



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN
ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



ENDÜSTRİYEL BİR YEM TESİSİNDEKİ
ATIK ISI KAYNAKLI ORÇ SİSTEMİNİN
ENERJİ VE EKONOMİK ANALİZİ

Emin Serhat AKYÜZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Mayıs-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ENDÜSTRİYEL BİR YEM TESİSİNDEKİ ATIK ISI KAYNAKLI ORÇ SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKONOMİK ANALİZİ

Emin Serhat AKYÜZ

Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

2022, 74 Sayfa

Bu tez çalışmasında, Konya bölgesinde yer alan ve yem üreten bir tesisteki buhar kazanı bacasının atık ısısının geri kazanımı incelenmiştir. Isı kaynağı olarak endüstriyel hayvan yemi tesisinde kullanılan buhar kazanı bacasından 200 – 210 °C sıcaklık aralığında çıkan atık gazın ısı kullanılmıştır. Çalışmada, atık ısı kaynağı sıcaklığına bağlı olarak 5 farklı organik akışkan türü seçilmiş ve termodinamik analizler sonucunda optimum iş akışkanı belirlenmiştir. Organik akışkanlar arasında belirlenen tasarım koşullarında en optimum akışkanın Benzen olduğu sonucuna varılmıştır. Sistem için yapılan hesaplamalarda endüstriyel yem fabrikasının buhar kazanından elde edilen gerçek işletme verileri kullanılmıştır. Kazan sistemine entegre edilecek ORÇ sistemi için termodinamik ve ekonomik analizler yapılmıştır. ORÇ sisteminin termodinamik analizinde Engineering Equation Solver (EES) programı kullanılmıştır. Yapılan ekonomik analiz ve hesaplamalar sonucunda atık ısı kaynağından değerlendirilebilecek maksimum güç değeri 135,71 kW olarak hesaplanmıştır. Bu değerden, %15.94 ısı verimle Benzen akışkanı kullanılarak tasarlanan ORÇ sisteminden 21.63 kW gücün geri kazanılacağı sonucuna varılmıştır. Tasarlanan ORÇ sistemi ile yıllık 71.386,17 kWh elektrik üretilebileceği hesaplanmıştır. Tüm bunlara ek olarak Benzen akışkanlı ORÇ sisteminin yıllık maddi kazancının 142.058,49 TL ve geri ödeme süresinin 4,6 yıl olacağı sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Atık Isı Geri Kazanımı, Enerji Geri Kazanımı, Enerji Verimliliği, Organik Rankine Çevrimi (ORÇ).

ABSTRACT

MS THESIS

ENERGY AND ECONOMIC ANALYSIS OF WASTE HEAT SOURCED ORC SYSTEM IN AN INDUSTRIAL FEED MILL PLANT

Emin Serhat AKYÜZ

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE OF SCIENCE IN ENERGY SYSTEMS ENGINEERING

Advisor: Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

2022, 74 Pages

In this thesis study, the recovery of the waste heat of the steam boiler chimney in a facility located in the Konya region and producing animal feed plant has been studied. As the heat source, the heat of the waste gas that comes out of the steam boiler chimney used in industrial feed plant at a temperature range of 200 – 210 °C has been used. In this study, 5 different organic fluids type has been selected depending on the waste heat source temperature and the optimum working fluid has been determined as a result of thermodynamic analysis. It has been finalized that Benzene is the most optimum fluid in the design conditions has been determined among the organic fluids. Real operating data from the steam boiler of the industrial animal feed plant were utilized in the calculations for the system. Thermodynamic and economic analyses have been carried out for the ORC unit to be integrated into the boiler system. During the study, the Engineering Equation Solver (EES) program was helped in the thermodynamic analysis of the ORC system. As a result of the economic analysis and calculations, the maximum power value that can be evaluated from the waste heat source is calculated as 135.71 kW. From this value, it was concluded that 21.63 kW of power would be recovered through the ORC system using benzene fluid with a thermal efficiency of 15.94%. It has been calculated that 71,386,17 kWh electricity can be produced annually, through the designed ORC system. In addition to all these, it has been concluded that the annual financial gain of the ORC system with benzene fluid will be 142,058.49 TL and the payback period will be 4,6 years.

Keywords: Energy Saving, Energy Efficiency, Organic Rankine Cycle (ORC), Waste Heat Recovery.

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmalarım boyunca yardımlarını esirgemeyerek, sürekli destek olan Necmettin Erbakan Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyesi Danışmanım Prof. Dr. Ali KAHRAMAN'a saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca tez çalışmam boyunca yardımlarını esirgemeyen KTO Karatay Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyelerinden Dr. Öğr. Üyesi Sadık ATA'ya teşekkür ederim.

Tüm eğitim hayatım boyunca benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen her zaman yanımda olan sevgili aileme teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Emin Serhat AKYÜZ
KONYA-2022

İÇİNDEKİLER

ÖZET	v
ABSTRACT.....	vi
ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER.....	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Klasik Rankine Çevrimi.....	5
1.2. Organik Rankine Çevrimi (ORÇ)	8
1.2.1. ORÇ Teknolojisi	8
1.2.2. ORÇ Çalışma Prensibi	9
1.2.3. Organik Rankine Çevrimi Bileşenleri.....	10
1.2.3.1. Pompa.....	10
1.2.3.2. Evaporatör (Buharlaştırıcı) ve Kondenser (Yoğunlaştırıcı).....	11
1.2.3.3. Türbin (Expander).....	11
1.2.4. ORÇ’de Çalışma Akışkanı Tayini ve Önemi	11
1.2.4.1. Termodinamik Özellikleri	12
1.2.4.2. Akışkan Tipi.....	13
1.2.4.3. Akışkanın Ekonomikliği	15
1.2.4.4. Organik Akışkanların Çevresel Etkileri	15
1.2.4.5. Organik Akışkanların Güvenilirliği	15
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	17
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	22
3.1. Tasarlanan ORÇ Sistemi, Akış Diyagramı ve Çalışma Prensibi	22
3.1.1. Buhar Kazanı Sistemi	22
3.1.2. Akış Diyagramı	25
3.1.3. Çalışma Prensibi	25
3.2. Tasarlanan ORÇ Sistemi İçin Akışkan Seçimi	26
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	28
4.1. Enerji Geri Kazanımı İçin Baca Atık Isısı Isıtma Gücü Hesabı	28
4.2. Baca Gazı Analizi	31
4.3. Tasarlanan ORÇ Sisteminin Termodinamik Analizi	33
4.4. Tasarlanan ORÇ Sisteminin Ekonomik Analizi	44
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	53
5.1. Sonuçlar	53

5.2. Öneriler	55
6. KAYNAKLAR	56
EKLER	61

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

C_p	: Özgül Isı (kJ/kg°C)
E	: Ekserji
h	: Entalpi (kJ/kg)
J	: Joule
kg	: Kilogram
kPa	: Kilopaskal
kW	: Kilowatt
\dot{m}_{ORC}	: Organik akışkanın kütleli debisi (kg/s)
\dot{m}_h	: Sıcak akışkan kütleli debisi (kg/s)
\dot{m}_c	: Soğutma suyu kütleli debisi (kg/s)
$\eta_{ısıl}$: Isıl Verim
η_p	: Pompa izantropik verimi
η_t	: Türbin izantropik verimi
$^{\circ}C$: Santigrat derece
P	: Basınç (kPa)
P_{kritik}	: Akışkanın kritik basıncı (kPa)
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
$T_{c,i}$: Soğutma suyu giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{c,o}$: Soğutma suyu çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{h,i}$: Isı kaynağı giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{h,o}$: Isı kaynağı çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{kritik}	: Akışkanın kritik sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{p,e}$: Evaporatör pinch noktası sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{p,k}$: Kondenser pinch noktası sıcaklığı ($^{\circ}C$)
W	: Güç (Watt)
X	: Kuruluk derecesi
ΔT_{PP}	: Pinch noktası sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)
$\Delta T_{PP,e}$: Evaporatör pinch noktası sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)
$\Delta T_{PP,k}$: Kondenser pinch noktası sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)
ε	: Etkenlik değeri

Kısaltmalar

AIGK	: Atık Isı Geri Kazanımı
EES	: Engineering Equation Solver
EPDK	: Enerji Piyasası Düzenleme Kurulu
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli (Global Warming Potential)
GÖS	: Geri Ödeme Süresi
KPMG	: Klynveld Peat Marwick Goerdeler
ODP	: Ozon Delme Potansiyeli (Ozone Depletion Potential)
ORÇ	: Organik Rankine Çevrimi
ORC	: Organic Rankine Cycle
PP	: Pinch Point
TÜİK	: Türkiye İstatistik Kurumu

1. GİRİŞ

Enerji, dünyada ekonomik kalkınma ve yaşam kalitesi için büyük önem taşımaktadır (Kayabaşı, 2018). Hayatın her alanında ihtiyaç duyulan ve kullanılan enerjinin çeşitleri; mekanik, jeotermal, biyokütle, rüzgar, güneş, kimyasal, nükleer ve hidrojen enerjisi olarak sıralanabilir. Bu enerjiler uygun işlemlerle birbirine dönüştürülebilir (Eyidogan vd. 2014). Enerji kaynakları, kullanımları açısından yenilenebilir ve yenilenemez; dönüşüm yeteneklerine göre birincil ve ikincil enerji kaynakları olarak sınıflandırılırlar (Pulat vd. 2009).

Dünyada ve ülkemizde enerji ihtiyacı denilince akla ilk gelen enerji çeşidi günümüzün vazgeçilmez ihtiyacını oluşturan elektrik enerjisidir. Termik santraller, doğalgaz güç üretim tesisleri günümüz elektrik ihtiyacının karşılanmasında öncü enerji üretim tesislerini oluşturmaktadır. Enerji üretim tesislerinin yaklaşık %51'lik kısmında yüksek karbon içeriğine sahip kömür, petrol türevlerinin yakıt olarak kullanıldığı bilinmektedir. Fosil kökenli bu yakıtların çevreye ve atmosfere verdiği ciddi tahribat nedeniyle alternatif enerji üretim yöntemleri üzerine çalışmalar yoğunlaştırılmıştır.

Günden güne artan nüfus ve sanayileşme enerjiye olan talebi de her geçen gün artırmaktadır. Yapılan araştırmalar ve değerlendirmelere göre, 2050 yılı itibariyle dünyada, enerji tüketim miktarının %50'in üzerinde bir artış göstereceği tahmin edilmektedir (KPMG, 2021). Türkiye'de ise son 10 yılda kişi başı elektrik tüketimi %23 oranında artış göstermektedir. Ayrıca Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK) yayınladığı raporda, termik santrallerden üretilen elektrik üretim payının %9 azaldığını, yenilenebilir ve atık enerji kaynaklarından üretilen elektrik üretim payının ise %13 oranında arttığını bildirmiştir (TÜİK, 2021).

Enerji arzında yaşanan artış miktarıyla, enerjinin üretim ve tüketiminden doğan çevresel problemlerin artışı doğru orantılıdır. Fosil kökenli kaynakların, enerji üretim ve tüketimindeki payları %80-85'lik bir oranla görece azalmasına karşın, gelecek 30 yıl içerisinde öncü kaynak olma durumlarının süreceği ön görülmektedir. Küresel ölçekte enerji ile ilgili karbon emisyon oranının ise, toplam emisyonun %39'unu oluşturduğu rapor edilmektedir (Abergel vd. 2019).

Mevcuttaki enerji üretim proseslerinden oldukça fazla miktarda atık durumuna gelen ve değerlendirilmeden atmosfere salınan atık ısı enerji potansiyelinin olduğu da bilinmektedir. Öte yandan, arz-talep dengesini korumak amacıyla üretilen elektrik enerjisinin büyük bir bölümü üretim kapasitesi daha yüksek olan sanayi sektöründe

tüketilmektedir (Proskurina vd 2017; Zhang vd 2019). Buna paralel olarak enerjinin en fazla atık halde bulunduğu sektör yine sanayi sektörüdür. Dünyada sanayi tesislerinde kullanılan kömür, doğalgaz ve petrol türevleri vb. fosil kökenli yakıtların tüketimi son 30 yılda %47 oranında artış göstermiştir (IEA, 2021; Malico, Nepomuceno Pereira, Gonçalves ve Sousa, 2019).

Dünyada sektörlere göre toplam enerji tüketiminde sanayi sektörünün payının %29 olduğu IEA tarafından rapor edilmektedir. Yapılan tüm bu değerlendirmeler ışığında, 2050 yılında global çapta toplam enerji tüketiminin yarısından fazlasının sanayi sektöründe olacağı ön görülmektedir (Eyidogan vd. 2016).

Günümüzde enerji arzına en önemli alternatifi yenilenebilir enerji kaynakları (güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, hidroelektrik santraller, biyogaz enerjisi, hidrojen enerjisi vb.) ve nükleer santraller oluştursa da bu kaynakların henüz ihtiyaçları karşılamada yetersiz kalması sebebiyle fosil kökenli elektrik üretim tesislerinin önümüzdeki 25-30 yıl süre zarfında kullanılmasının devam edeceği tahmin edilmektedir. Bu sebeple bu süreyi en aza indirmek ve enerjide fosil kaynaklı tesislere bağımlılığı azaltmak amacıyla araştırmacıların tüm çalışma odağı yenilenebilir enerji sistemleri ile birlikte mevcutta bulunan sistemlerin daha etkin ve verimli kullanılması üzerine yoğunlaşmıştır. Bu bağlamda mevcut enerji kaynaklarının günden güne hızla artan enerji taleplerini karşılayamaz hale gelmesinden dolayı enerjide verimlilik kavramı ortaya çıkmıştır. (Tokgöz ve Özgün, 2019).

Enerji verimliliği, konutlarda sosyal huzuru etkilemeden hizmet kalitesinin, endüstriyel imalat sektöründe ise üretimin kalitesinin ve miktarının düşüşüne yol açmadan harcanan enerjinin azaltılmasıdır. Enerji verimliliği başka bir tanımla; sistemdeki ısı, elektriksel vb. tüm enerji kayıplarını önleme işidir. Ya da sistemden atık olarak atmosfere salınan sıcak baca gazları, orta ve yüksek dereceli sıcak su atıkları vb. oluşumların enerji yoluyla geri kazanılarak tekrar değerlendirilmesi olarak da tanımlanabilir.

Yüksek üretim kapasitesi ve enerji tüketimine sahip endüstriyel sanayi tesislerinde enerjinin daha etkin ve verimli bir şekilde kullanılması yatırım maliyetlerini düşüreceği gibi enerji üretimi için ihtiyaç duyulan kaynak tüketimini de önemli ölçüde azalmasına katkıda bulunacaktır (Angın, 2007).

Enerjiyi verimli bir şekilde üretmek ve kullanmak hem ülkemizde hem de dünyada üzerinde durulan en önemli sorunlardan birisi haline gelmiştir (Kılınç, 2016). Günden güne artmakta olan hava kirliliği, sera gazı yayılımı, küresel ısınmadan

kaynaklı iklim değişiklikleri ve diğer çevresel problemlerin kaynağı enerji üretim ve tüketimine dayanmaktadır (S. McAllister, J. Chen, vd. 2011).

Dünyada ve ülkemizde, enerji fiyatlarının artması, sanayileşmedeki değişim, çevresel problemlerdeki artış (küresel ısınma, sera gazları, CO2 emisyonları, ozon tabakasının incilmesi vb.) nedeniyle araştırmacılar, endüstrinin çeşitli sektörlerinde yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanmaya ve atık ısıyı geri dönüştürmeye çalışmaktadırlar. Bu, yalnızca endüstriyel enerji maliyetleri azaltmakla kalmaz, aynı zamanda sera gazları ve kirletici emisyonları da azaltır (Amiri, Deymi vd. 2019).

Ülkemizde enerji tüketimi sanayi, ticari & evsel konutlar ve ulaşım olmak üzere üç ana grupta gerçekleştirilmektedir. Bu gruplardan olan sanayi kalemi, yüksek üretim ve tüketim proseslerine sahip olması ve bunun sonucunda da yüksek enerji tasarruf potansiyeline sahip olmasından kaynaklı enerjinin geri kazanım uygulamalarında ele alınması gereken öncü sektördür. Sanayi sektörü, ülkemizdeki toplam enerji tüketimindeki yaklaşık %33,4, elektrik enerjisi tüketimindeki yaklaşık %55-60'lık payı ile çok önemli bir yere sahiptir (ETKB, 2018).

Sektörde farklı endüstriyel üretim proseslerinde gerçekleştirilen enerji etüt çalışmalarından elde edilen veriler incelendiğinde, endüstriyel sanayi kuruluşlarının oldukça büyük bir kısmında enerji verimlilik değerinin artırılabilirlik oranının %5 ile %40 arasında olacağı düşünülmektedir. Daha da önemlisi, bu endüstriyel sanayi kuruluşlarında herhangi bir ek yatırım ihtiyacı olmadan ya da çok düşük maliyetli yatırımlar sayesinde en az %10 oranında enerji verimliliğinin artırılacağı saptanmıştır (Ünlü, 2009).

Örneğin; endüstriyel bir proseste kullanılan bir buhar kazanını ele alalım. Kazandan elde edilen verim değeri yaklaşık %75 ile %80 oranlarındadır. Kazandaki enerji kayıpları (boru kayıpları, radyasyon ve iletim kayıpları, sıcak kondens ve blöf kayıpları, sıcak baca gazı kayıpları vb.) ise yaklaşık %20 ile %25 civarındadır. (Willems, 2006).

Neticede dünya genelinde yapılan araştırmalar ve elde edilen veriler, endüstriyel sanayi kuruluşlarına ait enerji tüketimlerinin yaklaşık %25'inin atmosfere ısı ve atık gaz olarak salındığını göstermektedir. Göz ardı edilemeyecek olan bu enerji kaybının tekrar değerlendirilmesi için atık ısı geri kazanım sistemlerinden faydalanılmaktadır. Bu sistemlerin ilk yatırım maliyetleri görece yüksek olsa da uzun vadede sağladığı faydalardan dolayı sanayi kuruluşlarınca önemli ölçüde değerlendirilmeye başlanmıştır.

Atık ısı geri kazanım sistemleri; endüstriyel sanayi kuruluşlarının enerji ihtiyaçları için ayırdıkları payı azaltmakla birlikte enerjinin proseslerde en verimli şekilde kullanılmasını sağlamaktadır. Ayrıca yüksek karbon ve hidrokarbon içerikli sıcak atık gazların çevreye verdiği tahribatı da en aza indirmektedir (Selbaş, 1992).

Ayrıca ülkemizde atık ısıdan elektrik enerjisi üretim miktarı %0,42 yüzdellik dilimi ile 379,2 MW gibi az bir miktar olarak görülmektedir. Elektrik enerjisi üretiminde atık ısı geri kazanım yöntemlerin yaygınlaşması kuşkusuz çevreye, atmosfere ve ekonomiye kazanımlar sağlayacaktır.

Bütün çalışmalar sonucunda sunulan bu tez çalışmasının konusunu oluşturan ısı geri kazanımıyla enerji kaynaklarının etkin ve verimli kullanılması, fosil kökenli enerji kaynaklarının tüketiminin azaltılmasında da önemli derecede katkısının olacağını söylemek mümkündür. Ek olarak; küresel ısınma, sera gazı etkisi ve çevresel sorunlarla birlikte iklim değişikliklerinin en önemli pay sahiplerinden biri olan bu endüstriyel atık gazların çevreye verdiği zararların azaltılmasına da katkısı çok önemlidir.

Geleneksel Rankine güç üretiminde ihtiyaç duyulan yüksek sıcaklıklar ve yaşanan sorunların çözülmesi amacıyla düşük kaynak sıcaklığına sahip atık ısıların da değerlendirilebilmesi için çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalarda son yıllarda tercih edilen en önemli teknolojilerden biri Organik Rankine Çevrimi teknolojisidir.

Bu çalışmada da yoğun enerji tüketen endüstri kollarından biri olan hayvansal yem üretim sektöründe, enerji verimliliğini arttırmak için buhar kazanı bacası atık ısısından yararlanılarak, elektrik üretimi için küçük ölçekli bir ORÇ (Organik Rankine Çevrimi) tasarlanmış, sonuçları ve avantajları değerlendirilmiştir.

Organik Rankine Çevrimi teknolojisi genel yapı itibarıyla geleneksel Rankine çevrimine çok benzemektedir. Temel fark ise türbinde dolaşan akışkandır. ORÇ sistemlerinde, geleneksel Rankine çevrimlerinden farklı olarak su buharı yerine, düşük kaynama sıcaklığına sahip soğutucu organik akışkan buharı dolaşmaktadır. İş akışkanı olarak tanımlanan çeşitli özelliklerdeki bu organik sıvılarla, 70-300°C aralığında değişen sıcaklıklardaki atık ısı kaynaklarından elektrik enerjisi üretimi yapılabilmektedir (Loo ve Koppejan, 2008).

Sunulan bu tez çalışmasında, tarım sektöründe hizmet veren yem tesisinde yer alan buhar kazanı atık ısısından ORÇ sistemi ile elektrik enerjisi üretimi amaçlanmıştır.

1.1. Klasik Rankine Çevrimi

Klasik Rankine çevrimi, yüksek enerji potansiyeline sahip termal enerjinin güce dönüştürülmesinde öncü kullanılan çevrimlerin başında gelmektedir. Termik & nükleer santraller ve elektrik üretim santralleri gibi enerji üretim tesislerinin çoğu Rankine çevrimine dayanmaktadır. İdeal Buharlı Rankine çevriminin kullanıldığı güç tesislerinin başlıca ekipmanları; kondenser, pompa, kazan, türbin ve çevrim akışkanıdır. İdeal Rankine çevriminde, su çevrim akışkanı olarak kullanılmaktadır. Çevrimde iş akışkanı olarak kullanılan suyun basıncı pompa vasıtasıyla artırılır ve basınçlandırılmış su buharlaştırıcı ekipmana (buhar kazanı) gönderilir. Buhar kazanlarında temel olarak; sıvı (fuel-oil, diesel), gaz (doğalgaz, LPG) ve katı (biyokütle, kömür, pelet) yakıt çeşitleri kullanılmaktadır. Buhar kazanları tasarım şekline göre sistemlerde alev-duman borulu yada su borulu olarak konfigüre edilebilir. Alev-duman borulu kazan sistemini ele alırsak, buhar kazanı temel olarak yanma haznesi (külhan) ve onu çevreleyen duman borularından meydana gelmektedir. Kazan sisteminde yakıtın yanması sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi, duman boru demetlerinin iç yüzeylerinde dolaşarak, borularını çevreleyen besleme suyuna aktarılır. Zamanla su doymuş buhar haline gelir. Daha sonra buhar, sisteme entegre edilen kızdırıcı ünitesine gönderilir ve kızgın faz haline ulaşması sağlanır. Kazanda üretilen ve yüksek basınca sahip olan kızgın buhar, buhar türbinine gönderilir. Elde edilen kızgın buhar, türbin kanatçıklarına çarparak türbin milinin çıkışında mekanik enerjiye dönüşür. Bu mekanik enerji sayesinde, türbin miline bağlanan jeneratörden elektrik üretimi sağlanır. Daha sonra türbinden türbine görece daha düşük basınçta çıkan doymuş su buharı, kondenser yardımıyla yoğuşturularak tekrar sıvı faza dönüştürülür. Kondenserden çıkan düşük sıcaklık ve basınçtaki su ise basınçlandırılmak ve döngüde kullanılmak üzere tekrar pompa ünitesine gönderilir. Çevrim akışkanı olan suyun, pompadan çıkıp döngüyü tamamlayıp pompa ünitesine dönmesiyle güç çevrimi tamamlanmış olur (Yılmaz, 2013).

Çevrimine ait T-s ve akış diyagramları Şekil 1.1 ve Şekil 1.2'de verilmiştir.

Buna göre döngü;

- 1 noktası ile - 2 noktası arası pompada izentropik sıkıştırma
- 2 noktası ile - 3 noktası arası (kazan) sabit basınçta ısı girişi
- 3 noktası ile - 4 noktası arası türbinde izentropik genişleme
- 4 noktası ile - 1 noktası arası kondenserde sabit basınçta ısı çıkışı

aşamalarından oluşmaktadır. (Çengel, 2008).

Basit İdeal Rankine çevrimine ait sistemin net enerji korunumu denklemi denklik 1.1 ve denklik 1.7 arasında verilmiştir.

$$(q_g - q_ç) + (W_t - W_p) = h_ç - h_g \quad (1.1)$$

Pompanın harcadığı işi hesaplamak için;

$$W_p = (h_2 - h_1) = c_p(T_2 - T_1) = v(P_2 - P_1) \quad (1.2)$$

Evaporatöre giren ısı miktarını hesaplamak için;

$$q_g = h_3 - h_2 \quad (1.3)$$

Türbinden elde edilebilecek iş miktarını hesaplamak için;

$$W_t = h_3 - h_4 \quad (1.4)$$

Kondenserden çıkan ısı miktarını hesaplamak için;

$$q_ç = h_4 - h_1 \quad (1.5)$$

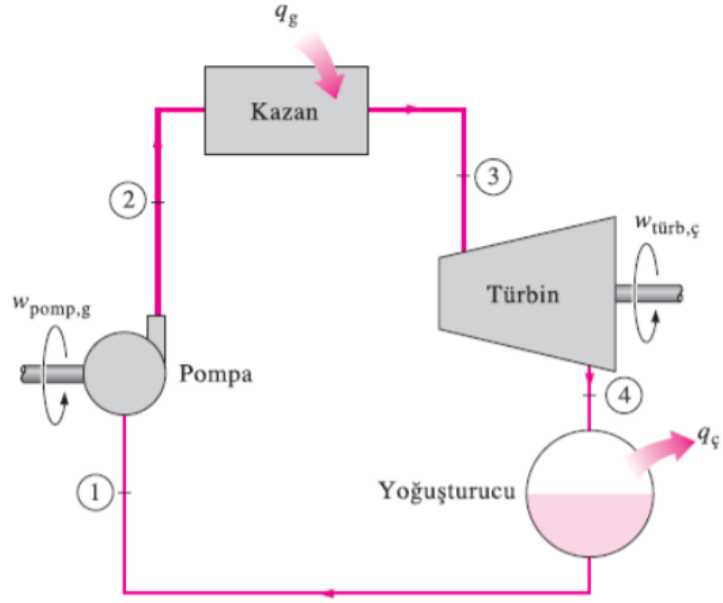
Çevrimin ısıl verimi için;

$$n_{th} = \frac{(W_t - W_p)}{q_g} = \frac{(q_g - q_ç)}{q_g} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} \quad (1.6)$$

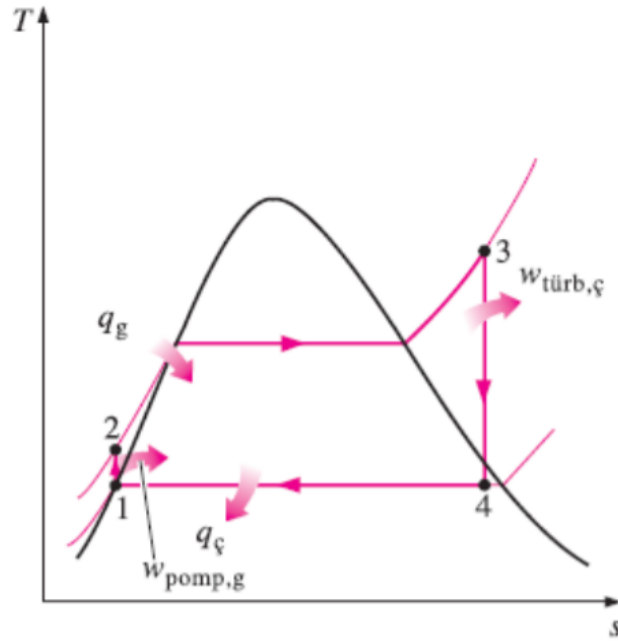
Çevrimin ideal net işi için;

$$W_{net} = (q_g - q_ç) = (W_t - W_p) \quad (1.7)$$

denklemleri kullanılmaktadır.



Şekil 1.1. Klasik Rankine Çevriminin Akış Diyagramı



Şekil 1.2. Klasik Rankine Çevriminin T-S Diyagramı

Klasik Rankine çevrimde, iş akışkanı olarak su kullanılmaktadır. İş akışkanı olarak su kullanılmasının avantajları;

- Çok iyi ısı ve kimyasal stabilite,
- Çok düşük pompalama işi,
- Yüksek buharlaşma ısısı,
- Yüksek özgül ısı,

- Zehirsiz olma, yanmama ve çevreye zarar vermeme,
- Ekonomik ve bol miktarda bulunma,

İş akışkanı olarak su kullanılmasının dezavantajları; (E. Wali, 1980);

- Buhar türbininde türbin kanatçıklarına zarar vermemesi için yüksek sıcaklık ve kurulukta kızgın buhar ihtiyacı,
- Türbinde genişleme sonrası olası yoğuşma sebebiyle kanatçıklarında korozyon riski,
- Buharlaştırıcıda yüksek basınçla çalışma,
- Sistemde yer alan buhar türbini ünitesinin karmaşık yapıda ve çok maliyetli olması durumu,

Listelenen bu problemlerden dolayı Klasik Rankine çevriminde iş akışkanı olarak kullanılan su, yüksek kaynak sıcaklığına sahip uygulamalar için daha uygundur. Orta ve küçük ısı kaynaklı güç çevrimlerinde ise akışkan olarak su yerine uygun akışkan kullanılarak su kullanımında karşılaşılan problemlerin önüne geçilebilir. İş akışkanı su yerine kullanılan bu akışkanlar sudan daha yüksek molekül ağırlığına ve daha düşük kritik sıcaklığa sahip olup "organik akışkan" olarak adlandırılırlar ve "Organik Rankine Çevrimi (ORÇ)" adı verilen buhar çevrimlerinde kullanılırlar.

1.2. Organik Rankine Çevrimi (ORÇ)

1.2.1. ORÇ Teknolojisi

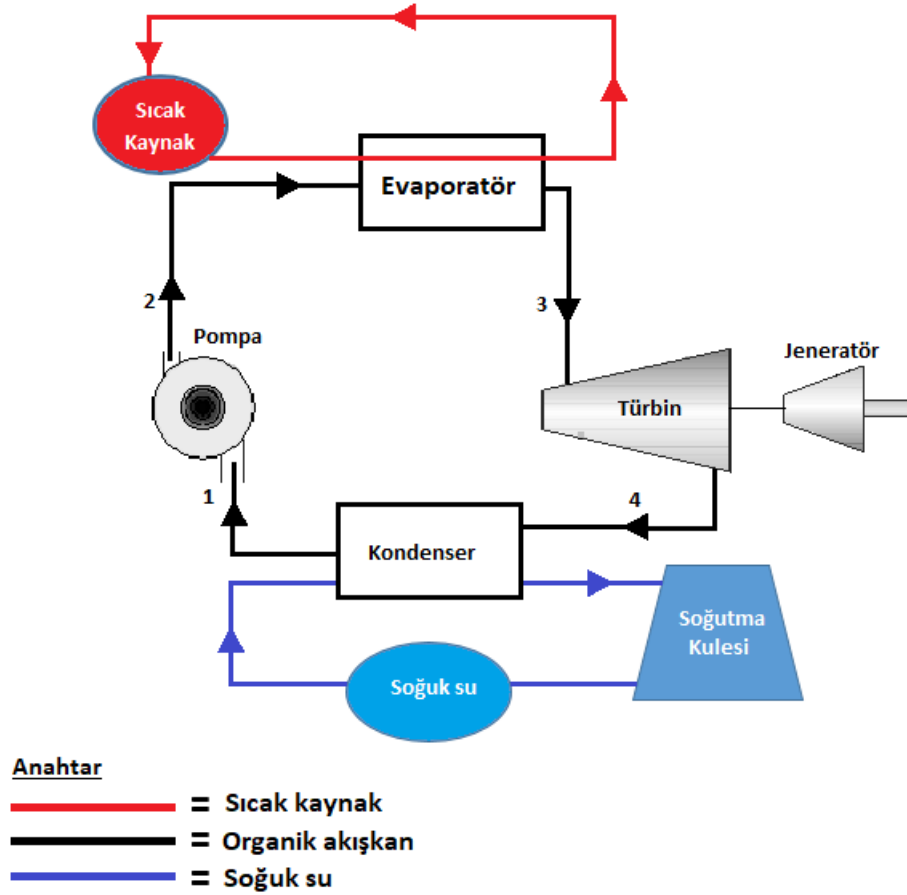
Günümüzde, düşük kaynama noktasına (düşük kritik sıcaklık) sahip organik soğutucu akışkanların çevrim akışkanı olarak kullanıldığı Organik Rankine Çevrim (ORÇ) sistemleri, atık ısı enerjisinin geri kazanılması için önem arz eden sistemlerden birisi olarak değerlendirilmektedir. ORÇ sistemlerini diğer Rankine çevrimlerinden farklı yapan özelliği sistem ekipmanları değil, sistemde kullanılan akışkanın türüdür. Çevrimde kullanılan organik iş akışkanı, sudan daha düşük kaynama noktasına ve daha yüksek bir buhar basıncına sahiptir.

1.2.2. ORÇ Çalışma Prensibi

ORÇ sistemleri çalışma prensibi itibariyle, geleneksel buharlı güç üretim santrallerine benzemektedir. Bugüne kadar global ölçekte bilim insanları tarafından ORÇ üzerinde çalışılmış ve atık haldeki enerji kaynaklarının tekrar değerlendirilmesine ve enerjinin daha verimli hale dönüşümünün sağlanabilmesine yönelik yaklaşımlarda bulunulmuştur.

ORÇ sistemlerinde genel olarak düşük dereceli sıcaklıklardaki ısı kaynaklarının enerjisi kullanılarak ve suya göre görece daha düşük kaynama noktasına sahip soğutucu akışkanlar buharlaştırılmaktadır. Daha sonra elde edilen organik akışkan buharı, uygun bir buhar türbininden geçirilerek güç üretimi sağlanmaktadır. Sistemde kullanılacak organik iş akışkanı ise ısı kaynağı sıcaklığına göre seçilmektedir. Sistemde organik akışkan buharı türbinden geçirilerek sıcaklığı düşürülmektedir. Türbinden çıkarak ıslak buhar haline dönüşen akışkan buharı, bir kondenserden geçirildikten sonra doymuş sıvıya dönüştürülmektedir. Akışkan buharı daha sonra basınçlandırılmak üzere bir pompa ile tekrar evaporatöre gönderilmektedir.

Isı kaynağının enerjisini mekanik enerjiye, mekanik enerjiyi de elektrik enerjisine dönüştürmekte olan sistemi esas alan ORÇ teknolojisi Şekil 1.3'de verilmiştir. Burada buharlaştırıcı, içerisindeki organik çalışma sıvısını (siyah çizgi) buharlaştırmak için sıcak kaynaktaki (kırmızı çizgi) ısıyı kullanır. Basınçlandırılmış ve sıcaklığı artırılmış kızgın formdaki buhar daha sonra türbine yollanır ve jeneratör milini tahrik ederek elektrik enerjisi üretir. Türbinden çıkan buhar, yoğunlaşır ve kondenser içinde toplanır. Burada soğutma akışkanı olarak soğutma kulesi, yeraltı suyu ya da ırmak suyu (mavi çizgi) kullanılabilir. Daha sonra soğutulmuş iş akışkanı pompa aracılığıyla tekrar buharlaştırıcıya pompalanır ve bu döngü tekrar eder. ORÇ sisteminde herhangi bir yanma olayı gerçekleşmediğinden dolayı atmosfere hiçbir salınım oluşmaz. Ayrıca yakıt olarak atık ısı kaynağı aracılığıyla ısıtılan sıcak organik sıvı kullanıldığından yakıt maliyeti yoktur (Ağırkaya, 2015).



Şekil 1.3. ORÇ Çalışma Prensibi (Ata, 2020)

Şekil 1.3'te, kapalı çevrime dayalı olarak çalışan bir ORÇ sistemine ait diyagram verilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi, ORÇ sistemi pompa ünitesi, buharlaştırıcı (evaporatör) ünitesi, expander (türbin) ünitesi, yoğuşturucu (kondenser) ünitesi ve organik iş akışkanını olmak üzere 5 ana bileşenden oluşmaktadır (Saitoh vd., 2007).

1.2.3. Organik Rankine Çevrimi Bileşenleri

1.2.3.1. Pompa

Organik Rankine Çevrimi sistemlerinde pompa, çevrim akışkanının sisteme beslenmesi, evaporatöre sabit bir akışkan kaynağının sağlanması ve sistemde sirkülasyonun devamı için kullanılmaktadır.

1.2.3.2. Evaporatör (Buharlaştırıcı) ve Kondenser (Yoğunlaştırıcı)

ORÇ sistemlerinde konfigüre edilen evaporatör ve kondenserler genellikle ısı değiştirici bileşenlerdir. Buharlaştırıcı ünitesinde atık ısı kaynağından ısı çekilmesiyle organik çevrim akışkanının buharlaştırılması sağlanır. Kondenser ünitesinde ise türbinden çıkan akışkan buharının yoğuşturulma işlemi yapılmaktadır.

1.2.3.3. Türbin (Expander)

ORÇ sistemlerinde ana bileşenlerden biri olan türbin (expander), sistemin kurulum ve işletme maliyetine etki eden en önemli ünedir. Bu ünite için en kritik parametreler; türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı ve türbinden geçirilecek çalışma akışkanının cinsi ve debisidir. Bu sistemlerde, türbin milinin dönme hızı düşüktür. Bu nedenle türbinlerde tek kademeli veya en fazla 2 kademeli bir genişleme kullanılmaktadır. Bu da, türbin ünitesinin maliyetini azaltan faktörlerdendir.

1.2.4. ORÇ'de Çalışma Akışkanı Tayini ve Önemi

ORÇ sistemleri için iş akışkanının seçimi, ORÇ sistemlerinin tasarımında kilit bir unsurdur. Organik Rankine çevrimleri (ORÇ) ile İdeal Rankine çevrimleri genel yapısı ve bileşenleri itibariyle birbirlerine çok benzeseler de çevrimde kullanılan iş akışkanı ve ısı kaynağı sıcaklık aralıkları bakımından farklılık göstermektedir. Örneğin; yenilenebilir, atık ısı ve jeotermal enerji kaynaklarından elde edilen düşük dereceli sıcaklıklar nedeniyle çalışma akışkanı olarak su kullanmak mümkün değildir (Rayegan vd. 2011).

İdeal Rankine çevrimlerinde iş akışkanı olarak su kullanılabilmesine karşın, Organik Rankine çevrimlerinde iş akışkanı olarak organik akışkanlar kullanılabilir. Sudan daha düşük kaynama noktası ve buharlaşma entalpisine sahip olmalarından dolayı, ORÇ sistemlerinde 80 °C ve üzerindeki ısı kaynaklarında bu organik iş akışkanları kullanılabilir (Kim vd. 2017; Fiaschi vd. 2017).

Organik Rankine Çevriminde kullanılacak organik iş akışkanlarının seçimi sistemin büyüklüğü, termodinamik performansı ve santralin ilk yatırım maliyeti gibi faktörleri etkileyen en kritik noktaların başından gelmektedir (Tchanche vd., 2010). Bu nedenle, bir ORÇ tesisinin tasarım aşamasında akışkanın doğru seçimi çok önemlidir.

Organik akışkan havuzunda ORÇ çevrimlerinde kullanılacak birçok akışkan bulunması sebebiyle iş akışkanı seçim kriterlerinin belirlenmesi ve bu kriterler çerçevesinde sistem için en optimum akışkanın seçilmesi gerekmektedir. ORÇ çevrimlerinde iş akışkanı seçiminde dikkat edilmesi gereken parametreler aşağıda sıralanmıştır (Yu vd., 2015; Ayachi vd., 2014; Satanphol vd., 2017; Pang vd, 2017).

- Akışkanın Temofiziksel ve Termodinamik Özellikleri
- Akışkanın Tipi,
- Akışkanın Ekonomikliği,
- Akışkanın Çevresel Etkileri (Toksosite Oranı),
- Akışkanın Güvenilirliği

Bu seçim kriterlerinin tamamını ele alarak sistem için en optimum iş akışkanının seçilmesi büyük önem arz etmektedir. Bu kalemler arasında en kritik parametre akışkanın termodinamik özellikleridir. Bu çalışmada organik iş akışkanı seçiminde akışkanların kaynama sıcaklığı, kritik basıncı, buharlaşma entalpisi gibi termodinamik özellikleri dikkate alınarak değerlendirme yapılmıştır.

1.2.4.1. Termodinamik Özellikleri

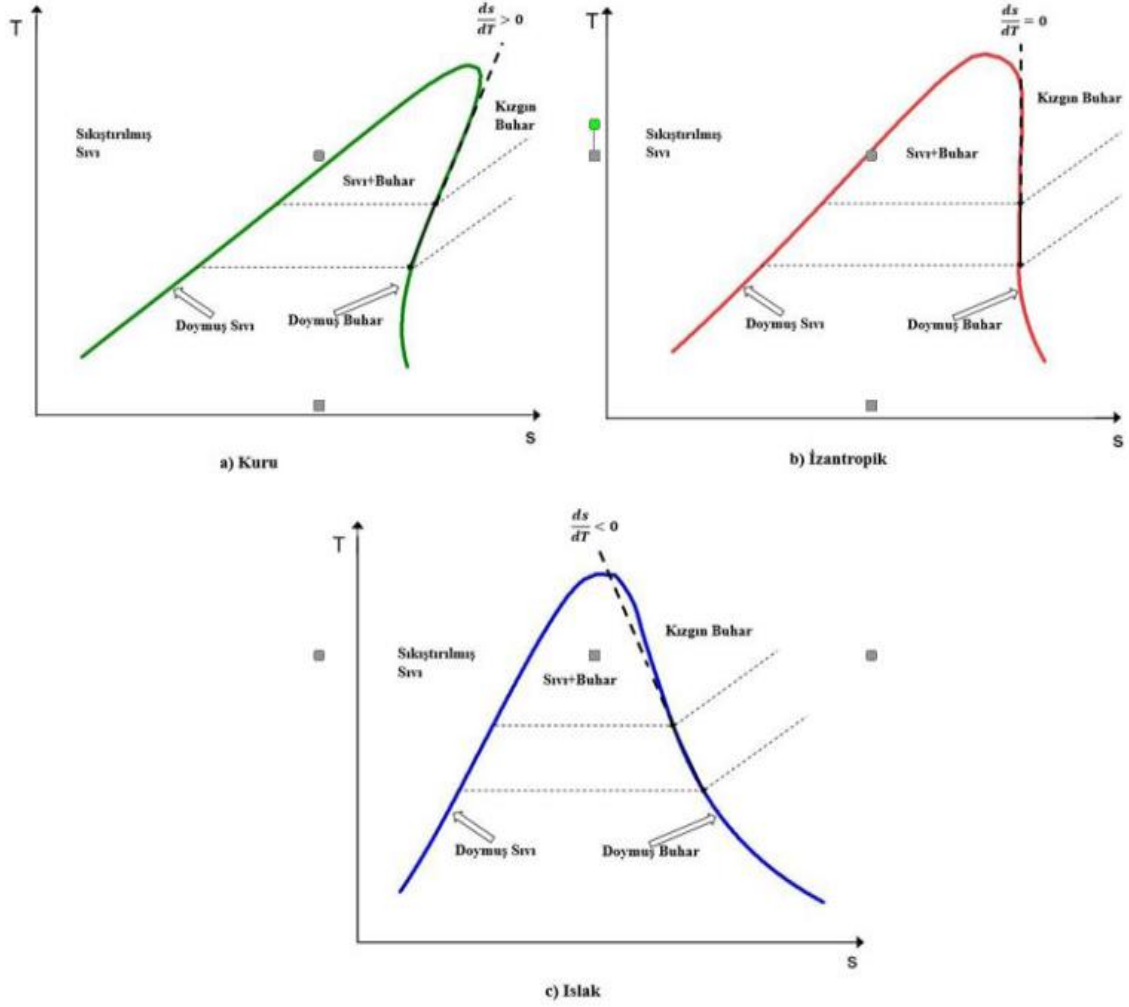
ORÇ sisteminin ana unsurunu oluşturan organik iş akışkanlarının sahip olduğu düşük kaynama noktası ve buharlaşma entalpisi gibi üstünlükler, özellikle düşük ve orta dereceli kaynak sıcaklıklardaki ısının değerlendirilmesi için kullanılan en trend yöntemlerden biri haline getirmiştir. ORÇ sistemlerinde kullanılan organik iş akışkanlarının düşük sıcaklıklarda buharlaşabilme özellikleri sayesinde suyun ihtiyaç duyduğu yüksek kaynak sıcaklıklarına gerek kalmadan düşük ve orta dereceli ısı kaynaklarından da elektrik üretimine imkan sağlanmaktadır. Organik Rankine Çevriminde farklı uygulamalara göre çoğunlukla kullanılan başlıca akışkanlar Çizelge 1.1’de sınıflandırılmıştır.

Çizelge 1.1. ORÇ sistemlerinde çoğunlukla kullanılan bazı organik akışkanlar (Quoilin vd., 2013)

Uygulamalar	Buharlaştırıcı Sıcaklığı (°C)	Yoğusturucu Sıcaklığı (°C)	Uygun Organik Akışkanlar
Endüstri kaynaklı atık ısı geri kazanımı	120	30-50	R113, R114, R11
	150-200	30	HCFC-123, İzopentan, HFE 7100, Benzen Tolüen, P-Ksilen
	100-210	25	R113, 123, R245ca, İzobutan
	145	25	Su, Amonyak, Bütan, İzobutan, R11, HCFC-123, R141B, R236EA, R245CA, R113
	120	40	Alkanlar, Benzen, R113, HCFC-123, R141b, R236ea, R245ca, HFC-245fa, R365mfc, Tolüen
İçten yanmalı motordan atık ısı geri kazanımı	60-150	55	Su, HCFC-123, İzopentan, R245ca, HFC-245fa, Bütan
	170	50	R365mfc, Heptan, Pentan, R12, R141b, Etanol
	96-221	35	HFC-134a, R11, Benzen
Jeotermal	70-90	30	Amonyak, N-Pentan, HCFC-123, PF5050
	100	30	Alkanlar, Florlu Alkanlar, Eterler Ve Florlu Eterler
	80-115	25	Propilen, R227ea, RC318, R236fa, İzobutan, HFC-245fa
Güneş	60-100	35	Soğutucu Akışkanlar
	120-230	45	Su, N-Pentan, HFE 7100, Siloksan, Tolüen, HFC-245fa, N-Dodekan, İzobutan
	150	~30	N-Pentan, SES36, R245fa, R134a, R245fa

1.2.4.2. Akışkan Tipi

ORÇ sistemlerinde kullanılan organik akışkanlar doymuş buhar eğrisinin eğimine göre ıslak, kuru ve izentropik olmak üzere üç grupta incelenir (Bkz. Şekil 1.4).



Şekil 1.4. Organik akışkan tiplerinin T-s diyagramında gösterimi (Ata ve diğerleri, 2021)

Şekil 1.4'te de görülebileceği gibi kuru tip organik akışkanların doymuş buhar eğrisinin eğimi pozitifken, ıslak tip organik akışkanların doymuş buhar eğrisinin eğimi negatiftir. İzantropik organik akışkanlarda ise eğim sıfırdır. Sistemin uzun ömürlü çalışma performansı açısından akışkan tipinin doğru seçimi çok önemlidir. Çünkü akışkanın tipi genişleme sonrası türbinden çıkan akışkanın fazında belirleyici olacaktır. Islak tip organik akışkanlar genişlemeden sonra sıvı buhar fazında çıkarken kuru ve izantropik tip organik akışkanlarda türbin çıkış fazı neredeyse her zaman kızgın buhar fazındadır. Islak tip organik iş akışkanlarında türbinde genişleme sonucunda akışkanın ıslak buhar fazına geçmesi söz konusudur ve bu da türbin kanatçıklarında ciddi deformasyona sebep olabilmektedir. Zamanla damlacıkların verdiği bu zararlardan dolayı meydana gelen aşınma neticesinde türbin verimi ve performansı düşmekte bununla beraber sistemin çalışma ömrü kısalmaktadır. Bu problemleri önlemek için

ıslak tip akışkanların kullanıldığı sistemlerde türbin girişinde aşırı kızdırma işlemi uygulanmalıdır.

Kuru veya izantropik tip organik iş akışkanlarında ise türbinde genişleme işlemi sırasında ıslak buhar fazına geçme olayı görülmez. Kuru akışkanlarda genişleme sonrasında akışkan fazının kızgın buhar şeklinde olması yani ıslak buhar içermemesi çevrim elemanlarının en önemlilerinden biri olan ve su damlacıklarından çok çabuk hasar görebilen türbinin zarar görmesini engeller (Günaydın, 2016).

1.2.4.3. Akışkanın Ekonomikliği

Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) sistemlerinin son yıllarda artan popülaritesiyle birlikte bu çevrimlerde kullanılacak organik akışkanlarına olan rağbeti de artırmıştır. Bu sebeple çevrimde kullanılacak organik akışkanın yüksek performansına sahip olmasının yanında birim fiyatının da ucuz olması ve kolay tedarik ediliyor olması da önemli bir faktördür. Organik akışkanın birim maliyetiyle, nakliye, depolama ve işletme maliyetlerinin ucuz olması sistemin ilk yatırım maliyeti açısından yatırımcıya ekonomik anlamda kolaylık sağlayacaktır.

1.2.4.4. Organik Akışkanların Çevresel Etkileri

ORÇ sistemlerinde kullanılacak organik iş akışkanlarının termal verimi, sistem performansı, ekonomikliği gibi parametreler üzerinde daha çok durulsa da akışkanın insan sağlığına, diğer canlı ekosistemine, çevreye, atmosfere ve ozon tabakasına karşı tehlikeleri de dikkate alınmalıdır. Genel olarak küresel ısınma potansiyeli (GWP), Ozon tabakası delme potansiyeli (ODP) gibi faktörlerler çevrimlerde kullanılan organik akışkanların çevresel etkilerini değerlendirmede en önemli etkenlerdir. Bu sebeple çevrimlerde kullanılacak iş akışkanlarının GWP ve ODP değerlerinin çok düşük (sıfır veya sıfıra yakın) olanı tercih edilmelidir. (Köse, Koç ve Yağlı, 2020)

1.2.4.5. Organik Akışkanların Güvenilirliği

ORÇ sistemlerinde çevrimde tercih edilecek organik akışkanların yanıcılık ve zehirlilik (toksisite) yönünden değerlendirmeleri ASHARE güvenlik sınıflandırmasından yararlanılarak yapılmaktadır. (Bkz. Şekil 1.5)

ASHRAE	Düşük Toksik Özellik	Yüksek Toksik Özellik
Yüksek Tutuşma Eğilimi	A3	B3
Düşük Tutuşma Eğilimi	A2	B2
Tutuşma Eğilimi Yok	A1	B1

Şekil 1.5. Organik akışkanların ASHRAE Güvenlik Sınıflandırması (J. Nouman,2012)

Çevrimde kullanılacak iş akışkanının kendiliğinden tutuşma sıcaklığı, Organik Rankine çevrimlerinin sistem performansını etkileyen en önemli parametlerden biri diğerini oluşturmaktadır. Sistemin kaynak sıcaklığına uygun olarak çevrimde kullanılacak organik akışkanın kimyasal yapısında bozulmalara sebebiyet vermeyecek iş akışkanları tercih edilmesi gerekmektedir. Şekil 1.5'te verilen ASHRAE güvenlik sınıfları incelendiğinde ORÇ sistemlerinde ok yönünde belirtilen daha emniyetli akışkan sınıfına sahip iş akışkanlarının tercih edilmesi sistem sağlığı açısından büyük öneme sahiptir.

Literatürde, yukarıda bahsi geçen tüm bu parametreler değerlendirilerek atık ısı geri kazanım sistemlerinde en optimum iş akışkanının tespit edilmesi ve kullanılması için birçok bilim insanı tarafından çalışmalar yürütülmüş ve yürütülmeye de devam edilmektedir. Genel olarak özetleyecek olursak optimum organik iş akışkanının sahip olması gereken özelliklerinden bazıları aşağıda kalem kalem listelenmiştir (Papadopoulos, 2010).

- İzentropik veya kuru tip organik akışkanlar (Pozitif eğimli veya eğimin sıfır olduğu),
- Buharlaştırma gizli ısı ve özgül ısı değeri yüksek olan akışkanlar,
- Yoğunluğu fazla olan organik akışkanlar,
- Uygun kaynama noktası ve kritik basıncı,
- Sistemin çalışma koşullarını olumsuz etkilemeyecek düzeyde kondenser (>1 bar) ve evaporator basıncı (<25 bar),
- Düşük maliyetli akışkanlar,
- Kolay bulunabilirliğe sahip akışkanlar,

- Isıl iletkenliği yüksek, vizkozitesi düşük organik akışkanlar,
- Uygun ısıl ve kimyasal kararlılığa sahip organik akışkanlar (yüksek sıcaklıklarda kararlı yapıda olan),
- Malzemeler ile uyumlu olan (korozif etkisi olmayan) akışkanlar,
- Yüksek termodinamik performans (yüksek enerji/ekserji verimi) sahip organik akışkanlar,
- Çevreye zarar vermeyen akışkanlar (zehirsiz olmalı ve yanıcı olmamalı),
- Düşük toksisiteye sahip akışkan seçilmelidir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tezin bu bölümünde yapılan kaynak taramasında farklı atık ısı kaynakları ve sıcaklıklarında farklı akışkanlar kullanılarak tasarlanan organik Rankine çevrim sistemleri incelenmiştir. Araştırmacıların, sistem performansını belirlemek için kullandıkları yöntem bilgileri verilmiş olup, çalışmalarını sonunda ulaştıkları sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

Yağlı (2013), endüstriyel bir tav fırınının bacasından atmosfere atılan eksoz gazı atık ısı verileri incelendikten sonra, organik Rankine çevrimi tasarımı yapmıştır. Organik Rankine çevriminin tasarımında analitik tasarım ve simülasyon yöntemlerini kullanmış ve akışkan olarak tolüen akışkanını tercih etmiştir. Daha sonra çevrimin iyileştirilmesi için farklı akışkanları da incelemiş ve her bir akışkan için enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmiştir.

Baracco ve diğerleri (2013), yaptığı çalışmalar sonucunda, yüksek sıcaklıklara sahip atık ısının geri kazanımında Rankine veya Stirling çevrimine dayalı metodlarla elektrik enerjisi üretilebileceğini fakat ısı kaynağı sıcaklığının 500 dereceden daha düşük olduğu durumlarda düşük sistem verimi ve yaşanan teknik sorunlar sebebiyle Rankine ve Stirling çevrimi uygulamalarında yeterli olmadığını belirtmişlerdir.

Peris (2015), düşük dereceli atık ısı geri kazanımında Organik Rankine çevriminin gerçek sanayi şartlarında uygulanabilirliğini ve performansını teyit etmek, ayrıca seramik sektöründeki atık ısı potansiyelini değerlendirmek amacıyla çalışmalar yapmıştır. Çalışmasında ORÇ için öncelikle laboratuvar testlerinin gerçekleştirmeyi amaçlamış bu sebeple atık ısı geri kazanımı için bir ORÇ prototipi hazırlamıştır. Prototip, Organik Rankine çevrimi için seçilen organik iş akışkanına göre sistemden

elde edilecek net güç çıktılarını öngörmekte fayda sağlamıştır. Ayrıca kurulacak atık ısı geri kazanım sisteminin karlılığını da birim elektrik maliyeti ve yatırım maliyetini göz önünde bulundurarak hesaplamak için ön fizibilite çalışması yapmıştır. Prototip sayesinde ORÇ atık ısı geri kazanım ünitesinin entegre edileceği sistemin 1 yıllık çalışma koşullarında elde edebileceği maksimum güç çıktısının 115 MWh olacağını tespit etmiştir.

Ramirez (2017), çalışmasında endüstriyel bir demir-çelik tesisinde doymuş buhar ihtiyacından kullanılan elektrikli arc fırınının dumanlarından salınan atık ısıları değerlendirmek ve sisteme geri kazandırmak amacıyla Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) teknolojisini ele alan bir pilot tesis tasarlamıştır. İtalya'nın Brescia kentinde yer alan bu büyük ölçekli ORÇ tesisi PITAGORAS projesi sayesinde Avrupa komisyonu tarafından desteklenmiş ve kısa sürede devreye alınarak işletmeye alınmıştır. ORÇ tesisi net güç çıkışının 1,8 MW ve verimliliğin %21,7 olduğu sistem kış aylarında ısıtma ihtiyacını karşılamak için kalan aylarda ise elektrik üretimi için kullanılmıştır.

Terhan, yaptığı çalışmada, Atatürk Üniversitesi'nin ısıtma ihtiyacı için kullanılmakta olan kazanlardaki atık gaz olarak atmosfere atılan kayıp ısı enerjisinin geri kazanım potansiyellerini araştırmıştır. Araştırmaları sonucunda atık olarak salınan ısı enerjisinin sistemde tekrar kullanılmasıyla kazan veriminin artacağını aynı zamanda yakıt tüketiminin de önemli ölçüde azalacağını tespit etmiştir. Sistemden elde ettiği datalar sonucunda yıllık bazda yaklaşık 413.673,07 m³ yakıt tasarrufu sağlanabileceği hesaplamıştır. Ayrıca, atık ısının konut ve sıcak su ısıtması ile birlikte güç üretiminde de kullanılabileceğini belirtmiştir.

Lakew ve Bolland (2010), ORÇ için düşük dereceli kaynak sıcaklıklarının farklı çalışma akışkanlarındaki performanslarını analiz etmişlerdir. Seçilen farklı tip akışkanlar için gerçekleştirilen hesaplamalar sonucunda; 80 ila 160 °C aralığındaki kaynak sıcaklıkları için R227ea akışkanının ve 160 ila 200 °C aralığındaki kaynak sıcaklıkları içinse R245fa'nın en iyi sistem performansını gösterdiği görülmüştür.

Wang ve diğerleri (2011), ORÇ ile atık ısı geri kazanımı için içten yanmalı motorlardan çıkan atık ısıları incelemişler ve çevrimde çeşitli organik iş akışkanlarının performanslarını analiz etmişlerdir. Yapılan analiz sonucuna göre, R245fa ve R245ca akışkanlarına kıyasla R11, R113, R141b ve R123 akışkanlarından elde edilen termodinamik performansın daha fazla olduğu sonucuna varmışlardır.

Tian ve diğerleri (2012), egzoz gazı atı ısı geri kazanım sistemini baz alan Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) için farklı tip organik akışkanlar tekno-ekonomik

olarak karşılaştırmış, yaptıkları analizler ve hesaplamalar sonucu R123 ve R245fa organik akışkanlarının daha iyi performansla sahip olduklarını belirtmişlerdir.

Chen ve diğerleri (2012), ORÇ çevrimi için iş akışkanının ve kaynak sıcaklığının giriş-çıkış sıcaklıklarını bağdaştırarak farklı bir tasarım metodu geliştirmişlerdir. Çalışmalar ve yapılan analizler sonucunda iş akışkanı olarak Benzen tercih edildiğinde türbin girişinde ihtiyaç duyulan basıncın çok daha az ve türbin girişinde elde edilen buhar sıcaklığının çok daha fazla olduğu sonucuna varmışlardır.

Pierobon ve diğerleri (2013), büyük ölçekli (MW seviyesindeki) Organik Rankine çevrimlerinin en ideal tasarımı için; sistemin ısıl verimi, toplam hacmi ve NBD (Net Bugünkü Değer) parametrelerini baz alarak genetik algoritma ile ORÇ sistem optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir.

Tian ve diğerleri (2014), yüksek dereceli kaynak sıcaklıklarından atık ısı geri kazanım yöntemleri üzerine çalışmalar yapmış ve rejeneratif bir organik Rankine çevrimi için en optimum iş akışkanını seçilmesi amacıyla teorik bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Farklı tip akışkanları inceledikten sonra 43,46 kW ile en fazla güç üretimi sunan akışkanın Tolüen olduğunu belirtmişlerdir. En yüksek enerji ve ekserji verimliliğini de tolüenli ORÇ'de elde edildiğini saptayan Tian ve arkadaşları sistemin elektriksel verimini ise %51,92 olarak hesaplamışlardır.

Seyedkavoosi (2017), yaptığı çalışmasında, içten yanmalı motorların (İYM) soğutma suyundan ve atık eksoz gazından senkronik olarak atık ısı geri kazanımı için birbirine paralel 2 kademeli ORÇ konfigürasyonu tasarlamış ve ekserji analizlerini gerçekleştirmiştir. Sistem için R-134a ve R-123 organik iş akışkanlarını kullanmayı tercih etmiştir. Organik Rankine çevriminin detaylı bir termodinamik modellenmesi yapılmış ve tasarım parametrelerinin sistem performansı üzerine etkisini gözlemlemek adına sistemin optimizasyonu yapılmıştır. Çalışma sonuçları R-123 akışkanı kullanılan çevrimden %21'lik bir ekserji verimi ve 468 kW'lık net güç çıktısı üretebileceğini gösterdiğinden çevrim için en optimum akışkanın R-123 olduğu tespit edilmiştir.

Kahraman vd. (2018), yaptıkları çalışmada türbin giriş sıcaklığıyla ısı kaynağı sıcaklığının farklı kuru akışkanlar kullanılarak tasarlanan ORÇ sistemine etkisini belirlemişlerdir. R601a'lı ORÇ sisteminin türbin işi performansı yüksek olmasına rağmen sistemin yüksek ısı girdisi ihtiyacından dolayı ısıl verim performansının azaldığını belirtmişlerdir.

Kahraman vd. (2018a) ve Kahraman vd. (2018b), yaptıkları çalışmada türbin giriş sıcaklığı ve ısı kaynağı sıcaklığının farklı kuru akışkanlar kullanılarak tasarlanan

ORÇ sistemine etkisini belirlemişlerdir. R601a“lı ORÇ sisteminin türbin işi performansı yüksek olmasına rağmen sistemin yüksek ısı girdisi ihtiyacından dolayı ısı verim performansının azaldığını belirtmişlerdir.

Kahraman vd. (2018c) ve Ata vd. (2019), yaptıkları çalışmada R601 akışkanı kullanılarak tasarlanan ORÇ sistemi üzerinde buharlaşma basıncı ve aşırı kızdırma sıcaklığının etkisini incelemiştirlerdir. Buharlaşma basıncının artmasının ısı verimi arttırdığını belirtmişlerdir. R601“lü sisteme aşırı kızdırma sıcaklığının uygulanması ile ısı veriminin azaldığını tespit etmişlerdir.

Kahraman vd. (2018d), R601 akışkanı kullanılarak tasarlanan ORÇ sisteminin bileşenlerinde meydana gelen tersinmezlik değerleri üzerine çalışma yapmışlardır. Buharlaşma basıncının 250 kPa“dan 400 kPa“a artması sonucu yüksek basınç oranından dolayı türbin tersinmezliğinin %32 arttığını belirtilmiştir. 250 kPa ve 20 oC aşırı kızdırma sıcaklığı altında toplam tersinmezliğin %79,6“sının evaporatörde, %10,9“unun ise kondenserde, %9,4“ünün ise türbinde meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

Braimakis ve Karellas (2018), yaptıkları çalışmada, Organik Rankine çevrimine (ORÇ) dayalı 3 farklı atık ısı geri kazanım sistemi incelemiştirlerdir. Yaptıkları analizler sonucunda rejeneratif ve reküperatif ORÇ sistemlerinde iş akışkanı olarak kuru akışkanların kullanıldığı çevrimlerin diğer akışkanlara göre daha iyi performans sergilediğini bildirmişlerdir.

Zhu ve diğerleri (2018), ORÇ ile egzoz gazı atık ısı geri kazanım sistemini ele aldıkları çalışmalarında farklı tip akışkanların termodinamik performanslarını karşılaştırmışlar, R141b akışkanının diğer iş akışkanlarında daha iyi termodinamik ve termoeconomik performans gösterdiğini bildirmişlerdir.

Kahraman vd. (2019c), ORÇ’ de sıklıkla kullanılan R134a, R152a, R601, R245fa gibi akışkanlarla R1234yf, R1234ze gibi yeni nesil organik akışkanların performanslarının karşılaştırılması üzerine çalışmalar yapmışlardır. ORÇ’ nin jeotermal uygulamalarında kullanılacak optimum akışkanın belirlenmesi amaçlandığından ısı kaynağının sıcaklığı 100 oC olarak kabul edilmiştir. Çalışma sonunda R601 akışkanının kullanıldığı çevrimde %11,34 ısı verim elde edilmiştir. Bu verim değeri R601’in, R1234yf’ den %37, R1234ze’ den ise %16 daha fazla bir performans ortaya koyduğunu göstermiştir.

Kahraman vd. (2019), alüminyum üretim tesislerinden atık ısı geri kazanımı için ORÇ’ de farklı yapıdaki organik akışkanların performanslarının karşılaştırılması üzerine

çalışma yapmışlardır. ORÇ'nin yüksek sıcaklıktaki uygulamaları kapsamında kullanılan farklı yapıdaki 20 organik akışkanın termodinamik performansı tespit edilmiştir. Alkanlar grubundan n-hekzan, n-oktan, n-dekan, n-dodekan, n-nonan, n-heptan, izohekzan, siklohekzan; aromatik hidrokarbonlar grubundan benzen, etilbenzen, toluen, m-ksilen, p-ksilen, o-ksilen seçilmiştir. Siloksanlar grubundan ise D4, D5, MM, MDM, MD4M ve HFE7500 akışkanları seçilmiştir. EES (Engineering Equation Solver) yazılımı ile türbin giriş sıcaklığının 160 oC ile 200 oC arasında değişen farklı modeller oluşturulmuştur. ORÇ'nin atık ısı uygulamaları kapsamında kaynak sıcaklığı 240 oC olarak belirlenmiştir. Çalışma sonunda en yüksek ısıl verimin aromatik hidrokarbon grubunda yer alan akışkanlarda elde edildiğini belirtmişlerdir. Maksimum ısıl verim %19,56 ile 200 oC türbin giriş sıcaklığında benzen akışkanının kullanılmasıyla elde edilmiştir.

Kahraman vd. (2019), alüminyum üretim tesislerinden atık ısı geri kazanımı için ORÇ'de farklı yapıdaki organik akışkanların ekserji performansı üzerine çalışma yapmışlardır. Kahraman vd. (2019d) çalışmasında belirtilen akışkanlar kullanılmıştır. Performans parametreleri, geri kazanılan ekserji, toplam tersinmezlik ve sistemin ekserji verimi olarak belirlenmiştir. Çalışma sonunda aromatik hidrokarbon grubunda yer alan benzen'li ORÇ sisteminin %47,12 ile en yüksek ekserji verimine ulaştığı görülmüştür. Esasen Aromatik hidrokarbon grubunda geri kazanılan ekserji değerlerinde o-ksilen iyi bir performans göstermesine rağmen yüksek tersinmezlik değeri içermesi sebebiyle ekserji verimi benzen ve toluen'den düşük çıktığını belirtmişlerdir.

Imran ve diğerleri (2019), ORÇ'de çevrimin birim maliyetini, hacmini ve kütlelerini en aza indirmeyi amaç fonksiyon olarak edinerek sistemin net güç çıktısını optimize ve maksimize etmeyi amaçlamışlardır. Bunun için 7 farklı tip iş akışkanını çok amaçlı genetik algoritma kullanarak incelemişlerdir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Sunulan bu tez çalışmasında Türkiye'nin Konya bölgesinde yer alan endüstriyel bir yem fabrikasında ısıtma ve proses ihtiyaçları için konuşlandırılan buhar kazanı bacasından atmosfere salınan atık ısının geri kazanım potansiyeli araştırılmıştır. Kurulu sistemin enerji ve ekonomik analizleri yapılarak elde edilen veriler sonucunda atık ısıdan faydalanılarak elektrik üretimi sağlamak için küçük ölçekli basit ORÇ sistemi tasarlanacak ve organik akışkan olarak farklı tip akışkanlar kullanılmasının sistem performansı üzerindeki etkisi incelenecektir.

3.1. Tasarlanan ORÇ Sistemi, Akış Diyagramı ve Çalışma Prensibi

3.1.1. Buhar Kazanı Sistemi

Bu tez çalışması kapsamında, Karatay/Konya lokasyonunda bulunan hayvansal yem üretimi gerçekleştiren bir tesiste konuşlandırılmış buhar kazanı sistemi incelenmiştir. Tesiste yer alan buhar kazanı sistemi skoç tip, 3 geçişli, silindirik alev-duman borulu ve gaz yakıtlıdır. Buhar kazanı sistemi genel olarak basınç-sıcaklık transmitterleri, seviye göstergeleri, küresel giriş-çıkış vanaları, emniyet valfleri gibi armatürlerin yanısıra aşağıdaki;

- Kompakt degazör tankı,
- Brülör (yakma sistemi),
- Kontrol panosu,
- Su yumuşatma gubu,
- Pompa grubu
- Baca gazı arıtma ve boşaltma ünitelerinden oluşmaktadır.

Kompakt degazör tankı ünitesi; genel anlamda kazanda kullanılacak besi suyunun hazırlandığı ve depolandığı ünitedir. Bu tank ayrıca yoğunlaşmış halde ki kondensin, flaş buharın ve soğuk besleme suyunun uygun şekilde karıştırılarak çözülmüş gazları ve oksijeni kazan besleme suyundan uzaklaştırmayı sağlamaktadır.

Ünitenin buhar kazanı sistemine sağladığı en büyük avantaj ise besi suyu sıcaklığını 102-103 °C sıcaklıklarında tutarak ısı verimliliği artırmasıdır.

Brülör (yakma sistemi) ünitesi; enerjisini besi suyuna aktararak buhar üretimini sağlayacak yakma sistemini oluşturmaktadır. Hava ile yakıtın uygun oranda karıştırılarak yakılmasını ve kontrolünü sağlamaktadır.

Kontrol panosu ünitesi; buhar kazanı sisteminin çalışma, emniyet ve koruma sistemini kontrol eden otomasyon sistemidir. Kontrol panosu ünitesi aynı zamanda kazan sisteminin anlık yada belirli periyotlarda veri takibine imkan sağlamaktadır.

Su yumuşatma grubu; kazan sisteminde kullanılacak besleme suyunun kimyasal yapısını standartlarda belirtilen kriterlere göre şartlandırmaya yarayan ünedir.

Pompa grubu; su hazırlama ve depolama ünitesini oluşturan degazör tankı ile kazan sistemi arasındaki besleme suyu transferlerinin sağlanmasına yarayan ünedir.

Baca gazı arıtma ve boşaltma ünitesi; kazan sisteminde yanma sonrası açığa çıkan atık baca gazının filtrasyonunun (eğer varsa) ve atmosfere transferinin sağlandığı ünedir.



Şekil 3.1. İncelenen Buhar Kazanı Sistemi ve Yardımcı Ekipmanları

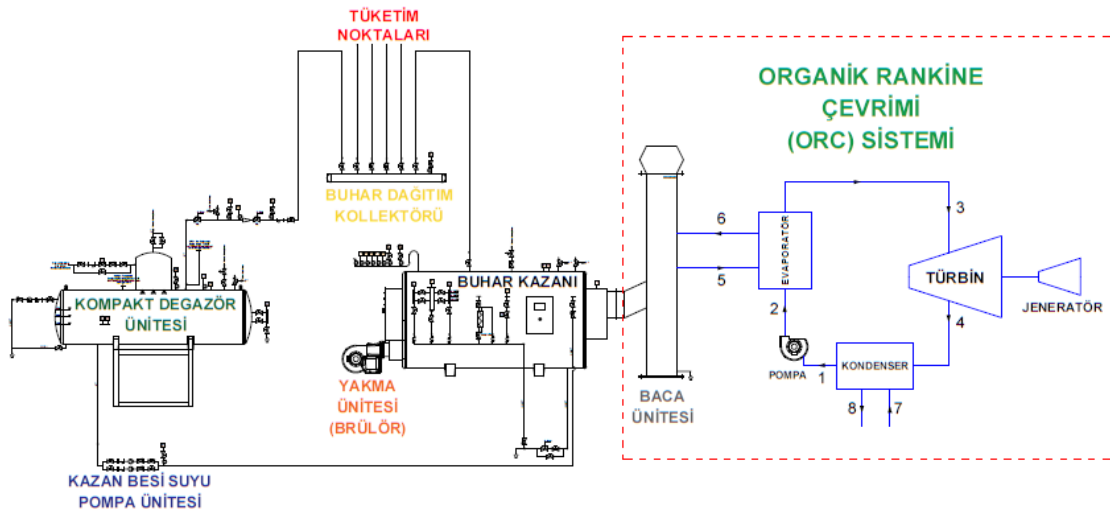
8 barg çalışma basıncında saatte 6000 kg buhar üretimi kapasitesine sahip olan buhar kazanı sistemi Şekil 3.1’de verilmiştir. Buhar kazanı sistemine ait diğer özellikler ise Çizelge 3.1’de detaylandırılmıştır.

Çizelge 3.1. İncelenen Buhar Kazanı Sistemi Özellikleri

Özellik	Açıklama	Birim
Buhar Kazanı Tipi	Skoç Tip, 3 geçişli, alev-duman borulu	-
Buhar Üretim Kapasitesi	6000	kg/h
İşletme Basıncı	8	barg
Tasarım Basıncı	9.2	barg
Ortalama Besi Suyu Giriş Sıcaklığı	102-103	°C
Yakıt Tipi	Doğalgaz	-
Yakıtın Alt Isıl Değeri	8250	kcal/Nm ³
Yakıtın Alt Isıl Değeri	12993	kCal/kg
Yakıtın Yoğunluğu	0.635	kg/ m ³
Yakıtın Yanma Verimi	90	%
Hava Yakıt Oranı (Kütlesel)	17.2	-
Hava Fazlalık Katsayısı	1.05	-
Ortalama Yakıt Tüketimi	288,65	kg/h
Kazan Isıtma Kapasitesi	3924,90	kW
Kazan Isıtma Kapasitesi	3375414	kcal/h
Baca Gazı Isıtma Kapasitesi	135,71	kW
Baca Gazı Isıtma Kapasitesi	116710	kcal/h
Ortalama Baca Gazı Çıkış Sıcaklığı	200-210	°C
Baca Gazı Yoğunluğu	0.68	kg/m ³
Baca Gazı Debisi	5501,71	kg/h

Bu çalışma kapsamında ORÇ sistemi için yukarıda özellikleri verilen buhar kazanı sistemi baca gazı ünitesinden atmosfere verilmekte olan ve ortalama 200-210 °C çıkış sıcaklığına sahip olan atık gaz enerjisinin geri kazanımı amaçlanmıştır. Ayrıca, atık ısı geri kazanımıyla elde edilebilecek güç ve enerji miktarlarıyla ORÇ sisteminin sağlayacağı yaklaşık ekonomik kazancı Çizelge 3.1’de verilen buhar üretim kapasitesi, baca gazı çıkış sıcaklığı, yakıtın alt ısıl değeri, yanma verimi gibi değerler kullanılarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar bölüm 4.2 ve 4.3’de detaylandırılmıştır.

3.1.2. Akış Diyagramı



Şekil 3.2. ORÇ Sistemi ve Akış Diyagramı

Tesiste kurulu olan buhar kazanı sistemine ve kazan baca gazı çıkış hattına kurulacak şekilde tasarlanan ORÇ sistemine ait akış diyagramı Şekil 3.2’de verilmiştir. Tasarlanan ORÇ sisteminde, atık ısı kaynağı olarak, incelenen endüstriyel yem tesisindeki doğalgaz yakıtlı buhar kazanı bacasından atmosfere atılan atık baca gazı kullanılmıştır. Isı kaynağının ortalama sıcaklığının saptanması için tesis 12 ay süreyle takip edilmiş ve farklı zamanlarda alınan baca gazı analizleri incelenmiştir. Kazan sisteminde yer alan PLC otomasyon ünitesinden ve baca gazı analizöründen elde edilen tüm veriler ve analiz sonuçları EK-1 ve EK-2 'de verilen veri tablolarında yer almaktadır. Veri tablolarından ortalama baca gazı çıkış sıcaklığının 200-210 °C arasında değiştiği sonucuna varılmıştır.

3.1.3. Çalışma Prensibi

İncelenen sistemde yer alana buhar kazanı skoç tip, 3 geçişli gaz yakıtlı bir kazandır. Kazanın içindeki alev / dumanın 3 geçiş yapması prensine dayanarak, buhar üretim verimliliğini artırmak için kullanılabilir ısının daha fazlasını suya aktaran sisteme göre tasarlanmış ve üretilmiştir.

Sistem öncelikle yakma ünitesine (brülör) beslenen yakıtın ateşlenmesiyle devreye girer. Brülörden gelen alev önce buhar kazanı yanma odasının (külhanı) arkasına ulaşır ve buradan ön duman sandığına geri döner. Ardından, sıcak gazlar,

duman boruları sayesinde ön duman sandığından arka duman sandığına ulaşır ve son olarak bacadan ORÇ ünitesinin evaporatörüne gönderilir (5).

Pompa yardımıyla sisteme gönderilen organik akışkan öncelikle evaporatörde atık baca gazı ısını alarak buharlaştırılmaktadır (2). Daha sonra organik akışkan, buharlaştırıcı ünitesinde, doymuş ve yahut kızgın buhar haline geldikten sonra, türbine gönderilmektedir (3). Türbinde genişleyen organik akışkan buharı, güç üretmek için türbini döndürmektedir. Türbinde genişleme sonrası yoğuşan organik akışkan kondenser ünitesinde depolanır (4) ve soğutma suyu yardımıyla sıcaklığı düşürülür (7,8). Kondenserden çıkan organik akışkan daha sonra ORÇ pompasının emiş hattına gönderilir (1). Enerjisinin bir kısmı evaporatörde kullanılan atık gazlar daha sonra eşanjörün çıkış hattından bacaya, oradan da atmosfere deşarj edilir (6). Sistem de bu döngü devam ettirilerek enerji üretimi gerçekleştirilmiş olur. (Bkz. Şekil 3.2)

3.2. Tasarlanan ORÇ Sistemi İçin Akışkan Seçimi

Literatürde Organik Rankine çevrimi ile ilgili yapılan çalışmaların bir çoğunda araştırmacılar optimum iş akışkanının seçimi üzerinde durmaktadır. Bunun en önemli sebebi ise 1.2.4'te belirtilen tüm seçim kriterleri için en iyi sonucu verecek bir organik akışkanın olmamasıdır (Vélez vd., 2012). Bu sebeple çevrimin performansını belirleyen en kritik adımlardan birini akışkan seçimi oluşturmaktadır. Bu doğrultuda seçim kriterleri ayrı ayrı değerlendirilerek ORÇ sisteminde kullanılacak en optimum iş akışkanı seçilmelidir.

Akışkan seçimini belirleyecek en önemli kriterlerin başında atık ısı kaynak sıcaklığı bulunmaktadır. Bu tez çalışmasında, atık baca gazı kaynağının sıcaklığı yıllık olarak incelenen buhar kazanı otomasyon sistemi üzerinden alınmış ve analiz edilmiştir (EK-1). Veriler incelendiğinde baca gazı çıkış sıcaklığının yıl içerisinde ortalama olarak 200-210°C aralığında olduğu görülmüştür. Bu çalışmada ise çıkış sıcaklığı 200 °C kabul edilmiştir. 1.2.4'te belirlenen seçim kriterleri göz önünde bulundurulduğunda ve endüstri kaynaklı atık ısı geri kazanımı için Çizelge 1.1'de verilen organik akışkanlar incelendiğinde; Benzen, Tolüen, R245fa, R123 ve İzo-pentan akışkanlarının tasarlanan Organik Rankine Çevrimi sistemi için daha iyi sonuçlar verebileceği düşünülmüştür. (Çizelge 3.2)

Çizelge 3.2. Tasarlanan ORÇ Sistemi İçin Seçilen Organik Akışkanların Özellikleri

Organik Akışkan	Fiziksel özellikleri				Güvenlik özellikleri	Çevresel özellikleri	
	Molekül Ağırlığı (g/mol)	T kaynama (1atm'de) (C°)	Kritik sıcaklık (C°)	Kritik basınç (MPa)	ASHRAE Sınıfı	ODP	GWP
Benzen	78,12	80,1	288,9	4,89	-	0	≤ 2,6
R245fa	134,05	15,14	154,2	3,64	B1	0	1030
R123	152,93	27,82	183,8	3,66	B1	0,02	77
Tolüen	92,13	110,6	319,1	4,13	-	0	≤ 3,3
İzo-pentan	72,17	20,2	187,8	4,5	-	0	≤ 3,0

Termofiziksel, çevresel ve güvenilirlik özellikleri açısından seçilen akışkanlar için Çizelge 3.2 incelendiğinde aşağıdaki yorumlamalar yapılabilir;

- Benzen ve Toluen akışkanları; ortalama 200°C olan kaynak sıcaklığına göre 288,9°C ve 319,1°C'lik yüksek kritik bozunma sıcaklığına sahip olmaları, 2,6 ve 3,3 gibi görece daha düşük değerlerle kabul edilebilir küresel ısınma potansiyeline sahip olmaları ve ozon delme potansiyellerinin olmamasından dolayı tasarlanan ORÇ için tercih edilebilir olduğu görülmüştür.
- R245fa, R123 akışkanları; düşük ozon delme potansiyeline sahip olmalarına karşın seçilen diğer akışkanlara kıyasla GWP (küresel ısınma potansiyeli) değerlerinin 1030 ve 77 gibi yüksek değerlere sahip olması, ayrıca 154,2°C ve 183,8°C'lik kritik bozunma sıcaklıklarının 200°C olan atık ısı kaynak sıcaklığından düşük olması sebebiyle tasarlanan ORÇ sistemi için seçilmesinin uygun olmadığı görülmüştür.
- İzopentan akışkanı; ozon delme potansiyelinin olmaması ve kabul edilebilir seviyede GWP değerine sahip olması tasarlanan ORÇ için tercih edilmesine imkan sağlasa da 187,8°C değeriyle kritik bozunma sıcaklığının 200°C kaynak sıcaklığının altında kalması sebebiyle çevrim için uygun olmadığı görülmüştür.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Enerji Geri Kazanımı İçin Baca Atık Isısı Isıtma Gücü Hesabı

Bu bölümde atık ısı kaynağını oluşturan buhar kazanı baca ünitesinden atmosfere verilen ve geri kazanılması hedeflenen atık ısının toplam ısıtma gücü hesaplamaları yapılmıştır. Bu hesap için Excel programı kullanılarak mikro ölçekli bir hesap tablosu oluşturulmuştur. Çizelge 4.1'de verilen girdi tablosuna buhar kazanı çalışma basıncı 8 bar, baca gazı tasarım sıcaklığı 200° C girilmiş ve ortalama baca gazı çıkış sıcaklığı 120° C kabul edilmiştir.

Çizelge 4.1. Atık Isı Isıtma Gücü Hesabı İçin Girdi Tablosu

GİRDİ TABLOSU	
Buhar Kazanı Çalışma Basıncı (bar)	8
Yakıt Tipi (Katı yakıt için S, Sıvı yakıt (Sıvı / Gaz) için F)	F
Baca gazı tasarım sıcaklığını giriniz. (° C)	200
Ortalama Baca Gazı Çıkış Sıcaklığını giriniz. (° C)	120
Çizelge 4.6 "Buhar Üretim-Isıtma Kapasitesi" tablosunu kullanarak kazan ısıtma gücünü giriniz. (kW)	3924,9
Çizelge 4.7 "Yakıt Özellikleri" tablosunu kullanarak yanma verimini giriniz. (%)	90
Çizelge 4.7 "Yakıt Özellikleri" tablosunu kullanarak yakıtın alt ısıl değerini giriniz. (kcal/kg)	12993
Çizelge 4.7 "Yakıt Özellikleri" tablosunu kullanarak hava fazlalık katsayısını giriniz.	1,05
Çizelge 4.7 "Yakıt Özellikleri" tablosunu kullanarak hava-yakıt oranını giriniz.	17,2
Çizelge 4.5 "Sıcaklık-Entalpi" tablosunu kullanarak baca gazının özgül ısını kazan işletme basıncına göre giriniz. (kJ/kgK)	1,11
Suyun özgül ısını kazan işletme basıncına göre giriniz. (kJ/kgK)	0,999

Hesaplamalarda suyun özgül ısısı ise kazan işletme basıncına (8 bar) göre 0,999 kJ/kgK alınmıştır. Kazan işletme basıncına göre oluşturulan sıcaklık-entalpi tablosu (bkz. Çizelge 4.2) kullanılarak baca gazının özgül ısısı 1,11 kJ/kgK alınmıştır. Buhar üretim kapasitesi ve çalışma basıncına göre oluşturulan ısıtma kapasitesi tablosu (bkz. Çizelge 4.3) kullanılarak buhar kazanı ısıtma gücü 3924,9 kW alınmıştır. Ayrıca, yakıt özellikleri tablosu (bkz. Çizelge 4.4) kullanılarak yanma verimi %90, yakıtın alt ısı değeri 12993 kcal/kg, hava fazlalık katsayısı 1,05 ve hava-yakıt oranı 17,2 olarak girdi tablosuna girilmiştir.

Çizelge 4.2. Sıcaklık – Entalpi Çizelgesi

SICAKLIK – ENTALPİ ÇİZELGESİ								
Çalışma Basıncı (bar)	Doymuş Buhar Sıcaklığı (°C)	Ortalama Baca Gazı Sıcaklığı (°C)	Baca Gazı Tasarım Sıcaklığı (°C)	Buharın Entalpisi (kJ/kg)	Su Entalpisi (kJ/kg)	Δh , Entalpi Farkı (kJ/kg)	Cp, Baca gazının özgül ısısı (kJ/kgK)	ρ , Baca gazı yoğunluğu (kg/m ³)
8	176	226	250	2774,00	419,06	2354,94	1,11	0,68

Çizelge 4.3. Isıtma Kapasitesi Tablosu

ISITMA KAPASİTESİ								
Buhar Üretim Kapasitesi (kg/h)	İşletme basıncına göre ısıtma kapasitesi (kW)							
	0,5 bar	1 bar	2 bar	3 bar	4 bar	5 bar	6 bar	8 bar
6000	3791,40	3812,73	3844,07	3866,07	3882,90	3896,40	3907,40	3924,90

Çizelge 4.4. Yakıt Özellikleri

YAKIT ÖZELLİKLERİ				
Yakıt Tipi	Yakıtın Alt Isıl Değeri (kcal/kg)	HavaYakıt Oranı	Ortalama Yanma Verimi (%)	λ , Fazla hava katsayısı
Doğal Gaz	12993	17,2	90	1,05
Fuel Oil	9600	14,2	85	1,15
Dizel	11000	14,6	87	1,1
Linyit Kömür	4500	10,5	80	1,3
Bioyakıtlar - Genel	3500	10,5	75	1,4

Yakıtın saatlik tüketim değeri denklem 4.1 ile hesaplanmaktadır. Eşitlikteki E_{BHC} kazanın ısıtma kapasitesini, $LHV_{yakıt}$ yakıtın alt ısıl değerini, n_{yanma} ise yanma verimini ifade etmektedir.

$$Q_{yakıt} = \frac{E_{BHC}}{LHV_{yakıt} \times n_{yanma}} \quad (\text{kg/h}) \quad (4.1)$$

Çizelge 4.5. Yakıt Tüketimi

YAKIT TÜKETİMİ	
Kazan Isıtma Kapasitesi (E_{BHC}) (kW)	3924,9
Yanma Verimi (n_{yanma}) (%)	90
Yakıtın Alt Isıl Değeri ($LHV_{yakıt}$) (kcal/kg)	12993
Yakıt Tüketim Değeri ($Q_{yakıt}$) (kg/h)	288,65

Çizelge 4.5'den de görüleceği üzere yakıt tüketim değeri 288,65 kg/h olarak hesaplanmıştır.

Baca gazı debisi, yakıtın ve havanın birim zamandaki kütlelerinin toplamıdır ve denklem 4.2 ile hesaplanmaktadır. Toplam baca gazı debisi (m_{fg}) 5501,71 kg/h olarak hesaplanmış ve Çizelge 4.6'da verilmiştir.

$$m_{fg} = m_{yakıt} + m_{hava} \quad (\text{kg/h}) \quad (4.2)$$

Çizelge 4.6. Baca Gazı Tablosu

BACA GAZI TABLOSU	
Yakıt Debisi ($m_{yakıt}$) (kg/h)	288,65
Hava Debisi (m_{hava}) (kg/h)	5213,06
Baca Gazı Debisi (m_{fg}) (kg/h)	5501,71

Baca gazı maksimum ısıtma kapasitesi (Q_{fg}) değeri denklem 4.3 ile hesaplanmaktadır. Eşitlikte yer alan m_{fg} baca gazı debisini, $C_{p(fg)}$ baca gazının özgül

ısı değerini, $T_{fg,i}$ baca gazı giriş sıcaklığını ve $T_{fg,o}$ baca gazı çıkış sıcaklığını ifade etmektedir.

$$Q_{fg} = \frac{m_{fg} \cdot C_p(fg) (T_{fg,i} - T_{fg,o})}{3600} \quad (\text{kW}) \quad (4.3)$$

Yapılan işlemler sonucu Çizelge 4.1 - 4.7'den de görüldüğü üzere buhar kazanı bacasından atmosfere atılan atık ısı potansiyeli 135,71 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.7. Baca Gazı Maksimum Isıtma Kapasitesi

BACA GAZI MAKSİMUM ISITMA KAPASİTESİ	
Baca Gazı Isıtma Kapasitesi (kW)	135,71
Baca Gazı Isıtma Kapasitesi (kcal/h)	116710

4.2. Baca Gazı Analizi

Baca gazı içerisinde insan sağlığını ve çevreyi kötü etkileyen bileşenler bulunmaktadır. Bunlara CO, CO₂, SO₂ örnek verilebilir. Sistemden atmosfere salınan atık baca gazının kayıp ısıl enerjisi ile çıkış sıcaklığı arasında doğru orantılı bir ilişki vardır. Atık baca gazı sıcaklığı ne kadar yüksek olursa sistemden kaybedilen duyulur baca gazı ısı kaybı da o kadar yüksek olmakta ve dolayısı ile sistem verimi önemli ölçüde azalmaktadır (Terhan, 2010).

Tesiste yer alan kazan baca ünitesinden alınan baca gazı analizi Çizelge 4.8'de verilmiştir. Baca gazı ölçümleri için kalibrasyonu güncel olarak yapılan TESTO marka baca gazı analizör cihazı kullanılmıştır. İncelenen kazan dairesinde gerçekleştirilen baca gazı analizlerinden bir örnek Şekil 4.1'de verilmiştir.



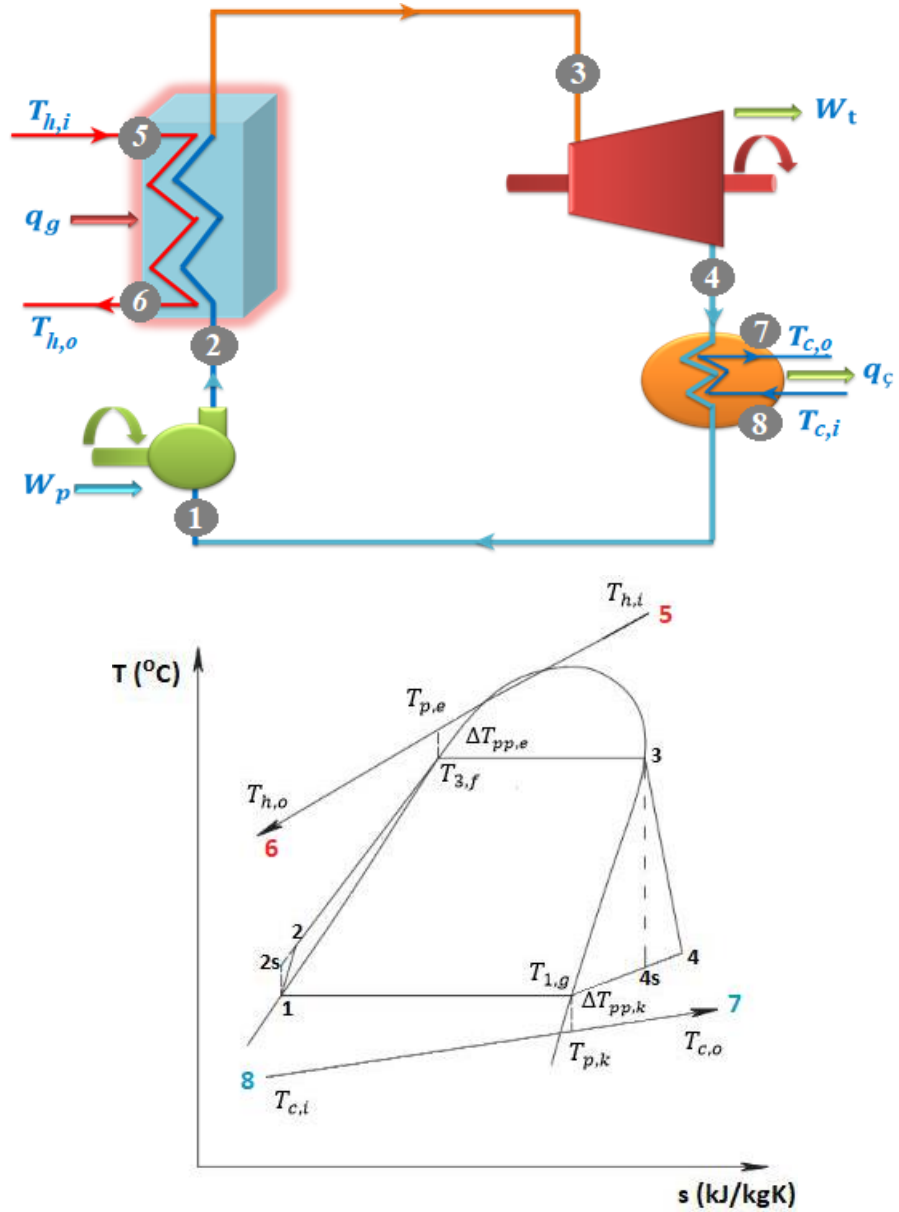
Şekil 4.1. Kazan Dairesinde Gerçekleştirilen Bir Baca Gazı Analizi

Çizelge 4.8 Tesisten Alınan Örnek Baca Gazı Analiz Verileri

BACA GAZI ANALİZİ		
Ölçüm Parametresi	Ölçüm Değeri	Maksimum İzin Verilen Değer
Baca Gazı Çıkış Sıcaklığı (°C)	204,7	230
CO ₂ (%)	8,29	12
O ₂ (%)	1,4	3
CO (mg/Nm ³)	108	100
Hava Fazlalık Katsayısı (λ)	1,44	-
Yanma Verimi (%)	90,8	-

4.3. Tasarlanan ORÇ Sisteminin Termodinamik Analizi

Tasarlanan ORÇ sistemi için, sıcaklık, basınç, debi, net iş gibi değişkenlerden yararlanılarak sisteme ait termodinamik analizler yapılmıştır. Analizlerde, “Engineering Equation Solver (EES)” yazılımı kullanılmıştır. Seçilen organik akışkanlar için ayrı ayrı analizler yapılarak akışkanlar; net güç, ısıl verim, pompa ve türbin gücü, türbin genişleme oranı bakımından karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir.



Şekil 4.2. Tasarlanan ORÇ Sisteminin Çalışma Prensibi, Proses Akış ve T-s Diyagramı

Verilen proses akış ve T-s diyagramlarında (Şekil 4.2);

- $T_{h,i}$ = Isı kaynağı giriş sıcaklığını,
- $T_{h,0}$ = Isı kaynağı çıkış sıcaklığını,
- $T_{p,e}$ = Evaporatörün pinch noktası sıcaklığını,
- $\Delta T_{pp,e}$ = Evaporatör pinch noktası sıcaklık farkını,
- $T_{c,i}$ = Soğutma suyu giriş sıcaklığını,
- $T_{c,0}$ = Soğutma suyu çıkış sıcaklığını,
- $T_{p,k}$ = Kondenserin pinch noktası sıcaklığını,
- $\Delta T_{pp,k}$ = Kondenser pinch noktası sıcaklık farkını,
- m_h = Baca gazı debisini,
- m_c = Soğutma suyu debisini,
- $m_{ORÇ}$ = ORÇ sisteminde kullanılan akışkan debisini,

temsil etmektedir.

Bu tez çalışmasında, atık baca gazı kaynağının sıcaklığı ($T_5/T_{h,i}$) yıl içerisinde değişkenlik gösterdiğinden ortalama olarak 200 °C kabul edilmiştir. Ek olarak atık ısı kaynağının sıcaklığına göre farklı tip organik akışkanları karşılaştırarak ORÇ çevirimi için optimum organik akışkanı saptayabilmek amacıyla evaporatör pinch noktası sıcaklık farkı ($\Delta T_{pp,e}$) 15 °C, kondenser pinch noktası sıcaklık farkı ($\Delta T_{pp,k}$) 5 °C kabul edilmiştir. Ayrıca tasarlanacak ORÇ için; türbin giriş sıcaklığı (T_3) 140 °C, pompa giriş sıcaklığı (T_1) 35 °C ve soğutma suyu giriş sıcaklığı (T_7) 25 °C olarak sabit kabul edilmiştir.

Bu bölümde yapılan diğer kabuller aşağıda belirtilmiştir;

- Tüm ısı kaynağı sıcaklıklarında evaporatör etkinliği (ϵ) ve türbin & pompa izantropik verimleri (η_t , η_p) %75 olarak sabit kabul edilmiştir. Ayrıca ısı kaynağı tarafındaki sıcak suyun hacimsel debisi düşük kapasiteli ORÇ çalışmaları referans alınarak 1000 L/h olarak kabul edilmiştir.
- Bütün prosesler kararlı şartlardadır.
- Evaporatör ve kondenserdeki basınç kayıplarıyla boru hatlarındaki kayıplar ihmal edilmiştir.
- ORÇ düzeneğinde yer alan tüm bileşenlerin yüzeyleri ile çevre arasında bir ısı transferinin olmadığı varsayılarak adyabatik olarak kabul edilmiştir.
- Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilmiştir.

Termodinamik optimizasyon bağıntıları Denklem 4.4 ile 4.16 arasında verilmiştir. Analiz denklemleri uygulanma sırası ile belirtilmiştir.

- 1.adım;

Evaporatör etkenliği (ϵ);

$$= (T_{h,i} - T_{p,e}) / (T_{h,i} - T_{3,f}) \quad (4.4)$$

Evaporatör pinch noktası sıcaklık farkı ($\Delta T_{pp,e}$);

$$\Delta T_{pp,e} = T_{p,e} - T_{3,f} \quad (4.5)$$

Denklem (4.4) ve denklem (4.5)'de $T_{p,e}$ ve $T_{3,f}$ bilinmemektedir. Denklemlerin birlikte çözülmesiyle bu iki değer belirlenir.

- 2.adım;

Evaporatörü buharlaştırıcı olarak düşünürsek;

Öncelikle buharlaştırıcı ısısı, Q_B (kW) hesaplanır.

$$Q_B = m_h \cdot c_p (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (4.6)$$

Organik akışkanın kütleli debisi (kg/s) hesaplanır.

$$m_{ORC} = Q_B / (h_3 - h_{3,f}) \quad (4.7)$$

Evaporatör kapasitesi (kW) belirlenir.

$$Q_E = Q_B \quad (4.8)$$

Isı kaynağı çıkış sıcaklığı belirlenir.

$$T_{h,o} = T_{h,i} + Q_E / (m_h \cdot c_p) \quad (4.9)$$

- 3.adım;

Soğutma suyu debisi (kg/s) ve soğutma suyu çıkış sıcaklığı kondenser enerji dengesi bağıntıları kullanılarak hesaplanır.

$$\Delta T_{pp,k} = T_{1,g} - T_{p,k} \quad (4.10)$$

$$m_c = m_{ORC} * (h_{1,g} - h_1) / C_p (T_{p,k} - T_{c,i}) \quad (4.11)$$

$$m_c = m_{ORC} * (h_{4,a} - h_1) / C_p (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (4.12)$$

- 4.adım;

Pompa ve türbin gücü (kW) hesaplanır.

$$W_P = m_{ORC} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.13)$$

$$W_T = m_{ORC} \cdot (h_3 - h_4) \quad (4.14)$$

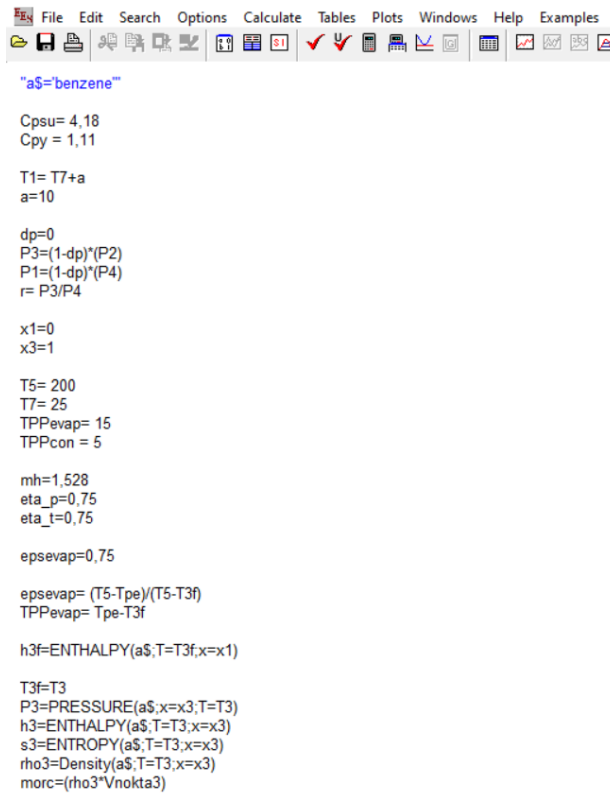
Net güç (kW) ve ısıl verim belirlenir.

$$W_{net} = (W_T - W_P) \quad (4.15)$$

$$W_{isul} = \frac{W_{net}}{Q_E} \quad (4.16)$$

Bu bölümde ayrıca, sabit ısı kaynaklı ORÇ sistemi için farklı akışkanların buharlaşma sıcaklıkları altında oluşabilecek optimum $\Delta T_{PP,e}$ değeri belirlenmiştir. Daha sonra belirlenen ısı kaynağı sıcaklığı baz alınarak 5 adet optimum akışkan seçilmiş, termodinamik ve ekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan ORÇ sisteminde farklı organik akışkanlar için EES programı aracılığıyla analizler yapılmıştır. Analizler sonucu elde edilen termodinamik veriler ve EES çıktıları Şekil 4.3 - 4.5'te verilmiştir.



```

"a$='benzene"

Cpsu= 4,18
Cpy = 1,11

T1= T7+a
a=10

dp=0
P3=(1-dp)*(P2)
P1=(1-dp)*(P4)
r= P3/P4

x1=0
x3=1

T5= 200
T7= 25
TPPevap= 15
TPPcon = 5

mh=1,528
eta_p=0,75
eta_t=0,75

epsevap=0,75

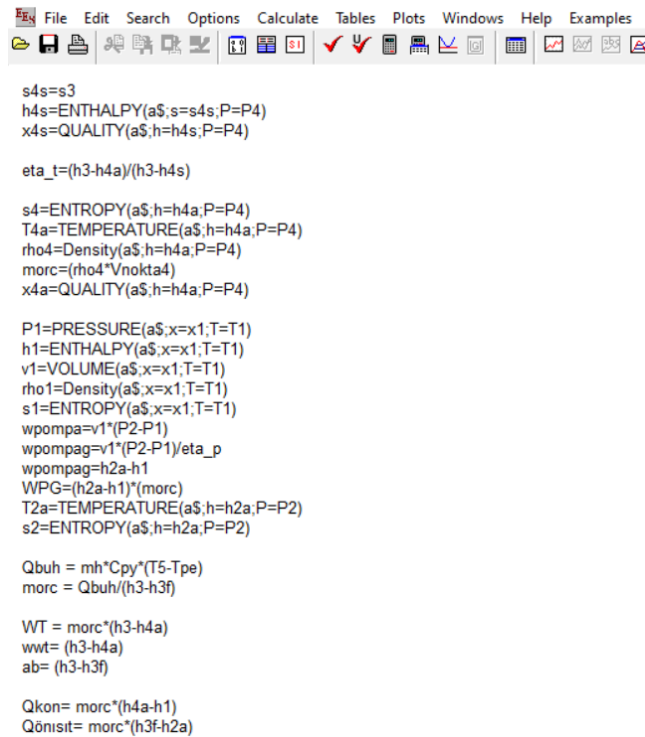
epsevap= (T5-Tpe)/(T5-T3f)
TPPevap= Tpe-T3f

h3f=ENTHALPY(a$,T=T3f,x=x1)

T3f=T3
P3=PRESSURE(a$,x=x3,T=T3)
h3=ENTHALPY(a$,T=T3,x=x3)
s3=ENTROPY(a$,T=T3,x=x3)
rho3=Density(a$,T=T3,x=x3)
morc=(rho3*Vnokta3)

```

Şekil 4.3. EES Programında Yapılan Termodinamik Hesaplamalar-1



```

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
[Icons]

s4s=s3
h4s=ENTHALPY(a$,s=s4s,P=P4)
x4s=QUALITY(a$,h=h4s,P=P4)

eta_t=(h3-h4a)/(h3-h4s)

s4=ENTROPY(a$,h=h4a,P=P4)
T4a=TEMPERATURE(a$,h=h4a,P=P4)
rho4=Density(a$,h=h4a,P=P4)
morc=(rho4*Vnolta4)
x4a=QUALITY(a$,h=h4a,P=P4)

P1=PRESSURE(a$,x=x1,T=T1)
h1=ENTHALPY(a$,x=x1,T=T1)
v1=VOLUME(a$,x=x1,T=T1)
rho1=Density(a$,x=x1,T=T1)
s1=ENTROPY(a$,x=x1,T=T1)
wpompa=v1*(P2-P1)
wpompag=v1*(P2-P1)/eta_p
wpompag=h2a-h1
WPG=(h2a-h1)*(morc)
T2a=TEMPERATURE(a$,h=h2a,P=P2)
s2=ENTROPY(a$,h=h2a,P=P2)

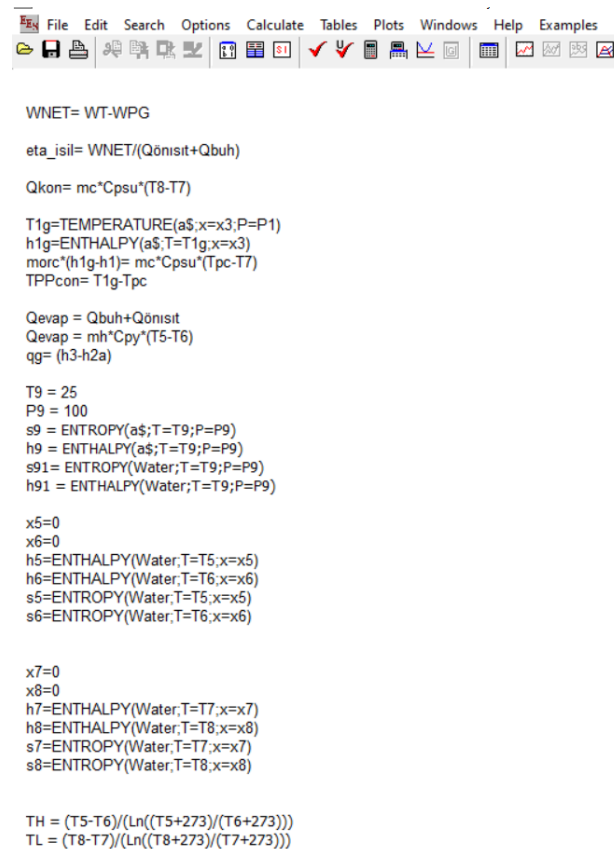
Qbuh = mh*Cpy*(T5-Tpe)
morc = Qbuh/(h3-h3f)

WT = morc*(h3-h4a)
wwt= (h3-h4a)
ab= (h3-h3f)

Qkon= morc*(h4a-h1)
Qönisit= morc*(h3f-h2a)

```

Şekil 4.4. EES Programında Yapılan Termodinamik Hesaplamalar-2



```

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
[Icons]

WNET= WT-WPG

eta_isil= WNET/(Qönisit+Qbuh)

Qkon= mc*Cpsu*(T8-T7)

T1g=TEMPERATURE(a$,x=x3,P=P1)
h1g=ENTHALPY(a$,T=T1g,x=x3)
morc*(h1g-h1)= mc*Cpsu*(Tpc-T7)
TPPcon= T1g-Tpc

Qevap = Qbuh+Qönisit
Qevap = mh*Cpy*(T5-T6)
qg= (h3-h2a)

T9 = 25
P9 = 100
s9 = ENTROPY(a$,T=T9,P=P9)
h9 = ENTHALPY(a$,T=T9,P=P9)
s91 = ENTROPY(Water,T=T9,P=P9)
h91 = ENTHALPY(Water,T=T9,P=P9)

x5=0
x6=0
h5=ENTHALPY(Water,T=T5,x=x5)
h6=ENTHALPY(Water,T=T6,x=x6)
s5=ENTROPY(Water,T=T5,x=x5)
s6=ENTROPY(Water,T=T6,x=x6)

x7=0
x8=0
h7=ENTHALPY(Water,T=T7,x=x7)
h8=ENTHALPY(Water,T=T8,x=x8)
s7=ENTROPY(Water,T=T7,x=x7)
s8=ENTROPY(Water,T=T8,x=x8)

TH = (T5-T6)/(Ln((T5+273)/(T6+273)))
TL = (T8-T7)/(Ln((T8+273)/(T7+273)))

```

Şekil 4.5. EES Programında Yapılan Termodinamik Hesaplamalar-3

Tasarlanan ORÇ sistemi için çevrim akışkanı olarak düşünülen 5 organik akışkandan “R245fa akışkanı” seçilerek termodinamik hesaplamalar 4.4 ile 4.16 arasındaki denklemlerden yararlanılarak aşağıda örneklendirilmiştir.

- 1.adım;

Evaporatör etkenliği (ε);

$$\varepsilon = (T_{h,i} - T_{p,e}) / (T_{h,i} - T_{3,f})$$

$$\varepsilon = (200^\circ\text{C} - 155^\circ\text{C}) / (200^\circ\text{C} - 140^\circ\text{C})$$

$$\varepsilon = 0,75 = \%75 \text{ bulunur.}$$

Evaporatör pinch noktası sıcaklık farkı ($\Delta T_{pp,e}$);

$$\Delta T_{pp,e} = T_{p,e} - T_{3,f}$$

$$\Delta T_{pp,e} = 155^\circ\text{C} - 140^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{pp,e} = 15^\circ\text{C} \text{ olarak bulunur.}$$

- 2.adım;

Evaporatörü buharlaştırıcı ve ön ısıtma olarak düşünürsek;

Öncelikle buharlaştırıcı ısısı Q_B (kW) ;

$$Q_B = m_h \cdot c_p (T_{h,i} - T_{h,o})$$

$$Q_B = (1,528 \text{ kg/s}) \cdot (1,11 \text{ kJ/kgK}) \cdot (200^\circ\text{C} - 63,52^\circ\text{C})$$

$$Q_B = 231,5 \text{ kW} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Organik akışkanın kütleli debisi (kg/s) ;

$$m_{ORC} = Q_B / (h_3 - h_{3,f})$$

$$m_{ORC} = [231,5 / (196,7 \text{ kJ/kg} - (-44,14 \text{ kJ/kg}))]$$

$$m_{ORC} = 0,9612 \text{ kg/s} \text{ bulunur.}$$

Evaporatör kapasitesi (kW) belirlenir.

$$Q_E = Q_B$$

$$Q_E = 231,5 \text{ kW}$$

Isı kaynağı çıkış sıcaklığı belirlenir.

$$T_{h,o} = T_{h,i} + Q_E / (m_h \cdot c_p)$$

$$T_{h,o} = [200^\circ\text{C} + 231,5 \text{ kW} / (1,528 \text{ kg/s}) \cdot (1,11 \text{ kJ/kgK})]$$

$$T_{h,o} = 336,52 \text{ K} = 63,52^\circ\text{C} \text{ olarak hesaplanır.}$$

- 3.adım;

Soğutma suyu debisi (kg/s) ve soğutma suyu çıkış sıcaklığı kondenser enerji dengesi bağıntıları kullanılarak hesaplanır.

$$\Delta T_{pp,k} = T_{1,g} - T_{p,k}$$

$$\Delta T_{pp,k} = 35^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{pp,k} = 5^\circ\text{C} \text{ bulunur.}$$

$$m_c = m_{ORC} * (h_{1,g} - h_1) / C_p(T_{p,k} - T_{c,i})$$

$$m_c = m_{ORC} * (h_{4,a} - h_1) / C_p(T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$m_c = \frac{\left(0,9612 \frac{kg}{s}\right) \left(184 \frac{kJ}{kg} - 146,64 \frac{kJ}{kg}\right)}{\left(4,18 \frac{kJ}{kgK}\right) * (30,67^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C})}$$

$$m_c = 8,476 \text{ kg/s} \text{ olarak hesaplanır.}$$

- 4.adım;

Pompa ve türbin gücü (kW) hesaplanır.

$$W_P = m_{ORC} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$W_P = (0,9612 \text{ kg/s}) \cdot (149,28 \text{ kJ/kg} - 146,64 \text{ kJ/kg})$$

$$W_P = 2,546 \text{ kW} \text{ bulunur.}$$

$$W_T = m_{ORC} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$W_T = (0,9612 \text{ kg/s}) \cdot (196,7 \text{ kJ/kg} - 162,13 \text{ kJ/kg})$$

$$W_T = 33,23 \text{ kW} \text{ bulunur.}$$

Net güç (kW) ve ısı verim belirlenir.

$$W_{net} = (W_T - W_P)$$

$$W_{net} = (33,23 \text{ kW} - 2,546 \text{ kW})$$

$$W_{net} = 30,69 \text{ kW} \text{ olarak hesaplanır.}$$

$$W_{isul} = \frac{W_{net}}{Q_E}$$

$$W_{isul} = \frac{30,69 \text{ kW}}{231,5 \text{ kW}}$$

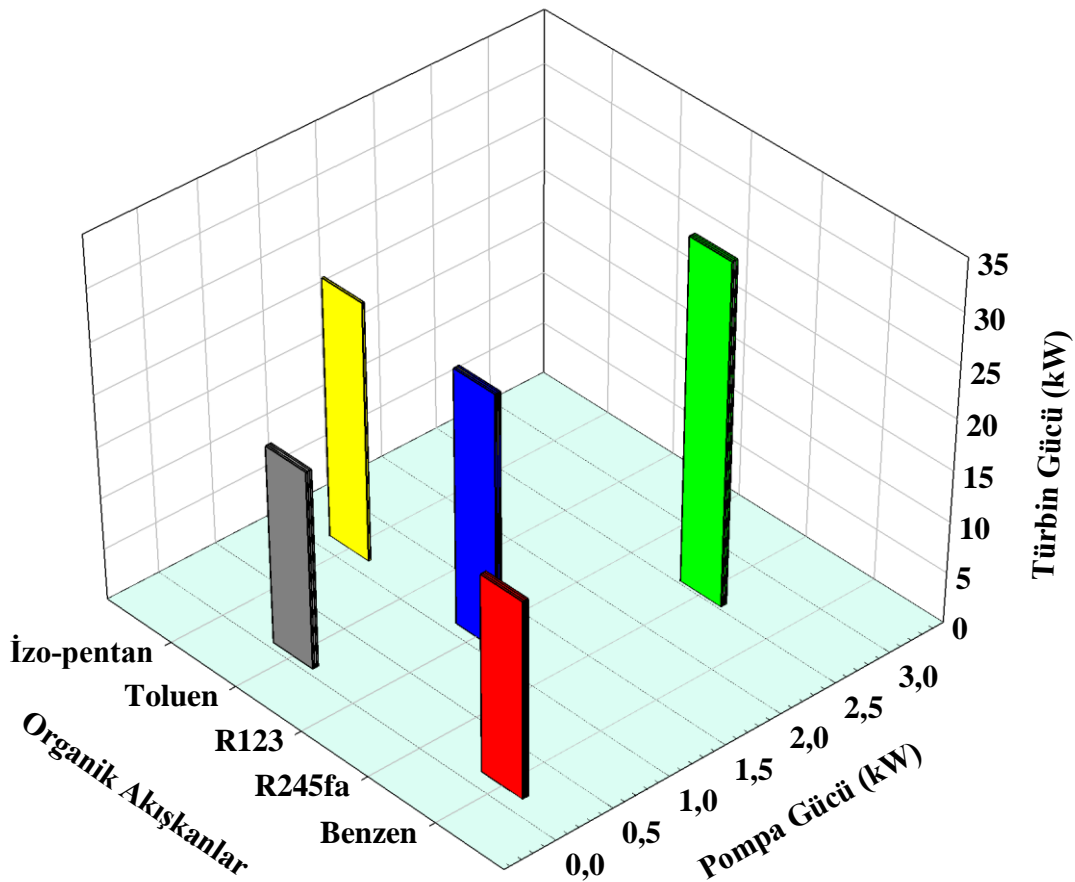
$$W_{isul} = 0,1326 = \%13,26$$

olarak hesaplanmıştır.

ORÇ sistemi için EES programı aracılığıyla gerçekleştirilen analiz ve hesaplamalar sonucunda seçilen 5 organik iş akışkanı için türbin ve pompa çıkış gücü verileri Çizelge 4.9 ve Şekil 4.6’da verilmiştir. İlgili çizelge ve grafikler incelendiğinde; 33,23 kW değeri ile en yüksek türbin gücünün R245fa akışkanlı ORÇ sisteminden, 19,38 kW değeri ile en düşük türbin gücünün ise Toluen akışkanlı ORÇ sisteminden elde edilebileceği görülmektedir. Ayrıca, en yüksek pompa gücüne ihtiyaç duyulacak ORÇ sisteminin R245fa akışkanlı ORÇ sistemi, en az pompa gücüne ihtiyaç duyulacak ORÇ sisteminin ise Toluen akışkanlı ORÇ sistemi olacağı görülmektedir.

Çizelge 4.9 Türbin ve Pompa Güçleri

Organik Akışkan	WPG (kW)	WT (kW)
Benzen	0,154	19,46
R245fa	2,546	33,23
R123	1,114	24,93
Tolüen	0,074	19,38
İzo-pentan	1,133	25,20

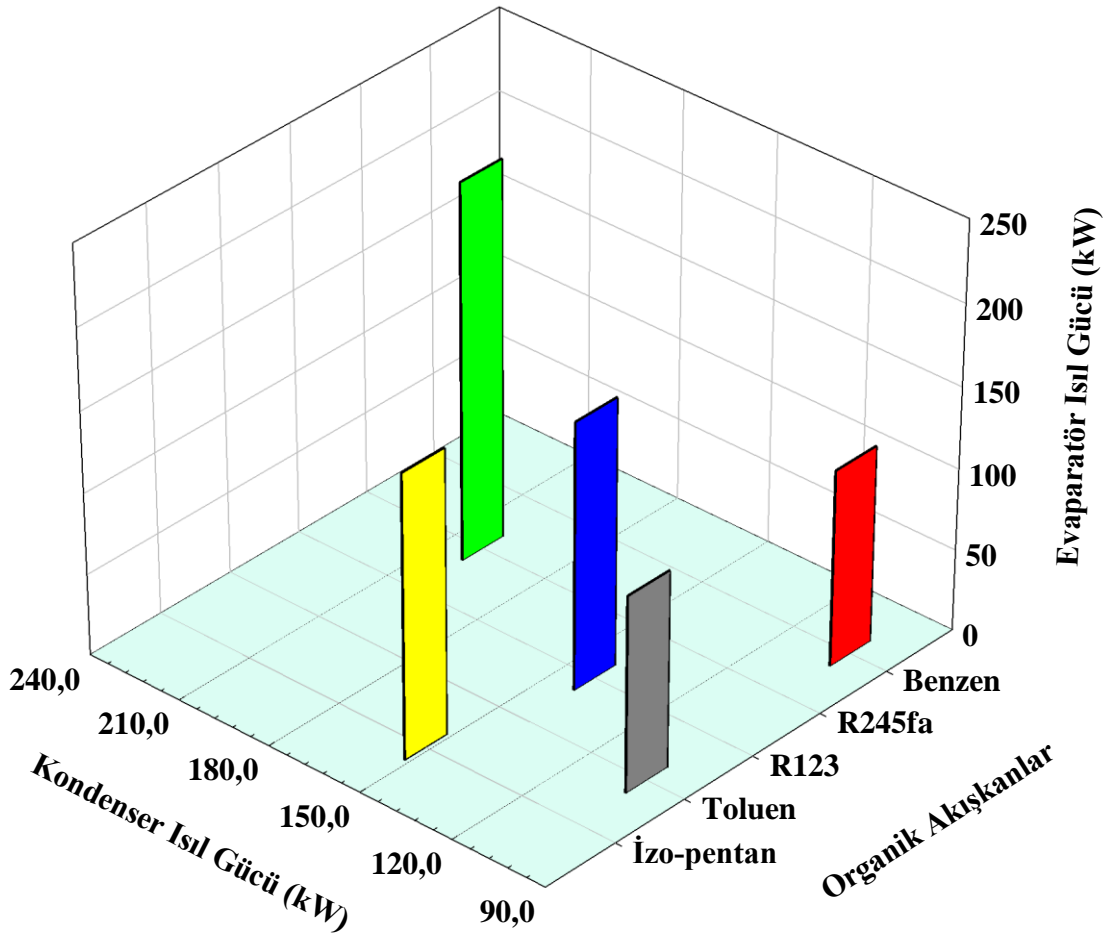


Şekil 4.6. Türbin ve Pompa Güçleri

EES programında yapılan analizler sonucu elde edilen evaporatör ve kondenser ısı güçleri Çizelge 4.10 ve Şekil 4.7’de verilmiştir. İlgili çizelge ve grafikler incelendiğinde; 231,5 kW değeri ile en yüksek evaporatör gücünün R245fa akışkanlı ORÇ sisteminden, 121,1 kW değeri ile en düşük evaporatör gücünün ise Benzen akışkanlı ORÇ sisteminden elde edilebileceği görülmektedir. Benzer şekilde en yüksek kondenser kapasitesinin 200,8 kW değeri ile R245fa akışkanlı ORÇ sisteminde, en düşük kondenser kapasitesinin ise 101,8 kW değeriyle Benzen akışkanlı ORÇ sisteminde olacağı görülmektedir.

Çizelge 4.10 Evaporatör ve Kondenser Isıl Güçleri

Organik Akışkan	Qkon (kW)	Qevap (kW)
Benzen	101,8	121,1
R245fa	200,8	231,5
R123	141,2	165,0
Tolüen	102,2	121,5
İzo-pentan	151,4	175,5

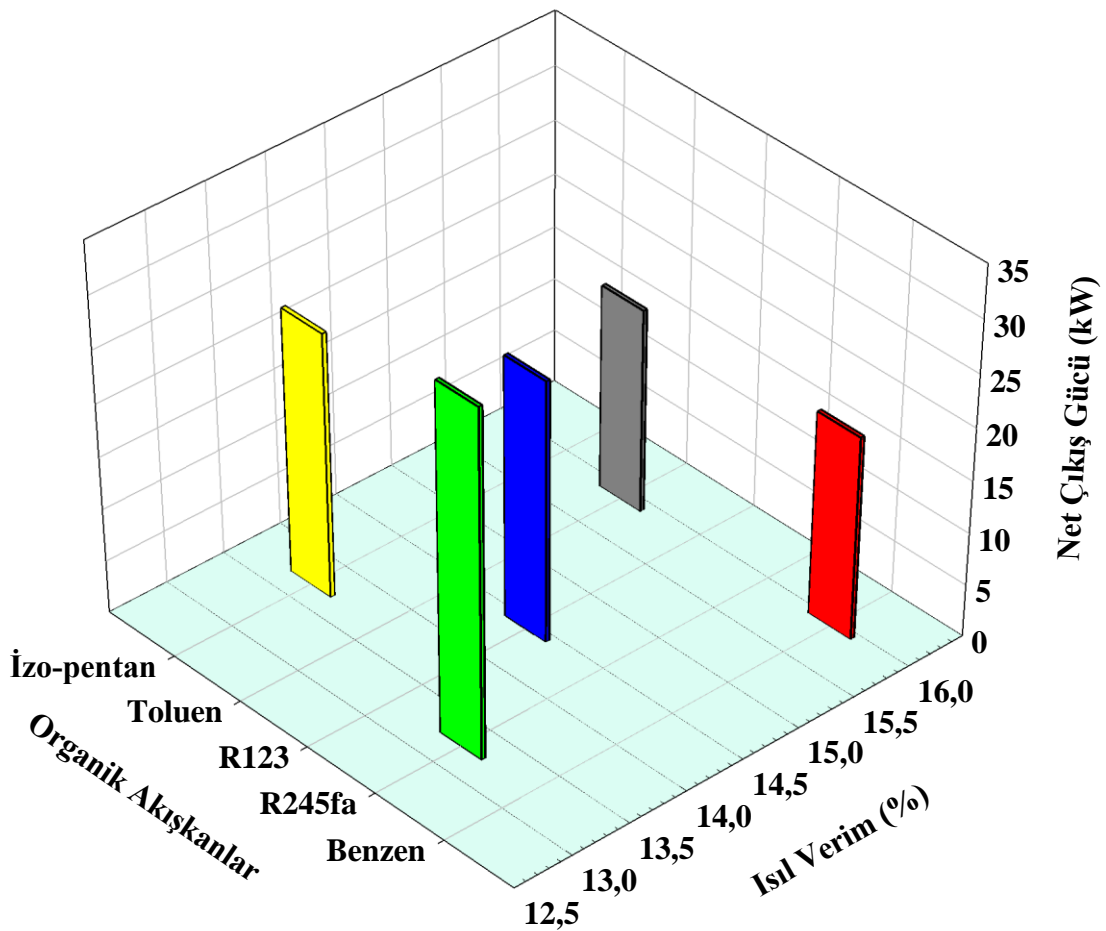


Şekil 4.7. Evaporatör ve Kondenser Isıl Güçleri

Çizelge 4.11 ve Şekil 4.8'den de görüldüğü üzere farklı iş akışkanları kullanılarak tasarlanacak ORÇ sisteminden elde edilecek en yüksek ısı verim %15,94 ile Benzen akışkanlı ORÇ sisteminde, en düşük ısı verim ise %13,26 ile R245fa akışkanlı ORÇ sistemindedir. Grafik incelendiğinde ayrıca 30,69 kW değeri ile en yüksek net gücün R245fa akışkanlı ORÇ sisteminden, 19,31 kW değeri ile en düşük net gücün ise Benzen ve Toluen akışkanlı ORÇ sisteminden elde edilebileceği görülmektedir.

Çizelge 4.11 Net Güç ve Isıl Verimler

Organik Akışkan	$\eta_{\text{Isıl}}$ (%)	WNET (kW)
Benzen	15,94%	19,31
R245fa	13,26%	30,69
R123	14,43%	23,81
Tolüen	15,90%	19,31
İzo-pentan	13,71%	24,06

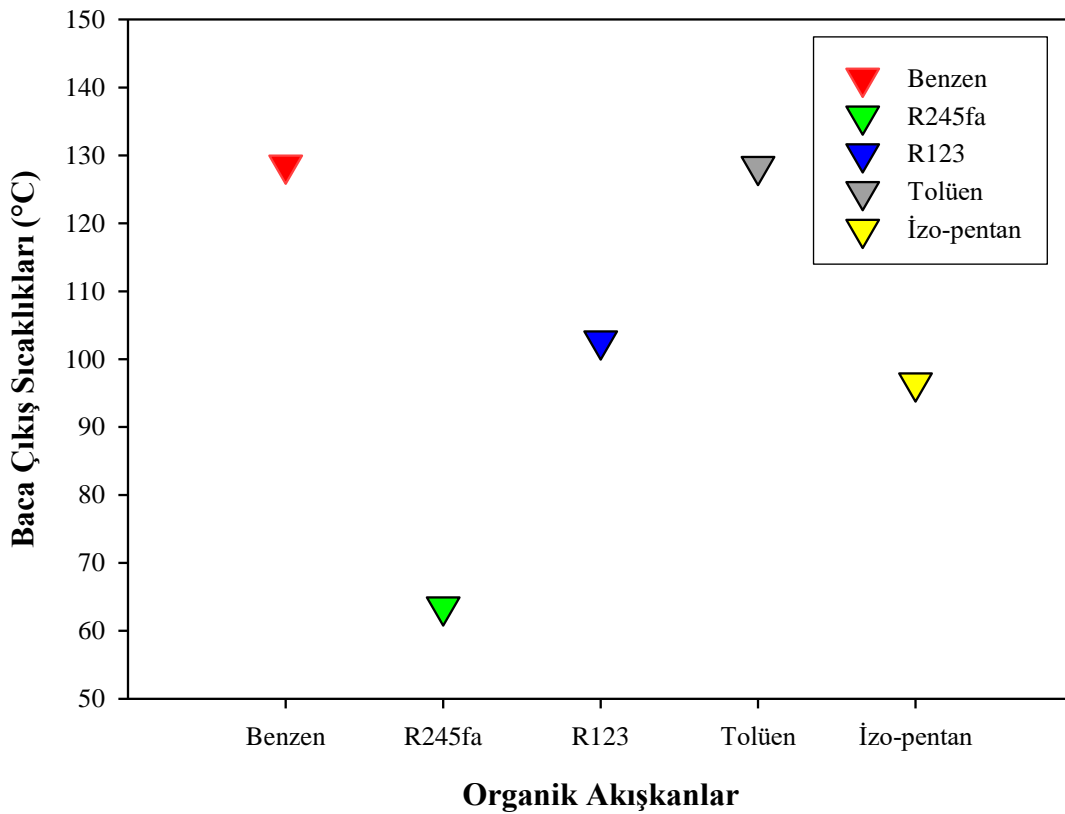


Şekil 4.8. Seçilen Organik Akışkanların Net Çıkış Güçleri ve Isıl Verimleri

Tasarlanacak ORÇ sistemi için bölüm 4.3'deki kabuller ve kaynak sıcaklığı 200 °C dikkate alınarak Çizelge 4.12 ve Şekil 4.9 incelendiğinde 128,6 °C ve 128,4 °C ile en yüksek baca çıkış sıcaklığı (T6) değerlerinin Benzen ve Tolüen akışkanlı ORÇ sistemlerinde, en düşük baca çıkış sıcaklığı değerinin ise 63,52 °C ile R245fa akışkanlı ORÇ sisteminden elde edildiği görülmektedir.

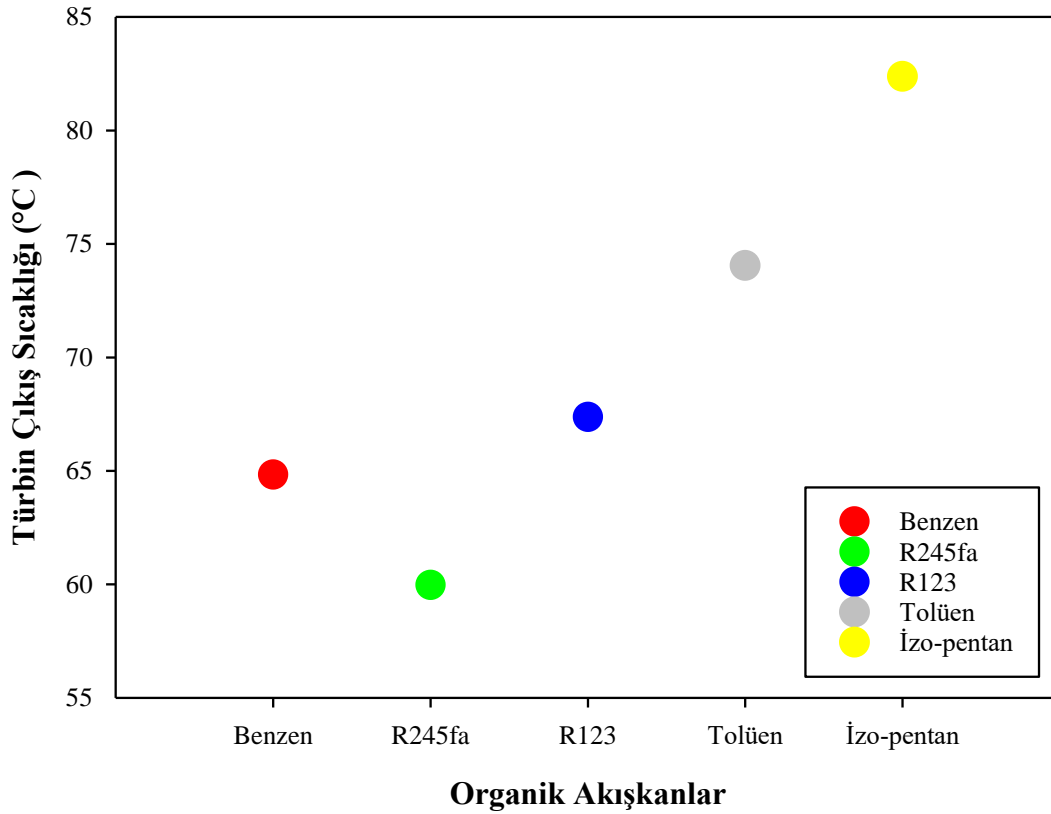
Çizelge 4.12 ORÇ Sistemi Sıcaklık Verileri

Organik Akışkan	T1(°C)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)	T5(°C)	T6(°C)	T7(°C)	T8(°C)
Benzen	35	35,21	140	64,83	200	128,6	30,4	25
R245fa	35	36,47	140	59,97	200	63,52	30,67	25
R123	35	35,97	140	67,37	200	102,7	30,72	25
Tolüen	35	35,1	140	74,05	200	128,4	30,6	25
İzo-pentan	35	35,89	140	82,38	200	96,54	31,31	25



Şekil 4.9. Seçilen Organik Akışkanların Baca Çıkış Sıcaklıkları

Çizelge 4.12 ve Şekil 4.10 incelendiğinde türbin çıkış sıcaklığı (T4) en yüksek çevrimin 82,38 °C değeriyle İzo-pentan akışkanlı ORÇ sisteminde, türbin çıkış sıcaklığı en düşük çevriminse 59,97 °C değeriyle R245fa akışkanlı ORÇ sisteminde gerçekleşeceği görülmektedir.



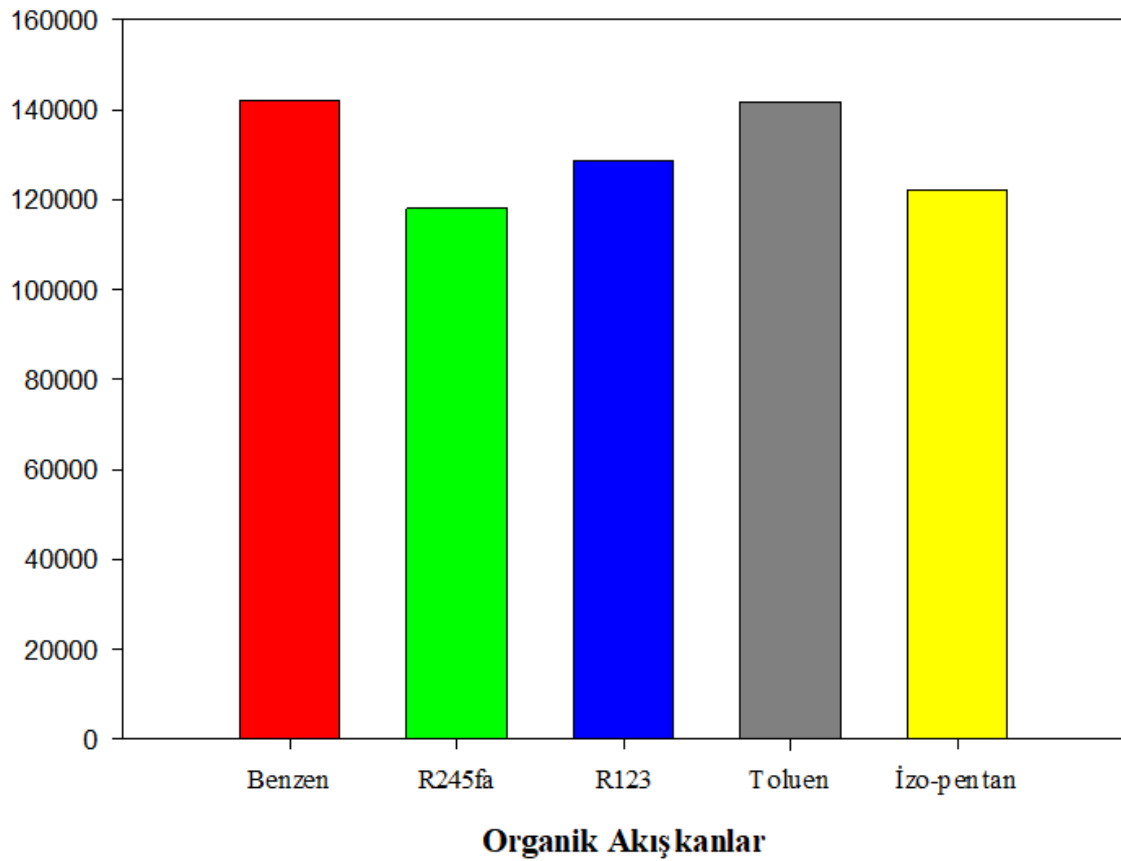
Şekil 4.10. Seçilen Organik Akışkanların Türbin Çıkış Sıcaklıkları

4.4. Tasarlanan ORÇ Sisteminin Ekonomik Analizi

Sistem için ekonomik analiz yapılırken ilk olarak tasarlanan ORÇ sistemi için seçilen 5 farklı akışkanın ısı verimleri baz alınarak elde edilecek yıllık maddi kazanç miktarları hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda Çizelge 4.13 ve Şekil 4.11'den de görüleceği üzere en fazla maddi kazancın 142.058,49 TL ile Benzen akışkanlı ORÇ sisteminden, en düşük maddi kazancın ise 118.174,12 TL ile R245fa akışkanlı ORÇ sisteminden elde edileceği görülmüştür. Enerji birim maliyeti tesisin 2022 nisan ayına ait güncel faturasından 1,99 TL/kWh alınmıştır.

Çizelge 4.13 Tasarlanan ORÇ Sisteminin Akışkanlara Göre Yıllık Maddi Kazancı

Organik Akışkan	Atık Isı Miktarı	ORÇ Sisteminin Isıl Verimi	Elde Edilebilecek Elektrik Gücü	Çalışma Saati	Yıllık Geri Kazanılan Enerji Miktarı	Enerji Birim Maliyeti	Yıllık Maddi Kazanç
	kW	%	kW	h/yıl	kWh/yıl	TL/kWh	TL/yıl
Benzen	135,71	0,1594	21,632174	3.300	71.386,17	1,99	142.058,49
R245fa	135,71	0,1326	17,995146	3.300	59.383,98	1,99	118.174,12
R123	135,71	0,1443	19,582953	3.300	64.623,74	1,99	128.601,25
Toluen	135,71	0,1591	21,591461	3.300	71.251,82	1,99	141.791,12
İzo-pentan	135,71	0,1371	18,605841	3.300	61.399,28	1,99	122.184,56



Benzen	: 142.058,49 TL
R245fa	: 118.174,12 TL
R123	: 128.601,25 TL
Toluen	: 141.791,12 TL
İzo-pentan	: 122.184,56 TL

Şekil 4.11. Seçilen Organik Akışkanların Yıllık Maddi Kazancı (TL)

Bu tez çalışmasında ayrıca tasarlanan ORÇ sisteminin ekonomik analizi yapılırken yatırım maliyetini hesaplamak için, sistemi oluşturan bileşenlerden türbin ve pompanın güç üretme kapasitesinin, ısı değiştirici bileşenleri oluşturan evaporatör ve kondenserin ise ısı transfer yüzey alanlarının da hesaplanması gerekmektedir. Organik Rankine çevriminin türbin ve pompa bileşenlerinin yatırım maliyetleri, EES programında elde edilen güç değerlerinden faydalanılarak hesaplanabilir. Isı değiştirici bileşenler olan buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun yatırım maliyet hesabında ise ısı değiştiricilerin ısı transfer yüzey alanları baz alınarak hesaplamalar yapılabilir.

Çizelge 4.14 Sistem Bileşenlerinin İlk Yatırım Maliyetleri (A. Tozlu, B. Gençaslan, H. Ozcan, 2021)

Türbin İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{turb} = 4405 \times \dot{W}_{turb}^{0,71}$	(4.17)
Pompa İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{pump} = 3540 \times \dot{W}_{pump}^{0,71}$	(4.18)
Evaporatör İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{evap} = 130 \times \left(\frac{A_{evap}}{0,93}\right)^{0,78}$	(4.19)
Kondenser İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{cond} = 130 \times \left(\frac{A_{cond}}{0,93}\right)^{0,78}$	(4.20)

Hesaplamalarda Çizelge 4.14'te verilen denklemler kullanılabilir. Burada Z_{turb} , Z_{pump} , Z_{evap} , Z_{cond} ilk yatırım maliyetlerini, \dot{W}_{turb} ve \dot{W}_{pump} ise sırasıyla türbin ve pompa güç çıktılarını, A_{evap} ile A_{cond} ise buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı alışveriş yüzey alanlarını ifade etmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı alışveriş yüzey alanları ise denklik 4.21'den hesaplanabilir.

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{ort}} \quad (\text{m}^2) \quad (4.21)$$

Burada \dot{Q} ; ısı değiştiricisine aktarılan ısı miktarını, U ; buharlaştırıcı ısı transfer katsayısını ($\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$), ΔT_{ort} ; logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir ve denklik 4.22'deki denklem sayesinde hesaplanmaktadır (Nazari ve diğerleri, 2016). U ; ısı transfer katsayısı tasarlanan ORÇ için yapılan termal hesaplamalar sonucunda $39,24 \text{ kW}/\text{m}^2\text{K}$ olarak alınmıştır.

$$\Delta T_{ort} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (4.22)$$

Burada ΔT_{max} ile ΔT_{min} ısı değiştiricilerdeki maksimum ve minimum sıcaklık farklarıdır. U ısı alışveriş katsayısı hem evaporatör hem de kondenserde sabit alınmıştır. Yukarıda tanımlanan tüm denklikler tasarlanan ORÇ sistemi için çözümlenerek tüm bileşenlerin ayrı ayrı yatırım maliyetleri bulunabilir. Tüm bu maliyetlerin toplanmasıyla elde edilen maliyet ise sistemin toplam yatırım maliyetini oluşturur ve Z_{ORC} ile denklik 4.24'teki gibi ifade edilir.

$$Z_{ORC} = Z_{turb} + Z_{pump} + Z_{evap} + Z_{cond} (\$) \quad (4.23)$$

Sistemin işletme ve bakım maliyeti hesabında toplam yatırım maliyetinin %1,5'u alınmış ve denklik 4.24'te verilmiştir.

$$C_i = Z_{ORC} \cdot (1,5)/100 (\$) \quad (4.24)$$

ORÇ sisteminin toplam yatırım maliyeti ise denklik 4.25'ten yararlanılarak hesaplanmaktadır.

$$Z_{toplamlam} = Z_{ORC} + C_i (\$) \quad (4.25)$$

Tasarlanan ORÇ sistemi için çevrim akışkanını olarak dūřünölen 5 organik akışkandan "Benzen akışkanını" seğilerek sistemin ilk yatırım maliyeti hesaplamaları 4.17 ile 4.25 arasındaki denkliklerden yararlanılarak Çizelge 4.15'te örneklendirilmiştir.

Çizelge 4.15 Benzen Akışkanlı ORÇ Sistemi İçin İlk Yatırım Maliyeti Hesabı

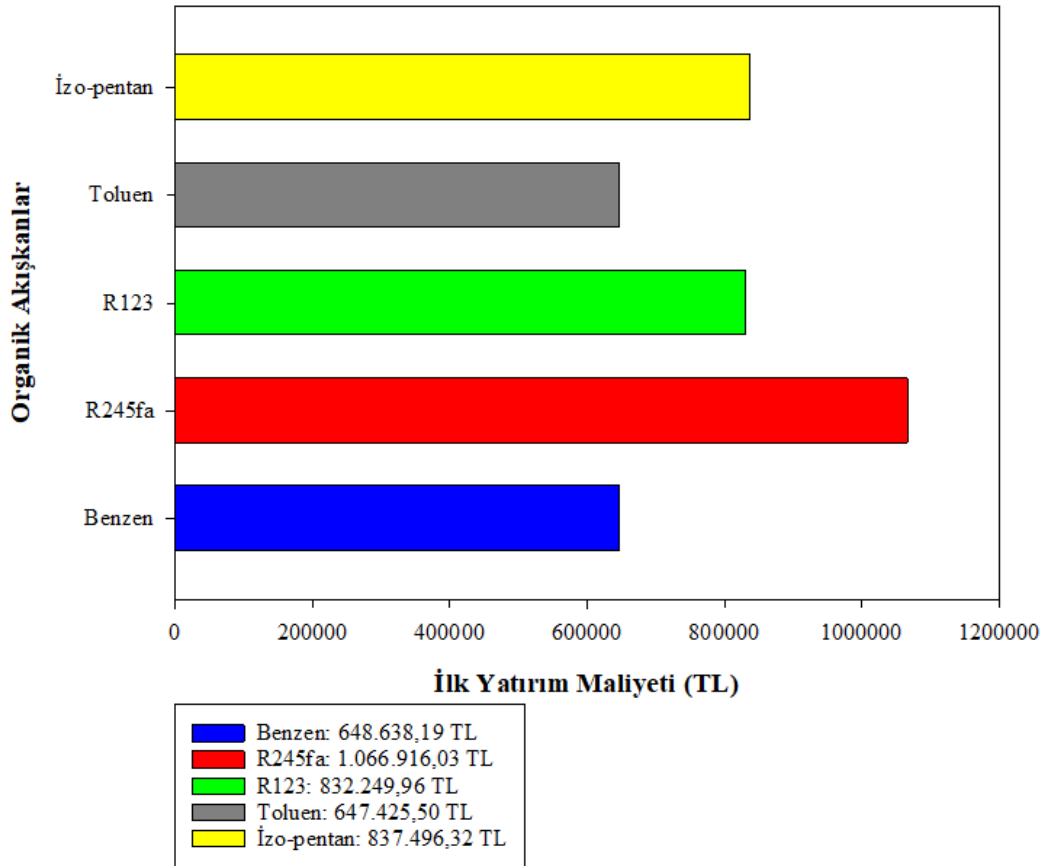
Türbin İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{turb} = 4405 \times \dot{W}_{turb}^{0,71}$
	$Z_{turb} = 4405 \times (19,46)^{0,71}$
	$Z_{turb} = 36244,10 (\$)$
Pompa İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{pump} = 3540 \times \dot{W}_{pump}^{0,71}$
	$Z_{pump} = 3540 \times (0,1546)^{0,71}$
	$Z_{pump} = 940,46 (\$)$
Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (evap)	$\Delta T_{ort} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} (^{\circ}C)$
	$\Delta T_{ort} = \frac{200 - 140}{\ln \frac{200}{140}} (^{\circ}C)$
	$\Delta T_{ort} = 168,22 (^{\circ}C)$
Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (cond)	$\Delta T_{ort} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} (^{\circ}C)$
	$\Delta T_{ort} = \frac{64,83 - 35}{\ln \frac{64,83}{35}} (^{\circ}C)$

	$\Delta T_{ort} = 48,39 \text{ (}^\circ\text{C)}$
Isı transferi yüzey alanı (evap)	$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{ort}} \text{ (m}^2\text{)}$
	$A = \frac{121,1 \text{ kW}}{(39,24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}) \cdot (168,22^\circ\text{C})} \text{ (m}^2\text{)}$
	$A = 18,34 \text{ (m}^2\text{)}$
Isı transferi yüzey alanı (cond)	$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{ort}} \text{ (m}^2\text{)}$
	$A = \frac{121,1 \text{ kW}}{(39,24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}) \cdot (48,39^\circ\text{C})} \text{ (m}^2\text{)}$
	$A = 53,60 \text{ (m}^2\text{)}$
Evaporatör İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{evap} = 130 \times \left(\frac{A_{evap}}{0,93}\right)^{0,78}$
	$Z_{evap} = 130 \times \left(\frac{18,34}{0,93}\right)^{0,78}$
	$Z_{evap} = 1330,71(\text{\$})$
Kondenser İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{cond} = 130 \times \left(\frac{A_{cond}}{0,93}\right)^{0,78}$
	$Z_{cond} = 130 \times \left(\frac{53,60}{0,93}\right)^{0,78}$
	$Z_{cond} = 3071,39 (\text{\$})$
ORÇ yatırım maliyeti (\$)	$Z_{ORC} = Z_{turb} + Z_{pump} + Z_{evap} + Z_{cond}$
	$Z_{ORC} = 36244,10 (\text{\$}) + 940,46 (\text{\$}) + 1330,71(\text{\$}) + 3071,39 (\text{\$})$
	$Z_{ORC} = 41586,67 (\text{\$})$
İşletme ve Bakım Maliyeti (\$)	$C_i = Z_{ORC} \cdot (1,5)/100 (\text{\$})$
	$C_i = 46,07 (\text{\$})$
ORÇ sisteminin toplam yatırım maliyeti (\$)	$Z_{Toplam} = Z_{ORC} + C_i$
	$Z_{Toplam} = 41632,74 (\text{\$})$
ORÇ sisteminin toplam yatırım maliyeti (TL)	$Z_{Toplam} = 648.638,19 \text{ (TL)}$

Belirlenen 5 farklı organik iş akışkanı için ayrı ayrı yapılan analiz ve hesaplamalar sonucunda elde edilen ilk yatırım maliyetleri Çizelge 4.16 ve Şekil 4.12’de verilmiştir.

Çizelge 4.16 ORÇ Sisteminin İlk Yatırım Maliyetleri

Organik Akışkan	ORÇ Sisteminin İlk Yatırım Maliyeti (TL)
Benzen	648.638,19
R245fa	1.066.916,03
R123	832.249,96
Toluen	647.425,50
İzo-pentan	837.496,32



Şekil 4.12. Seçilen Organik Akışkanların İlk Yatırım Maliyetleri (TL)

ORÇ sistemi için yapılacak yatırımın amortisman (geri ödeme) süresi projenin fayda maliyet değerlendirmesinde en önemli parametrelerden birini oluşturmaktadır. Bu nedenle yapılacak olan ORÇ yatırımıyla ilgili ekonomik analiz yapılırken sistemin öngörülen ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı net nakit akışlarının (elde edilecek ve harcanacak) belirli bir faiz oranı ile indirgenerek paranın şimdiki değeri hesaplanabilir. Bu çalışmada yararlanılan bu metota net bugünkü değer (NBD) metodu denir ve bu değer denklik 4.25 aracılığıyla hesaplanabilir.

$$NBD = \sum_{i=1}^n \frac{A_i}{(1+r)^i} + \frac{H}{(1+r)^{n+1}} - \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{(1+r)^i} \quad (4.26)$$

Denklikteki n yatırımın ekonomik ömrünü, A_i sistemin kazandıracığı nakit girişlerini, r faiz oranını, H yatırımın kullanım ömrü sonrasındaki olası hurda değerini, C_i sistem için harcanması gereken nakit çıktılarını ifade etmektedir (Jouhara ve diğerleri, 2017). Bu çalışmada, net bugünkü değer yöntemi (NBD) kullanılarak seçilen 5 farklı akışkana

göre sistemin geri ödeme (amortisman) süreleri hesaplanmıştır. Kurulacak sistemin ekonomik ömrü 20 yıl, faiz oranı %15, hurda değeri “0” ve güncel dolar kuru 15,58 TL alınmıştır. Ayrıca yıllara göre sağlanan gelirin sabit olduğu kabul edilmiştir. NBD yöntemi ile gerçekleştirilen hesaplamalar sonucu 5 farklı akışkana ait nakit akış tabloları ayrı ayrı oluşturulmuş ve Çizelge 4.17 – 4.21’de verilmiştir.

Çizelge 4.17 Benzen Geri Ödeme (Amortisman) Süresi

Benzen Akışkanlı ORÇ Sistemi		
Yıllar	Gelir-Giderler	NBD
0	-₺ 648.638,19	
1	₺ 142.058,49	-506.579,70 ₺
2	₺ 142.058,49	-364.521,21 ₺
3	₺ 142.058,49	-222.462,73 ₺
4	₺ 142.058,49	-80.404,24 ₺
Aylar		
1	₺ 11.838,21	-68.566,03 ₺
2	₺ 11.838,21	-56.727,83 ₺
3	₺ 11.838,21	-44.889,62 ₺
4	₺ 11.838,21	-33.051,41 ₺
5	₺ 11.838,21	-21.213,21 ₺
6	₺ 11.838,21	-9.375,00 ₺
7	₺ 11.838,21	2.463,21 ₺

Çizelge 4.18 R245fa Geri Ödeme (Amortisman) Süresi

R245fa Akışkanlı ORÇ Sistemi		
Yıllar	Gelir-Giderler	NBD
0	-₺ 1.066.916,03	
1	₺ 118.174,12	-948.741,91 ₺
2	₺ 118.174,12	-830.567,78 ₺
3	₺ 118.174,12	-712.393,66 ₺
4	₺ 118.174,12	-594.219,54 ₺
5	₺ 118.174,12	-476.045,41 ₺
6	₺ 118.174,12	-357.871,29 ₺
7	₺ 118.174,12	-239.697,17 ₺
8	₺ 118.174,12	-121.523,04 ₺
9	₺ 118.174,12	-3.348,92 ₺
Aylar		
1	₺ 9.847,84	6.498,93 ₺

Çizelge 4.19 R123 Geri Ödeme (Amortisman) Süresi

R123 Akışkanlı ORÇ Sistemi		
Yıllar	Gelir-Giderler	NBD
0	-₺ 832.249,96	
1	₺ 128.601,25	-703.648,70 ₺
2	₺ 128.601,25	-575.047,45 ₺
3	₺ 128.601,25	-446.446,20 ₺
4	₺ 128.601,25	-317.844,95 ₺
5	₺ 128.601,25	-189.243,69 ₺
6	₺ 128.601,25	-60.642,44 ₺
Aylar		
1	₺ 10.716,77	-49.925,67 ₺
2	₺ 10.716,77	-39.208,90 ₺
3	₺ 10.716,77	-28.492,13 ₺
4	₺ 10.716,77	-17.775,36 ₺
5	₺ 10.716,77	-7.058,59 ₺
6	₺ 10.716,77	3.658,18 ₺

Çizelge 4.20 Toluen Geri Ödeme (Amortisman) Süresi

Toluen Akışkanlı ORÇ Sistemi		
Yıllar	Gelir-Giderler	NBD
0	-₺ 647.425,50	
1	₺ 141.791,12	-505.634,37 ₺
2	₺ 141.791,12	-363.843,25 ₺
3	₺ 141.791,12	-222.052,13 ₺
4	₺ 141.791,12	-80.261,00 ₺
Aylar		
1	₺ 11.815,93	-68.445,07 ₺
2	₺ 11.815,93	-56.629,15 ₺
3	₺ 11.815,93	-44.813,22 ₺
4	₺ 11.815,93	-32.997,29 ₺
5	₺ 11.815,93	-21.181,37 ₺
6	₺ 11.815,93	-9.365,44 ₺
7	₺ 11.815,93	2.450,49 ₺

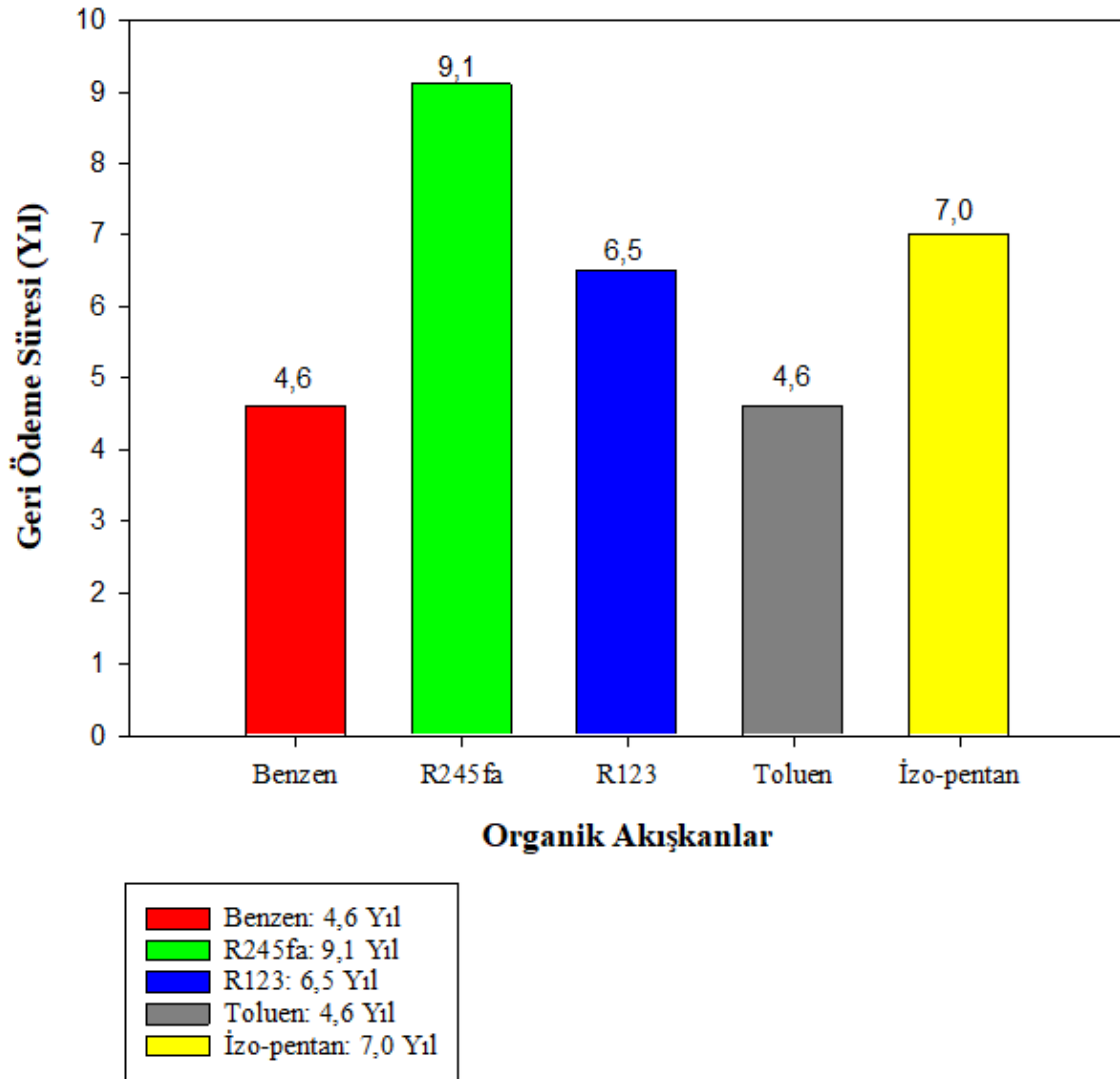
Çizelge 4.21 İzo-pentan Geri Ödeme (Amortisman) Süresi

İzo-pentan Akışkanlı ORÇ Sistemi		
Yıllar	Gelir-Giderler	NBD
0	-₺ 837.496,32	
1	₺ 122.184,56	-715.311,77 ₺
2	₺ 122.184,56	-593.127,21 ₺
3	₺ 122.184,56	-470.942,65 ₺
4	₺ 122.184,56	-348.758,09 ₺
5	₺ 122.184,56	-226.573,53 ₺
6	₺ 122.184,56	-104.388,98 ₺
7	₺ 122.184,56	17.795,58 ₺

Tasarlanan ORÇ sistemi için yapılan analizler sonucu amortisman süreleri hesaplanmış ve Çizelge 4.22 ve Şekil 4.12’de verilmiştir. Şekil 4.12’den, geri ödeme (amortisman) süresi (GÖS) en düşük olan sistemlerin 4,6 yıl ile Benzen ve Toluene akışkanlı ORÇ sistemleri olacağı ayrıca en yüksek geri ödeme süresine sahip sistemin ise 9 yıl ile R245fa akışkanlı ORÇ sistemi olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.22 ORÇ Sisteminin Amortisman Süreleri

Organik Akışkan	Geri Ödeme Süresi (Ay)	Geri Ödeme Süresi (Yıl)
Benzen	55	4,6
R245fa	109	9,1
R123	78	6,5
Toluene	55	4,6
İzo-pentan	84	7,0



Şekil 4.12. Seçilen Organik Akışkanların Geri Ödeme (Amortisman) Süresi (Yıl)

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, Konya bölgesinde yer alan endüstriyel bir sanayi tesisine ait 1 adet alev-duman borulu buhar kazanının bacasından atılan atık ısı enerjisinin geri kazanımı amacıyla ORÇ sistemi tasarlanmıştır. Sistemin termodinamik ve ekonomik analizler için çeşitli hesaplamalar yapılmıştır. Ayrıca enerji verimliliği ve tasarruf potansiyellerinin belirlenmesine yönelik ölçümler yapılmış elde edilen verilerden yola çıkarak tesisteki baca atık ısısının potansiyeli belirlenmiştir. Yapılan analiz ve hesaplamalar sonucu elde edilen bulgular aşağıda özetlenmiştir.

- Tasarlanacak ORÇ sistemi için ısı kaynağı ortalama sıcaklığı 200 C° tespit edilmiştir. Organik akışkanlar, dayanma sıcaklıklarını aşan yüksek çalışma sıcaklığı şartlarında kimyasal bozulmalara uğrarlar. Bu sebeple ORÇ sistemi için incelenen organik akışkanlardan R245fa, R123 ve İzo-pentan akışkanlarının sırasıyla 154,2 C°, 183,8 C°, 187,8 C° kritik sıcaklıkların 200 C° kaynak sıcaklığının altında kalacağından sistem için optimum bulunmamıştır.
- Çizelge 3.1’de verilen veriler ışığında organik akışkanların kaynama noktası, kritik sıcaklığı, kritik basıncı ile çevresel ve güvenlik özellikleri incelendiğinde Benzen ve Tolüen akışkanlarının sistem için optimum akışkanlar olabileceği sonucuna varılmıştır.
- İlk yatırım maliyeti en fazla olan sistemin 1.066.916,03 TL ile R245fa akışkanlı, ilk yatırım maliyeti en düşük olan sistemlerin ise 647.425,50 TL ve 648.638,19 TL ile Toluen ve Benzen akışkanlı ORÇ sistemlerinde olacağı sonucuna varılmıştır.
- Geri ödeme (amortisman) süresi (GÖS) en düşük olan sistemlerin 4,6 yıl ile Benzen ve Toluen akışkanlı ORÇ sistemleri olacağı ayrıca en yüksek geri ödeme süresine sahip sistemin 9,1 yıl ile R245fa akışkanlı ORÇ sistemi olacağı sonucuna ulaşılmıştır.
- Geri ödeme süresine göre değerlendirildiğinde, Benzen ve Toluen akışkanı kullanılarak tasarlanacak ORÇ sistemlerinin 4,6 yıllık amortisman süresiyle en karlı sistemler olacağı görülmüştür.
- Benzen ve Tolüen akışkanları karşılaştırıldığında daha düşük kaynama sıcaklığı, kritik basıncı ve GWP değeriyle birlikte bulunulabilirlik ve maliyet açısından Benzen akışkanının sistem için en optimum akışkan olduğu sonucuna varılmıştır.
- Tasarlanacak ORÇ sisteminden elde edilecek en yüksek ısıl verimin %15,94 değeriyle Benzen akışkanlı ORÇ sisteminde, en düşük ısıl verimin ise %13,26 değeriyle R245fa akışkanlı ORÇ sisteminde olacağı sonucuna varılmıştır.
- Tüm bu değerlendirmeler ışığında, Benzen akışkanı kullanılarak tasarlanacak ORÇ sistemi ile baca atık ısısından yararlanılarak net %15,94 verimle 21,63 kW elektrik enerjisi üretilebileceği hesaplanmıştır.

- Benzen akışkanı kullanılarak tasarlanacak ORÇ sistemiyle ile 71.386,17 kWh/yıl elektrik enerjisinin üretilebileceği hesaplanmış, üretilecek bu enerjinin günümüz şartlarındaki mali değerinin yıllık bazda 142.058,49 TL olacağı sonucuna varılmıştır.
- Bu çalışmada incelenen R245fa, R123 akışkanlarından yola çıkarak izentropik akışkanların orta dereceli kaynak sıcaklıklarında düşük verim değeri sunduğu ve bu sistemlere uygun olmadığı sonucuna varılmıştır.
- Ayrıca söz konusu ORÇ uygulaması ile doğalgazın tam yanma oranı artacak, beraberinde de atmosfere salınan CO ve CO₂ gibi kötü emisyon oranları da azalacaktır. İstenilen seviyelere düşen emisyon oranlarıyla beraber baca gazı kaynaklı çevre kirliliği de kayda değer şekilde azalacaktır.
- ORÇ sisteminde herhangi bir yanma olayı gerçekleşmediğinden dolayı atmosfere hiçbir salınım oluşmaz. Ayrıca yakıt olarak atık ısı kaynağı aracılığıyla ısıtılan sıcak organik sıvı kullanıldığından yakıt maliyeti de yoktur.

5.2. Öneriler

- Bu tez çalışması ORÇ sistemleri göz önünde bulundurularak literatürde üzerinde yapılan çalışmaların çok az olduğu endüstriyel yem sektöründe işlev gören bir tesisden salınan atık ısı baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Benzer çalışmalar sanayi sektörünün diğer kollarında hizmet veren tesisler için de uygulanabilir.
- Farklı tip (biyokütle buhar kazanı, kızgın yağ kazanı, su borulu ve akışkan yataklı buhar kazanı vb.) kazanların atık baca gazlarından yararlanılarak da benzer ORÇ tasarımları yapılarak termodinamik ve eksergo-ekonomik açıdan karşılaştırmalı analizler gerçekleştirilebilir.
- Bu çalışma basit ORÇ sistemi analiz edilmiştir. Rejeneratörlü ve reküperatörlü gibi farklı tip ORÇ konfigürasyonları için karşılaştırmalı analizler gerçekleştirilebilir.
- Çevrimde konfigüre edilebilecek iş akışkanı sayısı artırılarak daha kapsamlı analizler gerçekleştirilebilir.

6. KAYNAKLAR

- Abergel, T., Dulac, J., Hamilton, I., Jordan, M., Pradeep, A., Dean, B., Delmastro, C., Motherway, B., Slade, M., 2019. Global Status Report for Buildings and Construction, United Nations Environment Programme.
- Ağırkaya, O., 2015, Jeotermal Enerji Kaynaklı Organik Rankine Çevriminin Modellenmesi ve Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı, İstanbul.
- Amiri Rad E, Maddah S, Mohammadi S. Designing and optimizing a novel cogeneration system for an office building based on thermo-economic and environmental analyses. *Renew Energy* Nov. 2019. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.11.024> .
- Angın, B., 2007. Cam Sanayinde Geleneksel Yakıtlar Yerine Doğal Gaz Kullanımının Enerji Ekonomisi Açısından İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Mersin Üniversitesi. Mersin, 1-68.
- Ata, S., 2020, Düşük Kapasiteki Değişik Isı Kaynaklı, Akışkanlı ve Konfigürasyonlu Organik Rankine Çevrimlerinin Tasarımı ve Termodinamik Optimizasyonu, Doktora Tezi, Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
- Ata, S., Boyacıoğlu, M. E., Şahin, R. ve Kahraman, A. (2021). ORÇ ile düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarından elektrik üretilmesinde ıslak ve yeni nesil akışkanların çevresel ve termodinamik performanslarının karşılaştırılması. *Necmettin Erbakan Üniversitesi Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, 3, 13–23. <https://doi.org/10.47112/neufmbd.2021.6>
- Bao, J., Zhao, L., 2013. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24,325–342.
- Benato, A., Macor, A. (2017). Biogas engine waste heat recovery using organic Rankine cycle. *Energies*, 10(3), 327.
- Bracco, R., Clemente, S., Micheli, D., Reini, M., 2013. Experimental tests and Modelization of a domestic-scale ORÇ (Organic Rankine Cycle). *Energy*, 58,107–116.
- Braimakis, K., & Karellas, S. (2018). Energetic optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) configurations. *Energy Conversion and Management*, 159(September 2017), 353–370. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.093>
- B. Simsek, E.H. Simsek and T. Altunok, Empirical and statistical modeling of heat loss from surface of a cement rotary kiln system. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28: 1 (2013) 59-66.
- B. F. Tchanche, S. Quoilin, S. Declaye, G. Papadakis and V. Lemort, Economic Optimization of Small Scale Organic Rankine Cycles”. 23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS), Lausanne, Switzerland, 1-10, 2010.
- Chen, Q., Xu, J., Chen, H. (2012). A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source. *Applied Energy*, 98, 562-573.
- Çengel, Y.A., Boles, M.C., 2008. Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla 5. Baskı. İzmir güven kitap evi, İzmir.
- Deymi-Dashtebayaz M, Tayyeban E. Multi objective optimization of using the surplus low pressure steam from natural gas refinery in the thermal desalination process. *J Clean Prod* Nov. 2019;238:117945.

- Deng, Y., 2017. Investigation on Thermal Performance of Steel Heat Exchanger for Ground Source Heat Pump Systems Using Full-Scale Experiments and Numerical Simulations, *App. Ther. Engineering*, 91-98. 44.
- E. Wali, Optimum working fluids for solar powered Rankine cycle cooling of buildings. *Solar Energy*, 25: 3 (1980) 235-241.
- Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, <http://www.eigm.gov.tr/tr-TR/Denge-Tabloları/Denge-Tabloları> , 2018.
- EPDK, Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu tarafından yayımlanan 1 Nisan 2022 tarihinden itibaren uygulanacak elektrik tarifeleri yönergesi <https://www.epdk.gov.tr/Detay/Icerik/3-0-1/tarifeler> (2022)
- Eyidoğan, M., Kaya, D., Dursun, Ş., and Taylan, O., "Endüstriyel Tav Fırınlarında Enerji Tasarrufu ve Emisyon Azaltım Fırsatları", *Journal Of The Faculty Of Engineering And Architecture Of Gazi University*, 29 (4): 735–743 (2014).
- Eyidoğan, M., Kilic, F. C., Kaya, D., Coban, V., 2016. Investigation of Organic Rankine Cycle (ORC) technologies in Turkey from the technical and economic point of view. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58, 885-895.
- Fiaschi, D., Manfrida, G., Rogai, E., Talluri, L. (2017). Exergoeconomic analysis and comparison between ORC and Kalina cycles to exploit low and medium-high temperature heat from two different geothermal sites. *Energy Conversion and Management*, 154, 503-516.
- Fleischer, A., A Review of Data Center Cooling Technology, Operating Conditions and the Corresponding Low-Grade Waste Heat Recover Opportunities, *Elsevier Renewable and Sustainable Energy Reviews Journal*, 31, 622–638, 2014.
- Galloni, E., Fontana, G., Staccone, S., 2015. Design and experimental analysis of a Mini ORC (organic Rankine cycle) power plant based on R245fa working fluid. *Energy*, 90, 768-775.
- Günaydın, G., 2016, 1,5 kW Gücünde Organik Rankine Çevriminin Parametrik Tasarımı Termodinamik Analizi Prototip Üretimi ve Testi, Yüksek Lisans Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale.
- Hettiarachchi, H. M., Golubovic, M., Worek, W. M., Ikegami, Y. (2007). Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, 32(9), 1698-1706.
- Imran, M., Haglind, F., Lemort, V., & Meroni, A. (2019). Optimization of organic rankine cycle power systems for waste heat recovery on heavy-duty vehicles considering the performance, cost, mass and volume of the system. *Energy*, 180, 229–241. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.091>
- IEA. (2021). International Energy Agency (IEA). Energy balance flows. www.iea.org/dataand-statistics
- IEA. (2021). International Energy Agency (IEA). Energy consumption flows. <https://www.iea.org/sankey/#?c=World&s=Final%20consumption>
- IEA, W. E. O. (2021c). World Energy Outlook. Selected indicators in the Net Zero Emissions by 2050 Scenario. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2021>
- Jouhara, H., Almahmoud, S., Chauhan, A., Delpech, B., Nannou, T., Tassou, S. A., ... & Arribas, J. J. (2017). Experimental investigation on a flat heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in steel industry. *Energy Procedia*, 123, 329-334.
- J. Nouman, Comparative studies and analyses of working fluids for Organic Rankine Cycles-ORC, Yüksek Lisans Tezi, KTH School of Industrial Engineering and Management, 2012.

- Kahraman, A., Sahin, R., Ata, S., 2019, Organik Rankine Çevriminde Kullanılan Saf Akışkanlar ile Zeotropik Akışkanların Termodinamik Performanslarının Karşılaştırılması, 2nd International Conference on Energy Research, Marmaris
- Kahraman, A., Sahin, R., Ata, S., 2019b, Saf Akışkan ve Zeotropik Akışkan Kullanılarak Tasarlanan Organik Rankine Çevrimlerinin Ekserji Analizi, 2nd International Conference on Energy Research, Marmaris.
- Kahraman, A., Sahin, R., Ata, S., 2019c, Organik Rankine Çevriminde Kullanılan Mevcut Akışkanlar ile Yeni Nesil Organik Akışkan Olarak Adlandırılan R1234ze ve R1234yf'nin Performanslarının Karşılaştırılması, ULIBTK'19 22th Congress of Thermal Sciences and Technology, Kocaeli
- Kahraman, A., Sahin, R., Ata, S., 2019d, Comparison Of The Performance Of Organic Fluids Of Different Structure In Organic Rankine Cycle For Waste Heat Recovery From Aluminum Production Plants, The International Aluminium-Themed Engineering And Natural Sciences Conference, IATENS-2019, Konya, 201-210
- Kahraman, A., Sahin, R., Ata, S., 2019e, Investigation of Exergy Performance of Fluids Used in ORC for Waste Heat Recovery from Aluminum Production Plants, International Conference on Engineering Technologies ICENTE'19, Konya, 389-394.
- Kayabasi, E., "Experimental Analysis and Modeling of Photovoltaic Panels", Karabük University The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Karabük, 10-20, (2018).
- Kılınç, H., "Sanayide Atık Isı Geri Kazanımında Isı Değiştiricilerin Kullanılması", Tesisat Mühendisliği, 71-73 (2016).
- Kim, D. K., Lee, J. S., Kim, J., Kim, M. S., Kim, M. S. (2017). Parametric study and performance evaluation of an organic Rankine cycle (ORC) system using low-grade heat at temperatures below 80° C. Applied energy, 189, 55-65.
- KPMG Türkiye. (2021). Petrol ve Doğal Gaz Sektörel Bakış Yeni Gerçeklik: <https://assets.kpmg/content/dam/kpmg/tr/pdf/2021/04/petrol-dogalgaz-sektorel-bakis-2021.pdf>
- Köse, Ö., Koç, Y. ve Yağlı, H. (2020). Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple combined system using gas turbine (GT) as topping cycle. Energy Conversion and Management, 211(March), 112745. doi:10.1016/j.enconman.2020.112745
- Loo, V. S., Koppejan, J., 2008. The hand book of biomass combustion and co-firing. London, England; & Sterling, VA, USA: Earth scan, TP339.H36 2007 662.88-c22.
- Lakew, A. A., Bolland, O. (2010). Working fluids for low-temperature heat source. Applied Thermal Engineering, 30(10), 1262-1268.
- Malico, I., Nepomuceno Pereira, R., Gonçalves, A. C. ve Sousa, A. M. O. (2019, 1 Eylül). Current status and future perspectives for energy production from solid biomass in the European industry. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Elsevier Ltd. doi:10.1016/j.rser.2019.06.022
- Mohammed Salih, M., 2018. Organik Rankine Çevrimi Kullanılarak, Yağla Soğutmalı Gaz Türbini Yataklarından Açığa Çıkan Atık Isıdan Elektrik Enerjisi Üretimi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi. Isparta, 12-13.
- Muhammad, U., Imran, M., Lee, D.H., Park, B.S., 2015. Design and experimental investigation of a 1 kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam. Energy Conversion and Management, 103, 1089-1100.

- Nazari, N., Heidarnejad, P. ve Porkhial, S. (2016). Multi-objective optimization of a combined steam-organic Rankine cycle based on exergy and exergo-economic analysis for waste heat recovery application. *Energy Conversion and Management*, 127, 366–379. doi:10.1016/j.enconman.
- N. Tokgöz and Ö. Özgün, 2019. “Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerine Yönelik Literatür Araştırması ve Sanayiden Örnek Vaka İncelemesi”, Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 34(2), ss. 57-72, Haziran 2019.
- O. Ünlü, Sanayide enerji tasarrufu çalışmalarının önemi ve buhar sistemleri ile ilgili uygulama örnekleri”. IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildirileri, 2009.
- Pang, K. C., Chen, S. C., Hung, T. C., Feng, Y. Q., Yang, S. C., Wong, K. W., Lin, J. R. (2017). Experimental study on organic Rankine cycle utilizing R245fa, R123 and their mixtures to investigate the maximum power generation from low-grade heat. *Energy*, 133, 636-651.
- Papadopoulos, A. I., Stijepovic, M. and Linke, P. On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, 30: 6-7 (2010) 760-769.
- Pelit, M., 2015, Biyokütle Kaynaklı Organik Rankine Çevrimli Güç Ünitesinin Termoekonomik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Peris, B., Navarro-Esbri, J., Moles, F., Collado, R., Mota Babiloni, A., 2015. Performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for power applications from low grade heat sources. *Applied Thermal Engineering*, 75, 763-769.
- Peris, B., Experimental Study of an ORC (Organic Rankine Cycle) for Low Grade Waste Heat Recovery in a Ceramic Industry, *Elsevier Energy Journal*, 85, 534-542, 2015.
- Pierobon, L., Nguyen, T. Van, Larsen, U., Haglind, F., & Elmegaard, B. (2013). Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform. *Energy*, 58, 538–549. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.039>
- Preißinger, M., Schatz, S., Vogl, A., König-Haagen, A., Brüggemann, D. (2016). Thermo-economic analysis of configuration methods for modular Organic Rankine Cycle units in low-temperature applications. *Energy Conversion and Management*, 127, 25-34.
- Pulat, E., Etemoglu, A. B., and Can, M., "Waste-heat recovery potential in Turkish textile industry: Case study for city of Bursa", *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 13 (3): 663–672 (2009).
- Ramirez, M., Performance Evaluation of an ORC Unit Integrated to Waste Heat Recovery System in a Steel Mill, IV International Seminar on ORC Power Systems, Milano- Italy, 13-15 September 2017.
- Rayegan R, Tao YX. A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). *Renew Energy* Feb. 2011;36(2):659e70.
- Saitoh, T., Yamada, N., Wakashima, S.I., 2007. Solar Rankine cycle system using Scroll expander. *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 2, pp. 708–719.
- Selbaş, R., 1992. Atık Isı Enerjisinden Yararlanma Yöntemleri ve Uygulamaları, Akdeniz Üniversitesi F.B.E, Yüksek Lisans Tezi, Antalya, 1-57.
- Seyedkavoosi, S., 2017. Exergy-Based Optimization of an Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine, *Applied Thermal Engineering Journal*, 126, 447–457.

- S. McAllister, J. Chen, and A. C. Fernandez-Pello, *Thermodynamics of Combustion, Fundamentals of Combustion Processes*. 1st Edition, Springer, USA, 18-20, 2011.
- Tchanche ,B. F., Lambrinos ,G.,Frangoudakis,A.,Papadakis,G.,2011. “Low-grade heat Conversion into power using Organic Rankine cycles–A review of various Applications,”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 8, pp. 3963–3979.
- TEİAŞ. Türkiye Elektrik İletim A.Ş. 2020; Erişim adresi: <https://www.teias.gov.tr/tr-TR/turkiye-elektrik-uretim-iletim-istatistikleri>.
- Terhan, M., Atatürk Üniversitesi Isıtma Sistemi Kazan Bacalarında Isı Geri Kazanım Potansiyelinin Araştırılması, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Erzurum, 107, 2010.
- Tian, H., Shu, G., Wei, H., Liang, X., & Liu, L. (2012). Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE). *Energy*, 47(1), 125–136. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.09.021>
- Tian, H., Liu, L., Shu, G., Wei, H., Liang, X. (2014). Theoretical research on working fluid selection for a high-temperature regenerative transcritical dual-loop engine organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 86, 764-773.
- Tozlu, Gençaslan, Ozcan (2021). Thermo-economic analysis of a hybrid cogeneration plant with use of near-surface geothermal sources in Turkey. *Renewable Energy Volume 176*, October 2021, Pages 237-250.
- U.K. Terzi and R. Baykal. Efficient and effective use of energy: A case study of Tofas, *Environmental Research, Engineering and Management*, 1: 55 (2011) 29-33.
- Yağlı, H., Atık Isının Organik Rankine Çevrimi İle Kullanılabilirliği ve Ekserjisi, 9. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu, Konya, 394-401, 25-28.12.2013.
- Yılmaz, F., 2013, Güneş Çanaklı Organik Rankine Çevriminin Isparta şartlarında İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Zhang, W., Maleki, A., Khajeh, M. G., Zhang, Y., Mortazavi, S. M. ve Vassel-Be-Hagh, A. (2019). A novel framework for integrated energy optimization of a cement plant: An industrial case study. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 35, 245–256. doi:10.1016/j.seta.2019.06.001
- Zhu, Y., Li, W., Sun, G., & Li, H. (2018). Thermo-economic analysis based on objective functions of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from marine diesel engine. *Energy*, 158, 343–356. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.047>
- Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, M. C., Antolín, G., Chejne, F., Quijano, A. (2012). A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(6), 4175-4189.
- Wang, E. H., Zhang, H. G., Fan, B. Y., Ouyang, M. G., Zhao, Y., & Mu, Q. H. (2011). Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 36(5), 3406–3418. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.041>
- Willems, D., 2006. Advanced System Controls and Energy Savings for Industrial Boilers, *Transactions of the Citrus Engineering Conference*, 52, 11- 22.
- Qiu,G., Liu, H., Riffat ,S.,2011. Expanders for micro-CHP systems with Organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 31(16), 3301–3307.
- Quoilin S, Broek MVD, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renew Sust Energ Rev* 2013;22:168-186.

EKLER**EK-1 Buhar Kazanı PLC Otomasyon Sisteminden Alınan Veriler**

Buhar Kazanı PLC Otomasyon Sisteminden Alınan Veriler (2021)			
Aylar	Ortalama Kazan İşletme Basıncı	Ortalama Kazan Sıcaklığı	Kazan Baca Gazı Çıkış Sıcaklığı
Ocak	7,18	171,25	178
Şubat	7,08	172,39	188
Mart	7,16	172,01	198
Nisan	7,22	173,45	204
Mayıs	7,37	172,88	207
Haziran	7,45	172,04	208
Temmuz	7,66	173,55	210
Ağustos	7,33	174,05	207
Eylül	7,34	173,98	206
Ekim	7,37	173,12	205
Kasım	7,4	173,26	199
Aralık	7,43	172,72	193
YILLIK ORTALAMA	7,33	172,89	200,25

EK-2 Buhar Kazanından Alınan Baca Gazı Analizleri

Testo SE & Co. KGaA
 Celsiusstraße 2
 79822 Titisee-Neustadt
 www.testo.com
 18 Oca 2021 05 2:30:46

Baca gazı ölçümü

Tb	216,7 °C
CO2	8,8 %
O2	5,6 %
CO	74 ppm
NO	43 ppm
NOX	49 ppm
SO2	0 ppm
seyCO	101 ppm
eta	90,1 %
To	26,2 °C
Cekis	- mbar
td	55,6 °C
Pompa	0,64 l/dak
Hiz	- m/sn
Debi	0,0 m ³ /sn
KCO	- kg/sa
lambda	1,36
KNOx	- kg/sa
KSO2	- kg/sa
baca gazı analiz	testo 340
Seri numarası	60213277
Bellek sürümü	1.10
Yakit	Doğal Gaz
CO2 maks	12,0 %
O2 ref	3,0 %
İslilik değeri	- °C
KSS	- °C
Sistem saati	2021-01-18 14:30:30

Testo SE & Co. KGaA
Celsiusstraße 2
79822 Titisee-Neustadt
www.testo.com
18 Şub 2021 10:14:36

Baca gazı analizi

Tb	202.5	°C
CO2	8.29	%
qAnet	9.8	%
lambda	1.45	
O2	6.5	%
CO	95	ppm
Çek.	-0.794	mbar
uCO	138	ppm
Vrm Net	90.2	%
To	24.1	°C
baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Doğal gaz	
CO2 maks	12.0	%
O2 ref	3.0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	18 Şub 2021 10:14:36	

Testo SE & Co. KGaA
Celsiusstraße 2
79822 Titisee-Neustadt
www.testo.com
05 Mar 2021 15:02:55

Baca gazı analizi

Tb	204.4	°C
CO2	8.17	%
qAnet	9.9	%
lambda	1.47	
O2	6.7	%
CO	112	ppm
Çek.	-0.778	mbar
uCO	164	ppm
Vrm Net	90.1	%
To	23.7	°C
baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Doğal gaz	
CO2 maks	12.0	%
O2 ref	3.0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	05 Mar 2021 15:02:55	

Testo SE & Co. KGaA
Celsiusstraße 2
79822 Titisee-Neustadt
www.testo.com
17 Nis 2021 14:17:35

Baca gazı analizi

Tb	202,5	°C
CO2	8,23	%
qAnet	9,7	%
lambda	1,46	
O2	6,6	%
CO	61	ppm
Çek.	-0,736	mbar
uCO	89	ppm
Vrm Net	90,3	%
To	24,1	°C
baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Doğal gaz	
CO2 maks	12,0	%
O2 ref	3,0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	17 Nis 2021 14:17:35	

Testo SE & Co. KGaA
Celsiusstraße 2
79822 Titisee-Neustadt
www.testo.com
10 May 2021 11:10:24

Baca gazı analizi

Tb	206,4	°C
CO2	8,40	%
qAnet	9,8	%
lambda	1,43	
O2	6,3	%
CO	865	ppm
Çek.	-0,779	mbar
uCO	1236	ppm
Vrm Net	90,2	%
To	26,3	°C
baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Doğal gaz	
CO2 maks	12,0	%
O2 ref	3,0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	10 May 2021 11:10:24	

Testo SE & Co. KGaA
Celsiusstraße 2
79822 Titisee-Neustadt
www.testo.com
07 Haz 2021 13:54:36

Baca gazı analizi

Tb	209.7	°C
CO2	8.47	%
qAnet	9.8	%
lambda	1.32	
O2	3.2	%
CO	195	ppm
Çek.	-0.798	mbar
uCO	138	ppm
Vrm Net	90.2	%
To	27.5	°C
baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Doğal gaz	
CO2 maks	12.0	%
O2 ref	3.0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	07 Haz 2021 13:54:36	

Testo SE & Co. KGaA
Celsiusstraße 2
79822 Titisee-Neustadt
www.testo.com
23 Tem 2021 16:22:44

Baca gazı analizi

Tb	216.7	°C
CO2	8.80	%
qAnet	9.9	%
lambda	1.36	
O2	5.6	%
CO	74	ppm
Çek.	-0.257	mbar
uCO	101	ppm
Vrm Net	90.1	%
To	26.2	°C
baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Doğal gaz	
CO2 maks	12.0	%
O2 ref	3.0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	23 Tem 2021 16:22:44	

Testo SE & Co. KGaA
 Celsiusstraße 2
 79822 Titisee-Neustadt
 www.testo.com
 24 Agu 2021 16:34:16

Baca gazı analizi

Tb	219,0	°C
CO2	10,00	%
qAnet	9,00	%
lambda	1,20	
O2	3,5	%
CO	32	ppm
Çek.	-0,232	mbar
uCO	38	ppm
Vrm Net	91,0	%
To	26,7	°C
baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Doğal gaz	
CO2 maks	12,0	%
O2 ref	3,0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	24 Agu 2021 16:34:16	

Testo SE & Co. KGaA
 Celsiusstraße 2
 79822 Titisee-Neustadt
 www.testo.com
 05 Eyl 2021 15:44:29

Baca gazı analizi

Tb	201,4	°C
CO2	8,68	%
qAnet	9,6	%
lambda	1,41	
O2	3,95	%
CO	57	ppm
Çek.	-0,792	mbar
uCO	89	ppm
Vrm Net	90,3	%
To	27,1	°C
baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Doğal gaz	
CO2 maks	12,0	%
O2 ref	3,0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	05 Eyl 2021 15:44:29	

Testo SE & Co. KGaA
Celsiusstraße 2
79822 Titisee-Neustadt
www.testo.com
21 Eki 2021 11:54:23

Baca gazı analizi

Tb	199,4	°C
CO2	8,29	%
qAnet	9,6	%
lambda	1,45	
O2	5,3	%
CO	87	ppm
Çek.	-0,794	mbar
uCO	126	ppm
Vrm Net	90,4	%
To	27,2	°C
Baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Dogal gaz	
CO2 maks	12,0	%
O2 ref	3,0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	21 Eki 2021 11:54:23	

Testo SE & Co. KGaA
Celsiusstraße 2
79822 Titisee-Neustadt
www.testo.com
12 Kas 2021 16:32:39

Baca gazı analizi

Tb	192,9	°C
CO2	9,70	%
qAnet	9,8	%
lambda	1,21	
O2	3,83	%
CO	147	ppm
Çek.	-0,792	mbar
uCO	238	ppm
Vrm Net	90,2	%
To	27,5	°C
Baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Dogal gaz	
CO2 maks	12,0	%
O2 ref	3,0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	12 Kas 2021 16:32:39	

Testo SE & Co. KGaA
Celsiusstraße 2
79822 Titisee-Neustadt
www.testo.com
09 Ara 2021 13:54:23

Baca gazı analizi

Tb	194,2	°C
CO2	7,89	%
qAnet	9,6	%
lambda	1,37	
O2	3,3	%
CO	67	ppm
Çek.	-0,794	mbar
uCO	96	ppm
Vrm Net	90,3	%
To	25,2	°C
Baca gazı analiz	testo 330LL-2	
Seri numarası	02161093	
Bellek sürümü	2.23	
Last service	-	
CO KalibrTarihi	1 Tem 2020	
İslilik degeri		
Klasör	AGROBAL YEM	
Yer	SBK150032001	
Yakit	Doğal gaz	
CO2 maks	12,0	%
O2 ref	3,0	%
Ölçüm tipi	Baca gazı	
Sistem saati	09 Ara 2021 13:54:23	