13 noktaları arasındaki süreçte, genişleticiden (türbin) gelen dolaşan sıvı, kondenser vasıtasıyla sabit basınç altında soğutulur ve yoğunlaştırılır. Çalışma akışkanının yoğunlaştırıcı yardımı ile yoğunlaşması için formül (2.27)'de verilen formüle göre ısı hesaplanır.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{\text{ca}}(h_{12}-h_{13}) \quad (2.27)$$

Bu sonuçlara bağlı olarak ORC sisteminin teorik termik verimi denklem (2.28)' da verilen bağıntıdan hesaplanmaktadır.

$$n_{th} = \frac{W_t - W_p}{Q_{ev}} = \frac{(h_{11}-h_{12})-(h_{12}-h_{13})}{h_{11}-h_{10}} \quad (2.28)$$

Eğer $\dot{W}_p$ pompa işi türbin gücünden önemli ölçüde daha düşük ise, $\dot{W}_p = 0$ kabul edilebilir. Eğer 13 → 14 noktaları arasındaki proseste sıcaklıkta herhangi bir değişiklik olmadığı veya izentropik sıkıştırma olmadan düşük pompa basıncında bir sıkıştırma oluşursa, ORC sisteminin teorik termik verimi denklem (2.29)' de verilen eşitlikle hesaplanabilir. $(h_{10} - h_{14})$ ' nin $(h_{10} - h_{13})$ ile değiştirilebilmesi ancak kondenserle çekilen ısı q_c 'nin sıfır olmasıyla mümkün olabilir. Pompa gücü $\dot{W}_p$ 'nin sıfır olmasıyla bir ilgisi yoktur.

$$n_{th} = \frac{(h_{11}-h_{12})-(h_{14}-h_{13})}{(h_{11}-h_{10})} \cong \frac{(h_{11}-h_{12})}{(h_{11}-h_{10})} \quad (2.29)$$

Bu açıdan değerlendirildiğinde, pompanın gücü dikkate alınmadığı takdirde ORC sisteminin teorik termik verimi denklem (2.30) bağıntısından hesaplanabilir.

$$n_{th} = \frac{W_t}{\dot{m}_{\text{ca}}(h_{11}-h_{10})} \quad (2.30)$$

Pompanın Güç kaybı dikkate aldığımızda

$$n_{th} = \frac{W_t - W_p}{m_{\dot{c}a}(h_{11} - h_{10})} \quad (2.31)$$

bağıntısı kullanılmaktadır.

Buna göre, teorik expander (türbin) gücü denklem (2.32)' den verilen bağıntı kullanılarak hesaplanmaktadır

$$\dot{W}_{t-teorik} = \dot{m}_{\dot{c}a}(h_{11} - h_{12}) \quad (2.32)$$

2.4. Ekserji Analizi

Ekserji, iş yapmak için enerjinin mevcudiyetinin bir ölçüsüdür. Ekserji, kaynakların belirli bir ortamda yapabileceği işin büyük bir göstergesini gösterir. Bu kavram, enerjinin dönüştürülmesi veya aktarılması sırasında tüketiminin ek bir kullanımı olarak enerji ve maddelerin kalitesini açıkça gösterir. Yogi ve arkadaşlarına göre, ekserjinin kullanımlarından biri termal analiz sistemlerindeki dengesidir. Bu kayıp tanımlaması ve niteliği, termal sistem tasarımının değerlendirilmesine ve geliştirilmesine olanak tanır. Ekserji analiz yöntemleri, ısı kaybının niteliğini ve miktarını ve enerji kayıplarının yerini gösterir. Çoğu termodinamik kusur vakası bu yöntemlerle tespit edilebilir. Fiili iş ve tersinir iş denklemleri genellikle açık ve kapalı sistemler için ekserji fonksiyonu denkleminde formüle edilir.

Enerji = Ekserji + Anerji

$$\psi_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (2.33)$$

$$\dot{E}x_{d,k} = \dot{E}x_k^Q + \dot{E}x_k^W + \sum \dot{m}_k \psi_i - \sum \dot{m}_k \psi_{out} \quad (2.34)$$

Sistemin Ekserjisi ise aşağıdaki denklemler ile bulunur:

$$E = (E + U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (2.35)$$

$$E = U + KE + PE \quad (2.36)$$

$$\dot{E}_{heat} + \dot{W} = \sum \dot{E}_{out} - \sum \dot{E}_{in} + \dot{E}x \quad (2.37)$$

Kararlı bir halde bir kontrol hacmi için ekserji denkliği;

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\dot{c}ıkan} \dot{m}_{ie} - \sum_{\dot{g}iren} \dot{m}_{ie} + T_0 \dot{S}_{\dot{u}retim} \quad (2.38)$$

Burada;

$\dot{E}_Q$ = Isı transferine karşılık gelen birim zamandaki ekserji,

$\dot{E}_W$ = Mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserji

ψ_i = özgül ekserji

T_0 = Referans sıcaklık

$\dot{S}_{\text{üretim}}$ = Entropi üretimi

$$\dot{E}x = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (2.39)$$

$$E = \psi_i \cdot \dot{m} \quad (2.40)$$

Termodinamik sistemlerin analizinde ve termik sistemlerin optimizasyonunda termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları birlikte değerlendirilerek analizlerin yapılması gerekir. Birinci kanun enerji dengesini, ikinci kanun tersinmezlik, entropi üretimi ve daha ileri aşamada ekserji analizini ele almaktadır. (Çengel & Boles, 2012)

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{out}} S_{\text{out}} - \sum \dot{m}_{\text{in}} S_{\text{in}} + \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \quad (2.41)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} > 0 \text{ tersinmez hal değişimi} \quad (2.42)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = 0 \text{ tersinir hal değişimi} \quad (2.43)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} < 0 \text{ gerçekleşmesi olanaksız} \quad (2.44)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde bir giriş ve bir çıkışı varsa tersinir iş aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\dot{W}_{\text{tr}} = T_0 \Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad (2.45)$$

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m}[(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_0(S_{\text{in}} - S_{\text{out}}) + \frac{v_{\text{in}}^2 - v_{\text{out}}^2}{2} + g(Z_{\text{in}} - Z_{\text{out}})] \quad (2.46)$$

Sürekli akışlı açık bir sistemin bir girişi ve bir çıkışı varsa potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse, tersinir iş;

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m}[(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_0(S_{\text{in}} - S_{\text{out}})] \quad (2.47)$$

2.4.1 Tek Kademeli ORC Güç Santrali Ekserji Analizi

Tek kademeli organik rankine çevriminin elemanlarını Şekil 2.2.'de tek tek incelediğimizde, evaporatörden başlarsak aşağıdaki denklemleri elde ederiz:

$$\dot{E}x_{\text{ev}} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_{\text{in}}) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_{\text{out}}) \quad (2.48)$$

$$\psi_{\text{in}} = h_{\text{in}} - h_0 - T_0(S_{\text{in}} - S_0) \quad (2.49)$$

$$\psi_{\text{out}} = h_{\text{out}} - h_0 - T_0(S_{\text{out}} - S_0) \quad (2.50)$$

$$\psi_2 = h_2 - h_0 - T_0(S_2 - S_0) \quad (2.51)$$

$$\psi_3 = h_3 - h_0 - T_0(S_3 - S_0) \quad (2.52)$$

$$n_{\text{evap}} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}} \quad (2.53)$$

Türbin için denklemler aşağıdaki gibi olur:

$$\dot{E}x_{\text{turb}} = \dot{E}_3 - (\dot{E}_4 + \dot{W}_{\text{turb}}) \quad (2.54)$$

$$\psi_4 = h_4 - h_0 - T_0(S_4 - S_0) \quad (2.55)$$

$$n_{\text{turb}} = \frac{\dot{W}_{\text{turb}}}{\dot{W}_{\text{rev,turb}}} = \frac{\dot{W}_{\text{turb}}}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \quad (2.56)$$

Kondenser için:

$$\dot{E}x_{\text{cond}} = (\dot{E}_4 + \dot{E}_{\text{in}}) - (\dot{E}_1 + \text{out}) \quad (2.57)$$

$$\psi_1 = h_5 - h_0 - T_0(S_5 - S_0) \quad (2.58)$$

$$\psi_{\text{in}} = h_{\text{in}} - h_0 - T_0(S_{\text{in}} - S_0) \quad (2.59)$$

$$\psi_{\text{out}} = h_{\text{out}} - h_0 - T_0(S_{\text{out}} - S_0) \quad (2.60)$$

$$n_{\text{cond}} = \frac{\dot{E}_1 - \dot{E}_4}{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}} \quad (2.61)$$

Pompa ve genel verim için formüller aşağıdaki gibidir:

$$\dot{E}x_{\text{pump}} = (\dot{W}_{\text{pump}} - \dot{W}_{\text{rev,pump}}) \quad (2.62)$$

$$n_{\text{pump}} = \frac{\dot{W}_{\text{rev,pump}}}{\dot{W}_{\text{pump}}} = \frac{\dot{E}_1 - \dot{E}_2}{\dot{W}_{\text{pump}}} \quad (2.63)$$

$$n_{\text{ex,cycle}} = \frac{\dot{W}_{\text{net,out}}}{\dot{E}_{\text{in}}} = \frac{\dot{W}_{\text{net,out}}}{\dot{m}[h_{\text{in}} - h_{\text{out}} - T_0(S_{\text{in}} - S_{\text{out}})]} \quad (2.64)$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = \dot{E}_{\text{in}} - \dot{W}_{\text{net,out}} \quad (2.65)$$

$$\dot{E}x_{\text{cycle}} = \dot{E}x_{\text{evap}} + \dot{E}x_{\text{turb}} + \dot{E}x_{\text{cond}} + \dot{E}x_{\text{pump}} \quad (2.66)$$

2.4.2 İki Kademeli ORC Güç Santrali Ekserji Analizi

Şekil 2.4.'e göre ;

Türbin için denklemler aşağıdaki gibi olur:

$$\dot{E}x_{\text{turb}} = \dot{E}_6 - (\dot{E}_7 + \dot{W}_{\text{turb}}) \quad (2.67)$$

$$\psi_7=h_7-h_0-T_0(S_7-S_0) \quad (2.68)$$

$$\psi_6=h_6-h_0-T_0(S_6-S_0) \quad (2.69)$$

$$n_{\text{turb}}=\frac{\dot{W}_{\text{turb}}}{\dot{W}_{\text{rev,turb}}}=\frac{\dot{W}_{\text{turb}}}{\dot{E}_6-\dot{E}_7} \quad (2.70)$$

Kondenser için:

$$\dot{E}x_{\text{cond}}=(\dot{E}_7+\dot{E}_{\text{in}})-(\dot{E}_8+\text{out}) \quad (2.71)$$

$$\psi_8=h_8-h_0-T_0(S_8-S_0) \quad (2.72)$$

$$n_{\text{cond}}=\frac{\dot{E}_8-\dot{E}_7}{\dot{E}_{\text{out}}-\dot{E}_{\text{in}}} \quad (2.73)$$

Pompa verimi için formüller aşağıdaki gibidir:

$$\dot{E}x_{\text{pump}}=(\dot{W}_{\text{pump}}-\dot{W}_{\text{rev,pump}}) \quad (2.74)$$

$$n_{\text{pump}}=\frac{\dot{W}_{\text{rev,pump}}}{\dot{W}_{\text{pump}}}=\frac{\dot{E}_8-\dot{E}_9}{\dot{W}_{\text{pump}}} \quad (2.75)$$

$$\psi_9=h_9-h_0-T_0(S_9-S_0) \quad (2.76)$$

2.4.3 Üç Kademeli ORC Güç Santrali Ekserji Analizi

Şekil 2.6.'ya göre;

Türbin için denklemler aşağıdaki gibi olur:

$$\dot{E}x_{\text{turb}}=\dot{E}_{12}-(\dot{E}_{11}+\dot{W}_{\text{turb}}) \quad (2.77)$$

$$\psi_{11}=h_{11}-h_0-T_0(S_{11}-S_0) \quad (2.78)$$

$$\psi_{12}=h_{12}-h_0-T_0(S_{12}-S_0) \quad (2.79)$$

$$n_{\text{turb}}=\frac{\dot{W}_{\text{turb}}}{\dot{W}_{\text{rev,turb}}}=\frac{\dot{W}_{\text{turb}}}{\dot{E}_3-\dot{E}_8} \quad (2.80)$$

Kondenser için:

$$\dot{E}x_{\text{cond}}=(\dot{E}_{12}+\dot{E}_{\text{in}})-(\dot{E}_{13}+\text{out}) \quad (2.81)$$

$$\psi_{13}=h_{13}-h_0-T_0(S_{13}-S_0) \quad (2.82)$$

$$n_{\text{cond}}=\frac{\dot{E}_{9-11}-\dot{E}_{9-10}}{\dot{E}_{\text{out}}-\dot{E}_{\text{in}}} \quad (2.83)$$

Pompa ve genel verim için formüller aşağıdaki gibidir:

$$Ex_{\text{pump}} = (\dot{W}_{\text{pump}} - \dot{W}_{\text{rev,pump}}) \quad (2.84)$$

$$n_{\text{pump}} = \frac{\dot{W}_{\text{rev,pump}}}{\dot{W}_{\text{pump}}} = \frac{\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}}{\dot{W}_{\text{pump}}} \quad (2.85)$$

$$\psi_{14} = h_{14} - h_0 - T_0(S_{14} - S_0) \quad (2.86)$$

2.5 Çalışma Akışkanının Seçimi

Bir ORC sistemi için bir çalışma sıvısı seçerken bazı önemli özellikler göz önünde bulundurulmalıdır (Peris, Navarro-Esbri, Moles, Collado, & Mota Babiloni, 2015: 767). Kullanılan akışkanın termodinamik özellikleri ve çalışma koşulları nedeniyle düşük sıcaklıklarda ısı transfer verimi daha düşüktür. Bu nedenle ORC sisteminde kullanılan çalışma sıvısının seçilmesi önemlidir. Bilindiği üzere, ORC sisteminde enerji dönüşümü için kullanılan organik sıvının kaynama noktası sıcaklığı daha düşüktür ve düşük sıcaklıklı bir ısı kaynağından ısı aktarmak için kullanılır. Bu sıvılar incelenirken aşağıdaki durumlar göz önüne alınır:

1. Buhar enerjisine dayalı Rankine çevrimi ile karşılaştırıldığında, organik Rankine çevrimi akışkanının izentropik doymuş buhar enerjisi, düşük sıcaklık seviyesinden dolayı aşırı ısınmaya uygun değildir. Organik sıvı buharının evaporatörün çıkışında aşırı ısıtılması gerekir. Bu durum organik sıvının ıslak buhar fazında dezavantajlara neden olur. ORC sisteminde kullanılan organik sıvının özgül ısısı, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından daha fazla ısı emebilmesi ve ön ısıtmayı azaltabilmesi için yüksek olmalıdır. Benzer nedenlerle kondenser ve evaporatördeki ısı transferinin daha yüksek olması için organik akışkanın ısı iletkenliğinin de yüksek olması gerekir. ORC sisteminin termal verimliliği, genişleticide (türbin) dolaşan çalışma sıvısının çıkış entalpisini azaltarak iyileştirilir. Çalışma sıvısının akışını en aza indirmek için sıvının entalpi düşüşü daha büyük olmalıdır. Düşük işletme maliyetleri için sistemde dolaşan çalışma sıvısının debisi de düşük olmalıdır.

2. Organik sıvılar genellikle yüksek sıcaklıklarda kimyasal bozunmaya uğrarlar. Kimyasal stabilite nedeniyle, ORC sisteminin maksimum ısı kaynağı sıcaklığı, sıvının donma noktası sıcaklığı ve sabit sıcaklığı ile sınırlıdır. Yüksek basınç ve yüksek sıcaklık altında, organik sıvılar bozunma eğilimi göstererek korozyona, patlamaya ve yangına neden olur. Bu nedenlerle, akışkanın yüksek sıcaklıklarda termal stabilitesini korumak için seçimi çok önemlidir.

3. Yüksek gizli ısı sıcaklığına ve yoğunluğuna sahip ORC sıvısı, evaporatörden düşük sıcaklıklı ısı kaynağından daha fazla ısı emecektir. Bu, organik sıvının akış hızını, sıvıyı kullanan sistemin boyutunu ve kullanılan pompaların enerji tüketimini azaltacaktır.

4. Buhar türbinli Rankine çevrim sistemi ile karşılaştırıldığında, ORC sıvısının sistem basıncında bazı avantajları vardır. Buhar türbini sisteminin verimi, yüksek sıcaklık ve yüksek basınç çalışması nedeniyle ORC sistemine göre daha yüksek olmasına rağmen, ORC sistemi daha popülerdir. Düşük sıcaklıktaki kaynak sıvısı doğrudan ORC genişleticiye (türbin) temas etmediğinden türbine verdiği zarar çok daha azdır. Düşük moleküler su buharının türbin kanatlarına yüksek hızlarda çarpması sisteme daha fazla zarar verebilse de, ORC çevriminde kullanılan organik sıvıların zararlı etkileri çok daha küçüktür. Bu durum maliyetleri düşürmekle kalmaz, aynı zamanda ORC türbininin hizmet ömrünü de uzatır.

5. ORC sistemi daha düşük sıcaklık ve basınçta çalıştığı için sistem uzaktan kontrol edilebilir ve sistemin ekipmanı daha düşük mekanik ve termal strese maruz kalır.

6. ORC sistemi, düşük kısmi yük altında bile verimli çalışabilir.

7. ORC sisteminde türbin ile jeneratör arasında direkt bağlantı kurulabilir. ORC sisteminin açılması ve kapanması daha kolaydır. Sistem güvenli ve sessiz çalışır.

8. ORC sıvısının çevre üzerinde çok az olumsuz etkisi vardır. Bunun bir ölçüsü olarak ozon delinme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) parametreleri dikkate alınır.

9. Tüm organik sıvılar kaçınılmaz olarak zehirlidir. Düşük dozda toksik madde içeren çalışma sıvıları sızdığında personeli zehirlenme riskinden korumak için gerekli önlemler alınmalıdır. Bu nedenle kullanılacak çalışma sıvısının toksisite değerinin belirlenmesi insan sağlığı ve güvenliği açısından oldukça önemlidir.

10. ORC sıvısı tahriş, yanıcılık ve zehirlenme açısından güvenli olmalıdır. Bu sıvılar, ORC sisteminde kullanılan borular, ısı eşanjörleri ve contalar gibi farklı bileşenler üzerinde aşındırıcı bir etkiye sahiptir. Yangını önlemek için yüksek sıcaklıkta parlama noktasına sahip bir çalışma sıvısı kullanılmalıdır. Bu seviyeyi belirlemek için ASHRAE soğutucu akışkan güvenlik sınıflandırması kullanılabilir.

11. Bulunabilirlik ve düşük maliyet de ORC sıvı tedariği için önemli kriterlerdir. ORC sistemlerinde kullanılan geleneksel soğutucu akışkanlar genellikle pahalıdır. Bu durumu

azaltmak için bu organik sıvıların daha fazla üretilmesi veya düşük maliyetli hidrokarbonların kullanılması mümkündür.

12. Organik sıvı, ORC sisteminde yağlama için kullanılan yağ ile uyumlu olmalıdır. Bu nedenle kullanılacak yağın seçimi de oldukça önemlidir. Araştırmaya göre, soğutucu ile birlikte kullanılan yağ, reaksiyonu hızlandıracak ve sıcaklık yükseldikçe daha kararlı hale gelecektir. Reaksiyon hızı ayrıca yağ ve organik sıvı ile temas halinde olan metalin tipine, nem içeriğine ve yağdaki katkı maddelerine de bağlıdır. Eğer temas ederlerse, organik sıvı ve yağlama için kullanılan yağ, bilinen karşılıklı çözünürlük özelliklerine sahip olmalıdır. Karışabilirlik aralığında, organik sıvılar tamamen karışabilir, kısmen karışabilir veya karışmaz sıvılar ve yağlama amaçlı kullanılan yağlar olarak sınıflandırılır.

13. Düşük güç tüketimi ve yüksek ısı transferi elde etmek için çalışma akışkanının hem sıvı hem de gaz fazındaki viskozitesi düşük olmalıdır. Organik akışkanların sıvı ve gaz fazındaki düşük viskozitesi, sürtünme ve basınç düşüşünü en aza indirmek ve taşınım ile ısı transfer katsayısını en üst düzeye çıkarmak için çok önemlidir.

14. Çalışma akışkanını sıvı fazda tutabilmek için akışkanın erime noktası sıcaklığı ortam sıcaklığından düşük olmalıdır. Sisteme dışarıdan sızıntıyı önlemek için çalışma sıvısının yoğunlaşmasını sağlayan yoğunlaşma basıncı atmosfer basıncından yüksek olmalıdır.

15. Doymuş (yoğuşmalı) koşullar altında özgül buhar hacmi, yoğunlaşma ekipmanının boyutunun bir göstergesidir. Organik akışkanlar için, çalışma akışkanı n-pentan (30°C 'de buharın özgül hacmi $0,4 \text{ m}^3/\text{kg}$ 'dır) ve n-dodekan (30°C 'de buharın özgül hacmi $400 \text{ m}^3/\text{t}$ ür) arasındaki akışkan dikkate alınarak seçilir. /kg) Devam etmek için. n-pentan gibi düşük doyumluk değerine sahip buhar hacmine sahip organik sıvılar için daha küçük boyutlu bir yoğunlaştırıcı kullanılabilir. Boyut ve boyutsal karmaşıklığın en aza indirilmesine öncelik verilen uygulamalarda, bu tip çalışma sıvısının seçimi önemlidir.

16. Organik akışkanın kullanıldığı çevrimdeki doymuş sıvı hattı için $ds/dT \approx 0$ olan düşük değerdeki sıvı ısı kapasitesi için yüksek orandaki bir buharlaşma gizli ısı önemlidir. Bu özellikler, aşırı soğutulmuş sıvının sıcaklığını doyma sıcaklığına (kaynama basıncına karşılık gelen) yükseltmek için gereken ısıyı azaltır. Enerji üretimi açısından, yüksek sıcaklıktaki bir ısı kaynağıyla çalışmaya kıyasla, sınırlı bir ısı kaynağıyla çalışmak daha fazla enerji kazanımı ve daha yüksek toplam çevrim verimliliği sağlayabilir. Tablo 2.4.'te kullanılabilecek akışkanlarla ilgili veriler yer almaktadır.

Tablo 2.4. Seçilen Organik Akışların Temel Termodinamik ve Çevresel Özellikleri

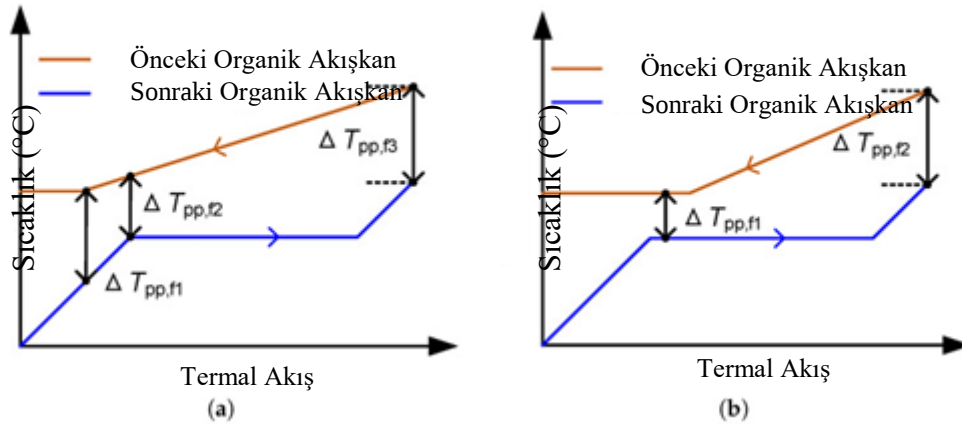
No	Akışkan	*ODP	**GWP
1	İzopentan	0	<0,0004
2	R13	1	14420
3	R22	0,05	1700
4	R123	0,02	120
5	R134a	0	1300
6	R245fa	0	950
7	Propan (R290)	0	20
8	R600	0	20
9	İzobütan (R600a)	0	20

*ODP : ozone depletion potential: ozon delme/tüketme potansiyeli

**GWP: global warming potential: küresel ısınma potansiyeli

Kaynak: (Zhang, Huaixin, & Yao, 2011: 2748)

Sıcaklık-entropi (Ts) diyagramına göre, akışkan-doymuş buhar eğrisi üç farklı eğim gösterir ve bunlar üç gruba ayrılabilir: (1) kuru akışkanda pozitif eğim, (2) ıslak akışkanda negatif eğim, (3) İzantropik akışkanlarda yaklaşık olarak dikey doymuş buhar eğrileri görülür. Kritik olmayan ORC sistemleri için ıslak 20 sıvı genellikle yeterli değildir. Bunun nedeni, türbin elektrik ürettikten sonra ıslak sıvının doymuş olması, entalpi düşüşünün büyük olması ve sıvı yoğunlaşmasının türbine zarar vermesidir. Öte yandan, kuru ve izentropik akışkanlar yukarıda belirtilen sorunların önlenmesine yardımcı olur. Bu noktada termodinamik incelemelerin gerçekleştirilmesi ve görselleştirilmesi amacıyla Engineering Equation Solver (EES) programı ara yüz olarak kullanılmıştır.



Şekil 2.8. MLORC Serisinde PPTD'nin Olası Koşulları (a) Sıkıştırma noktaları, aşırı soğutma bölgesinde, sıvı doyma noktasında ve bir sonraki çalışma sıvısının çıkışında görünebilir. (b) Sıkıştırma noktaları, iki fazlı bölgede ve bir sonraki çalışma sıvısının çıkışında görünebilir.

Şekil 2.8.'de çok kademeli ORC'lerin PPTD'nin olası koşulları grafik olarak verilmiştir.

2.6. Ekonomi Analizi

Bir yatırım projesinin uygunluğu ve oluşturacağı faydalar ile maliyetleri hesaplayarak uygulanabilir olmasına karar verilir (Öztürk, 2012: 22).

Bir projenin ekonomik değerlendirme ölçütleri, projenin ticari, ekonomik ve sosyal açıdan ortaya çıkan (hesaplanan) fayda ve maliyetlerinin karşılaştırılması amacıyla kullanılan matematiksel tekniklerdir. Bir projenin veya birbirinden bağımsız projelerin yatırıma uygunluğunun kontrolü ve bunların önceliklerine göre gruplandırılması için pek çok yöntem geliştirilmiştir (Öztürk, 2012: 23). Bunlardan bazıları şu şekildedir;

- Net Bugünkü Değer
- İç karlılık Oranı
- Fayda/maliyet Oranı
- Geri ödeme süresi

Bu yöntemler arasında en yaygın kullanılanı Net Bugünkü Değer (NBD) yöntemidir. Bu yöntemde yatırım yapılacak projenin nakit akışları paranın zaman değerine göre belirlenir.

Tasarlanan sistemin maliyet analizi yapılırken, sistemin kullanılmaya başlamadan önce makine-ekipman, alan vb. tüm elemanlar için yapılan harcamaları belirten ilk yatırım maliyeti, sistemin kurulumu sonrası enerji üretmek için yapılması gereken harcamaları belirten işletme maliyeti ve sistemin ömrünü tamamladıktan sonra oluşacak hurda maliyeti göz önüne alınmıştır.

Sistemin ilk yatırım maliyetini pompa, kondenser, evaporatör, türbin, ısı değiştirici, kurulum maliyetleri oluşturmaktadır. Buna göre toplam maliyet;

$$M_{t,m} = M_{eva,m} + M_{tür,m} + M_{pom,m} + M_{kon,m} + M_{id,m} \quad (2.87)$$

Eşitliği ile hesaplanır. Kurulum maliyeti toplam maliyetin %10'u olarak hesaplara dahil edilmiştir.

$$M_{k,m} = M_{t,m}(0,1) \quad (2.88)$$

Buna göre ilk yatırım maliyeti;

$$M_{iy,m} = M_{k,m} + M_{t,m} \quad (2.89)$$

Sistemin işletme maliyetini ise, sistemde dolaşan soğutucu akışkanın maliyeti, pompanın elektrik maliyeti ve bakım onarım maliyeti oluşturmaktadır (Tuğcu vd., 2016: 146).

Santralin bakım ve onarım maliyeti, ilk yatırım maliyetinin %2'si olarak hesaplamalara dahil edilmiştir (Güler ve Yücedağ, 2011; Yoğunoğlu vd., 2013: 352). Buna göre;

$$M_{bo,m} = M_{iy,m}(0,015) \quad (2.90)$$

Sisteme ait elektrik maliyeti hesaplanırken elektriğin üretim birim maliyeti 2,67 TL/kWh olarak hesaplamalara yansıtılmıştır (OEDAŞ, 2022). Buna göre elektrik maliyeti;

$$M_{ele,m} = W_p(2,67)(24)(360) \quad (2.91)$$

eşitliği ile hesaplanır. Buna göre sistemin toplam işletme maliyeti;

$$M_{işl,m} = M_{bo,m} + M_{ele,m} \quad (2.92)$$

eşitliği ile hesaplanır. Sistemin hurda maliyeti ise ilk yatırımın %10'u olarak alınmıştır (Güler ve Yücedağ, 2011; Yoğunoğlu vd., 2013: 353). Buna göre hurda maliyeti;

$$M_{hur,m} = M_{iy,m}(0,1) \quad (2.93)$$

Tasarlanan sistem için faydalı ömrü 20 yıl belirlenmiş olup NBD yöntemine göre maliyet analizi yapılmıştır. NBD ile aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.

$$NBD = \sum_{t=0}^n \frac{B_t}{(1+r)^t} \quad (2.94)$$

eşitlikte n ; projenin faydalı ömrümü, B_t ; t yılındaki nakit akışını, r ; iskonto oranını ifade etmektedir. NBD , belli bir iskonto oranına göre indirgenmiş giderlerin toplamı ile indirgenmiş net gelirlerin ve hurdanın bugünkü değeri toplamı arasındaki farktır. Bu fark pozitif ($NBD > 0$)

olmalıdır) ise proje kabul edilebilir. Eğer $NBD=0$ ise yıllık hasılat akımlarının işletme maliyetlerini ve yıllık yatırım maliyetlerini anca karşıladığı anlaşılır.

Seviyelendirilmiş enerji maliyeti (LCOE), elektrik üretim santrallerinin birim enerji maliyetini hesaplamak için kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntem ilk yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyeti, kullanılan yakıt/akışkan giderleri ile hesaplanır. Bu şekilde zarar etmemek için üretilen enerjinin satılması gereken minimum fiyat ise de hesaplanabilir. LCOE aslında yapılan tüm harcamaların üretilen elektrik enerjisine bölünmesinden çıkan birim enerji fiyatı olarak değerlendirilebilir. Buna göre; (Wagner & Gilman, 2001: 216)

$$LCOE = \frac{C_{rf} \cdot C_{inv} + C_{O\&M}}{PG_{plant}} \quad (2.95)$$

Burada,

C_{rf} – Sermaye geri kazanım faktörü,

C_{inv} – Toplam yatırım sermayesi

$C_{O\&M}$ – işletme ve bakım maliyeti

PG_{plant} – yıl boyunca üretilen (kazanılan) güç

C_{rf} 'ı hesaplamak için aşağıdaki formül kullanılır;

$$C_{rf} = \frac{k_d \cdot (k_d + 1)^N}{[(k_d + 1)^N - 1]} \quad (2.96)$$

Burada;

k_d – yıllık indirim oranıdır ve %2 alınmıştır.

N – İşletme süresidir ve 20 alınmıştır.

Toplam yatırım ve O&M maliyetleri, çeşitli çalışmalarda kolerasyon yoluyla hesaplanmıştır ve denklemler elde edilmiştir. Sistemin maliyet analizinde kabul edilen değerler ve denklemler aşağıdaki tabloda sunulmuştur:

Tablo 2.5. ORC Maliyet Fonsiyonları

ORC	Bileşen	Maliyet Fonksiyonu	
	Evaporatör	$216,6+353,4A_{evap}$	(Quoilin S vd 2011; Lecompte S vd 2011: 878)
	Kondenser	$338,6A_{cond}$	(Quoilin S vd 2011; Lecompte S vd 2011: 878)
	Türbin	$2237(\dot{W}_{OT})$	(Alshammari F vd 2018)
	Pompa	$400\left(\frac{W_{OP}}{300}\right)^{0,25}$	(Lecompte S vd 2011: 878)
	Atık ısı	$16,5H^{1,607}$	(Lecompte S vd 2011: 878)
	Elektrik üretim fiyatı	0,78 TL/kWh	
	İskonto oranı	%13	
	İşletme ve bakım	İlk yatırım maliyetinin %2'si	
	Hurda	İlk yatırım maliyetinin %10'u	

Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı

Isı transferini oluşturan ısı itici kuvvetinin ölçüsüdür. Değeri ise ısı değiştiricinin her bir ucundaki sıcaklık farkının logaritmik ortalamasıdır.

$$LMTD = \frac{(T_{sıcak,çıkış}-T_{soğuk,çıkış})-(T_{sıcak,giriş}-T_{soğuk,giriş})}{\ln\left(\frac{(T_{sıcak,çıkış}-T_{soğuk,çıkış})}{(T_{sıcak,giriş}-T_{soğuk,giriş})}\right)} \quad (2.97)$$

Isı Transfer Katsayısı

Isı transfer katsayısı ısı değiştiricide duvar ve sınır tabakalar için gereklidir. Isı transfer katsayısının yüksek olması ısı değiştiricinin daha efektif olduğunu göstermektedir.

$$U = \frac{\dot{Q}}{A.LMTD} \quad (2.98)$$

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

3.1 Enerji Analizi Sonuçları

Bu çalışmada yapılacak analiz için Tablo 3.1. ve Tablo 3.2.'deki veriler kullanılacaktır.

Tablo 3.1. Çalışma İçin Kullanılan İlk Veriler

Sabit Değerler	Türbin İzantropik Verimi	%85
	Pompa İzantropik Verimi	%85
	Kaynak Sıcaklığı	185 °C – 207 °C
	Soğutma Suyu Sıcaklığı	27 °C
	Kondenser Giriş Basıncı	900 kPa
Bağımsız Değişkenler	Organik Akışkanlar	R290, R22, R123,134a, R13, R245fa, R600, R600a
	Türbin Giriş Basınç Aralığı	1200 kPa-2500kPa
	Türbin Giriş Sıcaklık Aralığı	65°C – 80 °C

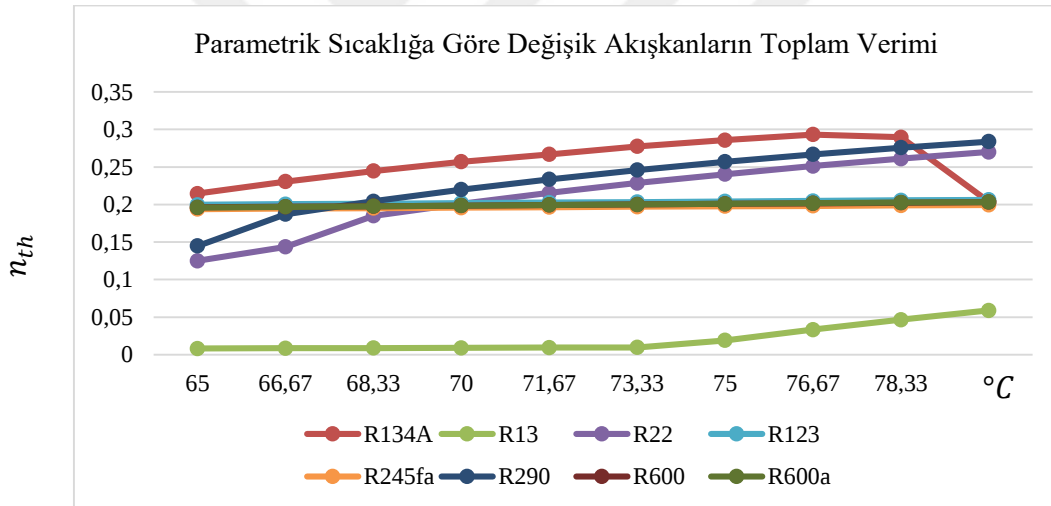
Tablo 3.2. Termodinamik Tasarım Modeli Belirlenen Giriş Parametreleri

Giriş Parametreleri		
	Türbin Giriş Basıncı (kPa)	Türbin Giriş Sıcaklığı (°C)
1	1200	65
2	1345	67
3	1490	68
4	1630	70
5	1750	72
6	1900	73
7	2100	75
8	2200	77
9	2350	78
10	2500	80

3.1.1. Kullanılacak Akışkanların Analizi ve Seçimi

Tablo 3.3. Çeşitli Akışkanların Verim Analizi

Sıcaklık	R134A	R13	R22	R123	R245FA	R290	R600	R600A
65 °C	%21,45	%0,83	%12,51	%19,97	%19,39	%14,48	%19,62	%19,6
67 °C	%23,06	%0,86	%14,35	%20,04	%19,45	%18,7	%19,7	%19,69
68 °C	%24,46	%0,89	%18,49	%20,12	%19,51	%20,44	%19,78	%19,77
70 °C	%25,69	%0,92	%20,1	%20,19	%19,57	%21,98	%19,86	%19,85
72 °C	%26,67	%0,95	%21,54	%20,26	%19,64	%23,35	%19,93	%19,93
73 °C	%27,73	%0,98	%22,85	%20,33	%19,7	%24,58	%20,01	%20,01
75 °C	%28,57	%1,91	%24,03	%20,4	%19,76	%25,69	%20,09	%20,09
77 °C	%29,32	%3,34	%25,11	%20,48	%19,82	%26,68	%20,16	%20,17
78 °C	%28,95	%4,66	%26,1	%20,55	%19,88	%27,57	%20,24	%20,25
80 °C	%20,34	%5,89	%27	%20,62	%19,94	%28,38	%20,32	%20,33

**Şekil 3.1.** Çeşitli Akışkanlara Göre Verimlerin Grafikselsel Gösterimi

Şekil 3.1. ve Tablo 3.3.'de görüleceği üzere, R290, R22 ve R123 akışkanları en iyi sonuçları vermiştir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta, R134a akışkanı R123 akışkanından az da olsa verimli olmasına rağmen, Tablo 2.4.'de gösterilen GWP değeri dikkate alınarak R123 akışkanı seçilmiştir.

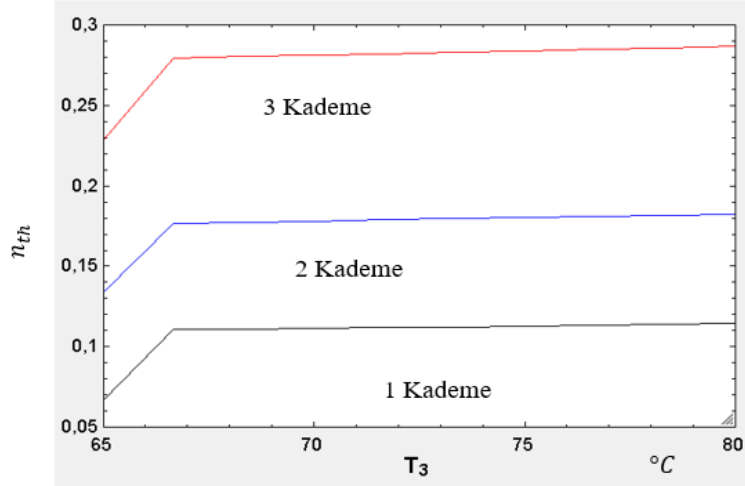
3.1.2. Her Bir Çevrimde R290 Akışkanı Kullanılması Durumu

Analizin ilk aşamasında tek, çift ve üçlü döngü durumlarında R290'ın en verimli akışkanı kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. İlk olarak, tek döngülü ORC değerlendirilir. Daha sonra ikili ve üçlü döngülü durum ele alınmıştır. Türbin giriş sıcaklığı için her bir çevrim

için 5 °C sıcaklık farkı dikkate alınmıştır. Giriş basıncı 2500 kPa olarak alınmıştır. Şekil 3.2., türbin giriş sıcaklığının (T_3) değişimine göre çevrim verimlerini göstermektedir.

3.1.2.1. Parametrik Türbin Giriş Sıcaklığı

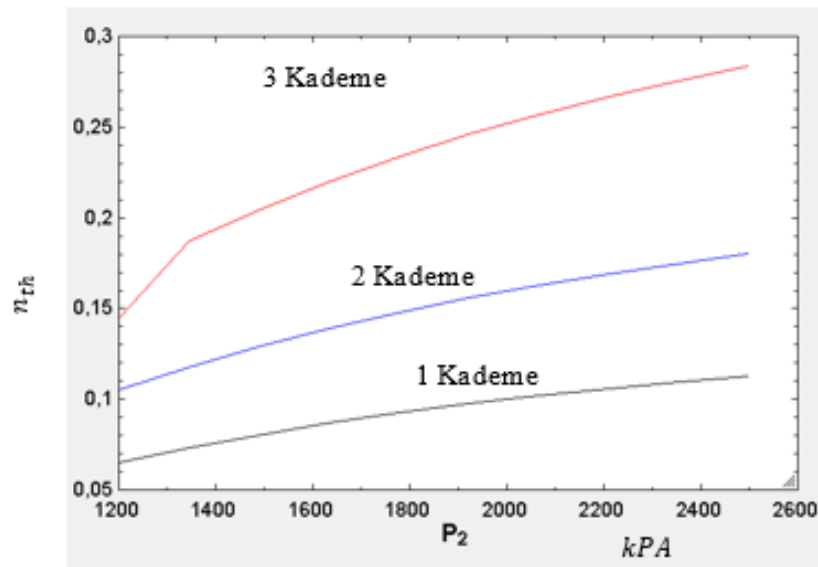
Analizin ilk aşamasında, en verimli sonuçlar veren R290 akışkanı tüm çevrimlerde kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar önce değişken sıcaklıkta, sonra değişken basınçta tekrarlanmış ve verimler karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.2. Parametrik Sıcaklıkta R290 İle Yapılan Hesaplamaların Grafikselsel Gösterimi

Şekil 3.2’de görüleceği üzere, çevrim sayısı arttıkça sistemin toplam verimi de artmıştır. 1 kademe olan çevrimde verim %6,7 ile %11, 2 kademe için %13,5 ile %18 ve 3 kademe için %23 ile %28 arasında değiştiği görülmektedir.

3.1.2.2. Parametrik Türbin Basıncı



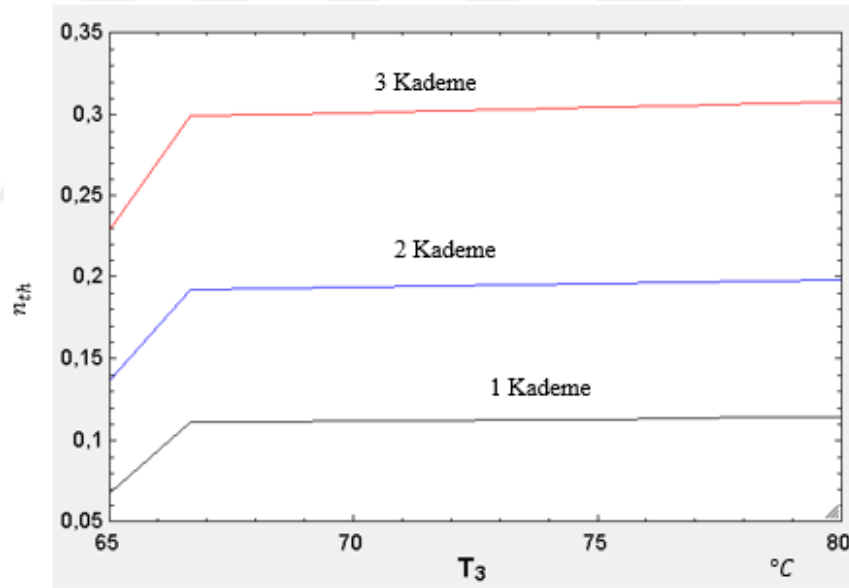
Şekil 3.3. Parametrik Türbin Basıncı Durumunda Verimler

Parametrik sıcaklıklarda elde edilen sonuçlarla paralel olarak, parametrik basınçta da verim çevrim sayısı ve türbin basıncı arttıkça artmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 3.3.'de gösterilmiştir. 1 kademe olan çevrimde verim %6,5 ile %11, 2 kademe için %10.5 ile %17 ve 3 kademe için %14.5 ile %28.4 arasında değiştiği görülmektedir. Sistemin optimum konfigürasyon için 2500 kPa olduğu görülmektedir.

3.1.3. Birinci Çevrimde R290, İkinci ve Üçüncü Çevrimlerde R22 Akışkanının Kullanılması Durumu

Analizin ikinci aşamasında, ilk döngüde R22, ikili ve üçlü döngülü durumlarda R290'ın en verimli akışkanı kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. İlk olarak, tek döngülü ORC değerlendirilir. Daha sonra ikili ve üçlü döngülü durumlar ele alınmıştır. Döngülerin türbin giriş sıcaklıkları için 5 °C sıcaklık farkı dikkate alınmıştır. Giriş basıncı 2500 kPa olarak alınmıştır. Şekil 3.4., türbin giriş sıcaklığının (T_3) değişimine göre çevrim verimlerini göstermektedir.

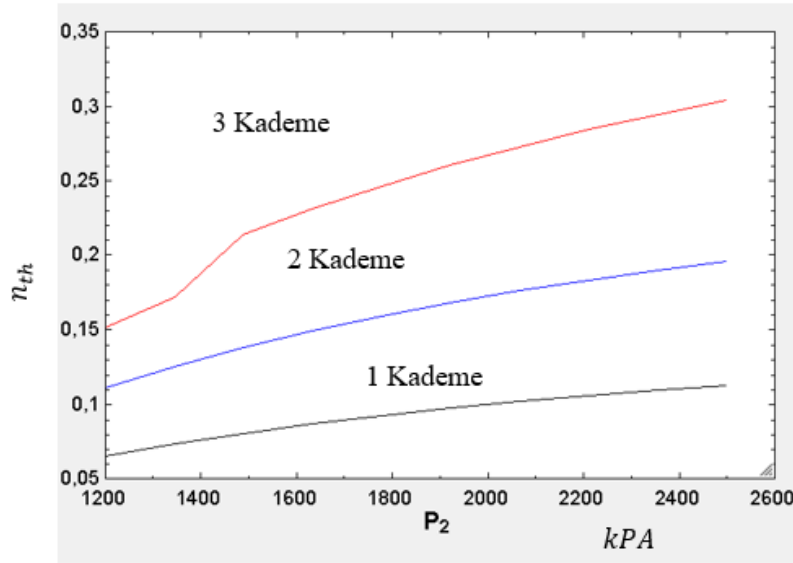
3.1.3.1. Parametrik Türbin Giriş Sıcaklığı



Şekil 3.4. R290-R22-R22 Kombinasyonu ve Parametrik Türbin Sıcaklığı Durumunda Verimler

Şekil 3.4.'de görüleceği üzere, çevrim sayısı arttıkça sistemin toplam verimi de artmıştır. 1 kademe olan çevrimde verim %7 ile %11.5, 2 kademe için %14 ile %20 ve 3 kademe için %23.5 ile %31 arasında değiştiği görülmektedir.

3.1.3.2. Parametrik Türbin Basıncı



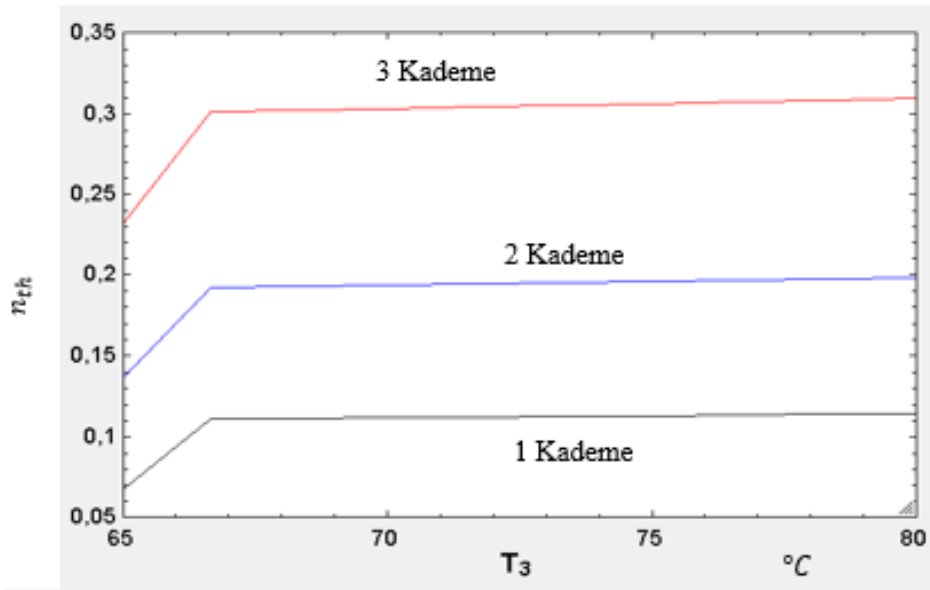
Şekil 3.5. Parametrik Türbin Basıncı Durumunda Verimlerin Grafikselsel Gösterimi

Parametrik sıcaklıklarda elde edilen sonuçlarla paralel olarak, parametrik basınçta da verim çevrim sayısı ve türbin basıncı arttıkça artmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 3.5.'de gösterilmiştir. 1 kademe olan çevrimde verim %6,5 ile %11, 2 kademe için %11 ile %17 ve 3 kademe için %15 ile %30 arasında değiştiği görülmektedir. Sistemin optimum konfigürasyon için 2500 kPa olduğu görülmektedir.

3.1.4. Birinci Çevrimde R290, İkinci Çevrimde R22 ve Üçüncü Çevrimlerde R123 Akışkanının Kullanılması Durumu

Analizin son aşamasında, teklide R290, ikilide R22 ve üçlü döngülerde R123'ün en verimli akışkanı kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. İlk olarak, tek döngülü ORC değerlendirilir. Daha sonra ikili ve üçlü döngülü durumlar tekrar ele alınmıştır. Giriş basıncı 2500 kPa olarak alınmıştır. Şekil 3.6, türbin giriş sıcaklığının (T_3) değişimine göre çevrim verimlerini göstermektedir.

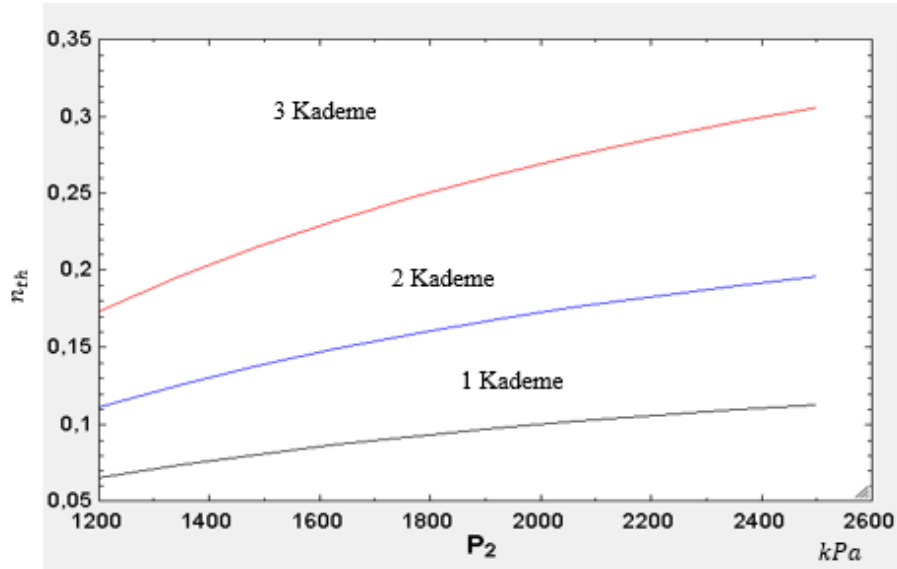
3.1.4.1. Parametrik Türbin Giriş Sıcaklığı



Şekil 3.6. Üç Farklı Akışkan ve Parametrik Sıcaklık Durumunda Hesaplama Sonuçlarının Grafiksel Gösterimi

Şekil 3.6.'da görüleceği üzere, çevrim sayısı arttıkça sistemin toplam verimi de artmıştır. 1 kademe olan çevrimde verim %7 ile %11,5, 2 kademe için %14 ile %20 ve 3 kademe için %23,5 ile %31 arasında değiştiği görülmektedir.

3.1.4.2. Parametrik Türbin Basıncı



Şekil 3.7. Üç Farklı Akışkan ve Parametrik Basınç Durumunda Hesaplama Sonuçlarının Grafiksel Gösterimi

Parametrik sıcaklıklarda elde edilen sonuçlarla paralel olarak, parametrik basınçta da verim çevrim sayısı ve türbin basıncı arttıkça artmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 3.7.'de

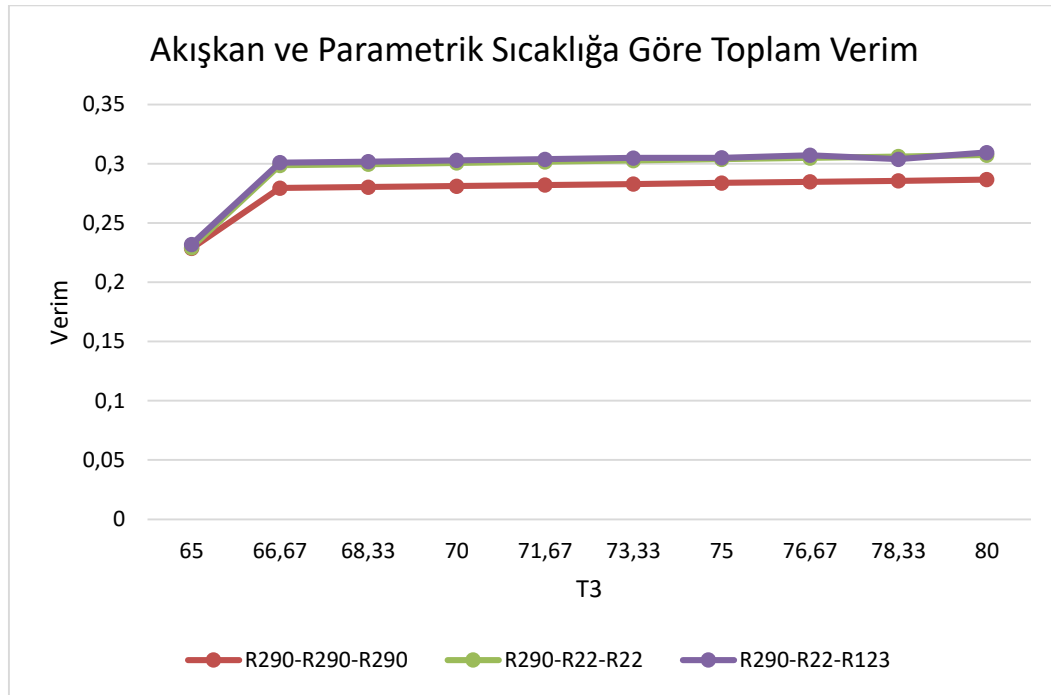
gösterilmiştir. 1 kademe olan çevrimde verim %6,5 ile %11, 2 kademe için %11 ile %18 ve 3 kademe için %17.5 ile %31 arasında değiştiği görülmektedir. Sistemin optimum konfigürasyon için 2500 kPa olduğu görülmektedir.

3.1.5. Tüm Opsiyonlar İçin Hesaplanan Verimlerin Karşılaştırılması

3.1.5.1. Parametrik Türbin Giriş Sıcaklığı

Tablo 3.4. Tüm Opsiyonların Parametrik Sıcaklığa Bağlı Sonuçlarının Karşılaştırılması

Sıcaklık (°C)	R290	R22	R123
65	22,85%	22,93%	23,20%
66	27,95%	29,86%	30,09%
68	28,03%	29,96%	30,18%
70	28,11%	30,06%	30,28%
71	28,20%	30,16%	30,38%
73	28,28%	30,27%	30,49%
75	28,38%	30,38%	30,50%
76	28,47%	30,49%	30,71%
78	28,56%	30,61%	30,38%
80	28,66%	30,73%	30,95%



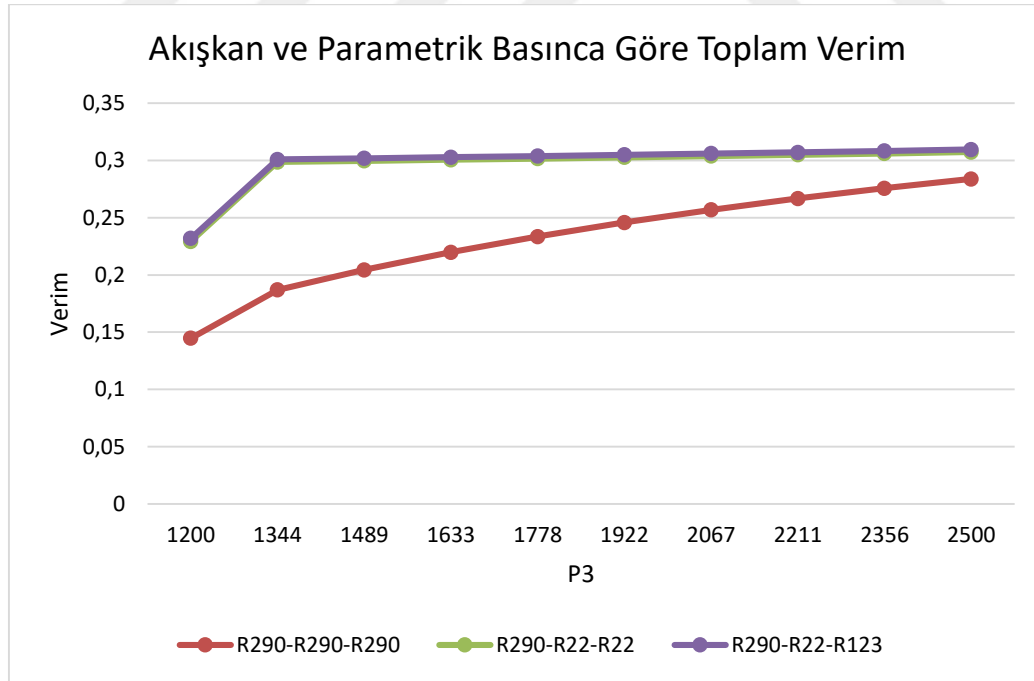
Şekil 3.8. Parametrik Sıcaklığa Bütün Opsiyonlar İçin Hesaplama Sonuçlarının Karşılaştırılmasının Grafikselleştirilmesi

Tablo 3.4. ve Şekil 3.8.'e göre, her çevrimde farklı akışkanın kullanılması en verimli sonucu vermektedir. Ancak bunun yanında 2. ve 3. Opsiyonlar için verim değerleri çok yakın olup, maliyet hesabına göre karar verilebilir.

3.1.5.2. Parametrik Türbin Basıncı

Tablo 3.5. Tüm Opsiyonların Parametrik Basınca Bağlı Sonuçlarının Karşılaştırılması

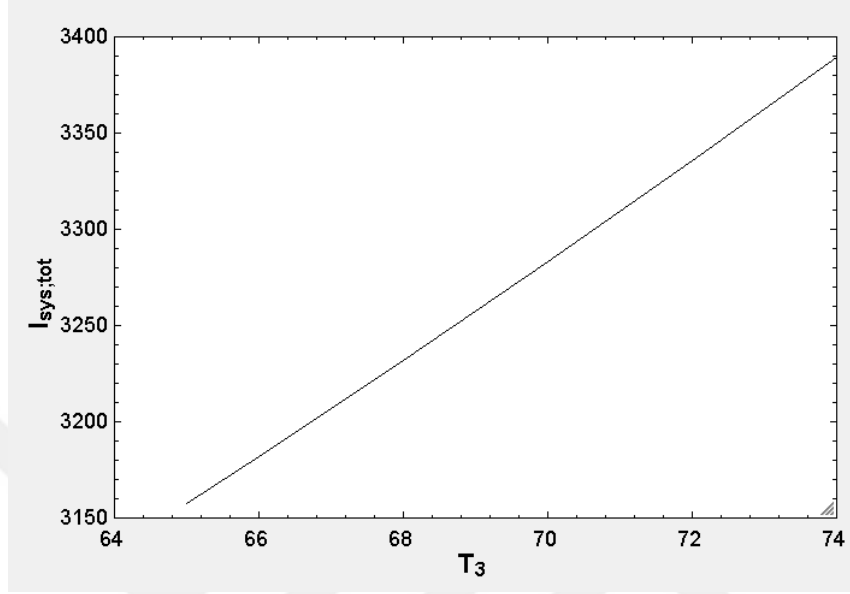
Basınç (kPa)	R290	R22	R123
1200	14,48%	22,93%	23,20%
1344	18,70%	29,86%	30,09%
1489	20,44%	29,96%	30,18%
1633	21,98%	30,06%	30,28%
1778	23,35%	30,16%	30,38%
1922	24,58%	30,27%	30,49%
2067	25,69%	30,38%	30,60%
2211	26,68%	30,49%	30,71%
2356	27,57%	30,61%	30,83%
2500	28,38%	30,73%	30,95%



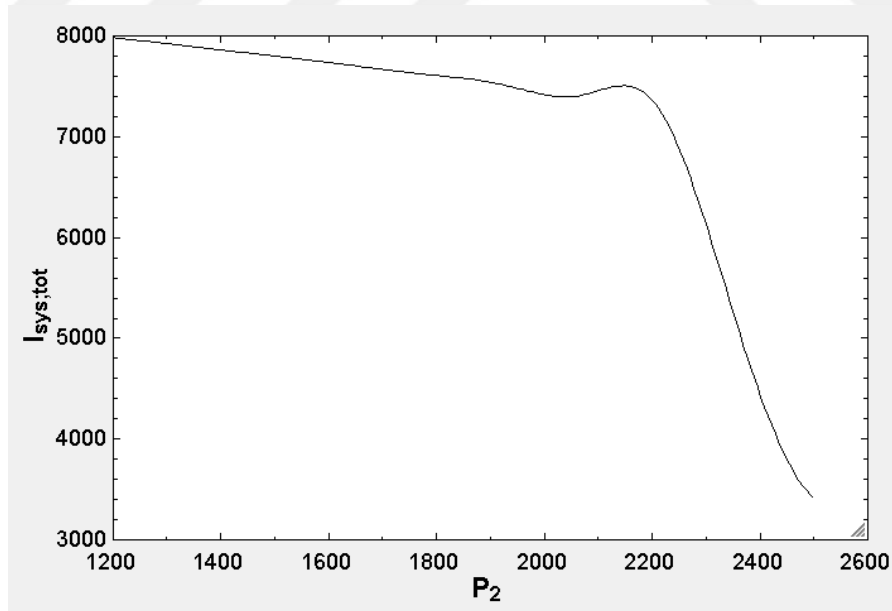
Şekil 3.3. Parametrik Basınca Göre Bütün Opsiyonlar İçin Hesaplama Sonuçlarının Karşılaştırılmasının Grafikselleştirilmesi

Tablo 3.5. ve Şekil 3.9. göstermektedir ki, parametrik sıcaklığa göre yapılan analizlere paralel olarak 3. Opsiyon verim açısından daha olumlu sonuçlar vermişti.

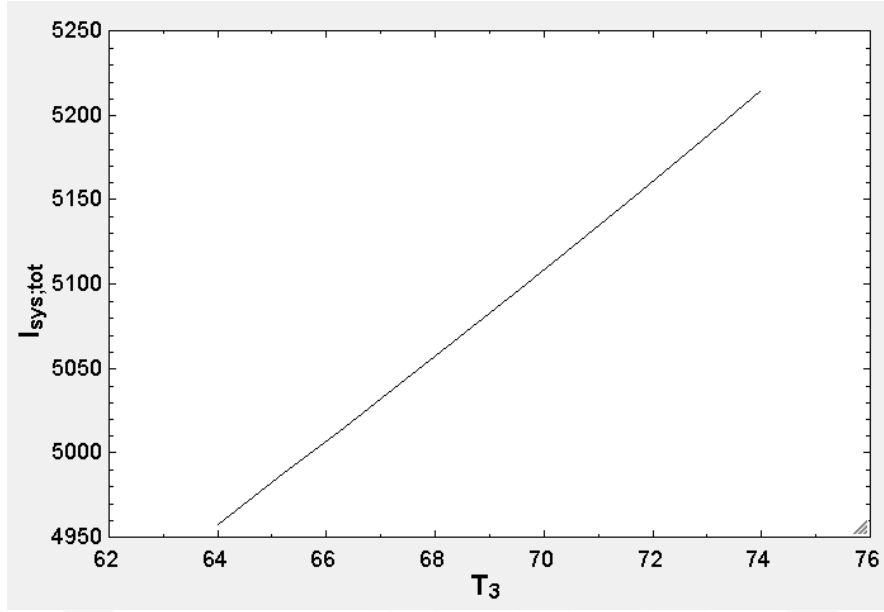
3.2 Ekserji Analizi



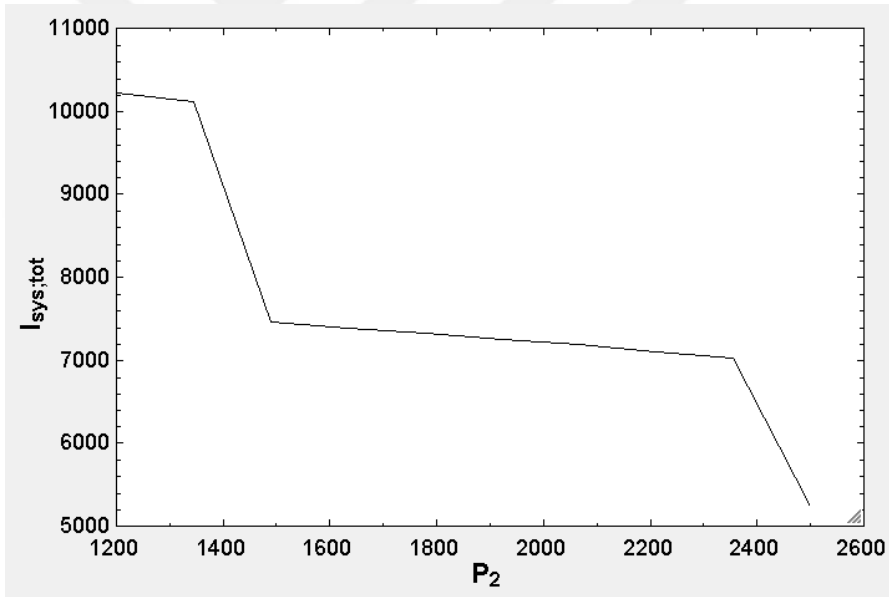
Şekil 3.10. Değişken Sıcaklık ve Her Döngüde Aynı Akışkanın (R290) Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi



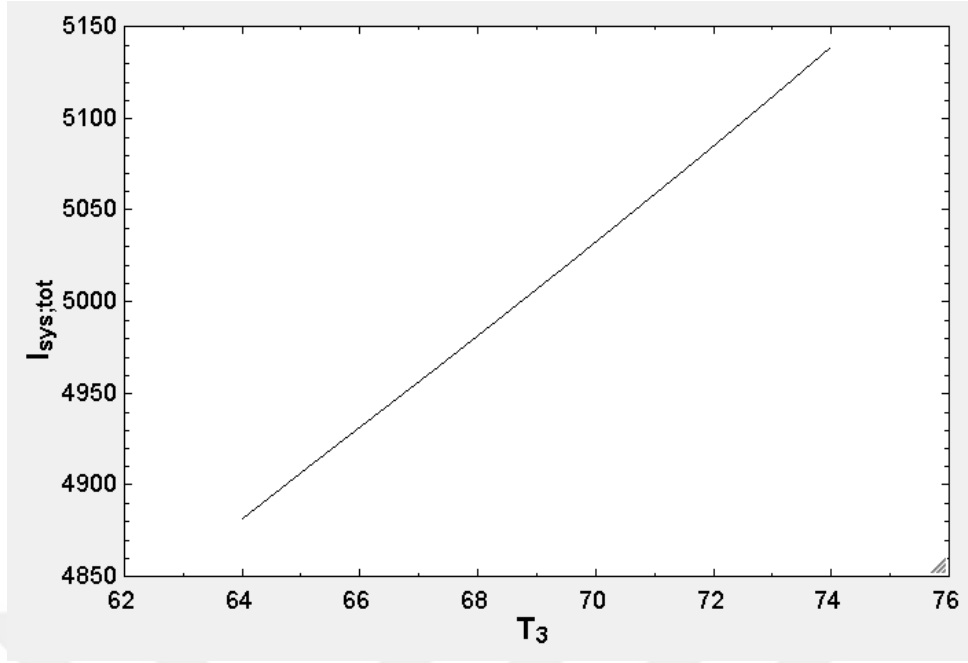
Şekil 3.11. Değişken Basınç ve Her Döngüde Aynı Akışkanın (R290) Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi



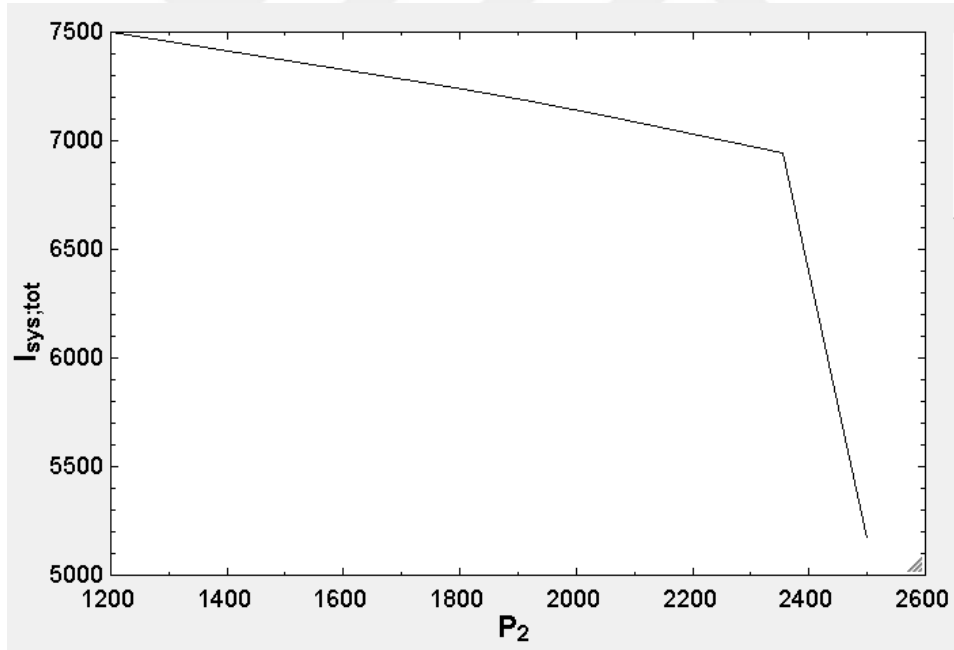
Şekil 3.12. Değişken Sıcaklık ve 1. Döngüde R290, 2. ve 3. Döngüde R22 Akışkanının Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi



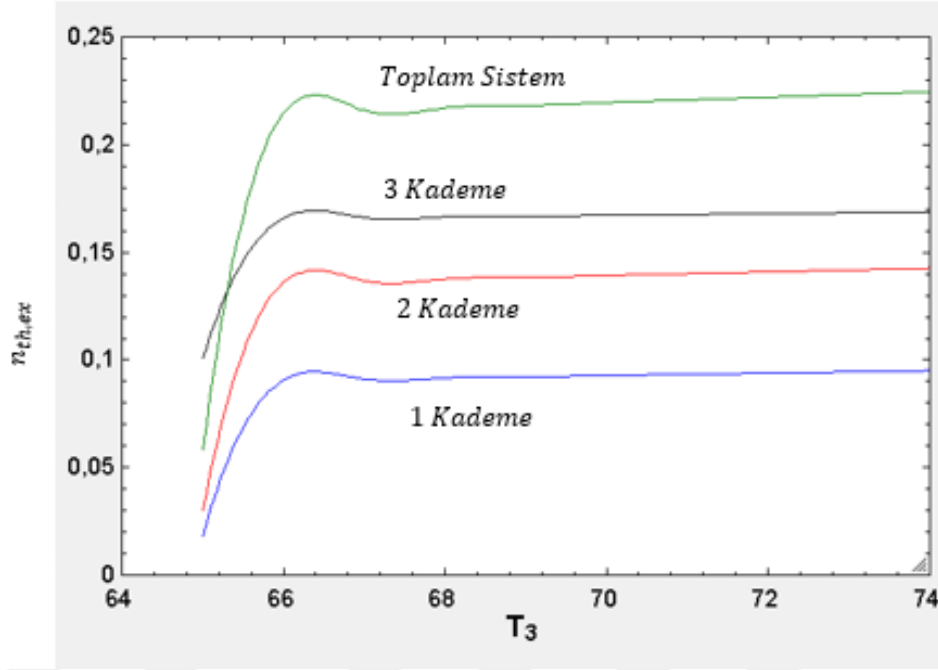
Şekil 3.13. Değişken Basınç ve 1. Döngüde R290, 2. ve 3. Döngüde R22 Akışkanının Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi



Şekil 4. Değişken Sıcaklık ve 1. Döngüde R290, 2. Döngüde R22 ve 3. Döngüde R123 Akışkanın Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi



Şekil 3.15. Değişken Basınç ve 1. Döngüde R290, 2. Döngüde R22 ve 3. Döngüde R123 Akışkanın Kullanılması Durumunda Sistemin Toplam Ekserjisi



Şekil 5. Her Kademe İçin Ayrı Ayrı ve Toplam Sistemin Ekserji Verimleri

Şekil 3.10-3.16’da, yapılan analiz ve hesaplamalar sonucunda elde edilen sonuçlara göre, ekserji toplamaları ve ekserji verimleri verilmiştir. Sistemin enerji, analizinde de olduğu gibi, ekserji analizi için de farklı durum ve değişkenler kullanılmıştır. Ortaya çıkan sonuçlar değerlendirildiğinde teorik değerler ile uyduğu görülmektedir. Şekil 3.16.’da verilen ekserji verimleri beklenen şekilde üç çevrimli sistemde daha yüksek olacak şekilde sonuç vermiştir.

Basit bir çevrimli Rankine çevrimleri en sık kullanılan sistemler olmasına rağmen, son zamanlarda iki veya daha fazla çevrimli sistemlerin kullanımı artmıştır. Bu çalışmada da görüleceği üzere EES yazılımı ile yapılan analizler sonucunda çevrim sayısı ikiye yükselmiştir. verimlilik önemli ölçüde arttı. Her döngünün maliyeti önemli olduğundan, iki veya üç döngülü sistemler için ekonomik değerlendirmeden sonra karar verilmelidir. Çalışmanın temel amaçlarından biri, kullanılan akışkanların verim üzerindeki etkisini anlamaktır. Her çevrimde aynı akışkan (R290) kullanıldığında, parametrik sıcaklık ve basınç için maksimum verim %29’dur. İki farklı akışkan kullanıldığında %30 dur. Son olarak her döngüdeki farklı akışkanlar için bu oran %31’dir. En iyi tasarımın termo-fiziksel özellikleri Tablo 3.6.’da verilmiştir.

Tablo 3.6. Termo-Fiziksel Özelliklere Göre En İyi ORC Tasarımı

Points	Fluid	m (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	ψ	Ex
0	Atık Gaz	-	25	100	309.3	6,839	-	-
0	R290	-	25	100	630.8	2,849	-	-
0	R22	-	25	100	429.3	1,984	-	-
0	R123	-	25	100	226.2	1,091	-	-
0	Water	-	25	100	104.8	0,3669	-	-
1	R290	6,55	27	925	271	1,226	1392	58089
2	R290	6,55	28,2	2758	387,8	1,75	3023	126153
3	R290	6,55	80	2500	691,9	2,408	5169	215707
4	R290	6,55	48,34	9716	644,3	2,408	4629	193172
5	R22	15,44	22	1960	226,6	1,129	1144	572447
6	R22	15,44	80	2500	448,8	1,709	2975	1488663
7	R22	15,44	33,43	5962	422,4	1,709	2594	1298014
8	R22	15,44	20	5843	225,4	1,026	8596	430136
9	R22	15,44	21,59	2000	229,7	1,217	1402	701548
10	R123	61,08	18	980	219,2	1,204	1362	2261032
11	R123	61,08	75	2500	285,9	1,242	1481	2458581
12	R123	61,08	10,48	3695	276,1	1,242	140	2324115
13	R123	61,08	10	3621	210,8	1,011	8205	1362097
14	R123	61,08	12,5	1000	213,3	1,014	8357	1387331
15	Atık Gaz	32,61	207	120	495,5	3,496	2566	975080
16	Atık Gaz	32,61	148,5	120	433,7	3,282	2201	836380
17	Atık Gaz	32,61	119,3	120	401	7,033	1211	460180
18	Atık Gaz	32,61	89,7	120	381	6,99	1066	405080
19	Su	6,18	-5	100	-343,4	-1,259	-4076	-1223615
20	Su	6,18	7	100	301,8	0,01066	-929	-278886

Tablo 12'de verilen değerlere göre bileşen bazında ekserji analizi sonuçları Tablo 13'de verilmiştir.

Tablo 3.7. Ekserji Analizi Sonuçlarına Göre En İyi ORC Tasarımı

Components	Q (kW)	W	E _g	E _c	E _{gx}	E _{xc}	E _{xd}	η (%)	E (%)
Evaporatör-1	1991,62	-	485066.92	733256.02	331980.37	562488.74	171821.53		
Türbin/Jeneratör-1	-	265,01	733256.02	674942.56	562488.74	504175.28	49571.93		
Kondenser-1	1680,07	-	674942.56	291567.28	504175.28	291567.28	166045.09		
Pompa-1	-	25,43	291567.28	485066.92	291567.28	331980.37	34622.38		
Kademe -1	311,55	239,58						12	12
Isı Değiştirici-1	994,11		1505180.00	1485420.00	830680.00	460180.00	-387789.82		
Türbin/Jeneratör-2		346,47	571367.40	521855.04	389383.13	339739.08	42138.18		
Kondenser-2	47,86		521855.04	272976.40	339739.08	113193.69	22333.24		
Pompa-2		30,88	272976.40	352380.54	113193.69	184617.91	69676.80		
Kademe -2	946,24	315,6						31	14
Isı Değiştirici-2	1029,52		1485420.00	1428040.00	454100.00	402800.00	-78901.05		
Türbin/Jeneratör-3		508,80	119788.02	116293.11	64437.39	60986.17	2951.89		
Kondenser-3	152,71		116293.11	88683.33	60986.17	35844.67	2284.80		
Pompa-3		152,70	88683.33	89382.31	35844.67	36508.70	338.31		
Kademe -3	876,81	356,10						34	18
Toplam	2.134,60	911,28						23	24

3.3 Ekonomi Analizi

Bölüm 2.6’da maliyet analizine ait eşitlikler belirtilmiştir. Bu eşitlikler kapsamında yapılan çalışmaya NBD’i belirlenmiş olup sistemin ömrünün 20 yıl olduğu dikkate alınarak tabloda gösterilmiştir. İskonto oranı ise Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası’nın verileri dikkate alınarak %15,75 olarak hesaplanmıştır.

Tablo 3.7.’de sistemin 1 çevrim, tablo 15’de sistemin 2 çevrim ve tablo 16’da 3 çevrim olması durumunda NBD gösterilmiştir.

Tablo 3.8. 1 Çevrimli ORC İçin NBD Hesaplaması

1 ÇEVİRİM ORC						
YATIRIM	BUGÜN	1	5	10	15	20
Kondenser Maliyeti (₺)	-103.611,60					
Evaporatör Maliyeti (₺)	-214.576,98					
Pompa Maliyeti (₺)	-8.741,15					
Türbin Maliyeti (₺)	-10.671.013,46					
Toplam (₺)	-10.997.943,19					
Montaj Bedeli (₺)	-109.979,43					
İlk Yatırım Maliyeti (₺)	-11.107.922,62					
Hurda Maliyeti (₺)	-1.110.792,26					
Nakit Akışı						
Elektrik Üretim Bedeli (₺)	4.605.754,90	4.605.754,90	4.605.754,90	4.605.754,90	4.605.754,90	4.605.754,90
Bakım-Onarım Bedeli (₺)	-164.969,15	-164.969,15	-164.969,15	-164.969,15	-164.969,15	-164.969,15
Atık Isı maliyeti (₺)	-30.099,69	-30.099,69	-30.099,69	-30.099,69	-30.099,69	-30.099,69
Toplam Nakit Akışı (₺)	-75.000	-75.000	-75.000	-75.000	-75.000	-75.000
İskonto Oranı	1,00	0,86	0,48	0,23	0,11	0,05
Kümülatif Nakit Akışı (₺)	4.365.785,75	8.731.571,50	26.194.714,51	48.023.643,28	69.852.572,04	91.681.500,80
Bugünkü Değer (₺)	-9.997.130,36	3.754.575,75	2.095.577,16	1.004.130,72	480.236,43	218.289,29
NBD(₺)	16.459.531,30					

Tablo 3.9. 2 Çevrimli ORC İçin NBD Hesaplaması

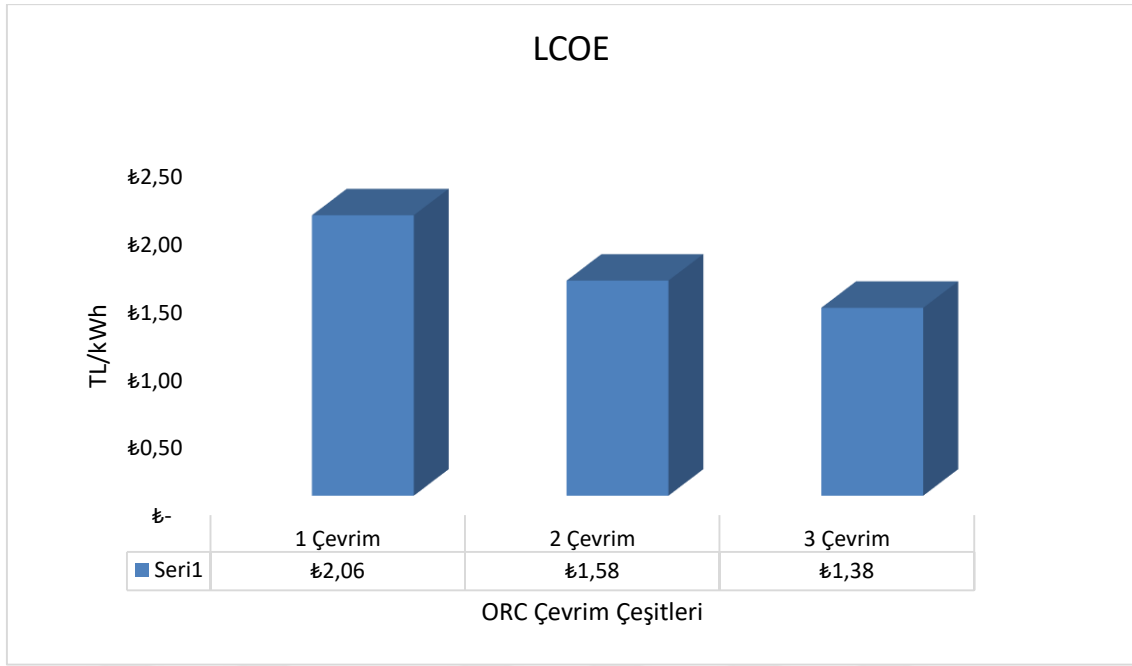
2 ÇEVİRİM ORC						
YATIRIM	BUGÜN	1	5	10	15	20
Kondenser Maliyeti (₺)	-115.801,20					
Isı Değiştirici Maliyeti (₺)	-141.674,42					
Pompa Maliyeti (₺)	-9.176,01					
Türbin Maliyeti (₺)	-13.951.105,98					
Toplam (₺)	-14.217.757,61					
Montaj Bedeli (₺)	-1.421.775,76					
İlk Yatırım Maliyeti (₺)	-15.639.533,37					
Hurda Maliyeti (₺)	-1.563.953,34					
Nakit Akışı						
Elektrik Üretim Bedeli (₺)	6.066.971,37	6.066.971,37	6.066.971,37	6.066.971,37	6.066.971,37	6.066.971,37
Bakım-Onarım Bedeli (₺)	-213.266,36	-213.266,36	-213.266,36	-213.266,36	-213.266,36	-213.266,36
Atık Isı maliyeti (₺)	-75.000	-75.000	-75.000	-75.000	-75.000	-75.000
Toplam Nakit Akışı (₺)	5.778.705,01	5.778.705,01	5.778.705,01	5.778.705,01	5.778.705,01	5.778.705,01
İskonto Oranı	1,00	0,86	0,48	0,23	0,11	0,05
Kümülatif Nakit Akışı (₺)	7.342.658,34	13.121.363,35	36.236.183,37	65.129.708,40	94.023.233,43	122.916.758,46
Bugünkü Değer (₺)	-14.075.580,03	4.992.401,73	2.781.157,13	1.338.506,63	644.192,30	310.034,86
NBD (₺)	20.646.135,16					

Tablo 3.10. 3 Çevrimli ORC İçin NBD Hesaplaması

3 ÇEVİRİM ORC						
YATIRIM	BUGÜN	1	5	10	15	20
Kondenser Maliyeti (₺)	-109.706,40					
Isı Değiştirici Maliyeti (₺)	-181.425,26					
Pompa Maliyeti (₺)	-13.683,41					
Türbin Maliyeti (₺)	-20.487.195,84					
Toplam (₺)	-20.792.010,91					
Montaj Bedeli (₺)	-2.079.201,09					
İlk Yatırım Maliyeti (₺)	-22.871.212,00					
Hurda Maliyeti (₺)	-2.287.121,20					
Nakit Akışı						
Elektrik Üretim Bedeli (₺)	6.845.597,19	6.845.597,19	6.845.597,19	6.845.597,19	6.845.597,19	6.845.597,19
Bakım-Onarım Bedeli (₺)	-311.880,16	-311.880,16	-311.880,16	-311.880,16	-311.880,16	-311.880,16
Atık Isı maliyeti (₺)	-75.000	-75.000	-75.000	-75.000	-75.000	-75.000
Toplam Nakit Akışı (₺)	6.458.717,03	6.458.717,03	6.458.717,03	6.458.717,03	6.458.717,03	6.458.717,03
İskonto Oranı	1,00	0,86	0,48	0,23	0,11	0,05
Kümülatif Nakit Akışı (₺)	8.745.838,23	15.204.555,25	41.039.423,36	73.333.008,49	105.626.593,62	137.920.178,75
Bugünkü Değer (₺)	-20.584.090,80	5.579.885,12	3.108.431,20	1.496.016,08	719.997,95	346.518,37
NBD (₺)	18.223.519,71					

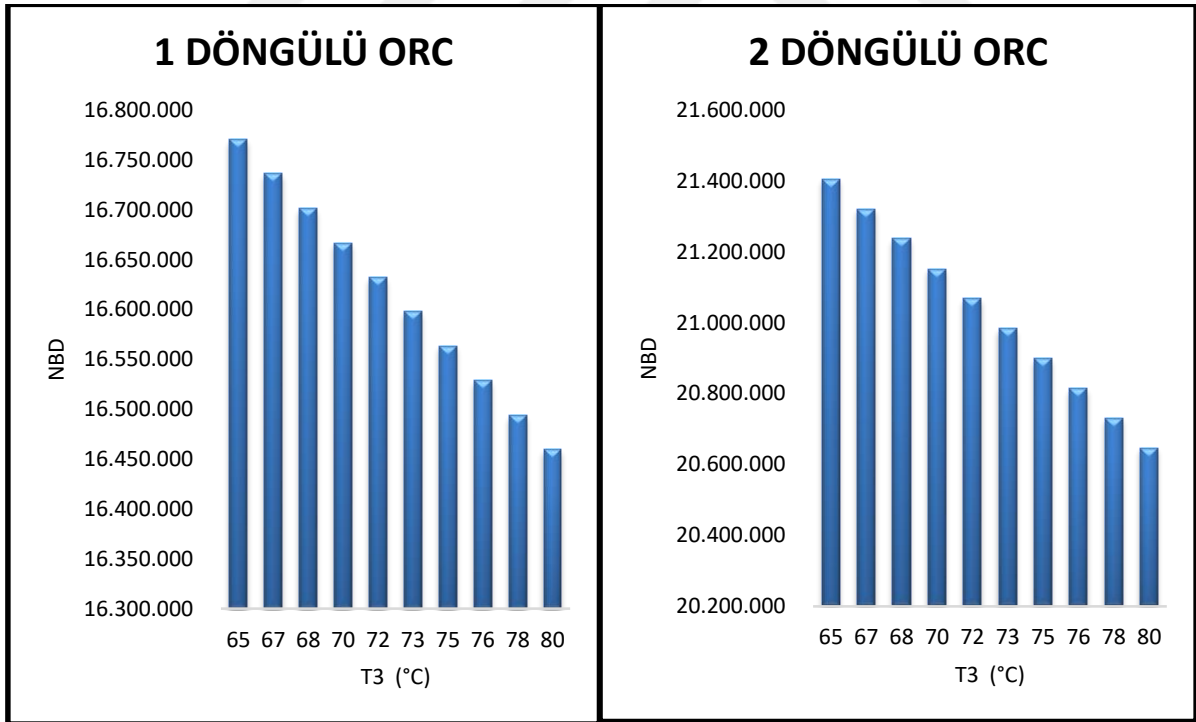
Tablo 3.9. ve 3.10.'a göre her 2 sistem içinde yatırımın uygun olduğu görülmektedir. Tablo 3.9. verileri dikkate alındığında sistem kendini 4 yıldan sonra, Tablo 3.10. verileri ise dikkate alındığında sistemin kendini 3 sene sonunda ilk yatırım maliyetini karşılayıp kara geçtiğini göstermektedir.

Şekil 3.17.'de LCOE değişiminin 2 ve 3 çevrime göre hesaplanması gösterilmiştir.



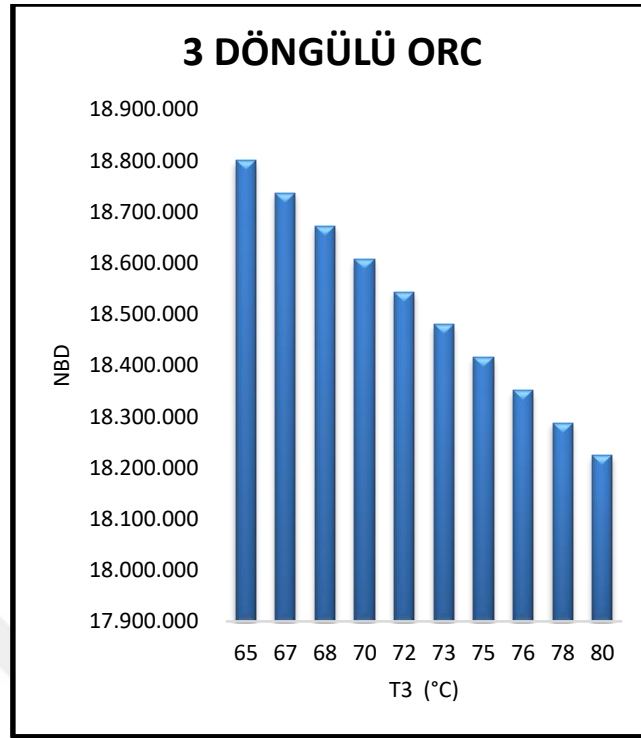
Şekil 3.17. ORC Çevrim Çeşitlerine Göre LCOE Değeri

Şekil 3.17.'ye göre seviyelendirilmiş elektrik maliyeti 3 çevrimli ORC tasarımında 2 çevrimli ORC'ye göre daha düşük olduğunu göstermektedir.



a)

b)



c)

Şekil 3.18. NBD Parametrik Sıcaklık ve a) 1 Döngülü ORC b)2 Döngülü ORC c)3 Döngülü ORC Durumuna Göre Değişimi

Şekil 3.18.'e göre T3 noktasındaki sıcaklık artışı ile birlikte NBD azalmakta olduğu ve döngü sayısının artmasıyla NBD için artış olduğu görülmektedir. 1 döngülü ORC için 65 °C ile 80 °C arasında NBD 16.450.000 TL ile 16.800.000 TL arasında, 2 döngülü ORC için 65 °C ile 80 °C arasında NBD 20.650.000 TL ile 21.500.000 TL arasında ve 3 döngülü ORC için 65 °C ile 80 °C arasında NBD 18.200.000 TL ile 18.800.000 TL arasında değiştiği bulunmuştur.

4. ÖNERİLER

Bu çalışmada, atık gazlardan faydalanmak ve enerji maliyetlerini düşürmek amacıyla piyasada kullanılmakta olan Organik Rankine çevrimi ele alınmıştır. Basit yani bir döngülü rankine çevrimleri en sık kullanılan sistemler olsa da son zamanlarda iki veya daha fazla çevrimli sistemlerin kullanımı artmıştır.

Bu çalışmada da görüleceği üzere, EES yazılımıyla yapılan analizler sonucu çevrim sayısı iki'ye çıktığı zaman verim ciddi şekilde artmıştır, üç döngülü çevrimde ise verim yine artmakla beraber iki ve üç çevrim arasındaki verim farkı çok fazla değildir. 2 ve 3 çevrime göre yapılan maliyet analizleri ile her 2 durumda da yatırımın uygun olduğu gözükmemektedir.

Çalışmanın ana amaçlarından birisi de, kullanılan akışkanların verime etkisini anlamaktır. Yapılan analizlerde her bir döngüde aynı akışkan (R290) kullanıldığında maksimum verim, parametrik sıcaklık ve basınç için %29'dir. İki farklı akışkan kullanılması durumunda ise %30, ve son olarak her döngüde farklı tip akışkan kullanılması durumunda %31'dir. Bu da her döngüde farklı tip akışkan kullanılması durumu en verimli sonucu vermektedir. Sonraki aşamada sıcaklık ve basıncın etkisi ele alınmıştır. Beklenildiği üzere sıcaklık ve basınç yükseldikçe verim artmıştır. Bu çalışmada termal verimlilik açısından bakıldığında 3 çevrimli ORCnin 67 °C ve 2500 kPa parametresinde daha etkili olduğu hesaplanmıştır.

Elde edilen sonuçlar döngü sayısı arttıkça, verimin arttığını göstermiştir, ancak işletmelerin maliyetleri göz önüne alındığında ciddi yatırımlar gerektiği gözükmemektedir. 3 çevrimli ORC kendini 3 sene sonunda, 2 çevrimli ORC ise 4 sene sonunda maliyetini çıkardığı gözükmemektedir. NBD ve termal verimler göz önüne alındığında 3 çevrimli ORC 67 °C ve 2500 kPa'da meydana getirdiği %31'lik verim ile NBD 18.223.520 TL olarak optimizasyon uygun görülmüştür. Bu durumda oluşan LCOE değeri 1.38 TL ile sistemin kendini amorti etmesini sağlayacağı da hesaplanmış olup sistemin kurulacağı fabrikada bu çalışmanın gerçekleşmesi yatırıma değer gözükmemektedir.

KAYNAKÇA

- Alshammari F, Karvountzis-Kontakiotis A, Pesyridis A, & Usman M.** (2018). Expander technologies for automotive engine organic rankine cycle applications. *Energies*, 11 (7), 1905.
- Anastasovski, A., Raskovski, P., & Guzovic, Z.** (2020). A Review of Heat Integration Approaches for Organic Rankine Cycle with Waste Heat in Production Processes. *Energy Conversion and Management*, 221, 113-175.
- Andreasen, J., Larsen, U., Knudsen, T., Perborn, L., & Haglind, F.** (2014). Selection and Optimization of Pure and Mixed Working Fluids for Low Grade Heat Utilization Using Organic Rankine Cycles. *Energy*. 204-213.
- Apostol, V., Pop, H., Dobrovicescu, A., Alexandru, A., & Prisecaru, M.** (2014). *Thermodynamic Analysis of ORC Configurations Used for WHR from a Turbocharged Diesel Engine*. Vienna: 25th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, 549-558.
- Arslan, O., Arslan, A. E., & Acar, M. Ş.** (2019). O-Tipi Orc-Binary Jeotermal Güç Santrali Optimizasyonu: Ertwo Analizi. *Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 6, 222-236.
- Braimakis, K., & Karellas, S.** (2018). Exergetic Optimisation of double stage Organic Rankine Cycle (ORC). *Energy*. 296-313.
- Bu, X., Wang, L., & Li, H.** (2014). Performance Analysis and Working Fluid Selection for Geothermal Energy-Powered Organic Rankine -Vapor Compression Air Conditioning. *Geothermal Energy*. 123-132.
- Chen, H., Yogi, D., Goswami, M., Rahman, M., & Stefanakos, E.** (2011). Energetic and Exergetic Analysis of CO₂ and R32 Based Transcritical Rankine Cycles for Low-Grade Heat Conversion. *Applied Energy*. 2802-2808.
- Çengel, Y., & Boles, M.** (2012). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Thermodynamics: An Engineering Approach 5. Baskıdan Çeviri*. İstanbul: McGraw-Hill-Güven Bilimsel.
- Eterafi, S., Gorijan, S., & Amidpour, M.** (2021). Thermodynamic Design and Parametric Performance Assessment of a Novel Cogeneration Solar Organic Rankine Cycle System with Stable Output. *Energy Conversion and Management*, 243.

- Garofalo, E., Bevione, M., Cecchini, L., Mattiussi, F., & Chiolerio, A.** (2020). *Waste Heat to Power: Technologies, Current Application, and Future Potential*. *Energy Technol.*
- Güler, T. & Yücedağ M.,** (2011), Atmosfer kontrollü soğuk hava tesisi fizibilite raporu, Dğrudan Faaliyet Destek Programı, Fırat Kalkınma Ajansı, 345-359.
- Hafner, S., Jones, A., & Anger-Kraavi, A.** (2012). Economics Impacts of Achieving a Net-Zero Emission Target in the Power Sector. *J.Clean Prod.*, 312.
- Kavasoğulları, B., & Han, E.** (2015). Organik Rankine Çevrimi (ORC) ile Birlikte Çalışan Buhar Sıkıştırılmalı Bir Soğutma Çevriminin Ekserji Analizi. *Tesisat Mühendisliği*, 150.
- Lecompte S, Huisseune H, Van den Broek M, De Schamphelre S, & De Paepe M.** (2013). Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system. *Applied Energy*, 111, 871-881.
- Li, Z., Huang, R., Lu, Y., Roskilly, A., & Yu, X.** (2019). Analysis of a Combined Trilateral Cycle-Organic Rankine Cycle (TLC-ORC) System for Waste Heat Recovery. *Energy Procedia*, 158, 1786-1791.
- Lion, S., Vlaskos, I., & Taccani, R.** (2020). A Review of Emissions Reduction Technologies for Low and Medium Speed Marine Diesel Engines and Their Potential for Waste Heat Recovery. *Energy Conversion and Management*, 207, 112553.
- Loni, R., Najafi, G., Bellos, E., Rajaei, F., Said, Z., & Mazlan, M.** (2020). Review of Industrial Waste Heat Recovery System for Power Generation with Organic Rankine Cycle: Recent Challenges and Future Outlook. *Journal of Cleaner Production*, 287, 125070.
- Lu, X., Zhao, Y., Zhu, J., & Zhang, W.** (2018). Optimization and Applicability of Compound Power Cycles for Enhanced Geothermal Systems. *Applied Energy*, 229, 128-141.
- Mohammadkhani, F., & Yari, M.** (2019). A0D Model for Diesel Engine Simulation and Employing a Transcritical Dual Loop Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery from Its Exhaust and Coolant: Thermodynamic and Economic Analysis. *Applied Thermal Engineering*, 150, 329-347
- Nelson, S., & Allwood, J.** (2021). *Technology or Behaviour? Balanced Disruption in the Race to Net Zero Emission*. *Energy Research & Social Science*, 78, 102124
- OEDAŞ (Osmangazi Elektrik Anonim Şirketi),** (2022) Elektrik tüketim birim maliyeti

- Ouyang, T., Su, Z., Huang, G., Zhao, Z., Wang, Z., Chen, N., & Huang, H.** (2019). Modeling and Optimization of a Combined Cooling, Cascaded Power and Flue Gas Purification System in Marine Diesel Engines. *Energy Conversion and Management*, 200, 112102
- Öztürk, H., Şanlı, G., & Yılancı, A.** (2009). Parabolik Oluk Tipi Güneş Kolektörlerin Performans Analizi. V. Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu, 19-28, Kayseri.
- Peris, B., Navarro-Esbri, J., Moles, F., Collado, R., & Mota Babiloni, A.** (2015). Performance Evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Power Applications from Low Grade Heat Sources. *Applied Thermal Engineering*. 763-769.
- Ping, X., Yao, B., Zhang, H., & Yang, F.** (2021). Thermodynamic, Economics and Environmental Analysis and Multi-Objective Optimization of a Dual Loop Organic Rankine Cycle for CNG Engine Waste Heat Recovery. *Applied Thermal Engineering*, 193, 116980.
- Saitoh, T., Yamada, N., & Wakashima, S.** (2007). Solar Rankine Cycle System Using Scroll Expander. *Journal of Environment and Engineering*, 2, 708-719.
- Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J.** (2007). Working Fluids for Low Temperature Organic Rankine Cycles. *Energy*, 32(7), 1210-1221.
- Sciubba, E., Tocci, L., & Toro, C.** (2016). Thermodynamics Analysis of a Rankine Dual Loop Waste Thermal Energy Recovery System. *Energy Conversion and Management*, 122, 109-118.
- Song, J., & Gu, C.** (2015). Parametric Analysis of a Loop Organic Rankine Cycle (ORC) System for Engine Waste Heat Recovery. *Energy Conversion and Management*, 105, 995-1005.
- Tchanche, B., 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, 8, 3963-3979.
- Tian, H., Liu, P., & Shu, G.** (2021). Challenges and Opportunities of Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from Internal Combustion Engine. *Progress in Energy and Combustion*, 1-37
- Tuçcu, A., Arslan, O., Köse, R., & Yamankaradeniz, N.** (2016). Jeotermal Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik ve Ekonomik Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 36, 143-159.

- Valencia, G., Fontalvo, A., & Duarte Forero, J.** (2021). Optimisation of Waste Heat Recovery in Internal Combustion Engine Using a Dual-Loop Organic Cycle: Thermo-Economic and Environmental Footprint Analysis. *Applied Thermal Engineering*, 182, 116109.
- Wagner MJ, & Gilman P.** (2001). Technical manual for the SAM physical trough model (No. NREL/TP-5500-51825). National Renewable Energy Laboratory (NREL), USA. <https://www.nrel.gov/docs/fy11osti/51825.pdf>.
- Wang, E., Zhang, H., Fan, B., Ouyang, M., Yang, F., Yang, K., & Yang, F.** (2014). Parametric Analysis of a Dual-Loop ORC System for Waste Heat Recovery of a Diesel Engine. *Applied Thermal Engineering*, 67(1-2), 168-178
- Xia, X., Wang, Z., Zhou, N., Hu, Y., Zhang, J., & Chen, Y.** (2020). Working Fluid Selection of Dual-Loop Organic Rankine Cycle Using Multi-Objective Optimization and Improved Grey Relational Analysis. *Applied Thermal Engineering*, 171, 115028.
- Zhang, S., Huaixin, W., & Yao, G.** (2011). Performance Comparison and Parametric Optimisation of Subcritical Organic Rankine Cycle and Transcritical Power Cycle System for Low-Temperature Geothermal Power Generation. *Applied Energy*, 88, 2740-2754.

EKLER

EK-1 TEK KADEME ENERJİ ANALİZİ

$Fluid\$='r290'$

$T_1=0,98*T_4$

$P_1=pressure(Fluid\$,T=T_1;x=x_1)$

$h_1=enthalpy(Fluid\$,x=x_1;T=T_1)$

$s_1=entropy(Fluid\$,T=T_1;h=h_1)$

$v_1=volume(Fluid\$,x=x_1;P=P_1)$

$P_2=P_3/0,95$

$W_{pumpin_1}=v_1*(P_2-P_1)/n_{pump}$

$h_2=enthalpy(Fluid\$,x=x_1;P=P_2)$

$h_{2s}=h_1+W_{pumpin_1}$

$s_2=entropy(Fluid\$,P=P_2;h=h_2)$

$T_2=temperature(Fluid\$,h=h_2;P=P_2)$

$h_3=enthalpy(Fluid\$,T=T_3;P=P_3)$

$s_3=entropy(Fluid\$,T=T_3;P=P_3)$

$s_{4s}=s_3$

$P_4=P_1/0,98$

$s_f=entropy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$s_{fg}=entropy(Fluid\$,x=1;P=P_4)-entropy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$h_{fg}=enthalpy(Fluid\$,x=1;P=P_4)-enthalpy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$h_f=enthalpy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$x_4=(s_{4s}-s_f)/s_{fg}$

$h_{4s}=h_f+(x_4*h_{fg})$

$W_{turbineout_1_loop}=n_{turbine}*(h_3-h_{4s})$

$Q_{in}=h_3-h_{2s}$

$Q_{out}=h_{4s}-h_1$

$W_{net_1_loop}=W_{turbineout_1_loop}-W_{pumpin_1}$

$n_{th_1_loop}=W_{net_1_loop}/Q_{in}$

EK-2 İKİ KADEME ENERJİ ANALİZİ

$Fluid\$='r290'$

$T_1=0,98*T_4$

$P_1=pressure(Fluid\$,T=T_1;x=x_1)$

$h_1=enthalpy(Fluid\$,x=x_1;T=T_1)$

$s_1=entropy(Fluid\$,T=T_1;h=h_1)$

$v_1=volume(Fluid\$,x=x_1;P=P_1)$

$P_2=P_3/0,95$

$W_{pumpin_1}=v_1*(P_2-P_1)/n_{pump}$

$h_2=enthalpy(Fluid\$,x=x_1;P=P_2)$

$h_{2s}=h_1+W_{pumpin_1}$

$s_2=entropy(Fluid\$,P=P_2;h=h_2)$

$T_2=temperature(Fluid\$,h=h_2;P=P_2)$

$h_3=enthalpy(Fluid\$,T=T_3;P=P_3)$

$s_3=entropy(Fluid\$,T=T_3;P=P_3)$

$s_{4s}=s_3$

$P_4=P_1/0,98$

$s_f=entropy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$s_{fg}=entropy(Fluid\$,x=1;P=P_4)-entropy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$h_{fg}=enthalpy(Fluid\$,x=1;P=P_4)-enthalpy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$h_f=enthalpy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$x_4=(s_{4s}-s_f)/s_{fg}$

$h_{4s}=h_f+(x_4*h_{fg})$

$W_{turbineout_1_loop}=n_{turbine}*(h_3-h_{4s})$

$Q_{in}=h_3-h_{2s}$

$Q_{out}=h_{4s}-h_1$

$W_{net_1_loop}=W_{turbineout_1_loop}-W_{pumpin_1}$

$n_{th_1_loop}=W_{net_1_loop}/Q_{in}$

"2. Loop"

$T_4=T_5$

```

h_5=enthalpy(R22;T=T_5;x=x_1)
T_6=(T_5+T_heat_exchanger)/2
h_6=enthalpy(R22;T=T_6;P=P_6)
s_6=entropy(R22;T=T_6;P=P_6)
P_9=P_6/0,95
s_7s=s_6
P_7=P_8/0,98
P_8=pressure(R22;T=T_8;x=x_1)
s_f_2=entropy(R22;x=0;P=P_7)
s_fg_2=entropy(R22;x=1;P=P_7)- entropy(R22;x=0;P=P_7)
h_fg_2=enthalpy(R22;x=1;P=P_7)-enthalpy(R22;x=0;P=P_7)
h_f_2=enthalpy(R22;x=0;P=P_7)
x_7=(s_7s-s_f_2)/s_fg_2
h_7s=h_f_2+(x_7*h_fg_2)
v_2=volume(R22;x=x_1;P=P_8)
W_pumpin_2=v_2*(P_9-P_8)/n_pump
h_8= enthalpy(R22;x=x_1;T=T_8)
h_9s=h_8+W_pumpin_2
W_turbineout_total_2_loop= n_turbine*(h_3-h_4s)+n_turbine*(h_6-h_7s)
W_net_total_2_loop=(W_turbineout_1_loop+W_turbineout_total_2_loop)-
(W_pumpin_2+W_pumpin_1)
n_th_2_loop=W_net_total_2_loop/(Q_in_1+Q_in)

```

EK-3 ÜÇ KADEME ENERJİ ANALİZİ

$Fluid\$='r290'$

$T_1=0,98*T_4$

$P_1=pressure(Fluid\$,T=T_1;x=x_1)$

$h_1=enthalpy(Fluid\$,x=x_1;T=T_1)$

$s_1=entropy(Fluid\$,T=T_1;h=h_1)$

$v_1=volume(Fluid\$,x=x_1;P=P_1)$

$P_2=P_3/0,95$

$W_{pumpin_1}=v_1*(P_2-P_1)/n_{pump}$

$h_2=enthalpy(Fluid\$,x=x_1;P=P_2)$

$h_{2s}=h_1+W_{pumpin_1}$

$s_2=entropy(Fluid\$,P=P_2;h=h_2)$

$T_2=temperature(Fluid\$,h=h_2;P=P_2)$

$h_3=enthalpy(Fluid\$,T=T_3;P=P_3)$

$s_3=entropy(Fluid\$,T=T_3;P=P_3)$

$s_{4s}=s_3$

$P_4=P_1/0,98$

$s_f=entropy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$s_{fg}=entropy(Fluid\$,x=1;P=P_4)-entropy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$h_{fg}=enthalpy(Fluid\$,x=1;P=P_4)-enthalpy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$h_f=enthalpy(Fluid\$,x=0;P=P_4)$

$x_4=(s_{4s}-s_f)/s_{fg}$

$h_{4s}=h_f+(x_4*h_{fg})$

$W_{turbineout_1_loop}=n_{turbine}*(h_3-h_{4s})$

$Q_{in}=h_3-h_{2s}$

$Q_{out}=h_{4s}-h_1$

$W_{net_1_loop}=W_{turbineout_1_loop}-W_{pumpin_1}$

$n_{th_1_loop}=W_{net_1_loop}/Q_{in}$

"2. Loop"

$T_4=T_5$

```

h_5=enthalpy(R22;T=T_5;x=x_1)
T_6=(T_5+T_heat_exchanger)/2
h_6=enthalpy(R22;T=T_6;P=P_6)
s_6=entropy(R22;T=T_6;P=P_6)
P_9=P_6/0,95
s_7s=s_6
P_7=P_8/0,98
P_8=pressure(R22;T=T_8;x=x_1)
s_f_2=entropy(R22;x=0;P=P_7)
s_fg_2=entropy(R22;x=1;P=P_7)- entropy(R22;x=0;P=P_7)
h_fg_2=enthalpy(R22;x=1;P=P_7)-enthalpy(R22;x=0;P=P_7)
h_f_2=enthalpy(R22;x=0;P=P_7)
x_7=(s_7s-s_f_2)/s_fg_2
h_7s=h_f_2+(x_7*h_fg_2)
v_2=volume(R22;x=x_1;P=P_8)
W_pumpin_2=v_2*(P_9-P_8)/n_pump
h_8= enthalpy(R22;x=x_1;T=T_8)
h_9s=h_8+W_pumpin_2
W_turbineout_total_2_loop= n_turbine*(h_3-h_4s)+n_turbine*(h_6-h_7s)
W_net_total_2_loop=(W_turbineout_1_loop+W_turbineout_total_2_loop)-
(W_pumpin_2+W_pumpin_1)
n_th_2_loop=W_net_total_2_loop/(Q_in_1+Q_in)

```

"3. Loop"

```

T_8=0,98*T_7
T_7=T_10
h_10=enthalpy(R123;T=T_10;x=x_1)
T_11=(T_10+T_heat_exchanger_1)/2
h_11=enthalpy(R123;T=T_11;P=P_11)
s_11=entropy(R123;T=T_11;P=P_11)
P_14=P_11/0,95

```

$$s_{12s}=s_{11}$$

$$P_{12}=P_{13}/0.98$$

$$P_{13}=\text{pressure}(\text{R123};T=T_{13};x=x_1)$$

$$s_{f3}=\text{entropy}(\text{R123};x=0;P=P_{12})$$

$$s_{fg3}=\text{entropy}(\text{R123};x=1;P=P_{12})-\text{entropy}(\text{R123};x=0;P=P_{12})$$

$$h_{fg3}=\text{enthalpy}(\text{R123};x=1;P=P_{12})-\text{enthalpy}(\text{R123};x=0;P=P_{12})$$

$$h_{f3}=\text{enthalpy}(\text{R123};x=0;P=P_{12})$$

$$x_{12}=(s_{12s}-s_{f3})/s_{fg3}$$

$$h_{12s}=h_{f3}+(x_{12}*h_{fg3})$$

$$v_3=\text{volume}(\text{R123};x=x_1;P=P_{13})$$

$$W_{\text{pumpin}_3}=v_3*(P_{14}-P_{13})/n_{\text{pump}}$$

$$h_{13}=\text{enthalpy}(\text{R123};x=x_1;T=T_{13})$$

$$h_{14s}=h_{13}+W_{\text{pumpin}_3}$$

$$W_{\text{turbineout_total_3_loop}}=n_{\text{turbine}}*(h_3-h_{4s})+n_{\text{turbine}}*(h_6-h_{7s})+n_{\text{turbine}}*(h_{11}-h_{12s})$$

$$W_{\text{net_total_3_loop}}=(W_{\text{turbineout_1_loop}}+W_{\text{turbineout_total_2_loop}}+W_{\text{turbineout_total_3_loop}})-\\ (W_{\text{pumpin}_3}+W_{\text{pumpin}_2}+W_{\text{pumpin}_1})$$

$$n_{\text{th_3_loop}}=W_{\text{net_total_3_loop}}/(Q_{\text{in}_2}+Q_{\text{in}_1}+Q_{\text{in}})$$

$$Q_{\text{in}_1}=(h_6-h_5)$$

$$Q_{\text{in}_2}=(h_{11}-h_{10})$$

$$n_{\text{th_total}}=(W_{\text{net_1_loop}}+W_{\text{net_total_2_loop}}+W_{\text{net_total_3_loop}})/(Q_{\text{in}}+Q_{\text{in}_1}+Q_{\text{in}_2})$$

EK-4 TEK KADEME EKSERJİ ANALİZİ

Fluid\$='R134a'

T_1=0,98*T_4

P_1=Pressure(Fluid\$;T=T_1;x=x_1)

h_1= ENTHALPY(Fluid\$;x=x_1;T=T_1)

s_1=ENTROPY(Fluid\$;T=T_1;h=h_1)

v_1=Volume(Fluid\$;x=x_1;P=P_1)

P_2=P_3/0,95

W_pumpin=v_1*(P_2-P_1)/n_pump

h_2= ENTHALPY(Fluid\$;x=x_1;P=P_2)

h_2s=h_1+W_pumpin

"2nin entropisi"

s_2s=ENTROPY(Fluid\$;P=P_2;h=h_2s)

T_2=temperature(Fluid\$;h=h_2;P=P_2)

h_3=ENTHALPY(Fluid\$;T=T_3;P=P_3)

s_3=ENTROPY(Fluid\$;T=T_3;P=P_3)

s_4s=s_3

P_4=P_1/0,98

s_f=ENTROPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

s_fg=ENTROPY(Fluid\$;x=1;P=P_4)- ENTROPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

h_fg=ENTHALPY(Fluid\$;x=1;P=P_4)- ENTHALPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

h_f=ENTHALPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

x_4=(s_4s-s_f)/s_fg

h_4s=h_f+(x_4*h_fg)

W_turbineout= n_turbine*(h_3-h_4s)

Q_in=h_3-h_2s

Q_out=h_4s-h_1

$$W_{\text{net}} = W_{\text{turbineout}} - W_{\text{pumpin}}$$

$$n_{\text{th}} = W_{\text{net}} / Q_{\text{in}}$$

$$h_{\text{in}} = \text{ENTHALPY}(\text{Fluid\$}; x = x_1; T = T_{\text{in}})$$

$$h_{\text{out}} = \text{ENTHALPY}(\text{Fluid\$}; x = x_1; T = T_{\text{out}})$$

$$h_0 = \text{ENTHALPY}(\text{Fluid\$}; x = x_1; T = T_0)$$

$$s_0 = \text{ENTROPY}(\text{Fluid\$}; T = T_0; h = h_0)$$

$$s_{\text{in}} = \text{ENTROPY}(\text{Fluid\$}; T = T_{\text{in}}; h = h_{\text{in}})$$

$$s_{\text{out}} = \text{ENTROPY}(\text{Fluid\$}; T = T_{\text{out}}; h = h_{\text{out}})$$

$$I_{\text{Evap}} = (T_0) * m * (s_3 - s_{2s}) + (T_0) * m * (s_{\text{out}} - s_{\text{in}})$$

$$I_{\text{turbine}} = m * (h_3 - h_0 - (T_0) * (s_3 - s_0)) - m * (h_{4s} - h_0 - (T_0) * (s_{4s} - s_0)) - W_{\text{turbineout}}$$

$$I_{\text{kondenser}} = (T_0) * (m * (s_1 - s_{4s}) - (m * (h_1 - h_{4s}) / (T_0)))$$

$$I_{\text{pump}} = W_{\text{pumpin}} + (m * (h_{2s} - h_0 - ((T_0) * (s_{2s} - s_0)))) - m * (h_1 - h_0 - ((T_0) * (s_1 - s_0)))$$

$$n_c = 1 - (T_0 / T_{\text{in}})$$

$$n_{\text{exergy}} = n_{\text{th}} / n_c$$

EK-5 İKİ KADEME EKSERJİ ANALİZİ

Fluid\$='R134a'

T_1=0,98*T_4

P_1=Pressure(Fluid\$;T=T_1;x=x_1)

h_1= ENTHALPY(Fluid\$;x=x_1;T=T_1)

s_1=ENTROPY(Fluid\$;T=T_1;h=h_1)

v_1=Volume(Fluid\$;x=x_1;P=P_1)

P_2=P_3/0,95

W_pumpin=v_1*(P_2-P_1)/n_pump

h_2= ENTHALPY(Fluid\$;x=x_1;P=P_2)

h_2s=h_1+W_pumpin

"2nin entropisi"

s_2s=ENTROPY(Fluid\$;P=P_2;h=h_2s)

T_2=temperature(Fluid\$;h=h_2;P=P_2)

h_3=ENTHALPY(Fluid\$;T=T_3;P=P_3)

s_3=ENTROPY(Fluid\$;T=T_3;P=P_3)

s_4s=s_3

P_4=P_1/0,98

s_f=ENTROPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

s_fg=ENTROPY(Fluid\$;x=1;P=P_4)- ENTROPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

h_fg=ENTHALPY(Fluid\$;x=1;P=P_4)- ENTHALPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

h_f=ENTHALPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

x_4=(s_4s-s_f)/s_fg

h_4s=h_f+(x_4*h_fg)

W_turbineout= n_turbine*(h_3-h_4s)

Q_in=h_3-h_2s

Q_out=h_4s-h_1

```

W_net=W_turbineout-W_pumpin
n_th=W_net/Q_in
h_in= ENTHALPY(Fluid$,x=x_1;T=T_in)
h_out= ENTHALPY(Fluid$,x=x_1;T=T_out)
h_0= ENTHALPY(Fluid$,x=x_1;T=T_0)
s_0=ENTROPY(Fluid$;T=T_0;h=h_0)
s_in=ENTROPY(Fluid$;T=T_in;h=h_in)
s_out=ENTROPY(Fluid$;T=T_out;h=h_out)
I_Evap=(T_0)*m*(s_3-s_2s)+(T_0)*m*(s_out-s_in)
I_turbin=m*(h_3-h_0-(T_0)*(s_3-s_0))-m*(h_4s-h_0-(T_0)*(s_4s-s_0))-W_turbineout
I_kondenser= (T_0)*(m*(s_1-s_4s)-(m*(h_1-h_4s)/(T_0)))
I_pump=W_pumpin+(m*(h_2s-h_0-((T_0)*(s_2s-s_0)))-m*(h_1-h_0-((T_0)*(s_1-s_0))))
n_c=1-(T_0/T_in)
n_exergy=n_th/n_c

```

"2. loop"

```

T_4=T_5
h_5=ENTHALPY(R152a;T=T_5;x=x_1)
s_5=ENTROPY(R152a;T=T_5;h=h_5)
T_6= (T_5+T_heat_exchanger)/2
h_6=ENTHALPY(R152a;T=T_6;P=P_6)
s_6=ENTROPY(R152a;T=T_6;P=P_6)
P_9=P_6/0,95
s_7s=s_6
P_7=P_8/0,98
P_8=Pressure(R152a;T=T_8;x=x_1)
s_f_2=ENTROPY(R152a;x=0;P=P_7)
s_fg_2=ENTROPY(R152a;x=1;P=P_7)- ENTROPY(R152a;x=0;P=P_7)

```

$$h_{fg_2} = \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=1; P=P_7) - \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=0; P=P_7)$$

$$h_{f_2} = \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=0; P=P_7)$$

$$x_7 = (s_7s - s_{f_2}) / s_{fg_2}$$

$$h_{7s} = h_{f_2} + (x_7 * h_{fg_2})$$

$$v_2 = \text{Volume}(\text{R152a}; x=x_1; P=P_8)$$

$$W_{\text{pumpin_2}} = v_2 * (P_9 - P_8) / n_{\text{pump}}$$

$$h_8 = \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=x_1; T=T_8)$$

$$s_8 = \text{ENTROPY}(\text{R152a}; T=T_8; h=h_8)$$

$$h_{9s} = h_8 + W_{\text{pumpin_2}}$$

$$s_{9s} = \text{ENTROPY}(\text{R152a}; P=P_9; h=h_{9s})$$

$$W_{\text{turbineout_total_2_loop}} = n_{\text{turbine}} * (h_3 - h_{4s}) + n_{\text{turbine}} * (h_6 - h_{7s})$$

$$W_{\text{net_total_2_loop}} = W_{\text{turbineout_total_2_loop}} - W_{\text{pumpin}} - W_{\text{pumpin_2}}$$

$$Q_{\text{in_1}} = h_6 - h_5$$

$$n_{\text{th_2_loop}} = W_{\text{net_total_2_loop}} / (Q_{\text{in_1}} + Q_{\text{in}})$$

$$I_{\text{turbine_2}} = m * (h_6 - h_0 - T_0 * (s_6 - s_0)) - m * (h_{7s} - h_0 - T_0 * (s_{7s} - s_0)) -$$

$$W_{\text{turbineout_total_2_loop}}$$

$$I_{\text{pump_2}} = W_{\text{pumpin_2}} + m * (h_{9s} - h_0 - T_0 * (s_{9s} - s_0)) - m * (h_8 - h_0 - T_0 * (s_8 - s_0))$$

$$I_{\text{kondenser_2}} = T_0 * ((m * (s_8 - s_{7s})) - m * ((h_8 - h_{7s}) / T_0))$$

$$h_{\text{in_2}} = \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=x_1; T=T_{\text{in_2}})$$

$$h_{\text{out_2}} = \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=x_1; T=T_{\text{out_2}})$$

$$s_{\text{in_2}} = \text{ENTROPY}(\text{R152a}; T=T_{\text{in_2}}; h=h_{\text{in_2}})$$

$$s_{\text{out_2}} = \text{ENTROPY}(\text{R152a}; T=T_{\text{out_2}}; h=h_{\text{out_2}})$$

$$I_{\text{heat_exchanger_1}} = T_0 * m * (s_6 - s_5) + T_0 * m * (s_{\text{out_2}} - s_{\text{in_2}})$$

$$n_{\text{c_2}} = 1 - (T_0 / T_{\text{in_2}})$$

$$n_{\text{exergy_2}} = n_{\text{th_2_loop}} / n_{\text{c_2}}$$

EK-6 ÜÇ KADEME EKSERJİ ANALİZİ

Fluid\$='R134a'

T_1=0,98*T_4

P_1=Pressure(Fluid\$;T=T_1;x=x_1)

h_1= ENTHALPY(Fluid\$;x=x_1;T=T_1)

s_1=ENTROPY(Fluid\$;T=T_1;h=h_1)

v_1=Volume(Fluid\$;x=x_1;P=P_1)

P_2=P_3/0,95

W_pumpin=v_1*(P_2-P_1)/n_pump

h_2= ENTHALPY(Fluid\$;x=x_1;P=P_2)

h_2s=h_1+W_pumpin

"2nin entropisi"

s_2s=ENTROPY(Fluid\$;P=P_2;h=h_2s)

T_2=temperature(Fluid\$;h=h_2;P=P_2)

h_3=ENTHALPY(Fluid\$;T=T_3;P=P_3)

s_3=ENTROPY(Fluid\$;T=T_3;P=P_3)

s_4s=s_3

P_4=P_1/0,98

s_f=ENTROPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

s_fg=ENTROPY(Fluid\$;x=1;P=P_4)- ENTROPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

h_fg=ENTHALPY(Fluid\$;x=1;P=P_4)- ENTHALPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

h_f=ENTHALPY(Fluid\$;x=0;P=P_4)

x_4=(s_4s-s_f)/s_fg

h_4s=h_f+(x_4*h_fg)

W_turbineout= n_turbine*(h_3-h_4s)

Q_in=h_3-h_2s

Q_out=h_4s-h_1

```

W_net=W_turbineout-W_pumpin
n_th=W_net/Q_in
h_in= ENTHALPY(Fluid$,x=x_1;T=T_in)
h_out= ENTHALPY(Fluid$,x=x_1;T=T_out)
h_0= ENTHALPY(Fluid$,x=x_1;T=T_0)
s_0=ENTROPY(Fluid$;T=T_0;h=h_0)
s_in=ENTROPY(Fluid$;T=T_in;h=h_in)
s_out=ENTROPY(Fluid$;T=T_out;h=h_out)
I_Evap=(T_0)*m*(s_3-s_2s)+(T_0)*m*(s_out-s_in)
I_turbin=m*(h_3-h_0-(T_0)*(s_3-s_0))-m*(h_4s-h_0-(T_0)*(s_4s-s_0))-W_turbineout
I_kondenser= (T_0)*(m*(s_1-s_4s)-(m*(h_1-h_4s)/(T_0)))
I_pump=W_pumpin+(m*(h_2s-h_0-((T_0)*(s_2s-s_0)))-m*(h_1-h_0-((T_0)*(s_1-s_0))))
n_c=1-(T_0/T_in)
n_exergy=n_th/n_c

```

"2. loop"

```

T_4=T_5
h_5=ENTHALPY(R152a;T=T_5;x=x_1)
s_5=ENTROPY(R152a;T=T_5;h=h_5)
T_6= (T_5+T_heat_exchanger)/2
h_6=ENTHALPY(R152a;T=T_6;P=P_6)
s_6=ENTROPY(R152a;T=T_6;P=P_6)
P_9=P_6/0,95
s_7s=s_6
P_7=P_8/0,98
P_8=Pressure(R152a;T=T_8;x=x_1)
s_f_2=ENTROPY(R152a;x=0;P=P_7)
s_fg_2=ENTROPY(R152a;x=1;P=P_7)- ENTROPY(R152a;x=0;P=P_7)

```

$h_{fg_2} = \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=1; P=P_7) - \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=0; P=P_7)$
 $h_{f_2} = \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=0; P=P_7)$
 $x_7 = (s_7s - s_{f_2}) / s_{fg_2}$
 $h_{7s} = h_{f_2} + (x_7 * h_{fg_2})$
 $v_2 = \text{Volume}(\text{R152a}; x=x_1; P=P_8)$
 $W_{\text{pumpin_2}} = v_2 * (P_9 - P_8) / n_{\text{pump}}$
 $h_8 = \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=x_1; T=T_8)$
 $s_8 = \text{ENTROPY}(\text{R152a}; T=T_8; h=h_8)$
 $h_{9s} = h_8 + W_{\text{pumpin_2}}$
 $s_{9s} = \text{ENTROPY}(\text{R152a}; P=P_9; h=h_{9s})$
 $W_{\text{turbineout_total_2_loop}} = n_{\text{turbine}} * (h_3 - h_{4s}) + n_{\text{turbine}} * (h_6 - h_{7s})$
 $W_{\text{net_total_2_loop}} = W_{\text{turbineout_total_2_loop}} - W_{\text{pumpin}} - W_{\text{pumpin_2}}$
 $Q_{\text{in_1}} = h_6 - h_5$
 $n_{\text{th_2_loop}} = W_{\text{net_total_2_loop}} / (Q_{\text{in_1}} + Q_{\text{in}})$
 $I_{\text{turbine_2}} = m * (h_6 - h_0 - T_0 * (s_6 - s_0)) - m * (h_{7s} - h_0 - T_0 * (s_{7s} - s_0)) -$
 $W_{\text{turbineout_total_2_loop}}$
 $I_{\text{pump_2}} = W_{\text{pumpin_2}} + m * (h_{9s} - h_0 - T_0 * (s_{9s} - s_0)) - m * (h_8 - h_0 - T_0 * (s_8 - s_0))$
 $I_{\text{kondenser_2}} = T_0 * ((m * (s_8 - s_{7s})) - m * ((h_8 - h_{7s}) / T_0))$
 $h_{\text{in_2}} = \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=x_1; T=T_{\text{in_2}})$
 $h_{\text{out_2}} = \text{ENTHALPY}(\text{R152a}; x=x_1; T=T_{\text{out_2}})$
 $s_{\text{in_2}} = \text{ENTROPY}(\text{R152a}; T=T_{\text{in_2}}; h=h_{\text{in_2}})$
 $s_{\text{out_2}} = \text{ENTROPY}(\text{R152a}; T=T_{\text{out_2}}; h=h_{\text{out_2}})$
 $I_{\text{heat_exchanger_1}} = T_0 * m * (s_6 - s_5) + T_0 * m * (s_{\text{out_2}} - s_{\text{in_2}})$
 $n_{\text{c_2}} = 1 - (T_0 / T_{\text{in_2}})$
 $n_{\text{exergy_2}} = n_{\text{th_2_loop}} / n_{\text{c_2}}$

"3. LOOP"

$$T_8 = 0,98 * T_7$$

$$T_7 = T_{10}$$

$$h_{10} = \text{ENTHALPY}(R123; T=T_{10}; x=x_1)$$

$$s_{10} = \text{ENTROPY}(R123; T=T_{10}; h=h_{10})$$

$$T_{11} = (T_{10} + T_{\text{heat_exchanger_1}}) / 2$$

$$h_{11} = \text{ENTHALPY}(R123; T=T_{11}; P=P_{11})$$

$$s_{11} = \text{ENTROPY}(R123; T=T_{11}; P=P_{11})$$

$$P_{14} = P_{11} / 0,95$$

$$s_{12s} = s_{11}$$

$$P_{12} = P_{13} / 0,98$$

$$P_{13} = \text{Pressure}(R123; T=T_{13}; x=x_1)$$

$$s_{f_3} = \text{ENTROPY}(R123; x=0; P=P_{12})$$

$$s_{fg_3} = \text{ENTROPY}(R123; x=1; P=P_{12}) - \text{ENTROPY}(R123; x=0; P=P_{12})$$

$$h_{fg_3} = \text{ENTHALPY}(R123; x=1; P=P_{12}) - \text{ENTHALPY}(R123; x=0; P=P_{12})$$

$$h_{f_3} = \text{ENTHALPY}(R123; x=0; P=P_{12})$$

$$x_{12} = (s_{12s} - s_{f_3}) / s_{fg_3}$$

$$h_{12s} = h_{f_3} + (x_{12} * h_{fg_3})$$

$$v_3 = \text{Volume}(R123; x=x_1; P=P_{13})$$

$$W_{\text{pumpin_3}} = v_3 * (P_{14} - P_{13}) / n_{\text{pump}}$$

$$h_{13} = \text{ENTHALPY}(R123; x=x_1; T=T_{13})$$

$$s_{13} = \text{ENTROPY}(R123; T=T_{13}; h=h_{13})$$

$$h_{14s} = h_{13} + W_{\text{pumpin_3}}$$

$$s_{14s} = \text{ENTROPY}(R123; P=P_{14}; h=h_{14s})$$

$$W_{\text{turbineout_total_3_loop}} = n_{\text{turbine}} * (h_3 - h_{4s}) + n_{\text{turbine}} * (h_6 - h_{7s}) + n_{\text{turbine}} * (h_{11} - h_{12s})$$

$$W_{\text{net_total_3_loop}} = W_{\text{turbineout_total_3_loop}} - W_{\text{pumpin}} - W_{\text{pumpin_2}} - W_{\text{pumpin_3}}$$

$$Q_{\text{in_2}} = h_{11} - h_{10}$$

$$n_{th_3_loop} = W_{net_total_3_loop} / (Q_{in_1} + Q_{in} + Q_{in_2})$$

$$n_{th_total} = (W_{net} + W_{net_total_2_loop} + W_{net_total_3_loop}) / (Q_{in_1} + Q_{in} + Q_{in_2})$$

$$I_{turbine_3} = m \cdot (h_{11} - h_0 - T_0 \cdot (s_{11} - s_0)) - m \cdot (h_{12} - h_0 - T_0 \cdot (s_{12} - s_0)) -$$

$$W_{turbineout_total_3_loop}$$

$$I_{pump_3} = W_{pumpin_3} + m \cdot (h_{14} - h_0 - T_0 \cdot (s_{14} - s_0)) - m \cdot (h_{13} - h_0 - T_0 \cdot (s_{13} - s_0))$$

$$I_{kondenser_3} = T_0 \cdot ((m \cdot (s_{13} - s_{12})) - m \cdot ((h_{13} - h_{12}) / T_0))$$

$$h_{in_3} = \text{ENTHALPY}(R123; x=x_1; T=T_{in_3})$$

$$h_{out_3} = \text{ENTHALPY}(R123; x=x_1; T=T_{out_3})$$

$$s_{in_3} = \text{ENTROPY}(R123; T=T_{in_3}; h=h_{in_3})$$

$$s_{out_3} = \text{ENTROPY}(R123; T=T_{out_3}; h=h_{out_3})$$

$$I_{heat_exchanger_2} = T_0 \cdot m \cdot (s_{11} - s_{10}) + T_0 \cdot m \cdot (s_{out_3} - s_{in_3})$$

$$n_{c_3} = 1 - (T_0 / T_{in_3})$$

$$n_{c_total} = 1 - (T_0 / (T_{in} + T_{in_2} + T_{in_3}))$$

$$n_{exergy_3} = n_{th_3_loop} / n_{c_3}$$

$$n_{total_exergy} = n_{th_total} / n_{c_total}$$