T.C.
HARRAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HADDEHANE TAV FIRININDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ ANALİZİ

Buğra Kağan SARPKAYA

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ŞANLIURFA
2023

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
ÇİZELGELER DİZİNİ v
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ vi
1. GİRİŞ 1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR 3
3. MATERYAL ve YÖNTEM 6
3.1. Endüstriyel Tav Fırını 6
3.1.1. Tav fırını özellikleri 6
3.1.2. Tav fırınındaki enerji verimliliği ve potansiyeli 8
3.1.3. Tav fırınlarında enerji verimliliğini etkileyen faktörler 9
3.2. Tav Fırınındaki Reküperatör ile Atık Isı Geri Kazanımı Uygulaması 10
3.3. Tav Fırını Atık Isı Geri Kazanımı İçin Güç Çevrimleri 13
3.3.1. Tav fırını sonrası Brayton çevrimi 13
3.3.2. Tav fırını sonrası Brayton-Rankine çevrimi 16
3.3.3. Tav fırını sonrası rejeneratörlü Brayton çevrimi 20
3.3.4. Tav fırını soğutma suyundan elde edilen ısı ile ORC analizi 23
3.3.5. Reküperatör sonrası ORC modellenmesi 28
3.3.6. EES (Engineering Equation Solver) programı 31
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA 32
4.1.Tav Fırını Sonrası Brayton Çevrimi Analizi 32
4.2. Tav Fırını Sonrası Brayton-Rankine Çevrimi Analizi 35
4.3.Tav Fırını Sonrası Rejeneratörlü Brayton Çevrimi Bulguları 37
4.4 Tav Fırını Soğutma Suyunun atık Isısını Kullanan ORC Çevrimi Bulguları 39
4.5. Reküperatör Sonrası ORC Sistemi Analiz Sonuçları 42
4.5.1. Reküperatör sonrası ORC maliyet hesabı 46
4.6. Oluşturulan Tüm Güç Çevrimlerinin Sonuçları 47
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER 48
KAYNAKLAR 52
EKLER 54
EK.1: Brayton Çevrimi EES Denklemleri 54
EK.2: Tav Fırını Sonrası Brayton-Rankine Çevrimi EES Denklemleri 56
EK.3: Tav Fırını Sonrası Rejeneratörlü Brayton Çevrimi EES Denklemleri 60
EK.4: Tav Fırını Soğutma Suyunun Atık Isısını Kullanan Orc Çevrimi EES Denklemleri 62
EK.5: Reküperatör Sonrası Orc Sistemi EES Denklemleri 64

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

HADDEHANE TAV FIRININDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ ANALİZİ

Buğra Kağan SARPKAYA

Harran Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Hüsamettin BULUT
Yıl: 2023, Sayfa: 67

Endüstriyel fırınlar, sanayi tesislerinde en çok enerji tüketen sistemlerdir. Enerji maliyeti, endüstriyel fırınların olduğu sistemlerde hammaddeden sonra en büyük girdidir. Endüstriyel işletmelerde, yüksek sıcaklıkta çalışan tavlama fırınları, yakıt tüketimi ve atık gazlarının çevreye yaptığı kirliliği azaltma açısından mümkün olduğunca verimli çalıştırılması gerekir. Enerji maliyetlerindeki artış, sanayi tesislerinde atık ısının enerji yönetiminde önemli bir konusu yapmıştır. Atık ısıdan ısı geri kazanımı ve önemli enerji tasarrufu elde etmek için ekonomizer, reküperatör, Organik Rankine Çevrimi (ORC) ve Brayton çevrimi gibi sistemler ve güç çevrimleri kullanılabilir. Sistemlerin doğru seçimi ve uygun çalışabilmesi için öncelikle atık ısının olduğu yerlerin belirlenmesi ve sistemlerin enerji ve ekonomik analizlerinin yapılması gerekmektedir. Bu çalışmada, bir yassı yapısal çelik üretim tesisinde bulunan endüstriyel tav fırınının atık baca gazından yararlanarak güç üretimi sağlamak için Brayton, Brayton-Rankine ve ORC Çevrimlerinin enerji analizleri yapılmıştır. Analizlerde sistem ısıl verimi, net güç üretimi ve atmosfere salınımı engellenen CO_2 miktarları hesaplanmıştır. Analizlerdeki tüm hesaplamalar Engineering Equation Solver (EES) paket programı yardımı ile yapılmıştır. Analizlerde, en yüksek verim ve güç çıktısı %46.64 ısıl verim, 3524 kW net güç ve saate 1555 kg-CO_2 ile salınım ile tav fırını sonrası Brayton-Rankine birleşik güç çevrimine ait olduğu belirlenmiştir. Reküperatör sonrası ORC'nin çevriminde n-pentan, siklo-hekzan ve Tolüen akışkanları kullanılması durumunda en uygun akışkanın siklo-hekzan olduğu görülmüştür. Reküperatör sonrası ORC güç çevriminde çalışma akışkanı olarak siklo-hekzan kullanımında %21.68 ısıl verim, 518.2 kW güç ve 228 kg-CO_2 salınımı elde edilmiştir. Tav Fırını reküperatör sonrası ORC güç çevrimlerinde basit geri ödeme süresi 2.5 yıl olarak hesaplanmıştır.

ANAHTAR KELİMELER: Tav fırını, Enerji verimliliği, Brayton çevrimi, Rankine çevrimi, Organik Rankine çevrimi

ABSTRACT

MSc Thesis

ENERGY EFFICIENCY ANALYSIS IN INDUSTRIAL REHEATING FURNACE

Buğra Kağan SARPKAYA

Harran University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Hüsamettin BULUT
Year: 2023, Page: 67

Industrial furnaces are the systems that consume the most energy in industrial facilities. Energy cost is the biggest input after raw material in systems with industrial furnaces. In industrial enterprises, annealing furnaces operating at high temperatures should be operated as efficiently as possible in terms of fuel consumption and reducing the pollution of waste gases to the environment. The increase in energy costs has made waste heat an important issue in energy management in industrial facilities. Systems such as economizer, recuperator, Organic Rankine Cycle (ORC) and Brayton cycle, and power cycles can be used to recover heat from waste heat and achieve significant energy savings. For the correct selection and proper operation of the systems, it is necessary to determine the places where the waste heat is located and to make energy and economic analyzes of the systems. In this study, energy analyzes of Brayton, Brayton-Rankine and ORC Cycles were carried out to provide power generation by utilizing the waste flue gas of an industrial annealing furnace in a flat structural steel production facility. In the analysis, the thermal efficiency of the system, the net power generation and the amount of CO2 that is prevented from being released into the atmosphere were calculated. All calculations in the analyzes were made with the help of the Engineering Equation Solver (EES) package program. In the analyzes, it was determined that the highest efficiency and power output belonged to the Brayton-Rankine combined power cycle after the annealing furnace, with a thermal efficiency of 46.64%, a net power of 3524 kW and an emission of 1555 kg-CO2 per hour. In the case of using n-pentane, cyclo-hexane and toluene fluids in the cycle of the ORC after the recuperator, it was seen that the most suitable fluid was cyclo-hexane. In the after recuperator ORC power cycle, 21.68% thermal efficiency, 518.2 kW power and 228 kg-CO2 per hour emission were obtained in the use of cyclo-hexane as the working fluid. The simple payback period for ORC power cycles after the Annealing Furnace recuperator has been calculated as 2.5 years.

KEYWORDS: Reheat furnace, Energy efficiency, Brayton cycle, Rankine cycle, Organic Rankine cycle

TEŞEKKÜR

Tezin konusunun seçiminde, uygulamasında ve çalışmamda yol gösterici olan, olumlu tavrıyla beni cesaretlendiren ve yardımlarını esirgemeyen öğrencisi olmaktan gurur duyduğum değerli danışman hocam Sayın Prof. Dr. Hüsamettin BULUT'a teşekkür ederim.

Bu çalışmayı hazırlarken bana veri toplama ve topladığım verileri kullanma imkanı sunan Tosçelik Profil ve Sac End. A.Ş. yönetimine, bilgisinden ve manevi desteğinden faydalandığım Sıcak Haddahane Müdürü Kerem TÜRER ve çalışma ekibine teşekkürlerimi sunarım.

Her türlü zorluğun üstesinden gelmemde desteklerini esirgemeyen, yüreklendirici sözleriyle bana akademik yolda yürüme şevki kazandıran sevgili eşim Ayşegül SARPKAYA'ya, tez çalışmalarım sırasında ihmal ettiğim canım oğlum Ahmet Asaf SARPKAYA'ya sonsuz teşekkür ederim.

Tüm hayatım boyunca benim yanımda olan, aldığım kararları her zaman destekleyen, sadece bu çalışma sürecinde değil tüm hayatım boyunca beni cesaretlendiren ve moral veren, varlığıyla beni ben yapan annem Emine SARPKAYA'ya, rahmetli babam Ahmet SARPKAYA ve kardeşim İbrahim SARPKAYA'ya sonsuz şükranlarımı sunar ve teşekkür ederim.

Şanlıurfa, 2023.
Buğra Kağan SARPKAYA

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 3. 1. Yürüyen Tabanlı Tav Fırını 7
Şekil 3. 2. Tav Fırını 7
Şekil 3. 3. Tav fırını çalışma prosesi 8
Şekil 3. 4. Tav fırını ısı kayıplarının Sankey diyagramında gösterimi 9
Şekil 3. 5. Tav fırını akış diyagramı 10
Şekil 3. 6. Kanal tipi Reküperatör 12
Şekil 3. 7. Tav Fırını Egzoz Gazı Kullanılarak Oluşturulan Brayton Çevrimi 13
Şekil 3. 8. Tav Fırını Egzoz Gazı Kullanılarak Oluşturulan Brayton -Rankine Çevrimi 17
Şekil 3. 9. Tav Fırını Egzoz Gazı Kullanılarak Oluşturulan Rejeneratörlü Brayton Çevrimi 20
Şekil 3. 10. Yürüyen tabanlı fırın şematik ve görsel resmi 24
Şekil 3. 11. ORC sistemi ve ana elemanları 24
Şekil 3. 12. Soğutma suyu atık ısısının ORC sisteminde kullanımı 25
Şekil 3. 13. Reküperatör sonrası ORC sistemi 29
Şekil 4. 1. Tav fırını sonrası Brayton Çevrimi için T-s diyagramı 33
Şekil 4. 2. Kompresör giriş havası sıcaklığının net güç ve ısıl verime etkisi 34
Şekil 4. 3. Egzoz gazı çıkış sıcaklığının çevrimdeki net güç çıkışı ve ısıl verime etkisi 34
Şekil 4. 4. Türbin Egzoz gazı çıkış sıcaklığının çevrimdeki rankine net güç çıkışı ve ısıl verime etkisi 37
Şekil 4. 5. Tav fırını egzoz gazı çıkış sıcaklığının rejeneratör ve rejeneratörsüz verime etkisi 38
Şekil 4. 6. Evaporatör sıcaklığının ısıl verim ve net güç çıkısına etkisi 40
Şekil 4. 7. Buhar debisi miktarının pompa ve net güç çıkışına etkisi 41
Şekil 4. 8. Soğutma suyu sıcaklığının ısıl verim ve net güce etkisi 42

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa No

Çizelge 3. 1. Atık gaz ve yakma havası sıcaklığının ısıl verime olan etkisi 11
Çizelge 3. 2. Reküperatör Giriş-Çıkış Parametrelerinin Ölçüm Verileri 13
Çizelge 4. 1. Brayton çevriminde hava için termodinamik özellikler 32
Çizelge 4. 2. Brayton çevriminin enerji analizi 32
Çizelge 4. 3. Brayton ve Rankine birleşik çevrimi termodinamik özellikleri 35
Çizelge 4. 4. Brayton ve Rankine birleşik çevrim enerji hesaplamaları 36
Çizelge 4. 5. Rejeneratörlü Brayton çevrimi termodinamik hesaplamaları 37
Çizelge 4. 6. Rejeneratörlü Brayton çevrimi debi, güç ve ısıl verim değerleri 38
Çizelge 4. 7. ORC çevriminde noktaların R245fa için termodinamik özellikleri 39
Çizelge 4. 8. Organik Rankine çevrimi güç ve ısıl verim değerleri 40
Çizelge 4. 9. ORC'deki akışkanlar ve özellikleri 43
Çizelge 4. 10. Organik Rankine Çevrimlerinde kullanılan Tolüen akışkanının termodinamik özellikleri 43
Çizelge 4. 11. Organik Rankine Çevrimlerinde kullanılan n-pentan akışkanının termodinamik özellikleri 44
Çizelge 4. 12. Organik Rankine Çevrimlerinde kullanılan siklo-hekzan akışkanının termodinamik özellikleri 44
Çizelge 4. 13. Tolüen, n-pentan ve siklo-hekzan akışkanlı ORC çevriminin enerji analizi 45
Çizelge 4. 14. ORC sisteminin maliyet hesabı 46
Çizelge 4. 15. Tav Fırını atık ısıları için güç çevrim modelleri sonuçları ve karşılaştırılması 47

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

BC	Brayton Çevrimi
C_p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
CO_2	Karbondioksit
g	Gerçek
h	Entalpi (kJ/kg)
I	İzentropik
Nm	Norm metre küp
ORC	Organik Rankine Çevrimi
T_{kritik}	Kritik sıcaklık (°C)
T_{sat}	Doyma noktası sıcaklığı (°C)
$\dot{Q}$	Isı akısı (kW)
$\dot{W}$	Güç (kW)
η	Isıl verimi (%)
r_p	Basınç Oranı
$\dot{m}$	Kütlesel Debi (kg/s)
ν	Özgül Hacim (m^3/kg)
ε	Rejeneratör etkinliği

1. GİRİŞ

Teknolojinin varlığı ve her geçen gün gelişmeye devam etmesi insan hayatını kolaylaştırmaktadır. Teknolojinin gelişimi ile insan hayatında var olan ve kullanımı her alana yayılan enerji kaynaklarının tüketimi arttırmaktadır. Her alanda kullanılan ve zorunluluk haline gelen enerjiye olan ihtiyaç, enerjinin sürekliliğini gerektirmektedir. Gelişen teknoloji için var olan enerjinin yeterli gelmemesi ve dünyada enerjiye olan ihtiyaç ile birlikte enerjinin verimli olarak harcanması konusu birçok bilimsel çalışmada ispatlanmıştır. Dünyada bulunan tüm organizasyonlar enerji tüketiminin tasarrufu için çeşitli çalışmalar yürütmektedir. Bu kapsamda bilim insanları enerjinin farklı yollarla üretimi konularını tekrar ele alarak enerji verimliliği ve tasarrufu konusunda çalışmalara önem vermişlerdir (Çengel, 2011).

Günümüzde ülkelerin gelişmişlik düzeyleri enerji ihtiyacı, üretimi, verimliliği ve tasarrufu ile belirlenmektedir. Gelişmiş ülkelerde bulunan demir-çelik endüstrisinin enerji ihtiyacı, yüksek enerji tüketiminden sebebi ile oldukça fazladır. Çelik, inşaat, enerji, taşımacılık ve yassı mamul sanayileri (otomotiv, beyaz eşya, boru vb.) birçok farklı alanlarda kullanılan ham maddelerdendir. Demir-Çelik endüstrisi de dünya genelinde enerji ihtiyacı en çok olan sektörlerin başında gelir (Si ve ark. 2011).

Demir ve çelik endüstrisi yıl bazında yaklaşık olarak 24 EJ (24x1018 J) enerji kullanımıyla en çok enerji tüketen sektördür. Demir ve çelik sektöründe kullanılan enerji miktarı dünyadaki toplam enerji miktarının %5'idir. Bu sektörde üretim için harcanan paranın %27~33'lük kısmı enerji olarak görülmekte ve bu maliyetlerin azaltılması konusunda çalışmalar yapılmaktadır. Endüstriyel fırınlar, yüksek sıcaklıklarda uygulanan ısıl işlem fırınları, endüstriyel sektörlerde yakıt tüketimi ve atmosfere gönderdiği emisyonlar bakımından mümkün olduğunca verimli çalıştırılması gerekli uygulamalardır (Xu ve ark. 2010).

Endüstriyel tesislerde büyük miktarlarda atık ısı üretilir. Atık ısının geri kazanılması ekonomik ve çevresel faydaları değerlendirilip uygulamaya

geçirilmelidir. Yüksek sıcaklık ve büyük kapasiteli atık ısı kaynaklarında rankine çevrimi kullanılmaktadır. Rankine çevriminde çalışma sıvısı olarak su kullanılmaktadır. Düşük sıcaklık ve küçük kapasiteli atık ısılarda organik rankine cevrimi (ORC) uygulanmaktadır. ORC çevriminde çalışma sıvısı olarak organik akışkanlar kullanılmaktadır (Li ve ark. 2015).

Organik Rankine Çevrimi (ORC), enerji yoğun endüstriyel proseslerden ısı geri kazanımında önemli fırsatlara sahip bir teknolojidir. Avrupa Birliği'nin 27 ülkesinde çimento, çelik, cam ve petrol ve gaz endüstrilerine kurulabilecek ORC birimlerinin, işletmede veya yapım aşamasında olan gerçek tesislerle ilgili kapsamlı bir çalışma yapılmıştır. Yıllık çalışma saatlerinin sayısına bağlı olarak enerji tasarrufu sağlanıp bunun sonucunda CO_2 emisyonu ve elektrik harcamasındaki azalmanın bir değerlendirmesi de sağlanmaktadır. Enerji tüketiminin yoğun endüstrilerde ısı geri kazanımına ilişkin bir Avrupa araştırma projesi çerçevesinde yürütülen çalışma, yaklaşık olarak yılda 20,000 GWh'e kadar geri kazanılabilir ısıl enerji ve bunun sonucunda 7.6 Milyon ton (Mt) CO_2 salınımı engellenebileceği hesaplanmıştır (Campana ve ark. 2013).

Bu çalışmada yassı yapısal çelik üretim tesisinde bulunan endüstriyel bir tav fırınında fabrika gerçek çalışma verileri alınarak enerji verimliliği, tasarruf yöntemleri ve atık gazdan ısı geri kazanımı için güç çevrim modelleri oluşturulup enerji verimliliği hesaplanmıştır. Hesaplanan güç çevrimleriyle atık ısıdan elektrik üretim kapasitesi hesaplanması sonucu çevreye salınımı gerçekleştirilen CO_2 salınımının ne kadar azaltılabileceği belirlenmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

ORC sistemini buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimiyle beraber birleşim yaparak termodinamik yönden incelemiştir. Bu birleşimin sonucunda, güç üretimi gerçekleşirken soğutma işlemi de yapmıştır. Akışkan olarak R600a, R601 ve R600 kullanılmış olup, bu akışkanların başarımları kendi içinde karşılaştırılmıştır. Bununla birlikte, dünyada kullanımı fazla olan R245fa akışkanı ile başarımlarını kıyaslamıştır. Termodinamik açıdan incelenen, çalışmanın sonucu olarak R601 akışkanının diğerlerine göre daha iyi başarım sağladığını görmüştür (Cihan, 2014).

Demir çelik fabrikasında tav fırınının taşıyıcı kirişleri ve gövde soğutma suyu atık ısısını ORC çevriminde uygulayarak enerji üretimini incelemiştir. Yapılan çalışma sonucunda ORC verimliliğin iki değişik biçimdeki termal verimliliklerini %8,8 ve %10,2 değerlerinde bulmuştur (Kaşka, 2014).

Organik Rankine çevrimi tasarımı tolüen akışkanı kullanılarak, haddehane tav fırınında bulunan bacadan atmosfere salınımı yapılan atık ısının sıcaklık değerleri ve baca gazı sıcaklık değerleri değişiminin fırının bölgesel sıcaklıklarına etkisi tespit edilmiştir. Sistemin hesaplamalarında Excel ve EES (Engineering Equation Solver) programları kullanılarak, ORC sistemi için enerji ve ekserji çözümlemelerini incelemiştir. Çalışmanın sonucunda, tav fırının çalışma sırasındaki ısı başarımını etkileyen değişkenler tespit edilmiştir. Yapılan çözümleme sonunda tasarımı yapılan ORC çevriminin enerji verimi ve ekserji verimleri sırasıyla %21.76, %46.02 olarak hesaplanmıştır. Sistemdeki ekserjinin %53,98'inin kaybolduğu gözlemlenmiştir. Bu hesaplamalar sonucu saatlik olarak 370 kW elektrik üretimi , yıllık olarak 3470 MWh elektrik üretimi hesaplanmıştır (Kurbanoğlu. 2017).

Sung ve arkadaşları yaptıkları çalışma ile çelik işleme tesisine küçültülmüş boyutta 200 kW'lık bir ORC sistemi tasarlamayı ve kurmayı amaçlamışlardır. Baca gazının gerçek değerleriyle gösterilmek istenen ORC sisteminde, 140 ºC sıcaklık için R245fa soğutucu akışkanı kullanmışlardır. Buharlaşma ve yoğunlaşma basınçları

sırasıyla 2.090 kPa ve 220 kPa olarak, termal verimliliği %12,9 ve net güç ise 235.7 kW değerleri kullanılmıştır. Elektrikli ısı kaynağı kullanarak deneysel başarım sonunda net güç çıkışını 177.4 kW termal verimliliği ise %9,6 olarak tespit etmişlerdir. Sonuç olarak 14.000 dev/dk'da türbinin izentropik verimliliği %68,1 jeneratör verimliliği %98,5 olarak hesaplanmıştır. Sonrasında bacadan alınan değerlerle kurmuş oldukları ORC sisteminin en yüksek çalışma yükünde deneysel net gücü 105.8 kW termal verimliliği ise %8,6 olarak hesaplanmıştır (Sung ve ark. 2016).

Li ve arkadaşları yaklaşık olarak 600ºC'de ilk sıcaklıktaki baca gazında ısının geri kazanımında hava bazlı açık Brayton çevrimi (BC) ve organik trans kritik çevrimden (OTC) oluşan birleşim kullanmışlardır. Isı kaynağı ile OTC alt döngüsü arasındaki sıcaklık farkını kapatmak için ise BC üst döngü olarak sisteme eklemişlerdir. İstenilen sıcaklık için ısı kaynağının ısı atımı işlemi ile çevrimin ısı ekleme işlemi arasında eşleştirme sağlamışlardır. BC için termal kararlılığı nedeniyle akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sonuç olarak, OTC akışkan seçiminin ve BC'nin basınç oranı değerinin sistem çalışma başarımında etkili olduğunu, BC genleşme işleminde havanın ilk sıcaklığı ve ilk basıncı gibi diğer değişkenlerin değerleri, OTC genleşme sürecindeki organik sıvının sıcaklığı, OTC'nin yoğuşma sıcaklığı da sistem başarımını etkilediğini tespit etmişlerdir. Benzen, toluen, heptanlar, aseton ve R113, gibi akışkan sıvılar OTC'nin çalışmasında kullanılan akışkanlardan en iyi sonucu benzen ile en yüksek 175.87 kJ/(kg-baca gazı) net güç çıkışı elde ettiklerini hesaplamışlardır (Li ve ark. 2015).

Zhang ve arkadaşları yüksek fırın cürufunun atık ısısının verimli kullanımı için hava Brayton çevrimini kullanmışlardır. Hava Brayton çevriminin sonlu zamanlı termodinamik modellemesini yaparak atık ısı geri kazanımı başarımının kurulur ve atık ısı geri kazanımı çözümlemesini yapmışlardır. Dahası, kompresörün basınç oranı ve bağıl basınç giriş düşüşü en iyi durumuna getirmişlerdir. Sonuç olarak en yüksek güç çıkışının 51.46 kW, kompresör basınç oranı 4.29 ve kompresör giriş bağıl basınç düşüşü 0.023 olduğu zaman en yüksek ısı geri kazanım verimliliği %11.98 ve karşılık gelen termal verimlilik ise %20.70 olarak bulunmuştur (Zhang ve ark. 2015).

Kızılkan tarafından yapılan bu çalışmada, atık ısının uygulanabilirliğini araştırılmıştır. Kapalı Brayton Çevrimi (BC) ve Rankine Çevrimini (RC) enerji ve ekserji açısından karşılaştırmalı olarak çözümlenmiştir. Çalışmanın sonucunda, gerçek RÇ için net güç 8275 kW olarak hesaplanırken, CO_2-BC için ise, 9363 kW net elektrik üretimi sağladığını gözlemlemiş ve sCO_2-BC'nin gerçek buharlı RC'den daha yüksek başarım gösterdiğini incelenmiştir. Buna ek olarak, sCO_2-BC ve buhar RC için sırasıyla, enerji verimleri %27,6 ve %24,18 olarak bulunurken, ekserji verimleri sırasıyla %58,22 ve %51,39 olarak hesaplanmıştır (Kızılkan, 2020).

Uusitalo ve arkadaşları tarafından yapılan bu çalışmada, büyük ölçekli motorların egzoz gazı ısısını geri kazanımı için Brayton çevrimleri incelenmiştir. Üzerinde çalışılan proses konfigürasyonları, basit geri kazanımlı çevrim ve ara soğutmalı geri kazanımlı çevrimler olarak kullanılmıştır. CO_2 ve etan ile çalışan çevrimler hem basit hem de ara soğutmalı çevrim konfigürasyonunda en yüksek başarımla sonuçlanmış, en düşük çevrim performansları ise etilen ve R116 akışkanları olduğu gözlemlenmiştir (Uusitalo ve ark. 2019).

Bor tarafından yapılan çalışmada, ısı kaynağı olarak Brayton sistemindeki rejeneratör ve ara soğutucudan salınımı yapılan atık ısıyı ,ORC sisteminin ısı kaynağı olarak kullanılıp termodinamik çözümlemesi yapılmıştır. Hesaplama sonucunda basınç oranı, türbine giren sıcaklık değeri , kompresörün izentropik ve türbin veriminin başarımı ve verime etkenlerini araştırılmıştır. Çalışmanın sonucunda, türbin giriş sıcaklığı, izentropik kompresör ve türbin veriminde ve basınçtaki oran arttıkça sistemdeki net güç artmış, enerji ve ekserji verimleri ise azaldığı görülmüştür. Buna ek olarak, ORC'de ısıl veriminde, en iyi başarımı Benzen akışkanı sağlarken en az verimi de p-Ksilen akışkanı sağladığı gözlemlenmiştir (Bor, 2016).

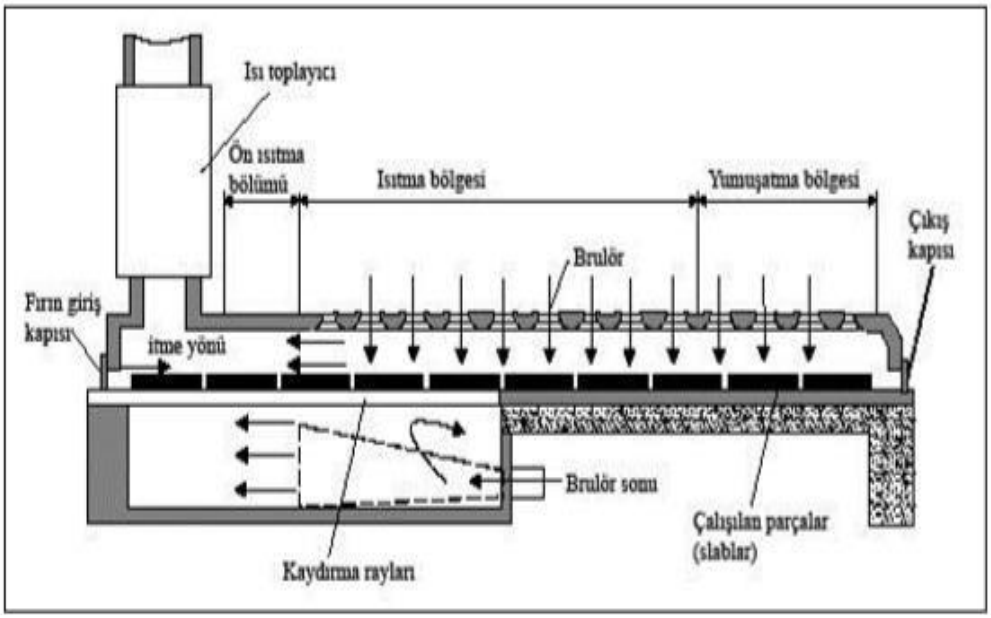
.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

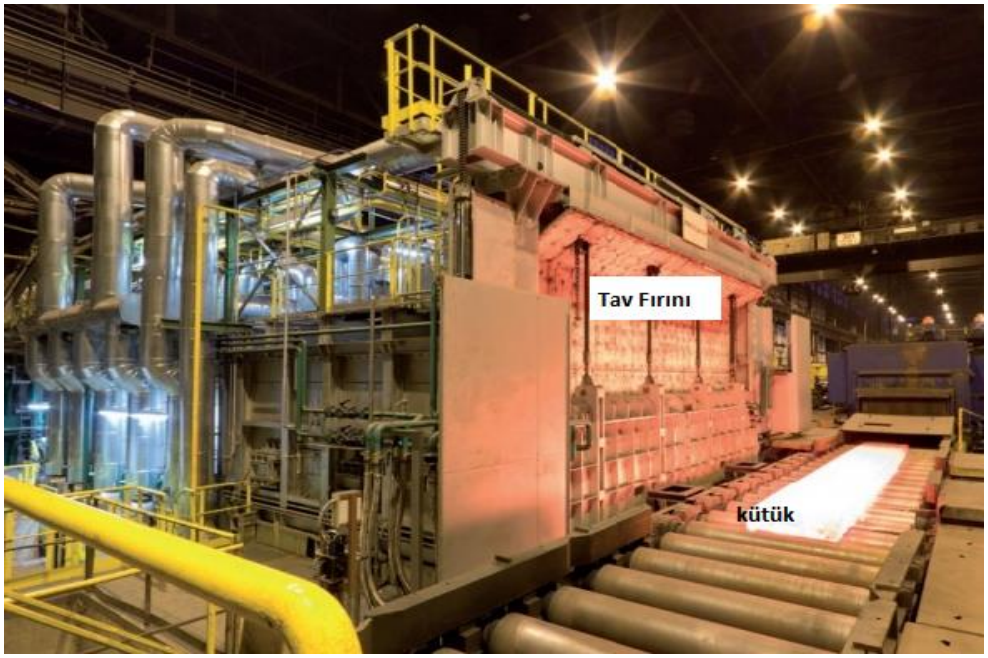
3.1. Endüstriyel Tav Fırını

3.1.1. Tav fırını özellikleri

Demir-Çelik haddehanesindeki sıcak haddeleme prosesinde çelik kütük, slab ve blumla 1150 ile 1250 °C'ye kadar ısıtılarak tavlanmaktadır. Kütük, slab ve blumlar tav fırınında tavlanarak prosesin sağlıklı bir şekilde çalışabilmesi için plastik şekil verme sıcaklığına kadar çıkarılıp haddelenerek şekillendirilmektedir. Malzemede istenilen plastik şekil vermenin sağlanabilmesi için tav fırınında ürünlerin homojen tavlanması gerekmektedir. Malzemeye eşit ısıyı dağıtabilmek için tav fırınları ön ısıtma bölgesi, ana ısıtma bölgesi (tav bölgesi), ve dinlendirme (cehennemlik) olmak üzere 3 ana bölümden oluşmaktadır. Tav fırını ana bölgelerindeki ihtiyaç duyulan ısıl enerji ihtiyacı brülörler sağlamaktadır. Brülörler petrol ürünlerinden (doğalgaz, fueloil vb.) yakıtlarla çalışıp tav fırınında istenilen ısıl enerjiyi sağlayıp yarı mamüllerin belirlenmiş homojen tavlama sıcaklığına gelmesini sağlar. Tav fırını içerisindeki yarı mamül çelikler hareketli taban yardımıyla hareket etmektedir (Çelik, 2019). Şekil 3.1'de yürüyen tabanlı tav fırınının iç yapısı ve Şekil 3.2'de ise dıştan görünümü verilmiştir.



Şekil 3. 1. Yürüyen Tabanlı Tav Fırını (AB, 2001)



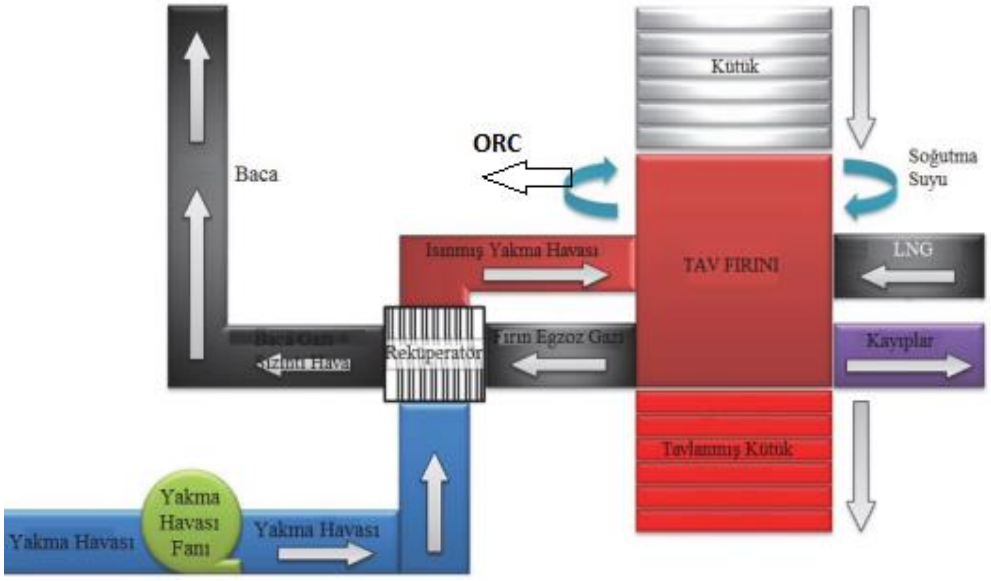
Şekil 3. 2. Tav Fırını (SMS, 2020)

Tav fırının kapasitesi, 1 saatte tav fırınında tavlayabileceği çelik tonajına göre hesaplanır. Tav fırının kapasitesi 250 ton/saat olup boyu 43 metre, genişliği 10 metredir. Fırında yakıt olarak ısıl değeri 8300-8700 kcal/Nm3 olan doğalgaz kullanılmaktadır.

3.1.2. Tav fırınındaki enerji verimliliği ve potansiyeli

Tav fırınlarında sıcak haddelemesi yapılmak üzere ısıtılan yarı mamulün enerji maliyetlerinde ilk sıralarda yer aldığı bilinmektedir. Bu sebeple dolayı fırınların enerji verimliliği, atık ısı kazanım sistemleri çalışmaları yapılmaktadır. Örnek olarak bacadan atmosfere salınan egzoz gazlarından atık ısısının kazanılması için Organik Rankine Çevrimleri (ORC), yanma hava sıcaklığının arttırılması için reküperatör vb. uygulamalar tav fırınlarına sıklıkla bütünleşmiştir. Avrupa'da yapılan bir araştırma sonrasında yaklaşık olarak yılda 20,000 GWh'e kadar geri kazanılabilir ısıl enerji olduğu hesaplanmıştır (Yıldırım, 2018).

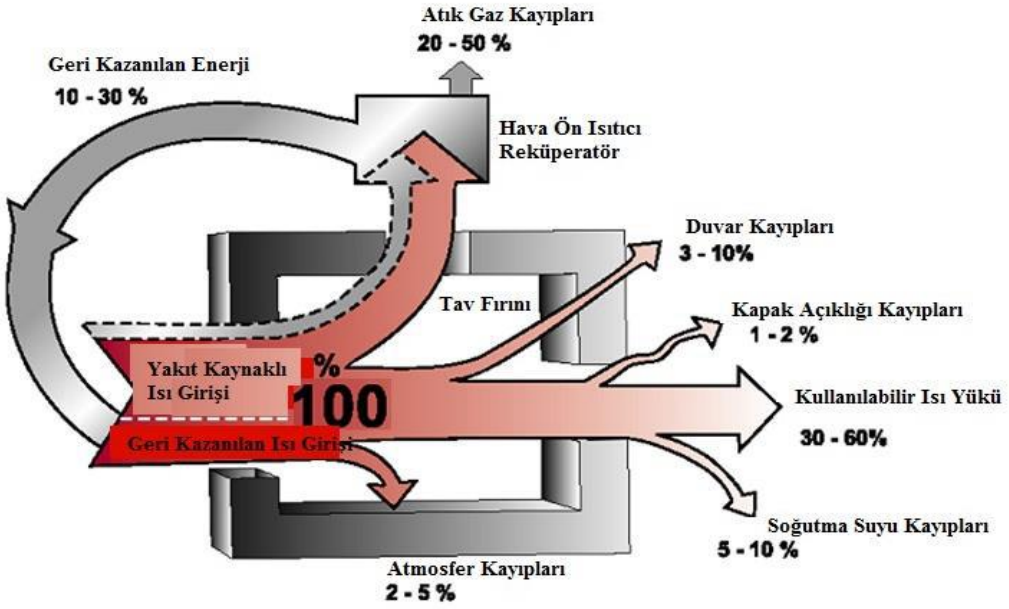
Tav fırınındaki yürüyen tabanın alt kısmındaki ısıdan enerji kazanımı ve çalışma prensibi Şekil 3.3'te verilmiştir. Reküperatör kısmından yakıt besleme havasına ön ısıtma yapılmaktadır, soğutma suyu kısmı ise yürüyen tabanlı fırının içerisindeki sabit ızgaraların içine yerleştirilmiş borular aracılığıyla elde edilen buhar ORC ünitesine gönderilmektedir.



Şekil 3. 3. Tav fırını çalışma prosesi (Eyidoğan ve ark. 2014)

Şekil 3.4'teki Sankey diyagramında Tav Fırındaki ısı kayıpları gösterilmiştir. Diyagramdan en yüksek enerji miktarının hammaddeye aktarıldığı (%30-%60) ve en

yüksek ısı kaybının (%20-%50) ise bacadan çevreye atılan atık gazlardan olduğu görülmektedir. Atık gaz ısının reküperatörde ısı geri kazanımı yapılarak tav fırının brülörlerine daha sıcak yakma havası ile %10-%30 arasında ısı geri kazanımı alınmaktadır (Kurbanoğlu, 2017).



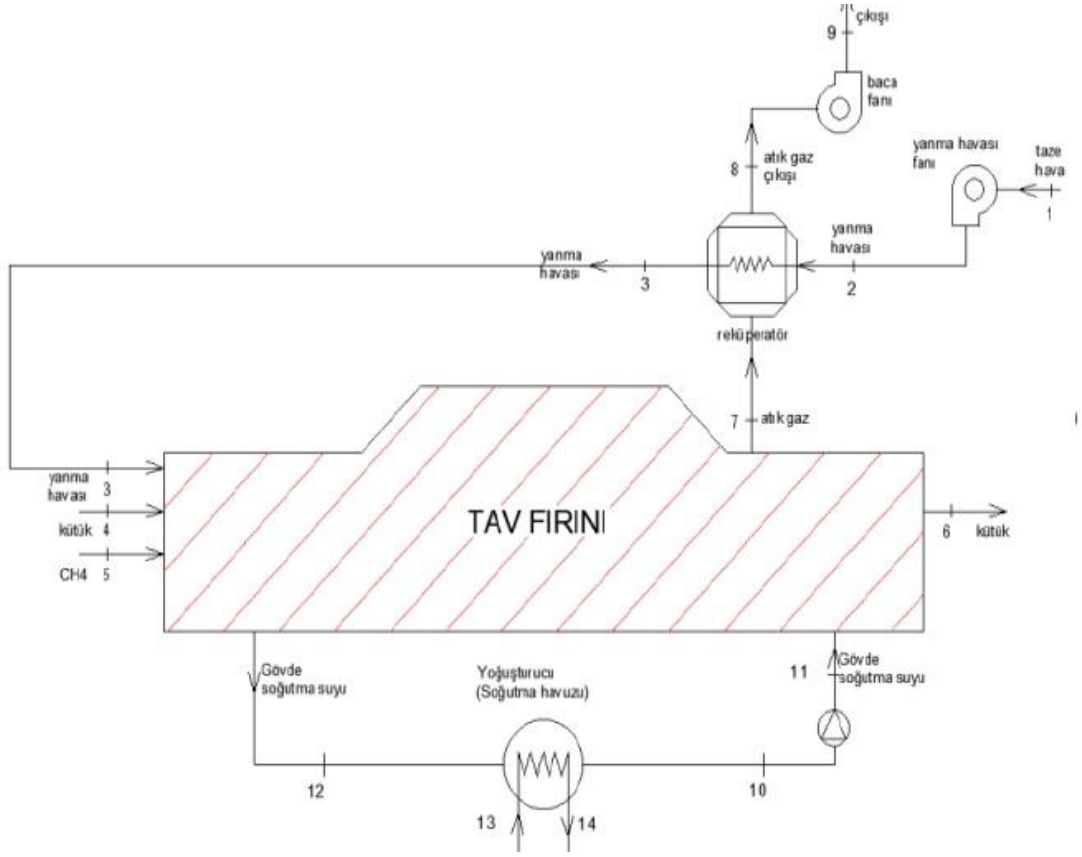
Şekil 3. 4. Tav fırını ısı kayıplarının Sankey diyagramında gösterimi (Kurbanoğlu, 2017)

3.1.3. Tav fırınlarında enerji verimliliğini etkileyen faktörler

Yakıt gideri, sanayi tesislerinde üretim maliyetlerinin büyük bir bölümünü oluşturması ve elektrik ve yakıt maliyetlerinin sürekli artması enerji verimliliği ve tasarrufunu yapılmasını zorunlu hale getirmiştir. Sürekli fırınlar, yığın fırınların harcamış olduğu yakıt açısından daha verimlidirler. Bunun sebebi proses durmadığı için soğuma ve ısınma kayıpları yaşanmamaktadır (Trink ve ark. 2004). Yakıt çeşidi, hava-yakıt oranı, eksik yanma, baca atık gazı sıcaklığı, yakma havası, duvarlardaki kayıplar, açıklık kayıpları, gövde soğutma suyu kayıpları, tufal kayıpları, ve kütük giriş sıcaklığı tav fırınlarındaki ısıl verimi etkileyen en temel parametrelerdir.

3.2. Tav Fırınındaki Reküperatör ile Atık Isı Geri Kazanımı Uygulaması

Tav fırınında yakıt olarak ısıl değeri 8300-8700 kcal/Nm^3 olan doğal gaz kullanılmakta ve yakma havası 4 adet 58902 m^3/h kapasiteli fandan temin edilmektedir. Yakma havası baca kanalındaki reküperatörlerde ısıtıldıktan sonra burnerlere (yakıcılara) gönderilir. Normal çalışma şartlarında iki fan devrededir. Diğer iki fandan birisi yedek ve 4 nolu fan ise acil durumda devreye alınmak üzere bekletilir. Tav fırının akış şeması Şekil 3.5'te gösterilmektedir.



Şekil 3. 5. Tav fırını akış diyagramı (Çelik, 2019)

Reküperatör, bacadan atılan atık ısının yakma havasına transfer edildiği ısı değiştiricilerdir. Reküperatörde yakma havası boru demetlerinden akış sağlarken, baca gazı bu boruların yüzeyinden aynı veya karşıt akışlı olarak geçebilmektedir. Tav fırınının ısıl verimi, atmosfere atılan egzoz gazının ısıl enerjisinin yakma havasına transfer edilmesiyle arttırılır. Tav fırınındaki yanma sıcaklıkları üretim prosesine ve kapasitesine bağlı olarak değişebilir. Yüksek sıcaklıkta çalışan fırınlarda yakma

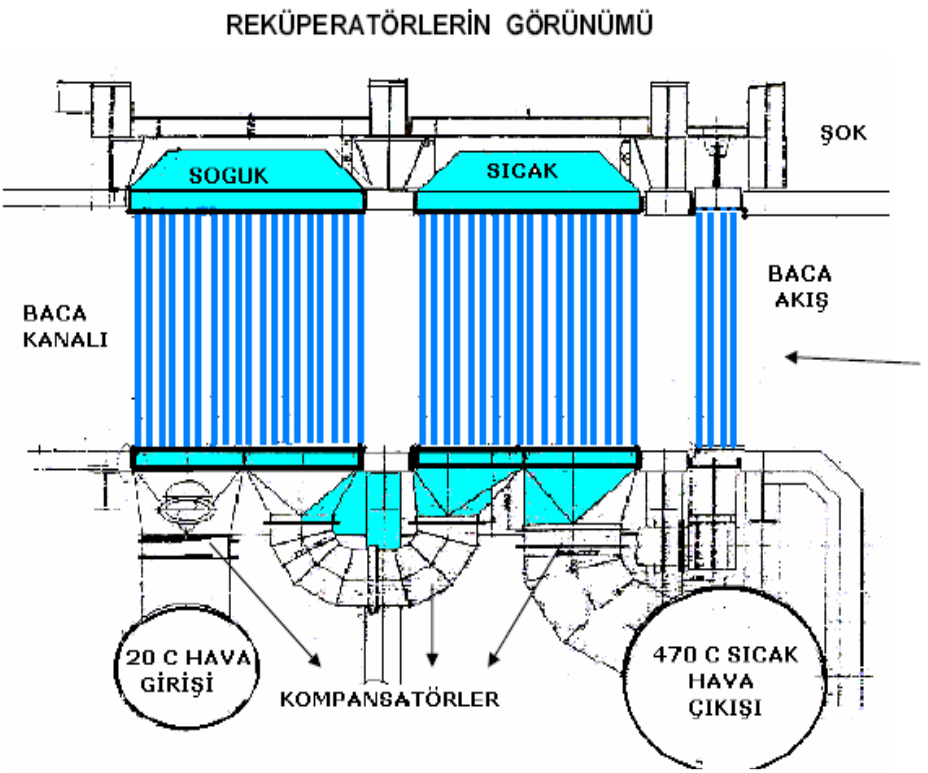
havasının sıcaklığı arttıkça yanma için tutuşma süresi azalması sonucu yakıt tüketiminde azalış meydana gelecektir.

Çizelge 3.1'de atık gaz sıcaklığının artmasına bağlı olarak yakma havası sıcaklığının artmasıyla yakıt tasarrufundaki artış görülmektedir. Fakat bu sistemler için reküperatörün yüzey alanı artacağından yeterli alan olması gerekmektedir.

Çizelge 3. 1. Atık gaz ve yakma havası sıcaklığının ısıl verime olan etkisi (Waste, 2011)

	Yakma Havası Sıcaklığı (°C)				
Atık Gaz Sıcaklığı(°C)	204	316	427	538	649
1427	%22	%30	%37	%43	%48
1316	%18	%26	%33	%38	%43
1204	%16	%23	%29	%34	%39
1093	%14	%20	%26	%31	%36
982	%13	%19	%24	%29	%33
871	%11	%17	%22	%26	%30
760	%10	%16	%20	%25	%28

Kanal tipi reküperatörlerde akışkanlar birbiriyle karışmaması için belirli aralıklarla tasarlanmış boru demetlerinden oluşmaktadır. Egzoz gazları boruların dış yüzeyinden geçerken temiz hava (yakma havası) boruların içinden geçmektedir. Yakma havası Şekil 3.6'da görüldüğü gibi fan yardımıyla yüksek basınçla reküperatöre gönderilir. Egzoz gazı da atmosfere gönderilmeden önce reküperatöre gönderilerek boruların dışından geçerek sahip olduğu ısıyı boruların içinden geçen yakıt havasına transfer eder. Isınan yakıt havası fırının girişinde bulunan yakıcılara gönderilir.



Şekil 3. 6. Kanal tipi Reküperatör

Atık gaz ile ilgili olarak; toplam baca atık gazı, sistemde iki adet baca gazı çıkış kanalı, her kanalda iki adet reküperatör olmak üzere toplam 4 adet reküperatör bulunmaktadır. Tav fırınının üretim kapasitesine bağlı olarak egzoz ve yakma havası gaz debisi, basınç düşüşleri, reküperatöre giren yakma havası ve egzoz gazının giriş-çıkış sıcaklık değerleri Çizelge 3.2'de belirtilmiştir. Çizelge 3.2'de görüldüğü üzere yeni bir reküperatörle birlikte yakma havası çıkış sıcaklığı 450 °C 'nin üzerine çıkarılıp, Egzoz gazı çıkış sıcaklığı düşürülebilecektir. Yakma hava çıkış sıcaklığı yükselmesiyle birlikte doğalgaz tüketimi azaltılabilir. Egzoz gazı çıkış sıcaklığı düşürülmesiyle birlikte atmosfere salınımı yapılan CO_2 miktarı da azalacaktır.

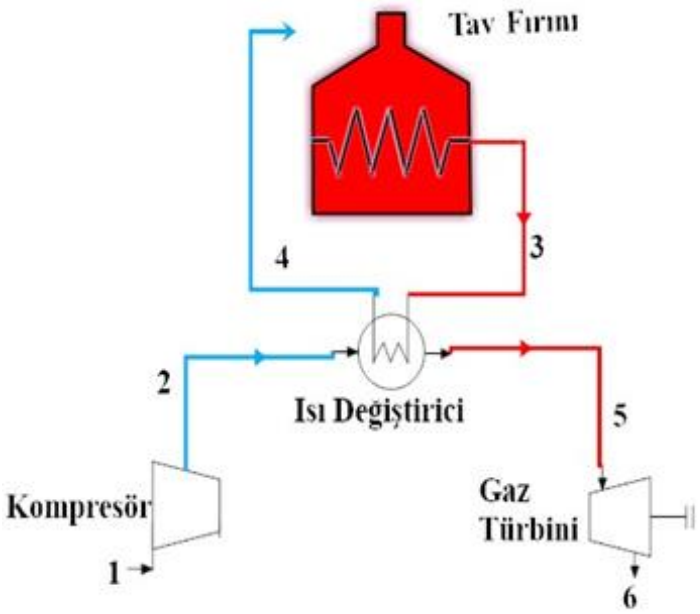
Çizelge 3. 2. Reküperatör Giriş-Çıkış Parametrelerinin Ölçüm Verileri

Ölçüm Verileri	Birim	Normal	Maksimum
Egzoz gazı debisi	m^3/h	61096.2	65000
Egzoz gazı giriş sıcaklığı	℃	650	800
Egzoz gazı çıkış sıcaklığı	℃	420	450
Egzoz gazı basınç düşüşü	*mmSS*	11	16
Ön ısıtılacak yakma havası debisi	m^3/h	55542	58000
Yakma havası giriş sıcaklığı	℃	20	35
Yakma havası çıkış sıcaklığı	℃	400	450
Yakma havası basınç düşüşü	*mmSS*	280	380

3.3. Tav Fırını Atık Isı Geri Kazanımı İçin Güç Çevrimleri

3.3.1. Tav fırını sonrası Brayton çevrimi

Tesiste bulunan tav fırınındaki 9.4575 kg/sn kütlesel debide ve yaklaşık olarak 800 ºC sıcaklıktaki baca gazında ısının geri kazanımında hava bazlı açık Brayton çevrimi incelenmiştir. Brayton çevrimine tav fırınından çıkan 800 ºC deki egzoz gazı yüksek sıcaklıkta çalışabilen ısı değiştiricisine girer, kompresörden emilerek sıkıştırılıp basıncı ve sıcaklığı artan havayı ısı değiştiricisinde sıcaklığı arttırarak türbine gönderilip atmosfer basıncına kadar genişlemesi sonucu türbin kanatlarını çevirerek güç üretir (Çengel, 2011). Çevrim taslak olarak Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 7. Tav Fırını Egzoz Gazı Kullanılarak Oluşturulan Brayton Çevrimi

Brayton çevrimi Kompresör, ısı değiştiricisi ve gaz türbininden oluşmaktadır. Temiz Hava kompresöre $T_1 = 293\ K$ ve $P_1 = 0.1013\ MPa$ 'da girer ve P_2 basıncına sıkıştırılır. 2 noktasında ise ısı değiştiricisine girerek sabit basınçta tav fırınından çıkan $T_3 = 1073\ K$ egzoz gazıyla ısı geri kazanımı yaparak T_5 sıcaklığına ısıtılır. Isınan Hava türbine P_5 basıncında girip P_6 basıncına genişletilir. Türbinden çıkan egzoz gazı atmosfere atılır. Egzoz gazının çıkış sıcaklığı bacadaki yoğuşmayı önlemek için $T_4 = 120$ ℃'nin altına düşmemelidir (Li ve ark. 2015).

Egzoz gazından ısı değiştiricisine transfer edilen ısı miktarını Denklem 3.1'de belirtilmiştir (Çengel, 2011).

$$\dot{Q}_{Baca} = \dot{m}_{egzoz} Cp_{egzoz} (T_{egzoz;giriş} - T_{egzoz;çıkış}) \quad (3.1)$$

Isı değiştiricinin enerji Denklemi 3.2'de gösterilmiştir. Egzoz gazından elde edilen ısı hava akışkanına geçen ısı eşit olduğundan (Çengel, 2011).

$$\dot{Q}_{Baca} = \dot{m}_{hava} Cp_{hava} (T_5 - T_2) \quad (3.2)$$

Kompresöre giren hava debisi Denklem 3.1 ve 3.2'nin eşitlenerek çözülmesiyle bulunur (Çengel, 2011).

Isı değiştiricisinden çıkan sıcaklık T_5 Denklem 3.3 çözülmesiyle bulunur. Pinch noktası 20 K alınmıştır (Li ve ark. 2015).

$$T_5 = T_3 - \Delta T_{pp} \quad (3.3)$$

Basınç oranı r_p olarak tanımlanmıştır ve P_2 kompresör çıkış basıncıdır. Basınç oranı 10 ile 20 arasında değiştirilerek kompresör çıkış basıncı, Denklem 3.4 çözülerek bulunmaktadır. Kompresör giriş ve türbin çıkış basıncı, kompresör çıkış ve türbin giriş basınçları eşit alınmıştır $(P_1 = P_6)$ ve $(P_2 = P_5)$ (Çengel, 2011).

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \tag{3.4}$$

Kompresör izentropik çıkış sıcaklığı T_{2s} Denklem 3.5 çözülerek bulunmaktadır. 1 ve 2 noktasının izentropik çıkış entropileri eşit alınmıştır. ($s_{2S} = s_1$), Kompresör izentropik verimi $\eta_{komp} = 0.85$ alınmıştır (Li ve ark. 2015).

$$\eta_{komp} = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1} \tag{3.5}$$

Kompresör h_2 çıkış entalpisi Denklem 3.6 çözülerek bulunur.

$$\eta_{komp} = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{3.6}$$

Kompresörün tükettiği güç Denklem 3.7 çözülerek bulunur.

$$\dot{W}_{kompresör} = \dot{m}_{hava}(h_2 - h_1) \tag{3.7}$$

Türbin izentropik çıkış sıcaklığı T_{6s} Denklem 3.8 çözülerek bulunur. Türbin izentropik verimi $\eta_{türbin} = 0.85$ alınmıştır (Li ve ark. 2015).

$$\eta_{türbin} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{6s}} \tag{3.8}$$

Türbin h_6 çıkış entalpisi Denklem 3.9'dan çözülerek bulunur.

$$\eta_{türbin} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \tag{3.9}$$

Türbinden elde edilen güç Denklem 3.10 çözülerek bulunur (Çengel, 2011).

$$\dot{W}_{türbin} = \dot{m}_{hava}(h_5 - h_6) \tag{3.10}$$

Brayton çevrimi sonrasında üretilen net mekanik güç Denklem 3.11 çözülerek hesaplanmaktadır (Çengel, 2011).

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{türbin} - \dot{W}_{kompresör} \tag{3.11}$$

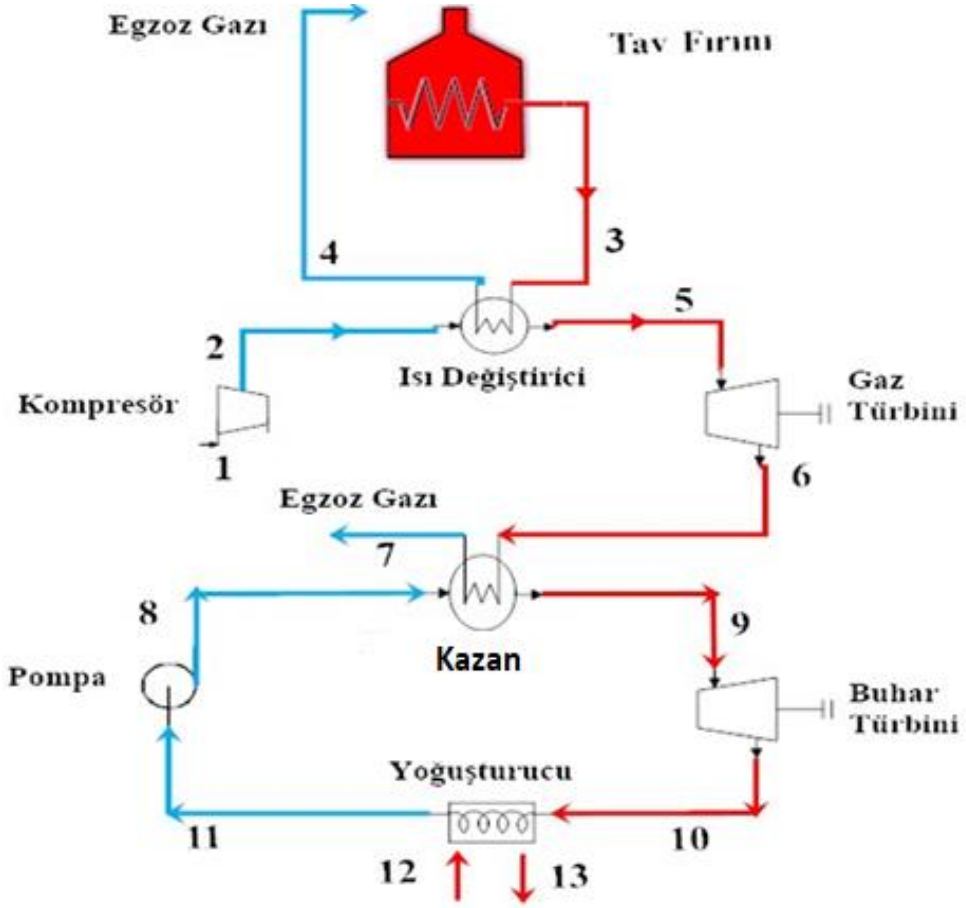
Brayton çevrimindeki termal verim Denklem 3.12 çözülerek hesaplanmaktadır (Çengel, 2011).

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{Baca}} \tag{3.12}$$

3.3.2. Tav fırını sonrası Brayton-Rankine çevrimi

Kombine güç çevrimleri Brayton ve Rankine çevrimlerinin birlikte kullandığı çevrimlerdir. Kombine güç çevrimi, Brayton çevriminin yüksek sıcaklıklardaki egzoz gazlarıyla atılan atık ısını geri kazanarak bu enerjiyi Rankine çevrimi kullanarak bir alt çevrimde ısı kaynağı olarak kullanılmasıyla ortaya çıkmıştır. Brayton çevrimindeki gaz türbininin yüksek giriş sıcaklığı ile Rankine çevriminin düşük çıkış sıcaklığı avantajlarının bir arada değerlendirilmesi sonucu güç üretilmesini sağlar. Bu sistemle istenilen ısıl kazançlar buharın veya egzoz gazlarının termodinamik özelliklerine atık ısı kazanından, eşanjörden veya buhar türbininden çekilen buhar ile karşılanabilir (Karaağaç ve ark. 2019).

Modellenen sistem tav fırını sonrası egzoz gazlarının ısı değiştirici sayesinde ısı geri kazanımı yapılarak oluşturulan Brayton çevrimindeki gaz türbini sonrası açığa çıkan egzoz gazından (T_6) noktasındaki yüksek sıcaklığın kombine çevrimlerde kullanılan bir alt çevrim olan Rankine çevrimiyle egzoz gazının en düşük sıcaklığa indirilip atık ısılardan maksimum verim sağlamaktır. Oluşturulan model Şekil 3.8'de belirtilmiştir.



Şekil 3. 8. Tav Fırını Egzoz Gazı Kullanılarak Oluşturulan Brayton -Rankine Çevrimi

Brayton çevriminin enerji hesapları ve kabulleri bölüm 3.3.1'de bulunan denklemler ve kabuller kullanılarak çözümlenmiştir.

Rankine çevrimi enerji analizinin hesapları ve kabulleri aşağıda verilmiştir ;

Egzoz gazının çıkış sıcaklığı bacadaki yoğuşmayı önlemek için $T_7 =$ 120 ℃'nin altına düşmemelidir (Li ve ark. 2015).

Türbin sonrası egzoz gazından kazana transfer edilen ısı miktarını Denklem 3.13'te belirtilmiştir (Çengel, 2011).

$$\dot{Q}_{türbin\ çıkış} = \dot{m}_{hava} cp_{hava} (T_6 - T_7) \quad (3.13)$$

Buharlaştırıcı enerji denklemi Denklem 3.14'te gösterilmiştir. Türbin çıkışındaki egzoz gazından elde edilen ısı Rankine çevriminde bulunan su akışkanına geçen ısı eşit olduğundan, ($\dot{Q}_{türbin\ çıkış} = \dot{Q}_{kazan}$)

$$\dot{Q}_{türbin\ çıkış} = \dot{m}_{su}(h_9 - h_8) \tag{3.14}$$

Buharlaştırıcıya giren hava debisi Denklem 3.13 ve 3.14 eşitlenerek bulunur.

Isı değiştiricisinin çıkan sıcak T_9 Denklem 3.15 çözülmesiyle bulunmaktadır. Pinch noktası $\Delta T_{pp} = 15\ K$ alınmıştır (Li ve ark. 2015).

$$T_9 = T_6 - \Delta T_{pp} \tag{3.15}$$

Pompadaki ideal ve gerçek durum olmak üzere Denklem 3.16 ve 3.17'de gösterilmiştir (Çengel, 2011).

$$\dot{W}_{pompa;ideal} = \dot{m}_{su}(h_{8s} - h_{11}) = \dot{m}_{su}v_{11}(P_8 - P_{11}) \tag{3.16}$$

$$\dot{W}_{pompa;gerçek} = \dot{m}_{su}(h_8 - h_{11}) \tag{3.17}$$

Pompanın izentropik verim formülü Denklem 3.18'de gösterilmiştir. Pompa giriş ve türbin çıkış basıncı ($P_{11} = P_{10}$) alınmıştır. Pompa giriş basıncı ve sıcaklığı doymuş sıvı fazı kabulüyle yapılmıştır Pompanın izentropik verimi $\eta_{pompa} = 0.75$ (Li ve ark. 2015).

$$\eta_{pompa} = \frac{h_{8s} - h_{11}}{h_8 - h_{11}} \tag{3.18}$$

Türbindeki ideal ve gerçek durum olmak üzere Denklem 3.19 ve 3.20'de gösterilmiştir (Çengel, 2011).

$$\dot{W}_{türbin;ideal} = \dot{m}_{su}(h_9 - h_{10}) \tag{3.19}$$

$$\dot{W}_{türbin;gerçek} = \dot{m}_{su}(h_9 - h_{10s}) \quad (3.20)$$

Türbin izentropik verim formülü Denklem 3.21'de gösterilmiştir. Pompa çıkış ve türbin giriş basıncı ($P_8 = P_9$) alınmıştır. Türbin giriş basıncı ve sıcaklığı doymuş buhar olarak girdiği kabulüyle pompanın izentropik verimi $\eta_{türbin} = 0.85$ (Li ve ark. 2015).

$$\eta_{türbin} = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_{10s}} \quad (3.21)$$

Yoğuşturucu ve soğutucu enerji denklemleri 3.22 ve 3.23'te verilmiştir. Yoğuşturucunun attığı ısı, soğutucunun çektiği ısıya eşittir.($\dot{Q}_{yoğuşturucu} = \dot{Q}_{soğutucu}$)

$$\dot{Q}_{yoğuşturucu} = \dot{m}_{su}(h_{10} - h_{11}) \quad (3.22)$$

$$\dot{Q}_{soğutucu} = \dot{m}_{su} Cp_{su}(T_{13} - T_{12}) \quad (3.23)$$

Rankine çevriminin ürettiği net mekanik güç Denklem 3.24 çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{türbin} - \dot{W}_{pompa} \quad (3.24)$$

Rankine çevrimine ait termal verimi Denklem 3.25 çözülerek hesaplanmaktadır.

$$\eta_{rankine} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{Baca}} \quad (3.25)$$

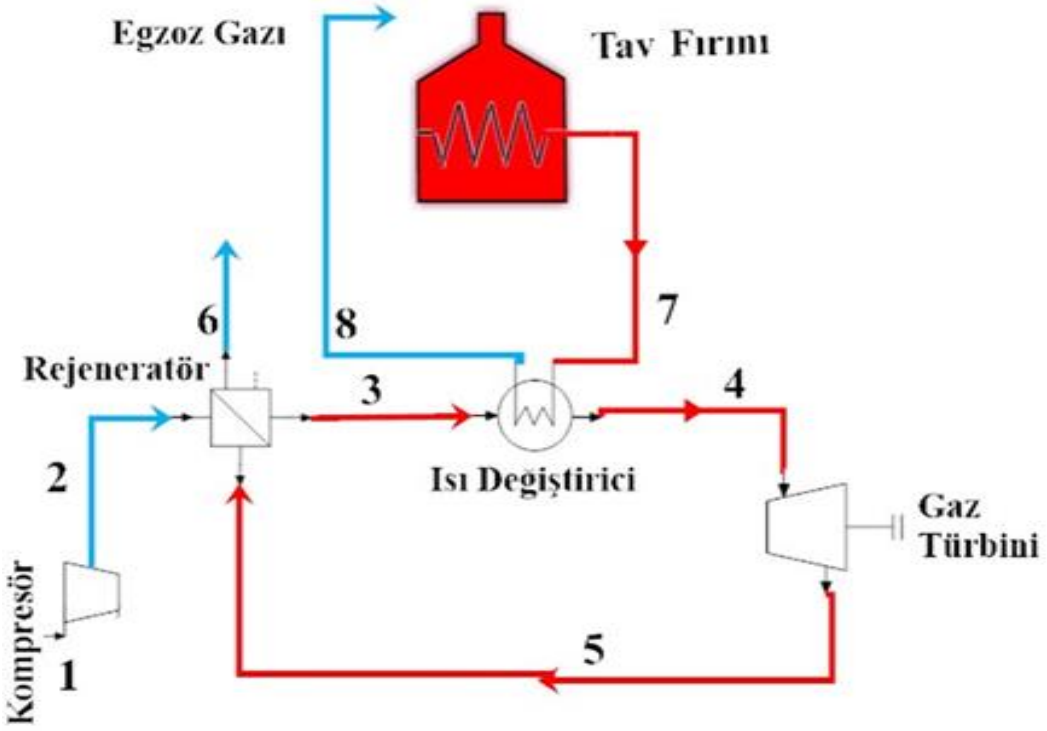
Brayton-Rankine Birleşik çevriminin ısıl verimi denklem 3.26 çözülerek bulunmaktadır.

$$\eta_{birleşik\ çevrim} = \frac{\dot{W}_{net\ rankine} + \dot{W}_{net\ brayton}}{\dot{Q}_{Baca}} \quad (3.26)$$

3.3.3. Tav fırını sonrası rejeneratörlü Brayton çevrimi

Brayton çevrimlerinde türbinden çıkan atık gazların sıcaklığı kompresörde sıkıştırılan havanın sıcaklığından daha yüksektir. Kompresörde sıkıştırılan hava rejeneratör veya reküperatör adı verilen ters akışkanlı ısı değiştiricisinde türbinden çıkan atık gazlarla ısınabilir. Sistemde türbin atık gazı T_5 kompresör çıkış sıcaklığı T_4'den büyük olması durumunda rejeneratör verimli hale gelecektir. Bu durumun tersi olmasında ısı akışı ters yönde gerçekleşir ve verim düşer (Çengel, 2011).

Rejeneratörlü Brayton sistemi tav fırını sonrası egzoz gazlarının ısı değiştirici sayesinde ısı geri kazanımı yapılarak oluşturulan Brayton çevrimindeki gaz türbini sonrası açığa çıkan egzoz gazından (T_5) noktasındaki yüksek sıcaklığı rejeneratöre gönderip kompresör çıkışındaki basıncı ve sıcaklığı artmış havaya ısı transfer edecektir. Bu sayede türbinden sonra atılan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazının atık ısısından yararlanılıp Brayton çevriminin ısıl veriminin yükselmesi beklenmektedir. Rejeneratörlü bir Brayton çevrimi Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3. 9. Tav Fırını Egzoz Gazı Kullanılarak Oluşturulan Rejeneratörlü Brayton Çevrimi

Rejeneratörlü Brayton çevrimi enerji hesapları ve kabulleri aşağıda verilmiştir;

Egzoz gazından ısı değiştiricisine transfer edilen ısı miktarını Denklem 3.1 belirtilmiştir.

Isı Değiştiricinin enerji denklemi Denklem 3.27'de gösterilmiştir. Atık egzoz gazından elde edilen ısı hava akışkanına geçen ısı eşit olduğundan,

$$\dot{Q}_{Baca} = \dot{m}_{hava} Cp_{hava} (T_4 - T_3) \tag{3.27}$$

Kompresöre giren hava debisi Denklem 3.1 ve 3.27 eşitlenerek çözülmesiyle bulunur.

Isı değiştiricisinin çıkış sıcaklığı (Türbin Giriş) T_4 Denklem 3.28 çözülerek hesaplanmaktadır. Pinch noktası $\Delta T_{pp} = 20\ K$ alınmıştır (Li ve ark. 2015).

$$T_4 = T_7 - \Delta T_{pp} \tag{3.28}$$

Basınç oranı r_p olarak tanımlanıp, P_2 kompresör sonrası sıkıştırılan hava basıncıdır. Basınç oranı (10-20) arasında arttırılarak kompresör sonrası sıkıştırılan hava basıncı Denklem 3.4 yardımıyla hesaplanabilmektedir. Kompresör giriş ve türbin çıkış basıncı, kompresör çıkış ve türbin giriş basınçları eşit alınmıştır. ($P_1 = P_5 = P_6$) ve ($P_2 = P_4 = P_3$)

Kompresör izentropik çıkış sıcaklığı T_{2s} Denklem 3.5 çözülerek bulunmaktadır. 1 ve 2 noktasının izentropik çıkış entropileri eşit alınmıştır. ($s_{2S} = s_1$), Kompresör izentropik verimi $\eta_{komp} = 0.85$ alınmıştır (Li ve ark. 2015).

Kompresör h_2 çıkış entalpisi Denklem 3.6 çözülerek bulunur. Kompresörün tükettiği güç Denklem 3.7 çözülerek bulunur.

Türbin izentropik çıkış sıcaklığı T_{5s} Denklem 3.29 çözülerek bulunur. Türbin izentropik verimi $\eta_{türbin} = 0.85$ alınmıştır (Li ve ark. 2015).

$$\eta_{türbin} = \frac{T_4 - T_5}{T_5 - T_{5s}} \tag{3.29}$$

Türbin h_5 çıkış entalpisi Denklem 3.30'den çözülerek bulunur.

$$\eta_{türbin} = \frac{h_4 - h_5}{h_5 - h_{5s}} \tag{3.30}$$

Türbinden elde edilen güç Denklem 3.31 çözülerek bulunur.

$$\dot{W}_{türbin} = \dot{m}_{hava}(h_4 - h_5) \tag{3.31}$$

Rejeneratörden kazanılacak ısı miktarı ve rejeneratör etkinliği Denklem 3.32 ve 3.33 'te belirtilip, T_3 ve h_3 noktaları bu denklemden bulunur. Rejeneratör etkinliği $\varepsilon = 0.80$ alınmıştır (Çengel, 2011).

$$\dot{Q}_{rejeneratör} = \dot{m}_{hava}(h_3 - h_2) \tag{3.32}$$

$$\varepsilon_{rejeneratör} = \frac{h_3 - h_2}{h_5 - h_2} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \tag{3.33}$$

Rejeneratörlü Brayton çevriminin ürettiği net mekanik güç Denklem 3.11 yardımıyla hesaplanmaktadır.

Rejeneratörlü Brayton çevriminin termal verimi Denklem 3.12 yardımıyla hesaplanmaktadır.

3.3.4. Tav fırını soğutma suyundan elde edilen ısı ile ORC analizi

Rankine çevrimi William J. M. Rankine (1820-1872) isimli bilim insanının buluşlarının ortaya çıkmasıyla, ideal veya teorik olarak isimlendirilmektedir. RC'nin en önemli bileşenleri kazan, kondenser, türbin ve pompadır (Kurbanoğlu, 2017).

Rankine çevrimi yüksek kapasiteye sahip ısıl enerjiden güç elde edilmesinde kullanılan en yaygın yöntemlerden biridir. Örnek olarak nükleer santraller ve kömürlü termik santraller verilebilir. Organik Rankine çevrimi, Rankine çevrimine göre farkı kullanılan akışkanın su değil organik akışkan olmasıdır. Organik akışkanlar sudan daha yüksek molekül ağırlığına ve düşük kritik sıcaklığa sahip oldukları için buharlaşma işlemi düşük sıcaklık ve düşük basınçta gerçekleşmektedir. Bu sayede düşük sıcaklıklarda su ile çalışan çevrimlerdeki türbin kanatçıklarına zarar verme durumu organik akışkanlarla önlenmiş olacaktır (Kılıç ve ark. 2018).

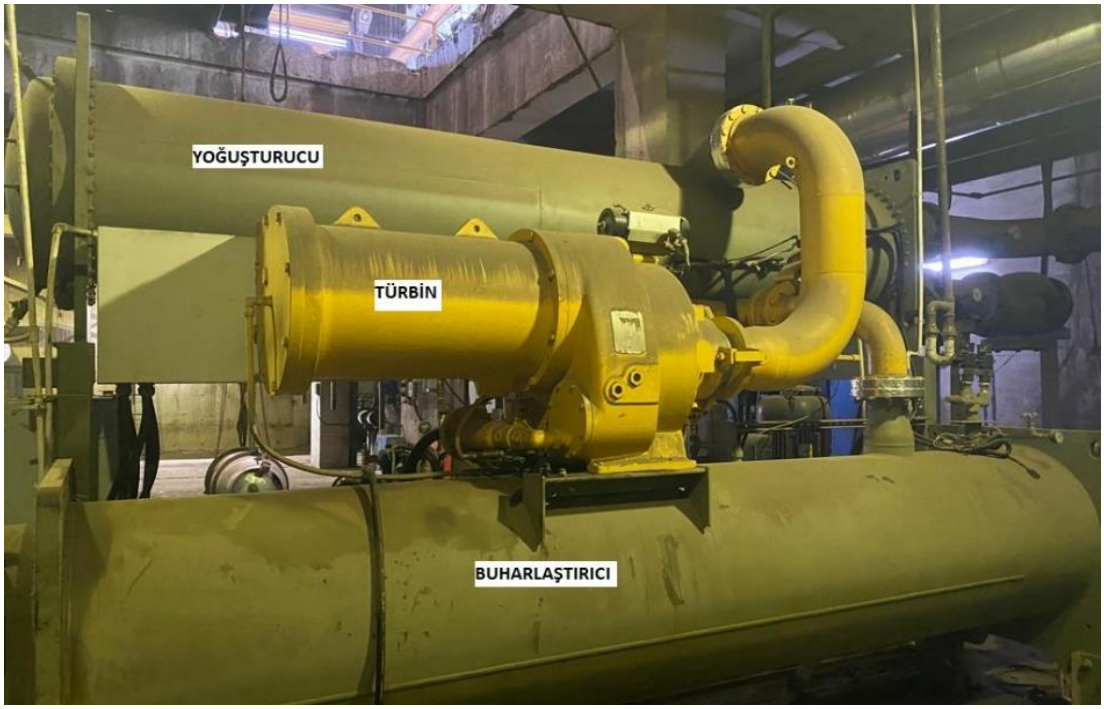
Tav fırınında yaklaşık 1100 $°C$'ye kadar tavlanan kütük, slab ve blumların tav fırınından çıkmasını sağlayan yürüyen tabanlar ve gövde yüzeyi , tavlamayı sağlayan burnerların ortaya çıkardığı yüksek ısıl enerjiden dolayı yüzeyin ısınmasına dolayısıyla yüzeydeki malzemelerin ısıl deformasyona maruz kalmasına sebep olmaktadır. Malzeme yüzeyinde meydana gelen bozulmalar plansız duruşlara ve üretim kayıplarına neden olup, girdi maliyetlerini yükseltmektedir. Malzeme yüzeyindeki bozulmayı önlemek için fırında bulunan sabit ve hareketli tabanların soğutulması, ayrıca fırın içi rölelerin ve diğer ekipmanların soğutulmasında gövde soğutma suyu hem ısıl deformasyonu en aza indirip hem de buradan elde edilen atık ısı ile ORC sisteminden enerji üretimini sağlamaktadır. Şekil 3.10'da yürüyen tabanlı fırının altındaki tav fırınının soğumasını sağlayan borular görülmektedir.



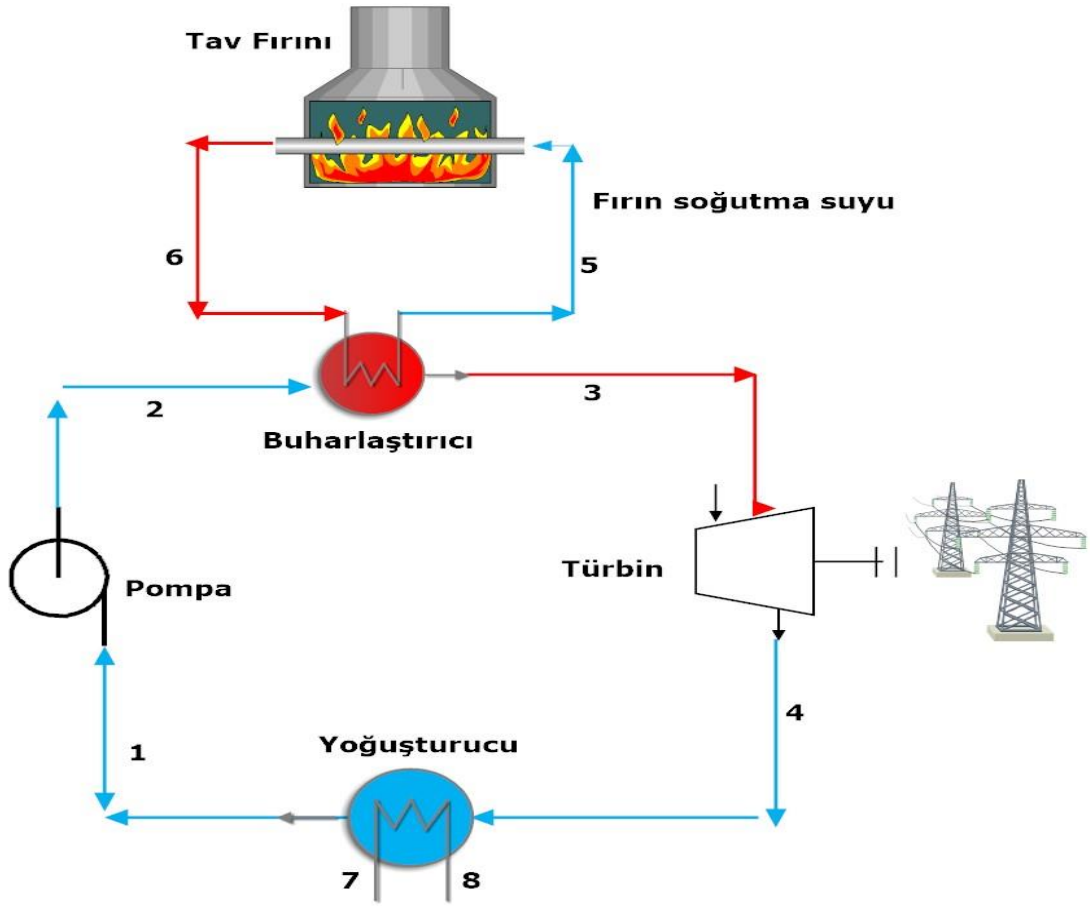
Şekil 3. 10. Yürüyen tabanlı fırın şematik ve görsel resmi

Buharlaştırılıp ORC ye gönderilen su 25 °C de fırının tabanındaki borulara girip 120 ℃ -140 ℃ arasında kızgın buhar olarak çıkmaktadır.

Tesisteki ORC sistemi ana elemanları ve soğutma suyunun ısısını kullanan ORC sistemi Şekil 3.11 ve Şekil 3.12'de görülmektedir.



Şekil 3. 11. ORC sistemi ve ana elemanları



Şekil 3. 12. Soğutma suyu atık ısısının ORC sisteminde kullanımı

Şekil 3.12'de görüldüğü üzere çevrimde;

1-2: Yoğuşturucudan doymuş sıvı fazında çıkan organik akışkanın pompa ile basıncı yükseltilerek evaperatöre girmektedir.

2-3: Basıncı yükseltilen organik akışkan buharlaştırıcıda tav fırınını soğutmak için kullanılan atık ısı ile sabit basınçta kızgın buhar haline geçmektedir.

3-4: Kızgın buhar fazındaki organik akışkan , türbinde genişleyerek iş elde edilmektedir.

4-1: Kızgın Buhar fazındaki organik akışkan türbinden sonra yoğuşturucuya girerek, doymuş sıvı fazına ulaşana kadar soğutma işlemi yapılır .Doymuş sıvı fazındaki organik akışkan daha sonra pompaya girerek çevrim tekrar etmektedir.

5-6: Yürüyen tabanlı tav fırının kirişlerinin içindeki borulardan geçen su, buharlaşarak 6 noktasından giriş yapmakta olan kızgın buhar 3 noktasında buharlaştırıcıdaki akışkanı kızgın buhar haline getirerek 5 noktasından doymuş su olarak çıkarak tekrar buhar dönüş kolektörüne gitmektedir.

7-8: Türbinden çıkan buhar soğutma kulesinden 7 noktasındaki su ile yoğuşturularak sıvı halini alana kadar soğutulur daha sonra 8 noktasından ısınarak olarak soğutma kulesine gitmektedir (Çengel, 2011).

Organik Rankine Çevrimi (ORC) enerji analizi hesapları ve kabulleri aşağıda verilmiştir;

-Tesiste bulunan Scada ekranından buharlaştırıcı basıncı $P_3 = 1\ MPa$ olarak okunmuştur. Pompa çıkışındaki basınç $P_3 = P_2$ 'dir.

-Buharlaştırıcı çıkışındaki akışkan doymuş buhar olarak kabul edilmiştir.

-Tav fırını altındaki yürüyen tabanlı fırını soğutmak için giren su sıcaklığı $T_5 = 75℃ - 90℃$ arasında değişmektedir, buharlaştırıcıya giren kızgın buharın sıcaklığı $T_6 = 120℃ - 140℃$ arasında değişmektedir. Sistemde ORC sistemine ısı geri kazanımı için sağlanan buhar debisi $\dot{m}_{buhar} = 9 - 16\ \frac{kg}{s}$ debisi aralığında değişmektedir.

-Yoğuşturucu çıkışındaki akışkan doymuş sıvı olarak kabul edilmiştir.

-Yoğuşturucu basıncı $P_1 = 0.16\ MPa$ olarak okunmuştur. Türbin çıkışındaki basınç $P_4 = P_1$ olarak kabul edilmiştir.

-Yoğuşturucudaki ısıyı atmak için soğutma kulesi kullanılmıştır.

-Yoğuşturucuya giren soğuk su $T_7 = 21\ ℃$ çıkan su sıcaklığı $T_8 = 28\ ℃$ alınmıştır.

-Pompanın izentropik verimi $\eta_{pompa} = 0.75$, Türbin izentropik verimi $\eta_{türbin} = 0.75$ olarak alınmıştır (Kaşka, 2014).

-Çevrimde kullanılan akışkan R245fa' dir.

Tav fırını soğutma suyundan buharlaştırıcıya transfer edilen ısı miktarını denklem 3.34'te belirtilmiştir.

$$\dot{Q}_{fırın} = \dot{m}_{buhar} Cp_{buhar} (T_6 - T_5) \quad (3.34)$$

Buharlaştırıcı enerji denklemi Denklem 3.35'te gösterilmiştir. Tav fırınından elde edilen atık ısı ORC çevriminde bulunan organik akışkanına geçen ısı eşit olduğundan, ($\dot{Q}_{fırın} = \dot{Q}_{buharlaştırıcı}$)

$$\dot{Q}_{fırın} = \dot{m}_{orc} (h_3 - h_2) \quad (3.35)$$

ORC'deki akışkan debisi Denklem 3.34 ve 3.35 eşitlenerek çözülmesiyle bulunur.

Pompadaki ideal ve gerçek durum olmak üzere Denklem 3.36 ve 3.37'de gösterilmiştir.

$$\dot{W}_{pompa;ideal} = \dot{m}_{orc} (h_{2s} - h_1) = \dot{m}_{orc} v_1 (P_2 - P_1) \quad (3.36)$$

$$\dot{W}_{pompa;gerçek} = \dot{m}_{orc} (h_2 - h_1) \quad (3.37)$$

Pompanın izentropik verim formülü denklem 3.38'de gösterilmiştir.

$$\eta_{pompa} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.38)$$

Türbindeki güç değerleri ideal ve gerçek durum olmak üzere Denklem 3.39 ve 3.40'ta gösterilmiştir.

$$\dot{W}_{türbin;ideal} = \dot{m}_{orc} (h_3 - h_4) \quad (3.39)$$

$$\dot{W}_{türbin;gerçek} = \dot{m}_{orc} (h_3 - h_{4s}) \quad (3.40)$$

Türbin izentropik verim formülü Denklem 3.41'de gösterilmiştir.

$$\eta_{türbin} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \tag{3.41}$$

Yoğuşturucu ve soğutucu enerji denklemleri 3.42 ve 3.43'te verilmiştir. Yoğuşturucunun attığı ısı, soğutucunun çektiği ısıya eşittir ($\dot{Q}_{yoğuşturucu} = \dot{Q}_{soğutucu}$).

$$\dot{Q}_{yoğuşturucu} = \dot{m}_{orc}(h_4 - h_1) \tag{3.42}$$

$$\dot{Q}_{soğutucu} = \dot{m}_{su} Cp_{su}(T_8 - T_7) \tag{3.43}$$

ORC çevriminin ürettiği net mekanik güç Denklem 3.24 yardımıyla hesaplanmaktadır.

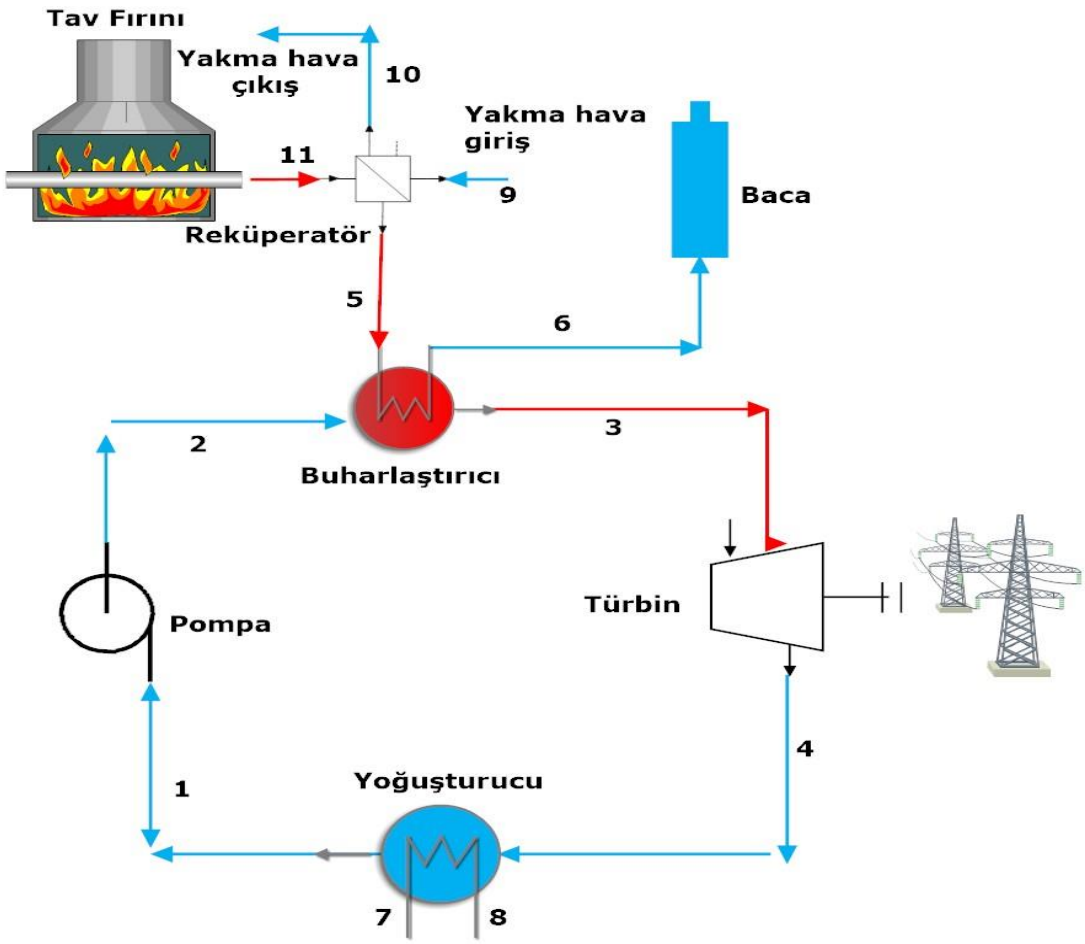
ORC çevrimine ait termal verim Denklem 3.25 yardımıyla hesaplanmaktadır.

3.3.5. Reküperatör sonrası ORC modellenmesi

Tav fırının hava-yakıt oranı $9.874 \frac{Nm^3}{Nm^3}$ olarak hesaplanmıştır. Yakma sonrası atılan gazın sıcaklığı 800 ℃ olup kütlesel debisi $9.4575 \frac{kg}{sn}$ 'dir. Tav fırının 12 ay boyunca günlük ortalama 18 saat çalışmasıyla tükettiği doğalgaz miktarı $9422 \frac{Nm^3}{saat}$ olarak hesaplanmıştır. Tav fırını akış prosesi ve planlanan ORC sistemi Şekil 3.13'te gösterilmiştir.

Yakma hava fanlarından T_9 noktasından temin edilen soğuk hava baca kanalındaki reküperatörlerde ısıtıldıktan T_{10} reküperatör çıkış sıcaklığıyla 1.2.3.4.5.6. bölgelerdeki burnerlere gönderilir. Bu sayede hava ön ısıtılıp olup tutuşma sıcaklığı düşeceğinden doğalgaz tüketimi azalmaktadır. Planlanan ORC çevriminde mevcut sistemdeki reküperatör sonrası bacadan atılan atık gazlar T_5 300-350 ℃ aralığında olup buharlaştırıcı aracılığıyla bu ısının organik akışkana iletilmesini sağlayıp

Bacadan T_6 noktasında 100-120 ℃ bacadan atılıp çevrim sonunda elektrik üretilmesi planlanmaktadır.



Şekil 3. 13. Reküperatör sonrası ORC sistemi

-Pompa giriş basıncı $P_1 = 0.5\ bar$ $P_3 = 16.65\ bar$ olarak akışkanın doymuş sıvı basıncı ve doymuş buhar basıncı olarak alınmıştır. Pompa çıkışındaki basınç $P_3 = P_2$ 'dir. Pompa girişindeki basınç $P_1 = P_4$

-Buharlaştırıcı çıkışındaki akışkan doymuş buhar olarak kabul edilmiştir.

-Tav fırını reküperatör sonrası atılan egzoz gazı sıcaklığı $T_5 = 300℃ - 350℃$ arasında değişmektedir, Sistemde ORC sistemine ısı geri kazanımı için sağlanan buhar debisi $\dot{m}_{egzoz} = 9.4575\ \frac{kg}{s}$ debiye sahiptir.

- Yoğuşturucudaki ısıyı atmak için soğutma kulesi kullanılmıştır. Yoğuşturucuya giren soğuk su $T_7 = 25℃$ çıkan su sıcaklığı $T_8 = 33℃$ basıncı $P_7 = P_8 = 2\ bar$

-Pompanın izentropik verimi $\eta_{pompa} = 0.75$, Türbin izentropik verimi $\eta_{türbin} = 0.75$ olarak alınmıştır (Kaşka, 2014).

-Çevrimde kullanılacak akışkanlar Tolüen, Siklo-hekzan, n-Pentan'dır.

Tav fırını sonrası reküperatörden buharlaştırıcıya transfer edilen ısı miktarını Denklem 3.44'te belirtilmiştir.

$$\dot{Q}_{reküp} = \dot{m}_{egzoz} Cp_{egzoz} (T_5 - T_6) \quad (3.44)$$

Buharlaştırıcı enerji denklemi Denklem 3.45'te gösterilmiştir. Reküperatör sonrası elde edilen atık ısı ORC çevriminde bulunan organik akışkanına geçen ısı eşit olduğundan, ($\dot{Q}_{reküp} = \dot{Q}_{buharlaştırıcı}$).

$$\dot{Q}_{reküp} = \dot{m}_{ORC} (h_3 - h_2) \quad (3.45)$$

ORC'deki akışkan debisi Denklem 3.44 ve 3.45 eşitlenerek çözülmesiyle bulunur.

Pompadaki ideal ve gerçek durum olmak üzere denklem 3.36 ve 3.37'de gösterilmiştir.

Pompanın izentropik verim formülü denklem 3.38'de gösterilmiştir.

Türbindeki ideal ve gerçek durum olmak üzere denklem 3.39 ve 3.40'ta gösterilmiştir.

Türbin izentropik verim formülü denklem 3.41'de gösterilmiştir.

Yoğuşturucu ve soğutucu enerji denklemleri 3.42 ve 3.43'te verilmiştir. Yoğuşturucunun attığı ısı, soğutucunun çektiği ısıya eşittir.

ORC çevrimine ait net güç Denklem 3.24 yardımıyla hesaplanmaktadır.

ORC çevriminin termal verimi Denklem 3.25 yardımıyla hesaplanmaktadır.

Güç çevrimlerinin işletmelere ekonomik olarak fayda sağlayacağının yanı sıra karbon salınımındaki düşüş ile küresel ısınmanın geniş çaplı etkilerinin düşürülmesi de sağlanmaktadır. Bir fabrikada karbon salınımının hesabı harcanan elektrik miktarı ile emisyon faktörünün çarpımı ile yapılmaktadır. Ülkelerin kendine has emisyon etkeni, ülke bütününde üretimi gerçekleşen elektrik miktarına bağlı emisyon değerinin, ilgili ülkede üretimi gerçekleşen yekûn elektrik niceliğine oranıyla tespit edilmektedir. 2011 yılına ait Türkiye için 1 kWh üretilen elektrik enerjisinin oluşturduğu CO_2 salınım miktarı 0.865664547 kg-CO_2 olarak verilmiştir (Brander ve ark. 2011). Ancak Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Türkiye'de güncel elektrik üretimi ve tüketimine göre emisyon faktörleri yeniden hesaplamıştır. Bu emisyon faktörü kullanılan yakıt cinsine göre değişmektedir. Bakanlıkça yayınlanan 2020 dönemine ait en güncel emisyon faktörü 2022 yılında yayınlanmış ve eşdeğer CO_2 salınım miktarı kg olarak Denklem 3.46 'da verilmiştir (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, 2022).

$$\text{Salınım Miktarı (kg-}CO_2\text{)} = \text{Üretilen Elektrik Enerjisi (kWh)x0.440} \qquad (3.46)$$

3.3.6. EES (Engineering Equation Solver) programı

EES, ısı transferi ve termodinamik sorularının, lineer ve lineer olmayan denklemlerin çözümlenmesi için kullanılabilen bir programdır. Bu uzmanlık alanında çalışmakta olan Makine Mühendisleri için ciddi bir kolaylık sağlamaktadır. EES termodinamik tablolarını sistemin arka planında bulundurarak uzun işlemlerin zorluğundan bu alanda çalışanlar için oldukça kolaylık sağlamaktadır. Basınç, sıcaklık, entalpi, iç enerji vb. gibi termodinamik özelliklerin değişimini malzemenin özelliğine göre kendisi hesaplayabilmekte ve dinamik denklem çözümlerinin analizini yapmaktadır. Bununla birlikte, uluşturulan yeni ve karmaşık fonksiyonlarda programda işlenerek veriler elde edilebilmektedir (Turan, 2018). Bu çalışmadaki tüm hesaplamalar EES programında hesaplanmıştır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1.Tav Fırını Sonrası Brayton Çevrimi Analizi

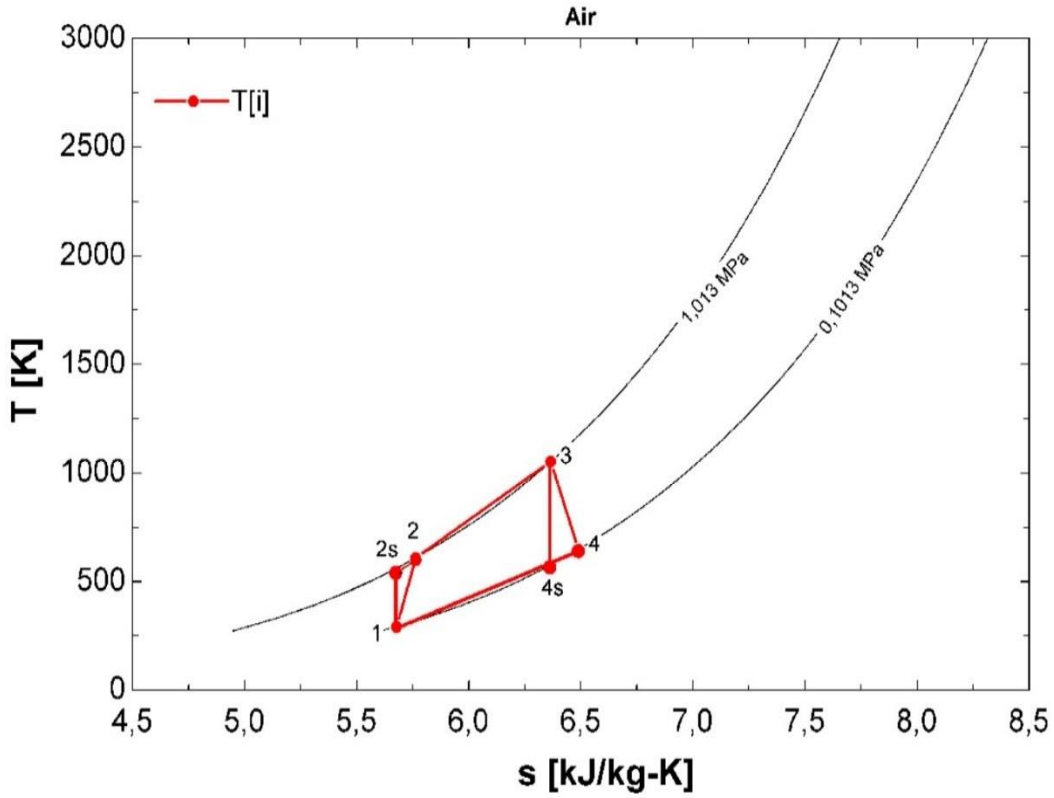
Tav fırını sonrası Brayton çevriminin denklem çözümleri EES (Engineering Equation Solver) programı ile yapılmıştır. Her noktanın termodinamik özellikleri Çizelge 4.1'de, çevrimin enerji analiz sonuçları ise Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4. 1. Brayton çevriminde hava için termodinamik özellikler

	HAVA						
Nokta	P MPa	T K	h kJ/kg	s kJ/kgK	T_S K	h_S kJ/kg	s_S kJ/kgK
1	0.1013	293	293.4	5.678	-	-	-
2	1.013	608.8	615.2	5.763	561.4	566.9	5.678
3	-	1073	-	-	-	-	-
4	-	393	-	-	-	-	-
5	1.013	1053	1107	6.365	-	-	-
6	0.1013	647.4	660.7	6.489	575.8	582	6.365

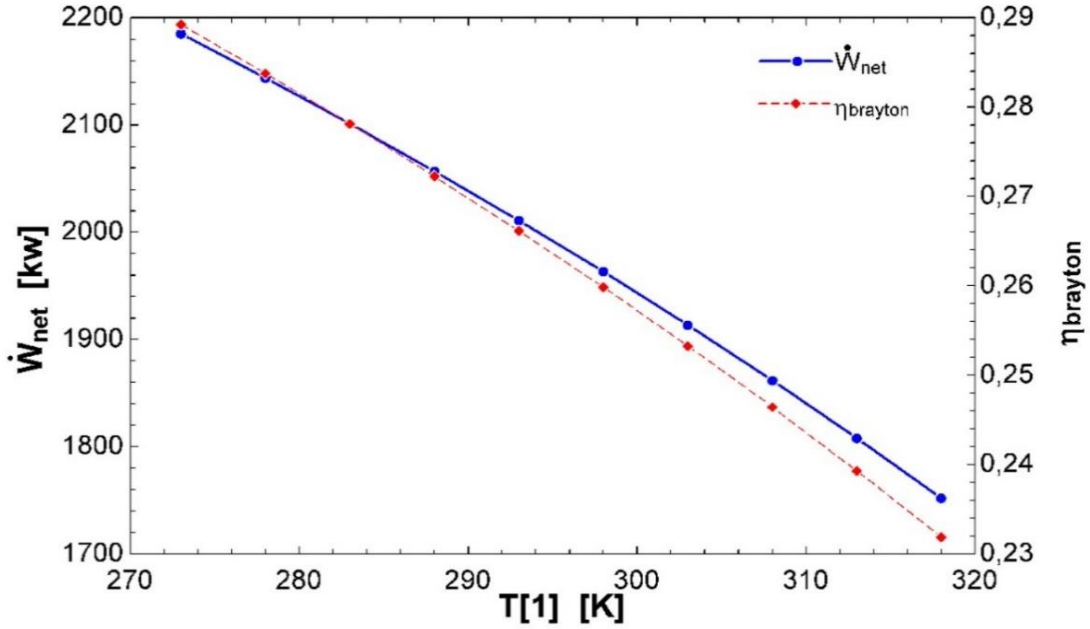
Çizelge 4. 2. Brayton çevriminin enerji analizi

Çevrimde hesaplanan güç değerleri ve ısıl verim		
Parametre	**Birim**	**Değer**
$\dot{m}_{egzoz}$	kg/s	9.458
$\dot{m}_{hava}$	kg/s	16.15
$\dot{W}_{komp,i}$	kW	4419
$\dot{W}_{komp,g}$	kW	5199
$\dot{W}_{türbin,g}$	kW	7210
$\dot{W}_{türbin,i}$	kW	4419
$\dot{W}_{net}$	kW	2011
$\eta_{brayton}$	-	0.2662



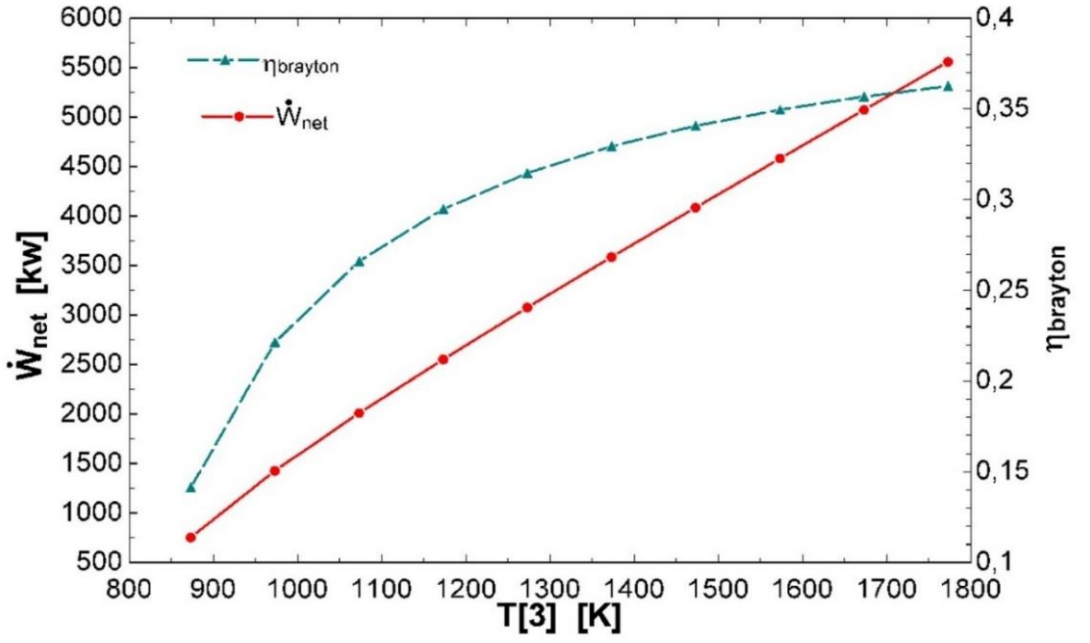
Şekil 4. 1. Tav fırını sonrası Brayton Çevrimi için T-s diyagramı

Şekil 4.2'de hesaplanan grafikte hava giriş sıcaklığı 273 K alınarak 5 K 'lik artış sonucu ısıl verimde ve net güçteki değişim çizimi yapılmıştır. Kompresör hava giriş sıcaklığının artması sonucu net gücün ve ısıl verimin azaldığı görülmektedir. Kompresör giriş havası sıcaklığının her 5 K'lik artışı sonucu ısıl verim ve net güçte azalma ortalama %2 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4. 2. Kompresör giriş havası sıcaklığının net güç ve ısıl verime etkisi

Tav fırınından çıkan baca gazı çıkış sıcaklığının çevrimdeki net güç ve ısıl verime olan etkisi Şekil 4.3'teki grafikte belirtilmiştir. Egzoz havası giriş havası sıcaklığı artıkça ısıl verim ve net güçte arttığı görülmektedir. Ancak ısıl verimde 1300 K sıcaklığından sonra değişim azalmaktadır.



Şekil 4. 3. Egzoz gazı çıkış sıcaklığının çevrimdeki net güç çıkışı ve ısıl verime etkisi

4.2. Tav Fırını Sonrası Brayton-Rankine Çevrimi Analizi

Bu Bölümde Tav fırını sonrası Brayton ve Rankine birleşik çevriminin bulguları tartışılmıştır. Brayton çevrimi bulguları 4.1 bölümde hesaplanmış ve sonuçları paylaşılmıştır.

Brayton ve Rankine birleşik çevrimine ait noktaların termodinamik özellikleri ve iş çıktıları Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.4'te hesaplanmıştır.

Çizelge 4. 3. Brayton ve Rankine birleşik çevrimi termodinamik özellikleri

	Hava							
	P MPa	T K	h kJ/kg	s kJ/kgK	T_S K	h_S kJ/kg	s_S kJ/kgK	v_{i} m^3/kg
1	0.1013	293	293.4	5.678	-	-	-	-
2	10.13	608.8	615.2	5.763	561.4	566.9	5.678	-
3	-	1073	-	-	-	-	-	-
4	-	393	-	-	-	-	-	-
5	10.13	1053	1107	6.365	-	-	-	-
6	0.1013	647.4	660.7	6.489	575.8	582	6.365	-
7	-	393	-	-	-	-	-	-
8	18	320.4	213.8	0.6595	319.6	-	0.6492	-
9	18	632.4	2554	5.176	-	-	-	-
10	0.01	319	1773	-	319	1636	5.176	-
11	0.01	319	191.8	0.6493	-	-	-	0.00101

Tav fırını sonrası Brayton sistemi ısıl verimi %26.62 ve net güç 2011 kW dir.

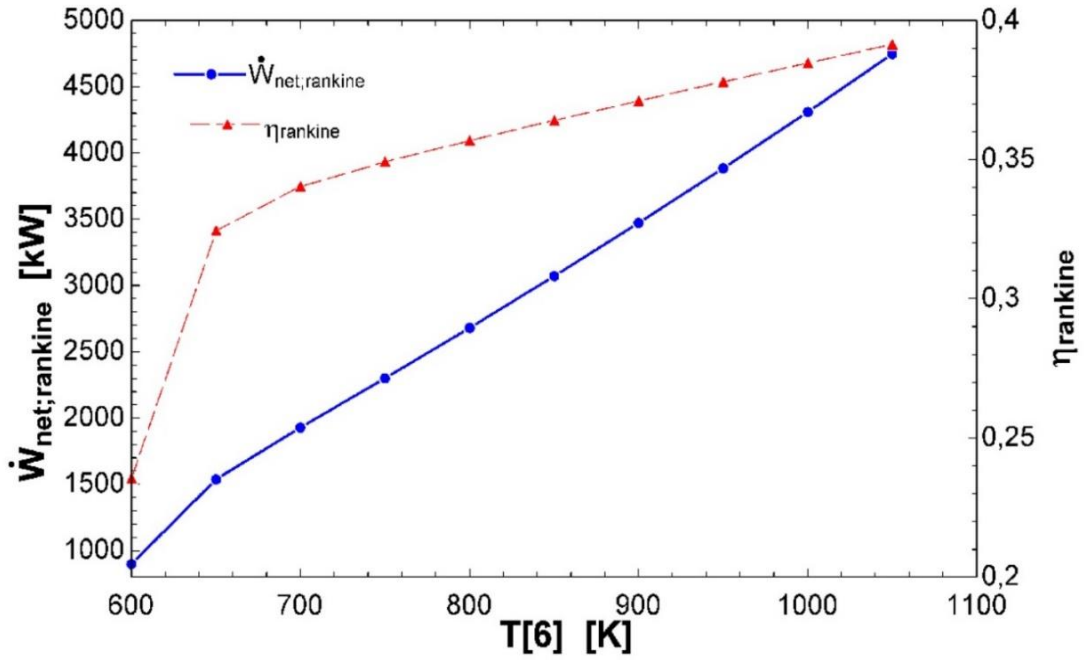
Sistemdeki Türbin çıkışı T_6=647.4 K'lik bir egzoz gazının olması türbinden çıkan atık ısının değerlendirilebileceği öngörüsü oluşturmuştur. Brayton çevrimi sonrasına bir alt çevrim olarak rankine çevrimi oluşturulmuştur. Rankine çevriminin ısıl verimi %32.43 ve net güç 1523 kW'dir. Üst çevrim olan Brayton ve alt çevrim olan Rankine çevriminin birleşik ısıl verimi %46.78 ve net birleşik gücü ise 3534 kW dir.

Hesaplamalar sonucu birleşik çevrimi olarak Brayton-Rankine çevrimi sonrası mevcut güç ve ısıl verim, mevcut sisteme göre %75 artmıştır.

Çizelge 4. 4. Brayton ve Rankine birleşik çevrim enerji hesaplamaları

Çevrimde Hesaplanan Güç Değerleri ve Isıl Verimler		
Brayton Çevrimi		
$\dot{m}_{egzoz}$	kg/s	9.458
$\dot{m}_{hava}$	kg/s	16.15
$\dot{W}_{komp,i}$	kW	4419
$\dot{W}_{komp,g}$	kW	5199
$\dot{W}_{türbin,g}$	kW	7210
$\dot{W}_{türbin,i}$	kW	8482
$\dot{W}_{net}$	kW	2011
$\eta_{Brayton}$	-	0.2662
Rankine Çevrimi		
Q_{evap}	kW	4698
$W_{pomp,i}$	kW	36.51
$W_{pomp,g}$	kW	42.95
$\dot{m}_{su}$	kg/s	2.009
$\dot{W}_{türbin,i}$	kW	1843
$\dot{W}_{türbin,g}$	kW	1566
$Q_{yogusturucu}$	kW	3174
$\dot{W}_{net,Rankine}$	kW	1523
$\eta_{Rankine}$	kW	0.3243
$\dot{W}_{net,birlesikçevrim}$	kW	3534
$\eta_{birlesikçevrim}$	-	0.4678

Brayton çevrimi türbin çıkışı egzoz gazı çıkış sıcaklığının çevrimdeki net güç ve ısıl verime olan etkisi Şekil 4.4'teki grafikte belirtilmiştir. Egzoz havası giriş havası sıcaklığındaki her 50 K'lik artışı sonucu ısıl verim ve net güçte artmaya ait ortanca değer %17 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4. 4. Türbin Egzoz gazı çıkış sıcaklığının çevrimdeki rankine net güç çıkışı ve ısıl verime etkisi

4.3.Tav Fırını Sonrası Rejeneratörlü Brayton Çevrimi Bulguları

Tav fırını sonrası Brayton çevrimi için Rejeneratör uygulaması yapılmış olup, Rejeneratörlü Brayton çevrimindeki noktaların termodinamik özellik değerleri ve iş çıktıları sırasıyla Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6'da gösterilmiştir.

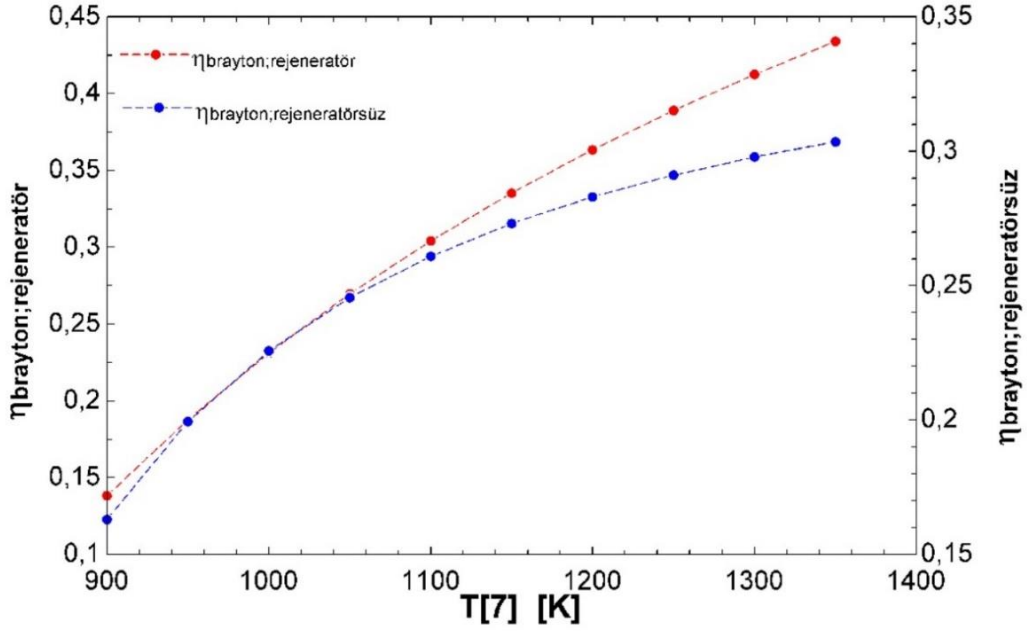
Çizelge 4. 5. Rejeneratörlü Brayton çevrimi termodinamik hesaplamaları

	Hava						
	P MPa	T K	h kJ/kg	s kJ/kgK	T_S K	h_S kJ/kg	s_S kJ/kgK
1	0.1013	293	293.4	5.678	-	-	-
2	1.013	608.8	615.2	5.763	561.4	566.9	5.678
3	1.013	639.7	660.7	-	-	-	-
4	1.013	1053	1107	6.365	-	-	-
5	0.1013	647.4	660.7	6.489	575.8	582	6.365
6	0.1013	-	-	-	-	-	-
7	-	1073	-	-	-	-	-
8	-	393	-	-	-	-	-

Çizelge 4. 6. Rejeneratörlü Brayton çevrimi debi, güç ve ısıl verim değerleri

$\dot{m}_{egzoz}$	kg/s	9.458
$\dot{m}_{hava}$	kg/s	17.36
$\dot{W}_{komp,i}$	kW	4749
$\dot{W}_{komp,g}$	kW	5587
$\dot{W}_{türbin,g}$	kW	7748
$\dot{W}_{türbin,i}$	kW	9116
$\dot{W}_{net}$	kW	2161
$\eta_{Brayton,rejeneratör}$	-	0.286

Bölüm 4.1'de bulgularını hesaplanan Brayton çevrimine rejeneratör uygulaması eklenip verim kıyaslaması yapılmıştır. Şekil 4.5'teki grafikten de yorumlanacağı üzere tav fırını egzoz gazı çıkış sıcaklığı arttıkça sistemin ısıl verimi artmaktadır. Rejeneratör ve Rejeneratörsüz uygulama kıyaslandığında 1050 K sıcaklığına kadar verimler yakın olup 1050 K den sonra rejeneratör uygulaması rejeneratörsüz Brayton çevrimine göre daha verimli olduğu görünmektedir.



Şekil 4. 5. Tav fırını egzoz gazı çıkış sıcaklığının rejeneratör ve rejeneratörsüz verime etkisi

4.4 Tav Fırını Soğutma Suyunun atık Isısını Kullanan ORC Çevrimi Bulguları

250 ton/h ısıtma kapasitesine sahip olan fırının gövde yüzeyinin ısınmasından dolayı gövde yüzeyindeki malzemelerin deformasyona uğramaması adına fırında bulunan hareketli ve sabit tabanların soğutulmaktadır. Soğutulan gövde soğutma suyu sıcak yüzeylerle olan ısı transferi sonucu buhar fazına geçmektedir. Bu sistemden kazanılan atık ısının değerlendirilmesi amacıyla ORC sistemi kurulmuştur. Mevcut sistemdeki ORC sisteminin enerji verimliliği incelenip proses basınç, sıcaklık ve debi değerleri fabrika Scada ekranından alınmıştır. Tüm noktaların R245fa gazı için termodinamik özellikleri Çizelge 4.7'de belirtilmiştir.

Çizelge 4. 7. ORC çevriminde noktaların R245fa için termodinamik özellikleri

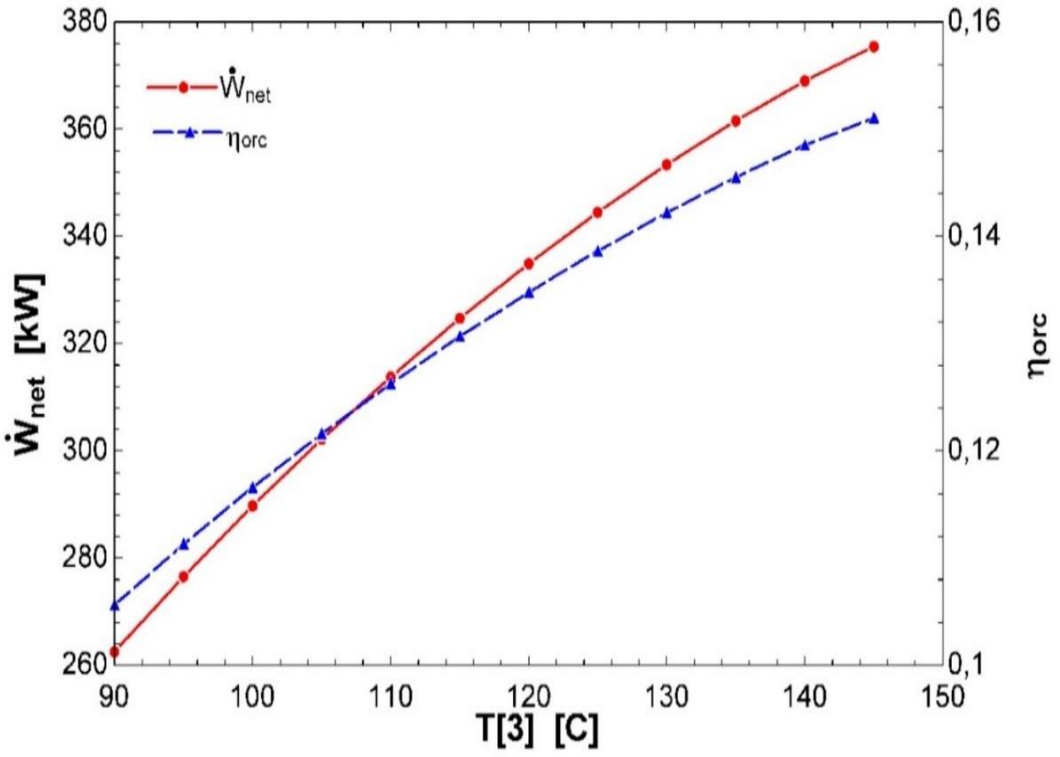
	R245fa							
	P MPa	T ℃	h kJ/kg	s kJ/kgK	T_S K	h_S kJ/kg	s_S kJ/kgK	v_l m^3/kg
1	0.16	27.16	235.3	1.123	-	-	-	0.0007504
2	1	27.62	236.2	1.124	27.46	-	1.123	-
3	1	89.61	467.9	1.785	-	-	-	-
4	0.16	46.23	442.7	1.812	37.46	434.3	1.785	-
5	2.5	88	321	-	-	-	-	-
6	3	125	379.9	-	-		-	-
7	0.2	28	236.4	-	-	-	-	-
8	0.2	21	227.2	-	-	-	-	-

Çizelge 4.8'de sisteme ait gerçek, ideal net güç ve termal verim hesaplanmıştır. Gerçek koşullar altında pompanın çektiği güç ideal durumdan daha fazla olup, Türbindeki gerçek koşullardaki iş çıkışı ideal durumda daha azdır.

Çizelge 4. 8. Organik Rankine çevrimi güç ve ısıl verim değerleri

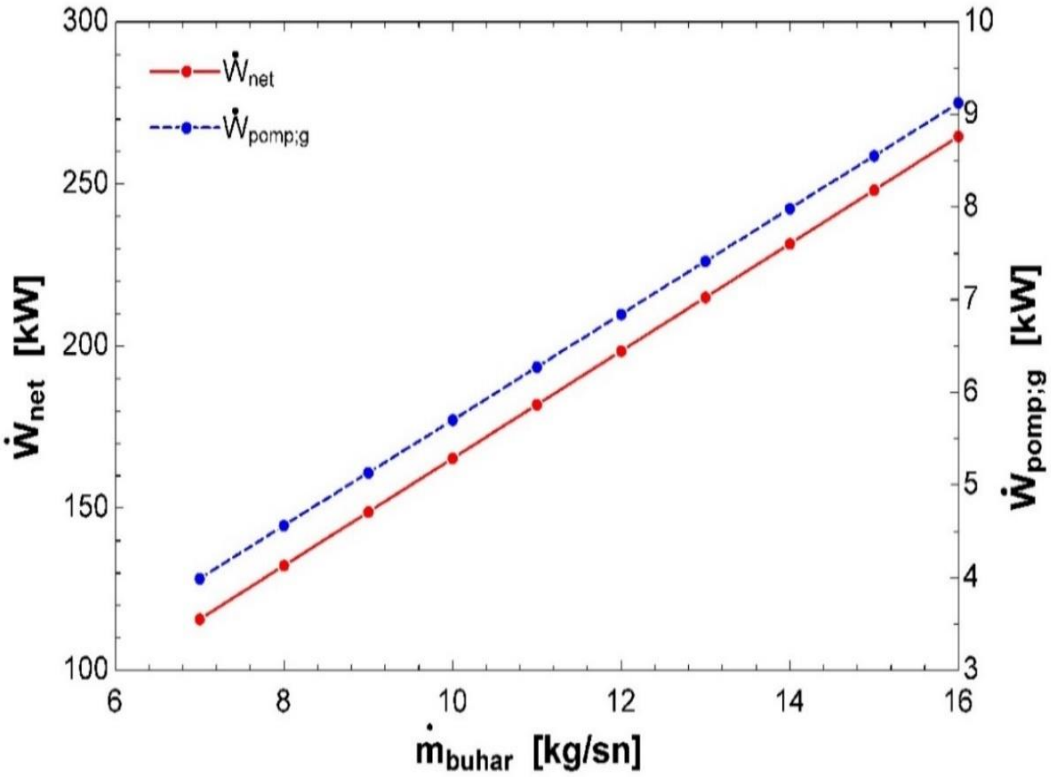
Organik Rankine Çevrimi (R245fa)		
$\dot{Q}_{evap}$	kW	2485
$\dot{W}_{pomp,i}$	kW	6.76
$\dot{W}_{pomp,g}$	kW	9.013
$\dot{m}_{buhar}$	kg/s	15.8
$\dot{W}_{türbin,i}$	kW	360.6
$\dot{W}_{türbin,g}$	kW	270.4
$\dot{Q}_{yogusturucu}$	kW	2223
$\dot{W}_{net}$	kW	261.4
$\dot{m}_{kule}$	kg/s	75.94
$\dot{m}_{orc}$	kg/s	10.72
η_{ORC}	-	0.1052

Şekil 4.6'da buharlaştırıcı sıcaklığının verim ve net güç çıkışına olan etkisi gösterilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı 10℃ arttırılmış olup net güç için ortanca değer %33 hesaplanmıştır. Isıl verim için ortanca değer %7'dir. Türbin giriş sıcaklığının artması sonucu çevrime verilen ısı ve net iş arttığı için çevrimin ısıl verimi artmıştır.



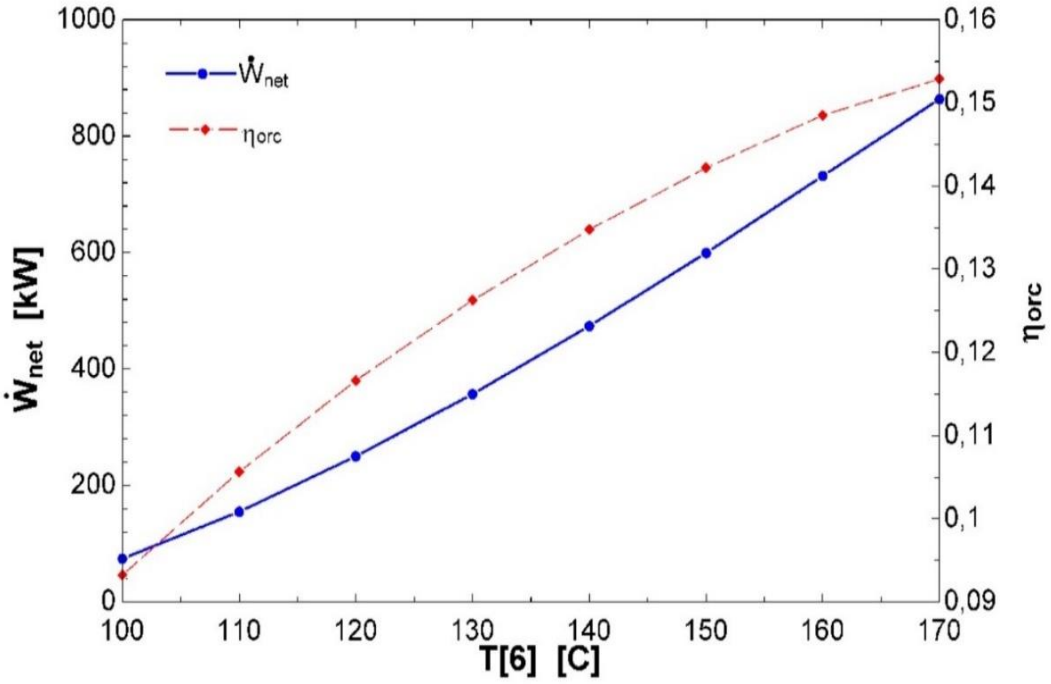
Şekil 4. 6. Evaporatör sıcaklığının ısıl verim ve net güç çıkısına etkisi

Şekil 4.7'de tav fırını soğutma suyunun buhar debisinin artması sonucu sistemdeki net güç artmış olup, debi artması sonucu pompanın çektiği güçte artmıştır.



Şekil 4. 7. Buhar debisi miktarının pompa ve net güç çıkışına etkisi

Şekil 4.8'de gösterilen grafikte soğutma suyu sıcaklığı arttıkça ORC ısıl verimi ve net güç üretiminin artacağı görülmektedir. Bu durumun sebebi yüksek sıcaklıktaki atık ısının buharlaştırıcıdaki organik akışkanın sıcaklığı arttırmasıdır. Fırından Çıkan sıcak buhar sıcaklığının artması ORC verimi ve net güç üretimini arttırmaktadır, fakat bu sıcaklık fırın denge sıcaklığını bozmayacak aralıkta olmalıdır. Fırının aşırı soğuması durumunda kaybedilen enerji miktarı kadar burnerlar tarafından denge sıcaklığı sağlanıncaya kadar enerji girişi olacaktır.



Şekil 4. 8. Soğutma suyu sıcaklığının ısıl verim ve net güce etkisi

4.5. Reküperatör Sonrası ORC Sistemi Analiz Sonuçları

Tav fırını sonrası Reküperatör sonrası modellenen ORC sistemindeki noktaların termodinamik özellikleri, enerji verimi, üretilen güç bulunmuştur. Sistemde üç farklı akışkanın çevrim verimine ve net güç üretimine ait kıyaslaması tablo halinde hesaplanmıştır. Kullanılan akışkanlar, Siklo-hekzan, n-pentan ve Toluen'dir.

ORC çevrim sistemindeki akışkanların en önemli özelliklerinden birisi düşük sıcaklıkta buharlaşmasıdır. Bu özelliğinden dolayı suda olması gereken yüksek sıcaklık için ısı kaynaklarına gerek duymadan elektrik üretimi sağlanmaktadır. Tasarlanan ORC çevriminde Siklo-hekzan, tolüen ve n-pentan akışkanlarının kullanılmasında yüksek sıcaklıklarda ısıyı düşürmeleri en temel etkendir (Yağlı, 2014; Ata, 2020).

Çizelge 4.9'da ORC sisteminde kullanılacak akışkanların sıcaklık, basınç gibi termodinamik özellikleri gösterilmektedir (Wang ve ark. 2012; Chys ve ark. 2012).

Çizelge 4. 9. ORC'deki akışkanlar ve özellikleri

Akışkan	Moleküler Ağırlık (kg/mol)	T_{kritik} (°C)	P_{kritik} (kPa)	Kaynama Noktası (°C)	Buharlaşma Entalpisi (kJ/kg)
n-Pentan	72.14	196.55	3370	36.1	357.6
Siklo-hekzan	84.16	280.45	4075	80.7	356.0
Tolüen	92.14	318.60	4126	110.6	360.7

ORC kullanılan üç farklı akışkan için türbin giriş sıcaklığı sabit tutularak her noktanın termodinamik özellikleri Çizelge 4.10, Çizelge 4.11 ve Çizelge 4.12'de gösterilmiştir.

Çizelge 4. 10. Organik Rankine Çevrimlerinde kullanılan Tolüen akışkanının termodinamik özellikleri

	Toluen							
	P Bar	T ℃	h kJ/kg	s kJ/kgK	$\dot{m}$ kg/sn	h_S kJ/kg	s_S kj $/kgK$	$v_{\text{ı}}$ m^3/kg
1	0.5	87.27	-45.72	-	6.561	-	-	0.001246
2	16.65	88.08	-43.03	-	6.561	-	-	-
3	16.65	250	321.2	0.704	6.561	-	-	-
4	0.5	87.27	252.4	-	6.561	229.5	0.704	-
5		350	-	-	9.548	-	-	-
6		120		-	9.548		-	-
7	2	25	104.9	-	58.45	-	-	-
8	2	33	138.4	-	58.45	-	-	-

Çizelge 4. 11. Organik Rankine Çevrimlerinde kullanılan n-pentan akışkanının termodinamik özellikleri

	n-pentan							
	P Bar	T ℃	h kJ/kg	s kJ/kgK	$\dot{m}$ kg/sn	h_S kJ/kg	s_S kj/kgK	v_{i} m^3/kg
1	0.5	16.61	-21.41	-	2.832	-	-	0.00159
2	16.65	17.48	-17.99	-	2.832	-	-	-
3	16.65	250	825.7	2.012	2.832	-	-	-
4	0.5	163.8	640.7	-	2.832	579	2.012	-
5		350	-	-	9.548	-	-	-
6		120		-	9.548		-	-
7	2	25	104.9	-	56.04	-	-	-
8	2	33	138.4	-	56.04	-	-	-

Çizelge 4. 12. Organik Rankine Çevrimlerinde kullanılan siklo-hekzan akışkanının termodinamik özellikleri

	Siklo-hekzan							
	P Bar	T ℃	h kJ/kg	s kJ/kgK	$\dot{m}$ kg/sn	h_S kJ/kg	s_S kj/kgK	v_{i} m^3/kg
1	0.5	58.93	97.68	-	3.416	-	-	0.001349
2	16.65	59.76	100.6	-	3.416	-	-	-
3	16.65	250	800.2	1.897	3.416	-	-	-
4	0.5	162	645.6	-	3.416	594	1.897	-
5		350	-	-	9.548	-	-	-
6		120	-	-	9.548		-	-
7	2	25	104.9	-	55.93	-	-	-
8	2	33	138.4	-	55.93	-	-	-

Üç farklı akışkan için ORC çevriminin enerji analizi yapılarak sonuçlar Çizelge 4.13'te verilmiştir.

Çizelge 4. 13. Tolüen, n-pentan ve siklo-hekzan akışkanlı ORC çevriminin enerji analizi

Farklı akışkanlar için çözüm sonuçları						
	$\dot{Q}_{buharlaştırıcı}$ kW	$\dot{W}_{pomp,g}$ kW	$\dot{W}_{türbin,g}$ kW	$\dot{Q}_{yogusturucu}$ kW	$\dot{W}_{net}$ kW	η_{ORC} $-$
Toluen	2390	17.6	451.4	1956	433.8	18.15
n-pentan	2390	9.697	524.2	1875	514.5	21.53
Siklo-hekzan	2390	9.924	528.1	1872	518.2	21.68

Üç farklı akışkan için çözüm sonuçları hesaplama yapıldığında Tolüen akışkanının kullandığı pompanın çektiği gücün n-pentan ve Siklo-hekzan akışkanlı çevrimden daha yüksek olduğu hesaplanmıştır. Bu durumun sebebi kütlesel debilerinin, tolüen akışkan kullanılan çevrime göre daha düşük olmasıdır.

Buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklık tüm çevrim akışkanları için 250 ℃ 'de sabit tutulup hesaplanmıştır. Tolüen akışkan kullanılan çevrimdeki türbinin çıkış gücü n-pentan ve Siklo-hekzan çevrimli akışkana göre yaklaşık %16 daha düşük güç üretmektedir.

Tolüen akışkan kullanılan çevrimdeki ısıl verim %18.15 hesaplanmış olup, n-pentan ve Siklo-hekzan ısıl verimleri %21.53 ve %21.68 değerleriyle çok yakın değerlerde verime sahiptirler.

Tolüen akışkan kullanılan çevrimdeki net güç 433.8 kW hesaplanmıştır. n-pentan ve Siklo-hekzan net güçleri 514.5 kW ve 518.2 kW değerleriyle çok yakın değerlerde net güce sahiptirler.

Üç farklı akışkanın kullandığı çevrim için alt basınç değeri 0.5 bar, üst basınç değeri 16.65 bar alınmıştır.

Çevrimin net güç çıkışı ve ısıl verimleri incelendiğinde Siklo-hekzan akışkanın diğer akışkanlara göre verim ve net güç açısından daha kullanılabilir olduğu görülüp,

n-pentan akışkanı Siklo-hekzan akışkanına en yakın değerleri vermiştir. Tolüen akışkanı ise bu iki akışkana göre daha düşük verim ve net güç değerlerine sahiptir.

4.5.1. Reküperatör sonrası ORC maliyet hesabı

Reküperatör sonrası ORC sistemi için örnek bir ekonomik analiz yapıldığında sistemin kurulum maliyeti 3000$/kWh alınıp üç farklı akışkan için sistem kurulum maliyeti, net elektrik üretim maliyeti ve geri ödeme süresi hesaplanmıştır.

Tav fırını çalışma süresi fabrikanın duruş ve arıza durumları göz önüne alınarak günde 20 saat, yılda 300 gün çalıştığı belirlenmiştir.

2023 yılı sanayide kullanılan enerji maliyeti 3.80 TL/kWh alınıp güncel dolar kuruna göre enerji maliyeti 0.20 $/kWh hesaplanmaktadır. ORC Sisteminin üç farklı akışkan için maliyet analizi Çizelge 4.14'te hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamaya göre üç farklı akışkanın geri ödeme süreleri 2.5 yıl olarak belirlenmiştir. Sistemdeki tüm akışkanların geri ödeme süreleri eşit olmasına rağmen amortisman süresi tamamlandıktan sonra siklo-hekzan akışkanlı çevrimin yıllık üretimi 3.109,2 MWh ve 621.840$/yıl kazanç miktarıyla en yüksek üretim ve yıllık kazanç miktarına sahiptir.

Çizelge 4. 14. ORC sisteminin maliyet hesabı

Akışkan	$\dot{W}_{net}$ (kW)	ORC kurulum maliyeti ($)	Çalışma saati (Saat/yıl)	Yıllık üretilen elektrik (kWh/yıl)	Yıllık kazanç miktarı ($/yıl)	Geri ödeme süresi (Yıl)
Toluen	433.8	1.301.400	6000	2.602.800	520.560	2.5
n-pentan	514.5	1.543.500	6000	3.087.000	617.400	2.5
Siklo-hekzan	518.2	1.554.600	6000	3.109.200	621.840	2.5

4.6. Oluşturulan Tüm Güç Çevrimlerinin Sonuçları

Tüm güç çevrimlerinin net güç çıkışı, verim ve kg-CO_2 değerleri Çizelge 4.15'te hesaplanmıştır.

Çizelge 4. 15. Tav Fırını atık ısıları için güç çevrim modelleri sonuçları ve karşılaştırılması

Güç Çevrimleri	**Net Güç,** $\dot{W}_{net}$ kW	**Isıl Verim,** | %	**CO_2 Salınım miktarı kg-CO_2**
Brayton	2011	26.62	885
Brayton+Rankine	3534	46.78	1555
Brayton+Rejeneratör	2161	28.6	955
Soğutma Suyu Sonrası ORC	261	10.52	115
Reküperatör sonrası ORC	518.2	21.68	228

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, haddehane tav fırınından gerçekleşen atık ısıların değerlendirilmesi için beş farklı güç çevriminin enerji analizi yapılmıştır. EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılarak yapılan enerji analizlerinde tesiste ölçülen verilerden yararlanılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir:

- **Tav fırını sonrası Brayton çevrimi**

Tav fırını sonrası Brayton çevriminde ısıl verim %26.62 ve net güç 2011 kW olup çevreye saatte 885 kg-CO_2 salınımı engellenmiş olacaktır.

Kompresör havası giriş sıcaklığı arttığında net güç ve verimde düşüş gerçekleşmiştir. Kompresör hava giriş sıcaklığı 273 K alınarak 315 K'ne kadar 5 K 'lik artış sonucu ısıl verimde ve net güçteki değişim incelendiğinde net güçte 2185 kW'dan 1752 kW düşüş hesaplanmış. Isıl verimde de beklendiği gibi %28'den %23'e düşme olmuştur.

Egzoz havası giriş sıcaklığı arttığında Brayton çevrimi verimi ve net güç artmaktadır Tav fırınından çıkıp Brayton çevrimine transfer edilen egzoz havası giriş sıcaklığı 873 K alınarak sıcaklık 100 K'lik artışı sonucu ısıl verim ve net güçteki değişim incelendiğinde, net güçteki artış 754.5 kW-5561 kW aralığında gerçekleşmiştir. Verimdeki artışta %14-%36 aralığında gerçekleşmiştir.

- **Tav fırını sonrası Brayton-Rankine çevrimi**

Brayton çevrimi sonrasına bir alt çevrim olarak rankine çevrimi oluşturulmuştur. Rankine çevriminin ısıl verimi %32.21 ve net güç 1515 kW'dir. Üst çevrim olan Brayton ve alt çevrim olan rankine çevriminin birleşik ısıl verimi %46.64 ve net birleşik gücü ise 3524 kW'tır. Bu üretilen elektrik gücü ile çevreye saatte 1555 kg-CO_2 salınımı engellenmiş olacaktır.

- **Tav fırını sonrası rejeneratörlü Brayton çevrimi**

Rejeneratörlü Brayton sistemi ısıl verimi %28 ve net güç 2161 kW olarak hesaplanmıştır. 1 saatlik üretilen elektrik gücü ile çevreye olan 951 kg-CO_2 salınımı engellenmiş olacaktır.

- **Tav fırını soğutma suyu sonrası ORC;**

ORC çevriminde ısıl verim %10.52 ve çevreye saatte 115 kg-CO2 salınıma karşılık gelen 261 kW elektrik gücü üretilmiş olacaktır.

Tav fırından çıkan soğutma suyu sıcaklığı arttıkça ORC ısıl verimi ve net güç üretiminin artacağı görülmektedir. Bu durumun sebebi yüksek sıcaklıktaki atık ısının buharlaştırıcıdaki organik akışkanın sıcaklığı arttırmasıdır. Fakat bu sıcaklık fırın denge sıcaklığını bozmayacak aralıkta olmalıdır. Fırının aşırı soğuması durumunda kaybedilen enerji miktarı kadar burnerlar tarafından denge sıcaklığı sağlanıncaya kadar enerji girişi olacaktır.

- **Tav fırını Reküperatör Sonrası ORC;**

ORC Rankine ısıl verimi %21.68 ve net güç 518.2 kW olup çevreye saatte 228 kg-CO_2 salınımı engellenmiş olacaktır.

Tasarlanan ORC çevriminde Siklo-hekzan, tolüen ve n-pentan akışkanlarının kullanılmasında yüksek sıcaklıklarda ısıyı düşürmeleri en temel etkendir (Yağlı, 2014; Ata, 2020).

Çevrimin net güç çıkışı ve ısıl verimleri incelendiğinde Siklo-hekzan akışkanın diğer akışkanlara göre verim ve net güç açısından daha kullanılabilir olduğu görülüp, n-pentan akışkanı Siklo-hekzan akışkanına en yakın değerleri vermiştir. Tolüen akışkanı ise bu iki akışkana göre daha düşük verim ve net güç değerlerine sahiptir.

Tasarlanan ORC sisteminin uygulamasının üç farklı akışkan için maliyet ve geri ödeme süresi hesaplandığında geri ödeme süreleri eşit olmasına rağmen amortisman süresi tamamlandıktan sonraki en avantajlı akışkan siklo-hekzan olarak hesaplanmıştır.

Siklo-hekzan akışkanlı ORC çevrimi projesinde tav fırını çalışma süresi 6000 saat/yıl olarak belirlenmiştir. Bu çalışma saatine göre ORC üreteceği elektrik 3.109.200 kWh/yıl olarak hesaplanmıştır. ORC Sisteminin yatırım maliyeti 1.554.600$ olacaktır. Üretilen elektriğin yıllık kazanç miktarı ise 621.840 $/yıl olacaktır. Projenin basit geri ödemesi hesabı yatırım maliyetinin, kazanç miktarına bölünmesiyle 2.5 yıl olarak hesaplanmıştır. Bu süre yapılan mevcut çalışmalarda ortalama 5-10 yıl olarak hesaplandığı göz önüne alındığında yapılacak ısı geri kazanım uygulamaların çok avantajlı olduğunu göstermektedir.

Bu çalışmalar sonucunda ısı geri kazanımı ile yüksek enerji tüketimine sahip olan demir-çelik sektörünün fosil yakıt kullanımında ciddi azalışlar olacağı, bu tüketim azalması sonucu sera gazlarında emisyonların düşeceği ve çevre kirliliğinin önlenebileceği görülmüştür.

Yüksek enerji tüketimine sahip demir-çelik sektörü yüksek atık ve baca gazları çıkış sıcaklıklarında çalışmaktadırlar. Bu nedenle aşağıdaki önerilerin dikkate alınabilir;

- ✓ Atık ısılardan geri kazanım elde etmek adına farklı güç çevrim modelleri oluşturup enerji, ekserji ve ekonomik analizleri yapılabilir.

- ✓ Güç çevrimlerinde kullanılan türbin, ısı değiştiriciler, rejeneratör vb. ekipmanların çalışma ve teknik parametreleri iyileştirilebilir.

- ✓ ORC güç çevrimlerinde farklı akışkanlarla çalışılabilir.

- ✓ Yakma havası çıkış sıcaklığı arttırılması için sahada alan varsa reküperatör yüzey alanı arttırılıp daha verimli bir reküperatörle çalışılabilir.

- ✓ Yakma havası çıkış sıcaklığın yükselmesi sonucu reküperatör borularında delinmeler ve bunun sonucunda sızıntılar meydana gelebilmektedir. Boru demetlerinin egzoz gazının korozif etkisine ve yüksek ısıya dayanıklı çeliklerle ilgili çalışmalar yapılıp yakma havası çıkış sıcaklığı arttırılabilir.

- ✓ Sistemlerin ekonomik analizinin de yapılması gerekir.

KAYNAKLAR

AB, 2001. Demir Haddeleme Prosesinde Mevcut En İyi Teknikler Referans Dokümanı Aralık 2001, Tercüme Demir Çelik Üreticileri Derneği Ankara – Mayıs 2007.

ATA, S., 2020. Düşük Kapasiteli Değişik Isı Kaynaklı, Akışkanlı ve Konfigürasyonlu Organik Rankine Çevrimlerinin Tasarımı ve Termodinamik Optimizasyonu, Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi,Konya, 191s.

BRANDER, M., SOOD, A., WYLİE, C., HAUGHTON, A., and LOVELL, J., 2011. Electricity- specific emission factors for grid electricity, Technical paper, ecometrica.<http://ecometrica.com/assets/Electricity-specific-emission-factors-forgridelectricity.pdf, Erişim tarihi: 20.02.2017.

CAMPANA, F., BIANCHI M., BRANCHINI, L., PASCALE DE, A., PERETTO, A., BARESİ, M., FERMİ A., ROSETTI, N., and VESCOVO, R., 2013. ORC Waste Heat Recovery In European Energy Intensıve Industries: Energy and GHG Saving, Energy Conversion and Management, 76:244-252.

CHYS, M., VAN DEN BROEK, M., VANSLAMBROUCK, B. and DE PAEPE, M., 2012. Potential Of Zeotropic Mixtures As Working Fluids İn Organic Rankine Cycles, Energy xxx: 1-10.

CİHAN, E., 2014. Organik Rankine çevrimi ile çalışan atık ısı kaynaklı bir soğutma sisteminin performansının araştırılması. J. of Thermal Science and Technology, 34(1): 101-109.

ÇENGEL, B., 2011. Termodinamik, Mühendislik Yaklaşımıyla, 5. Baskı, Çeviri Editörü: Pınarbaşı, A., Güven Bilimsel, İzmir, 764: 753-757.

ÇELİK, D., 2019. Endüstriyel Bir Tav Fırının Enerji, Ekserji ve Ekonomik Analizi. Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta, 51s.

EYİDOĞAN, M., KAYA, D., DURSUN Ş. ve TAYLAN, O., 2014. Endüstriyel tav fırınlarında enerji tasarrufu ve emisyon azaltım fırsatları. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Dergisi, 29(4): 735-743.

KAŞKA, Ö., 2014. Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, Energy Conversion and Management, 77: 108–117.

KARAAĞAÇ M.O., KABUL A., ve YİĞİT F., 2019. Kombine doğalgaz çevrim santralinin performans analizi, Politeknik Dergisi, 22(2): 319-325.

KURBANOĞLU, A., 2017. Demir Çelik Sektöründe Tav Fırını Atık Isısını Isı Kaynağı Olarak Kullanan Organik Rankine Çevriminin Termodinamik Analizi. İskenderun Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Hatay, 83s.

Lİ, C., ZHU, Q., and WANG H., 2015. Parametric optimization of Brayton/organic trans-critical combined cycle for flue gas waste heat recovery, Energy Procedia, 75: 1590-1595.

ÖRENAY, S., 2011. Sanayi Fırınlarında Merkezi Reküperatör, Reküperatif ve Rejeneratif Yakıcılar. 3. Enerji Verimliliği Konferansı.

Sİ, M., THOMPSON, S., and CALDER, K., 2011. Energy efficiency assessment by process heating assessment and survey tool (PHAST) and feasibility analysis

of waste heat recovery in the reheat furnace at a steel company. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15: 2904–2908.

SMS G., 2020. https://www.sms-group.com/plants/all-plants/reheating-furnaces/, Erişim Tarihi: 08.09.2020.

SUNG, T., YUN, E., KİM, H. D., YOON, S.Y., CHOİ, B. S., KİM, K., KİM, J., JUNG, Y. B., and KİM, K.C., 2016. Performance characteristics of a 200-kW organic Rankine cycle system in a steel processing plant, Applied Energy, 183: 623-635.

T.C. ENERJİ ve TABİİ KAYNAKLAR BAKANLIĞI, (2022). "Türkiye Elektrik Üretimi ve Elektrik Tüketim Noktası Emisyon Faktörleri", https://enerji.gov.tr/evced-cevre-ve-iklim-elektrik-uretim tuketim-emisyon-faktorleri, (Ziyaret Tarihi: 25.01.2023).

TRİNKS, W., MAWHİNNEY, M. H., SHANNON, R. A., REED, R. J. and GARVEY, J. R., 2004. "Industrial Furnaces, 6th Edition", John Wiley and Sons, USA, 1.

TURAN, E., 2018. Bir Alüminyum Profil Fabrikasındaki Soğurmalı Soğutma Sisteminin Karşılaştırmalı Termodinamik Analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 73s.

YAĞLI, H., 2014. Baca Gazı Atık Isısı İçin Organik Rankine Çevrimi Tasarımı ve Ekserji Analizi, Mustafa Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Hatay, 70s.

YILDIRIM, A., 2018. Haddehane Tav Fırınında Isı Kayıpları ve Enerji Analizi. İskenderun Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İskenderun, 76s.

ZHANG, Z., CHEN, L., YANG, B., GE, Y., and SUN, F., 2015. Thermodynamic analysis and optimization of an air Brayton cycle for recovering waste heat of blast furnace slag, Applied Thermal Engineering, 90:742-748.

Waste Heat Recovery Technology and Opportunities in U.S. Endüstri, https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf. Erişim Tarihi: 10.11.2021.

WANG, D., LİNG, X. and PENG, H., 2012. Performance Analysis Of Double Organic Rankine Cycle For Discontinuous Low Temperature Waste Heat Recovery, Applied Thermal Engineering 48: 6371.

XU, C. and CANG, D., 2010. A Brief Overview of Low CO_2 Emission Technologies for Iron and Steel Making. Journal of Iran and Steel Research, International, 17: 1-7.

EKLER

EK.1: Brayton Çevrimi EES Denklemleri

"Sistem verileri ve kabulleri "

T[1]=293 [K] "hava giriş sıcaklığı 20 c"

T[3]=1073 [K] "egzoz gazı giriş sıcaklığı 800 c "

T[4]=393 [K] "baca gazi çıkış sıcaklığı yoğuşma noktası alt limit 120 c "

T[5]=T[3]-20 [K] "sıcaklık farkı 20 c"

P[1]=P[6]

P[2]=P[5]

"Atik isi enerji denklemi "

cp_egzoz=1,17479 [kj/kg-k] "800 c deki cp degeri "

cp_hava=SpecHeat(Air;T=T[2])

m_dot_egzoz=9,4575 [kg/s]

Q_dot_baca=m_dot_egzoz*cp_egzoz*(T[3]-T[4])

Q_dot_reküp=m_dot_hava*cp_hava*(T[5]-T[2])

Q_dot_reküp=Q_dot_baca

"Kompresör bölümü enerji denklemi "

P[1]=0,1013 [mpa]

h[1]=Enthalpy(Air;T=T[1])

s[1]=Entropy(Air;T=T[1];P=P[1])

s_s[2]=s[1]

T_s[2]=Temperature(Air;s=s_s[2];P=P[2])

h_s[2]=Enthalpy(Air;T=T_s[2])

s[2]=Entropy(Air;T=T[2];P=P[2])

eta_komp=0,85

Rpi=10 "basınç oranı 10 -20 arasında çalıştırılacaktır."

P[2]=Rpi*P[1]

```
eta_komp=(T_s[2]-T[1])/(T[2]-T[1])   "T[2] Çekilir"
eta_komp=(h_s[2]-h[1])/(h[2]-h[1])

w_komp_g=(h[2]-h[1])

w_komp_i=(h_s[2]-h[1])

W_dot_komp_g=m_dot_hava*w_komp_g

W_dot_komp_i=m_dot_hava*w_komp_i

" türbin bölümü enerji denklemi "


eta_türbin=0,85

s[5]=Entropy(Air;T=T[5];P=P[5])

h[5]=Enthalpy(Air;T=T[5])

s[5]=s_s[6]

T_s[6]=Temperature(Air;s=s_s[6];P=P[6])

s[6]=Entropy(Air;T=T[6];P=P[6])

h_s[6]=Enthalpy(Air;T=T_s[6])

eta_türbin=(h[5]-h[6])/(h[5]-h_s[6])

eta_türbin=(T[5]-T[6])/(T[5]-T_s[6])

W_dot_türbin_g=m_dot_hava*(h[5]-h[6])

W_dot_net=(W_dot_türbin_g-W_dot_komp_g)

w_türbin_g=(h[5]-h[6])

w_net=w_türbin_g-w_komp_g

eta_brayton=W_dot_net/Q_dot_baca
```

EK.2: Tav Fırını Sonrası Brayton-Rankine Çevrimi EES Denklemleri

"Sistem verileri ve kabulleri "

T[1]=293 [K] "hava giriş sıcaklığı 20 c"

T[3]=1073 [K] "egzoz gazı giriş sıcaklığı 800 c "

T[4]=393 [K] "baca gazi çıkış sıcaklığı yoğuşma noktası alt limit 120 c "

T[5]=T[3]-20 [K] "sıcaklık farkı 20 c"

P[1]=P[6]

P[2]=P[5]

"Atik isi enerji denklemi "

cp_egzoz=1,17479 [kj/kg-k] "800 c deki cp degeri 1,263"

cp_hava=SpecHeat(Air;T=T[2])

m_dot_egzoz=9,4575 [kg/s]

Q_dot_baca=m_dot_egzoz*cp_egzoz*(T[3]-T[4])

Q_dot_reküp=m_dot_hava*cp_hava*(T[5]-T[2])

Q_dot_reküp=Q_dot_baca

"Kompresör bölümü enerji denklemi "

P[1]=0,1013 [mpa]

h[1]=Enthalpy(Air;T=T[1])

s[1]=Entropy(Air;T=T[1];P=P[1])

s_s[2]=s[1]

T_s[2]=Temperature(Air;s=s_s[2];P=P[2])

h_s[2]=Enthalpy(Air;T=T_s[2])

s[2]=Entropy(Air;T=T[2];P=P[2])

eta_komp=0,85

Rpi=10 "basinc oranı 10 -20   arasında calistirilacaktir."

P[2]=Rpi*P[1]

eta_komp=(T_s[2]-T[1])/(T[2]-T[1])   "T[2] Cekilir"

eta_komp=(h_s[2]-h[1])/(h[2]-h[1])

w_komp_g=(h[2]-h[1])

w_komp_i=(h_s[2]-h[1])

W_dot_komp_g_brayton=m_dot_hava*w_komp_g

W_dot_komp_i=m_dot_hava*w_komp_i

" türbin bölümü enerji denklemi "

eta_türbin=0,85

s[5]=Entropy(Air;T=T[5];P=P[5])

h[5]=Enthalpy(Air;T=T[5])

s[5]=s_s[6]

s[6]=Entropy(Air;T=T[6];P=P[6])

T_s[6]=Temperature(Air;s=s_s[6];P=P[6])

h_s[6]=Enthalpy(Air;T=T_s[6])

eta_türbin=(h[5]-h[6])/(h[5]-h_s[6])

eta_türbin=(T[5]-T[6])/(T[5]-T_s[6])

W_dot_türbin_g_brayton=m_dot_hava*(h[5]-h[6])

W_dot_türbin_i_brayton=m_dot_hava*(h[5]-h_s[6])

W_dot_net_brayton=W_dot_türbin_g_brayton-W_dot_komp_g_brayton

eta_brayton=(W_dot_türbin_g_brayton-W_dot_komp_g_brayton)/Q_dot_baca

"rankine cevrimi "

eta_türbin_rankine=0,85

{m_dot_hava=16,15}

R$='Steam_IAPWS'

eta_pomp=0,85

{T[6]=647,4}

"sistem kabulleri"

" T[6] türbin egzoz giriş sıcaklığı "

T[7]=393 [K] " egzoz çıkış sıcaklığı literatür taramalarında yoğuşma sıcaklığı 120 c derece alınmıstır "

T[9]=T[6]-15 [K] " Brayton cevrimi ve rankine arasındaki sıcaklık farkı 15 c"

"atik isi kazanı "

TC=T_crit(Water)

PC=P_crit(Water)

P[9]=18

{P[9]=Pressure(R$;T=T[9];x=1)}

P[8]=P[9]

h[9]=Enthalpy(R$;T=T[9];P=P[9])

s[9]=Entropy(R$;T=T[9];P=P[9])

s[8]=Entropy(R$;T=T[8];P=P[8])

cp_türbin=1,143 "647 K deki egzoz gazı cp değeri "

Q_dot_türbin_egzoz=m_dot_hava*cp_türbin*(T[6]-T[7])

Q_dot_evap=m_dot_su*(h[9]-h[8])

Q_dot_türbin_egzoz=Q_dot_evap

"pompa bölümü "

P[11]=0,01 [mpa] "sistem basınç kabülü"

P[11]=P[10]

T[11]=Temperature(R$;P=P[11];x=0)

h[11]=Enthalpy(R$;T=T[11];x=0)

s[11]=Entropy(R$;T=T[11];x=0)

s[11]=s_s[8]

T_s[8]=Temperature(R$;P=P[8];s=s_s[8])

v[11]=Volume(R$;x=0;P=P[11])

T[8]=Temperature(R$;P=P[8];h=h[8])

w_pomp_g=((v[11]*((P[8]-P[11])*convert(mpa;kpa))/eta_pomp))

w_pomp_g=(h[8]-h[11])   "h[8] denklemden cekilir"

W_dot_pomp_i=m_dot_su*w_pomp_i

W_dot_pomp_g=w_pomp_g*m_dot_su

w_pomp_i=v[11]*((P[8]-P[11])*convert(mpa;kpa))

"türbin bölümü "

s[9]=s_s[10]

T_s[10]=Temperature(R$;P=P[10];s=s_s[10])

h_s[10]=Enthalpy(R$;T=T_s[10];s=s_s[10])

T[10]=Temperature(R$;P=P[10];h=h[10])

eta_türbin_rankine=W_dot_türbin_g_rankine/W_dot_türbin_i_rankine

W_dot_türbin_g_rankine=m_dot_su*(h[9]-h[10])

W_dot_türbin_i_rankine=m_dot_su*(h[9]-h_s[10])

Q_dot_yoğuşturucu=m_dot_su*(h[10]-h[11])

" Rankine sistem verimi"

eta_rankine=(W_dot_türbin_g_rankine-W_dot_pomp_g)/Q_dot_türbin_egzoz

"Birleşik Çevrimin ısıl verimi "

W_dot_net_rankine=W_dot_türbin_g_rankine-W_dot_pomp_g

W_dot_birleşik_çevrim=W_dot_net_rankine+W_dot_net_brayton

eta_birleşik_çevrim=(W_dot_net_rankine+W_dot_net_brayton)/Q_dot_baca

EK.3: Tav Fırını Sonrası Rejeneratörlü Brayton Çevrimi EES Denklemleri

"Sistem verileri ve kabulleri "

T[1]=293 [K] "hava giriş sıcaklığı 20 c"

T[7]=1073 [K] "egzoz gazı giriş sıcaklığı 800 c "

T[8]=393 [K] "baca gazi çıkış sıcaklığı yoğuşma noktası alt limit 120 c "

T[4]=T[7]-20 [K] "sıcaklık farkı 20 c"

P[1]=P[5]

P[5]=P[6]

P[2]=P[4]

P[2]=P[3]

"Atik isi enerji denklemi "

cp_egzoz=1,17479 [kj/kg-k] "800 c deki cp değeri "

cp_hava=SpecHeat(Air;T=T[2])

m_dot_egzoz=9,4575 [kg/s]

Q_dot_baca=m_dot_egzoz*cp_egzoz*(T[7]-T[8])

Q_dot_reküp=m_dot_hava*cp_hava*(T[4]-T[3])

Q_dot_reküp=Q_dot_baca

"rejeneratör "

h[3]=h[5]

eta_rejeneratör=0,80

eta_rejeneratör=(T[3]-T[2])/(T[5]-T[2])

"Kompresör bölümü enerji denklemi "

P[1]=0,1013 [mpa]

h[1]=Enthalpy(Air;T=T[1])

s[1]=Entropy(Air;T=T[1];P=P[1])

s[2]=Entropy(Air;T=T[2];P=P[2])

s_s[2]=s[1]

T_s[2]=Temperature(Air;s=s_s[2];P=P[2])

```
h_s[2]=Enthalpy(Air;T=T_s[2])
eta_komp=0,85

k_1=1,4

Rpi=10 "basınç oranı 10 -20  arasında çalıştırılacaktır."

P[2]=Rpi*P[1]

eta_komp=(T_s[2]-T[1])/(T[2]-T[1])   "T[2] Çekilir"

eta_komp=(h_s[2]-h[1])/(h[2]-h[1])

w_komp_g=(h[2]-h[1])

w_komp_i=(h_s[2]-h[1])

W_dot_komp_g=m_dot_hava*w_komp_g
W_dot_komp_i=m_dot_hava*w_komp_i


" türbin bölümü enerji denklemi "

eta_türbin=0,85

s[4]=Entropy(Air;T=T[4];P=P[4])

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

s[4]=s_s[5]

s[5]=Entropy(Air;T=T[5];P=P[5])

T_s[5]=Temperature(Air;s=s_s[5];P=P[5])

h_s[5]=Enthalpy(Air;T=T_s[5])

w_türbin_g=(h[4]-h[5])

w_türbin_i=(h[4]-h_s[5])

eta_türbin=(h[4]-h[5])/(h[4]-h_s[5])

eta_türbin=(T[4]-T[5])/(T[4]-T_s[5])

W_dot_türbin_g=m_dot_hava*(h[4]-h[5])

W_dot_türbin_i=m_dot_hava*(h[4]-h_s[5])

W_dot_net=W_dot_türbin_g-W_dot_komp_g

Q_dot_giren=m_dot_hava*(h[4]-h[2])
Q_dot_rejenerator=m_dot_hava*(h[3]-h[2])
eta_brayton_rejeneratör=(W_dot_türbin_g-W_dot_komp_g)/Q_dot_baca
eta_brayton_rejeneratörsüz=(W_dot_türbin_g-W_dot_komp_g)/Q_dot_giren
```

EK.4: Tav Fırını Soğutma Suyunun Atık Isısını Kullanan Orc Çevrimi EES Denklemleri

"soğutma suyu giriş sıcaklığı"

R$='R245fa'

T[7]=28 "soğutma suyu giriş"

T[8]=21 "soğutma suyu çıkış "

P[2]=1

P[2]=P[3]

P[1]=P[4]

"evaporatör bölümü "

T[6]=125 "fırın soğutma suyu çıkış"

T[5]=88 "fırın soğutma suyu giriş "

P[6]=3

P[5]=2,5

h[5]=Enthalpy(R$;P=P[5];T=T[5])

h[6]=Enthalpy(R$;P=P[6];T=T[6])

m_dot_buhar=15,8 "soğutma suyu buhar debisi "

{T[3]=T[6]-20}

T[3]=Temperature(R$;P=P[3];x=1)

h[3]=Enthalpy(R$;T=T[3];x=1)

s[3]=Entropy(R$;T=T[3];x=1)

cp_buhar=Cp(Water;T=T[6];P=P[6])

Q_dot_firin=m_dot_buhar*cp_buhar *(T[6]-T[5])

Q_dot_evap=m_dot_orc*(h[3]-h[2])

Q_dot_evap=Q_dot_firin

"Pompa Bölümü "

P[1]=0,16

eta_pomp=0,75

T[1]=Temperature(R$;P=P[1];x=0)
h[1]=Enthalpy(R$;T=T[1];x=0)

```
s[1]=Entropy(R$;T=T[1];x=0)
s[1]=s_s[2]
T_s[2]=Temperature(R$;P=P[2];s=s_s[2])
v[1]=Volume(R$;x=0;P=P[1])

T[2]=Temperature(R$;P=P[2];h=h[2])

s[2]=Entropy(R$;T=T[2];P=P[2])

w_pomp_g=((v[1]*((P[2]-P[1])*convert(mpa;kpa))/eta_pomp))

w_pomp_g=(h[2]-h[1])   "h[2] denklemden cekilir"

W_dot_pomp_i=m_dot_orc*w_pomp_i

W_dot_pomp_g=w_pomp_g*m_dot_orc

w_pomp_i=v[1]*((P[2]-P[1])*convert(mpa;kpa))

"türbin bölümü "
eta_türbin=0,75

s[3]=s_s[4]

T_s[4]=Temperature(R$;P=P[4];s=s_s[4])

h_s[4]=Enthalpy(R$;T=T_s[4];s=s_s[4])

s[4]=Entropy(R$;T=T[4];P=P[4])

eta_türbin=W_dot_türbin_g/W_dot_türbin_i

W_dot_türbin_g=m_dot_orc*(h[3]-h[4])

W_dot_türbin_i=m_dot_orc*(h[3]-h_s[4])

"kondenser bölümü "

h[4]=Enthalpy(R$;T=T[4];P=P[4])

Q_dot_kondenser=m_dot_orc*(h[4]-h[1])

Q_dot_kondenser=Q_dot_kule

Q_dot_kule=m_dot_kule*cp_kule*(T[7]-T[8])
cp_kule=Cp(Water;T=T[7];P=P[7])

P[7]=0,2
P[7]=P[8]
h[7]=Enthalpy(R$;T=T[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(R$;T=T[8];P=P[8])
 "sistem verimi  "
eta_orc=(W_dot_türbin_g-W_dot_pomp_g)/Q_dot_firin
W_dot_net=W_dot_türbin_g-W_dot_pomp_g
```

EK.5: Reküperatör Sonrası Orc Sistemi EES Denklemleri

```
R$='n-Pentane'
{Cyclohexane
Toluene
n-Pentane}
"sistem kabulleri"

T[5]=350 [C] " egzoz giriş sıcaklığı "
T[6]=120 [C] " egzoz çıkış sıcaklığı  literatür taramalarında yoğuşma sıcaklığının 110-120 derece arasında olduğu görüldü "
T[3]=250  [C] ” türbin giriş sıcaklığı literatür taramasında egzoz giriş sıcaklığının 80-100  derece altında çalışmaktadır ”

P[3]=16,65

eta_türbin=0,75

h[3]=Enthalpy(R$;T=T[3];P=P[3])

s[3]=Entropy(R$;T=T[3];P=P[3])

P[2]=P[3]

P[1]=P[4]

"evaporatör bölümü "

m_dot_egzoz=9,4575 [kg/s]

cp_egzoz=1,09863 [kj/kg*k]

Q_dot_egzoz=Q_dot_evap

Q_dot_egzoz=m_dot_egzoz*cp_egzoz*(T[5]-T[6])

Q_dot_evap=m_dot_orc*(h[3]-h[2])

"Kondenser bölümü "

P[1]=0,5 [bar]

T_sat=T[1]

T_sat=T_sat(R$;P=P[1])

s[3]=s_s[4]

h[4]=Enthalpy(R$;s=s_s[4];P=P[4])

T[4]=Temperature(R$;h=h[4];P=P[4])

T[7]=25
T[8]=33
P[7]=2 [bar]
P[7]=P[8]

h[7]=Enthalpy(Water;T=T[7];P=P[7])
```

```
h[8]=Enthalpy(Water;T=T[8];P=P[8])

Q_dot_sog=Q_dot_kond

Q_dot_sog=m_dot_su*(h[8]-h[7])

Q_dot_kond=m_dot_orc*(h[4]-h[1])

 "pompa bölümü"

W_dot_pomp_i=m_dot_orc*w_pomp_i

W_dot_pomp_g=w_pomp_g*m_dot_orc

v[1]=Volume(R$;x=0;P=P[1])

h[1]=Enthalpy(R$;x=0;P=P[1])

T[2]=Temperature(R$;h=h[2];P=P[2])

eta_pomp=0,75

w_pomp_g=((v[1]*((P[2]-P[1])*convert(bar;kpa))/eta_pomp))

w_pomp_g=(h[2]-h[1])

w_pomp_i=v[1]*((P[2]-P[1])*convert(bar;kpa))

 "türbin bölümü "

eta_türbin=W_dot_türbin_g/W_dot_türbin_i

W_dot_türbin_g=m_dot_orc*(h[3]-h[4])

W_dot_türbin_i=m_dot_orc*(h[3]-h_s[4])

 "sistem verimi  "

W_dot_net=(W_dot_türbin_g-W_dot_pomp_g)

eta_orc=((W_dot_türbin_g-W_dot_pomp_g)/Q_dot_egzoz)*100

"Maliyet hesabı "

orc_maliyeti =3000 [$/kw]

toplam_maliyet=orc_maliyeti*W_dot_net

yıllık_netüretim=W_dot_net*300[gün/yıl]*20[saat/gün]{*convert(kw;mw)}

birim_fiyat=0,20[$/kw]

toplam_uretim=birim_fiyat*yıllık_netüretim

geri_ödeme=toplam_maliyet/toplam_uretim
```