



Energy and exergy analysis of an organic Rankine-Brayton combined cycle

Önder Kaşka¹, Onur Bor¹, Nehir Tokgöz²

¹Department of Mechanical Engineering, Osmaniye Korkut Ata University, Osmaniye, 80000, Turkey

²Department of Energy Systems Engineering, Osmaniye Korkut Ata University, Osmaniye, 80000, Turkey

Highlights:

- Utilization of organic Rankine cycle as an intercooler in Brayton cycle
- First and second law analysis of organic Rankine cycle which generates power from low-grade heat source
- Identification of optimal pinch point temperature difference values for different pressure ratio

Keywords:

- Brayton cycle,
- Organic Rankine cycle,
- Intercooler
- Energy recovery
- Pressure ratio

Article Info:

Received: 18.02.2017

Accepted: 10.01.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.416420

Acknowledgement:

This work was supported by Research Fund of Osmaniye Korkut Ata University (Project number: OKÜBAP-2016-PT2-001)

Correspondence:

Author: Nehir Tokgöz
e-mail:
nehirtokgoz@osmaniye.edu.tr
phone: +90 328 827 1000

Graphical/Tabular Abstract

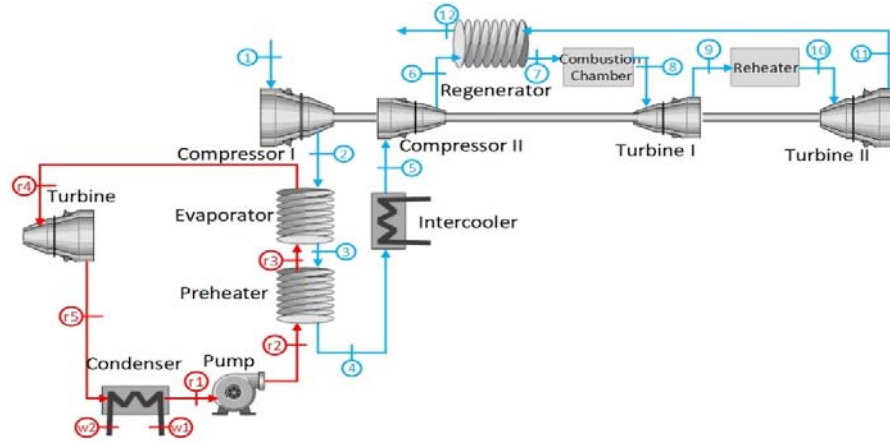


Figure A. The combined organic Rankine-Brayton cycle model

Purpose: The purpose of the present work is to investigate the effects of using organic Rankine cycle (ORC) as an intercooler in Brayton cycle on the overall system efficiency. The optimum pressure ratios at which ORC cycle can be used as an intercooler in Brayton cycle were determined.

In addition, the effects of the turbine inlet temperature and pressure ratio on the system performance were investigated. Exergy destruction and exergy efficiency of all components of the combined cycle at different pressure ratios were calculated.

Theory and Methods:

Description of the system and modelling were presented in the study. The energy and exergy analysis of the organic Rankine cycle used as an intercooler was applied. The equations used in the analysis were given. Thermodynamic analysis of the Brayton cycle was performed. The net power output and thermal efficiency was calculated. The thermodynamic properties of fluids and system performance were calculated by using Engineering Equations Solver (EES).

Results:

The net power produced by organic Rankine cycle, the second law efficiency of organic Rankine cycle and exergy destruction, the second law of the preheater and exergy destruction were investigated depending on pressure ratio. The variation of heat input, net power output and first law efficiency in organic Rankine cycle according to pinch point temperature difference were shown. Optimum values of pinch point temperature difference were calculated depending on the pressure ratios.

Conclusion:

It is observed that there is a correlation between the pressure of Brayton cycle and the net power output of ORC. As the pressure increases, temperature of the heat source of ORC also increases. In addition, increased pressure increased the energy and exergy efficiencies. It was determined that a qualitative pinch point analysis is important for heat source and heat exchangers where the working fluid heat transfer occurs. Optimum pinch point temperature difference is calculated for maximum power that can be generated from ORC at constant pressure. Exergy analysis revealed that the highest exergy destruction occurred at the evaporator and it was followed by turbine, condenser, preheater and pump. It was determined that overall thermal efficiency of the system increases by 0.2% to 2.5% if the heat dissipated from the intercooler of the Brayton cycle is used in ORC.



Organik Rankine-Brayton birleşik çevriminin enerji ve ekserji analizi

Önder Kaşka¹, Onur Bor¹, Nehir Tokgöz^{2*}

¹Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Osmaniye, 80000, Türkiye

²Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Osmaniye, 80000, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Organik Rankine çevriminin Brayton çevriminde ara soğutucu olarak kullanılması
- Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından güç üreten organik Rankine çevriminin birinci ve ikinci yasa analizi
- Değişen basınç oranları için optimum pinç noktası sıcaklık farkı değerlerinin belirlenmesi

Makale Bilgileri

Geliş: 18.02.2017

Kabul: 10.01.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.416420

Anahtar Kelimeler:

Brayton çevrimi,
organik Rankine çevrimi,
ara soğutucu,
enerji geri kazanımı,
basınç oranı

ÖZET

Bu çalışma, ara soğutmalı ve ara ısıtmalı Brayton çevriminde ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevriminin birinci ve ikinci yasa analizini içermektedir. Brayton çevriminde farklı kompresör basınç oranlarının birleşik sistem üzerindeki etkileri ve organik Rankine çevriminin ara soğutucu olarak kullanılmasının toplam sistem verimliliği üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Brayton çevriminde ara soğutucu olarak kullanılan ORÇ'nin hangi basınç oranlarında kullanılabileceği ortaya konulmuştur. Brayton çevrimine ORÇ çevrimi eklenmesiyle ORÇ'den basınç oranına bağlı olarak, 606 kW-11795 kW güç üretimi sağlanırken bileşik sistem veriminin Brayton çevrimi verimine göre %0,2 ile %2,5 oranında arttığı belirlenmiştir. Organik Rankine çevriminin ısı verimi ise %1-%12 arasında değişmektedir. Basınç oranına bağlı olarak organik Rankine çevriminin ikinci yasa verimi %10-%55 arasında değişmektedir. Organik Rankine çevriminde en fazla ekserji yıkımı buharlaştırıcıda meydana gelmektedir.

Energy and exergy analysis of an organic Rankine-Brayton combined cycle

H I G H L I G H T S

- Utilization of organic Rankine cycle as an intercooler in Brayton cycle
- First and second law analysis of organic Rankine cycle which generates power from low-grade heat source
- Identification of optimal pinch point temperature difference values for different pressure ratio

Article Info

Received: 18.02.2017

Accepted: 10.01.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.416420

Keywords:

Brayton cycle
organik Rankine cycle
intercooler
energy recovery
pressure ratio

ABSTRACT

In this study, thermodynamic analysis of reheat and intercooled Brayton cycle combined with organic Rankine cycle (ORC) using waste heat from intercooler in Brayton cycle as heat source is presented. The effects of different compressor pressure ratio and using organic Rankine cycle as intercooler in Brayton cycle on whole system efficiency are investigated. Pressure ratios at which using ORC as intercooler in Brayton cycle are presented. While power generation in ORC between 606 kW-11795 kW according to pressure ratio has been provided with adding organic Rankine cycle to the Brayton cycle, the efficiency of combined cycle in comparison with Brayton cycle has been increased among 0.2% to 2.5%. Thermal efficiency of cycle (ORC) is varied between 1%-12%. Likewise, second law efficiency of organic Rankine cycle according to pressure ratio is varied between 10%-55%. In the organic Rankine cycle, the greatest exergy destruction is occurred in the evaporator.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: nehirtokgoz@osmaniye.edu.tr / Tel: +90 328 827 1000 / 3506
1202

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Enerji talebi, tüm dünyada özellikle gelişmekte olan ülkelerde hızlı bir biçimde artmaktadır. Bu sebeple yenilenebilir enerji kaynaklarından enerji üretmek [1 - 3] ve enerji geri kazanımı sağlamak amacıyla sistemler geliştirilmesi oldukça popüler hale gelmiştir. Geliştirilmesi hedeflenen sistemlerden bir tanesi de organik Rankine (ORÇ) çevrimidir. Organik Rankine çevriminin ısı kaynağı güneş enerjisi [4], jeotermal enerji [5], biyokütle [6], ve endüstriyel atık ısı [7] gibi düşük ve orta dereceli ısı kaynakları olabilir. Adı geçen enerji kaynaklarını elektrik enerjisine dönüştürmek için etkili bir yöntem olan organik Rankine çevrimi, göreceli olarak düşük dereceli ısı kaynaklarını kullanarak güç üretim imkânı sunmaktadır. Alışıl gelmiş Rankine çevrimlerinden farklı olarak organik Rankine çevrimlerinde iş akışkanı olarak suyun yerine daha düşük kaynama sıcaklığına sahip organik akışkanlar kullanılmaktadır. Sunulan çalışmada, birleşik organik Rankine-Brayton çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır.

Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından güç üreten organik Rankine çevriminin performansı, enerji ve ekserji analizi, uygun soğutucu akışkan seçimi konusunda literatür de birçok çalışma bulunmaktadır. Ayrıca Brayton çevriminin enerji ve ekserji analizi ile optimum çalışma şartlarının belirlenmesi konusunda yayınlar bulunabilmektedir.

Kaşka [8], gerçek veriler kullanarak farklı iki çalışma şartlarında Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Bileşenlerdeki ekserji yıkımlarının da hesaplandığı çalışmada yıkımın çoktan aza doğru gerçekleştiği bileşenler sırasıyla buharlaştırıcı, türbin, yoğuşurucu ve pompa olarak belirlenmiştir. Araştırmacı pinç noktası analizine de yer verdiği çalışmada buharlaştırıcı basıncının hem enerji hem de ekserji verimi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu belirlemiştir. Cihan [9], çalışmada atık ısı kaynaklı çalışan organik Rankine çevrimi ile klasik buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminin birleştirildiği sistemin termodinamik analizini sunmuştur. Çalışmada, soğutucu akışkan olarak R600, R600a ve R601 seçilmiştir. Güç çevrimi verimi ile COP değerleri hesaplanmıştır. Adı geçen akışkanlar ile R245fa akışkanı performans açısından karşılaştırılarak, modellenmiş olan sistem için en uygun akışkanın R601 olduğu belirlenmiştir. Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından güç üreten organik Rankine çevriminin ikinci yasa analizini yapan Mago vd. [10], kaynama sıcaklığının sistem performansı üzerine etkisini araştırmak için farklı akışkanlar kullanmışlardır. Yapılan çalışmanın sonucunda, organik akışkanın kaynama sıcaklığının ısı verim üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu belirtilmiş ve 380 K sıcaklığının altında İzobütanın en iyi verime sahip akışkan olduğu ortaya konmuştur. Wei vd. [11], çalışma akışkanı olarak R245fa kullanılan organik Rankine çevriminin performans analizini ve optimizasyonunu yapmışlardır. Çalışmalarında mümkün olduğu kadar çok atık ısı kullanımının, sistem tarafından

üretilen net gücü arttırmanın en iyi yol olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Roy vd. [12] tarafından yapılan başka bir organik Rankine çevrimine dayalı ısı geri kazanım sisteminin performans analizi ve parametrik optimizasyonu çalışmasında akışkan olarak R12, R123 ve R134a kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlarda, en fazla gücün ve en yüksek verimin R123 akışkanı kullanılan çevrimde elde edildiği gösterilmiştir. Wang vd. [13] farklı soğutucu akışkanlar ile atık ısıdan güç üreten organik Rankine çevriminin performansını incelemişlerdir. Aynı şartlar altında analizleri yapılan farklı akışkanların optimum performansları karşılaştırılmış ve organik akışkanla çalışan çevrimin, suyla çalışan çevrimden daha verimli olduğu sonucuna varmışlardır. R236EA akışkanı kullanıldığında çevrimin en yüksek ekserji verimine sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Zhang vd. [14], atık ısı kaynağı olarak araçların egzoz gazını kullanmışlardır. Fiziksel ve kimyasal özelliklerine göre dokuz farklı organik akışkan seçilerek, akışkanların güvenlik seviyesi ve çevresel etkileri de değerlendirilmiştir. Sonuçlara R11, R141b, R113 ve R123 akışkanlarının diğer seçilen akışkanlardan daha yüksek termodinamik performansla sahip olduğunu ortaya koymuşlardır. Bununla birlikte R245fa ve R245ca akışkanlarının motor atık ısı geri kazanım uygulamaları için daha fazla çevre dostu olduğunu göstermişlerdir. Sun vd. [15], farklı organik akışkanlar kullanarak ORÇ'nin performans analizini yaptıkları çalışmalarında, organik akışkanların kritik sıcaklıkları ve ORÇ'nin performans parametreleri (buharlaşma basıncı, yoğuşma basıncı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı, net güç, ısı verim, ekserji verimi, çevrimin tersinmezlik kaybı, ısı geri kazanım verimi) arasında bağıntılar elde etmişlerdir. Elde edilen bu bağıntılar, değişen buharlaşma sıcaklıklarında ve sıcak akışkanın giriş sıcaklıklarında doğrulanmıştır. Organik akışkanın kritik sıcaklığıyla beraber performans parametrelerinin değiştiğini ortaya koymuşlardır. Tyagi ve Chen [16], termo-ekonomik fonksiyona dayanan tersinmez rejeneratörlü Brayton çevriminin performansını değerlendirmiştir. Üretilen gücün toplam maliyeti ile sistemin çalışma maliyeti toplamının, bakım maliyetine bölünmesi olarak tanımladıkları termo-ekonomik fonksiyonunu, çevrim sıcaklığına göre optimize etmişlerdir. Bütün performans parametreleri üzerinde kompresör veriminin etkisinin türbin veriminin etkisinden daha fazla olduğunu bulmuşlardır. Tyagi vd. [17], Brayton çevriminde üretilen güç ve çevrim verimini sıcaklığa göre optimize etmişlerdir. Çevrimin maksimum performansa ulaştığı andaki ara soğutma, ara ısıtma ve çevrim basınç oranlarının optimum değerlerini belirlemişlerdir. Ara soğutuculu gaz türbini güç santrali modeli üzerinde çalışan Al-Doori [18], tasarım ve çalışma şartlarının ısı verim, özgül yakıt tüketimi ve üretilen güç üzerine etkilerini değerlendirmişlerdir. Ara soğutuculu güç santralinin kullanılması durumunda verimin arttığını göstermişlerdir. Zhang vd. [19], birleşik rejeneratörlü Brayton ve ters Brayton çevriminin ekserji analizini yapmışlardır. Maksimum ekserji verimini temel alarak, ters Brayton çevrimi basınç oranını optimize etmeyi amaçlamış ve buna karşılık gelen optimum ekserji verimini elde etmişlerdir.

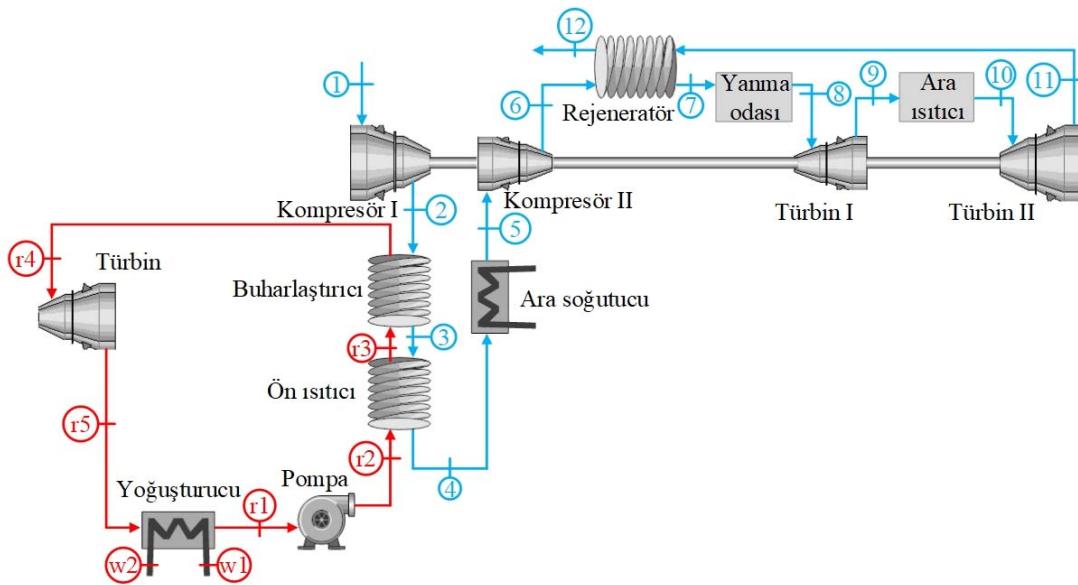
İbrahim ve Rahman [20], gaz türbini performansının çevre şartlarına bağlı olduğu ve çevre etkilerini minimize etmek içinde türbin giriş sıcaklığının arttırmanın ve kompresör giriş sıcaklığını düşürmenin gerektiğini belirttikleri çalışmalarında çevrimin performansını arttırmak için sıkıştırma oranlarını arttırmayı önermişlerdir. Sistemin maksimum veriminin; yüksek sıkıştırma oranı, düşük çevre sıcaklığı ve yüksek türbin giriş sıcaklığında olduğunu tespit etmişlerdir. Rejeneratörlü, ara ısıtmalı ve ara soğutmalı Brayton çevriminin enerji ve ekserji analizini yapan Chandra ve Kaushik [21], rejeneratörün, ara ısıtmanın ve ara soğutmanın etkilerinin çevrim verimi üzerinde önemli olduğunu vurgulamışlardır. Abadi vd. [22], gaz türbini ile organik Rankine çevriminin birleşiminden oluşan sistemde farklı organik akışkanlar kullanarak birinci ve ikinci yasa analizlerini yapmışlardır. Elde edilen sonuçlardan düşük sıcaklıklarda R245fa, Propan ve R152a akışkanının veriminin daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Dizel motorunun alt sistemi olarak çalışan organik Rankine sisteminin simülasyon modelini oluşturan Shu vd. [23], buharlaştırıcı basıncının sistem performansı üzerine etkilerini incelemiş ve termodinamik analizini yapmışlardır.

Literatürde yapılan çalışmalarda genellikle organik Rankine çevriminin ısı kaynağı olarak atık ısı, jeotermal enerji veya güneş enerjisidir. Sunulan çalışmada literatürdeki çalışmalardan farklı olarak organik Rankine çevriminin Brayton çevriminde ara soğutucu olarak kullanılmasının toplam sistem verimliliği üzerindeki etkileri araştırılmıştır. ORÇ çevriminin Brayton çevriminde ara soğutucu olarak kullanılabileceği optimum basınç oranları belirlenmiştir. Ayrıca Brayton çevrimindeki türbin giriş sıcaklığı ve basınç oranının sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Farklı basınç oranlarında ORÇ ve Brayton çevrimlerini oluşturan bileşenlerin ekserji yıkımı ve verimleri hesaplanmıştır.

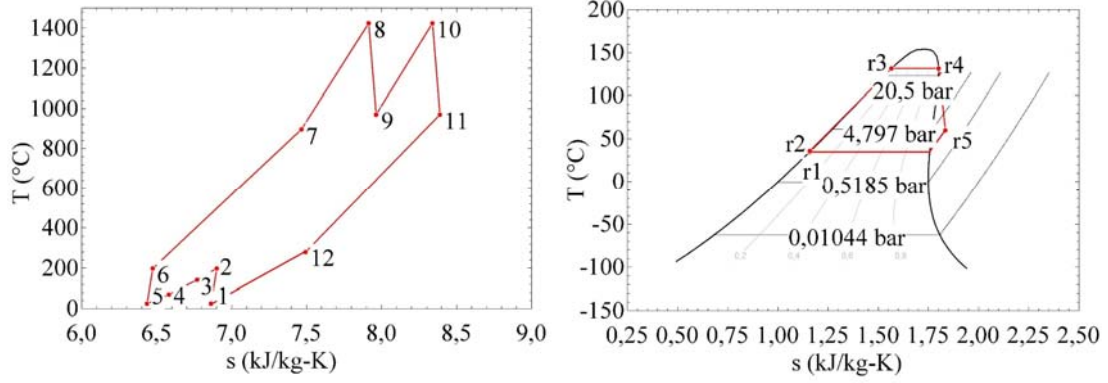
2. SİSTEM TANIMI VE MODELLENMESİ (SYSTEM DESCRIPTION AND MODELLING)

Sunulan çalışmada birleşik organik Rankine-Brayton çevriminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. İş akışkanı olarak R245fa soğutucu akışkanı seçilmiştir. Analizi yapılan birleşik organik Rankine-Brayton çevrimin şematik gösterimi Şekil 1’de sunulmuştur. Ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve rejeneratörlü bir Brayton çevriminde hava, kompresörde sıkıştırılarak sabit basınçta (P_2) üç kademede soğutulur ve ikinci kompresöre girerek en yüksek basınç değerine (P_6) sıkıştırılır ve rejeneratöre girerek sabit basınçta (ısı geri kazanım yapılarak) ısıtılır (T_7). Daha sonra yanma odasında ısıtılan hava yüksek basınç türbinine gönderilir. Yüksek basınç türbininde genişletilen hava, ara ısıtıcıya girer ve türbin giriş sıcaklığına kadar tekrar ısıtılır ($T_{10}=T_8$) ve alçak basınç türbinine girer. Türbinde genişletilen hava rejeneratöre girerek sabit basınçta T_{12} sıcaklığına soğutulur sistemden dışarı atılır. Ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevrimi pompa, ön ısıtıcı, buharlaştırıcı, türbin ve yoğuşturucu elemanlarından oluşmaktadır. İş akışkanı doymuş sıvı olarak pompaya girerek P_{r1} basıncından P_{r2} basıncına sıkıştırılmaktadır. Pompadan çıkan akışkan ön ısıtıcıya girerek sabit basınçta T_{r2} sıcaklığından T_{r3} sıcaklığına ısıtılmaktadır. Daha sonra doymuş sıvı olarak buharlaştırıcıya giren akışkan, buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkıp ORÇ türbininde P_{r4} basıncından P_{r5} basıncına genişletilir ve yoğuşturucuda sabit basınçta T_{r5} sıcaklığından T_{r1} sıcaklığına soğutulmaktadır. Organik Rankine çevriminin T-s diyagramı Şekil 2’de verilmiştir.

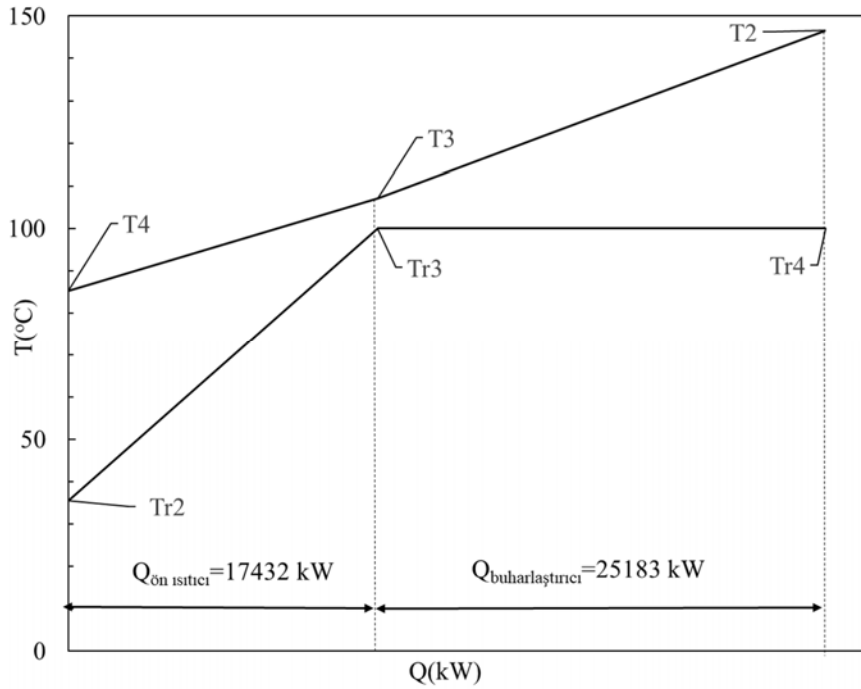
Pinç noktası sıcaklık farkının $7\text{ }^\circ\text{C}$ basınç oranının 3 olduğu şartlar altında hava ve soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi prosesi Şekil 3’de görülmektedir. Ön ısıtıcıda soğutucu akışkanın sıcaklığı T_{r2} sıcaklığından T_{r3} sıcaklığına artarken havanın sıcaklığı T_3 sıcaklığından T_4 sıcaklığına



Şekil 1. Birleşik organik Rankine-Brayton çevriminin şematik gösterimi (The combined organic Rankine-Brayton cycle model)



Şekil 2. Brayton ve organik Rankine çevriminin T-s diyagramı (T-s diagram of Brayton and organic Rankine cycle)



Şekil 3. Hava ve soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi süreci (Heat exchange process between air and working fluid)

düşmektedir. Buharlaştırıcıda ise faz değişiminden dolayı sıcaklık sabit ($T_{r3} = T_{r4}$) kalırken havanın sıcaklığı T_2 sıcaklığından T_3 sıcaklığına düşmektedir.

2.1. Ara Soğutucu Olarak Kullanılan Organik Rankine Çevrim Modeli

(Organic Rankine Cycle Model used as an intercooler)

Bu bölümde, sistemde ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevriminin ürettiği net güç ile ısı verim hesaplanarak çevrimde bulunan pompa, ön ısıtıcı, buharlaştırıcı, türbin ve yoğuşturucunun ekserji yıkımı ve ekserji verimi belirlenmiştir. Buharlaştırıcıya akışkanın doymuş buhar olarak girdiği kabul edilmiş, buharlaştırıcı girişindeki basınç çıkış basıncına eşit alınmıştır ($P_{r3} = P_{r4}$). Pompaya akışkanın doymuş sıvı olarak girdiği kabul edilmiş ve yoğuşturucu basıncı 2,1 bar alınmıştır [8]. Ekserji oranı $\dot{E} = \dot{m} [(h - h_o) - T_o(s - s_o)]$ şeklinde tanımlanmıştır.

İzantropik türbin verimi %75 [24] alınarak, türbin çıkışındaki entalpi (h_{r5}) Eş. 1' den hesaplanmıştır.

$$\eta_T = \frac{h_{r4} - h_{r5}}{h_{r4} - h_{r5s}} \quad (1)$$

Birinci ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı Eş. 2 ve Eş. 3 çözülerek hesaplanmıştır. Buharlaştırıcı verimi %85 [25] alınmıştır.

$$\varepsilon_{buh.} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_{r3}} \quad (2)$$

$$T_3 = T_{r3} + \Delta T_{pp} \quad (3)$$

Ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevriminin kütleli debisi (\dot{m}_{r1}) Eş. 4 ve Eş. 5 birlikte çözülerek bulunmuştur. Buharlaştırıcı tarafından alınan enerji Eş. 4 çözülerek hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_r(h_{r4} - h_{r3}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_a(h_2 - h_3) \quad (5)$$

Türbinin ürettiği güç Eş. 6 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{tür.} = \dot{m}_r(h_{r4} - h_{r5}) \quad (6)$$

Yoğuşturucu tarafından atılan ısı Eş. 7 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{yoğ.} = \dot{m}_r(h_{r5} - h_{r1}) \quad (7)$$

İzantropik pompa verimi %75 [26] alınarak, pompa çıkışındaki entalpi (h_{r2}) Eş. 8'den hesaplanmıştır.

$$\eta_{Pompa} = \frac{h_{r2s} - h_{r1}}{h_{r2} - h_{r1}} \quad (8)$$

Pompanın tükettiği güç Eş. 9 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_r(h_{r2} - h_{r1}) \quad (9)$$

ORÇ tarafından üretilen net güç Eş. 10 denklemi kullanılarak hesaplanmıştır

$$\dot{W}_{net,ORC} = \dot{W}_{tür.} - \dot{W}_{pompa} \quad (10)$$

Ön ısıtıcı tarafından alınan ısı Eş. 11 çözümlenerek hesaplanmıştır. Ön ısıtıcının etkinliği %75 alınmıştır [27].

$$\dot{Q}_{ön ısı.} = \dot{m}_r(h_{r3} - h_{r2}) \quad (11)$$

ORÇ'nin ısı verimi Eş. 12 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net,ORC}}{\dot{Q}_{ön ısı.} + \dot{Q}_{buh.}} \quad (12)$$

Buharlaştırıcının ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla Eş. 13 ve Eş. 14 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$(\dot{E}_2 + \dot{E}_{r3}) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_{r4}) - \dot{I}_{buh.} = 0 \quad (13)$$

$$\eta_{II,buh.} = 1 - \left[\frac{\dot{I}_{buh.}}{(\dot{E}_2 - \dot{E}_3)} \right] \quad (14)$$

Ön ısıtıcının ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla Eş. 15 ve Eş. 16 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$(\dot{E}_3 + \dot{E}_{r2}) - (\dot{E}_4 + \dot{E}_{r3}) - \dot{I}_{ön ısıtıcı} = 0 \quad (15)$$

$$\eta_{II,ön ısıtıcı} = 1 - \left[\frac{\dot{I}_{ön ısıtıcı}}{(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)} \right] \quad (16)$$

Soğutma suyunun sıcaklık ve basınç değerleri daha önce yapılmış olan çalışmadan alınmıştır [8]. Soğutma suyu debisi (\dot{m}_{w1}) Eş. 17 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_r(h_{r5} - h_{r1}) = \dot{m}_w(h_{w2} - h_{w1}) \quad (17)$$

Yoğuşturucunun ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla Eş. 18 ve Eş. 19 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$(\dot{E}_{w1} + \dot{E}_{r5}) - (\dot{E}_{w2} + \dot{E}_{r1}) - \dot{I}_{yoğ.} = 0 \quad (18)$$

$$\eta_{II,yoğ.} = 1 - \left(\frac{\dot{I}_{yoğ.}}{\dot{E}_{r5} - \dot{E}_{r1}} \right) \quad (19)$$

Türbinin ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla Eş. 20 ve Eş. 21 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{r4} - (\dot{W}_{tür.} + \dot{E}_{r5}) - \dot{I}_{tür.} = 0 \quad (20)$$

$$\eta_{II,tür.} = 1 - \left[\frac{\dot{I}_{tür.}}{(\dot{E}_{r4} - \dot{E}_{r5})} \right] \quad (21)$$

Pompanın ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla Eş. 22 ve Eş. 23 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$(\dot{E}_{r1} + \dot{W}_{pompa}) - \dot{E}_{r2} - \dot{I}_{pompa} = 0 \quad (22)$$

$$\eta_{II,pompa} = 1 - \left(\frac{\dot{I}_{pompa}}{\dot{W}_{pompa}} \right) \quad (23)$$

ORÇ'de gerçekleşen ekserji yıkımı Eş. 24 çözümlenerek elde edilmiştir.

$$\dot{I}_{toplam,ORC} = \dot{I}_{buh.} + \dot{I}_{ön ısıtıcı} + \dot{I}_{yoğ.} + \dot{I}_{tür.} + \dot{I}_{pompa} \quad (24)$$

ORÇ'nin ikinci yasa verimi Eş.25 kullanılarak elde edilmiştir.

$$\eta_{II,ORC} = \frac{\dot{W}_{net,ORC}}{\dot{E}_2 - \dot{E}_4} \quad (25)$$

2.2. Brayton Çevrim Modeli (Brayton Cycle Model)

Bu bölümde Brayton çevriminin termodinamik analizi yapılarak, çevrimin ürettiği net güç ile ısı verim hesaplanmıştır. Mevcut güç santralinden havanın kütledebisi (\dot{m}_n) 625 kg/h alınmıştır.

Basınç oranı değiştirilerek birinci kademe kompresör çıkış basıncı Eş. 26 çözümlenerek bulunmuştur.

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (26)$$

Birinci kademe kompresör çıkış entalpisi (h_2) Eş. 27'deki kompresörün izantropik verim ifadesi çözümlenerek elde edilmiştir. Kompresörün izantropik verimi %90 [28] alınmıştır.

$$\eta_K = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (27)$$

Birinci kademe kompresörün tükettiği güç Eş. 28 çözümlenerek hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{komp,1} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (28)$$

Basınç oranı değiştirilerek ikinci kademe kompresör çıkış basıncı (P_6) Eş. 29 çözülerek bulunmuştur.

$$r_p = \sqrt{P_1 P_6} \quad (29)$$

İkinci kademe kompresör çıkış entalpisi (h_6) Eş. 30'daki kompresörün izantropik verim ifadesi çözülerek elde edilmiştir.

$$\eta_K = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (30)$$

İkinci kademe kompresörün tükettiği güç Eş. 31 çözülerek hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{komp,2} = \dot{m}_a(h_6 - h_5) \quad (31)$$

Rejeneratörün etkinliği %90 alınarak [27], çıkışındaki entalpi değerleri (h_7 ve h_{12}) Eş. 32 ve Eş. 33 birlikte çözülerek bulunmuştur.

$$\varepsilon_{rej.} = \frac{h_7 - h_6}{h_{11} - h_6} \quad (32)$$

$$\varepsilon_{rej.} = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_6} \quad (33)$$

Birinci kademe türbin çıkış entalpisi (h_9) Eş. 30'daki türbin izantropik verim ifadesi çözülerek elde edilmiştir. Türbinin izantropik verimi %80 [34] alınmıştır.

$$\eta_T = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} \quad (34)$$

İkinci kademe türbin çıkış entalpisi (h_{11}) Eş. 35'deki türbin izantropik verim ifadesi çözülerek elde edilmiştir.

$$\eta_T = \frac{h_{10} - h_{11}}{h_{10} - h_{11s}} \quad (35)$$

Birinci kademe türbinin ürettiği güç Eş. 36 çözülerek hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{tür,1} = \dot{m}_a(h_8 - h_9) \quad (36)$$

İkinci kademe türbinin ürettiği güç Eş. 37 çözülerek hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{tür,2} = \dot{m}_a(h_{10} - h_{11}) \quad (37)$$

Brayton çevriminin ürettiği net güç Eş. 38 çözülerek hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{net,brayton} = (\dot{W}_{tür,1} + \dot{W}_{tür,2}) - (\dot{W}_{komp,1} + \dot{W}_{komp,2}) \quad (38)$$

Yanma odasına giren enerji Eş. 39 çözülerek hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{yanma\ odası} = \dot{m}_a(h_8 - h_7) \quad (39)$$

Ara ısıtıcısına giren enerji Eş. 40 çözülerek hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{ara\ ısıtıcı} = \dot{m}_a(h_{10} - h_9) \quad (40)$$

Sisteme giren toplam ısı enerjisi Eş. 41 çözülerek hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{toplam} = \dot{Q}_{yanma\ odası} + \dot{Q}_{ara\ ısıtıcı} \quad (41)$$

Brayton çevriminin ısı verimi Eş. 42 çözülerek hesaplanmıştır.

$$\eta_{brayton} = \frac{W_{net,brayton}}{\dot{Q}_{yanma\ odası} + \dot{Q}_{ara\ ısıtıcı}} \quad (42)$$

Birleşik sistemin toplam ürettiği net güç Eş. 43 çözülerek hesaplanmıştır.

$$W_{net,toplam} = W_{net,ORC} + W_{net,brayton} \quad (43)$$

Organik Rankine-Brayton çevriminin ısı verimi Eş. 44 çözülerek hesaplanmaktadır.

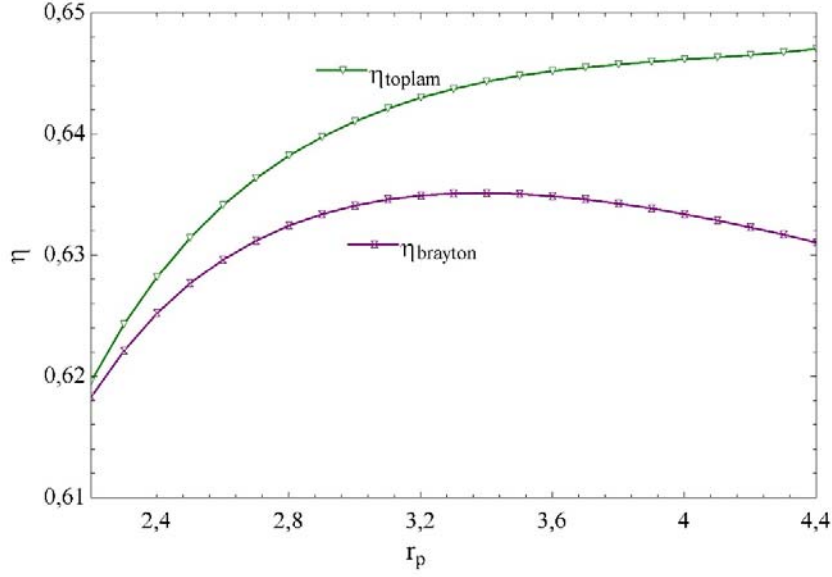
$$\eta_{toplam} = \frac{W_{net,toplam}}{\dot{Q}_{yanma\ odası} + \dot{Q}_{ara\ ısıtıcı}} \quad (44)$$

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

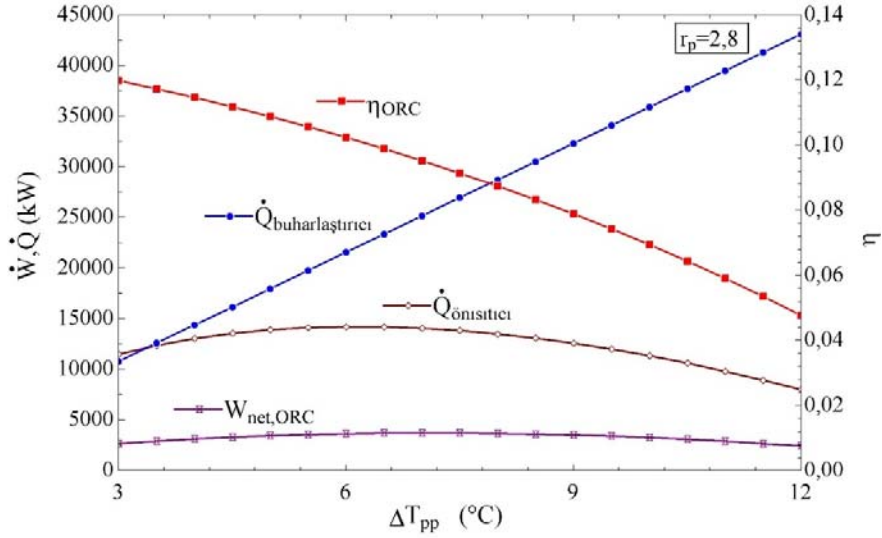
Bu bölümde yukarıdaki yöntem takip edilerek çeşitli parametrelerin değişiminin sistem performansı üzerine etkisi incelenmiştir.

Basınç oranının Brayton çevrimi ve birleşik sistemin ısı verimi üzerindeki etkisi Şekil 4 de sunulmuştur. Şekil den açıkça görüldüğü gibi basınç oranının artmasıyla birleşik sistem verimi artarken Brayton verimi belli bir değere kadar artmakta belli bir değerden sonra ($r_p=3,1$) azalmaktadır. Yüksek basınç oranlarında ısı veriminin azalmasının nedeni sisteme olan ısı transferinin artış oranının üretilen net güçten daha fazla olmasıdır.

Organik Rankine çevriminin ürettiği net güç, ön ısıtıcı ve buharlaştırıcıya olan ısı transferi ve organik Rankine çevriminin ısı veriminin sabit basınç oranında ($r_p=2,8$) pinç noktası sıcaklığına bağlı olarak değişimi Şekil 5'te gösterilmiştir. Pinç noktası sıcaklığının artmasıyla buharlaştırıcıya olan ısı transferi doğrusal olarak artarken organik Rankine çevriminin ısı verimi azalmaktadır. Sisteme olan ısı transferi, çevrim (ORÇ) tarafından üretilen net güçten daha fazla olduğundan ısı veriminin azalması beklenen bir sonuçtur. Ön ısıtıcıya olan ısı transferi optimum pinç noktası sıcaklığına kadar artarken ($\Delta T_{pp}=7,1^\circ\text{C}$) optimum noktadan sonra azalmaktadır. Çevrimden üretilen net güç (ORÇ), ön ısıtıcıda olduğu gibi optimum ($\Delta T_{pp}=7,1^\circ\text{C}$) noktaya kadar artarken optimum noktadan sonra azalmaktadır. Net gücü hesaplarken türbin ve pompa



Şekil 4. Brayton ve birleşik sistem veriminin basınç oranına göre değişimi
(The variation with pressure ratio of Brayton and combined cycle thermal efficiency)



Şekil 5. Pinç noktası sıcaklık farkına bağlı olarak çekilen ısı, üretilen güç ve ORÇ birinci yasa veriminin değişimi
(The variation of heat input, net power output and first law efficiency in organic Rankine cycle according to pinch point temperature difference)

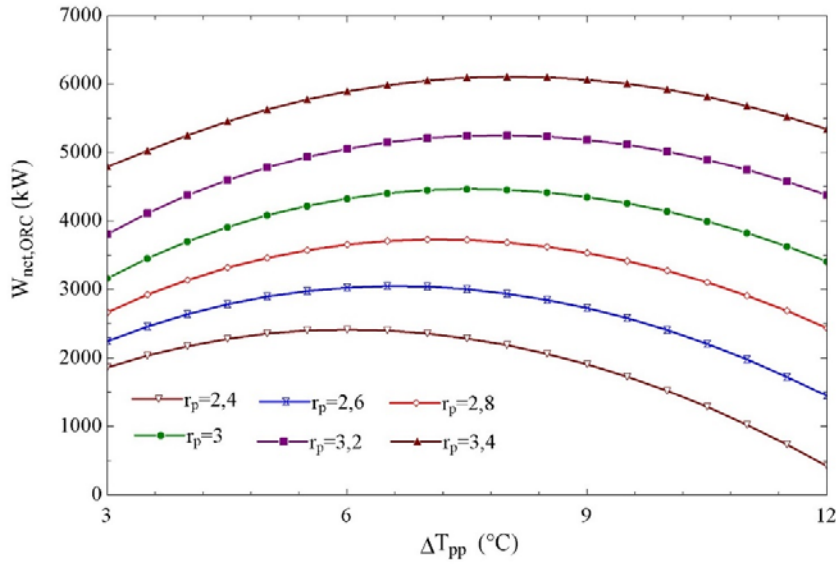
gücünden faydalandığından türbinin ürettiği güç te aynı eğilime sahiptir. Bir Carnot ısı makinasının verimi azalan kaynak sıcaklığı ile azalmaktadır. ΔT_{pp} sıcaklığının artması buharlaştırıcıda ise akışkanının sıcaklığını düşürmektedir. Bu nedenle sabit yoğuşma sıcaklığı için artan ΔT_{pp} değerlerine karşılık ORÇ verimi düşmektedir.

Organik Rankine çevrimi tarafından üretilen net gücün farklı basınç oranlarında, pinç noktası sıcaklık farkına bağlı olarak değişimi Şekil 6'da verilmiştir. Basınç oranlarının artmasıyla üretilen net gücün artması beklenen bir sonuçtur. Organik Rankine çevrimin ısı kaynağı, Brayton çevrimindeki kompresörden çıkan akışkan olduğundan basınç oranının

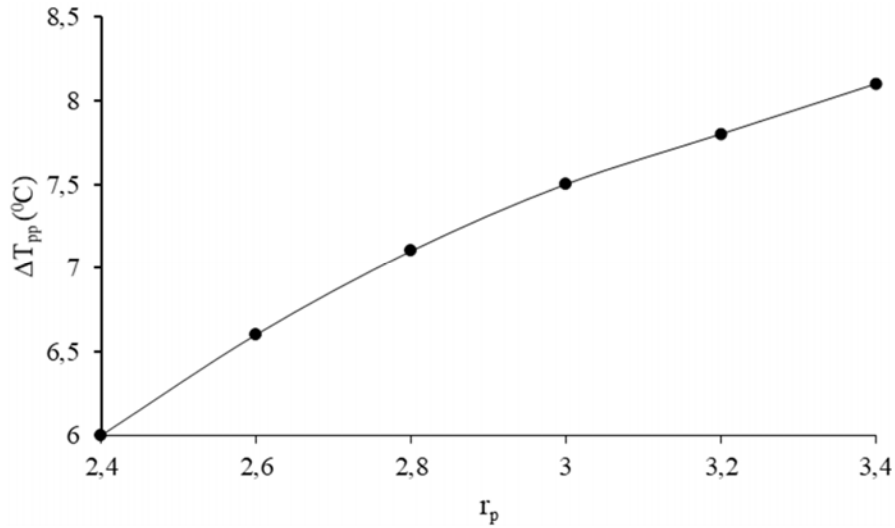
artmasıyla akışkan sıcaklığı başka bir ifadeyle çevrimin (ORÇ) kaynak sıcaklığı artmaktadır. Artan sıcaklık neticesinde organik Rankine çevrimindeki buharlaştırıcı sıcaklığı artmakta ve türbin tarafından üretilen güç artmaktadır. Sabit basınç oranında pinç noktası sıcaklık farkına bağlı olarak ORÇ tarafından üretilen net gücün optimum noktası olmasının nedeni şu şekilde açıklanabilir. Artan pinç noktası sıcaklık farkı ile ORÇ tarafından buharlaştırıcıda çekilen ısı artmaktadır. Bu da ORÇ'deki iş akışkanın kütlelesel debisini artırmaktadır. Bununla birlikte pinç noktası sıcaklık farkının artması buharlaştırıcı basıncını yoğuşurucu basıncına yaklaştırmaktadır. Dolayısıyla ORÇ'de bulunan türbindeki entalpi farkının azalmasına

neden olmaktadır. Bu faktörlerden dolayı düşük pinç noktası sıcaklık farklarında kütesel debi artış oranı, entalpi farkı azalma oranından daha fazla iken; yüksek pinç noktası sıcaklık farklarında ise entalpi farkı azalma oranı, kütesel debi artış oranından daha fazla olmaktadır. Bu nedenle ORÇ tarafından üretilen net güçte optimum noktalar bulunmaktadır. Farklı basınç oranlarına bağlı olarak pinç noktası sıcaklık farkının olması gereken en iyi değerleri Şekil 7’de verilmiştir. Artan basınç oranlarında pinç noktası sıcaklık farkı en iyi değerinin de arttığı görülmektedir. Basınç oranının artmasıyla organik Rankine çevriminin II. yasa verimi ve ekserji yıkımının değişimi Şekil 8’de verilmiştir. Ekserji verimi artan basınç oranıyla gittikçe azalan eğime sahip bir artış göstermektedir. Bunun sebebi sağlanan ekserji artış oranının ekserji yıkımı artış oranından

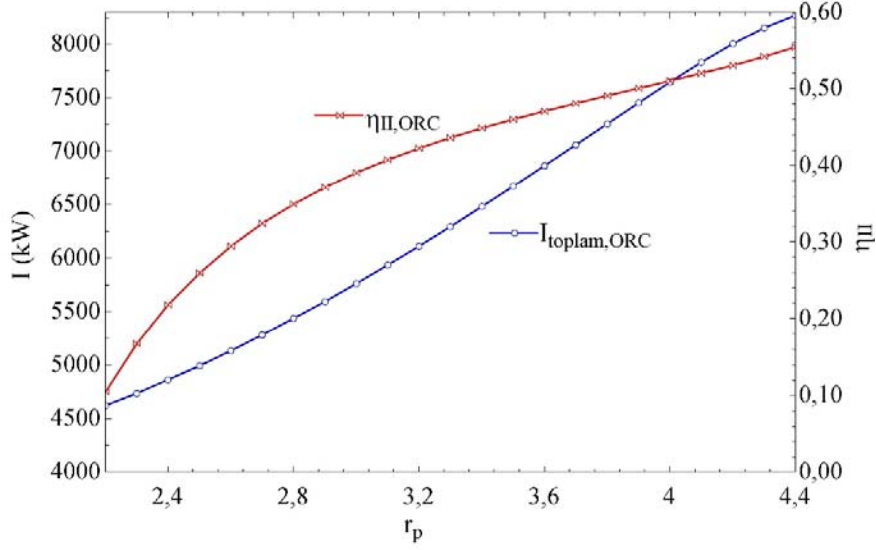
daha fazla olması olarak değerlendirilmiştir. Artan basınç oranlarında ORÇ’de buharlaştırıcı sıcaklığı dolayısıyla ısı kaynağının kalitesi arttığından çevrimden üretilen (ORÇ) net güç artmaktadır. Bu artışın yansması çevrimin ikinci yasa veriminde görülmektedir. Basınç oranının artmasıyla ön ısıtıcı ile buharlaştırıcı arasındaki sıcaklık farkının artması ikinci yasa veriminin artış oranını azaltmaktadır. Basınç oranı 4,2 ten sonra ekserji yıkımı ekserji verimi üzerinde etkisi daha etkin bir hale gelmektedir. Bu noktadan sonra ekserji yıkımı azalarak artarken ikinci yasa verimi artan bir eğilime sahip olmuştur. Basınç oranının ön ısıtıcının II. Yasa verimi ve ekserji yıkımı üzerine etkisi Şekil 9 da verilmiştir. Basınç oranının artmasıyla ikinci yasa verimi artmakta iken ekserji yıkımı belli bir basınç ($r_p=3,7$) oranından sonra azalmaktadır. Ekserji yıkımının optimum noktadan ($r_p=3,7$)



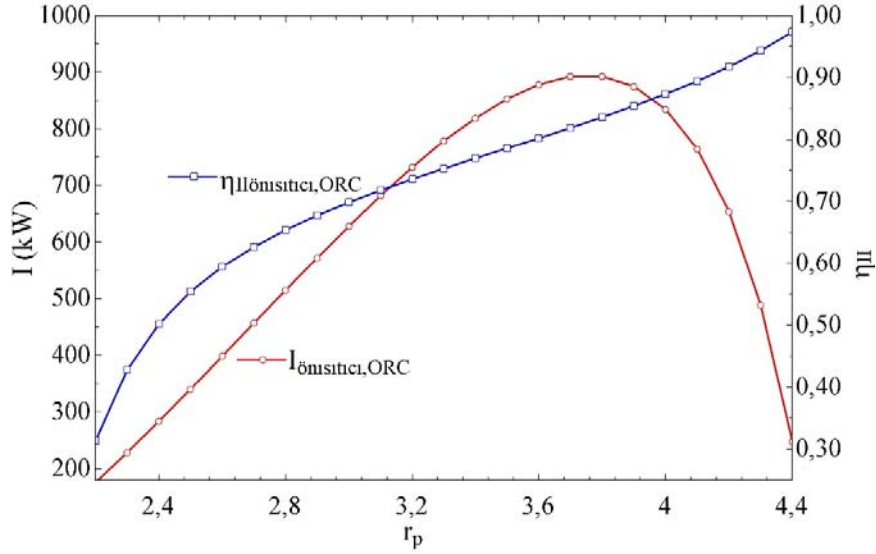
Şekil 6. Organik Rankine çevriminden elde edilen net gücün farklı basınç oranlarında pinç noktası sıcaklık farkına bağlı değişimi (The variation of net work output by organic Rankine cycle in different pressure ratio according to pinch point temperature difference)



Şekil 7. Değişen basınç oranları için optimum pinç noktası sıcaklık farkı değerleri (Optimal pinch point temperature difference values for different pressure ratio)



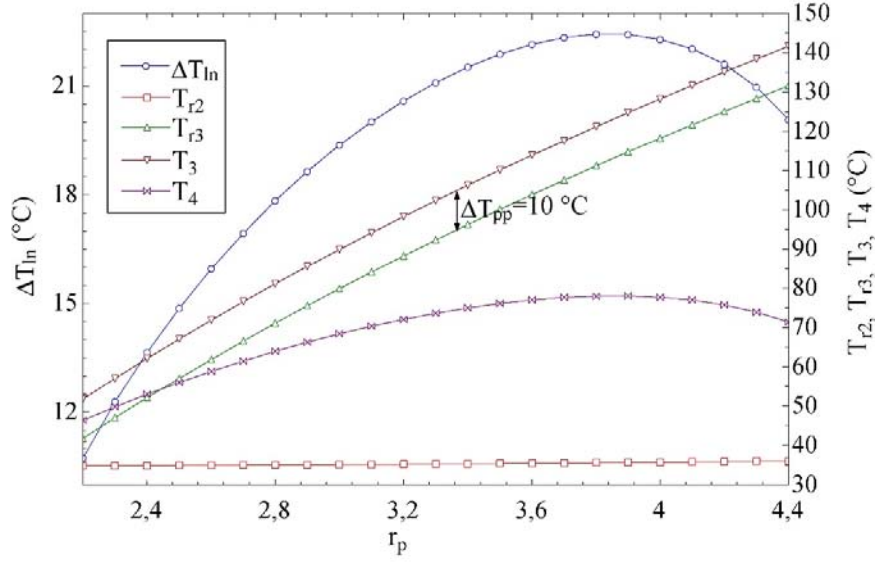
Şekil 8. Organik Rankine çevriminin basınç oranına bağlı II. yasa verimi ve ekserji yıkımı
(Second law efficiency and exergy destruction of organic Rankine cycle with respect to pressure ratio)



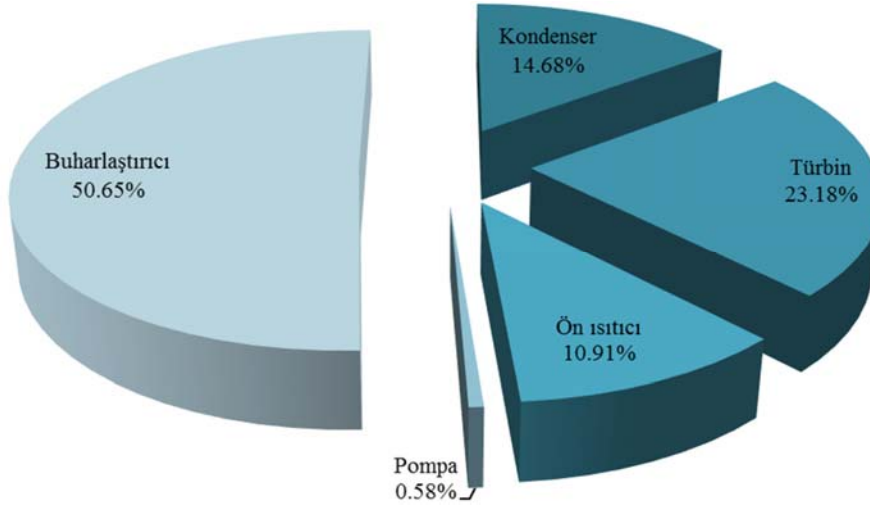
Şekil 9. Ön ısıtıcının II. Yasa verimi ve ekserji yıkımının basınç oranıyla değişimi
(Variation of second law efficiency and exergy destruction with pressure ratio in preheater)

sonra azalması ısı alışverişinin gerçekleştiği ortalama logaritmik sıcaklık farkıyla açıklanabilmektedir. Ekserji yıkımının ikinci yasa verimi üzerine etkisi Şekil 8'den de görüldüğü gibi optimum noktaya kadar verim artmasına rağmen artış oranı azalmıştır. Artış oranının azalmasının belirgin olduğu nokta basınç oranının, $r_p=3$ olduğu noktadır. Şekil 10'da görüldüğü gibi sıcaklık farkı eğrisi ekserji yıkım eğrisiyle aynı eğilimdedir. Isı transferinin gerçekleştiği sıcaklık farkı ne kadar düşüğe prosesin ekserji yıkımı (Şekil 9) o derece düşük olur. Şekil 10'da değişen basınç oranlarında ön ısıtıcının logaritmik sıcaklık farkı değişimi görülmektedir. Artan logaritmik sıcaklık farklarına bağlı olarak ön ısıtıcının ekserji yıkımının arttığı Şekil 9 ve 10

birlikte değerlendirildiğinde net bir şekilde görülmektedir. Logaritmik sıcaklık farkı hesaplanırken T_{r2} , T_{r3} , T_3 ve T_4 sıcaklıkları kullanılmıştır. Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı (T_3) (pinch point sıcaklığı) basınç oranının artmasıyla artmaktadır. Pinç noktası sıcaklık farkı sabit olduğu için iş akışkanının buharlaştırıcı giriş sıcaklığı (T_{r3}), havanın buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı (T_3) paralelinde artmaktadır. Sabit yoğuşturucu basıncında pompa emiş şartları aynı olduğu için pompa çıkış sıcaklığı (T_{r2}) sabit değerlendirilir. Bu değerlendirmeler sonucunda logaritmik sıcaklık farkındaki değişim, ön ısıtıcı çıkış sıcaklığının (T_4) değişimi ile açıklanmıştır. Şekil 11'den açıkça görüldüğü gibi sabit basınç oranında ($r_p=2,8$) organik Rankine çevrim



Şekil 10. Ön ısıtıcının farklı basınç oranlarında logaritmik sıcaklık farkı değişimi (Logarithmic mean temperature variation of preheater in different pressure ratio)



Şekil 11. Organik Rankine çevrim bileşenlerinin ekserji yıkımları (Exergy destruction of components in organic Rankine cycle)

bileşenlerinden en fazla ekserji yıkımı sırası ile buharlaştırıcı, türbin, yoğuşturucu, ön ısıtıcı ve son olarak pompada meydana gelmektedir.

η : izantropik verim

ε : etkinlik

5. SİMGELER (SYMBOLS)

h : entalpi (kJ/kg)

P : basınç (bar)

r_p : basınç oranı

T : sıcaklık (°C)

\dot{E} : ekserji oranı (kW)

\dot{i} : ekserji yıkımı (kW)

\dot{m} : kütleli debi (kg/h)

\dot{Q} : birim zamandaki ısı transferi (kW)

\dot{W} : güç (kW)

ΔT_{pp} : pinç noktası sıcaklık farkı (°C)

5.1. Alt indisler (Subscripts)

1 : birinci kademe kompresör girişi

2 : birinci kademe kompresör çıkışı / hava tarafı buharlaştırıcı girişi

3 : hava tarafı ön ısıtıcı girişi / hava tarafı buharlaştırıcı çıkışı

4 : hava tarafı ön ısıtıcı çıkışı / ara soğutucu girişi

5 : ikinci kademe kompresör girişi / ara soğutucu çıkışı

6 : ikinci kademe kompresör çıkışı

7 : yanma odası girişi

8 : birinci kademe türbin girişi / yanma odası çıkışı

9 : birinci kademe türbin çıkışı / ara ısıtıcı girişi

10	: ikinci kademe türbin girişi / ara ısıtıcı çıkışı
11	: ikinci kademe türbin çıkışı / rejeneratör girişi
12	: rejeneratör çıkışı
a	: hava
II	: ikinci yasa
K	: kompresör
r	: soğutucu akışkan
r1	: pompa girişi / yoğuşturucu çıkışı
r2	: pompa çıkışı / ön ısıtıcı girişi
r3	: buharlaştırıcı girişi / ön ısıtıcı çıkışı
r4	: buharlaştırıcı çıkışı / türbin girişi
r5	: türbin çıkışı / yoğuşturucu girişi
s	: izantropik
T	: türbin
w	: soğutma suyu
w1	: soğutma suyu girişi
w2	: soğutma suyu çıkışı

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, basınç oranının ve pinç noktası sıcaklığının birleşik sistem performansı ve verimi üzerindeki etkileri değerlendirildi. Organik Rankine çevrimi için birinci ve ikinci kanun analizi uygulandı. Çevrimdeki bileşenlerin ekserji yıkımları hesaplandı. Farklı basınç oranlarında pinç noktası sıcaklığı optimize edildi. Brayton çevrimi basınç oranı arttıkça organik Rankine çevrimi tarafından üretilen net güç artmaktadır. Bunun nedeni artan basınç oranı ile organik Rankine çevrimi için kullanılan ısı kaynağı sıcaklığının artmasıdır. Basınç oranı artışı ile organik Rankine çevriminin hem enerji hem de ekserji verimi artmıştır. ORÇ tasarımı sıcaklık kaynağı ile iş akışkanı ısı transferinin gerçekleştiği ısı değiştiricilerinde pinç noktası analizinin yapılmasının önemli olduğu tespit edilmiştir. Sabit basınç oranında ORÇ'de üretilen en fazla güç için optimum pinç noktası sıcaklık farkı değerleri belirlenmiştir. ORÇ sisteminin ekserji yıkımı incelendiğinde, en yüksek ekserji yıkımının buharlaştırıcıda daha sonra sırası ile türbin, yoğuşturucu, ön ısıtıcı ve pompada meydana geldiği tespit edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda Brayton çevriminin ara soğutucusundan atılan ısının organik Rankine çevriminde kullanılmasıyla sistemin ısı veriminin %0,2 ile %2,5 oranında arttığı belirlenmiştir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGMENT)

Bu çalışma Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından OKÜBAP-2016-PT2-001 numaralı proje ile desteklenmiştir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Mengi O.Ö., Altaş İ.H., A different fuzzy decision making MPH method for a micro power wind turbine, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 30 (2), 197-206, 2015.
- Elcik H., Çakmakçı M., Microalgae production and biofuel from microalgae, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 32 (3), 795-820, 2017.
- Abdulvahitoğlu A., Tüccar G., Evaluation of watermelon seed biodiesel as an alternative fuel in diesel engines, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 32 (1), 211-216, 2017.
- Taccani R., Obi J.B., Lucia M.D., Micheli D., Toniato G., Development and experimental characterization of a small scale solar powered organic Rankine cycle (ORC), Energy Procedia, 101, 504-511, 2016.
- Mosaffa A.H., Mokarram N.H., Farshi, L.G., Thermo-economic analysis of combined different ORCs geothermal power plants and LNG cold energy, Geothermics, 65, 113-125, 2017.
- Qui G., Shao Y., Li J., Liu H., and Saffa B.R., Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP, Fuel, 96, 374-382, 2012.
- Wang Z., Zhou N., and Jing G., Performance analysis of ORC power generation system with low-temperature waste heat of aluminum reduction cell, Physics Procedia, 24, 546-553, 2012.
- Kaşka Ö., Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, Energy Conversion and Management, 77, 108-117, 2014.
- Cihan E., Organik Rankine çevrimi ile çalışan atık ısı kaynaklı bir soğutma sisteminin performansının araştırılması, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 34 (1), 101-109, 2014.
- Mago P.J., Chamra L.M., Somayaji C., Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 221 (3), 255-263, 2007.
- Wei D., Lu X., Lu Z., Gu J., Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery, Energy Conversion and Management, 48, 113-119, 2007.
- Roy P.J., Mishra M.K., Misra A., Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using organic Rankine cycle, Energy, 35, 5049-5062, 2010.
- Dai Y., Wang J., Gao L., Performance optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, Energy Conversion and Management, 50, 576-582, 2009.
- Wang E.H., Zhang H.G., Fan B.Y., Ouyang M.G., Zhao Y., Mu Q.H., Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery, Energy, 36, 3406-3418, 2011.
- Zhu Q., Sun Z., Zhou J., Performance analysis of organic Rankine cycle using different working fluids, Thermal Science, 19 (1), 179-191, 2015.
- Tyagi S.K., Chen J., Performance evaluation of an irreversible regenerative modified Brayton heat engine based on the thermoeconomic criterion, International Journal of Power and Energy Systems, 26 (1), 66-74, 2006.
- Tyagi S.K., Wang S., Park S.R., Performance criteria on different pressure ratios of an irreversible modified complex Brayton cycle, Indian Journal of Pure and Applied Physics, 46, 565-574, 2008.

18. Al-Doori W.H.A.R., Parametric performance of gas turbine power plant with effect intercooler, *Modern Applied Science*, 5 (3), 173-184, 2011.
19. Zhang Z., Chen L., Sun F., Exergy analysis for combined regenerative Brayton and inverse Brayton cycles, *International Journal of Energy and Environment*, 3 (5), 715-730, 2012.
20. Ibrahim T.K., Rahman M.M., Effect of compression ratio on performance of combined cycle gas turbine, *International Journal of Energy Engineering*, 2 (1), 9-14, 2012.
21. Chandra H., Kaushik S.C., Exergetic analysis of closed Brayton thermal power cycle with reheater, regenerator and intercooler, *International Journal of Ambient Energy*, 34 (3), 122-130, 2013.
22. Abadi M.J., Hooshmand P., Khezri B., Radmanesh A.R., Investigation of using different fluids for using in gas turbine-Rankine cycle, *Indian Journal of Scientific Research*, 1 (2), 74-81, 2014.
23. Yu G., Shu G., Tian H., Wei H., Liu L., Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming organic Rankine cycle (ORC) of a diesel engine, *Energy*, 51 (1), 281-290, 2013.
24. Hsu S.W., Chiang H.W.D., Yen C. W., Experimental investigation of the performance of a hermetic screw-expander organic Rankine cycle. *Energies*, 7 (9), 6172-6185, 2014.
25. Dinçer I., Colpan C.O., Kızılkın O., Ezan M.A., *Progress in Clean Energy, Analysis and Modeling*, Cilt 1, Springer, Switzerland, 2015.
26. Fredey V., Farid C., Ana Q., Thermodynamic analysis of R134a in an organic Rankine cycle for power generation from low temperature sources, *DYNA*, 81 (185), 153-159, 2014.
27. Lukawski M., Design and optimization of standardized organic Rankine cycle power plant for European conditions, Master's thesis, University of Akureyri, 2009.
28. Tyagi S.K., Chen G.M., Wang Q., Kaushik S.C., Thermodynamic analysis and parametric study of an irreversible regenerative-intercooled-reheat Brayton cycle, *International Journal of Thermal Sciences*, 45, 829-840, 2006.

