



T.C.  
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Onur BOR**

**BRAYTON-ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ BİRLEŞİK  
SİSTEM PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**OSMANIYE – 2016**

**T.C.  
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**BRAYTON-ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ BİRLEŞİK  
SİSTEM PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI**



**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ  
ANA BİLİM DALI**

**OSMANIYE  
AĞUSTOS – 2016**

## TEZ ONAYI

### BRAYTON-ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ BİRLEŞİK SİSTEM PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI

Onur BOR tarafından Doç. Dr. Önder KAŞKA danışmanlığında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği** Ana Bilim Dalı'nda hazırlanan bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Doç. Dr. Önder KAŞKA .....  
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, OKÜ

**Üye:** Yrd. Doç. Dr. Nehir TOKGÖZ .....  
Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, OKÜ

**Üye:** Yrd. Doç. Dr. İbrahim Halil YILMAZ .....  
Otomotiv Mühendisliği , Adana BTÜ

Yukarıdaki jüri kararı Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ...../...../..... tarih ve ..... /..... sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Abdullah Ali GÜRTEN .....  
Enstitü Müdürü, **Fen Bilimleri Enstitüsü**

Bu Çalışma OKÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi Tarafından Desteklenmiştir.

Proje No: OKÜBAP-2016-PT3-013

*Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.*

## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, bu çalışma sonucunda elde edilmeyen her türlü bilgi ve ifade için ilgili kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını ve bu tezin Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Onur BOR



## ÖZET

### BRAYTON-ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ BİRLEŞİK SİSTEM PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI

Onur BOR

Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı  
Danışman: Doç. Dr. Önder KAŞKA

Ağustos 2016, 84 sayfa

Bu çalışmada, ısı kaynağı olarak Brayton çevriminde ara soğutucu ve rejeneratörden atılan atık ısıyı kaynak olarak kullanan organik Rankine çevriminin (ORC) termodinamik analizi yapılmıştır. Ayrıca Brayton çevriminde farklı kompresör basınç oranlarının birleşik sistem üzerindeki etkileri incelenmiştir. ORC ile elde edilecek enerji geri kazanım miktarları hesaplanmıştır. Organik Rankine çevriminin ara soğutucu olarak kullanılmasının toplam sistem verimliliği üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Brayton çevriminde ara soğutucu olarak kullanılan ORC'nin hangi basınç oranlarında kullanılabilceği ortaya konulmuştur. Değişen şartlarda bileşik sistemin performans değişimleri gösterilmiştir. ORC ve Brayton çevrimi üzerinde birinci ve ikinci yasa analizi uygulanmıştır. Bileşik sistem tarafından üretilen güç, artan basınç oranı ile 397,6 MW'tan 430,5 MW'a arttığı görülmüştür. Üretilen toplam net gücün %2,8'i ile %4,5'i ara soğutucu olarak kullanılan ORC sistemi tarafından karşılanırken, %5,2'si ile %6,3'ü rejeneratör çıkışında kullanılan ORC sistemi tarafından karşılanmıştır. Ayrıca, Benzen, Pksilen ve Toluen gibi farklı akışkanlar kullanılarak sistemin performansı incelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Organik Rankine Çevrimi, Gaz Türbinleri, Ara Soğutucu, Enerji Geri Kazanımı, Basınç Oranı

## ABSTRACT

### INVESTIGATION OF THE PERFORMANCE OF COMBINED BRAYTON- ORGANIC RANKINE CYCLE SYSTEM

Onur BOR  
M.Sc., Department of Mechanical Engineering  
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Önder KAŞKA

August 2016, 84 pages

In this study, thermodynamic analysis of organic Rankine cycle (ORC) using waste heat from intercooler and regenerator in Brayton cycle as heat source is presented. The effects of different compressor pressure ratio in Brayton cycle is investigated on overall system. The amount of energy recovered by the ORC has been calculated. The effects of using organic Rankine cycle as intercooler on whole system efficiency are investigated. Pressure ratios, at which using ORC as intercooler in Brayton cycle is significant, are presented. Performance variation of combined system at different conditions are performed. The first and second law analysis to the ORC and Brayton cycle were applied. Net produced power by the combined the organic Rankine cycle and Brayton cycle with increasing pressure ratio is increased from 397.6 MW to 430.5 MW. While 2.8% and 4.5% of the net power is produced by the ORC used as an intercooler, 5.2% and 6.3% of the net power is produced by the ORC in the regenerator outlet. Moreover, the performance of the system is evaluated for Benzene, p-Xylene and Toluene working fluids.

**Key Words:** Organic Rankine Cycle, Gas Power Cycles, Intercooler, Energy Recovery, Pressure Ratio



*Çok kıymetli eşime ve kızuma...*

## TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenerek tez çalışmamın yürütölmesini üstlenen, çalışmalarım süresince değerli bilgi ve tecrübeleriyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç. Dr. Önder KAŞKA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bana desteklerini esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Nehir TOKGÖZ hocama, bölümdeki çalışmalarım süresince beni destekleyen meslektaşım Arş. Gör. Emre ÖZER'e ve diğer bölüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim. Tez çalışmam süresince desteklerini esirgemeyen eşime ve aileme de ayrıca teşekkür ederim.



## İÇİNDEKİLER

|   |     |
|---|-----|
| TEZ ONAYI   |     |
| TEZ BİLDİRİMİ   |     |
| ÖZET.....   | i   |
| ABSTRACT.....   | ii  |
| İTHAF SAYFASI.....  | iii |
| TEŞEKKÜR.....   | iv  |
| İÇİNDEKİLER.....  | v   |
| ÇİZELGELER DİZİNİ.....  | vi  |
| ŞEKİLLER DİZİNİ.....  | vii |
| SİMGELER ve KISALTMALAR.....  | x   |
| 1. GİRİŞ.....   | 1   |
| 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....   | 3   |
| 3. MALZEME ve YÖNTEM.....   | 10  |
| 3.1. Ara Soğutucu Olarak Kullanılan Organik Rankine Çevrim Modeli.....    | 12  |
| 3.2. Brayton Çevrim Modeli.....   | 17  |
| 3.3. Atık Isıyı Kaynak Olarak Kullanan Organik Rankine Çevrim Modeli..... | 28  |
| 4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....  | 34  |
| 4.1. Çalışma Akışkanı Olarak Benzen Kullanımı.....                        | 35  |
| 4.2. Çalışma Akışkanı Olarak Pksilen Kullanımı.....                       | 44  |
| 4.3. Çalışma Akışkanı Olarak Toluen Kullanımı.....                        | 52  |
| 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....  | 61  |
| KAYNAKLAR.....  | 62  |
| ÖZGEÇMİŞ.....   | 66  |
| EKLER.....  | 67  |

## ÇİZELGELER DİZİNİ

|  |    |
|--|----|
| Çizelge 3.1. Literatürde hesaplanan değerler ile çevrimdeki değerlerin<br>kıyaslanması ..... | 11 |
| Çizelge 4.1. Sistemde kullanılan çalışma akışkanları .....                                   | 34 |



## ŞEKİLLER DİZİNİ

|  |    |
|--|----|
| Şekil 3.1. Birleşik organik Rankine-Brayton çevriminin şematik gösterimi .....   | 11 |
| Şekil 4.1. Çalışma akışkanlarının karşılaştırılması a) izantropik, b) ıslak ve c) kuru .<br>.....                          | 34 |
| Şekil 4.2. Farklı izantropik kompresör verimlerinde üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Benzen) ..... | 35 |
| Şekil 4.3. Farklı izantropik türbin verimlerinde üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Benzen) .....    | 35 |
| Şekil 4.4. Farklı izantropik kompresör verimlerinde toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Benzen).....         | 36 |
| Şekil 4.5. Farklı izantropik türbin verimlerinde toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Benzen).....            | 37 |
| Şekil 4.6. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Benzen).....       | 37 |
| Şekil 4.7. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Benzen).....              | 38 |
| Şekil 4.8. Farklı basınç oranlarında üretilen toplam net güç üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Benzen) .....      | 38 |
| Şekil 4.9. Sabit basınç oranında buharlaştırıcı basıncının ısı verim üzerindeki etkisi (Benzen).....                       | 39 |
| Şekil 4.10. Farklı basınç oranlarının ORC ve Brayton çevrimlerinde üretilen net güç üzerindeki etkisi (Benzen) .....       | 39 |
| Şekil 4.11. Farklı basınç oranlarında ORC'nin ekserji verimi üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Benzen) .....      | 40 |
| Şekil 4.12. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC1, Benzen).....                             | 41 |
| Şekil 4.13. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC2, Benzen).....                             | 41 |
| Şekil 4.14. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (Brayton, Benzen).....                          | 42 |
| Şekil 4.15. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji verimi değişimi (ORC1, Benzen).....                             | 42 |

|   |    |
|---|----|
| Şekil 4.16. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji verimi değişimi (ORC2, Benzen).....                              | 43 |
| Şekil 4.17. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji verimi değişimi (Brayton, Benzen).....                           | 43 |
| Şekil 4.18. Farklı basınç oranlarında ara soğutucu olarak kullanılan ORC'nin ekserji verimi değişimi (Benzen) .....         | 44 |
| Şekil 4.19. Farklı izantropik kompresör verimlerinde üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Pksilen)..... | 45 |
| Şekil 4.20. Farklı izantropik türbin verimlerinde üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Pksilen).....    | 45 |
| Şekil 4.21. Farklı izantropik kompresör verimlerinde toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Pksilen).....        | 46 |
| Şekil 4.22. Farklı izantropik türbin verimlerinde toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Pksilen).....           | 46 |
| Şekil 4.23. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Pksilen).....      | 47 |
| Şekil 4.24. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Pksilen).....             | 48 |
| Şekil 4.25. Farklı basınç oranlarında üretilen toplam net güç üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Pksilen).....      | 48 |
| Şekil 4.26. Sabit basınç oranında buharlaştırıcı basıncının ısı verim üzerindeki etkisi (Pksilen).....                      | 49 |
| Şekil 4.27. Farklı basınç oranlarının ORC ve Brayton çevrimlerinde üretilen net güç üzerindeki etkisi (Pksilen) .....       | 50 |
| Şekil 4.28. Farklı basınç oranlarında ORC'nin ekserji verimi üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Pksilen).....       | 50 |
| Şekil 4.29. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC1, Pksilen).....                             | 51 |
| Şekil 4.30. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC2, Pksilen).....                             | 51 |
| Şekil 4.31. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (Brayton, Pksilen).....                          | 52 |

|   |    |
|---|----|
| Şekil 4.32. Farklı izantropik kompresör verimlerinde üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Toluen) ..... | 53 |
| Şekil 4.33. Farklı izantropik türbin verimlerinde üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Toluen) .....    | 53 |
| Şekil 4.34. Farklı izantropik kompresör verimlerinde toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Toluen) .....        | 54 |
| Şekil 4.35. Farklı izantropik türbin verimlerinde toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Toluen) .....           | 54 |
| Şekil 4.36. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Toluen) .....      | 55 |
| Şekil 4.37. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Toluen) .....             | 55 |
| Şekil 4.38. Farklı basınç oranlarında üretilen toplam net güç üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Toluen) .....      | 56 |
| Şekil 4.39. Sabit basınç oranında buharlaştırıcı basıncının ısı verim üzerindeki etkisi (Toluen) .....                      | 57 |
| Şekil 4.40. Farklı basınç oranlarının ORC ve Brayton çevrimlerinde üretilen net güç üzerindeki etkisi (Toluen) .....        | 57 |
| Şekil 4.41. Farklı basınç oranlarında ORC'nin ekserji verimi üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Toluen) .....       | 58 |
| Şekil 4.42. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC1, Toluen) .....                             | 58 |
| Şekil 4.43. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC2, Toluen) .....                             | 59 |
| Şekil 4.44. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (Brayton, Toluen) .....                          | 59 |

## SİMGELER ve KISALTMALAR

|                      |                              |                        |
|----------------------|------------------------------|------------------------|
| $h$                  | Özgül entalpi                | $(J\ kg^{-1})$         |
| $\dot{I}$            | Ekserji yıkımı               | $(W)$                  |
| $k$                  | Özgül ısılar oranı           | $(-)$                  |
| $\dot{m}_h$          | Havanın kütleli debisi       | $(kg\ s^{-1})$         |
| $P$                  | Basınç                       | $(Pa)$                 |
| $\dot{Q}$            | Isı transfer hızı            | $(W)$                  |
| $r_p$                | Basınç oranı                 | $(-)$                  |
| $s$                  | Entropi                      | $(J\ kg^{-1}\ K^{-1})$ |
| $T$                  | Sıcaklık                     | $(K)$                  |
| $v$                  | Özgül hacim                  | $(m^3\ kg^{-1})$       |
| $\dot{W}$            | Güç tüketimi                 | $(W)$                  |
| $x$                  | Kuruluk derecesi             | $(-)$                  |
| $\varepsilon_{rej.}$ | Rejeneratör etkinliği        | $(-)$                  |
| $\eta$               | İzantropik verim             | $(-)$                  |
| $\eta_{II}$          | Ekserji verimi               | $(-)$                  |
| $\psi$               | Akış ekserjisi               | $(W)$                  |
| $\Delta T_{pp}$      | Pinch noktası sıcaklık farkı | $(K)$                  |

## 1. GİRİŞ

Dünyanın enerji talebi, özellikle gelişmekte olan ülkelerde hızlı bir biçimde artmaktadır. Günümüzde gaz türbinleri, yağ, gaz ve proses tesisleri gibi önemli endüstrilerde kullanılabilir. Son zamanlarda kompresör basınç oranındaki artış, gelişmiş yanma teknikleri, aerodinamik ve malzeme alanında gelişmeler, yeni kaplama ve yüzey soğutma yöntemleri gaz türbin teknolojisinin hızlı bir gelişme göstermesini sağlamıştır.

Son zamanlarda yenilenebilir enerji kaynaklarından enerji üretmek ve enerji geri kazanımı sağlamak amacıyla sistemler geliştirilmesi oldukça popüler hale gelmiştir. Bu sistemlerden bir tanesi de organik Rankine çevrimidir. Organik Rankine çevriminin ısı kaynağı güneş enerjisi [1-3], jeotermal enerji [4-6], biyokütle [7-9], ve endüstriyel atık ısıdır [10-11]. Organik Rankine çevrimi (ORC), bu enerji kaynaklarını elektrik enerjisine dönüştürmek için etkili bir yöntemdir. Organik Rankine çevrimi, düşük dereceli ısı kaynaklarını kullanarak güç üretim imkânı sunmaktadır. Organik Rankine çevriminin çalışma prensibi alışlagelmiş Rankine çevrimiyle aynıdır. Aralarındaki en önemli ve tek fark, çevrimdeki iş akışkanı olarak suyun yerine daha düşük kaynama sıcaklığına sahip organik akışkan kullanılmasıdır.

Bu çalışmada, Brayton ve organik Rankine çevrimi birleşik sisteminin (ORC) termodinamik analizi yapılmıştır. Farklı izantropik kompresör ve türbin verimlerinin birleşik sistem tarafından üretilen net güç ve sistem verimi açısından etkileri incelenmiştir. ORC ile elde edilecek enerji geri kazanım miktarları hesaplanmıştır. Organik Rankine çevriminin ara soğutucu olarak kullanılmasının toplam sistem verimliliği üzerindeki etkileri araştırılmıştır. ORC çevriminin hangi basınç oranlarına sahip Brayton çevrimlerinde ara soğutucu olarak kullanılabilceği ortaya konmuştur. Brayton çevrimindeki türbin giriş sıcaklığı ve basınç oranının sistem performansı üzerindeki etkileri de incelenmiştir. Farklı basınç oranlarında ORC ve Brayton çevrimlerini oluşturan bileşenlerin ekserji yıkımı ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Benzen, Pksilen ve Toluen gibi kuru akışkanlar kullanılarak akışkan türünün sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Her üç akışkan içinde ayrı ayrı enerji

ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Bunun sonucunda sistem için en uygun çalışma akışkanı belirlenmeye çalışılmıştır.

Bu çalışmanın ilk kısmında sistemle ilgili literatür çalışmaları araştırılmıştır. Daha sonraki bölümde ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevrimi, Brayton çevrimi ve rejeneratör çıkışındaki organik Rankine çevrimi modellenmiştir. Son bölümde ise; türbin giriş sıcaklığı, izantropik kompresör ve türbin verimi, buharlaştırıcı basıncı gibi parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkilerine dair bulgular değerlendirilmiş ve tartışılmıştır.





## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Organik Rankine çevrimi ve Brayton çevrimi konusunda literatürde pek çok çalışma bulunmaktadır. Düşük dereceli ısı kaynağından güç üreten organik Rankine çevriminin performansı, çevrimin enerji analizi, ekserji analizi, sistem optimizasyonu, farklı çalışma akışkanlarının özelliklerine bağlı olarak sistem performansı üzerindeki etkileri ve uygun çalışma akışkanı seçimi konusunda literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Brayton çevriminin enerji ve ekserji analizi ile optimum çalışma şartlarının belirlenmesi konusunda yayınlar bulunabilmektedir. Ancak birleşik iki çevrimin performansı konusunda az sayıda çalışma bulunmaktadır.

Kaşka [12], organik Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Gerçek veriler kullanarak farklı iki çalışma şartı için enerji ve ekserji verimlerini hesaplamıştır. İlk durumda, fırın soğutma suyundan 2479 kW enerji çeken sistemin enerji verimini %10,2 bulurken, ekserji verimini ise %48,5 bulmuştur. İkinci durumda ise fırın soğutma suyundan 2208 kW enerji çeken sistemin enerji verimini %8,8 bulurken, ekserji verimini %42,2 bulmuştur. Ayrıca bileşenlerdeki ekserji yıkımlarında hesaplandığı çalışmada ekserji yıkımının çoktan aza doğru gerçekleştiği bileşenler sırasıyla buharlaştırıcı, türbin, yoğusturucu ve pompa olarak belirlenmiştir. Buharlaştırıcı basıncının hem enerji hemde ekserji verimi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu belirlemiştir. Çalışmada pinch noktası analizine de yer verilmiştir.

Cihan [13], çalışmasında atık ısı kaynaklı çalışan organik Rankine çevrimi ile klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin birleştirildiği sistemin termodinamik analizini sunmuştur. Çalışmada, soğutucu akışkan olarak R600, R600a ve R601 seçilmiştir. Güç çevrimi verimi ile COP değerleri hesaplanmıştır. Bununla birlikte R245fa akışkanı ile performans açısından karşılaştırılması yapılmıştır. Sonuç olarak, modellenmiş olan sistem için en uygun akışkanın R601 olduğu belirlenmiştir.

Liu ve arkadaşları [14] ise çalışmalarında çalışma akışkanlarının özelliklerine bağlı olarak organik Rankine çevriminin performans analizini yapmışlardır. Isı geri kazanım ve ısıl verim üzerindeki farklı çalışma akışkanlarının etkilerini

araştırmışlardır. Sonuç olarak, farklı çalışma akışkanlarının ısı verimlerinin kritik sıcaklığın bir fonksiyonu olduğu kanısına varmışlardır. Isı geri kazanım veriminin maksimum değeri, atık ısı giriş sıcaklığı ile yoğuşma sıcaklığı arasında uygun buharlaşma sıcaklığında olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca, ısı geri kazanım veriminin maksimum değerinin atık ısı kaynağının giriş sıcaklığının artmasıyla arttığını göstermişlerdir.

Mago ve arkadaşları [15], düşük dereceli ısı kaynağından güç üreten organik Rankine çevriminin ikinci kanun analizini yapmışlardır. ORC'nin performansı üzerine yapılan çalışmada akışkanının kaynama sıcaklığının etkisini araştırmak için farklı akışkanlar seçmişlerdir. Kaynama sıcaklığı  $-43^{\circ}\text{C}$  ve  $48^{\circ}\text{C}$  arasında olan R134a, R113, R245ca, R245fa, R123, izobütan ve propan akışkanları üzerinde çalışmışlardır. Elde edilen sonuçlar aynı şartlar altında çalışma akışkanı su seçilerek karşılaştırılmıştır. Farklı referans sıcaklıklarda, sistemin çalışma parametreleri değiştirilerek birinci ve ikinci kanun analizi uygulanmıştır. Bu çalışmada, 430 K sıcaklığının üzerinde seçilen organik akışkanlarda R113 maksimum verime sahip olduğu, 380 ve 430 K arasındaki sıcaklıklarda seçilen akışkanlar arasında R123, R245ca ve R245fa'nın en iyi verime sahip olduğu ortaya konmuştur. Çalışmada ayrıca 380 K sıcaklığının altında İzobütanın en iyi verime sahip olduğu ortaya konmuştur. Sonuç olarak, organik akışkanın kaynama sıcaklığının sistemin ısı verimi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu belirtilmiştir.

Wei ve arkadaşları [16], çalışma akışkanı olarak R245fa kullanılan organik Rankine çevriminin performans analizini ve optimizasyonunu yapmışlardır. Farklı şartlar altında ORC sisteminin termodinamik performansını analiz etmişlerdir. Çalışmalarında mümkün olduğu kadar çok atık ısı kullanımının, sistem tarafından üretilen net gücü arttırmanın en iyi yol olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Wang ve arkadaşları [17], amonyak, su, bütan, izobütan, R11, R123, R141B, R236EA, R245CA ve R113 çalışma akışkanları ile atık ısıdan güç üreten organik Rankine çevriminin performansını değerlendirmiştir. ORC sisteminin performansı üzerinde termodinamik parametrelerin etkilerini incelemişlerdir. Her bir çalışma akışkanı için ORC'nin termodinamik parametrelerinin ekserji verimi ile

optimizasyonu yapılmıştır. Farklı akışkanların optimum performansları karşılaştırılmış ve aynı şartlar altında analizleri yapılmıştır. Çalışmalarında, organik akışkanla çalışan çevrimin suyla çalışan çevrimden daha iyi olduğuna sonucuna varmışlardır. R236EA akışkanının çevrimde en yüksek ekserji verimine sahip olduğunu elde etmişlerdir.

Roy ve arkadaşları [18] tarafından, organik Rankine çevrimine dayalı ısı geri kazanım sisteminin performans analizi ve parametrik optimizasyonu yapılmıştır. Çalışma akışkanları olarak R12,R123 ve R134a kullanılmıştır. Isı kaynağı olarak 312 kg/s debi ve 140°C'deki baca gazı sıcaklığı kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlarda, en fazla gücün ve en yüksek verimin R123 akışkanı kullanılan çevrimde elde edildiği gösterilmiştir. Pinch noktası sıcaklığı 5°C ve debi 341,16 kg/s olduğunda üretilebilecek gücün 19,09 MW olduğunu, birinci kanun veriminin %25,3 ve ikinci kanun veriminin %64,4 olduğunu hesaplamışlardır.

Zhang ve arkadaşları [19], atık ısı kaynağı olarak araçların egzoz gazını kullanmışlardır. REFPROP ile birlikte Matlab yazılımı kullanılarak elde edilen termodinamik model kullanılarak, farklı çalışma akışkanlarının performansını analiz etmişlerdir. Fiziksel ve kimyasal özelliklerine göre dokuz farklı organik akışkan seçilmiştir. Net güç üretimi 10 kW olarak sabit tutulup sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Çalışmada akışkanların güvenlik seviyesi ve çevresel etkilerde değerlendirilmiştir. Sonuçlara R11, R141b, R113 ve R123 akışkanlarının diğer seçilen akışkanlardan biraz daha yüksek termodinamik performansa sahip olduğunu ortaya koymuşlardır. Bununla birlikte R245fa ve R245ca akışkanlarının motor atık ısı geri kazanım uygulamaları için daha çevre dostu olduğunu ortaya koymuşlardır.

Sun ve arkadaşları [20], farklı organik akışkanlar kullanarak ORC'nin performans analizini yapmışlardır. Organik akışkanların kritik sıcaklıkları ve ORC'nin performans parametreleri (buharlaşma basıncı, yoğuşma basıncı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı, net güç, ısıl verim, ekserji verimi, çevrimin tersinmezlik kaybı, ısı geri kazanım verimi) arasında belli çalışma şartları altında buharlaştırıcıdan geçen sıcak akışkanın özelliğine dayanarak bağıntılar kurulmuştur ve bu bağıntılar değişen buharlaşma sıcaklıklarında ve sıcak akışkanın giriş sıcaklıklarında doğrulanmıştır.

Organik akışkanın kritik sıcaklığıyla beraber performans parametrelerinin değiştiğini göstermişlerdir.

Chen ve arkadaşları [21], Ekolojik fonksiyona dayanan tersinmez rejeneratörlü ara soğutmalı Brayton çevriminin optimum kriterini sunmuşlardır. Ekolojik fonksiyonu, üretilen güç ile tersinmezlikten dolayı enerji kaybı arasındaki fark olarak tanımlamışlardır. Ekolojik fonksiyonu, çevrimin sıcaklığına göre optimize ederek tipik çalışma şartları için optimum performans parametrelerini hesaplamışlardır. Çevrimin maksimum performansla ulaştığındaki ara soğutma ve çevrim basınç oranları yanısıra türbin çıkış sıcaklığının optimum değerlerini bulmuşlardır. Ancak bu parametrelerin optimum değerlerinin ara soğutma, çevrim basınç oranları, türbin çıkış sıcaklığı ve benzeri farklı çevrim parametreleri için farklı olduğunu göstermişlerdir. Sonuç olarak da, ara soğutma, çevrim basınç oranları ve türbin çıkış sıcaklığı için optimum şartları elde etmişlerdir.

Tyagi ve Chen [22], termoekonomik fonksiyona dayanan tersinmez rejeneratörlü brayton çevriminin performansını değerlendirmiştir. Termoekonomik fonksiyonu, üretilen gücün toplam maliyeti ile sistemin çalışma maliyeti toplamının bakım maliyetine bölünmesi olarak tanımlamışlardır. Termoekonomik fonksiyonu, çevrim sıcaklığına göre optimize etmişlerdir. Tipik çalışma şartları için optimum performans parametrelerini hesaplamışlardır. Bütün performans parametreleri üzerinde kompresör veriminin etkisinin türbin veriminin etkisinden daha fazla olduğunu bulmuşlardır.

Tyagi ve arkadaşları [23], brayton çevrimin ürettiği gücü ve verimi çevrimin sıcaklığına göre optimize etmişlerdir. Tipik çalışma şartlarında optimum performans parametrelerini hesaplamışlardır. Çevrimin maksimum performansla ulaştığı andaki ara soğutma, ara ısıtma ve çevrim basınç oranlarının optimum değerlerini bulmuşlardır.

Al-Doori [24], çalışmasında ara soğutuculu gaz türbini güç santrali modeli üzerinde çalışmıştır. Isıl verim, özgül yakıt tüketimi ve üretilen güç üzerinde parametrelerin (tasarım ve çalışma şartı) etkilerini değerlendirmişlerdir. Ara soğutuculu güç

santralinin ara soğutuculu olmayan güç santrali ile karşılaştığında verimin artış gösterdiğini belirtmiştir.

Tyagi ve arkadaşları [25], maksimum ekolojik performans katsayısı ve maksimum üretilen güç altında tersinmez rejeneratörlü ve ara soğutmalı brayton çevriminin optimum çalışma şartlarını belirlemiştir. Ekolojik performans katsayısını üretilen gücün kullanılabilirlik kaybına bölünmesi olarak tanımlamışlardır. Mevcut çalışma şartlarında, ısıl verim ve ekolojik performans katsayısını çevrimin sıcaklığına, ara soğutma ve çevrim basınç oranlarına göre optimize etmişlerdir. Farklı çalışma şartlarında, maksimum üretilen güç, maksimum verim, maksimum ekolojik performans katsayısı ve bunlara karşılık gelen sıcaklıklar verilen ara soğutma basınç oranları ve diğer parametreler için hesaplanmıştır. Bu performans parametrelerinin (üretilen güç, ısıl verim, ekolojik performans katsayısı gibi) maksimum değerlerine ulaştığı andaki optimum türbin çıkış sıcaklığı, ara soğutma ve çevrim basınç oranlarını bulmuşlardır.

Al-Sood ve arkadaşları [26], tersinmez rejeneratörlü, ara soğutmalı ve ara ısıtmalı gaz türbin çevriminin farklı dizayn ve çalışma parametrelerindeki performansını incelemiştir. Gaz türbin çevrimi için en iyi performansı sağlayacak optimum noktaları bulmaya çalışmışlardır. Farklı çalışma şartları altında çevrimin performans parametrelerini hesaplamak için matematiksel simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri model, gaz türbin çevriminin en iyi çalışma şartlarını (maksimum birinci ve ikinci kanun verimi, maksimum ekolojik performans katsayısı, maksimum üretilen güç ve minimum ekserji kaybı) sağlamıştır.

Zhang ve arkadaşları [27], birleşik rejeneratörlü brayton ve ters brayton çevriminin ekserji analizini yapmışlardır. Ekserji kaybı ve ekserji verimlerini türetmişlerdir. Maksimum ekserji verimini baz alarak, ters Brayton çevrimi basınç oranını optimize etmeyi amaçlamışlar ve buna karşılık gelen optimum ekserji verimini elde etmişlerdir. Nümerik hesaplamalarla ekserji verimi üzerinde çeşitli parametrelerin etkilerini analiz etmişlerdir.

İbrahim ve Rahman [28], gaz türbini performansının çevre şartlarına bağlı olduğu ve bunu minimize etmek içinde türbin giriş sıcaklığının arttırmanın ve kompresör giriş sıcaklığını düşürmenin gerektiğini belirtmişlerdir. Birleşik gaz türbini çevriminin performansını arttırmak için sıkıştırma oranlarını arttırmayı önermişlerdir. Elde edilen sonuçlarda da sistem veriminin sıkıştırma oranının artmasıyla arttığını göstermişlerdir. Üretilen gücün de sıkıştırma oranının artmasıyla arttığını belirlemişlerdir. Sistemin maksimum veriminin, yüksek sıkıştırma oranı, düşük çevre sıcaklığı ve yüksek türbin giriş sıcaklığında olduğunu tespit etmişlerdir.

Chandra ve Kaushik [29], rejeneratörlü, ara ısıtmalı ve ara soğutmalı brayton çevriminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Rejeneratörün, ara ısıtmanın ve ara soğutmanın etkilerinin önemli olduğunu vurgulamışlardır. Sistemi oluşturan her bir bileşenin de enerji ve ekserji analizini yapmışlardır.

Abadi ve arkadaşları [30], gaz türbini ile organik Rankine çevriminin birleşiminden oluşan sistemde farklı organik akışkanlar kullanmışlardır. Seçilen organik akışkanlar için birinci ve ikinci kanun analizlerini yapmışlardır. Elde edilen sonuçlardan düşük sıcaklıklarda R245fa, Propan ve R152a akışkanının veriminin daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Ama 100°C üzerindeki sıcaklıklar için R113 akışkanının veriminin maksimum olduğunu belirlemişlerdir.

Wang ve arkadaşları [31], çalışmalarında organik Rankine sisteminin matematiksel modelini oluşturup sistem üzerinde termodinamik parametrelerin (türbin giriş basıncı, türbin giriş sıcaklığı, pinch noktası sıcaklık farkı) etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada, R123, R245fa ve İzobütan çalışma akışkanları kullanılmıştır. İzobütan çalışma akışkanı bu sistem için en iyi performansa sahip akışkan olarak belirlenmiştir.

Shu ve arkadaşları [32], çalışmada dizel motorunun alt sistemi olarak çalışan organik Rankine sisteminin simülasyon modelini oluşturmuşlardır. Çalışmada, sistem performansı üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkileri incelenmiş ve termodinamik analiz yapılmıştır.

Chacartegui ve arkadaşları [33], çalışmalarında birleşik güç sistemlerde alt sistem olarak organik Rankine çevriminin kullanılmasını önermişlerdir. Birleşik sistemde alt çevrim olarak ORC kullanıldığındaki etkiler incelenmiştir. Organik akışkan olarak; R113, R245, İzobütan, Toluen, Sikloheksan ve İzopentan kullanılmıştır. Çalışmada, Toluen ve Sikloheksan akışkanı ile çalışan birleşik organik Rankine çevrimi sisteminin veriminin yüksek olduğu gösterilmiştir.

Wang ve arkadaşları [34], süreksiz ısı geri kazanım için çift organik Rankine çevrimini önermişlerdir. Aseton, Bütan, Pentan, İzopentan, R141b, R21 ve R245fa akışkanlarının optimum çalışma şartları hesaplanmıştır. Organik Rankine çevriminin performansını analiz etmek için pinch noktası analizi de yapılmıştır. Çalışmanın sonuçlarında, kuru ve izantropik akışkanların en iyi performansa sahip olduğu belirlenmiştir.

Hung ve arkadaşları [35], tarafından düşük dereceli atık ısının geri kazanımında kullanılan organik Rankine çevrimi için en uygun çalışma akışkanları belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışmalarında, düşük sıcaklıktaki kaynaktan ısı geri kazanımda en iyi seçim olarak izantropik akışkanlar olduğu belirlenmiştir.

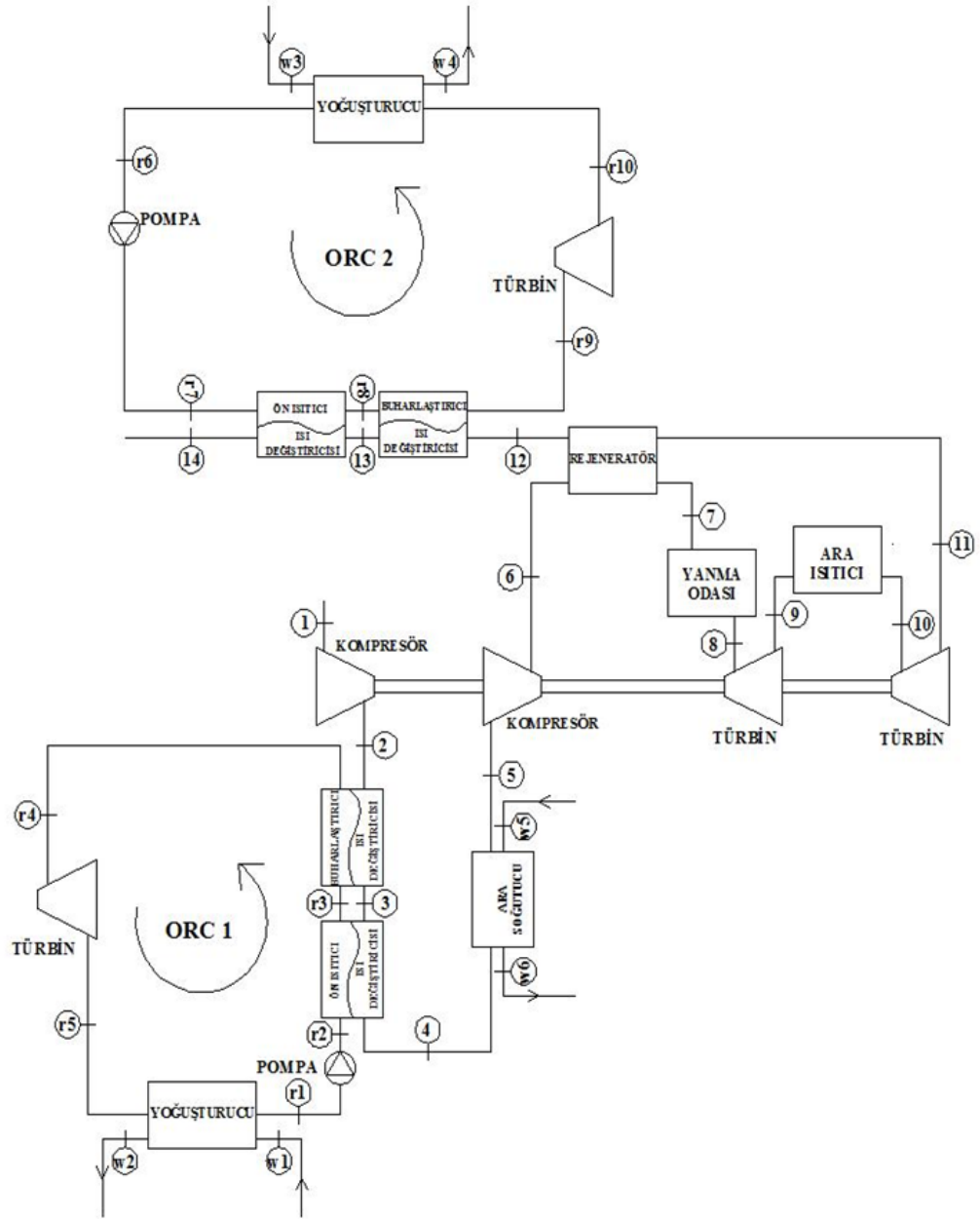
Yapılan bu çalışmada organik Rankine çevrimi Brayton çevriminde hem ara soğutucu olarak hem de rejeneratör çıkışında enerji geri kazanım amaçlı kullanılmaktadır. Ayrıca sistem için optimum basınç oranları belirlenmiştir. Literatürde genellikle organik Rankine çevriminin ısı kaynağı jeotermal enerji, güneş enerjisi veya atık ısı olmaktadır. Bu çalışmada organik Rankine çevriminin, Brayton çevriminde ara soğutucu olarak kullanılması özgünlük değeri taşımaktadır.

### 3. MALZEME ve YÖNTEM

Bu bölümde, sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Analizi yapılan birleşik organik Rankine-Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 3.1’de verilmiştir. İncelenen Brayton çevrimi ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve rejeneratörlüdür. Hava kompresöre 1 halinde ( $T_1=298$  K ve  $P_1=1$  atm) girer ve  $P_2$  basıncına sıkıştırılır. Sabit basınçta üç kademedeki  $T_5$  sıcaklığına ( $T_5=T_1$ ) soğutulur ve ikinci kompresöre girerek en yüksek basınç değeri olan  $P_6$  basıncına sıkıştırılır. 6 halinde rejeneratöre girerek sabit basınçta (ısı geri kazanım yapılarak)  $T_7$  sıcaklığına ısıtılır. Daha sonra yanma odasında ısı girişi olur. Hava türbine  $P_8$  basıncında girip  $P_9$  basıncına genişletilir ve ara ısıtıcıya girer. Ara ısıtıcıda yüksek basınç türbini giriş sıcaklığına kadar tekrar ısıtılır ( $T_{10}=T_8$ ). Buradan da  $P_{10}$  basıncından  $P_{11}$  basıncına genişletilir ve rejeneratöre girerek sabit basınçta  $T_{12}$  sıcaklığına soğutulur. Ardından iki ısı değiştiriciden geçerek  $T_{14}$  sıcaklığına kadar soğutulur ve sistemden dışarı atılır.

Organik Rankine çevrimi 5 elemandan oluşmaktadır. Bunlar pompa, ön ısıtıcı, buharlaştırıcı, türbin ve yoğuşturucudur. Ara soğutucu olarak kullanılan çevrimde, akışkan doymuş sıvı olarak pompaya girmekte ve  $P_{r1}$  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 buharlaştırıcıda  $T_{r3}$  sıcaklığındayken sabit basınçta  $T_{r4}$  sıcaklığına ısıtılmaktadır. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkan akışkan  $P_{r4}$  basıncından  $P_{r5}$  basıncına genişletilir ve yoğuşturucuda sabit basınçta  $T_{r5}$  sıcaklığından  $T_{r1}$  sıcaklığına soğutulur. Aynı şekilde rejeneratör çıkışında kullanılan çevrimde de, akışkan doymuş sıvı olarak pompaya girmekte ve  $P_{r6}$  basıncından  $P_{r7}$  basıncına sıkıştırılmaktadır. Pompadan çıkan akışkan ön ısıtıcıya girerek sabit basınçta  $T_{r7}$  sıcaklığından  $T_{r8}$  sıcaklığına ısıtılmaktadır. Daha sonra doymuş sıvı olarak buharlaştırıcıdan çıkan akışkan  $P_{r9}$  basıncından  $P_{r10}$  basıncına genişletilir ve yoğuşturucuda sabit basınçta  $T_{r10}$  sıcaklığından  $T_{r6}$  sıcaklığına soğutulur.





Şekil 3.1. Birleşik organik Rankine-Brayton çevriminin şematik gösterimi

Ayrıca, sistemin doğruluğunu göstermek amacıyla literatürdeki bir çalışmanın değerleri, sistemde kullanılan ifadelerle hesaplanarak elde edilen sonuçlar Çizelge 3.1’de karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, değerlerin birbirine yakın olduğu görülmüştür. Bu sonuçlardan sistemin çözüm yolunun doğruluğunu kanıtlanmıştır.

Çizelge 3.1. Literatürde hesaplanan değerler ile çevrimdeki değerlerin kıyaslanması

| Nokta | Akışkan | Akış ekserjisi (kW) [12] | Akış ekserjisi (kW) |
|-------|---------|--------------------------|---------------------|
| 1     | R245fa  | 897,8                    | 899,7               |
| 2     | R245fa  | 378,9                    | 379                 |
| 3     | R245fa  | 481,7                    | 479,4               |
| 4     | R245fa  | 154,1                    | 154                 |
| 5     | R245fa  | 79,3                     | 76,72               |
| 6     | R245fa  | 86,7                     | 84,26               |
| 7     | R245fa  | -7,2                     | -7,293              |
| 8     | R245fa  | 26,3                     | 26,11               |

### 3.1. Ara Soğutucu Olarak Kullanılan Organik Rankine Çevrim Modeli

Bu bölümde, sistemde ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizi yapılacaktır. Çevrimin ürettiği net güç ile ısı verim hesaplanacak, ayrıca çevrimde bulunan pompa, ön ısıtıcı, buharlaştırıcı, türbin ve yoğuşturucunun ekserji yıkımı ve ekserji verimi belirlenecektir.

Buharlaştırıcı girişindeki sıcaklık ( $T_{r3}$ ), entropi ( $s_{r3}$ ), entalpi ( $h_{r3}$ ) değerleri, kuruluk derecesi ( $x$ ) ve buharlaştırıcı girişindeki basıncın ( $P_{r3}$ ) fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Çalışma basıncı literatürden alınmıştır [36]. Buharlaştırıcıya akışkanın doymuş buhar olarak girdiği kabul edilmektedir. Buharlaştırıcı girişindeki basınç çıkış basıncına eşit alınmıştır ( $P_{r3} = P_{r4}$ ).

Yoğuşturucu çıkışındaki entalpi, entropi ve basınç değerleri, kuruluk derecesi ve sıcaklığın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Pompaya akışkanın doymuş sıvı olarak girdiği kabul edilmektedir. Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı 303 K alınmıştır [36].

Türbin çıkışındaki izantropik entalpi, o noktadaki entropi ve basıncın fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır. Türbin çıkışındaki entropi türbin girişindeki entropiye eşittir ( $s_{r5} = s_{r4}$ ). Yoğuşturucu giriş ve çıkış basınçları eşit alınmıştır ( $P_{r5} = P_{r1}$ ).

Türbin çıkışındaki entalpi ( $h_{r5}$ ) denklem (3.1) çözülerek hesaplanmaktadır. İzantropik türbin verimi %70 alınmıştır [37].

$$\eta_T = \frac{h_{r4} - h_{r5}}{h_{r4} - h_{r5s}} \quad (3.1)$$

Ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevriminin kütleli debisi ( $\dot{m}_{r1}$ ) denklem (3.2) ve (3.3) birlikte çözülerek bulunur.

$$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_{r1}(h_{r4} - h_{r3}) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_h(h_2 - h_3) \quad (3.3)$$

Buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklık ( $T_{r4}$ ), entropi ( $s_{r4}$ ), entalpi ( $h_{r4}$ ) değerleri, kuruluk derecesi ( $x$ ) ve buharlaştırıcı çıkışındaki basıncın ( $P_{r4}$ ) fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Türbine akışkanın doymuş buhar olarak girdiği kabul edilip buharlaştırıcı çıkışındaki akış ekserjisi ( $\psi_{r4}$ ) denklem (3.4) kullanılarak hesaplanır.  $T_{0,r1}$  referans sıcaklık olup 298 K alınmıştır.  $h_{0,r1}$  referans şartlardaki entalpi değeri ve  $s_{0,r1}$  referans şartlardaki entropi değeri olmaktadır.

$$\psi_{r4} = \dot{m}_{r1}[(h_{r4} - h_{0,r1}) - T_{0,r1}(s_{r4} - s_{0,r1})] \quad (3.4)$$

Verilen referans sıcaklık ve basınçtaki entalpi ( $h_{0,r1}$ ) ve entropi ( $s_{0,r1}$ ) değerleri sadece o noktadaki sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır.  $P_{0,r1}$  referans basınç olup 101 kPa alınmıştır.

Buharlaştırıcı girişindeki akış ekserjisi ( $\psi_{r3}$ ) denklem (3.5) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{r3} = \dot{m}_{r1}[(h_{r3} - h_{0,r1}) - T_{0,r1}(s_{r3} - s_{0,r1})] \quad (3.5)$$

Buharlaştırıcı tarafından alınan enerji denklem (3.6) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_{r1}(h_{r4} - h_{r3}) \quad (3.6)$$

Türbin çıkış sıcaklığı ( $T_{r5}$ ) ve çıkış entropisi ( $s_{r5}$ ) entalpi ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

Türbin çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.7) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{r5} = \dot{m}_{r1}[(h_{r5} - h_{0,r1}) - T_{0,r1}(s_{r5} - s_{0,r1})] \quad (3.7)$$

Türbinin ürettiği güç denklem (3.8) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{tür.} = \dot{m}_{r1}(h_{r4} - h_{r5}) \quad (3.8)$$

Yoğuşturucu çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.9) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{r1} = \dot{m}_{r1}[(h_{r1} - h_{0,r1}) - T_{0,r1}(s_{r1} - s_{0,r1})] \quad (3.9)$$

Yoğuşturucu tarafından atılan ısı denklem (3.10) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{yoğ.} = \dot{m}_{r1}(h_{r5} - h_{r1}) \quad (3.10)$$

Pompa girişindeki akışkanın özgül hacmi kuruluk derecesi ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

İzantropik pompa gücü denklem (3.11) çözülerek hesaplanmaktadır. Ön ısıtıcı giriş ve çıkış basınçları eşit alınmıştır ( $P_{r2} = P_{r3}$ ).

$$\dot{W}_{pompa,s} = v_{r1}(P_{r2} - P_{r1}) \quad (3.11)$$

Pompa çıkışındaki entalpi ( $h_{r2}$ ) denklem (3.12) çözülerek hesaplanmaktadır. İzantropik pompa verimi %70 alınmıştır [38].

$$\eta_P = \frac{\dot{W}_{pompa,s}}{h_{r2} - h_{r1}} \quad (3.12)$$

Pompa çıkışındaki sıcaklık, entropi ve entalpi basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

Pompa çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.13) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{r2} = \dot{m}_{r1}[(h_{r2} - h_{0,r1}) - T_{0,r1}(s_{r2} - s_{0,r1})] \quad (3.13)$$

Pompanın tükettiği güç denklem (3.14) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{r1}(h_{r2} - h_{r1}) \quad (3.14)$$

Ön ısıtıcı tarafından alınan ısı denklem (3.15) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{ön\ ısı.} = \dot{m}_{r1}(h_{r3} - h_{r2}) \quad (3.15)$$

Organik Rankine çevriminin ürettiği net iş denklem (3.16) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{net,ORC,1} = \dot{W}_{tür.} - \dot{W}_{pompa} \quad (3.16)$$

Organik Rankine çevriminin ısı verimi denklem (3.17) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\eta_{ORC,1} = \frac{\dot{W}_{net,ORC,1}}{\dot{Q}_{buh.} + \dot{Q}_{ön\ ısı.}} \quad (3.17)$$

Buharlaştırıcının ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.18) ve (3.19) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{buh.} = \dot{m}_h(h_2 - h_3) - \dot{m}_{r1}(h_{r4} - h_{r3}) - [\dot{m}_h \cdot T_0(s_2 - s_3) - \dot{m}_{r1} \cdot T_0(s_{r4} - s_{r3})] \quad (3.18)$$

$$\eta_{II,buh.} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{buh.}}{(\psi_2 - \psi_3)} \right] \quad (3.19)$$

Ön ısıtıcının ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.20) ve (3.21) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{\text{ön ısıtıcı}} = \dot{m}_h(h_3 - h_4) - \dot{m}_{r1}(h_{r3} - h_{r2}) - [\dot{m}_h \cdot T_0(s_3 - s_4) - \dot{m}_{r1} \cdot T_0(s_{r3} - s_{r2})] \quad (3.20)$$

$$\eta_{II,\text{ön ısıtıcı}} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{\text{ön ısıtıcı}}}{(\psi_3 - \psi_4)} \right] \quad (3.21)$$

Soğutma suyu giriş ve çıkış entalpisi ( $h_{w1}, h_{w2}$ ) ile giriş ve çıkış entropisi ( $s_{w1}, s_{w2}$ ), sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Sıcaklık ve basınç literatürden alınmıştır [12]. Soğutma suyu debisi ( $\dot{m}_{w1}$ ) denklem (3.22) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{m}_{r1}(h_{r5} - h_{r1}) = \dot{m}_{w1}(h_{w2} - h_{w1}) \quad (3.22)$$

Verilen referans sıcaklık ve basınçtaki entalpi ( $h_{0,w}$ ) ile entropi ( $s_{0,w}$ ) değerleri sadece o noktadaki sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır.  $P_{0,w}$  referans basınç olup 101 kPa alınmıştır.  $T_{0,w}$  referans sıcaklık olup 298 K alınmıştır. Soğutma suyu giriş ve çıkış akış enerjisi ( $\psi_{w1}, \psi_{w2}$ ) sırasıyla denklem (3.23) ve (3.24) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{w1} = \dot{m}_{w1}[(h_{w1} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w1} - s_{0,w})] \quad (3.23)$$

$$\psi_{w2} = \dot{m}_{w2}[(h_{w2} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w2} - s_{0,w})] \quad (3.24)$$

Yoğuşturucunun ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.25) ve (3.26) çözülerek hesaplanmıştır.

$$\dot{I}_{\text{yoğ.}} = (\psi_{w1} + \psi_{r5}) - (\psi_{w2} + \psi_{r1}) \quad (3.25)$$

$$\eta_{II,\text{yoğ.}} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{\text{yoğ.}}}{\psi_{r5} - \psi_{r1}} \right) \quad (3.26)$$

Türbinin ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.27) ve (3.28) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{\text{tür.}} = \dot{m}_{r1} \cdot T_0(s_{r5} - s_{r4}) \quad (3.27)$$

$$\eta_{II,\text{tür.}} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{\text{tür.}}}{(\psi_{r4} - \psi_{r5})} \right] \quad (3.28)$$

Pompanın ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.29) ve (3.30) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{pompa} = \dot{m}_{r1} \cdot T_0 (s_{r2} - s_{r1}) \quad (3.29)$$

$$\eta_{II,pompa} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{pompa}}{\dot{W}_{pompa}} \right) \quad (3.30)$$

### 3.2. Brayton Çevrim Modeli

Bu kısımda, Brayton çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Çevrimin ürettiği net güç ile ısı verim hesaplanmıştır. Ayrıca, çevrimde bulunan her elemanın ekserji analizi de yapılmıştır.

Birinci kademe kompresör girişindeki akış ekserjisi denklem (3.31) çözülerek hesaplanmaktadır.  $\dot{m}_h$  havanın kütsel debisi olup, 675,55 kg/s alınmıştır. Bu değer mevcut bir güç santralinden alınmıştır.  $h_1$  birinci kademe kompresör girişindeki entalpi,  $s_1$  birinci kademe kompresör girişindeki entropi,  $T_0$  referans sıcaklık olup 298 K alınmıştır.  $h_0$  referans şartlardaki entalpi değeri ve  $s_0$  referans şartlardaki entropi değeri olmaktadır.

$$\psi_1 = \dot{m}_h [(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)] \quad (3.31)$$

Birinci kademe kompresör girişindeki entalpi ( $h_1$ ) ve referans şartlardaki entalpi ( $h_0$ ) değerleri sadece o noktadaki sıcaklığın ( $T_1$ ) bir fonksiyonu olarak bulunmaktadır.  $T_1$ , birinci kademe kompresör giriş sıcaklığı olup 298 K alınmıştır. Birinci kademe kompresör girişindeki entropi, ( $s_1$ ) ve referans şartlardaki entropi ( $s_0$ ) değerleri sadece o noktadaki sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu olarak bulunmaktadır.  $P_1$  birinci kademe kompresör giriş basıncı olup 101 kPa alınmıştır.  $P_0$  referans basınç olup 101 kPa alınmıştır.

Basınç oranı  $r_p$  olarak tanımlanmış olup,  $P_2$  birinci kademe kompresör çıkış basıncıdır. Basınç oranı değiştirilerek birinci kademe kompresör çıkış basıncı denklem (3.32) çözülerek bulunmaktadır.

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.32)$$

Birinci kademe kompresör izantropik çıkış sıcaklığı ( $T_{2s}$ ) denklem (3.33) çözülerek bulunmaktadır ( $k = 1,4$  alınmıştır).

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = (r_p)^{(k-1)/k} \quad (3.33)$$

Birinci kademe kompresör izantropik çıkış entalpisi ( $h_{2s}$ ) sıcaklığın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

Birinci kademe kompresör çıkış entalpisi ( $h_2$ ) denklem (3.34)'deki kompresörün izantropik verim ifadesi çözülerek elde edilmektedir. Kompresörün izantropik verimi %90 alınmıştır [36].

$$\eta_K = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.34)$$

Birinci kademe kompresör çıkış sıcaklığı ( $T_2$ ), entalpinin ve çıkış entropisi ( $s_2$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

Birinci kademe kompresör çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.35) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_2 = \dot{m}_h [(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] \quad (3.35)$$

Birinci kademe kompresörün tükettiği güç denklem (3.36) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{komp,1} = \dot{m}_h (h_2 - h_1) \quad (3.36)$$

Birinci ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı denklem (3.37) çözülerek hesaplanmaktadır. Pinch noktası sıcaklık farkı ( $\Delta T_{pp}$ ) 10 K alınmıştır.



$$T_3 = T_{r3} + \Delta T_{pp} \quad (3.37)$$

Birinci ısı değiştiricisi ıkış entalpisi ( $h_3$ ), sıcaklığın ve ıkış entropisi ( $s_3$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Birinci ısı değiştiricisi giriş ve ıkış basınları eşit alınmıştır ( $P_3 = P_2$ ).

Birinci ısı değiştiricisi ıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.38) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_3 = \dot{m}_h [(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] \quad (3.38)$$

Buharlaştırıcı tarafından alınan ısı denklem (3.39) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_h (h_2 - h_3) \quad (3.39)$$

Ön ısıtıcı tarafından alınan ısı denklem (3.37) özölerek hesaplanmaktadır. İkinci ısı değiştiricisi ıkışındaki entalpi ( $h_4$ ), denklem (3.40) ve denklem (3.41) birlikte özölerek bulunur.

$$\dot{Q}_{ön ısı.} = \dot{m}_h (h_3 - h_4) \quad (3.40)$$

$$\dot{Q}_{ön ısı.} = \dot{m}_{r1} (h_{r3} - h_{r2}) \quad (3.41)$$

İkinci ısı değiştiricisi ıkış sıcaklığı ( $T_4$ ), entalpinin ve ıkış entropisi ( $s_4$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. İkinci ısı değiştiricisi giriş ve ıkış basınları eşit alınmıştır ( $P_4 = P_3$ ).

İkinci ısı değiştiricisi ıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.42) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_4 = \dot{m}_h [(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] \quad (3.42)$$

Ara soğutucu çıkış entalpisi ( $h_5$ ), sıcaklığın ve çıkış entropisi ( $s_5$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Ara soğutucu çıkış sıcaklığı 303 K alınmıştır. Ara soğutucu giriş ve çıkış basınçları eşit alınmıştır ( $P_5 = P_4$ ).

Ara soğutucu çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.43) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_5 = \dot{m}_h [(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] \quad (3.43)$$

Basınç oranı değiştirilerek ikinci kademe kompresör çıkış basıncı ( $P_6$ ) denklem (3.44) çözülerek bulunmaktadır.

$$r_p = \frac{P_6}{P_5} \quad (3.44)$$

İkinci kademe kompresör izantropik çıkış sıcaklığı ( $T_{6s}$ ) denklem (3.45) çözülerek bulunmaktadır.

$$\frac{T_{6s}}{T_5} = (r_p)^{(k-1)/k} \quad (3.45)$$

İkinci kademe kompresör izantropik çıkış entalpisi ( $h_{6s}$ ) sıcaklığın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

İkinci kademe kompresör çıkış entalpisi ( $h_6$ ) denklem (3.46)'daki kompresörün izantropik verim ifadesi çözülerek elde edilmektedir.

$$\eta_K = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (3.46)$$

İkinci kademe kompresör çıkış sıcaklığı ( $T_6$ ), entalpinin ve çıkış entropisi ( $s_6$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

İkinci kademe kompresör çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.47) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_6 = \dot{m}_h [(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)] \quad (3.47)$$

İkinci kademe kompresörün tükettiği güç denklem (3.48) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$W_{komp.,2} = \dot{m}_h (h_6 - h_5) \quad (3.48)$$

Rejeneratör çıkışındaki entalpi değerleri ( $h_7$  ve  $h_{12}$ ) denklem (3.49) ve (3.50) birlikte çözülerek bulunmaktadır. Rejeneratör etkinliği %90 alınmıştır [39].

$$\epsilon_{rej.} = \frac{h_7 - h_6}{h_{11} - h_6} \quad (3.49)$$

$$\epsilon_{rej.} = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_6} \quad (3.50)$$

Rejeneratör çıkış sıcaklığı ( $T_7$ ), entalpinin ve çıkış entropisi ( $s_7$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Rejeneratör giriş ve çıkış basınçları eşit alınmıştır ( $P_7 = P_6$ ).

Rejeneratör çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.51) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_7 = \dot{m}_h [(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] \quad (3.51)$$

Birinci kademe türbin giriş entalpisi ( $h_8$ ), sıcaklığın ve giriş entropisi ( $s_8$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Birinci kademe türbin giriş sıcaklığı 1300 K alınmıştır. Yanma odası giriş ve çıkış basınçları eşit alınmıştır ( $P_8 = P_7$ ).

Birinci kademe türbin girişindeki akış ekserjisi denklem (3.52) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_8 = \dot{m}_h [(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)] \quad (3.52)$$

Birinci kademe türbin izantropik çıkış sıcaklığı ( $T_{9s}$ ) denklem (3.53) çözülerek bulunmaktadır.

$$\frac{T_{9s}}{T_8} = \left(\frac{1}{r_p}\right)^{(k-1)/k} \quad (3.53)$$

Birinci kademe türbin çıkış basıncı ( $P_9$ ) denklem (3.54) çözülerek bulunmaktadır.

$$r_p = \frac{P_8}{P_9} \quad (3.54)$$

Birinci kademe türbin izantropik çıkış entalpisi ( $h_{9s}$ ) sıcaklığın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

Birinci kademe türbin çıkış entalpisi ( $h_9$ ) denklem (3.55)'deki türbin izantropik verim ifadesi çözülerek elde edilmektedir. Türbinin izantropik verimi %85 alınmıştır [17].

$$\eta_T = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} \quad (3.55)$$

Birinci kademe türbin çıkış sıcaklığı ( $T_9$ ), entalpinin ve çıkış entropisi ( $s_9$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

Birinci kademe türbin çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.56) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_9 = \dot{m}_h [(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)] \quad (3.56)$$

İkinci kademe türbin giriş entalpisi ( $h_{10}$ ), sıcaklığın ve giriş entropisi ( $s_{10}$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. İkinci kademe türbin giriş sıcaklığı birinci kademe türbin giriş sıcaklığına eşit alınmıştır ( $T_{10} = T_8$ ). Ara ısıtıcı giriş ve çıkış basınçları eşit alınmıştır ( $P_{10} = P_9$ ).

İkinci kademe türbin girişindeki akış ekserjisi denklem (3.57) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{10} = \dot{m}_h [(h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0)] \quad (3.57)$$

İkinci kademe türbin izantropik çıkış sıcaklığı ( $T_{11s}$ ) denklem (3.58) çözülerek bulunmaktadır.

$$\frac{T_{11s}}{T_{10}} = \left(\frac{1}{r_p}\right)^{(k-1)/k} \quad (3.58)$$

İkinci kademe türbin çıkış basıncı ( $P_9$ ) denklem (3.56) çözülerek bulunmaktadır.

$$r_p = \frac{P_{10}}{P_{11}} \quad (3.59)$$

İkinci kademe türbin izantropik çıkış entalpisi ( $h_{11s}$ ) sıcaklığın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

İkinci kademe türbin çıkış entalpisi ( $h_{11}$ ) denklem (3.60)'daki türbin izantropik verim ifadesi çözülerek elde edilmektedir.

$$\eta_T = \frac{h_{10} - h_{11}}{h_{10} - h_{11s}} \quad (3.60)$$

İkinci kademe türbin çıkış sıcaklığı ( $T_{11}$ ), entalpinin ve çıkış entropisi ( $s_{11}$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

İkinci kademe türbin çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.61) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{11} = \dot{m}_h [(h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0)] \quad (3.61)$$

Rejeneratör çıkış sıcaklığı ( $T_{12}$ ), entalpinin ve çıkış entropisi ( $s_{12}$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Rejeneratör giriş ve çıkış basınçları birbirine eşit alınmıştır ( $P_{12} = P_{11}$ ).

Rejeneratör çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.62) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{12} = \dot{m}_h [(h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0)] \quad (3.62)$$

Üçüncü ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı denklem (3.63) çözülerek hesaplanmaktadır. Pinch noktası sıcaklık farkı ( $\Delta T_{pp}$ ) 10 K alınmıştır. Rejeneratör çıkışındaki organik Rankine çevrimindeki buharlaştırıcı girişindeki sıcaklık ( $T_{r8}$ ), kuruluk derecesi ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmuştur.

$$T_{13} = T_{r8} + \Delta T_{pp} \quad (3.63)$$

Üçüncü ısı değiştiricisi çıkış entalpisi ( $h_{13}$ ), sıcaklığın ve çıkış entropisi ( $s_{13}$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Üçüncü ısı değiştiricisi giriş ve çıkış basınçları eşit alınmıştır ( $P_{13} = P_{12}$ ).

Üçüncü ısı değiştiricisi çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.64) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{13} = \dot{m}_h [(h_{13} - h_0) - T_0 (s_{13} - s_0)] \quad (3.64)$$

Dördüncü ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı ( $T_{14}$ ), entalpinin ve çıkış entropisi ( $s_{14}$ ) ise sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Dördüncü ısı değiştiricisi giriş ve çıkış basınçları eşit alınmıştır ( $P_{14} = P_{13}$ ). Dördüncü ısı değiştiricisi çıkışındaki entalpi ( $h_{14}$ ), ön ısıtıcı ve buharlaştırıcı tarafından alınan enerji verilen enerjiye eşitlenip denklem (3.65) çözülerek bulunur.

$$\dot{m}_h (h_{12} - h_{14}) = \dot{m}_{r2} (h_9 - h_7) \quad (3.65)$$

Dördüncü ısı değiştiricisi ıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.66) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{14} = \dot{m}_h [(h_{14} - h_0) - T_0 (s_{14} - s_0)] \quad (3.66)$$

Birinci kademe türbinin ürettiği güç denklem (3.67) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{tür.,1} = \dot{m}_h (h_8 - h_9) \quad (3.67)$$

İkinci kademe türbinin ürettiği güç denklem (3.65) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{tür.,2} = \dot{m}_h (h_{10} - h_{11}) \quad (3.68)$$

Brayton çevriminin ürettiği net güç denklem (3.69) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{net,brayton} = (\dot{W}_{tür.,1} + \dot{W}_{tür.,2}) - (\dot{W}_{komp.,1} + \dot{W}_{komp.,2}) \quad (3.69)$$

Yanma odasına giren enerji denklem (3.70) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{yanma odası} = \dot{m}_h (h_8 - h_7) \quad (3.70)$$

Ara ısıtıcısına giren enerji denklem (3.68) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{ara ısıtıcı} = \dot{m}_h (h_{10} - h_9) \quad (3.71)$$

Sisteme giren toplam ısı enerjisi denklem (3.72) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{toplam} = \dot{Q}_{yanma odası} + \dot{Q}_{ara ısıtıcı} \quad (3.72)$$

Brayton çevriminin ısı verimi denklem (3.70) özölerek hesaplanmaktadır.

$$\eta_{brayton} = \frac{\dot{W}_{brayton}}{\dot{Q}_{yanma odası} + \dot{Q}_{ara ısıtıcı}} \quad (3.73)$$

Birinci kademe kompresörün ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.74) ve (3.75) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{komp.,1} = \dot{m}_h \cdot T_0(s_2 - s_1) \quad (3.74)$$

$$\eta_{II,komp.,1} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{komp.,1}}{\dot{W}_{komp.,1}} \right) \quad (3.75)$$

İkinci kademe kompresörün ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.76) ve (3.77) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{komp.,2} = \dot{m}_h \cdot T_0(s_6 - s_5) \quad (3.76)$$

$$\eta_{II,komp.,2} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{komp.,2}}{\dot{W}_{komp.,2}} \right) \quad (3.77)$$

Soğutma suyu giriş ve çıkış entalpisi ( $h_{w5}, h_{w6}$ ) ile giriş ve çıkış entropisi ( $s_{w5}, s_{w6}$ ), sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Sıcaklık ve basınç literatürden alınmıştır [12]. Soğutma suyu debisi ( $\dot{m}_{w3}$ ) denklem (3.78) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{m}_h(h_4 - h_5) = \dot{m}_{w3}(h_{w6} - h_{w5}) \quad (3.78)$$

Verilen referans sıcaklık ve basınçtaki entalpi ( $h_{0,w}$ ) ile entropi ( $s_{0,w}$ ) değerleri sadece o noktadaki sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır.  $P_{0,w}$  referans basınç olup 101 kPa alınmıştır.  $T_{0,w}$  referans sıcaklık olup 298 K alınmıştır. Soğutma suyu giriş ve çıkış akış enerjisi ( $\psi_{w5}, \psi_{w6}$ ) sırasıyla denklem (3.79) ve (3.80) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{w5} = \dot{m}_{w3}[(h_{w5} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w5} - s_{0,w})] \quad (3.79)$$

$$\psi_{w6} = \dot{m}_{w3}[(h_{w6} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w6} - s_{0,w})] \quad (3.80)$$

Ara soğutucunun ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.81) ve (3.82) çözülerek hesaplanmıştır.



$$\dot{i}_{ara\ soğ.} = (\psi_{w5} + \psi_4) - (\psi_{w6} + \psi_5) \quad (3.81)$$

$$\eta_{II,ara\ soğ.} = 1 - \left( \frac{\dot{i}_{ara\ soğ.}}{\psi_4 - \psi_5} \right) \quad (3.82)$$

Rejeneratörün ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.83) ve (3.84) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{i}_{rej.} = \dot{m}_h \cdot T_0 \left[ \frac{(h_{11} - h_{12}) - (h_7 - h_6)}{T_0} - \{(s_{11} - s_{12}) - (s_7 - s_6)\} \right] \quad (3.83)$$

$$\eta_{II,rej.} = 1 - \left[ \frac{\dot{i}_{rej.}}{(\psi_{11} - \psi_{12})} \right] \quad (3.84)$$

Yanma odasının ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.85) ve (3.86) çözülerek hesaplanmaktadır [40].

$$\dot{i}_{yanma\ odası} = \dot{m}_h \cdot T_0 \left[ (s_8 - s_7) - \left( \frac{h_8 - h_7}{T_8} \right) \right] \quad (3.85)$$

$$\eta_{II,yanma\ odası} = 1 - \frac{\dot{i}_{yanma\ odası}}{\left(1 - \frac{T_0}{T_8}\right) \dot{Q}_{yanma\ odası}} \quad (3.86)$$

Birinci kademe türbinin ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.87) ve (3.88) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{i}_{tür.,1} = \psi_8 - (\psi_9 + \dot{W}_{tür.,1}) \quad (3.87)$$

$$\eta_{II,tür.,1} = \frac{\dot{W}_{tür.,1}}{(\psi_8 - \psi_9)} \quad (3.88)$$

Ara ısıtıcının ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.89) ve (3.90) çözülerek hesaplanmaktadır [40].

$$\dot{i}_{ara\ ısıtıcı} = \dot{m}_h \cdot T_0 \left[ (s_{10} - s_9) - \left( \frac{h_{10} - h_9}{T_{10}} \right) \right] \quad (3.89)$$

$$\eta_{II,ara\ ısıtıcı} = 1 - \frac{\dot{i}_{ara\ ısıtıcı}}{\left(1 - \frac{T_0}{T_{10}}\right) \dot{Q}_{ara\ ısıtıcı}} \quad (3.90)$$

İkinci kademe türbinin ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.91) ve (3.92) çözümlenerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{t\ddot{u}r.,2} = \dot{m}_h \cdot T_0 (s_{11} - s_{10}) \quad (3.91)$$

$$\eta_{II,t\ddot{u}r.,2} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{t\ddot{u}r.,2}}{(\psi_{10} - \psi_{11})} \right] \quad (3.92)$$

### 3.3. Atık Isıyı Kaynak Olarak Kullanan Organik Rankine Çevrim Modeli

Bu bölümde, sistemde atık ısıyı kaynak olarak kullanan organik Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Çevrimin ürettiği net güç ile ısı verim hesaplanmış olup, çevrimde bulunan pompa, ön ısıtıcı, buharlaştırıcı, türbin ve yoğuşturucunun ekserji yıkımı ve ekserji verimi hesaplanmıştır.

Buharlaştırıcı girişindeki sıcaklık ( $T_{r8}$ ), entropi ( $s_{r8}$ ), entalpi ( $h_{r8}$ ) değerleri, kuruluk derecesi ( $x$ ) ve buharlaştırıcı girişindeki basıncın ( $P_{r8}$ ) fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Çalışma basıncı literatürden alınmıştır [36]. Buharlaştırıcıya akışkanın doymuş buhar olarak girdiği kabul edilmektedir. Buharlaştırıcı girişindeki basınç çıkış basıncına eşit alınmıştır ( $P_{r8} = P_{r9}$ ).

Yoğuşturucu çıkışındaki entalpi, entropi ve basınç değerleri, kuruluk derecesi ve sıcaklığın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Pompaya akışkanın doymuş sıvı olarak girdiği kabul edilmektedir. Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı 303 K alınmıştır [36].

Türbin çıkışındaki izantropik entalpi, o noktadaki entropi ve basıncın fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır. Türbin çıkışındaki entropi türbin girişindeki entropiye eşittir ( $s_{r10} = s_{r9}$ ). Yoğuşturucu giriş ve çıkış basınçları eşit alınmıştır ( $P_{r10} = P_{r6}$ ).

Türbin çıkışındaki entalpi ( $h_{r10}$ ) denklem (3.93) çözümlenerek hesaplanmaktadır. İzantropik türbin verimi %70 alınmıştır [37].

$$\eta_T = \frac{h_{r9} - h_{r10}}{h_{r9} - h_{r10s}} \quad (3.93)$$

Atık ısıyı kaynak olarak kullanılan organik Rankine çevriminin kütleli debisi ( $\dot{m}_{r2}$ ) denklem (3.94) ve (3.95) birlikte çözülerek bulunur.

$$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_{r2}(h_{r9} - h_{r8}) \quad (3.94)$$

$$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_h(h_{12} - h_{13}) \quad (3.95)$$

Buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklık ( $T_{r9}$ ), entropi ( $s_{r9}$ ), entalpi ( $h_{r9}$ ) değerleri, kuruluk derecesi ( $x$ ) ve buharlaştırıcı çıkışındaki basıncın ( $P_{r9}$ ) fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Türbine akışkanın doymuş buhar olarak girdiği kabul edilip buharlaştırıcı çıkışındaki akış ekserjisi ( $\psi_{r9}$ ) denklem (3.96) kullanılarak hesaplanır.  $T_{0,r2}$  referans sıcaklık olup 298 K alınmıştır.  $h_{0,r2}$  referans şartlardaki entalpi değeri ve  $s_{0,r2}$  referans şartlardaki entropi değeri olmaktadır.

$$\psi_{r9} = \dot{m}_{r2}[(h_{r9} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r9} - s_{0,r2})] \quad (3.96)$$

Verilen referans sıcaklık ve basınçtaki entalpi ( $h_{0,r2}$ ) ve entropi ( $s_{0,r2}$ ) değerleri sadece o noktadaki sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır.  $P_{0,r2}$  referans basınç olup 101 kPa alınmıştır.

Buharlaştırıcı girişindeki akış ekserjisi ( $\psi_{r8}$ ) denklem (3.97) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{r8} = \dot{m}_{r2}[(h_{r8} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r8} - s_{0,r2})] \quad (3.97)$$

Buharlaştırıcı tarafından alınan enerji denklem (3.98) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_{r2}(h_{r9} - h_{r8}) \quad (3.98)$$

Türbin çıkış sıcaklığı ( $T_{r5}$ ) ve çıkış entropisi ( $s_{r5}$ ) entalpi ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

Türbin çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.99) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{r10} = \dot{m}_{r2}[(h_{r10} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r10} - s_{0,r2})] \quad (3.99)$$

Türbinin ürettiği güç denklem (3.100) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{tür.} = \dot{m}_{r2}(h_{r9} - h_{r10}) \quad (3.100)$$

Yoğuşturucu çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.101) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{r6} = \dot{m}_{r2}[(h_{r6} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r6} - s_{0,r2})] \quad (3.101)$$

Yoğuşturucu tarafından atılan ısı denklem (3.102) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{yoğ.} = \dot{m}_{r2}(h_{r10} - h_{r6}) \quad (3.102)$$

Pompa girişindeki akışkanın özgül hacmi kurulum derecesi ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

İzantropik pompa gücü denklem (3.103) çözülerek hesaplanmaktadır. Ön ısıtıcı giriş ve çıkış basınçları eşit alınmıştır ( $P_{r7} = P_{r8}$ ).

$$\dot{W}_{pompa,s} = v_{r6}(P_{r7} - P_{r6}) \quad (3.103)$$

Pompa çıkışındaki entalpi ( $h_{r7}$ ) denklem (3.104) çözülerek hesaplanmaktadır. İzantropik pompa verimi %70 alınmıştır [38].

$$\eta_P = \frac{\dot{W}_{pompa,s}}{h_{r7} - h_{r6}} \quad (3.104)$$

Pompa çıkışındaki sıcaklık ve entropi, entalpi ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır.

Pompa çıkışındaki akış ekserjisi denklem (3.105) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{r7} = \dot{m}_{r2}[(h_{r7} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r7} - s_{0,r7})] \quad (3.105)$$

Pompanın tükettiği güç denklem (3.106) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{r2}(h_{r7} - h_{r6}) \quad (3.106)$$

Ön ısıtıcı tarafından alınan ısı denklem (3.107) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{\text{ön ısı.}} = \dot{m}_{r2}(h_{r8} - h_{r7}) \quad (3.107)$$

Organik Rankine çevriminin ürettiği net iş denklem (3.108) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{net,ORC,2} = \dot{W}_{tür.} - \dot{W}_{pompa} \quad (3.108)$$

Organik Rankine çevriminin ısı verimi denklem (3.109) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\eta_{ORC,2} = \frac{\dot{W}_{net,ORC,2}}{\dot{Q}_{buh.} + \dot{Q}_{\text{ön ısı.}}} \quad (3.109)$$

Buharlaştırıcının ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.110) ve (3.111) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{buh.} = \psi_{12} + \psi_{r8} - (\psi_{13} - \psi_{r9}) \quad (3.110)$$

$$\eta_{II,buh.} = \frac{\psi_{r9} - \psi_{r8}}{\psi_{12} - \psi_{13}} \quad (3.111)$$

Ön ısıtıcının ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.112) ve (3.113) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{\text{ön ısıtıcı}} = \psi_{13} + \psi_{r7} - (\psi_{14} - \psi_{r8}) \quad (3.112)$$

$$\eta_{II,\text{ön ısıtıcı}} = \frac{\psi_{r8} - \psi_{r7}}{\psi_{13} - \psi_{14}} \quad (3.113)$$

Soğutma suyu giriş ve çıkış entalpisi ( $h_{w3}, h_{w4}$ ) ile giriş ve çıkış entropisi ( $s_{w3}, s_{w4}$ ), sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olarak bulunmaktadır. Sıcaklık ve basınç literatürden alınmıştır [12]. Soğutma suyu debisi ( $\dot{m}_{w2}$ ) denklem (3.114) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{m}_{r2}(h_{r10} - h_{r6}) = \dot{m}_{w2}(h_{w4} - h_{w3}) \quad (3.114)$$

Verilen referans sıcaklık ve basınçtaki entalpi ( $h_{0,w}$ ) ile entropi ( $s_{0,w}$ ) değerleri sadece o noktadaki sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır.  $P_{0,w}$  referans basınç olup 101 kPa alınmıştır.  $T_{0,w}$  referans sıcaklık olup 298 K alınmıştır. Soğutma suyu giriş ve çıkış akış enerjisi ( $\psi_{w3}, \psi_{w4}$ ) sırasıyla denklem (3.115) ve (3.116) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\psi_{w3} = \dot{m}_{w2}[(h_{w3} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w3} - s_{0,w})] \quad (3.115)$$

$$\psi_{w4} = \dot{m}_{w2}[(h_{w4} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w4} - s_{0,w})] \quad (3.116)$$

Yoğuşturucunun ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.117) ve (3.118) çözülerek hesaplanmıştır.

$$\dot{I}_{yoğ.} = (\psi_{w3} + \psi_{r10}) - (\psi_{w4} + \psi_{r6}) \quad (3.117)$$

$$\eta_{II,yoğ.} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{yoğ.}}{\psi_{r10} - \psi_{r6}} \right) \quad (3.118)$$

Türbinin ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.119) ve (3.120) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{I}_{tür.} = \dot{m}_{r2} \cdot T_{0,r2}(s_{r10} - s_{r9}) \quad (3.119)$$

$$\eta_{II,tür.} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{tür.}}{(\psi_{r9} - \psi_{r10})} \right] \quad (3.120)$$

Pompanın ekserji yıkımı ve ekserji verimi sırasıyla denklem (3.121) ve (3.122) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{i}_{pompa} = \dot{m}_{r2} \cdot T_{0,r2} (s_{r7} - s_{r6}) \quad (3.121)$$

$$\eta_{II,pompa} = 1 - \left( \frac{\dot{i}_{pompa}}{\dot{W}_{pompa}} \right) \quad (3.122)$$

Organik Rankine-Brayton çevriminin ürettiği net iş denklem (3.123) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{net,toplam} = \dot{W}_{net,ORC,1} + \dot{W}_{net,brayton} + \dot{W}_{net,ORC,2} \quad (3.123)$$

Organik Rankine-Brayton çevriminin ısı verimi denklem (3.124) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\eta_{toplam} = \frac{\dot{W}_{net,toplam}}{\dot{Q}_{yanma odası} + \dot{Q}_{ara ısıtıcı}} \quad (3.125)$$

Ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevriminin ekserji verimi denklem (3.126) çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\eta_{II,ORC,1} = \frac{\dot{W}_{net,ORC,1}}{\dot{m}_h [(h_2 - h_4) - T_0 (s_2 - s_4)]} \quad (3.126)$$

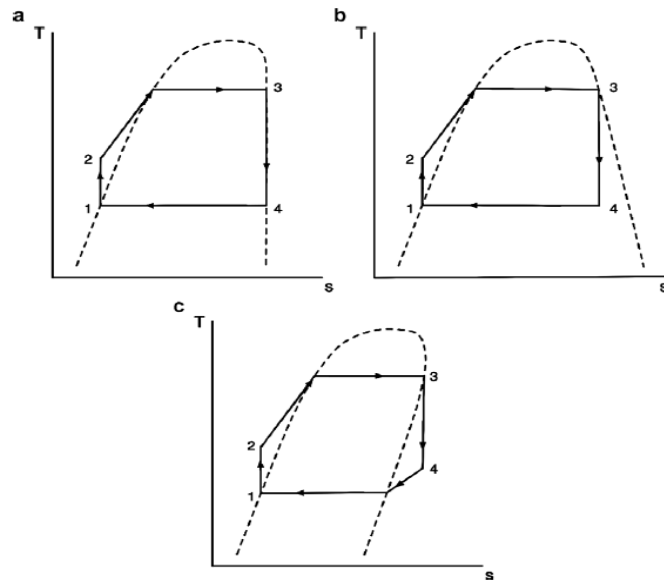
#### 4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu bölümde sistem parametrelerinin (basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı, izantropik kompresör ve türbin verimi), sistem üzerindeki etkileri (üretilen net güç, ısı verim, ekserji yıkımı ve ekserji verimi) değerlendirilmiştir. Bununla birlikte farklı akışkanların sistem üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sistemde kullanılan akışkanlar kuru akışkanlar olup, Benzene, Pksilen ve Toluen'dir. Akışkan özellikleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. T-s diyagramları ise Şekil 4.1'de verilmiştir.

T-s diyagramında kuru akışkanın doyma eğrisi eğimi pozitifdir. Bu sebeple türbin çıkışında akışkan kızgın buhar olmaktadır. İzantropik akışkan sonsuz doyma eğrisi eğimine sahipken, ıslak akışkan ise negatif doyma eğrisi eğimine sahiptir. Kuru ve izantropik akışkanların termal verimlerinin daha yüksek olduğu görülmüştür[41].

Çizelge 4.1. Sistemde kullanılan çalışma akışkanları [42]

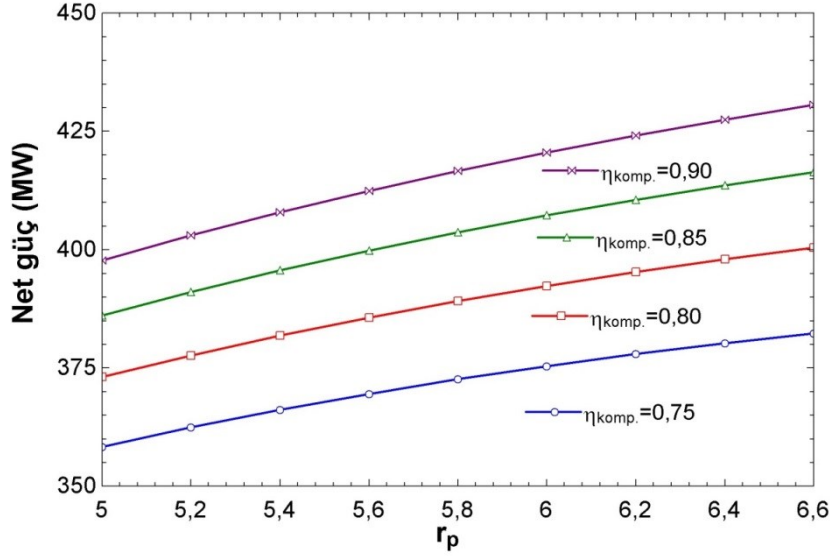
| Akışkanlar | Kimyasal formülü | Akışkan tipi | $T_{kritik}$ ( $^{\circ}C$ ) | $P_{kritik}$ (bar) | ODP | GWP |
|------------|------------------|--------------|------------------------------|--------------------|-----|-----|
| Pksilen    | $C_8H_{10}$      | Kuru         | 343                          | 35                 | 0   | -   |
| Benzen     | $C_6H_6$         | Kuru         | 289                          | 49                 | 0   | -   |
| Toluen     | $C_7H_8$         | Kuru         | 319                          | 41                 | 0   | -   |



Şekil 4.1. Çalışma akışkanlarının karşılaştırılması a) izantropik, b) ıslak ve c) kuru [43]

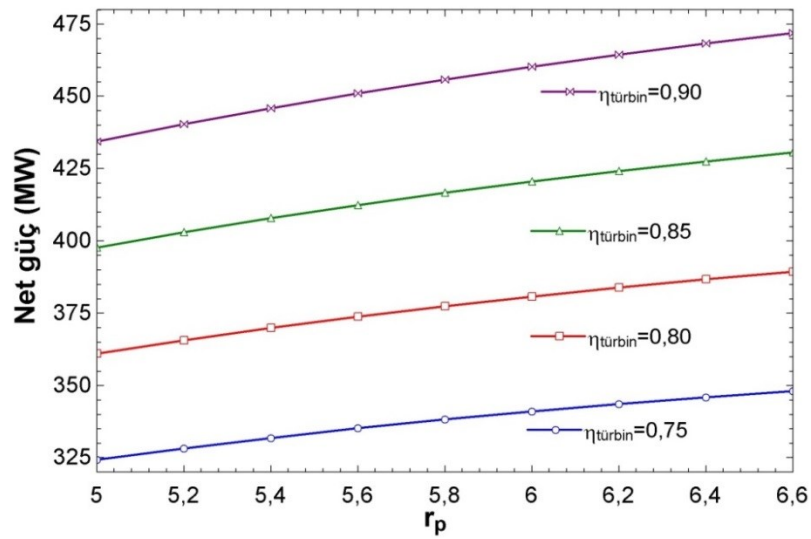


#### 4.1. Çalışma Akışkanı Olarak Benzen Kullanımı



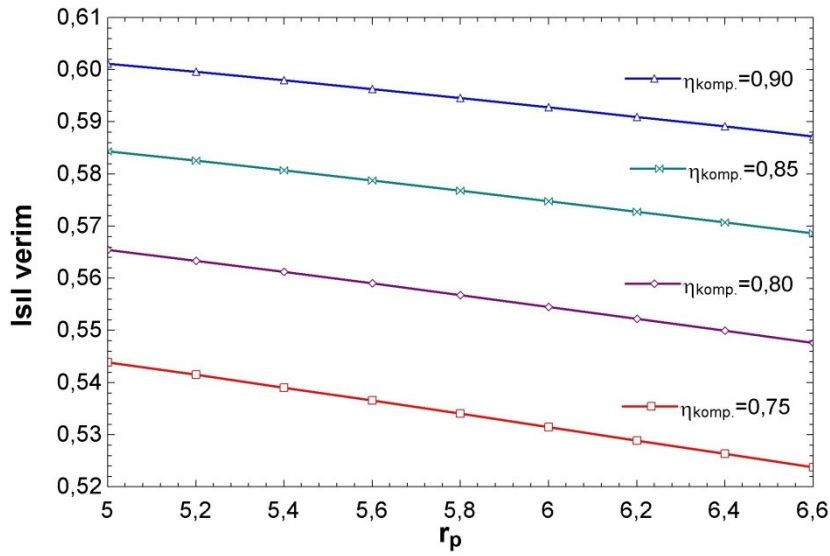
Şekil 4.2. Farklı izantropik kompresör verimleri için üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Benzen)

Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı izantropik kompresör verimleri için basınç oranının net güç üzerindeki etkisi Şekil 4.2’de görülmektedir. İzantropik kompresör verimi %75’ten %90’a arttıkça, artan basınç oranı ile üretilen net güç 358,3 MW’tan 430,6 MW’a artmaktadır. Sabit izantropik verimde basınç oranının artması ile üretilen net güç doğrusal olarak artmaktadır. Ayrıca sabit basınç oranı için üretilen net güç kompresör izantropik veriminin artması ile artmaktadır.



Şekil 4.3. Farklı izantropik türbin verimleri için üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Benzen)

Basınç oranının üretilen net güç üzerindeki etkisi Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı türbin verimleri için Şekil 4.3'te verilmiştir. İzentropik türbin verimi %75'ten %90'a arttıkça, artan basınç oranı ile üretilen net güç 324,2 MW'tan 471,9 MW'a artmaktadır. Sonuç olarak, grafikte artan basınç oranı ile izantropik türbin veriminin artışı, üretilen net gücü doğrusal olarak arttırdığı görülmektedir. İzentropik türbin veriminin artışı, üretilen net gücü izantropik kompresör veriminin artışına göre daha fazla arttırmaktadır.

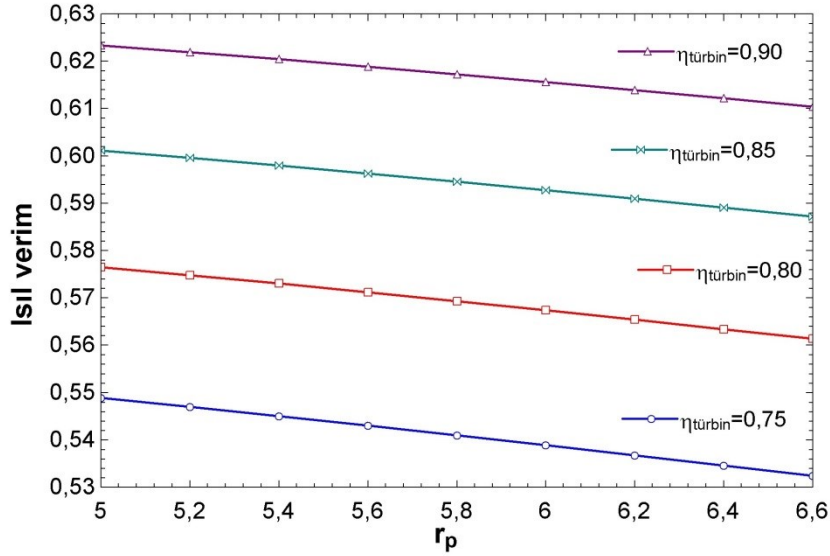


Şekil 4.4. Farklı izantropik kompresör verimleri için toplam ısı veriminde basınç oranının etkisi (Benzen)

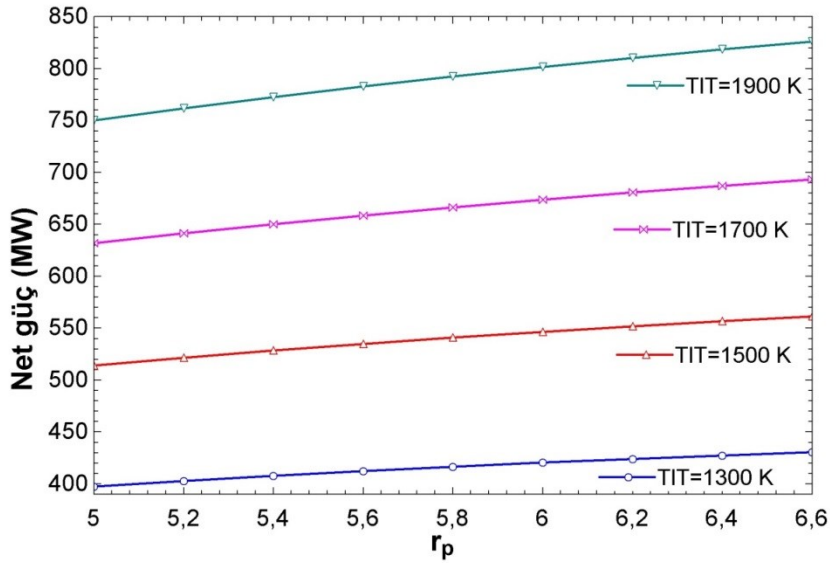
Basınç oranının Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı kompresör izantropik verimleri için ısı verim üzerine etkisi Şekil 4.4'te görülmektedir. İzentropik kompresör verimi %90'dan %75'e düşüldükçe, artan basınç oranı ile sistemin ısı verimi %60,1'den %52,4'e düşmektedir. Isıl verimin düşme nedeni, artan basınç oranı ve izantropik kompresör verimi ile sisteme giren ısı enerjisi artış oranının üretilen net güce göre daha fazla olmasıdır.

Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe türbinin farklı izantropik verimleri için basınç oranının ısı verime olan etkisi Şekil 4.5'te görülmektedir. İzentropik türbin verimi %90'dan %75'e azaldıkça, artan basınç oranı ile sistemin ısı verimi %62,3'ten %53,2'ye düşmektedir. Şekil 4.3 ile kıyaslandığında üretilen

net gücün daha fazla olması, aynı basınç oranı ve izantropik türbin veriminde ısı veriminin daha yüksek olmasından kaynaklanmaktadır.



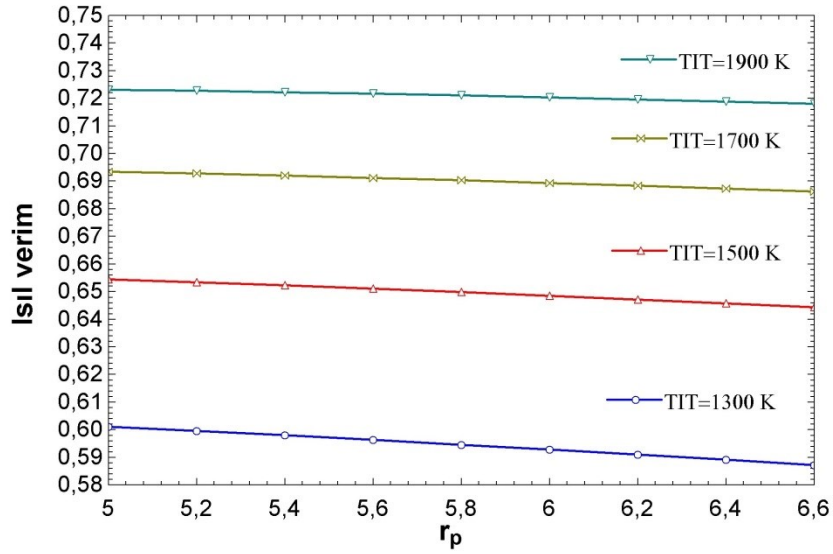
Şekil 4.5. Farklı izantropik türbin verimleri için toplam ısı veriminde basınç oranının etkisi (Benzen)



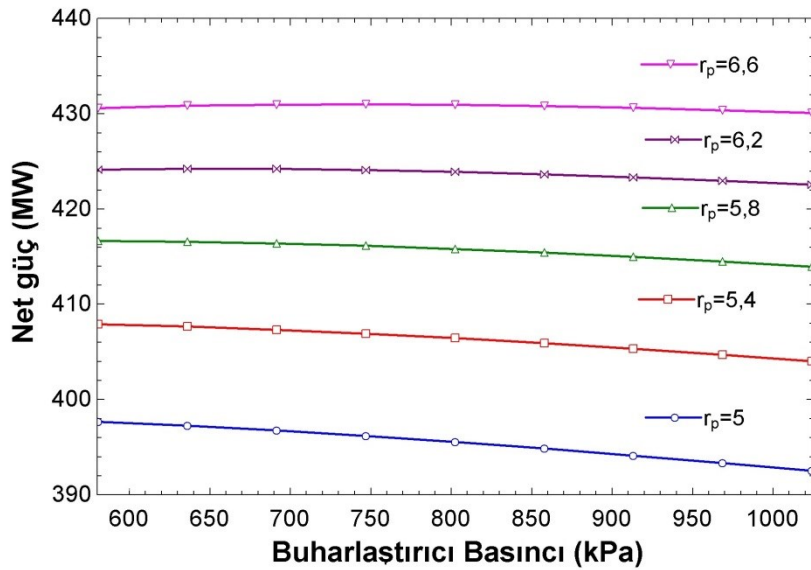
Şekil 4.6. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Benzen)

Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe değişen türbin giriş sıcaklıklarında basınç oranının üretilen net güç üzerine etkisi Şekil 4.6'da görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 1300 K'den 1900 K'e arttıkça, artan basınç oranı ile üretilen net güç 397,7 MW'tan 826,1 MW'a artmaktadır[28]. Şekilden

anlaşılacağı üzere artan basınç oranı ile türbin giriş sıcaklığının artışı, üretilen net güç artış oranını belirgin bir şekilde arttırmaktadır.



Şekil 4.7. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Benzen)

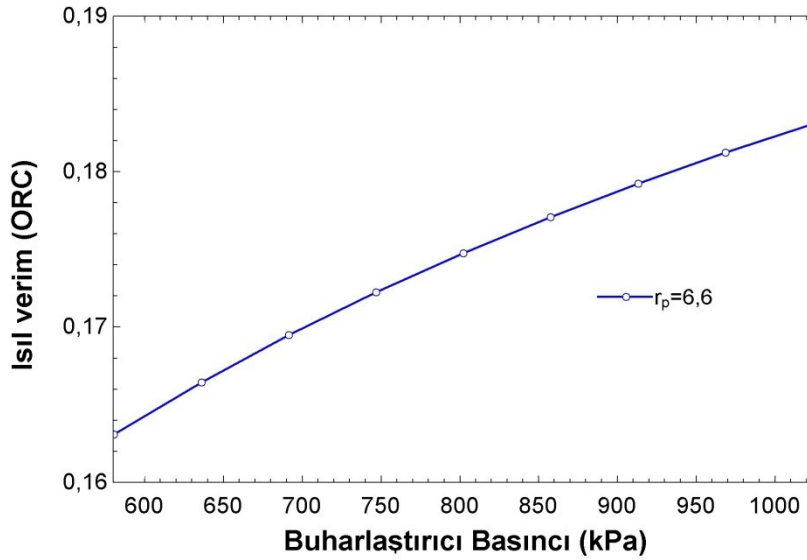


Şekil 4.8. Farklı basınç oranlarında üretilen toplam net güç üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Benzen)

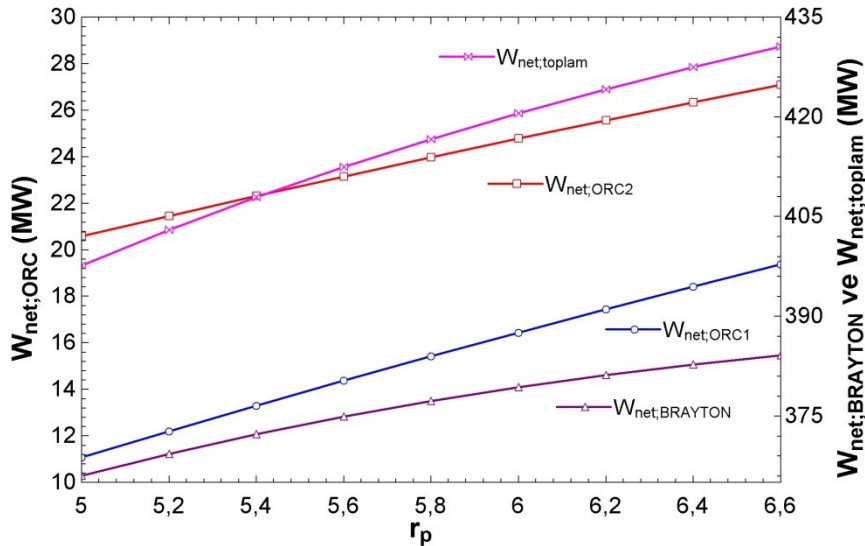
Sistemin ısı verimi üzerinde Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı türbin giriş sıcaklıklarında basınç oranının etkisi Şekil 4.7’de görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 1900 K’den 1300 K’e azaldıkça, artan basınç oranı ile ısı verim %72,3’ten %58,7’ye düşmektedir [28]. Artan basınç oranı ısı veriminin düşme

nedeni, sistem tarafından alınan ısı enerjisi artış oranının, üretilen net güç artış oranına göre çok daha fazla olmasıdır.

Farklı basınç oranları için buharlaştırıcı basıncının üretilen net güç üzerindeki etkisi Şekil 4.8’de görülmektedir. Azalan basınç oranı ile beraber buharlaştırıcı basıncı arttıkça üretilen net güç 430,6 MW’tan 392,5 MW’a düşmektedir.



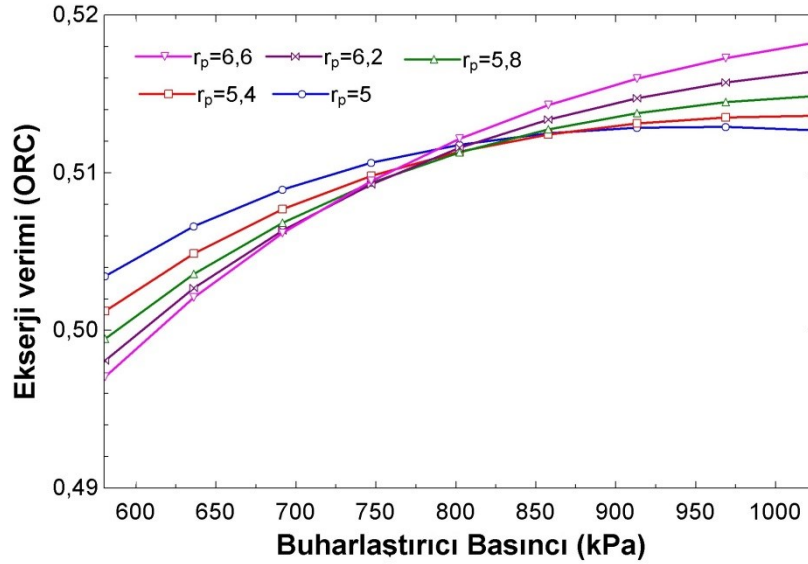
Şekil 4.9. Sabit basınç oranında buharlaştırıcı basıncının ısı verim üzerindeki etkisi (Benzen)



Şekil 4.10. Farklı basınç oranlarının ORC ve Brayton çevrimlerinde üretilen net güç üzerindeki etkisi (Benzen)

ORC sistemin ısı verimi üzerinde sabit basınç oranında buharlaştırıcı basıncının etkisi Şekil 4.9’da görülmektedir. ORC sistemin ısı veriminin artmasının nedeni; ORC tarafından alınan ısı enerjisi azalma oranının, ORC tarafından üretilen net gücün azalma oranından daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır.

Çevrimler tarafından üretilen net güç üzerinde farklı basınç oranlarının değişim etkisi Şekil 4.10’da gösterilmiştir. Basınç oranının artması çevrimler tarafından üretilen net gücü de arttırmıştır. Brayton çevrimi tarafından üretilen net güç artış oranı parabolik bir biçimde azalmaktadır. Üretilen toplam net gücün başlangıçta %92’si brayton çevrimi tarafından karşılanırken bu oran daha sonra %89,2’ye kadar düşmektedir.

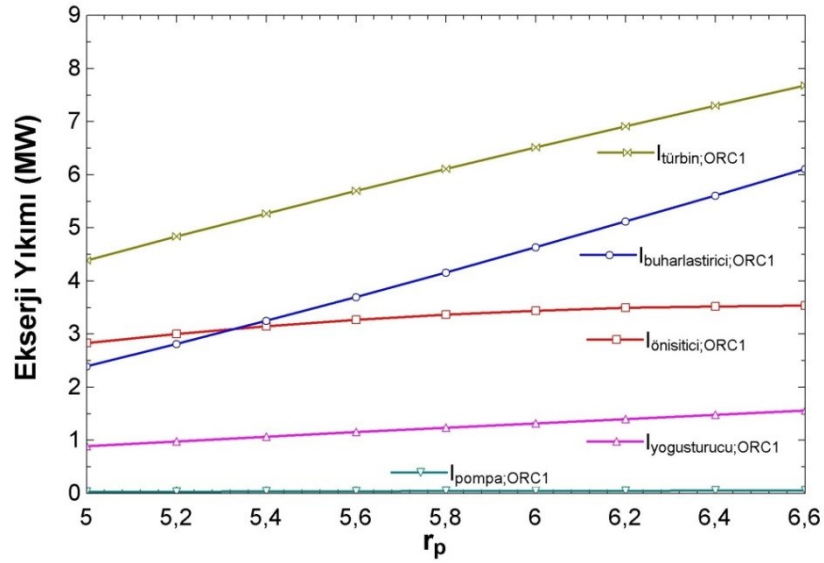


Şekil 4.11. Farklı basınç oranlarında ORC'nin ekserji verimi üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Benzen)

ORC sistemin ekserji verimi üzerinde farklı basınç oranlarında buharlaştırıcı basıncının etkisi Şekil 4.11’de görülmektedir. ORC sisteminin ekserji veriminin azalan bir eğim gösterdiği şekilde açıkça görülmektedir. Bunun sebebi, ORC sistemi tarafından üretilen net gücün artan buharlaştırıcı basıncı ile azalmasıdır.

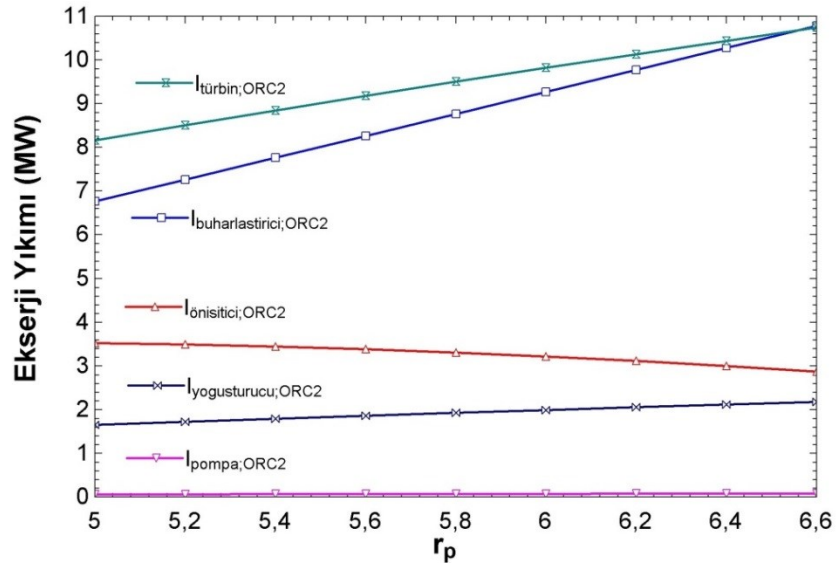
Farklı basınç oranlarında ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları değişimleri Şekil 4.12’de verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere; en az ekserji yıkımı pompada gerçekleşirken, en fazla ekserji

yıkımı ise türbinde gerçekleşmiştir. Bunun nedeni, türbinde basınç düşüşünün fazla olmasından kaynaklanmaktadır.



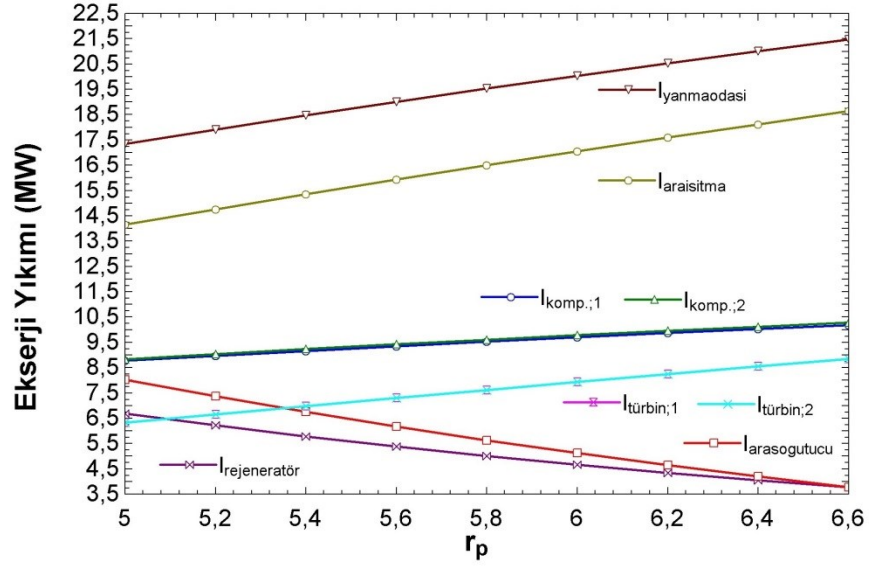
Şekil 4.12. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC1, Benzen)

Farklı basınç oranlarında rejeneratör çıkışında kullanılan organik Rankine çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları değişimleri Şekil 4.13'te verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi en az ekserji yıkımı pompada gerçekleşirken, en fazla ekserji yıkımı ise türbinde gerçekleşmiştir.



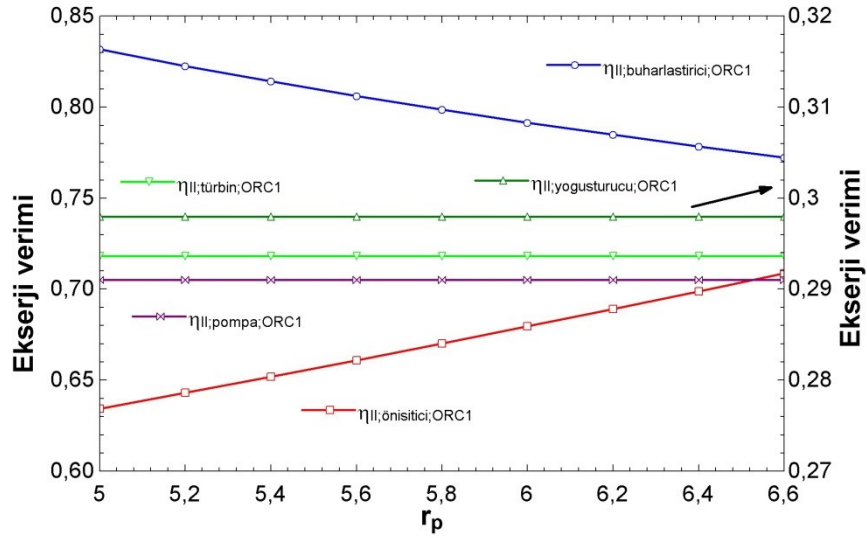
Şekil 4.13. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC2, Benzen)





Şekil 4.14. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (Brayton, Benzen)

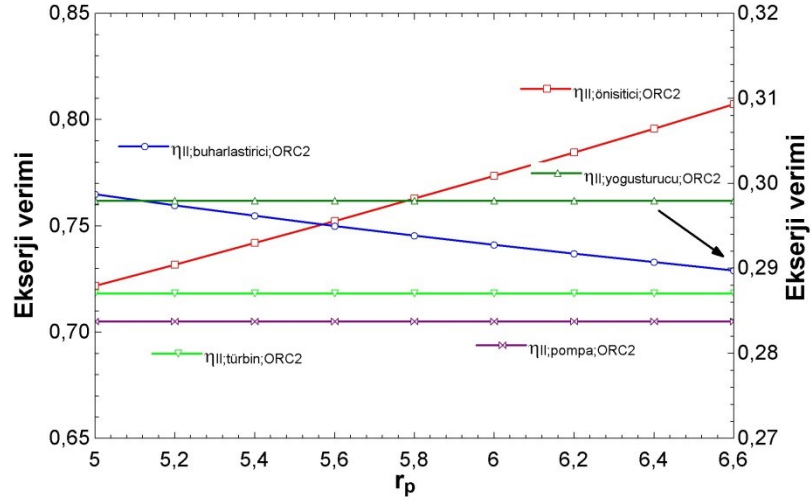
Farklı basınç oranlarında Brayton çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları değişimleri Şekil 4.14'te verilmiştir. En az ekserji yıkımının rejeneratörde ve en fazla ekserji yıkımının ise yanma odasında gerçekleştiği şekilde açıkça görülmektedir.



Şekil 4.15. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji verimi değişimi (ORC1, Benzen)

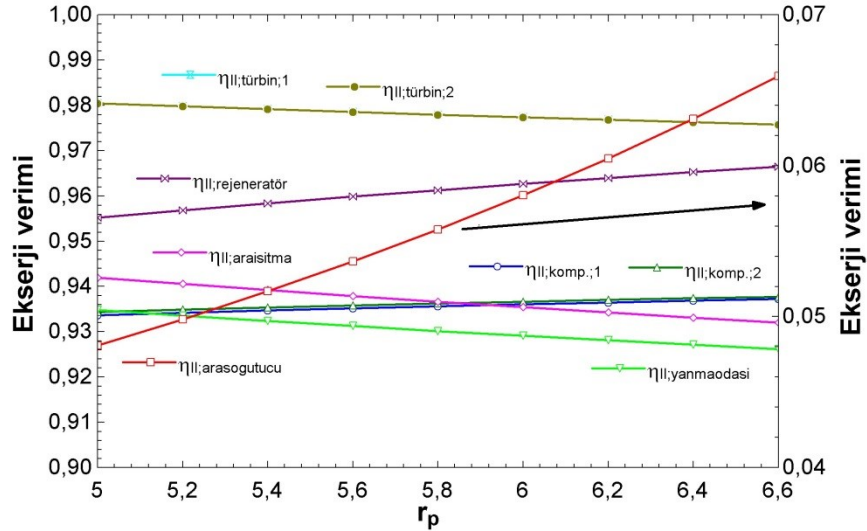
Farklı basınç oranlarında ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevrimi bileşenlerinin ekserji verim değişimleri Şekil 4.15'te verilmiştir. Bu şekilde görüldüğü üzere; en düşük ekserji verimine sahip bileşen yoğusturucu iken, en yüksek ekserji verimine sahip bileşen buharlaştırıcı olmaktadır.





Şekil 4.16. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji verimi değişimi (ORC2, Benzen)

Farklı basınç oranlarında rejeneratör çıkışında kullanılan organik Rankine çevrimi bileşenlerinin ekserji verim değişimleri Şekil 4.16’da verilmiştir. En düşük ekserji verimine sahip bileşen yoğusturucu iken, en yüksek ekserji verimine sahip bileşen düşük basınç oranlarında buharlaştırıcı iken azalan ekserji verimi nedeni ile daha yüksek basınç oranlarında artan ekserji veriminden dolayı ön ısıtıcı olmaktadır.

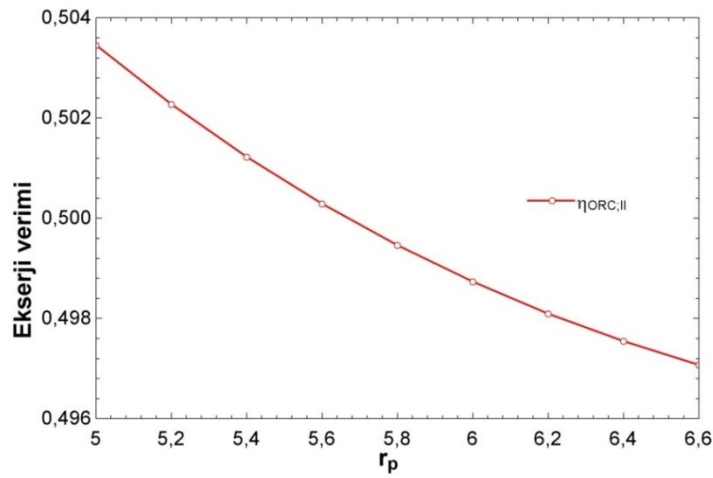


Şekil 4.17. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji verimi değişimi (Brayton, Benzen)

Farklı basınç oranlarında Brayton çevrimi bileşenlerinin ekserji verim değişimleri Şekil 4.17’de verilmiştir. Bu şekilde görüldüğü üzere; en düşük ekserji verimine

sahip bileşen ara soğutucu iken, en yüksek ekserji verimine sahip bileşen türbinler olmaktadır. Ara soğutucuya giriş sıcaklığı azaldığından dolayı, basınç oranı arttıkça ara soğutucunun ekserji verimi artmaktadır.

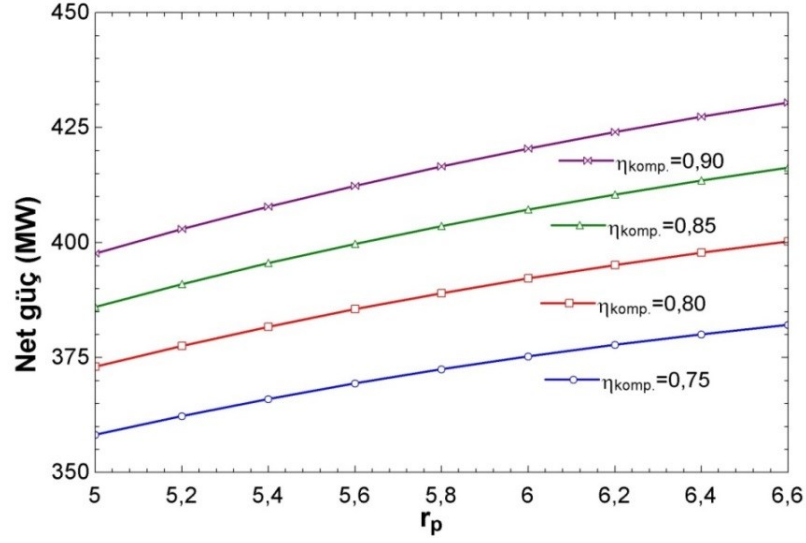
Farklı basınç oranlarında ara soğutucu olarak kullanılan ORC'nin ekserji verimi değişimi Şekil 4.18'de verilmiştir. Artan basınç oranı ile ara soğutucu olarak kullanılan ORC'nin ekserji verimi %50,4'ten %49,7'ye düşmektedir. Sistemin ekserji kaynağı daha fazla olduğundan dolayı, ORC sisteminin ekserji verimi artan basınç oranı ile düşmektedir.



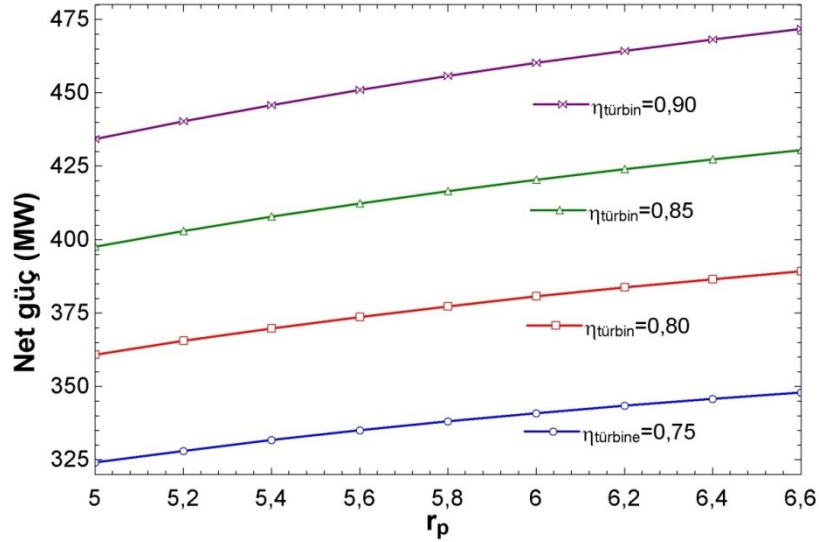
Şekil 4.18. Farklı basınç oranlarında ara soğutucu olarak kullanılan ORC'nin ekserji verimi değişimi (Benzen)

#### 4.2. Çalışma Akışkanı Olarak Pksilen Kullanımı

Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı izantropik kompresör verimleri için basınç oranının net güç üzerindeki etkisi Şekil 4.19'da görülmektedir. İzantropik kompresör verimi %75'ten %90'a arttıkça, artan basınç oranı ile üretilen net güç 358,2 MW'tan 430,5 MW'a artmaktadır. Sabit izantropik verimde basınç oranının artması ile üretilen net güç doğrusal olarak artmaktadır. Ayrıca sabit basınç oranı için üretilen net güç kompresör izantropik veriminin artması ile artmaktadır.



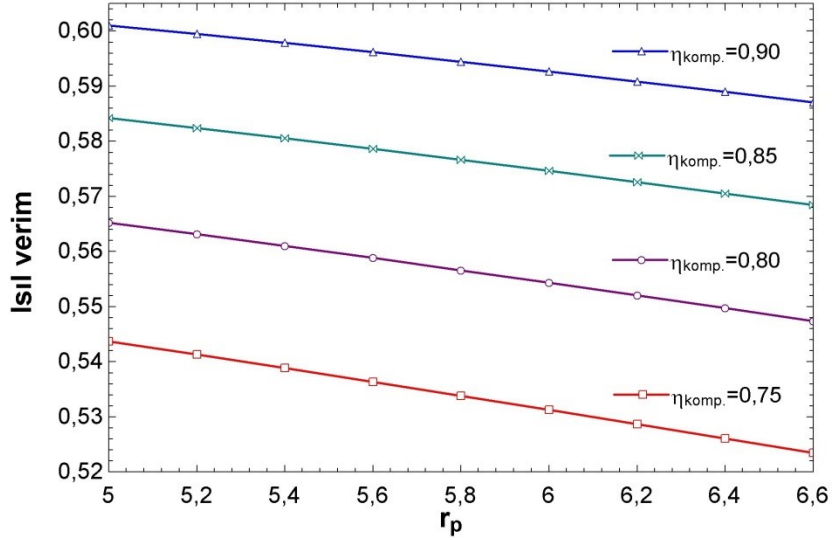
Şekil 4.19. Farklı izantropik kompresör verimleri için üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Pksilen)



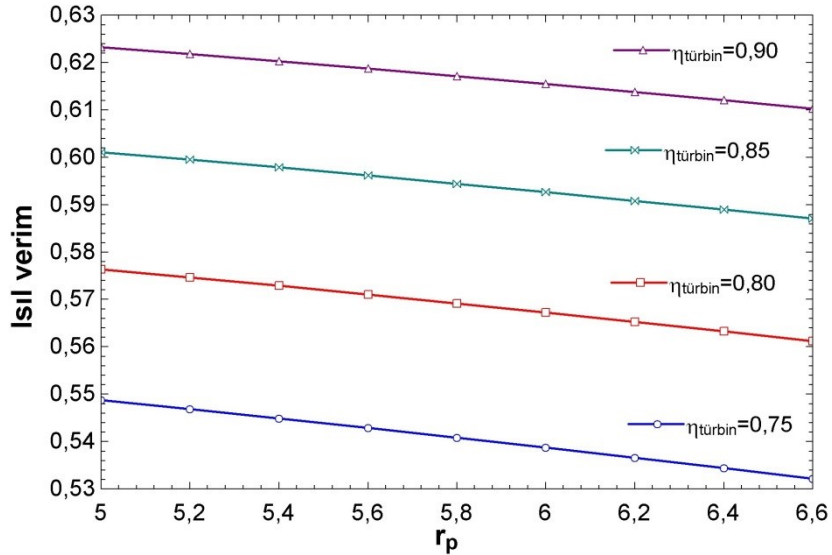
Şekil 4.20. Farklı izantropik türbin verimleri için üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Pksilen)

Basınç oranının üretilen net güç üzerindeki etkisi Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı türbin verimleri için Şekil 4.20’de verilmiştir. İzantropik türbin verimi %75’ten %90’a arttıkça, artan basınç oranı ile üretilen net güç 324,2 MW’tan 471,8 MW’a artmaktadır. Sonuç olarak şekilde artan basınç oranı ile izantropik türbin veriminin artışı, üretilen net gücü doğrusal olarak arttırdığı görülmektedir. İzantropik türbin veriminin artışı, üretilen net gücü izantropik kompresör veriminin artışına göre daha fazla arttırmaktadır.

Basınç oranının Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı kompresör izantropik verimleri için ısı verim üzerine etkisi Şekil 4.21’de görülmektedir. İzantropik kompresör verimi %90’dan %75’e düştükçe, artan basınç oranı ile sistemin ısı verimi %60,1’den %52,4’e düşmektedir. Isıl verimin düşme nedeni, artan basınç oranı ve izantropik kompresör verimi ile sisteme giren ısı enerjisi artış oranının üretilen net güce göre daha fazla olması ile açıklanabilir.



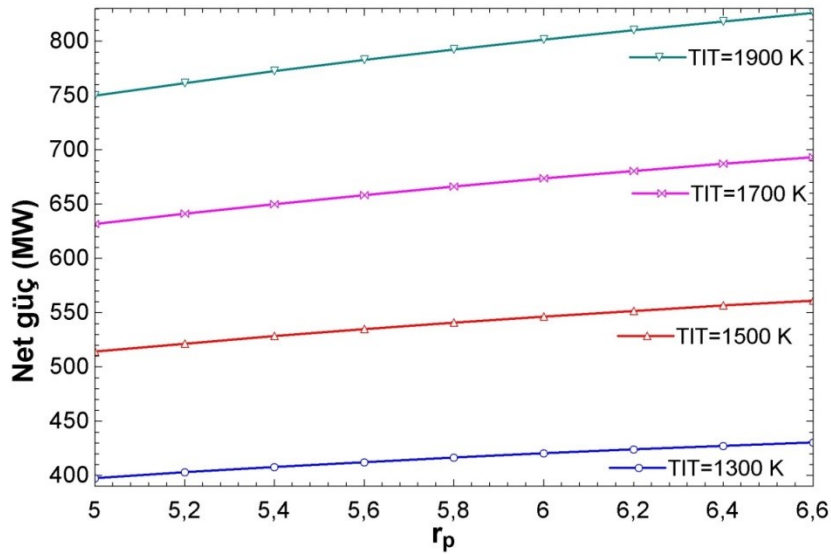
Şekil 4.21. Farklı izantropik kompresör verimleri için toplam ısı veriminde basınç oranının etkisi (Pksilen)



Şekil 4.22. Farklı izantropik türbin verimleri için toplam ısı veriminde basınç oranının etkisi (Pksilen)

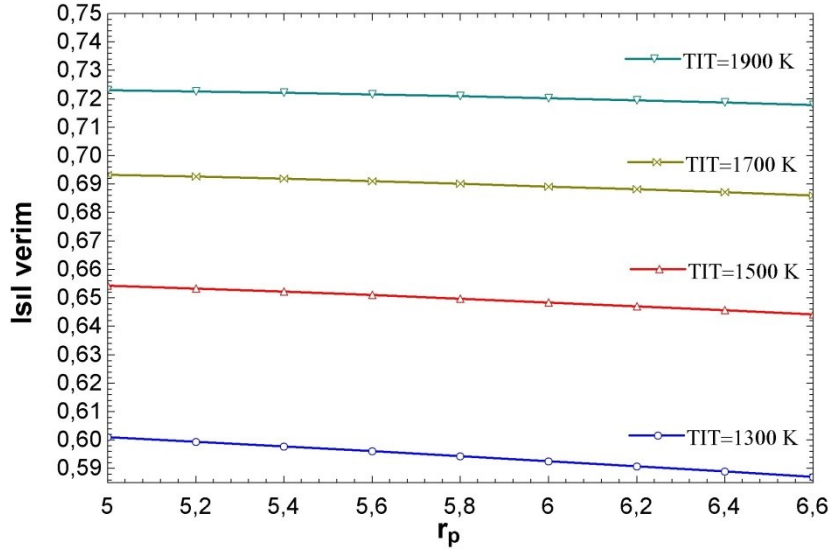
Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe türbinin farklı izantropik verimleri için basınç oranının ısı verime olan etkisi Şekil 4.22’de görülmektedir. İzantropik türbin verimi %90’dan %75’e azaldıkça, artan basınç oranı ile sistemin ısı verimi %62,3’ten %53,2’ye düşmektedir. Şekil 4.20 ile kıyaslandığında üretilen net gücün daha fazla olması, aynı basınç oranı ve izantropik türbin veriminde ısı veriminin daha yüksek olmasına sebep olmaktadır.

Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe değişen türbin giriş sıcaklıklarında basınç oranının üretilen net güç üzerine etkisi Şekil 4.23’te görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 1300 K’den 1900 K’ye arttıkça, artan basınç oranı ile üretilen net güç 397,6 MW’tan 825,9 MW’a artmaktadır[28]. Şekilden de anlaşılacağı üzere artan basınç oranı ile türbin giriş sıcaklığının artışı, üretilen net güç artış oranını belirgin bir şekilde arttırmaktadır.

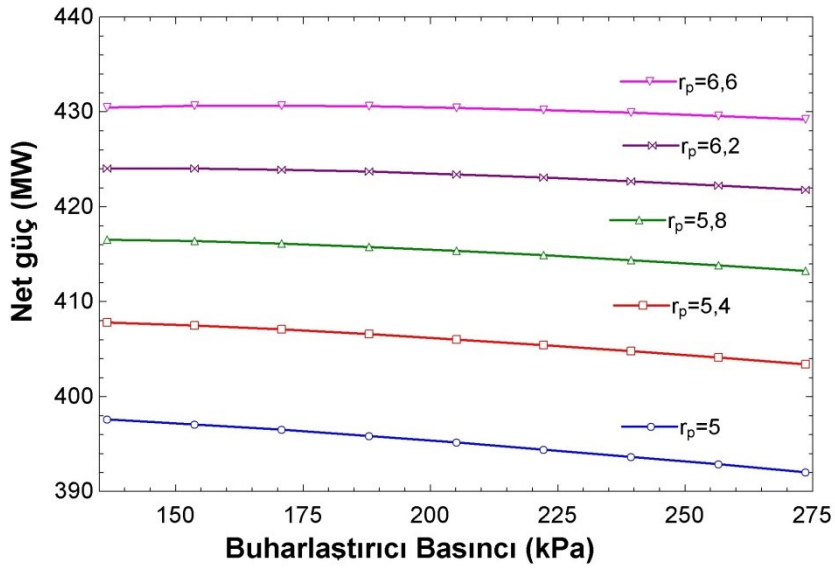


Şekil 4.23. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Pksilen)

Sistemin ısı verimi üzerinde Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı türbin giriş sıcaklıklarında basınç oranının etkisi Şekil 4.24’te görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 1900 K’den 1300 K’ye azaldıkça, artan basınç oranı ile ısı verim %72,3’ten %58,7’ye düşmektedir[28]. Artan basınç oranı ısı veriminin düşme nedeni, sistem tarafından alınan ısı enerjisi artış oranının, üretilen net güç artış oranına göre çok daha fazla olmasındandır.



Şekil 4.24. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında toplam ısı verim üzerinde basınç oranının etkisi (Pksilen)



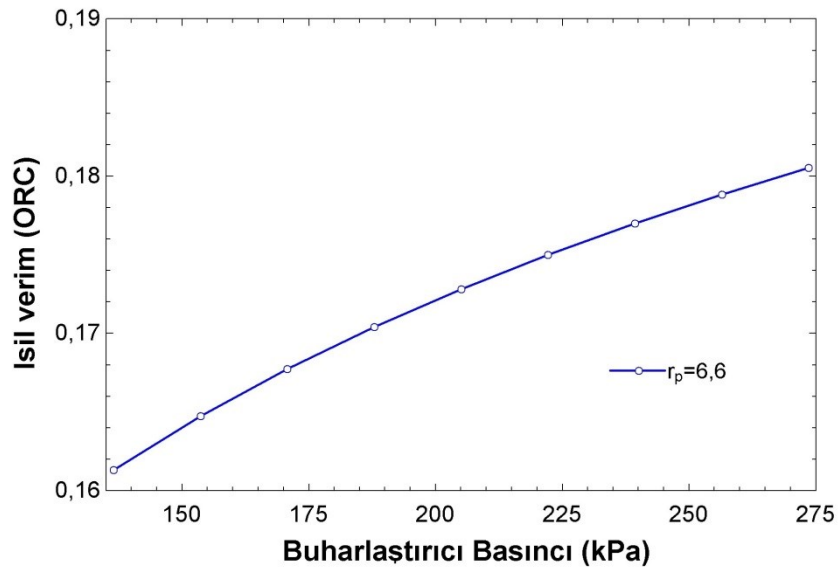
Şekil 4.25. Farklı basınç oranlarında üretilen toplam net güç üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Pksilen)

Farklı basınç oranları için buharlaştırıcı basıncının üretilen net güç üzerindeki etkisi Şekil 4.25'te görülmektedir. Azalan basınç oranı ile beraber buharlaştırıcı basıncı arttıkça üretilen net güç 430,5 MW'tan 392 MW'a düşmektedir.

ORC sistemin ısı verimi üzerinde sabit basınç oranında buharlaştırıcı basıncının etkisi Şekil 4.26'da görülmektedir. ORC sistemin ısı veriminin artmasının nedeni;

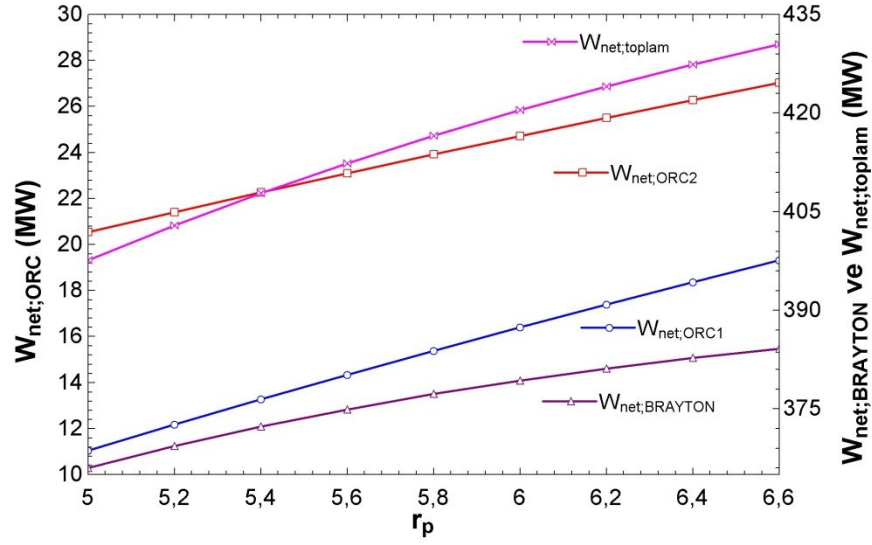
ORC tarafından alınan ısı enerjisi azalma oranının, ORC tarafından üretilen net gücün azalma oranından daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır.

Çevrimler tarafından üretilen net güç üzerinde farklı basınç oranlarını değişimin etkisi Şekil 4.27’de gösterilmiştir. Basınç oranının artması çevrimler tarafından üretilen net gücü de arttırmıştır. Brayton çevrimi tarafından üretilen net güç artış oranı parabolik bir biçimde azalmaktadır. Bundan dolayı üretilen toplam net gücün başlangıçta %92,1’i Brayton çevrimi tarafından karşılanırken bu oran daha sonra %89,2’ye kadar düşmektedir.

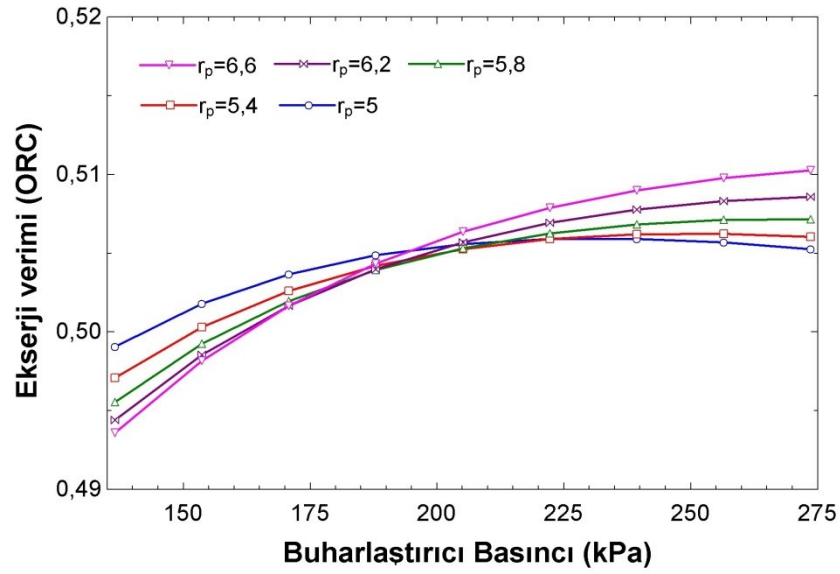


Şekil 4.26. Sabit basınç oranında buharlaştırıcı basıncının ısı verim üzerindeki etkisi (Pksilen)

Farklı basınç oranlarında buharlaştırıcı basıncının ORC sistemin ekserji verimi üzerine etkisi Şekil 4.28’de görülmektedir. ORC sisteminin ekserji veriminin azalan bir eğim gösterdiği görülmektedir. Bunun sebebi, ORC sistemi tarafından üretilen net gücün artan buharlaştırıcı basıncı ile azalmasıdır.



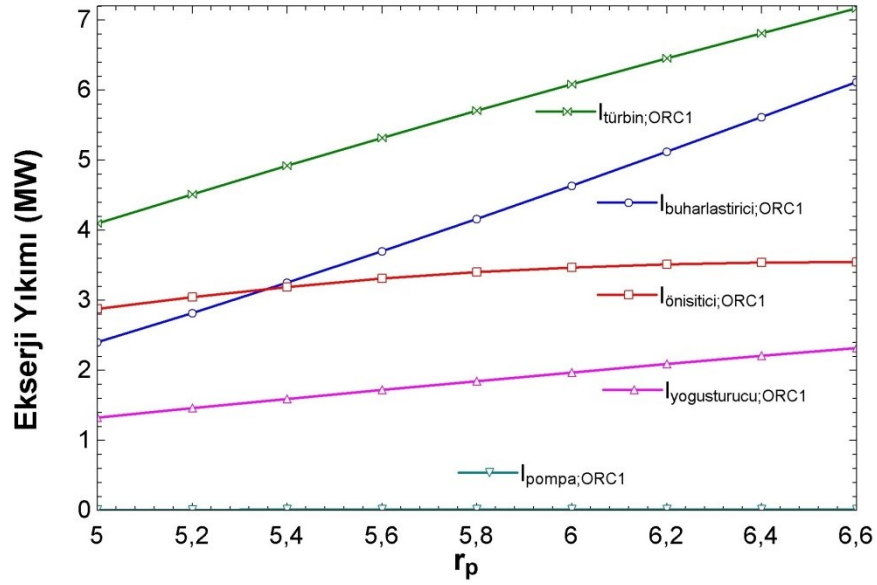
Şekil 4.27. Farklı basınç oranlarının ORC ve Brayton çevrimlerinde üretilen net güç üzerindeki etkisi (Pksilen)



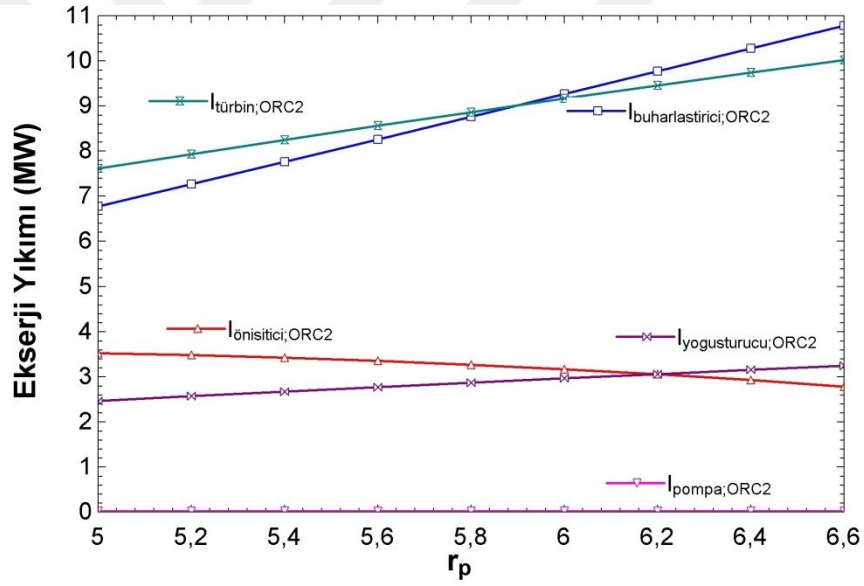
Şekil 4.28. Farklı basınç oranlarında ORC'nin ekserji verimi üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Pksilen)

Farklı basınç oranlarında ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları değişimleri Şekil 4.29'da verilmiştir. En az ekserji yıkımı pompada gerçekleşirken, en fazla ekserji yıkımı ise türbinde gerçekleştiği şekilden açıkça anlaşılmaktadır.



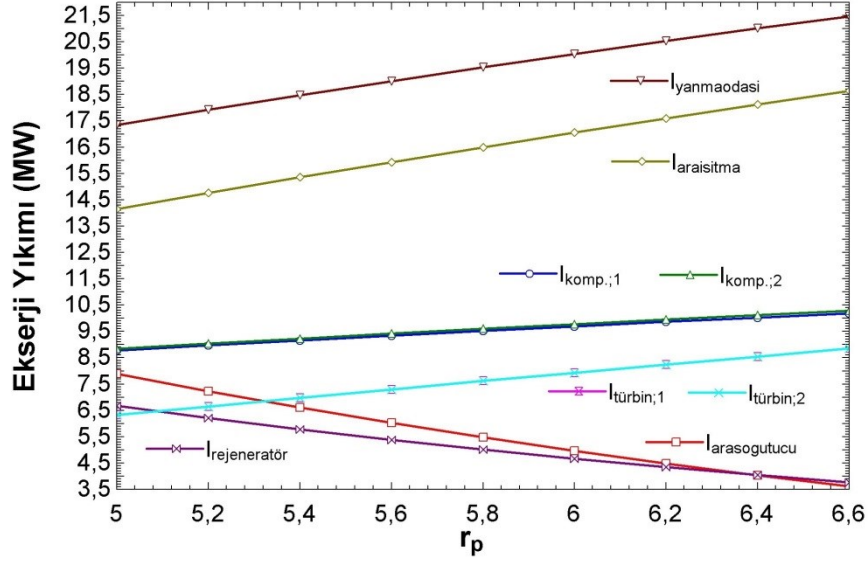


Şekil 4.29. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC1, Pksilen)



Şekil 4.30. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC2, Pksilen)

Farklı basınç oranlarında rejeneratör çıkışında kullanılan organik Rankine çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları değişimleri Şekil 4.30'da verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi en az ekserji yıkımı pompa da gerçekleşirken, en fazla ekserji yıkımı ise ilk olarak türbinde gerçekleşmiştir. Bir noktadan sonra buharlaştırıcıda gerçekleşen ekserji yıkımı daha fazla olmaktadır.



Şekil 4.31. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (Brayton, Pksilen)

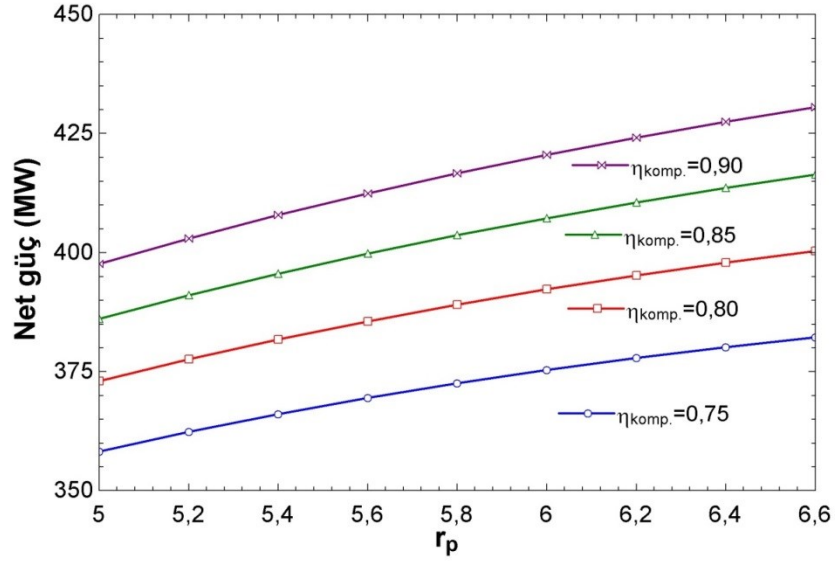
Farklı basınç oranlarında brayton çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları değişimleri Şekil 4.31’de verilmiştir. Bu şekilde görüldüğü üzere; en az ekserji yıkımı rejeneratörde gerçekleşirken, en fazla ekserji yıkımı ise yanma odasında gerçekleşmiştir.

### 4.3. Çalışma Akışkanı Olarak Toluen Kullanımı

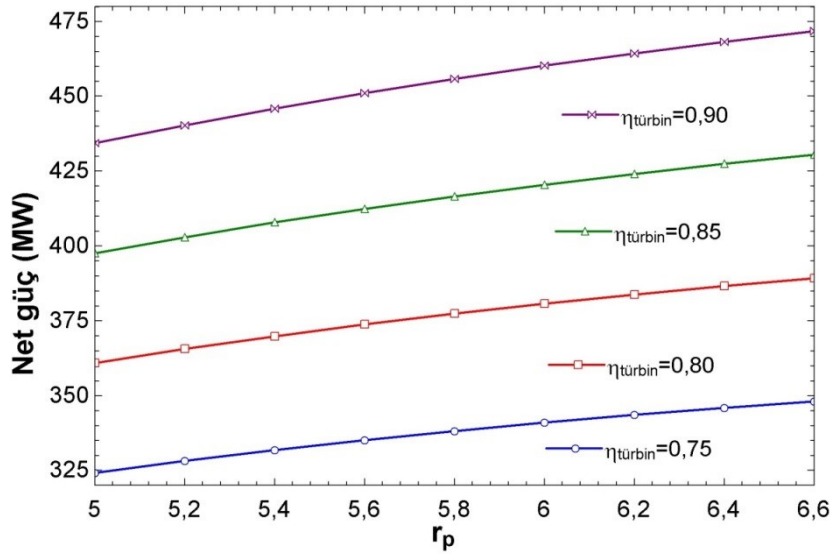
Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı izantropik kompresör verimleri için basınç oranının net güç üzerindeki etkisi Şekil 4.32’de görülmektedir. İzantropik kompresör verimi %75’ten %90’a arttıkça, artan basınç oranı ile üretilen net güç 358,2 MW’tan 430,5 MW’a artmaktadır. Sabit izantropik verimde basınç oranının artması ile üretilen net güç doğrusal olarak artmaktadır. Ayrıca sabit basınç oranı için üretilen net güç kompresör izantropik veriminin artması ile artmaktadır.

Basınç oranının üretilen net güç üzerindeki etkisi Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı türbin verimleri için Şekil 4.33’te verilmiştir. İzantropik türbin verimi %75’ten %90’a arttıkça, artan basınç oranı ile üretilen net güç 324,2 MW’tan 471,8 MW’a artmaktadır. Artan basınç oranı ile izantropik türbin veriminin artışı, üretilen net gücü doğrusal olarak arttırdığı şekilde görülmektedir. İzantropik türbin veriminin

artışı, üretilen net gücü izantropik kompresör veriminin artışına göre daha fazla arttırmaktadır.



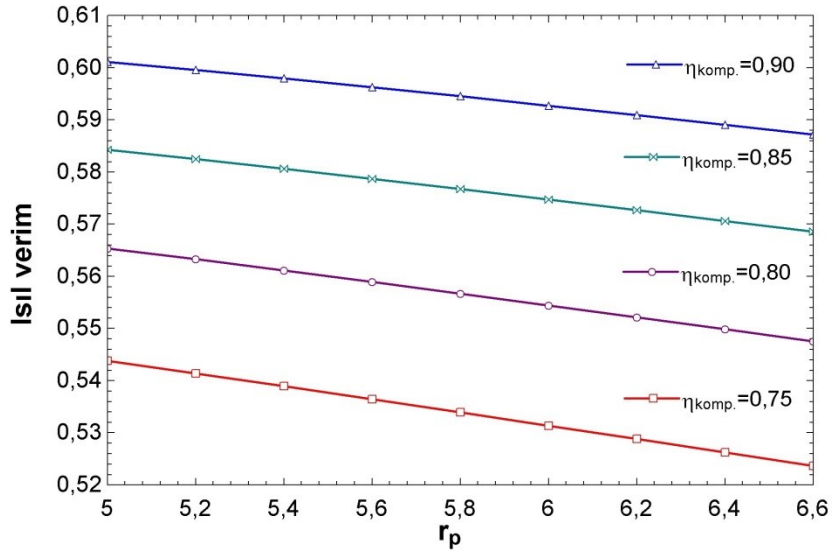
Şekil 4.32. Farklı izantropik kompresör verimleri için üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Toluen)



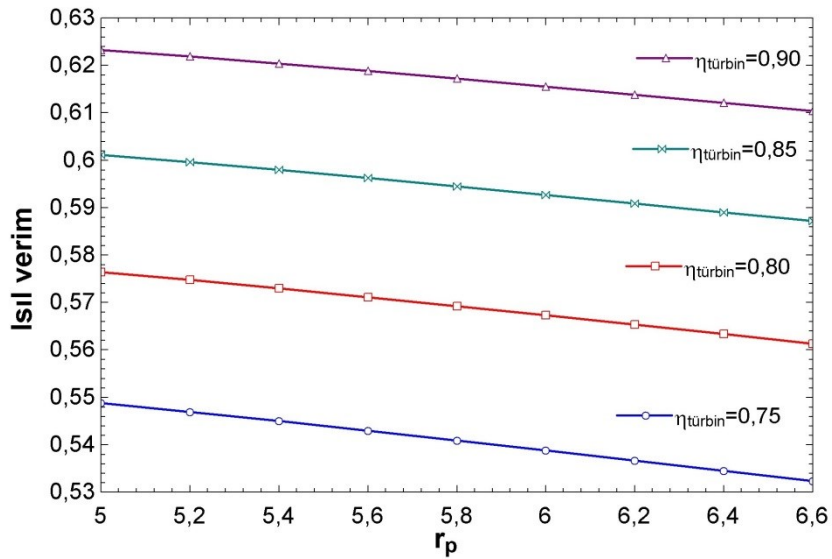
Şekil 4.33. Farklı izantropik türbin verimleri için üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Toluen)

Basınç oranının Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı kompresör izantropik verimleri için ısıl verim üzerine etkisi Şekil 4.34'te görülmektedir. İzantropik kompresör verimi %90'dan %75'e düşüldükçe, artan basınç oranı ile sistemin ısıl verimi %60,1'den %52,4'e düşmektedir. Isıl verimin düşme

nedeni, artan basınç oranı ve izantropik kompresör verimi ile sisteme giren ısı enerjisi artış oranının üretilen net güce göre daha fazla olmasıdır.



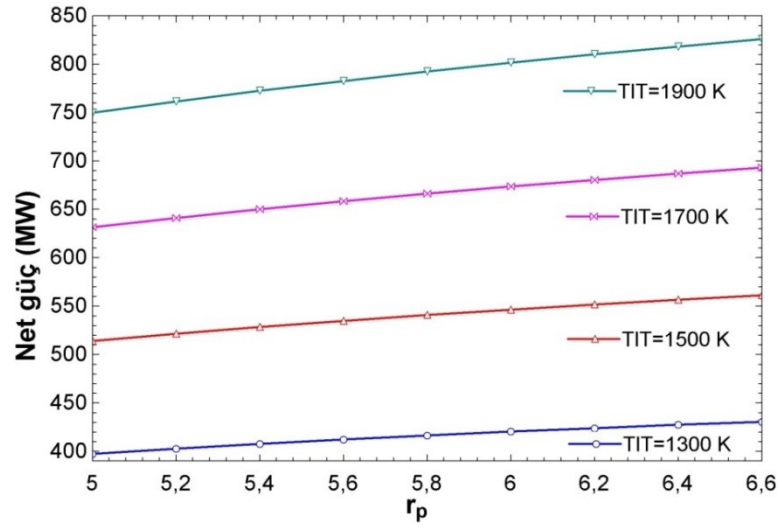
Şekil 4.34. Farklı izantropik kompresör verimleri için toplam ısı veriminde basınç oranının etkisi (Toluen)



Şekil 4.35. Farklı izantropik türbin verimleri için toplam ısı veriminde basınç oranının etkisi (Toluen)

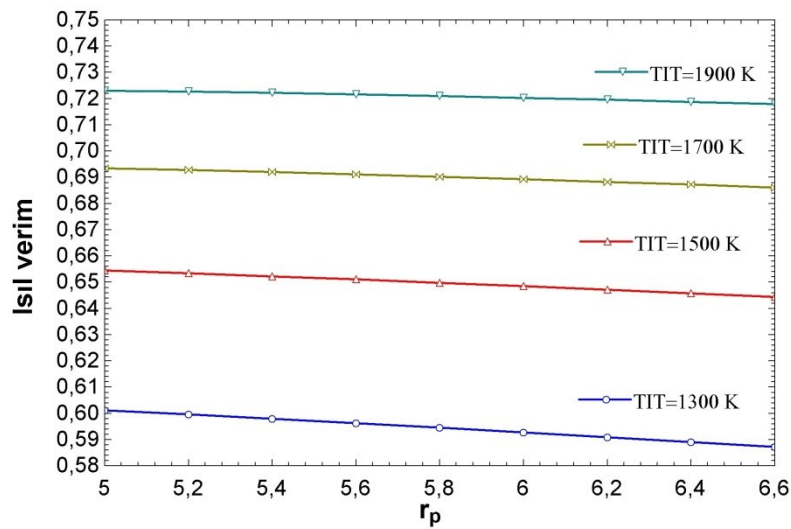
Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe türbinin farklı izantropik verimleri için basınç oranının ısı verime olan etkisi Şekil 4.35'te görülmektedir. İzantropik türbin verimi %90'dan %75'e azaldıkça, artan basınç oranı ile sistemin ısı verimi %62,3'ten %53,2'ye düşmektedir.

Şekil 4.33 ile kıyaslandığında üretilen net gücün daha fazla olması, aynı basınç oranı ve izantropik türbin veriminde ısıl verimin daha yüksek olmasına sebep olmaktadır.

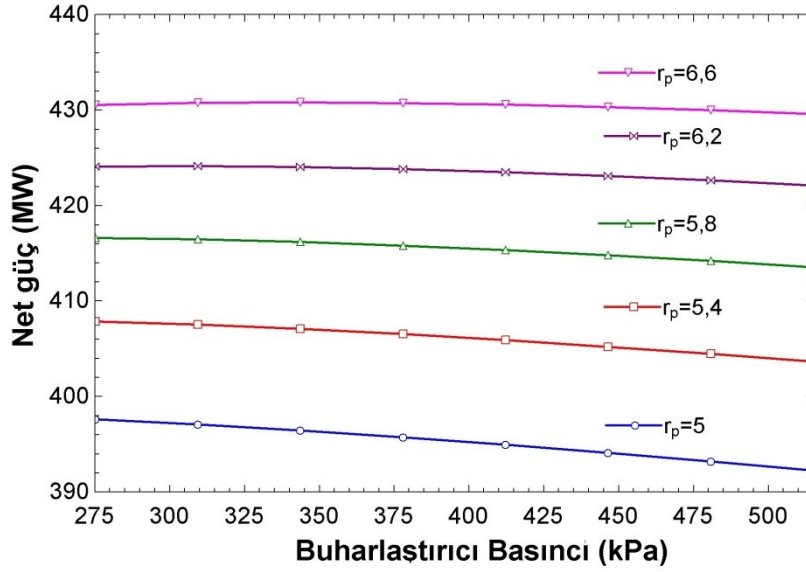


Şekil 4.36. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında üretilen toplam net güç üzerinde basınç oranının etkisi (Toluen)

Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe değişen türbin giriş sıcaklıklarında basınç oranının üretilen net güç üzerine etkisi Şekil 4.36'da görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 1300 K'den 1900 K'e arttıkça, artan basınç oranı ile üretilen net güç 397,6 MW'tan 826 MW'a artmaktadır[28]. Şekilden anlaşılacağı üzere artan basınç oranı ile türbin giriş sıcaklığının artışı, üretilen net güç artış oranını belirgin bir şekilde arttırmaktadır.



Şekil 4.37. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında toplam ısıl verim üzerinde basınç oranının etkisi (Toluen)



Şekil 4.38. Farklı basınç oranlarında üretilen toplam net güç üzerinde buharlaştırıcı basıncının etkisi (Toluen)

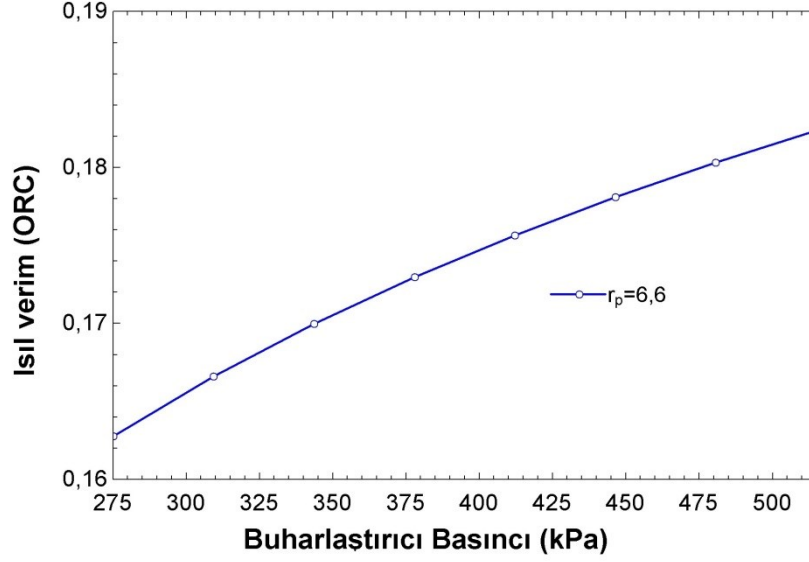
Sistemin ısıl verimi üzerinde Brayton çevriminde kullanılan birinci ve ikinci kademe farklı türbin giriş sıcaklıklarında basınç oranının etkisi Şekil 4.37’de görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığı 1900 K’den 1300 K’e azaldıkça, artan basınç oranı ile ısıl verim %72,3’ten %58,7’ye düşmektedir[28]. Artan basınç oranı ısıl verimin düşme nedeni, sistem tarafından alınan ısı enerjisi artış oranının, üretilen net güç artış oranına göre çok daha fazla olmasıdır.

Farklı basınç oranları için buharlaştırıcı basıncının üretilen net güç üzerindeki etkisi Şekil 4.38’de görülmektedir. Azalan basınç oranı ile beraber buharlaştırıcı basıncı arttıkça üretilen net güç 430,5 MW’tan 392,3 MW’a düşmektedir.

ORC sistemin ısıl verimi üzerinde sabit basınç oranında buharlaştırıcı basıncının etkisi Şekil 4.39’da görülmektedir. ORC sistemin ısıl verimin artmasının nedeni; ORC tarafından alınan ısı enerjisi azalma oranının, ORC tarafından üretilen net gücün azalma oranından daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır.

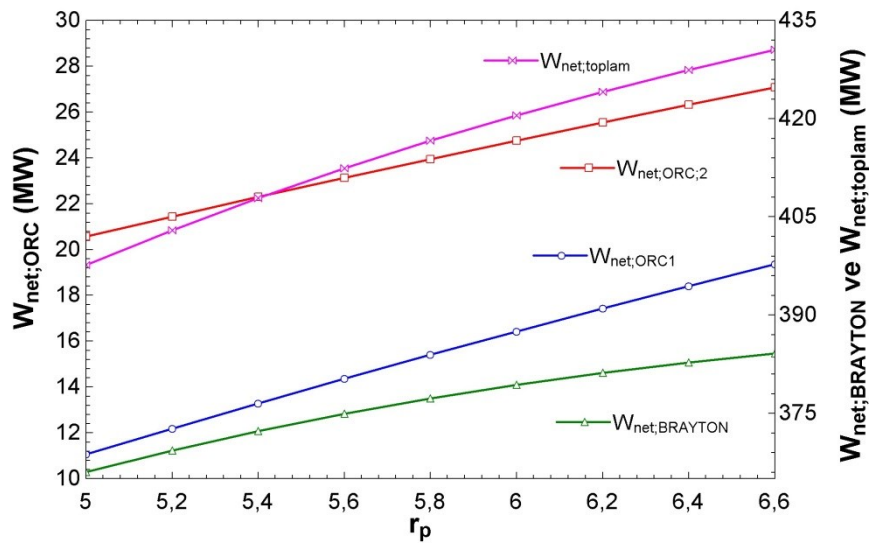
Çevrimler tarafından üretilen net güç üzerinde farklı basınç oranlarını değişimin etkisi Şekil 4.40’da gösterilmiştir. Basınç oranının artması çevrimler tarafından üretilen net gücü de arttırmıştır. Brayton çevrimi tarafından üretilen net güç artış

oranı parabolik bir biçimde azalmaktadır. Üretilen toplam net gücün başlangıçta %92,1'i Brayton çevrimi tarafından karşılanırken bu oran daha sonra %89,2'ye kadar düşmektedir.



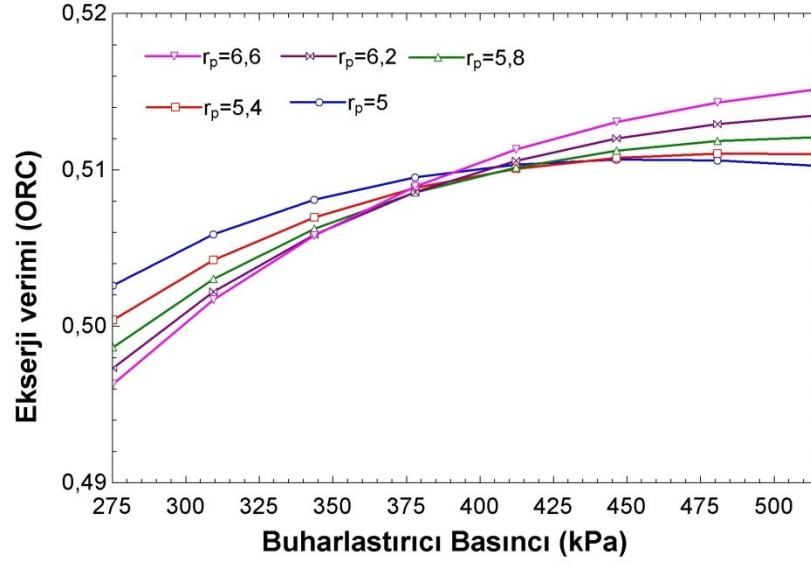
Şekil 4.39. Sabit basınç oranında buharlaştırıcı basıncının ısı verim üzerindeki etkisi (Toluen)

ORC sistemin ekserji verimi üzerinde farklı basınç oranlarında buharlaştırıcı basıncının etkisi Şekil 4.41'de görülmektedir. ORC sisteminin ekserji veriminin azalan bir eğim gösterdiği görülmektedir. Bunun sebebi, ORC sistemi tarafından üretilen net gücün artan buharlaştırıcı basıncı ile azalmasıdır.



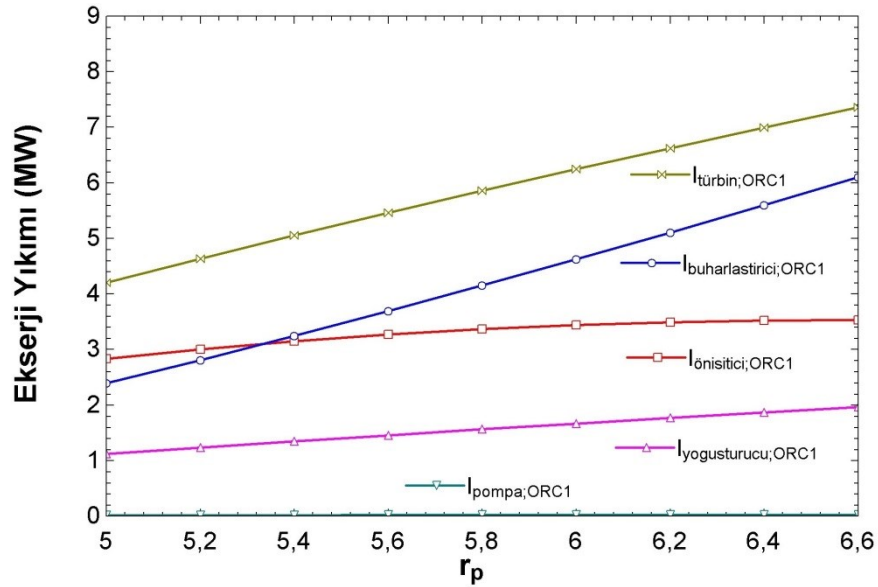
Şekil 4.40. Farklı basınç oranlarının ORC ve Brayton çevrimlerinde üretilen net güç üzerindeki etkisi (Toluen)





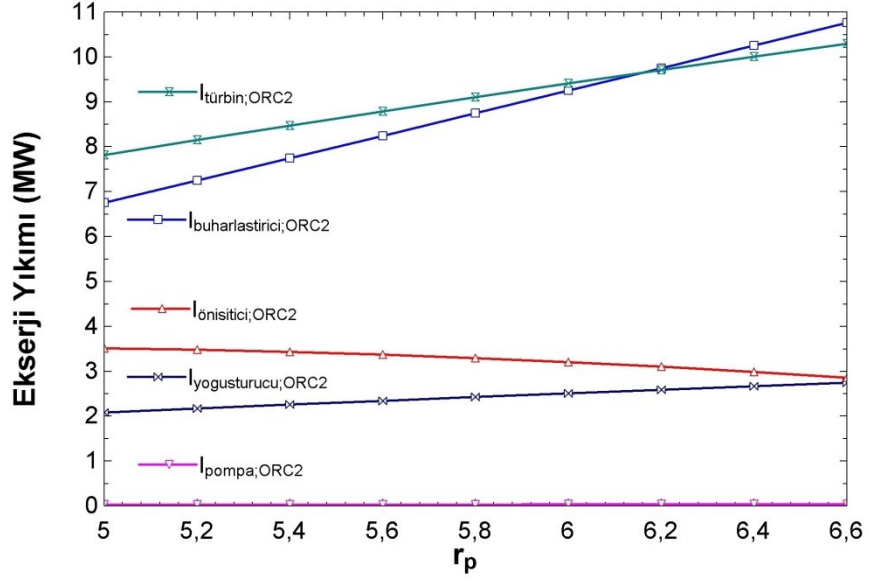
Şekil 4.41. Farklı basınç oranlarında ORC'nin ekserji verimi üzerinde buharlastırıcı basıncının etkisi (Toluen)

Farklı basınç oranlarında ara soğutucu olarak kullanılan organik Rankine çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları değişimleri Şekil 4.42'de verilmiştir. Bu grafikte görüldüğü üzere; en az ekserji yıkımı pompa da gerçekleşirken, en fazla ekserji yıkımı ise türbinde gerçekleşmiştir.



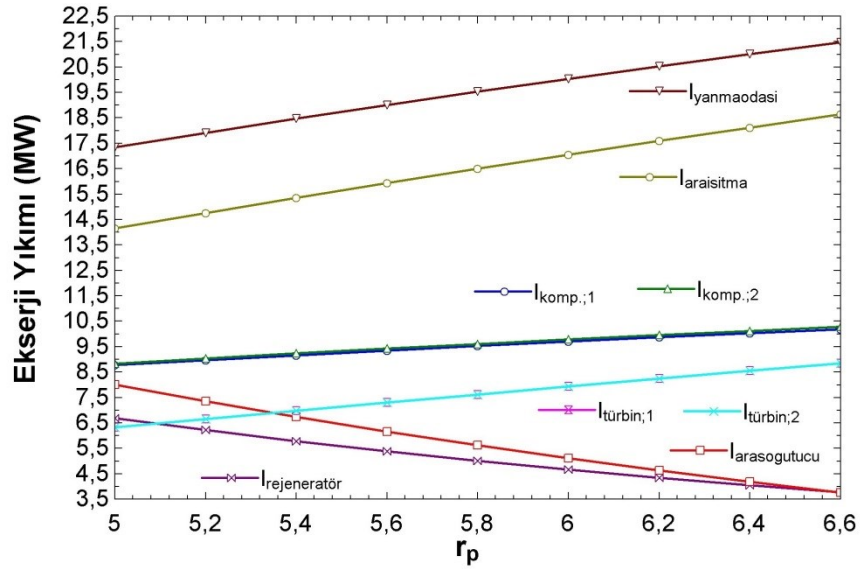
Şekil 4.42. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC1, Toluen)





Şekil 4.43. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (ORC2, Toluen)

Farklı basınç oranlarında rejeneratör çıkışında kullanılan organik Rankine çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları değişimleri Şekil 4.43'te verilmiştir. Bu şekilde görüldüğü üzere; en az ekserji yıkımı pompada gerçekleşirken, en fazla ekserji yıkımı ise başlangıçta türbinde gerçekleşmiştir. Yüksek basınç oranında en fazla ekserji yıkımı buharlaştırıcıda gerçekleşmiştir.



Şekil 4.44. Farklı basınç oranlarında bileşenlerin ekserji yıkımı değişimi (Brayton, Toluen)

Farklı basınç oranlarında Brayton çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları değişimleri Şekil 4.44'te verilmiştir. En az ekserji yıkımı rejeneratörde gerçekleşirken, en fazla ekserji yıkımının ise yanma odasında gerçekleştiği şekilde açıkça görülmektedir.



## 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, türbin giriş sıcaklığı, basınç oranı, izantropik kompresör ve türbin veriminin sistem performansı ve verimi üzerindeki etkileri değerlendirildi. Birinci ve ikinci kanun analizi uygulandı. Sistemdeki çevrim bileşenlerinin ekserji yıkımları incelendi. Benzen, Pksilen ve Toluen gibi farklı akışkanların sistemin performansı ve verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

- a. Türbin giriş sıcaklığı ile izantropik kompresör ve türbin verimi artışının sistem tarafından üretilen net gücü arttırdığı görülürken, sistemin enerji verimini düşürdüğü görülmektedir. Bunun nedeni sistem tarafından alınan ısı enerjisi artış oranının sistem tarafından üretilen net güç artış oranından daha fazla olmasıdır.
- b. Basınç oranı artışının genel olarak sistem tarafından üretilen net gücü arttırdığı görülürken, sistemin enerji ve ekserji verimini düşürdüğü görülmektedir.
- c. Rejeneratör çıkışında kullanılan ORC sistemleri farklı üç akışkan için karşılaştırıldığında; Benzen akışkan olarak kullanıldığında en fazla ekserji yıkımı türbinde gerçekleşirken, Pksilen ve Toluen akışkanı kullanıldığında yüksek basınç oranında buharlaştırıcının ekserji yıkımı, türbinde meydana gelen ekserji yıkımından daha fazla olmaktadır. Bunun nedeni, Pksilen ve Toluenin çalışma basıncının daha düşük olmasıdır.
- d. ORC sisteminin ısıl verimi incelendiğinde, en yüksek verim Benzen akışkanı kullanıldığında elde edilirken, en düşük verim Pksilen akışkanı kullanıldığında elde edilmektedir. Bunun nedeni, Benzen akışkanının buharlaştırıcı çalışma basıncının yüksek olmasıdır.
- e. ORC sisteminin ekserji verimi incelendiğinde, en yüksek ekserji verimi buharlaştırıcı çalışma basıncı daha yüksek olan Benzen akışkanı kullanıldığında elde edilmektedir. Dolayısıyla, bu sistem için en uygun çalışma akışkanı Benzen olmaktadır.

## KAYNAKLAR

- [1] Ksayer, E., Design of an ORC system operating with solar heat and producing sanitary hot water, *Energy Procedia*, 6, 389-395, 2011.
- [2] Agustin, M.D., and Lourdes, G., Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine (ORC), *Energy Conversion and Management*, 51, 2846-2856, 2010.
- [3] Astolfi, M., Xodo, L., Romano, M.C., and Macchi, E., Technical and economical analysis of a solar-geothermal hybrid plant based on an organic Rankine cycle, *Geothermics*, 40, 58-68, 2011.
- [4] Kanoğlu, M., and Bolattürk, A., Performance and parametric investigation of a binary geothermal power plant by exergy, *Renewable Energy*, 33, 2366-2374, 2008.
- [5] Kanoğlu, M., Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant, *Geothermics*, 31, 709-724, 2002.
- [6] Gabbrielli, R., A novel design approach for small scale low enthalpy binary geothermal power plants, *Energy Conversion and Management*, 64, 263-272, 2012.
- [7] 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.
- [8] Drescher, U., Bruggemann, D., Fluid selection for the organic Rankine cycle in biomass power and heat plants, *Applied Thermal Engineering*, 27(1), 223-228, 2007.
- [9] Al-Sulaimana, F.A., Dinçer, I., Hamdullahpur, F., Energy and exergy analysis of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle, *Energy*, 45, 975-985, 2012.
- [10] 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.
- [11] Roy, J.P., Mishra, M.K., and Misra, A., Parametric optimization and performance analysis of a regenerative organic Rankine cycle using low-grade waste heat for power generation, *International Journal of Green Energy*, 8(2), 173-196, 2013.

- [12] 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.
- [13] 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.
- [14] Liu, B.T., Chien, K.H., Wang, C.C., Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery, *Energy*, 29, 1207-1217, 2004.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] 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.
- [20] Zhu, Q., Sun, Z., Zhou, J., Performance analysis of organic Rankine cycle using different working fluids, *Thermal Science*, 19(1), 179-191, 2015.
- [21] Tyagi, S.K., Chen, J., Kaushik, S.C., Optimal criteria based on the ecological function of an irreversible intercooled regenerative modified brayton cycle, *International Journal of Exergy*, 2(1), 90-107, 2005.
- [22] 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.

- [23] 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.
- [24] Al-Doori, W.H.A.R., Parametric performance of gas turbine power plant with effect intercooler, *Modern Applied Science*, 5(3), 173-184, 2011.
- [25] Tyagi, S.K., Wang, S.W., Chen, G.M., Han, X.H., Kaushik, S.C., Optimal criteria for different parameters of an irreversible regenerative intercooled brayton cycle under maximum power and maximum ecological COP conditions, *International Journal of Ambient Energy*, 27(1), 37-51, 2006.
- [26] Al-Sood, M.M.A., Matrawy, K.K., Abdel-Rahim, Y.M., Optimum operating an irreversible gas turbine cycle, *Journal of Engineering Sciences*, 40(6), 1695-1714, 2012.
- [27] 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.
- [28] 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.
- [29] 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.
- [30] 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.
- [31] Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Ma, S., Dai, Y., Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source, *Energy*, 49(1), 356-365, 2013.
- [32] 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.
- [33] Chacartegui, R., Sanchez, D., Munoz, J.M., Sanchez, T., Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants, *Applied Energy*, 86(10), 2162-2170, 2009.

- [34] Wang, D., Ling, X., Peng, H., Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, 48, 63-71, 2012.
- [35] Hung, T.C., Shai, T.Y., Wang, S.K., A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy*, 22(7), 661-667, 1997.
- [36] Quoilin, S., Broek, M.V.N., Declaye, S., Dewallef, P., Lemort, V., Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 168-186, 2013.
- [37] Vanslambrouck, B., Vankeirsbilck, I., Broek, M.V.D., Gusev, S., Paepe, M.D., Efficiency comparison between the steam cycle and the organic Rankine cycle for small scale power generation, *Renewable Energy World Conference and Expo North America*, 1-13, 2012.
- [38] Gao, H., Liu, C., He, C., Xu, X., Wu, S., Li, Y., Performance analysis and working fluid selection of a supercritical organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery, *Energies*, 5, 3233-3247, 2012.
- [39] 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.
- [40] 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.
- [41] Somayaji, C., Mago, P.J., Chamra, L.M., Second law analysis and optimization of organic Rankine cycle, *ASME Power Conference*, 591-596, Atlanta, Georgia, USA, May 2006.
- [42] Honeywell, Ocak-2011.
- [43] Mago, P.J., Chamra, L.M., Srinivasan, K., Somayaji, C., An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids, *Applied Thermal Engineering*, 28, 998-1007, 2008.

## ÖZGEÇMİŞ

- 1. Adı Soyadı** : Onur BOR  
**2. Doğum Tarihi** : 15.04.1987  
**3. Ünvanı** : Araştırma Görevlisi  
**4. Öğrenim Durumu :**

| Derece | Bölüm/Program       | Okul/Üniversite         | Bitirme Yılı |
|--------|---------------------|-------------------------|--------------|
| Lise   | Fen Bilimleri       | Hasan Akel Süper Lisesi | 2006         |
| Lisans | Makine Mühendisliği | Gaziantep Üniversitesi  | 2012         |

**5. Akademik Ünvanlar:**

| Görevi                 | Bölümü                 | Kurumu                              | Yıl    |
|------------------------|------------------------|-------------------------------------|--------|
| Araştırma<br>Görevlisi | Makine<br>Mühendisliği | Osmaniye Korkut<br>Ata Üniversitesi | 2013 – |

**6. Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında (Proceedings) basılan bildiriler:**

- Tokgöz, N., Bor, O., Kaşka, Ö., Endüstriyel Bir Buhar Kazanının Enerji ve Ekserji Analizi, XI. International HVAC+R Technology Symposium, 205-210, Istanbul-Turkey, 08-10 May 2014.
- Bor, O., Kaşka, Ö., Tokgöz, N. The First Law Analysis of a Combined Gas-ORC Power Cycle, Conference on Advances in Mechanical Engineering, 476-481, Yıldız Technical University, Istanbul-Turkey, 11-13 May 2016

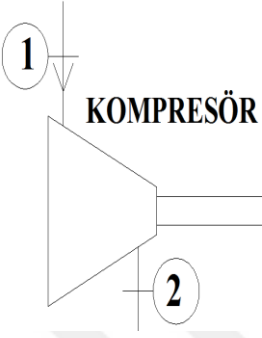
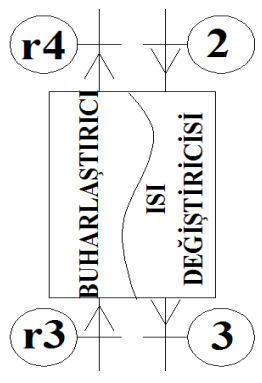
**7. Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında basılan bildiriler:**

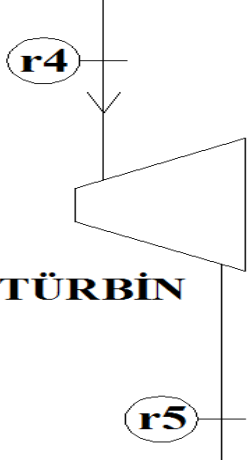
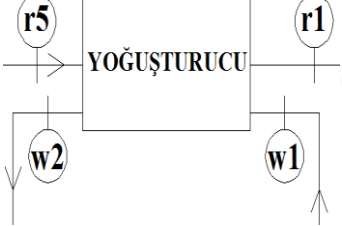
- Kaşka, Ö., Bor O., Tokgöz, N., Brayton çevriminde organik rankine çevriminin ara soğutucu olarak kullanılabilirliğinin termodinamik analizi, 3. Anadolu Enerji Sempozyumu, 424-433, Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla-Türkiye, 01-03 Ekim 2015.

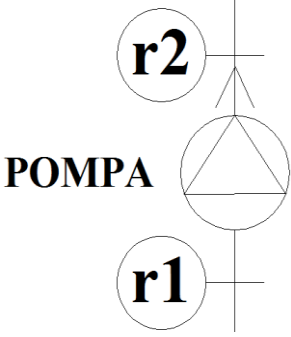
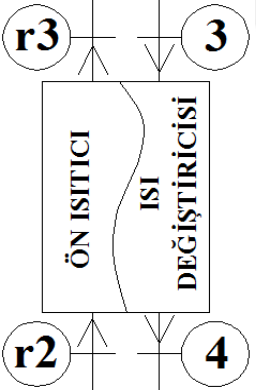


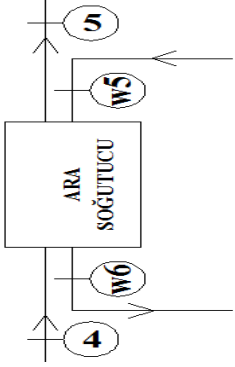
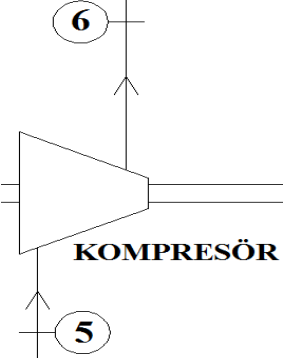
## EKLER

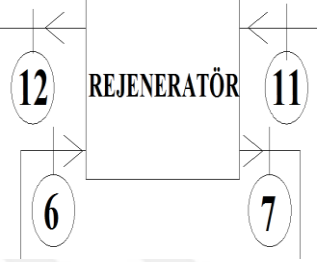
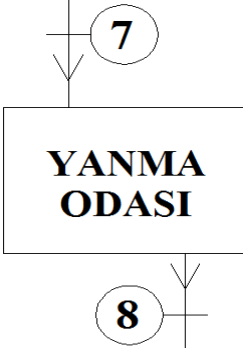
### EK-1: SİSTEMİ OLUŞTURAN BİLEŞENLERİN ENERJİ ve EKSERJİ EŞİTLİKLERİ

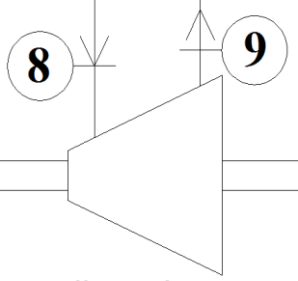
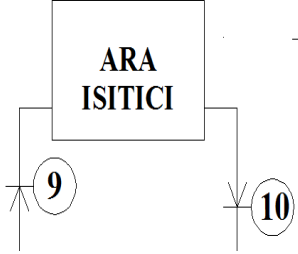
|   |  |
|---|--|
|    | <p><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{W}_{komp.,1} = \dot{m}_h(h_2 - h_1)$ $\eta_K = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{“}h_2 \text{ bulunur”}$   |
|   | <p><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_1 = \dot{m}_h[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)]$ $\psi_2 = \dot{m}_h[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)]$ $(\psi_1 + \dot{W}_{komp.,1}) - \psi_2 - \dot{I}_{komp.,1} = 0$ $\eta_{II,komp.,1} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{komp.,1}}{\dot{W}_{komp.,1}} \right)$ |
|   | <p><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{komp.,1} = \dot{m}_h \cdot T_0(s_2 - s_1)$  |
|  | <p><b>Enerji Analizi</b></p> <p>“<math>\dot{m}_{r1}</math> bulunur”</p> $\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_h(h_2 - h_3)$ $\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_{r1}(h_{r4} - h_{r3})$ $T_3 = T_{r3} + \Delta T_{pp} \quad \text{“pinch noktası analizi ile } T_3 \text{ bulunur”}$                            |
|   | <p><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_2 = \dot{m}_h[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)]$ $\psi_3 = \dot{m}_h[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)]$ $(\psi_2 + \psi_{r3}) - (\psi_3 + \psi_{r4}) - \dot{I}_{buh.} = 0$ $\eta_{II,buh.} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{buh.}}{(\psi_2 - \psi_3)} \right]$    |
|   | <p><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{buh.} = \dot{m}_h(h_2 - h_3) - \dot{m}_{r1}(h_{r4} - h_{r3})$ $- [\dot{m}_h \cdot T_0(s_2 - s_3) - \dot{m}_{r1} \cdot T_0(s_{r4} - s_{r3})]$  |

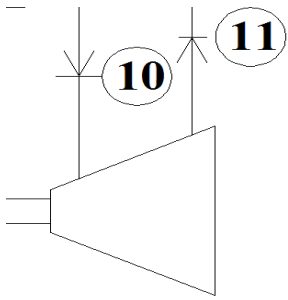
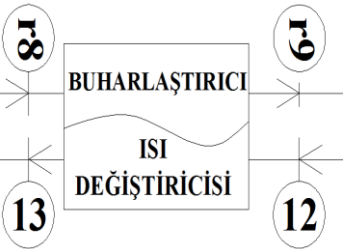
|  |  |
|--|--|
|  <p style="text-align: center;"><b>TÜRBİN</b></p> | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{W}_{\text{tür.}} = \dot{m}_{r1}(h_{r4} - h_{r5})$ $\eta_T = \frac{h_{r4} - h_{r5}}{h_{r4} - h_{r5s}} \quad \text{“}h_{r5} \text{ bulunur”}$   |
|  | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_{r4} = \dot{m}_{r1}[(h_{r4} - h_{0,r1}) - T_{0,r1}(s_{r4} - s_{0,r1})]$ $\psi_{r5} = \dot{m}_{r1}[(h_{r5} - h_{0,r1}) - T_{0,r1}(s_{r5} - s_{0,r1})]$ $\psi_{r4} - (\dot{W}_{\text{tür.}} + \psi_{r5}) - \dot{I}_{\text{tür.}} = 0$ $\eta_{II,\text{tür.}} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{\text{tür.}}}{(\psi_{r4} - \psi_{r5})} \right]$ |
|  | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{\text{tür.}} = \dot{m}_{r1} \cdot T_0(s_{r5} - s_{r4})$   |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{Q}_{\text{yoğ.}} = \dot{m}_{r1}(h_{r5} - h_{r1})$ $\dot{m}_{r1}(h_{r5} - h_{r1}) = \dot{m}_{w1}(h_{w2} - h_{w1}) \quad \text{“}\dot{m}_{w1} \text{ bulunur”}$   |
|  | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_{r1} = \dot{m}_{r1}[(h_{r1} - h_{0,r1}) - T_{0,r1}(s_{r1} - s_{0,r1})]$ $\psi_{r5} = \dot{m}_{r1}[(h_{r5} - h_{0,r1}) - T_{0,r1}(s_{r5} - s_{0,r1})]$ $(\psi_{w1} + \psi_{r5}) - (\psi_{w2} + \psi_{r1}) - \dot{I}_{\text{yoğ.}} = 0$ $\eta_{II,\text{yoğ.}} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{\text{yoğ.}}}{\psi_{r5} - \psi_{r1}} \right)$ |
|  | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\psi_{w1} = \dot{m}_{w1}[(h_{w1} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w1} - s_{0,w})]$ $\psi_{w2} = \dot{m}_{w2}[(h_{w2} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w2} - s_{0,w})]$ $\dot{I}_{\text{yoğ.}} = (\psi_{w1} + \psi_{r5}) - (\psi_{w2} + \psi_{r1})$   |

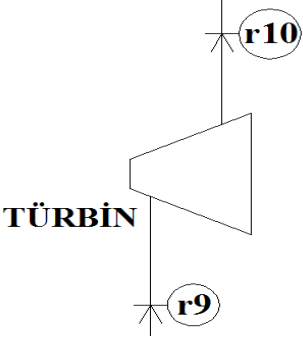
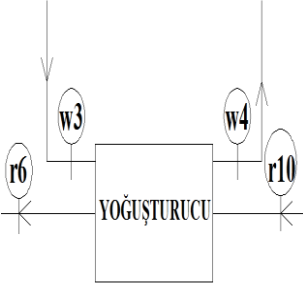
|   |  |
|---|--|
|    | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{W}_{pompa,s} = v_{r1}(P_{r2} - P_{r1})$ $\eta_P = \frac{\dot{W}_{pompa,s}}{h_{r2} - h_{r1}} \quad \text{“}h_{r2} \text{ bulunur”}$ $\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{r1}(h_{r2} - h_{r1})$  |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $(\psi_{r1} + \dot{W}_{pompa}) - \psi_{r2} - \dot{I}_{pompa} = 0$ $\eta_{II,pompa} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{pompa}}{\dot{W}_{pompa}} \right)$   |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{pompa} = \dot{m}_{r1} \cdot T_0(s_{r2} - s_{r1})$   |
|  | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> <p style="text-align: center;">“<math>h_4</math> bulunur”</p> $\dot{Q}_{ön\ isitici} = \dot{m}_h(h_3 - h_4)$ $\dot{Q}_{ön\ isitici} = \dot{m}_{r1}(h_{r3} - h_{r2})$  |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_3 = \dot{m}_h[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)]$ $\psi_4 = \dot{m}_h[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)]$ $(\psi_3 + \psi_{r2}) - (\psi_4 + \psi_{r3}) - \dot{I}_{ön\ isitici} = 0$ $\eta_{II,ön\ isitici} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{ön\ isitici}}{(\psi_3 - \psi_4)} \right]$ |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{ön\ isitici} = \dot{m}_h(h_3 - h_4) - \dot{m}_{r1}(h_{r3} - h_{r2})$ $- [\dot{m}_h \cdot T_0(s_3 - s_4) - \dot{m}_{r1} \cdot T_0(s_{r3} - s_{r2})]$   |

|   |   |
|---|---|
|    | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{m}_h(h_4 - h_5) = \dot{m}_{w3}(h_{w6} - h_{w5}) \text{ “}\dot{m}_{w3} \text{ bulunur”}$  |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_4 = \dot{m}_h[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)]$ $\psi_5 = \dot{m}_h[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)]$ $(\psi_{w5} + \psi_4) - (\psi_{w6} + \psi_5) - \dot{I}_{ara \text{ soğ.}} = 0$ $\eta_{II,ara \text{ soğ.}} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{ara \text{ soğ.}}}{\psi_4 - \psi_5} \right)$ |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\psi_{w5} = \dot{m}_{w3}[(h_{w5} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w5} - s_{0,w})]$ $\psi_{w6} = \dot{m}_{w3}[(h_{w6} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w6} - s_{0,w})]$ $\dot{I}_{ara \text{ soğ.}} = (\psi_{w5} + \psi_4) - (\psi_{w6} + \psi_5)$   |
|  | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{W}_{komp.,2} = \dot{m}_h(h_6 - h_5)$ $\eta_K = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \text{ “}h_6 \text{ bulunur”}$   |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_5 = \dot{m}_h[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)]$ $\psi_6 = \dot{m}_h[(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)]$ $(\psi_5 + \dot{W}_{komp.,2}) - \psi_6 - \dot{I}_{komp.,2} = 0$ $\eta_{II,komp.,2} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{komp.,2}}{\dot{W}_{komp.,2}} \right)$                                |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{komp.,2} = \dot{m}_h \cdot T_0(s_6 - s_5)$   |

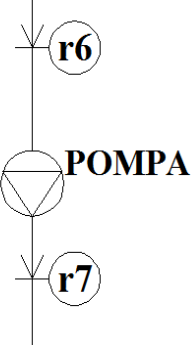
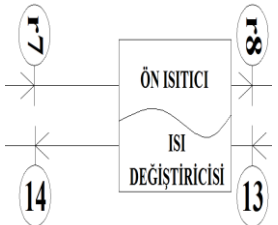
|   |  |
|---|--|
|    | <p><b>Enerji Analizi</b></p> <p>“<math>h_7</math> ve <math>h_{12}</math> bulunur”</p> $\varepsilon_{rej.} = \frac{h_7 - h_6}{h_{11} - h_6}$ $\varepsilon_{rej.} = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_6}$  |
|   | <p><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_{11} = \dot{m}_h [(h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0)]$ $\psi_{12} = \dot{m}_h [(h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0)]$ $(\psi_{11} + \psi_6) - (\psi_{12} + \psi_7) - \dot{I}_{rej.} = 0$ $\eta_{II, rej.} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{rej.}}{(\psi_{11} - \psi_{12})} \right]$ |
|   | <p><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{rej.} = \dot{m}_h \cdot T_0 \left[ \frac{(h_{11} - h_{12}) - (h_7 - h_6)}{T_0} - \{(s_{11} - s_{12}) - (s_7 - s_6)\} \right]$   |
|  | <p><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{Q}_{yanma odası} = \dot{m}_h (h_8 - h_7)$   |
|   | <p><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_7 + \left(1 - \frac{T_0}{T_8}\right) \dot{Q}_{yanma odası} - \psi_8 - \dot{I}_{yanma odası} = 0$ $\eta_{II, yanma odası} = 1 - \frac{\dot{I}_{yanma odası}}{\left(1 - \frac{T_0}{T_8}\right) \dot{Q}_{yanma odası}}$   |
|   | <p><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{yanma odası} = \dot{m}_h \cdot T_0 \left[ (s_8 - s_7) - \left( \frac{h_8 - h_7}{T_8} \right) \right]$   |

|   |   |
|---|---|
|  <p style="text-align: center;"><b>TÜRBİN</b></p>        | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{W}_{\text{tür.,1}} = \dot{m}_h(h_8 - h_9)$ $\eta_T = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} \quad \text{“}h_9 \text{ bulunur”}$  |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_8 = \dot{m}_h[(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)]$ $\psi_9 = \dot{m}_h[(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)]$ $\psi_8 - (\dot{W}_{\text{tür.,1}} + \psi_9) - \dot{i}_{\text{tür.,1}} = 0$ $\eta_{II,\text{tür.,1}} = \frac{\dot{W}_{\text{tür.,1}}}{(\psi_8 - \psi_9)}$   |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{i}_{\text{tür.,1}} = \psi_8 - (\psi_9 + \dot{W}_{\text{tür.,1}})$  |
|  <p style="text-align: center;"><b>ARA ISITICI</b></p> | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{Q}_{\text{ara ısıtıcı}} = \dot{m}_h(h_{10} - h_9)$ <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_9 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{10}}\right) \dot{Q}_{\text{ara ısıtıcı}} - \psi_{10} - \dot{i}_{\text{ara ısıtıcı}} = 0$ $\eta_{II,\text{ara ısıtıcı}} = 1 - \frac{\dot{i}_{\text{ara ısıtıcı}}}{\left(1 - \frac{T_0}{T_{10}}\right) \dot{Q}_{\text{ara ısıtıcı}}}$ |
|   | <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{i}_{\text{ara ısıtıcı}} = \dot{m}_h \cdot T_0 \left[ (s_{10} - s_9) - \left( \frac{h_{10} - h_9}{T_{10}} \right) \right]$  |

|  |  |
|--|--|
|  <p><b>TÜRBİN</b></p> | <p><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{W}_{tür.,2} = \dot{m}_h (h_{10} - h_{11})$ $\eta_T = \frac{h_{10} - h_{11}}{h_{10} - h_{11s}} \text{ “}h_{11} \text{ bulunur”}$ <p><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_{10} = \dot{m}_h [(h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0)]$ $\psi_{11} = \dot{m}_h [(h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0)]$ $\psi_{10} - (\dot{W}_{tür.,2} + \psi_{11}) - \dot{I}_{tür.,2} = 0$ $\eta_{II,tür.,2} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{tür.,2}}{(\psi_{10} - \psi_{11})} \right]$ <p><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{tür.,2} = \dot{m}_h \cdot T_0 (s_{11} - s_{10})$  |
|                     | <p><b>Enerji Analizi</b></p> <p>“<math>\dot{m}_{r2}</math> bulunur”</p> $\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_{r2} (h_{r9} - h_{r8})$ $\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}_h (h_{12} - h_{13})$ $T_{13} = T_{r8} + \Delta T_{pp} \text{ “pinch noktası analizi ile } T_{13} \text{ bulunur”}$ <p><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_{r8} = \dot{m}_{r2} [(h_{r8} - h_{0,r2}) - T_{0,r2} (s_{r8} - s_{0,r2})]$ $\psi_{r9} = \dot{m}_{r2} [(h_{r9} - h_{0,r2}) - T_{0,r2} (s_{r9} - s_{0,r2})]$ $\psi_{12} = \dot{m}_h [(h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0)]$ $\psi_{13} = \dot{m}_h [(h_{13} - h_0) - T_0 (s_{13} - s_0)]$ $(\psi_{12} + \psi_{r8}) - (\psi_{13} + \psi_{r9}) - \dot{I}_{buh.} = 0$ $\eta_{II,buh.} = \frac{\psi_{r9} - \psi_{r8}}{\psi_{12} - \psi_{13}}$ <p><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{buh.} = \psi_{12} + \psi_{r8} - (\psi_{13} - \psi_{r9})$ |

|   |   |
|---|---|
|    | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{W}_{\text{tür.}} = \dot{m}_{r2}(h_{r9} - h_{r10})$ $\eta_T = \frac{h_{r9} - h_{r10}}{h_{r9} - h_{r10s}} \text{ "h}_{r10} \text{ bulunur"}$ <hr/> <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_{r9} = \dot{m}_{r2}[(h_{r9} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r9} - s_{0,r2})]$ $\psi_{r10} = \dot{m}_{r2}[(h_{r10} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r10} - s_{0,r2})]$ $\psi_{r9} - (\dot{W}_{\text{tür.}} + \psi_{r10}) - \dot{I}_{\text{tür.}} = 0$ $\eta_{II,\text{tür.}} = 1 - \left[ \frac{\dot{I}_{\text{tür.}}}{(\psi_{r9} - \psi_{r10})} \right]$ <hr/> <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{\text{tür.}} = \dot{m}_{r2} \cdot T_{0,r2}(s_{r10} - s_{r9})$  |
|  | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{Q}_{\text{yoğ.}} = \dot{m}_{r2}(h_{r10} - h_{r6})$ $\dot{m}_{r2}(h_{r10} - h_{r6}) = \dot{m}_{w2}(h_{w4} - h_{w3}) \text{ "m}_{w2} \text{ bulunur"}$ <hr/> <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_{r10} = \dot{m}_{r2}[(h_{r10} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r10} - s_{0,r2})]$ $\psi_{r6} = \dot{m}_{r2}[(h_{r6} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r6} - s_{0,r2})]$ $(\psi_{w3} + \psi_{r10}) - (\psi_{w4} + \psi_{r6}) - \dot{I}_{\text{yoğ.}} = 0$ $\eta_{II,\text{yoğ.}} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{\text{yoğ.}}}{\psi_{r10} - \psi_{r6}} \right)$ <hr/> <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\psi_{w3} = \dot{m}_{w2}[(h_{w3} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w3} - s_{0,w})]$ $\psi_{w4} = \dot{m}_{w2}[(h_{w4} - h_{0,w}) - T_{0,w}(s_{w4} - s_{0,w})]$ $\dot{I}_{\text{yoğ.}} = (\psi_{w3} + \psi_{r10}) - (\psi_{w4} + \psi_{r6})$ |



|   |   |
|---|---|
|    | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{r2}(h_{r7} - h_{r6})$ $\eta_P = \frac{\dot{W}_{pompa,s}}{h_{r7} - h_{r6}} \quad \text{“}h_{r7} \text{ bulunur”}$ <hr/> <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $(\psi_{r6} + \dot{W}_{pompa}) - \psi_{r7} - \dot{I}_{pompa} = 0$ $\eta_{II,pompa} = 1 - \left( \frac{\dot{I}_{pompa}}{\dot{W}_{pompa}} \right)$ <hr/> <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{pompa} = \dot{m}_{r2} \cdot T_{0,r2}(s_{r7} - s_{r6})$  |
|  | <p style="text-align: center;"><b>Enerji Analizi</b></p> $\dot{Q}_{ön\ isitici} = \dot{m}_{r2}(h_{r8} - h_{r7})$ <hr/> <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Analizi</b></p> $\psi_{r7} = \dot{m}_{r2}[(h_{r7} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r7} - s_{0,r7})]$ $\psi_{r8} = \dot{m}_{r2}[(h_{r8} - h_{0,r2}) - T_{0,r2}(s_{r8} - s_{0,r2})]$ $\psi_{13} = \dot{m}_h[(h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0)]$ $\psi_{14} = \dot{m}_h[(h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0)]$ $(\psi_{13} + \psi_{r7}) - (\psi_{14} + \psi_{r8}) - \dot{I}_{ön\ isitici} = 0$ $\eta_{II,ön\ isitici} = \frac{\psi_{r8} - \psi_{r7}}{\psi_{13} - \psi_{14}}$ <hr/> <p style="text-align: center;"><b>Ekserji Yıkımı</b></p> $\dot{I}_{ön\ isitici} = \psi_{13} + \psi_{r7} - (\psi_{14} - \psi_{r8})$ |

## EK-2: SİSTEMİN EES ÇÖZÜMÜ

(Benzen için örnek verilmiştir.)

"ölu hal değerleri"

```
P_0=101
T_0=298
h_0=Enthalpy(Air;T=T_0)
s_0=Entropy(Air;T=T_0;P=P_0)

h_w_0=Enthalpy(Water;T=T_0;P=P_0)
s_w_0=Entropy(Water;T=T_0;P=P_0)

h_or=Enthalpy(Benzene;T=T_0;P=P_0)
s_or=Entropy(Benzene;T=T_0;P=P_0)
```

R\$='Benzene' "-----"

```
h_or_1=Enthalpy(R$;T=T_0;P=P_0)
s_or_1=Entropy(R$;T=T_0;P=P_0)
```

"havanın giriş şartları"

```
h[1]=Enthalpy(Air;T=T[1])
s[1]=Entropy(Air;T=T[1];P=P[1])
P[1]=101
T[1]=298
PSI[1]=m_dot_air*((h[1]-h_0)-T_0*(s[1]-s_0))
```

" 1 numaralı kompresörden havanın çıkış şartları"

```
P[2]=Rpi*P[1]
T[2]=(T[1])*(Rpi)^((k_1-1)/k_1)
h[2]=Enthalpy(Air;T=T[2])
hact[2]=h[1]+((h[2]-h[1])/ETA_comp)
Tact[2]=Temperature(Air;h=hact[2])
sact[2]=Entropy(Air;T=Tact[2];P=P[2])
k_1=1,4
k_2=1,4
PSI[2]=m_dot_air*((hact[2]-h_0)-T_0*(sact[2]-s_0))
```

m\_dot\_air=2432E3/3600 "-----"

"Buharlaştırıcı sıcaklığını belirleme ve pinch noktası hesabı"

```
Tr[4]=Temperature(Benzene;x=1;P=Pr[4])
sr[4]=Entropy(Benzene;x=1;P=Pr[4])
hr[4]=Enthalpy(Benzene;x=1;P=Pr[4])
PSI_r[4]=m_dot_r*((hr[4]-h_or)-(T_0)*(sr[4]-s_or))
```

```
Pr[3]=Pr[4]
hr[3]=Enthalpy(Benzene;X=0;P=Pr[3])
Tr[3]=Temperature(Benzene;X=0;P=Pr[3])
sr[3]=Entropy(Benzene;X=0;P=Pr[3])
PSI_r[3]=m_dot_r*((hr[3]-h_or)-(T_0)*(sr[3]-s_or))
```

"Pinch noktası sıcaklık farkı "

T[3]=Temperature(Benzene;X=0;P=Pr[3])+DELTA\_Tpp  
h[3]=Enthalpy(Air;T=T[3])  
P[3]=P[2]  
s[3]=Entropy(Air;T=T[3];P=P[3])  
PSI[3]=m\_dot\_air\*((h[3]-h\_0)-T\_0\*(s[3]-s\_0))

Q\_evap=m\_dot\_r\*(hr[4]-hr[3]) "m\_dot\_r bulunur"  
Q\_evap=m\_dot\_air\*(hact[2]-h[3])

"Türbin çıkış şartları"

sr[5]=sr[4]  
Tr[5]=Temperature(Benzene;s=sr[5];P=Pr[5])  
hr[5]=Enthalpy(Benzene;s=sr[5];P=Pr[5])  
hactr[5]=hr[4]-(ETA\_expander\*(hr[4]-hr[5]))  
Tactr[5]=Temperature(Benzene;P=Pr[5];h=hactr[5])  
sactr[5]=Entropy(Benzene;h=hactr[5];P=Pr[5])  
PSI\_r[5]=m\_dot\_r\*((hactr[5]-h\_0r)-(T\_0)\*(sactr[5]-s\_0r))

"Türbinden üretilen güç"

W\_tr=m\_dot\_r\*(hr[4]-hactr[5])

"Yoğuşturucu çıkış şartları"

Pr[1]=Pr[5]  
Tr[1]=303 "-----"  
hr[1]=Enthalpy(Benzene;T=Tr[1];x=0)  
sr[1]=Entropy(Benzene;T=Tr[1];x=0)  
Pr[1]=Pressure(Benzene;T=Tr[1];x=0)  
PSI\_r[1]=m\_dot\_r\*((hr[1]-h\_0r)-(T\_0)\*(sr[1]-s\_0r))  
Q\_dot\_cond=m\_dot\_r\*(hactr[5]-hr[1])

"Pompanın analizi"

Pr[2]=Pr[3]  
sr[2]=sr[1]  
Tr[2]=Temperature(Benzene;P=Pr[2];s=sr[2])  
v\_r[1]=Volume(Benzene;x=0;P=Pr[1])  
W\_pr\_isen=v\_r[1]\*(Pr[2]-Pr[1])  
hactr[2]=hr[1]+(W\_pr\_isen/ETA\_pompa)  
Tactr[2]=Temperature(Benzene;P=Pr[2];h=hactr[2])  
sactr[2]=Entropy(Benzene;h=hactr[2];P=Pr[2])  
PSI\_r[2]=m\_dot\_r\*((hactr[2]-h\_0r)-(T\_0)\*(sactr[2]-s\_0r))  
W\_pr=m\_dot\_r\*(hactr[2]-hr[1])

Q\_dot\_pre=m\_dot\_air\*(h[3]-h[4]) "h[4] bulunur"  
Q\_dot\_pre=m\_dot\_r\*(hr[3]-hactr[2])

"Havanın ön ısıtıcı çıkış şartları"

T[4]=Temperature(Air;h=h[4])

s[4]=Entropy(Air;T=T[4];P=P[4])  
PSI[4]=m\_dot\_air\*((h[4]-h\_0)-T\_0\*(s[4]-s\_0))  
ETA\_ORC=(W\_tr-W\_pr)/(Q\_evap+Q\_dot\_pre)  
W\_net\_ORC=(W\_tr-W\_pr)/1000

#### "1 numaralı hava kompresörü analizi"

W\_ch\_1=m\_dot\_air\*(hact[2]-h[1])

#### "2 numaralı hava kompresörü analizi"

T[5]=303  
P[5]=P[4]  
s[5]=Entropy(Air;T=T[5];P=P[5])  
h[5]=Enthalpy(Air;T=T[5])  
PSI[5]=m\_dot\_air\*((h[5]-h\_0)-T\_0\*(s[5]-s\_0))  
P[6]=Rpi\*P[5]  
P[4]=P[3]  
T[6]=T[5]\*(P[6]/P[5])^((k\_2-1)/k\_2)  
h[6]=Enthalpy(Air;T=T[6])  
hact[6]=h[5]+((h[6]-h[5])/ETA\_comp)  
Tact[6]=Temperature(Air;h=hact[6])  
sact[6]=Entropy(Air;T=Tact[6];P=P[6])  
W\_ch\_2=m\_dot\_air\*(hact[6]-h[5])  
PSI[6]=m\_dot\_air\*((hact[6]-h\_0)-T\_0\*(sact[6]-s\_0))

#### "Rejeneratör analizi"

EPSILON\_regen=0,90 "-----"  
EPSILON\_regen=(h[7]-hact[6])/(hact[11]-hact[6]) "h[7] ve h[12] bulunur"  
EPSILON\_regen=(hact[11]-h[12])/(hact[11]-hact[6])  
T[7]=Temperature(Air;h=h[7])  
s[7]=Entropy(Air;T=T[7];P=P[6])  
PSI[7]=m\_dot\_air\*((h[7]-h\_0)-T\_0\*(s[7]-s\_0))

#### "Yanma odası çıkış hava şartları"

{T[8]=1300 } "-----"  
P[8]=P[6]  
h[8]=Enthalpy(Air;T=T[8])  
s[8]=Entropy(Air;T=T[8];P=P[8])  
PSI[8]=m\_dot\_air\*((h[8]-h\_0)-T\_0\*(s[8]-s\_0))

#### "1 numaralı türbin analizi"

T[9]=T[8]\*(1/Rpi)^((k\_2-1)/k\_2)  
P[9]=P[8]/Rpi  
h[9]=Enthalpy(Air;T=T[9])  
hact[9]=h[8]-(ETA\_turbine\*(h[8]-h[9]))  
Tact[9]=Temperature(Air;h=hact[9])

sact[9]=Entropy(Air;T=Tact[9];P=P[9])  
PSI[9]=m\_dot\_air\*((hact[9]-h\_0)-T\_0\*(sact[9]-s\_0))

#### "Ara ısıtıcı analizi"

T[10]=T[8]  
P[10]=P[9]  
h[10]=Enthalpy(Air;T=T[10])  
s[10]=Entropy(Air;T=T[10];P=P[10])  
PSI[10]=m\_dot\_air\*((h[10]-h\_0)-T\_0\*(s[10]-s\_0))

#### "2 numaralı türbin analizi "

P[11]=P[10]/Rpi  
P[12]=P[11]  
T[11]=T[10]\*(1/Rpi)^((k\_2-1)/k\_2)  
h[11]=Enthalpy(Air;T=T[11])  
hact[11]=h[10]-(ETA\_turbine\*(h[10]-h[11]))  
Tact[11]=Temperature(Air;h=hact[11])  
sact[11]=Entropy(Air;T=Tact[11];P=P[11])  
PSI[11]=m\_dot\_air\*((hact[11]-h\_0)-T\_0\*(sact[11]-s\_0))  
T[12]=Temperature(Air;h=h[12])  
s[12]=Entropy(Air;T=T[12];P=P[12])  
PSI[12]=m\_dot\_air\*((h[12]-h\_0)-T\_0\*(s[12]-s\_0))

#### " Brayton çevrimi güç değerleri"

W\_dot\_th1=m\_dot\_air\*(h[8]-hact[9])  
W\_dot\_th2=m\_dot\_air\*(h[10]-hact[11])  
W\_dot\_thtop=W\_dot\_th1+W\_dot\_th2

W\_net\_BRAYTON=(W\_dot\_thtop-(W\_ch\_1+W\_ch\_2))/1000

Q\_dot\_girenyo=m\_dot\_air\*(h[8]-h[7])  
Q\_dot\_girenaıs=m\_dot\_air\*(h[10]-hact[9])  
Q\_dot\_girenh=Q\_dot\_girenyo+Q\_dot\_girenaıs  
ETA\_brayton=(W\_dot\_thtop-W\_ch\_1-W\_ch\_2)/Q\_dot\_girenh  
ETA\_toplam=(W\_dot\_thtop+W\_tr+W\_tr\_ORC2-W\_pr-W\_pr\_ORC2-W\_ch\_1-W\_ch\_2)/Q\_dot\_girenh

W\_net\_toplam=W\_net\_ORC+W\_net\_ORC\_2+W\_net\_BRAYTON

W\_net\_ORC\_oranı=W\_net\_ORC/W\_net\_toplam  
W\_net\_ORC2\_oranı=W\_net\_ORC\_2/W\_net\_toplam  
W\_net\_BRAYTON\_oranı=W\_net\_BRAYTON/W\_net\_TOPLAM

#### "ORC ekserji dengesi"

#### "Buharlaştırıcı ekserji dengesi"

I\_evap\_1[1]=(((m\_dot\_air\*(hact[2]-h[3]))-(m\_dot\_r\*(hr[4]-hr[3])))-((m\_dot\_air\*T\_0\*(sact[2]-s[3]))-(m\_dot\_r\*T\_0\*(sr[4]-sr[3]))))  
ETA\_II\_evap[1]=1-I\_evap\_1[1]/(PSI[2]-PSI[3])

### "Ön ısıtıcı ekserji dengesi"

$$I_{preheat[2]} = (((m_{dot\_air} * (h[3] - h[4])) - (m_{dot\_r} * (hr[3] - h_{actr[2]}))) - ((m_{dot\_air} * T_0 * (s[3] - s[4])) - (m_{dot\_r} * T_0 * (sr[3] - s_{actr[2]}))))$$
$$ETA_{II\_preheat[2]} = 1 - I_{preheat[2]} / (PSI[3] - PSI[4])$$

### "Yoğuşturucu ekserji dengesi"

$$\{T_{w\_1} = 298$$
$$T_{w\_2} = 302$$
$$P_{w\_1} = 200$$
$$P_{w\_2} = 200\}$$

$$h_{w[1]} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; P = P_{w[1]}; T = T_{w[1]})$$
$$h_{w[2]} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; P = P_{w[2]}; T = T_{w[2]})$$

$$s_{w[1]} = \text{Entropy}(\text{Water}; P = P_{w[1]}; T = T_{w[1]})$$
$$s_{w[2]} = \text{Entropy}(\text{Water}; P = P_{w[2]}; T = T_{w[2]})$$

$$m_{dot\_r} * (h_{actr[5]} - hr[1]) = m_{dot\_w\_1} * (h_{w[2]} - h_{w[1]})$$

$$PSI_{w[1]} = m_{dot\_w\_1} * ((h_{w[1]} - h_{w_0}) - (T_0) * (s_{w[1]} - s_{w_0}))$$
$$PSI_{w[2]} = m_{dot\_w\_1} * ((h_{w[2]} - h_{w_0}) - (T_0) * (s_{w[2]} - s_{w_0}))$$

$$I_{cond_r[5]} = (PSI_{w[1]} + PSI_{r[5]}) - (PSI_{w[2]} + PSI_{r[1]})$$
$$ETA_{II\_cond[3]} = 1 - (I_{cond_r[5]} / (PSI_{r[5]} - PSI_{r[1]}))$$

### "Türbin ekserji dengesi"

$$I_{expander[4]} = m_{dot\_r} * T_0 * (s_{actr[5]} - sr[4])$$
$$ETA_{II\_expander[4]} = 1 - (I_{expander[4]} / (PSI_{r[4]} - PSI_{r[5]}))$$

### "Pompa ekserji dengesi"

$$I_{pump[5]} = m_{dot\_r} * T_0 * (s_{actr[2]} - sr[1])$$
$$ETA_{II\_pump[5]} = 1 - (I_{pump[5]} / W_{pr})$$

### "BRAYTON ekserji dengesi"

#### "1 numaralı kompresör"

$$I_{comp[1]} = m_{dot\_air} * T_0 * (s_{act[2]} - s[1])$$
$$ETA_{II\_comp[1]} = 1 - (I_{comp[1]} / W_{ch\_1})$$

#### "2 numaralı kompresör"

$$I_{comp[2]} = m_{dot\_air} * T_0 * (s_{act[6]} - s[5])$$
$$ETA_{II\_comp[2]} = 1 - (I_{comp[2]} / W_{ch\_2})$$

### "Ara soğutucu"

$$\{T_{w\_5} = 298$$
$$T_{w\_6} = 302$$

P\_w\_5=200  
P\_w\_6=200}

h\_w[5]=Enthalpy(Water;P=P\_w[5];T=T\_w[5])  
h\_w[6]=Enthalpy(Water;P=P\_w[6];T=T\_w[6])

s\_w[5]=Entropy(Water;P=P\_w[5];T=T\_w[5])  
s\_w[6]=Entropy(Water;P=P\_w[6];T=T\_w[6])

m\_dot\_air\*(h[4]-h[5])=m\_dot\_w\_3\*(h\_w[6]-h\_w[5])

PSI\_w[5]=m\_dot\_w\_3\*((h\_w[5]-h\_w\_0)-(T\_0)\*(s\_w[5]-s\_w\_0))  
PSI\_w[6]=m\_dot\_w\_3\*((h\_w[6]-h\_w\_0)-(T\_0)\*(s\_w[6]-s\_w\_0))

I\_intercooler\_4]=(PSI\_w[5]+PSI[4])-(PSI\_w[6]+PSI[5])  
ETA\_II\_intercooler[1]=1-(I\_intercooler\_4]/(PSI[4]-PSI[5]))

"Rejeneratör"

I\_regen[1]=m\_dot\_air\*T\_0\*(((hact[11]-h[12])-(h[7]-hact[6]))/T\_0-((sact[11]-s[12])-(s[7]-sact[6])))  
ETA\_II\_regen[1]=1-I\_regen[1]/(PSI[11]-PSI[12])

"1 numaralı türbin"

I\_tur[1]=PSI[8]-(PSI[9]+W\_dot\_th1)  
ETA\_II\_tur[1]=W\_dot\_th1/(PSI[8]-PSI[9])

"Ara ısıtma"

Q\_dot\_araisitma=m\_dot\_air\*(h[10]-hact[9])  
I\_araisitma[9]=m\_dot\_air\*T\_0\*((s[10]-sact[9])-(h[10]-hact[9])/T[10])  
ETA\_II\_araisitma[9]=1-I\_araisitma[9]/((1-T\_0/T[10])\*Q\_dot\_araisitma)

"Yanma odası"

Q\_dot\_yanmaodası=m\_dot\_air\*(h[8]-h[7])  
I\_yanmaodası[8]=m\_dot\_air\*T\_0\*((s[8]-s[7])-(h[8]-h[7])/T[8])  
ETA\_II\_yanmaodası[8]=1-I\_yanmaodası[8]/((1-T\_0/T[8])\*Q\_dot\_yanmaodası)

"2 numaralı türbin"

I\_tur[2]=m\_dot\_air\*T\_0\*(sact[11]-s[10])  
ETA\_II\_tur[2]=1-(I\_tur[2]/(PSI[10]-PSI[11]))

"ORC nin ikinci kanun verimi"

ETA\_ORC\_II[1]=(W\_net\_ORC\*1000)/(m\_dot\_air\*(hact[2]-h[4]-(T\_0\*(sact[2]-s[4]))))

"ORC2 çevrimi"

"Buharlaştırıcı sıcaklığını belirleme ve pinch noktası hesabı"

Tr[9]=Temperature(R\$,x=1;P=Pr[9])  
sr[9]=Entropy(R\$,x=1;P=Pr[9])  
hr[9]=Enthalpy(R\$,x=1;P=Pr[9])  
PSI\_r[9]=m\_dot\_r\_2\*((hr[9]-h\_Or\_1)-(T\_0)\*(sr[9]-s\_Or\_1))

hr[8]=Enthalpy(R\$,X=0;P=Pr[8])  
Tr[8]=Temperature(R\$,X=0;P=Pr[8])  
sr[8]=Entropy(R\$,X=0;P=Pr[8])  
PSI\_r[8]=m\_dot\_r\_2\*((hr[8]-h\_Or\_1)-(T\_0)\*(sr[8]-s\_Or\_1))

Q\_evap\_ORC2=m\_dot\_r\_2\*(hr[9]-hr[8])

"Pinch noktası sıcaklık farkı"

P[13]=P[11]  
T[13]=Temperature(R\$,X=0;P=Pr[8])+DELTA\_Tpp  
h[13]=Enthalpy(Air;T=T[13])  
s[13]=Entropy(Air;T=T[13];P=P[13])  
PSI[13]=m\_dot\_air\*((h[13]-h\_0)-T\_0\*(s[13]-s\_0))

"Türbin çıkış şartları"

sr[10]=sr[9]  
Tr[10]=Temperature(R\$,s=sr[10];P=Pr[10])  
hr[10]=Enthalpy(R\$,s=sr[10];P=Pr[10])  
hactr[10]=hr[9]-(ETA\_expander\*(hr[9]-hr[10]))  
Tactr[10]=Temperature(R\$,P=Pr[10];h=hactr[10])  
sactr[10]=Entropy(R\$,h=hactr[10];P=Pr[10])  
PSI\_r[10]=m\_dot\_r\_2\*((hactr[10]-h\_Or\_1)-(T\_0)\*(sactr[10]-s\_Or\_1))

"Türbinden üretilen güç"

W\_tr\_ORC2=m\_dot\_r\_2\*(hr[9]-hactr[10])

"Yoğuşturucu çıkış şartları"

Pr[6]=Pr[10]  
Tr[6]=303 "-----"  
hr[6]=Enthalpy(R\$,T=Tr[6];x=0)  
sr[6]=Entropy(R\$,T=Tr[6];x=0)  
Pr[6]=Pressure(R\$,T=Tr[6];x=0)

PSI\_r[6]=m\_dot\_r\_2\*((hr[6]-h\_Or\_1)-(T\_0)\*(sr[6]-s\_Or\_1))  
Q\_dot\_cond\_ORC2=m\_dot\_r\_2\*(hactr[10]-hr[6])

"Buharlaştırıcı ile ön ısıtıcı ara nokta"

Pr[8]=Pr[9]



### "Pompanın analizi"

Pr[7]=Pr[8]  
sr[7]=sr[6]  
Tr[7]=Temperature(R\$;P=Pr[7];s=sr[7])  
v\_r[6]=Volume(R\$;x=0;P=Pr[6])  
W\_pr\_isentropic=v\_r[6]\*(Pr[7]-Pr[6])  
hactr[7]=hr[6]+(W\_pr\_isentropic/ETA\_pompa)  
Tactr[7]=Temperature(R\$;P=Pr[7];h=hactr[7])  
sactr[7]=Entropy(R\$;h=hactr[7];P=Pr[7])  
PSI\_r[7]=m\_dot\_r\_2\*((hactr[7]-h\_Or\_1)-(T\_0)\*(sactr[7]-s\_Or\_1))  
W\_pr\_ORC2=m\_dot\_r\_2\*(hactr[7]-hr[6])  
  
Q\_dot\_pre\_ORC2=m\_dot\_r\_2\*(hr[8]-hactr[7])

### "Havanın ön ısıtıcı çıkış şartları"

P[14]=P[11]  
T[14]=Temperature(Air;h=h[14])  
s[14]=Entropy(Air;T=T[14];P=P[14])  
PSI[14]=m\_dot\_air\*((h[14]-h\_0)-T\_0\*(s[14]-s\_0))

m\_dot\_air\*(h[12]-h[13])=m\_dot\_r\_2\*(hr[9]-hr[8]) "m\_dot\_r\_2 bulunur"

m\_dot\_air\*(h[12]-h[14])=m\_dot\_r\_2\*(hr[9]-hactr[7]) "h[14] bulunur"

ETA\_ORC\_2=(W\_tr\_ORC2-W\_pr\_ORC2)/(Q\_evap\_ORC2+Q\_dot\_pre\_ORC2)

W\_net\_ORC\_2=(W\_tr\_ORC2-W\_pr\_ORC2)/1000

### "ORC2 çevrimi ekserji dengesi"

#### "Buharlaştırıcı ekserji dengesi"

I\_evap\_ORC2\_[1]=PSI[12]+PSI\_r[8]-(PSI[13]+PSI\_r[9])

ETA\_II\_evap\_ORC2\_[1]=(PSI\_r[9]-PSI\_r[8])/(PSI[12]-PSI[13])

#### "Ön ısıtıcı ekserji dengesi"

ETA\_II\_preheat\_ORC2\_[2]=(PSI\_r[8]-PSI\_r[7])/(PSI[13]-PSI[14])

I\_preheat\_ORC2\_[2]=PSI[13]+PSI\_r[7]-(PSI[14]+PSI\_r[8])

#### "Yoğuşturucu ekserji dengesi"

{T\_w\_3=298  
T\_w\_4=302  
P\_w\_3=200  
P\_w\_4=200}

h\_w[3]=Enthalpy(Water;P=P\_w[3];T=T\_w[3])

h\_w[4]=Enthalpy(Water;P=P\_w[4];T=T\_w[4])

s\_w[3]=Entropy(Water;P=P\_w[3];T=T\_w[3])  
s\_w[4]=Entropy(Water;P=P\_w[4];T=T\_w[4])

m\_dot\_r\_2\*(hactr[10]-hr[6])=m\_dot\_w\_2\*(h\_w[4]-h\_w[3])

PSI\_w[3]=m\_dot\_w\_2\*((h\_w[3]-h\_w\_0)-(T\_0)\*(s\_w[3]-s\_w\_0))  
PSI\_w[4]=m\_dot\_w\_2\*((h\_w[4]-h\_w\_0)-(T\_0)\*(s\_w[4]-s\_w\_0))

I\_cond\_r\_ORC2\_5]=(PSI\_w[3]+PSI\_r[10])-(PSI\_w[4]+PSI\_r[6])  
ETA\_II\_cond\_ORC2\_3]=1-(I\_cond\_r\_ORC2\_5)/(PSI\_r[10]-PSI\_r[6]))

"Türbin ekserji dengesi"

I\_expander\_ORC2\_4]=m\_dot\_r\_2\*T\_0\*(sactr[10]-sr[9])  
ETA\_II\_expander\_ORC2\_4]=1-(I\_expander\_ORC2\_4)/(PSI\_r[9]-PSI\_r[10]))

"Pompa ekserji dengesi"

I\_pump\_ORC2\_5]=m\_dot\_r\_2\*T\_0\*(sactr[7]-sr[6])  
ETA\_II\_pump\_ORC2\_5]=1-(I\_pump\_ORC2\_5)/W\_pr\_ORC2)