

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**BİR OTOBÜS MOTORUNUN ATIK ENERJİLERİNDEN
FAYDALANILARAK FARKLI TİP ORGANİK RANKİNE
ÇEVİRİMLERİ YARDIMIYLA İLAVE İŞ ÜRETİMİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ**

MUSTAFA CENK SARMAN

KOCAELİ 2019

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİR OTOBÜS MOTORUNUN ATIK ENERJİLERİNDEN
FAYDALANILARAK FARKLI TİP ORGANİK RANKİNE
ÇEVİRİMLERİ YARDIMIYLA İLAVE İŞ ÜRETİMİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ

MUSTAFA CENK SARMAN


Prof. Dr. İlhan Tekin ÖZTÜRK
Danışman, Kocaeli Üniv.

Prof. Dr. Hasan KARABAY
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

Prof. Dr. Hakan DEMİR
Jüri Üyesi, Yıldız Teknik Üniv.


.....


.....


.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 15.11.2019

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Tez kapsamında egzoz gazı ile güç elde edebilmek için farklı tip organik çevrim modelleri incelenmiştir. Atık ısı kaynaklarından maksimum güç elde edebilmek için rejeneratif, Ön ısıtıcılı gibi farklı organik Rankine modelleri incelenerek en yüksek verim elde edilmesi hedeflenmiştir.

Tez hazırlanma sürecinde her türlü desteği veren yol gösterici danışmanım Prof. Dr. İlhan Tekin Öztürk'e, manevi desteklerinden dolayı aileme ve yakın dostlarıma, arkadaşım İpek Çağlayan'a ve son olarak farklı fikirleri ile hayatımı zenginleştiren Arif Nezih Yılmaz beye teşekkürlerimi borç bilirim.

Kasım – 2019

Mustafa Cenk SARMAN

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iii
TABLolar DİZİNİ	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
GİRİŞ.....	1
1. RANKİNE ÇEVİRİMİ.....	9
1.1. Organik Rankine Çevrimi	11
1.2. ORC Sistemler İçin Çalışma Sıvısının Seçilmesi	13
2. FARKLI TİP ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMLERİN MODELLENMESİ	18
2.1. Basit Organik Rankine Çevrimi	18
2.2. Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi	21
2.3. Ön ısıtmalı Organik Rankine Çevrimi	23
3. HESAPLAMALAR	25
3.1. Basit Organik Rankine Çevrimi	27
3.2. Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi	29
3.3. Ön Isıtmalı Organik Rankine Çevrimi.....	30
4. BULGULAR.....	33
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	39
KAYNAKLAR.....	41
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER.....	45
ÖZGEÇMİŞ.....	46

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Basit bir ideal Rankine çevriminin şematik gösterimi ve T-s diyagramı.....	10
Şekil 1.2. ORC çevriminin sistematik şeması.....	12
Şekil 1.3. ORC sisteminin lnP-h ve T-s diyagramı.....	13
Şekil 1.4. Bazı ORC akışkanların T-s diyagramında birbiriyle ve su ile karşılaştırılması.....	14
Şekil 1.5. Dünya genelindeki ORC dağılımı.....	16
Şekil 1.6. Dünya genelindeki ORC kaynak kullanımına göre dağılımı.....	16
Şekil 2.1. Basit Organik Rankine çevrim modeli.....	18
Şekil 2.2. Basit ORC T-s diyagramı.....	19
Şekil 2.3. Evaporatör için Pinch Point görseli	20
Şekil 2.4. Rejeneratif Organik Rankine çevrim şeması	21
Şekil 2.5. Rejeneratif ORC T-s diyagramı	22
Şekil 2.6. Ön ısıtmalı ORC çevrim şeması	23
Şekil 2.7. Ön ısıtmalı ORC T-s diyagramı.....	24
Şekil 3.1. Man lions city otobüs motoru	25
Şekil 3.2. n-pentane T-s diyagramı	27
Şekil 4.1. Basit Organik Rankine çevriminin farklı organik akışkanlar için değişik kritik basınç oranlarında verim değişimleri	33
Şekil 4.2. Rejeneratif Organik Rankine çevriminin farklı organik akışkanlar için değişik kritik basınç oranlarında verim değişimleri	34
Şekil 4.3. Basit Organik Rankine çevriminin farklı organik akışkanlar ve kritik basınç oranı için kütleli debi değerleri	34
Şekil 4.4. Rejeneratif Organik Rankine çevriminin farklı organik akışkanlar ve kritik basınç oranı için kütleli debi değerleri.....	35
Şekil 4.5. Ön Isıtmalı Organik Rankine çevriminin farklı organik akışkanlar ve kritik basınç oranı için kütleli debi değerleri.....	35
Şekil 4.6. Farklı motor güçlerinde atık ısıdan elde edilen güçler.....	36
Şekil 4.7. Motor gücüne göre yakıt tüketimi.....	38

TABLolar DİZİNİ

Tablo 1.1. Dünyadaki kurulu bazı ORC atık ısı kazanım sistemleri	17
Tablo 3.1. Hesaplamaya esas alınan motorun teknik özellikleri	25
Tablo 3.2. ORC analizinde kullanılan akışkanların fiziksel özellikleri.....	26
Tablo 3.3. $P_{eva}/P_{cr} = 1$ için Basit ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri	28
Tablo 3.4. $P_{eva}/P_{cr} = 2$ için Basit ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri	28
Tablo 3.5. $P_{eva}/P_{cr} = 0,5$ için Basit ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri	28
Tablo 3.6. $P_{eva}/P_{cr} = 1$ için Rejeneratif ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri	29
Tablo 3.7. $P_{eva}/P_{cr} = 2$ için Rejeneratif ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri	30
Tablo 3.8. $P_{eva}/P_{cr} = 0,5$ için Rejeneratif ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri	30
Tablo 3.9. $P_{eva}/P_{cr} = 1$ için Ön ısıtmalı ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri	31
Tablo 3.10. $P_{eva}/P_{cr} = 2$ için Ön ısıtmalı ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri	31
Tablo 3.11. $P_{eva}/P_{cr} = 0,5$ için Ön ısıtmalı ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri	32
Tablo 4.1. Diesel motorun gücüne göre araç fiyatları	37
Tablo 4.2. ORC ünitesinin ekipman yatırım maliyetleri	38

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

C_p	: Özgül ısı, (kJ/kgK)
h	: Entalpi, (kJ/kg)
\dot{m}	: Kütleli debi, (kg/s)
P	: Basınç, (kPa)
T	: Sıcaklık, (K)
\dot{W}	: Güç, (kW)
\dot{Q}	: Birim zamanda çekilen ısı gücü, (kW)
η	: Çevrim verimi

Kisaltmalar

ORC	: Organic Rankine Cycle (Organik Rankine Çevrimi)
ICE	: Internal Combustion Engine (İçten Yanmalı Motor)

BİR OTOBÜS MOTURUNUN ATIK ENERJİLERİNDEN FAYDALANILARAK FARKLI TİP ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMLERİ YARDIMIYLA İLAVE İŞ ÜRETİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Atık ısı geri kazanımı araç motorları için yakıt ekonomisi ve sera gazı azaltma hedeflerine ulaşmak için umut verici bir teknoloji olarak kabul edilmiştir. Bu çalışmada tipik bir otobüs motorunun egzoz gazı ve ceket suyundan atık ısının geri kazanılması için organik Rankine döngüsüne dayalı bir geri kazanım modeli çalışılmıştır.

İçten yanmalı motorların kullandığı enerji miktarı üreteceği iş miktarının 3 katıdır. Geriye kalan %60~65 enerji radyatör ve egzoz gazlarıyla atmosfere atılmaktadır. Bu tez kapsamında içten yanmalı bir otobüs motorunun atık enerjileri ile güç elde edebilmek için için 3 farklı organik Rankine çevrim modeli oluşturulmuş ve 6 farklı akışkan kullanılarak en iyi sonuç aranmıştır. Literatür çalışmalarında organik akışkanın kritik basınç değerinden daha düşük basınç aralığında çalışıldığı görülmüştür, literatürde içten yanmalı motor + Organik Rankine çevrimlerinin kombine çalıştırılması durumu için verim iyileştirme aralığı yaklaşık %4-15 aralığındadır. Çalışmamızda organik çevrim akışkanların kritik üstü ve kritik altı durumlarındaki üretebileceği max güç ve gerekli debi miktarları hesaplanmıştır. Çalışılan 265 kW araç motoru için en yüksek organik Rankine çevrim verimi etanol akışkanın kullanıldığı durumda elde edilmiş olup 53 kW ilave güç üretilmiştir. Literatür çalışmalarında da etanol akışkanı kullanılan Organik Rankine çevrim verimi %20-24 aralığında olup çalışmamızda kritik üstü basınçta çalışma durumu için ORC verimi %28 olarak elde edilmiştir. Teorik olarak yapılan bu çalışmada literatür sonuçlarından farklı olarak kombine motor+ORC performansında araç motor verimi %40'dan %48'ye yükselerek yaklaşık %20 iyileştirme sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Egzoz Gazı, Enerji Geri Kazanma Sistemleri, İçten Yanmalı Motor, ORC.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF ADDITIONAL OF WORK PRODUCTION BY USING DIFFERENT TYPES OF ORGANIC RANKINE CYCLES BY UTILIZING THE WASTE ENERGY OF BUS ENGINE

ABSTRACT

Waste heat recovery has been recognized as a promising technology for vehicle engines to achieve fuel economy and greenhouse gas reduction goals. In this study, a recovery model based on the organic Rankine cycle recover waste heat from exhaust gas and jacket water of a typical bus engine.

The amount of energy used by internal combustion engines is 3 times the amount of work to be produced. The remaining 60 ~ 65% energy is waste into the atmosphere with radiators and exhaust gases. Within the scope of this thesis, 3 different organic Rankine cycle models have been designed and 6 different fluids have been searched for the best results in order to obtain power with the waste energies of a bus engines (ICE). In literature studies, it has been observed that usually organic fluid is operated in a pressure range lower than critical pressure value. The efficiency improvement range of the internal combustion engine + organic Rankine Cycle (ORC) combined cycles is about 4-15%. In our study, the maximum power and required flow rates that organic Rankine cycle fluids are calculated for the above and below critical situations. The highest ORC efficiency was obtained when using ethanol fluid and for the 265 kW vehicle engine power, an additional power of 53 kW was generated by ORC. In the literature studies, the ORC efficiency using ethanol fluid is in the range of 20-24% and in our study this efficiency has been obtained as 28% for the operation at supercritical pressure. In this theoretical study, in contrast to the literature results, the combined engine+ORC performance has been improved by approximately 20%. Therefore vehicle engine efficiency increased from 40% to 48%.

Keywords: Exhaust Gas, Energy Recovery Systems, Internal Combustion Engine, ORC.

GİRİŞ

Enerji kaynaklarının daha verimli kullanma gereksinimi artan enerji maliyeti ve talebi nedeniyle artmaktadır. Enerji maliyetleri arttıkça tüketim ve üretim giderleri de artmaktadır ve bu durum ekonomik sorunlara yol açmaktadır. Bu nedenle son zamanlarda enerji verimliliğine verilen önem artmıştır.

Yakıt fiyatlarındaki dalgalanmalar ve enerji üretiminin çevresel etkilerinin öneminin artması, bilim insanlarını daha verimli ve çevre dostu enerji üretim sistemleri geliştirmeye yöneltmiştir. Dünyadaki en önemli sorunlardan biri, insanlık faaliyetlerinden kaynaklanan sera gazı emisyonlarının neden olduğu küresel ısınmadır.

Son yirmi yılda, Birleşmiş Milletler iklim değişikliği politikaları sera gazı emisyonlarını azaltmak için kabul edilmesine rağmen, dünyadaki enerji tüketimi yaklaşık %30 artmış durumdadır. Bu sebeple verimsiz süreçler içinde atık ısı formundaki enerji kayıplarının değerlendirilmesi önemli ölçüde değer kazanmaktadır.

Bununla ilgili olarak, atık ısı geri kazanım teknolojilerinin geliştirilmesi ve desteklenmesi, endüstriyel süreçler için sürdürülebilir ve düşük emisyonlu bir geleceği teyit etmek için hayati önem taşımaktadır. Ayrıca, fosil yakıt rezervlerinin tükenmesi, geleneksel enerji kaynaklarının daha az kullanılabilir olmasına yol açmaktadır.

Daha spesifik olarak, içten yanmalı motorlar (ICE) otomobiller, uzun mesafeli kamyonlar ve bir yüzyıldan uzun bir süre güç üretimi için gerekli bir araç olmuştur. Ayrıca, ICE'lerin kullanımı küçük ölçekli santrallerde görülebilmektedir.

Verimliliği artırma ve düşük sıcaklıklı atık enerjilerin yeniden değerlendirilmesi fikrinin bir sonucu olarak, atık enerji geri kazanımı kavramı önerilmiştir. Termik santrallerin veya endüstriyel proseslerin çoğunda, bir yakıtın ısı değerinin önemli bir miktarı mekanik veya elektrik enerjisine dönüştürülemezken, bu enerji atık enerji olarak çıkarılır. Bu atık enerji mekanik enerji gibi yararlı işe dönüştürülerek motor sisteminin verimliliği artırılabilir.

Öte yandan, sistemden çıkan atık enerjinin sıcaklığı, geleneksel buhar çevrimleriyle faydalı enerjiye dönüştürülmesi olasılığı çok düşüktür. Buna rağmen, farklı atık enerji geri kazanım tekniklerinin düşük sıcaklıklarda bile uygulanabileceği bilinmektedir.

Atık ısı geri kazanımı araç motorları için yakıt ekonomisi ve sera gazı azaltma hedeflerine ulaşmak için umut verici bir teknoloji olarak kabul edilmiştir. Enerji kaynaklarının artış gösteren dünya nüfusuna yetebilmesi enerjinin ancak optimal kullanılması ile mümkündür. Bu nedenle enerjinin optimal ve etkin kullanılması için yürütülen çalışmalar artarak devam etmektedirler.

İçten yanmalı araçların motor verimi yaklaşık olarak %35-40 mertebesindedir, tükettiği yakıt enerjisinin ortalama 3 te 1 kadarını mekanik işe dönüştürebilmektedir. Geriye kalan %60~65 enerji radyatör ve egzoz gazlarıyla atmosfere atılmaktadır. Atık enerjiden iş üretimi sağlamak için farklı çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmaların başında klasik buhar teknolojisi gelmektedir. Dış ortama atılan yüksek orandaki enerji miktarı ORC teknolojisi kullanılarak geri kazanılabilir ve güç eldesi için kullanılabilir.

Rankine çevriminde enerji kaynağı egzoz gazı gibi atık enerji kaynakları olduğu durumlarda çevrim akışkanı olarak su kullanmak verimi düşürmektedir. Suyu kızgın buhar fazına geçirmek için yüksek miktarda enerji gerektiğinden kaynama noktası daha düşük olan akışkanlar tercih edilmelidir. Sudan daha düşük kaynama noktasına sahip olan akışkanlar genellikle organik akışkan olarak isimlendirilir ve bu akışkanların çevrim akışkanı olarak kullanıldığı enerji çevrimlerine organik Rankine çevrimi denir. Organik Rankine çevrimi genellikle atık enerjinin bulunduğu proseslerde atık enerjiyi kullanarak verim iyileştirme ve çevreye salınan sera gazını azaltmak için geliştirilmiştir. Atık enerjinin bulunduğu sektörler; güç üretim tesisleri imalat prosesleri teknik ekipmanların soğutulması karayolu ve deniz yolu taşımacılığıdır.

Kurulu organik Rankine çevrimlerinin önemli bir kısmı enerji kaynağı olarak jeotermal sahaları kullanmaktadır. Fakat enerji kaynağı olarak atık enerji kaynaklarının da kullanımını artmaktadır. Egzoz enerjisi kullanarak yapılmış birçok çalışma mevcuttur.

Honda yaptığı prototip çalışmada organik Rankine çevriminde egzoz gazı ile birlikte motor soğutma suyundan da yararlanmışır. Çalışmada motor verimi yaklaşık % 28,9'dan %32,7'ye yükselmiştir [1].

Yang ve Yeh gemi motorundaki egzoz enerjisi ile organik Rankine çevrim sistemi kullanarak verim iyileştirmesi hedeflemiştir. Yapılan çalışmada R1234yf, R1234ze, R152a, R600a ve R245fa akışkanlarının performansını incelemişlerdir. R245fa akışkanı ile en yüksek verime ulaşıldığı görülmüştür [2].

Ma ve arkadaşları yüksek taşıma kapasitesine sahip konteyner gemisinin egzoz enerjisini kullanan bir model üzerinde çalışmışlardır yapılan çalışmada egzoz enerjisinin kullanılması ile gaz türbin verimi %48'den %53'e yükselerek verimde yaklaşık % 10 iyileştirme sağlanmıştır [3].

Bellolio ve diğ. gemi motorunun egzoz gazı, motor soğutma suyu ve yağlama yağı enerji kaynağı olarak kullandıkları organik Rankine çevriminde yılda yaklaşık olarak 1 ton gaz yakıt tüketiminin ve 3 tona yakın karbondioksit salınımının önüne geçilebileceği sonucuna ulaşmışlardır [4].

Vaja ve Gambarotta egzoz enerjisi ile çalışan basit organik Rankine çevrimi ile motor egzoz gazı ve motor soğutma suyu enerjisi kullanan ORC çevrimini incelemişlerdir. Benzene, R134a, R11 akışkanlarını denendiği çalışmada en yüksek verimin egzoz ve motor soğutma suyunun enerji kaynak olarak birlikte kullandıkları çevrim modelinde olduğunu tespit etmişlerdir, Benzen akışkanı ile %22 organik Rankine çevrim verimi elde edildiği çalışmada motor performansında %12'lik iyileştirme sağlanmıştır [5].

Peris, Navarro-Esbrí ve Molés çalışmasında on farklı akışkan ve 6 farklı tip organik Rankine çevrim modelini verimlilik, maliyet, çevre koşulları vb. gibi etmenleri dikkate alarak incelemiştir. Çalışmanın sonucunda R-236 organik akışkanın kullanıldığı tekrar ısıtma ve rejeneratif ORC modelinin en yüksek verime sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır, Motor performansında yaklaşık %5 performans artışı elde etmişlerdir [6].

Suarez ve Greig gemi dizel makinesinin egzoz enerjisini ile ORC çevrim yardımıyla güç üretmeyi hedeflemişlerdir. Akışkan olarak suyunda kullanıldığı çalışmada organik akışkanların daha iyi çevrim performansı gösterdiği görülmüştür [7].

Soffiato ve arkadaşları çalışmasında, bir LNG tankerinden atık ısı geri kazanımı için basit, rejeneratif ve iki kademeli ORC sistemi modellemiştir. Altı farklı iş akışkanının kullanıldığı bu çalışmada, iki kademeli ORC sisteminin maksimum net gücü verdiği ve sistemin makine gücünü %3,5 artırdığı saptanmıştır [8].

Gemi motorunda buhar ve egzoz gazı türbinin oluşturduğu, egzoz gazı ve süpürme havasını kullanan bir atık ısı geri kazanımı sistemiyle, ana makine gücünün %11'i kadar ilave elektrik üretilebileceği rapor edilmiştir, CO₂ salınımda yaklaşık %9 azalma sağlanacağı ifade edilmiştir [9].

Gequn Shu ve arkadaşları egzoz enerjisini ile basit organik Rankine çevrim metodunu kullanarak 10 farklı alkan bazlı organik akışkanı incelemiştir. Siklo-heksan akışkanı ile yaklaşık %19 organik Rankine çevrim verimi elde etmişlerdir, yakıt performansında % 10 iyileştirme sağlamışlardır [10].

Tao Zhang ve arkadaşları 10 farklı akışkan kullanarak basit ORC çevrimi ile egzoz enerjisini verimini incelemiştir, değişiminin pinch point sıcaklık değişime göre verimi daha çok etkilediği sonucun varmışlardır. Benzen akışkanı egzoz enerjisinden yaklaşık 25 kW güç üreterek %21 organik Rankine çevrim verimi elde etmişlerdir [11].

Bernardo Peris ve arkadaşları egzoz enerjisini kullanarak 10 farklı akışkan ile 6 farklı organik Rankine çevrim modelini incelemiştir (ön ısıtmalı, rejeneratif, enjektör etkili vs) en yüksek verimi çift rejeneratif organik Rankine çevriminde elde etmişlerdir [12].

Kalyan K.Srinivasan ve arkadaşları egzoz enerjisini ile basit organik Rankine çevrimini kullanarak verim analizi yapmışlardır. Motorun enjeksiyon zamanlaması, ısı değiştiricide pinch point sıcaklığı ve egzoz gazı deviridaim parametrelerinin verim üzerinde önemli etkilerinin olduğunu vurgulamışlardır. İş akışkanı olarak R113 kullanmışlardır [13].

Gequn Shu ve arkadaşları basit organik Rankine çevrimi ve çift organik Rankine çevrimlerini kullanarak egzoz enerjisinden güç eldesini incelemiştir. En yüksek verimin çift ORC sisteminde olduğu sonucuna varmışlardır [14].

Lingfeng Shi ve arkadaşları kombine ICE-ORC sistemi ile ilgili derleme yapmışlardır, farklı tip çalışmaları inceleyerek egzoz enerjisinden organik Rankine çevrimi ile yapılmış çalışmaların yaygın olduğunu vurgulamışlardır [15].

Yuji Lu ve arkadaşları ısı kaynağı olarak egzoz gazı ve motor soğutma suyu ısısını kullandıkları çalışmalarında 6 farklı organik akışkan denemişlerdir, Türbin olarak scroll expander modelini kullanmışlardır, Türbinin devir sayısı, türbine giriş sıcaklığının sistemin verime etkisini araştırmışlardır. En ideal durumda motor verimi %37'den %41 yükselmiştir. Yakıt sarfiyatı 223.9 'dan 200 g/kWh düşmüştür [16].

Feng Zhou ve arkadaşları ön ısıtma ve motor soğutma ısılarının kullanıldığı ORC sistemlerini incelemişlerdir, özellikle bu sistemlerin uzun yol yapan kamyonlar için daha uygun olacağını belirtmişlerdir, Kombine sistem ile üretilen gücün bir bataryaya depolanarak kullanılmasını önermişlerdir [17].

Takuya Yamaguchi ve arkadaşları egzoz enerjisini kullanarak kombine Diesel-Rankine çevrimi oluşturmuşlardır, yakıt tüketiminde %5'e kadar verim artışı sonucuna ulaşmışlardır [18].

Guopeng Yu ve arkadaşları egzoz enerjisini ve motor soğutma ısısını kullanarak kombine Diesel-Rankine çevrimi oluşturarak 2 farklı motor gücünde hesaplamalar yapmışlardır, Egzoz enerjisinden en yüksek yaklaşık 19 kW türbin gücü elde etmişlerdir, motor verimleri %43'den %47'ye ve %43,2'den %47 yükselmiştir [19].

M. Ghilvacs ve arkadaşları egzoz enerjisini ve motor soğutma ısılarını kullanan ORC çevrim modeli oluşturarak motor performansında artış sağlamışlardır. BSFC değerinde yaklaşık %5 iyileşme elde etmişlerdir, çalışma akışkanı olarak R245fa kullanmışlardır [20].

Roberto Cipollone ve arkadaşları egzoz enerjisini kullanan basit organik Rankine çevrimi ile 7 farklı akışkan denemişlerdir. Kurmuş oldukları test düzeneği R245fa akışkanı ile motor performansında %4'ük verim artışını gözlemlemişlerdir [21].

J. Ringler ve arkadaşları egzoz enerjisini ve motor soğutma ısılarını kullanarak içten yanmalı motor test düzeneği kurmuşlardır. Yaptıkları çalışmada motor performansında

%10 artış gözlemlemiştir [22].

Kartik Kulkarni ve Ayush Sood egzoz enerjisini kullanarak yaklaşık %10'luk ORC verimi elde etmişlerdir. Egzoz enerjisinden 15 kW kadar ilave güç elde etmişlerdir. Organik akışkan olarak R236fa ve R245fa kullanmışlardır [23].

D. Raghulnath ve arkadaşları 5 farklı organik akışkan deneyerek egzoz enerjisi ile organik Rankine çevrimini incelemiştir, kazan ve kondenser basınçları değiştirilerek üretilebilecek maksimum gücü bulmaya çalışmışlardır. En yüksek güç eldesini 9 kW ile isobutane akışkanında elde etmişlerdir [24].

Ge-Qun Shu ve arkadaşları CO₂/Hydrocarbons organik akışkanları kullanarak egzoz enerjisini kullanarak organik Rankine çevrim modelini incelemiştir. En yüksek %16 verimine ulaşarak yaklaşık 16 kW güç üretmişlerdir [25].

Sukjung Bae ve arkadaşları motor soğutma ısı ve egzoz enerjisini kullanarak organik Rankine çevrim modelini incelemiştir. HT ve LT loop olarak 2 farklı basit organik Rankine çevrimi oluşturmuşlardır. HT loop çevrimi ile en yüksek %18,6 verime ulaşmışlardır [26].

Roberto Cipollone ve Davide Di Battista egzoz enerjisini kullanarak basit organik Rankine çevrim modeli ile 5 farklı akışkan incelemiştir, R245fa akışkanı ile yaklaşık %10 organik Rankine çevrim verimi elde etmişlerdir. Motor net gücünde performansında %3-4 artış sağlamışlardır [27].

Prakash Narayanan ve arkadaşları EGR, egzoz ve motor soğutma entalpilerini kullanarak organik Rankine çevrimi ile güç eldesini incelemiştir. EGR, egzoz ısı ve motor soğutma ısısının birlikte kullanıldığı çevrimde yaklaşık 16kW türbin gücü elde etmişlerdir, motor performansında yaklaşık %5,5 artış sağlamışlardır [28].

Ho Teng ve arkadaşları ısı kaynağı olarak aracın EGR sisteminin kullanıldığı organik Rankine çevriminde 18 kW türbin gücü elde etmişlerdir, çalışmalarında yaklaşık %5 yakıt performansında iyileşme sağlamışlardır [29].

C. J. Leising ve arkadaşları turboşarj, egzoz enerjisini kullandığı çalışmada diesel, stirling, adiabatik diesel, otto ve gas türbin motorları için verim analizi yapmışlardır.

Diesel motorda turboşarj ve egzoz entalpisinin kullanıldığı çalışmada motor performansı üzerinde önemli iyileştirme sağlamışlardır [30].

Parimal S. Patel and Edward F. Doyle tır motorunun egzoz enerjisini kullanarak basit organik Rankine çevrimi ile yaklaşık 35 kW ilave güç elde etmişlerdir. Yapılan çalışmada motor performansında %15 verim iyileştirmesi sağlamışlardır [31].

Madhusudan Raghavan ve Yong Sheng He aracın egzoz enerjisini kullanarak electric turbo-compounding, thermoelectrics ve organik Rankine modellerini incelemişlerdir. En yüksek verimi organik Rankine çevriminde elde etmiş olup motor veriminde % 5'lik iyileşme sağlamışlardır [32].

Gequn Shu ve arkadaşları Thermo-Generator ve organik Rankine çevrimi ile kombine sistem tasarlayarak verim sonuçlarını incelemişlerdir, yaklaşık 30 kW türbin gücü elde etmişlerdir. Motor verimi % 40,2 den % 45'ye yükselmiştir [33].

Thomas Edward Briggs ve arkadaşları egzoz enerjisini kullanarak organik Rankine çevrimi ile motor performansını %42,6'dan %45'e yükselmiştir [34].

Jelmer Rijpkema ve arkadaşları EGR ve egzoz enerjisini kullanarak organik Rankine çevrimini incelemişlerdir, 10'dan fazla organik akışkan kullanmışlardır, en yüksek %15 organik Rankine çevrim verimine ulaşmışlardır [35].

Apostolos Karvountzis ve arkadaşları egzoz enerjisini kullanarak organik Rankine çevrimi ile yaklaşık 25 kW güç üretmişlerdir, motor gücünde yaklaşık %10 artış sağlamışlardır [36].

İçten yanmalı motorlarda egzoz gazından önemli miktarda enerji atılmaktadır. Bu atık enerjinin tekrar kullanılması araca ilave güç artışı sağlayacaktır ve yakıttan daha yüksek bir verimle faydalanma imkanı sağlayacaktır. Atık enerjiden güç eldesinde organik akışkanların kullanılması daha yüksek miktarda iş elde edilmesini sağlamaktadır.

Literatür incelendiğinde araç motorunun egzoz enerjisini ve motor soğutma ısısı kullanılarak yapılan çalışmalar yoğunluktadır. Fakat çalışmalardaki basınç aralığı kullanılan organik akışkanın kritik basınç değerinden daha düşüktür. Motor+ORC

kombine sistemlerin % 4-15 aralığında motor performansında iyileşmesi sağladığı görülmüştür. Organik Rankine çevrim verimi ise %20-24 aralığındadır. Tez kapsamında 6 farklı organik akışkan 3 farklı tip organik Rankine çevrim modeli ile motor performansını iyileştirmek için akışkanların kritik basınç değeri üstüne çıkarak daha yüksek performanslar elde etmek amaçlanmaktadır. Organik akışkanlar kritik basınç altı, kritik basınç ve kritik üstü basınç değerlerinde verim sonuçlarını inceleyerek literatürdeki değerlerden daha yüksek değerler elde edilmesi hedeflenmektedir. Yapılan çalışmada araç üzerinde konumlandırma dikkate alınmamıştır ve hesaplamalar teorik ve termodinamik analizlere göre yapılmıştır.

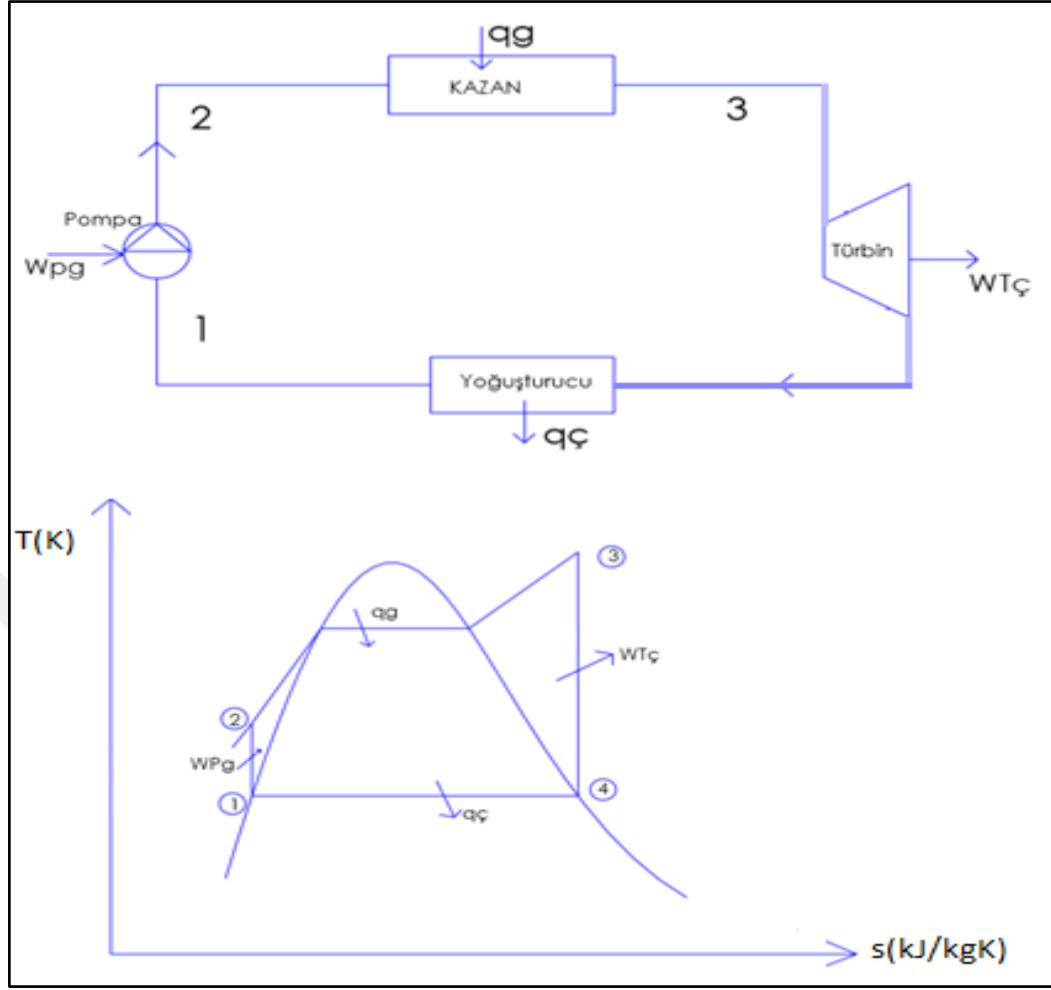


1. RANKİNE ÇEVİRİMİ

Güç üretim tesislerin çoğu Rankine çevrimine dayanmaktadır. Rankine çevrimi ısıyı işe dönüştüren bir çevrimdir. Basit bir buharlı güç santrali pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucudan oluşur. Buharlı güç santralinde çalışma akışkanı olarak su kullanılmaktadır. Suyun basıncı pompa vasıtasıyla artırılır ve su basınçlandırılmış bir şekilde kazana gönderilir. Fosil kökenli yakıtlar (kömür, sıvı yakıt ve doğalgaz) buhar kazanında yakılır. Buhar kazanı bir ocak ile boru demetlerinden oluşmaktadır. Yanma sonucu açığa çıkan enerji kazandaki boruların içinde dolaşan suya aktarılır ve suyun buharlaşması daha sonrada kızdırıcıda kızgın buhar haline gelmesi sağlanır.

Kazanda elde edilen yüksek basınçlı kızgın buhar türbine gönderilir ve türbininden mekanik enerji elde edilir. Türbinin mekanik hareketi sonucu buhar türbini miline bağlı olan jeneratörden elektrik üretimi sağlanır. Buhar türbininden düşük basınçta çıkan çürük buhar yoğuşturucuda yoğuşturularak tekrar sıvı hale getirilir. Yoğuşturucudan çıkan düşük sıcaklık ve düşük basınçtaki su basınçlandırılmak üzere tekrar pompaya gelir.

Suyun pompadan çıkıp bu aşamalardan geçip, tekrar pompaya dönmesiyle buharlı güç çevrimi tamamlanmış olur. Bu çevrim hemen hemen tüm güneş enerjisi, biokütle, kömür ve nükleer santraller de dâhil olmak üzere Dünya genelinde kullanılan tüm elektrik üretimi gücünün yaklaşık % 90'ını oluşturur. Aşağıda basit bir ideal Rankine çevriminin şekli ve T-s diyagramı gösterilmiştir (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. Basit bir ideal Rankine çevriminin şematik gösterimi ve T-s diyagramı

İdeal Rankine çevriminde içten tersinmezliğin olmadığı 4 hal değişimi vardır.

1-2 Pompada izentropik sıkıştırma

2-3 Kazanda sabit basınçta ısı girişi

3-4 Türbinde izentropik genişleme

4-1 Yoğuşturucuda sabit basınçta ısı atılması

Rankine çevrimini oluşturan dört elemanın (pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucu) tümü için sürekli akışlı sürekli açık sistem yaklaşımı yapılabilir. Fakat çevrimin tamamı kütle giriş çıkışı olmadığı için kapalı çevrim olarak değerlendirilebilir. Buharın kinetik ve potansiyel enerjisindeki değişim genellikle iş ve ısı geçişine oranla küçüktür ve bu yüzdende göz ardı edilebilir (Çengel ve Boles, 2008).

Kazan ve yoğuşturucuda iş etkileşimi olmadığı yaklaşımı yapılabilir. Ayrıca pompa ve türbindeki hal değişimlerinin izentropik olduğu varsayılır. Bu durumda her bir sistem için enerjinin korunumu Denklem 1-6'daki gibi ifade edilmiştir.

$$W_{\text{pompa,g}} = h_2 - h_1 \quad (1)$$

$$W_{\text{pompa,g}} = v(P_2 - P_1) \quad (2)$$

$$q_g = h_3 - h_2 \quad (3)$$

$$W_{\text{türbin}} = h_3 - h_4 \quad (4)$$

$$q_c = h_4 - h_1 \quad (5)$$

Rankine çevriminin ısı verimi;

$$\eta_{\text{th}} = W_{\text{net}}/q_g \quad (6)$$

(6) nolu denklemde net iş türbin işinden pompa işinin çıkarılmasıyla elde edilir.

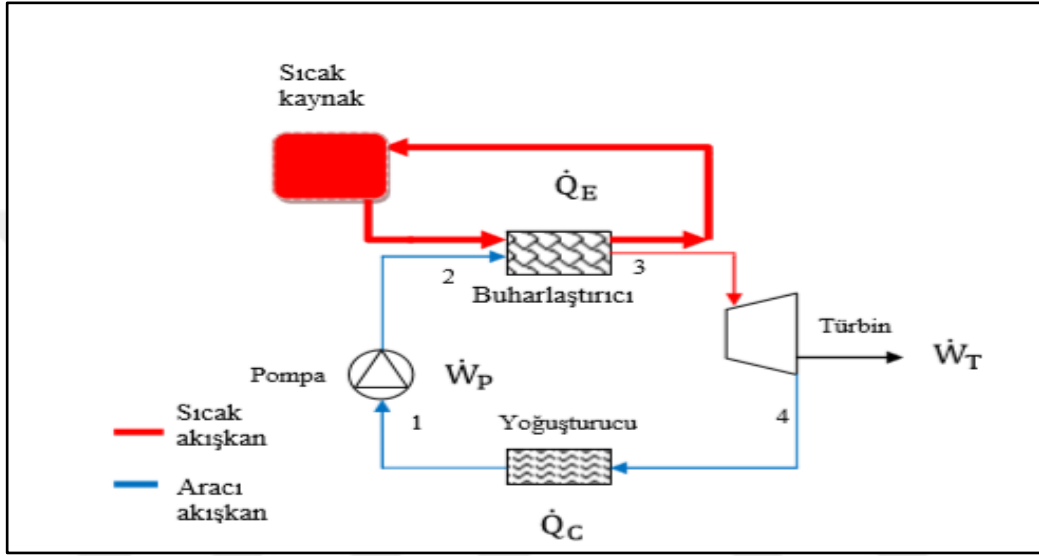
1.1. Organik Rankine Çevrimi

Genellikle atık enerjiden elektrik üretimi sağlayan termal çevrimdir, düşük sıcaklıklarda da etkin bir şekilde elektrik üretimi sağlayabilmek için türbini çeviren su buharının yerine aynı sıcaklıklarda daha yüksek buhar basıncı sağlayabilen soğutucu gazlarla birlikte kullanılmaktadır.

Çevre sorunlarından dolayı düşük sıcaklıklı kaynaklardan enerji elde etmek son yıllarda önemli hale gelmiştir. Bu sorunların çözümü için birçok öneri ortaya atılmıştır. Şu anda önerilen çözümler arasında Organik Rankine çevrimi en yaygın olarak kullanılmaktadır. Başlıca avantajı kolaylığı ve basit bulunan bileşenleridir. Geleneksel güç çevrimlerinin aksine bu çevrimler küçük ölçekli enerji üretimi için düşük sıcaklıklarda çalışmaktadır. Aynı zamanda organik soğutucu akışkan gazları da kullanıldığı için çevre dostudur.

Atık enerjiden elektrik üreten sistemi esas alan bir ORC teknolojisi buharlaştırıcı içerisindeki organik çalışma sıvısını buharlaştırmak için sıcak kaynaktaki enerjiyi kullanır. Bu kaynaktan gelen ısı buharlaştırıcıda akışkana ısını aktarır ve buhar haline gelir. Seçilen çalışma sıvısı silikon bazlı sıvılar olabilir veya düşük sıcaklıklar için hidrokarbon veya soğutucu bazlı sıvılar kullanılabilir. Basıncı buhar daha sonra türbinlere yollar ve generatörle birleştiğinde elektrik üretir. Yüksek basınç ve sıcaklık da türbine gelen akışkan türbinde genişleyerek basınç ve sıcaklığı düşer.

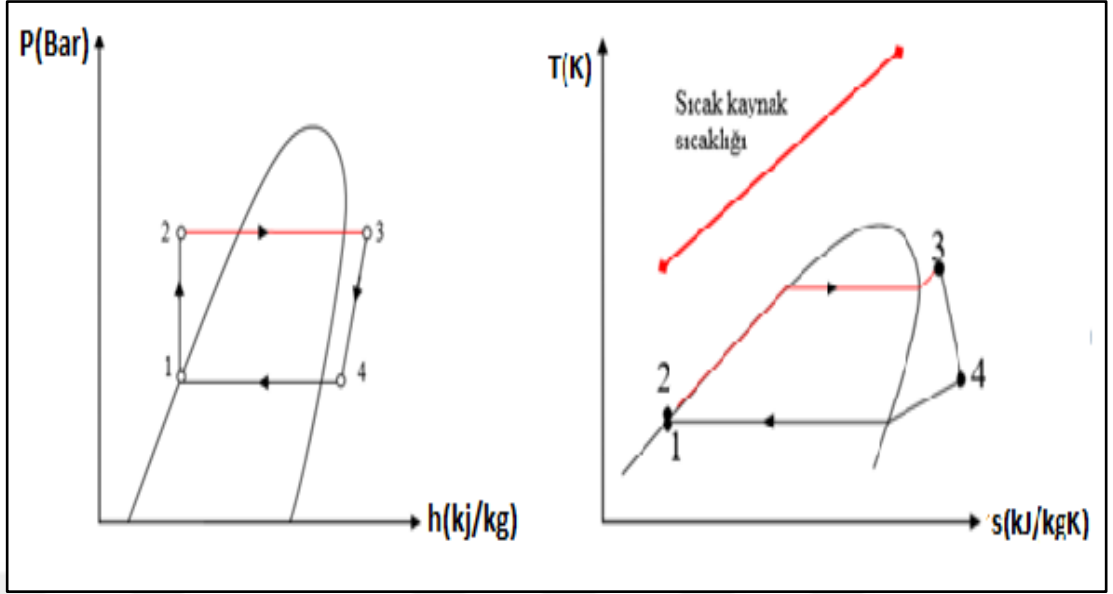
Basınç ve sıcaklığı düşen akışkan yoğuşturucuya gelir. Buhar, yoğuşturucu içinde tekrar sıvı hale yoğunlaştırılır. Yoğuşturucudan pampaya düşük basınç da gelen akışkan da tekrar sıvı pompası ile buharlaştırıcıya basılır ve sistemin çalışması bu şekilde devam eder. Ayrıca hiçbir yanma prosesi gerçekleşmediğinden, ORC enerji sisteminde atmosfere zararlı hiçbir emisyon salınım oluşmaz. ORC sistem şeması Şekil 1.2’de verilmiştir.



Şekil 1.2. ORC çevriminin sistematik şeması

Organik Rankine çevrimi dört bileşenden meydana gelir: pompa, evaporatör (buharlaştırıcı), türbin ve kondenser (yoğuşturucu). Evaporatör ve kondenser ısı değiştiricisi olarak çalışırlar. Evaporatör ısıyı çevrime alırken, kondenserde ısıyı çevrimden dışarı atar.

Pompa çevrim içerisindeki akışkanı sıkıştırarak evaporatöre yollar. Evaporatörde sıcak kaynaktan gelen akışkan ısıyı çalışma akışkanına aktarılır. Burada sıcaklığı artan aracı akışkan buhar veya kızgın buhar fazına geçer. Daha sonra buhar güç üretmek için türbin kısmına gelir. Türbinde genişleyen buharın basınç ve sıcaklığı düşer ve kondensere gelir. Burada da tekrar sıvı fazına geçen akışkan pompaya gelir. Çevrim bu şekilde sürekli olarak devam eder. Şekil 1.3’de ORC sisteminin basınç-entalpi (P-h) ile sıcaklık-entalpi diyagramları verilmiştir.



Şekil 1.3. ORC sisteminin InP-h ve T-s diyagramı

ORC sistemlerde kullanılan organik akışkan aşağıdaki özelliklere sahip olması gerekmektedir.

- *Düşük kaynama ve donma noktası sıcaklıkları
- *Yüksek kritik sıcaklığı
- *Yüksek buharlaşma sıcaklığı
- *Daha düşük basınçlar
- *Yüksek yoğunluk.
- *Düşük çevre kirliliği
- *Emniyet

1.2. ORC Sistemler İçin Çalışma Sıvısının Seçilmesi

Rankine çevriminde kızgın su buharı elde etmek için egzoz gazı atık entalpisi yeterli olmadığından dolayı, n-Bütan, n-Pentan, soğutucu akışkanlar (R11,R123,R245fa...), tolüen, benzen, siklo-hekzan gibi sudan daha düşük sıcaklıklarda kızgın buhar olabilen akışkanlar tercih edilmektedir. Akışkan seçimi ile ilgili birçok çalışma mevcuttur.

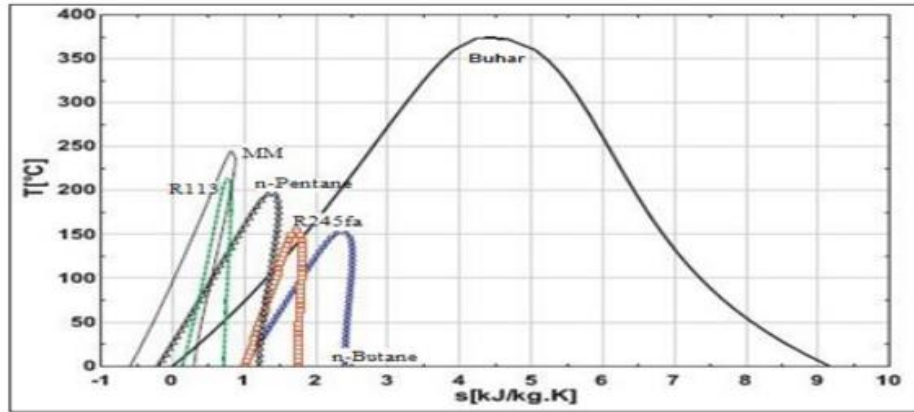
Eyidoğan ve arkadaşları çalışmalarında Türkiye’de mevcut ORC teknolojisini teknik ve teknolojik açıdan incelemişlerdir. ORC çevriminde uygun akışkan seçiminin verim üzerindeki etkisini vurgulamışlardır. Atık enerjiden ve düşük sıcaklığa sahip

kaynaklardan ORC çevrimi ile elektrik üretmenin Türkiye açısından önemine değinmişlerdir [37].

Hung ve arkadaşları ORC modelinde çalışma sıvısı seçiminde dikkat edilmesi gereken noktalara değinmişlerdir. Yüksek ısıl iletkenlik, düşük kaynama noktası, düşük özgül ısı, yüksek ergime ısısı gibi parametrelerin önemini vurgulamışlardır [38].

Chen ve arkadaşları Rankine çevriminde kullanılan akışkanları incelemişler. Akışkan belirlerken termodinamik ve fiziksel özellikleri, kararlılık, çevresel etkiler, güvenlik ve maliyet gibi faktörlerin önemini vurgulamışlardır. Akışkan seçiminde organik akışkanın kuru, ıslak gibi sınıflandırıldığını ve kullanılan ısı kaynağına basınç ve sıcaklık durumuna göre akışkan seçimi hakkında önerilerde bulunmuşlardır [39].

Javanshir ve Sarunac basit bir ORC sisteminin çalışma şartlarını 23 farklı çalışma sıvısı kullanarak incelemişlerdir. Akışkanlarda maksimum basınç arttıkça ısıl verimde artış olduğu ve türbin giriş sıcaklığının verim üzerindeki etkisinin çalışma sıvısı tipi ile ilişkili olduğunu vurgulamışlardır [40].



Şekil 1.4. Bazı ORC akışkanlarının T-s diyagramında birbiriyle ve su ile karşılaştırılması

Küçük-orta ölçekli sistemlerde su yerine organik akışkan kullanmanın bazı avantajları vardır.

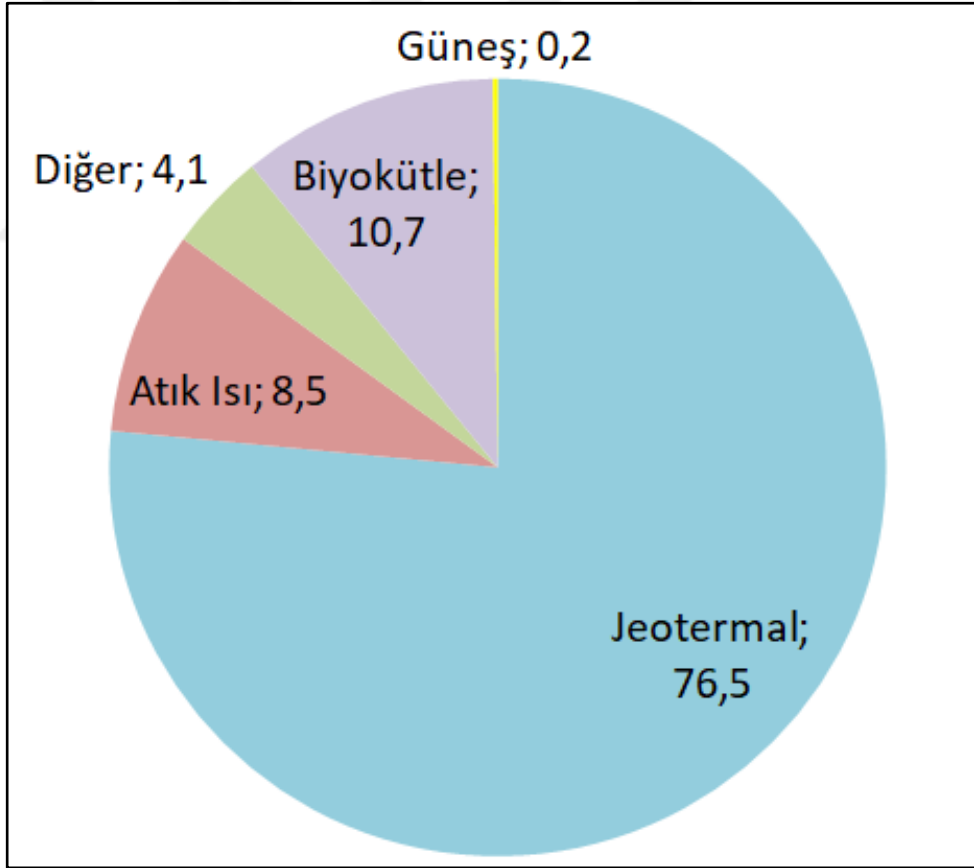
1. Buharlaşma süresi boyunca daha az ısıya ihtiyaç olması
2. Buharlaşma işlemi düşük basınç ve düşük sıcaklıkta gerçekleşir. Bu nedenle, mekanik ve termal gerilim buhar türbinlerine göre daha düşük seviyelerdedir.

3. Genleşme süreci buhar bölgesinde biter ve bu nedenle aşırı kızdırmaya gerek duymaz böylelikle türbin kanatlarında ki aşınma riski azalır.
4. Buharlaştırma ve yoğunlaşma arasındaki sıcaklık farkı ayrıca şu anlama gelmektedir. Basınç düşüşü daha az olacaktır ve bu nedenle basit tek kademeli türbin kullanılabilir.
5. ORC sistemleri düşük sıcaklık ve basınç aralığında çalıştığı için bir operatöre ihtiyaç duymaksızın çalışabilir. Otomasyon sistemleri ile uzaktan kontrol edilebilen sistem, daha az personel ihtiyacına gerek duyduğu için işletme masraflarını düşürür.
6. ORC sistemlerinde yüksek türbin izentropik verimi söz konusudur (%85). ORC türbinleri buhar türbinine kıyasla daha düşük devirlerde çalışırlar, bu durum hem mekanik zorlanmayı azaltır, hem de jeneratöre doğrudan bağlantı sağlanabilir.

ORC sistemleri, çalıştırma-durdurma işlemlerinin kolaylığı, otomatik kontrol imkanlarının yüksek olması, güvenli ve yüksek derecede uyumluluğa sahip olması açısından, ciddi bakım masraflarının olmamasından dolayı uzun ömürlü sistemlerdir. Organik Rankine Çevriminde çalışma akışkanı çok önemli bir rol oynamaktadır. Sistemin performansını ve ekonomisini belirler. Dünya genelince ORC sistemleri sürekli artış içerisinde. İstatistiklere göre, dünyadaki tüm ORC uygulamalarının %76,5'i jeotermal, %10,7'si biokütle, %8,5'i atık ısı, %4,2'si ise diğer ısı kaynaklarından yararlanmaktadır. Güneş enerjisi, diğer ısı kaynaklarının arasında yer almakla birlikte, %0,1 gibi çok düşük bir paya sahiptir. Şekil 1.5 ve 1.6' da dünya genelindeki ORC dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 1.5. Dünya genelindeki ORC dağılımı [40]



Şekil 1.6. Dünya genelindeki ORC kaynak kullanımına göre dağılımı [40]

Dünyada kurulu bazı ORC atık ısı kazanım sistemleri Tablo 1.1' de gösterilmiştir.

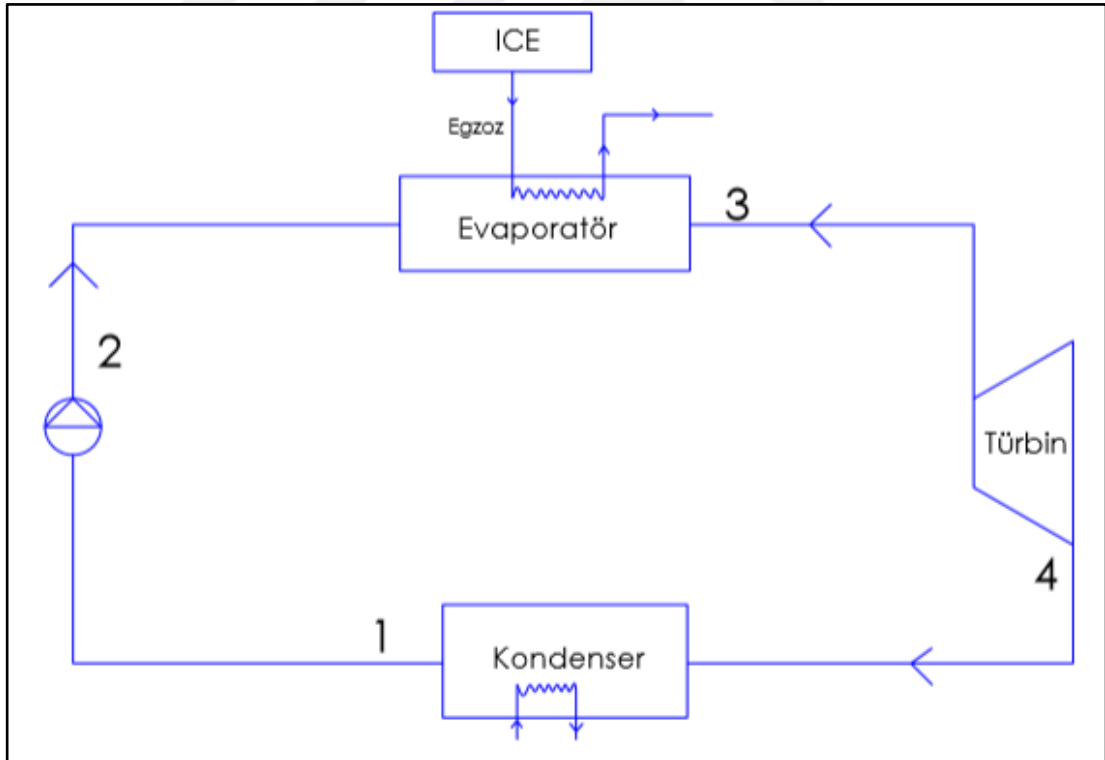
Tablo 1.1. Dünyadaki kurulu bazı ORC atık ısı kazanım sistemleri [40]

Kurulduğu mevkii	Atık ısı üreten sistem	Isı kaynağı çeşidi	Kapasite	Teknoloji	Devreye alma
Mirom Roeselare, Belçika	Atık yakma tesisi	Sıcak su 180°C	3 MW	Soğ. akışkan / Turboden	2008
Oxon Italia SPA, Pavia, İtalya	8,3 MW MAN dizel motor	Egzoz gazı	0,5 MW	Siloksan / Turboden	2008
RHI, Radenthein, Avusturya	Manyezit üretim prosesi	Sıcak duman gazı	0,8 MW	Siloksan / Turboden	2009
Italcementi, Ait Baha (MA) İtalya	Çimento üretim prosesi	Fırın duman gazı	2 MW	Siloksan / Turboden	2009
Gasseltenijveenschemondi, Hollanda	2×646 kWe Jenbacher biyogaz motoru	Egzoz gazı	125 kW	ORC / tri-o-gen	
Nieuweroord, Hollanda	2×835 kW Jenbacher biyogaz motoru	Egzoz gazı	150 kW	ORC / tri-o-gen	
National Swimmingcentra The Tongelreep, Eindhoven, Hollanda	2,1 MW ABC biyodizel motoru	Egzoz gazı	150 kW	ORC / tri-o-gen	
Savona, BC, Kanada	Basit çevrim gaz türbini (18,5 MW)	Egzoz gazı	4,5 MW	Pentan	2008
Kalamazoo Valley Community College, Michigan, Amerika	Buhar Kazanı	Egzoz gazı		Twin - screw expander / Electratherm	2010
TransCanada pipeline, Gold Creek, Alberta, Kanada	Gaz türbini (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Egzoz gazı	6,5 MW	Ormat teknoloji	1999
Northern Border Pipeline, St. Anthony, Kuzey Dakota	Gaz türbini (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Egzoz gazı	5,5 MW	Ormat teknoloji	2006
Northern Border Pipeline, Wetonka, Güney Dakota	Gaz türbini (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Egzoz gazı	5,5 MW	Ormat teknoloji	2007
Alliance Pipeline, Kerrobert, Saskatchewan, Kanada	Gaz türbini (GE LM2500/33000 HP)	Egzoz gazı	5,5 MW	Ormat teknoloji	2008
Kuzey Sınır Hattı, Garvin, Minnesota	Gaz türbini (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Egzoz gazı	5,5 MW	Ormat teknoloji	2009
Kuzey Sınır Hattı, CS 13, Minnesota	Gaz türbini (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Egzoz gazı	5,5 MW	Ormat teknoloji	2010
Kern River Pipeline, Goodsprings, Nevada	Gaz türbini (3×Solar Mars 100/15000 HP)	Egzoz gazı	6 MW	Ormat teknoloji	2010
Spectra Pipeline, Australian, BC, Kanada	Gaz türbini (GE PGT25+/31000 HP)	Egzoz gazı	5 MW	Ormat teknoloji	2010

2. FARKLI TİP ORGANİK RANKİNE ÇEVİMLERİN MODELLENMESİ

2.1. Basit Organik Rankine Çevrimi

Basit Organik Rankine çevrimi 4 ana elemandan oluşur, bunlar; pompa, buharlaştırıcı, organik türbin ve yoğuşturucudur. Çevrimde kullanılan organik akışkan pompa aracılığıyla basınçlandırılarak buharlaştırıcıya gönderilir, buharlaştırıcı olarak kullanılan eleman bir ısı değişimidir, kaynaktan alınan ısıyı, organik akışkana aktarır. Bu işlem sonrasında organik akışkan yüksek sıcaklık ve basınca geçmiş olur. Ardından organik akışkan türbine gönderilerek mekanik işe dönüştürülür. Daha sonra yoğuşturucuya dönerek tekrar sıvı hale gelir. Çevrim bu döngüde devam eder. Basit ORC sisteminde genellikle kaynaktan elde edilen ısının kullanım verimini arttırmak için buharlaştırıcıdan sonra bir ön ısıtıcı kullanılır.



Şekil 2.1. Basit Organik Rankine çevrim modeli

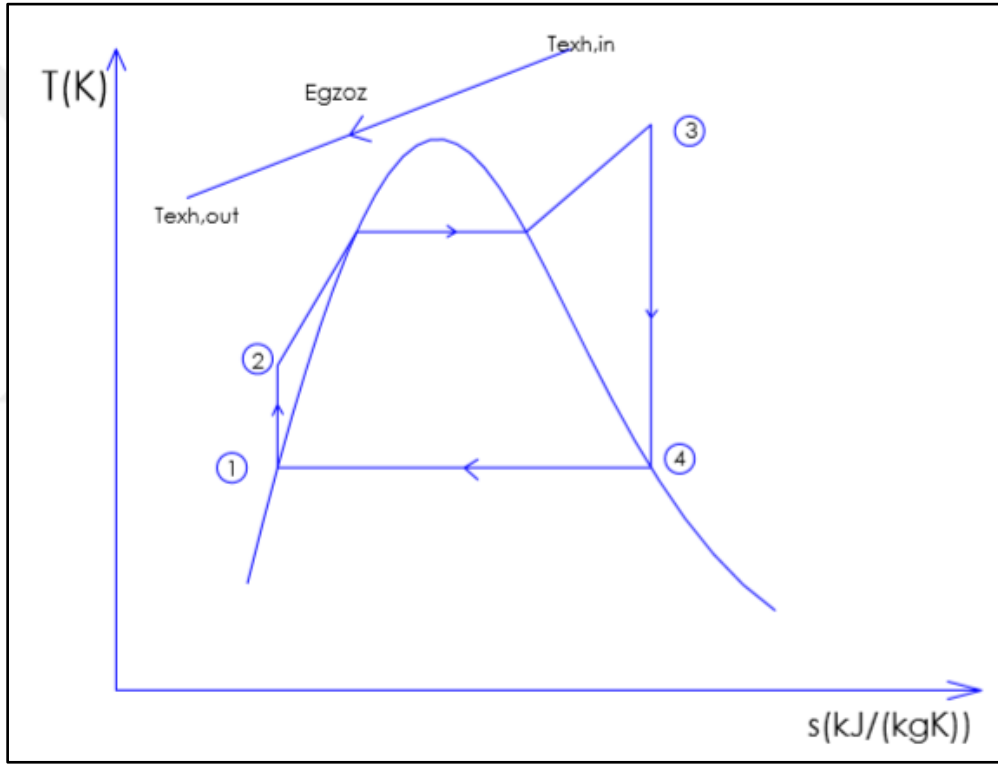
Proses 1-2: Doymuş sıvı fazdaki organik akışkan pompa yardımı ile çalışma basıncına çıkartılır.

Proses 2-3: Sıkıştırılmış fazdaki organik akışkan atık ısı kaynağından alınan ısı ile evaporatörde gerçekleştirilen ısı transferi ile doymuş ya da kızgın buhar fazına geçer.

Proses3-4: Kızgın ya da doymuş buhar fazındaki yüksek basınca sahip organik akışkan türbinde genişleyerek alçak basınca genişler.

Proses 4-1: Doymuş buhar fazında türbini terk eden organik akışkan kondenserde ısı kaybederek doymuş sıvı fazına geçer.

Sistemin T-s diyagramı aşağıda gösterilmiştir.



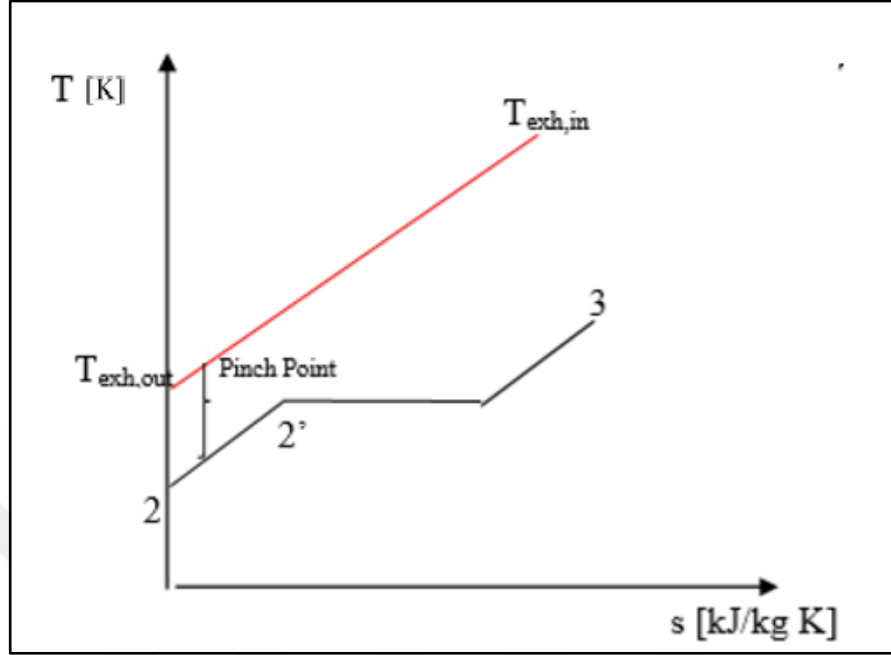
Şekil 2.2. Basit ORC T-s diyagramı

Egzoz gazındaki enerji akışı ise:

$$\dot{Q}_{eg} = \dot{m}_{eg} C_{p,eg} (T_{eg,i} - T_{eg,o}) \quad (7)$$

olarak denklem 7'de gösterilmiştir.

Burada C_p değeri sabit basınçta ortalama özgül ısıyı, \dot{m} ; kaynağın kütleli debisini, T ise sıcaklığı ifade eder.



Şekil 2.3. Evaporatör için Pinch Point görseli

Pinch noktası farkı, kaynak sıcaklığı ile akışkanın doyma noktası arasındaki fark olarak nitelendirilebilir. Egzoz gazından alınan ısı pinch point sıcaklığı kabulüne göre belirlenir.

İş akışkanının kütleli debisi denklem 8’de ifade edilmiştir.

$$\dot{m}_{wf} = \dot{m}_{exhaust} C_{pexhaust} (T_{exh,in} - T_{min}) / (h_3 - h_2) \quad (8)$$

Egzozdan alınan ısı ve türbinin ürettiği güç ise denklem 9 ve 10’da ifade edilmiştir.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{wf} (h_3 - h_2) \quad (9)$$

$$\dot{W}_{turbine} = \dot{m}_{wf} (h_3 - h_2) \quad (10)$$

Pompada tüketilen güç denklem 11’de ve çevrim verimi ise denklem 12 ve 13’de ifade edilmiştir.

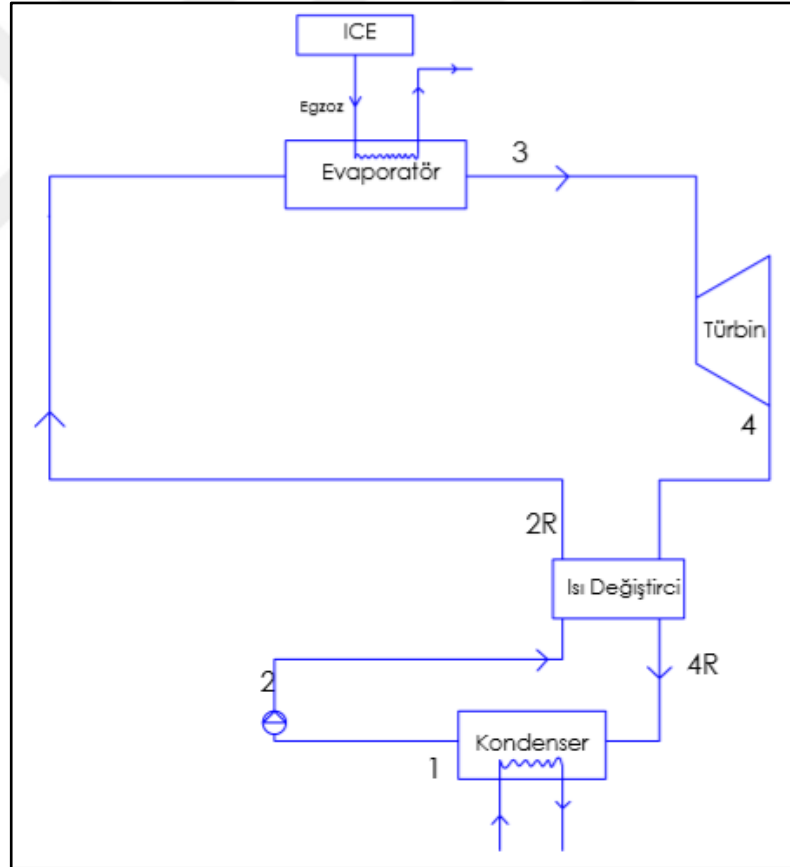
$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{wf} (h_2 - h_1) \quad (11)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{turbine} - \dot{W}_{pump} \quad (12)$$

$$\eta_{th} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{in} \quad (13)$$

2.2. Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi

Çalışma prensibi olarak basit organik Rankine çevrimine benzerdir. Ek olarak çevrimde 1 adet ısı değıştirci kullanılmaktadır. Çevrimde kullanılan organik akışkan pompa aracılığıyla basınçlandırılarak buharlaştırıcıya gönderilir, kaynaktan alınan ısıyı organik akışkana aktarır. Bu işlem sonrasında organik akışkan yüksek sıcaklık ve basınca geçmiş olur. Ardından organik akışkan türbine gönderilerek mekanik işe dönüştürülür. Daha sonra türbin çıkışındaki organik akışkan enerjisini ısı değıştirci vasıtasıyla gelen çevrim akışkanına aktararak enerjisini azaltır bu yöntem ile soğutma için gereken soğutucu akışkan debisinde azalma olacaktır, ayrıca enerjisini çevrim akışkanına aktardığından ötürü çevrim akışkanı kazan çıkışında daha yüksek entalpide olacaktır. Çevrim bu döngüde çalışmasına devam eder.



Şekil 2.4. Rejeneratif Organik Rankine çevrim şeması

Proses 1-2: Doymuş sıvı fazdaki organik akışkan pompa yardımı ile çalışma basıncına çıkartılır.

Proses 2-2R: Sıkıştırılmış fazdaki organik akışkan sabit buharlaştırıcı basıncında ısıtılır.

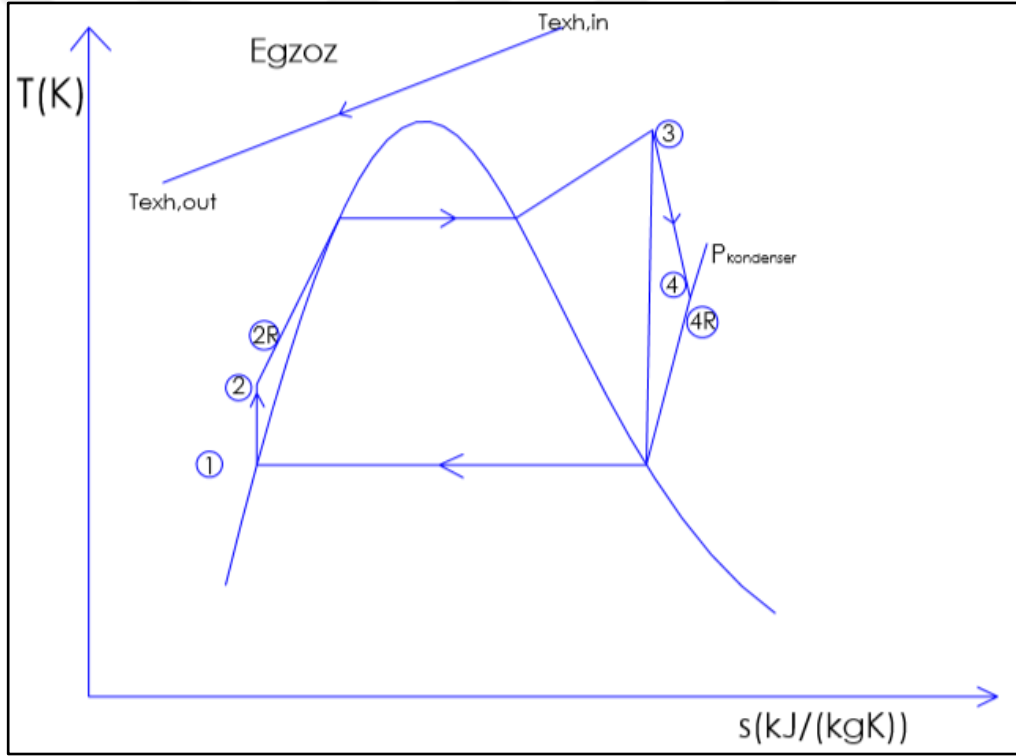
Proses 2R-3: Egzoz enerjisini alarak doymuş ya da kızgın buhar fazına geçer.

Proses 4-1: Doymuş buhar fazında türbini terk eden organik akışkan kondenserde ısı kaybederek doymuş sıvı fazına geçer.

Proses 3-4: Kızgın ya da doymuş buhar fazındaki yüksek basınca sahip organik akışkan türbinde genişleyerek alçak basınca genişler.

Proses 4-4R: Düşük basınçtaki buhar fazındaki organik akışkan pompadan gelen çevrim akışkanına ısı aktarır.

Proses 4s(4R)-1: Başlangıç koşullarını geri kazanmak için buhar fazındaki organik akışkan kondenser vasıtasıyla ısı atarak sıvı faza geçer.



Şekil 2.5. Rejeneratif ORC T-s diyagramı

Türbin çıkışındaki ısı değiştiricide gerçekleştirilen ısı transferi için bir sıcaklık farkı (ΔT) kabulü yapılmalıdır, ısı değiştirici giriş ve çıkış entalpi ve sıcaklık değeri denklem 14 ve 15'deki formülasyona göre hesaplanır.

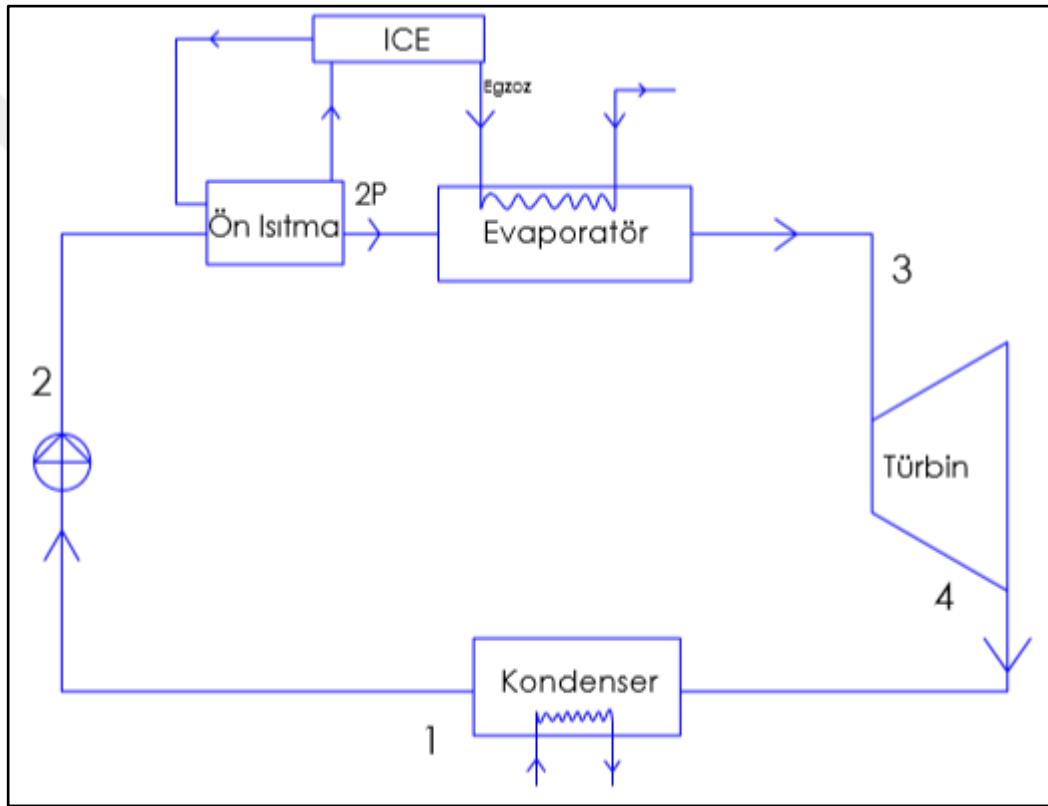
$$h_{2R} - h_2 = h_4 - h_{4R} \quad (14)$$

$$T_{4R} = T_2 + \Delta T \quad (15)$$

Verim için basit organik Rankine çevrimdeki formülasyonlar kullanılabilir.

2.3. Ön ısıtmalı Organik Rankine Çevrimi

Ön ısıtma uygulamasının sebebi ceket soğutma suyunun enerjisinden faydalanmaktır. Ön ısıtma fikri rejeneratif çevrim modeli ile benzerdir. Ön ısıtıcının yeri evaporatör öncesidir. Basit Organik çevrimde kullanılan 4 elemana ek olarak 2 adet ısı değiştirici kullanılmaktadır. Hem rejeneratif hem de ön ısıtmalı sistem ile ek enerji kaynakları ekleyerek sistemin verimini arttırmaktır.



Şekil 2.6. Ön ısıtmalı ORC çevrim şeması

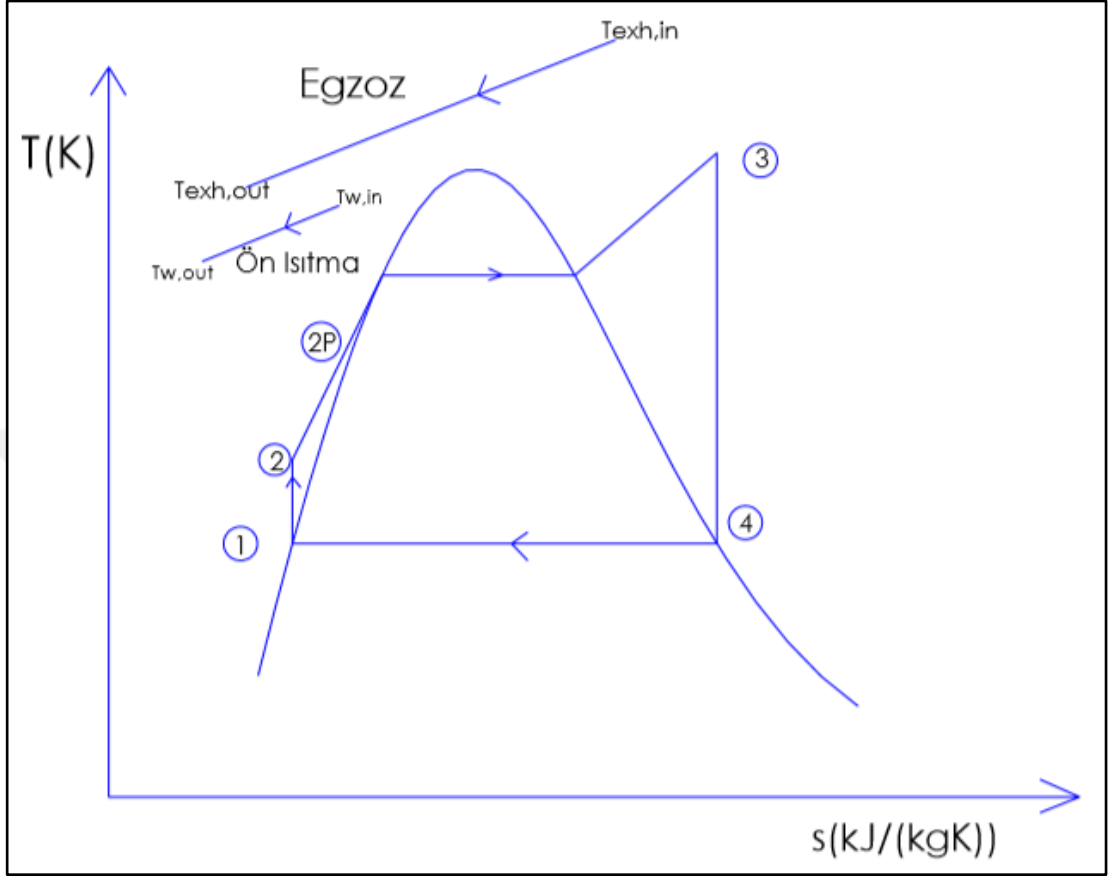
Proses 1-2: Doymuş sıvı fazdaki organik akışkan pompa yardımı ile çalışma basıncına çıkartılır.

Proses 2-2P: Sıkıştırılmış fazdaki organik akışkan motor ceket suyu ile sabit basınçta ısıtılır.

Proses 2P-3: Egzoz enerjisini alarak doymuş ya da kızgın buhar fazına geçer.

Proses 3-4: Kızgın ya da doymuş buhar fazındaki yüksek basınca sahip organik akışkan türbinde genişleyerek alçak basınca genişler.

Proses 4-1: Düşük basınçtaki organik akışkan buharı başlangıç koşullarını geri dönmek için ısıyı soğutucu akışkana aktarır.



Şekil 2.7. Ön ısıtmalı ORC T-s diyagramı

3. HESAPLAMALAR

Yapılan hesaplamalarda MAN lions city otobüs motoru referans alınmıştır. Teknik özellikleri aşağıda belirtilmiştir.



Şekil 3.1. Man lions city otobüs motoru

Tablo 3.1. Hesaplamaya esas alınan motorun teknik özellikleri

Motor	D2066
Yakıt	Diesel
Güç	265 kW
Hacim	10518 m ³
Emisyon Standardı	Euro 6
Tork	1800 Nm
Motor tipi	6 silindir

Tablo 3.2. ORC analizinde kullanılan akışkanların fiziksel özellikleri

Akışkan No	Kullanılan Akışkanlar	Kritik Sıcaklık Değeri(°C)	Kritik Basınç Değeri(kPa)
1	R 134a	101	4059
2	Etonol	241	6268
3	R123	183	3668
4	R601	196	3364
5	R1233zd	165	3573
6	R1234yf	95	3382

Daha önceki bölümlerde organik Rankine çevrimiyle ilgili geniş bilgiler verilmiştir. Bu kısımda ise 3 farklı organik Rankine konfigürasyonu için hesaplamalar yapılacaktır. Egzoz enerjisini ile organik Rankine çevriminin uyumu incelenecektir, 6 farklı organik akışkan kullanılması ile birlikte verim kıyaslaması ve uygulanabilirlik ile ilgili daha sağlıklı analiz yapılabilecektir.

Hesaplamalar yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

Egzoz gazının özgül ısısı $C_{p_{egz}} = 1,1 \text{ kJ}/(\text{kg K})$

Kondenser sıcaklığı 308 K

Kondenser izentropik verimi %80

Türbinin izentropik verimi %80

Egzoz gazı ile organik akışkan arasındaki ısı transferi için Pinch Point sıcaklık değeri 65 K'dir. Türbin çıkışındaki ısı değiştiricide gerçekleştirilen ısı transferi için ise bu değer 15 K'dir.

Türbindeki ve borulardaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Türbin kanatlarında oluşabilecek kavitasyonu engellemek için çalışma sıvıları kuru akışkan olarak kabul edilmiştir.

Yapılan hesaplamalarda sadece teorik olarak hesaplanması dikkate alınmıştır, fiili uygulaması, test düzeneği oluşturulması gibi senaryolar dikkate alınmamıştır.

Aşağıdaki kısımlarda R601 akışkanı için basit organik Rankine, rejeneratif ve ön ısıtmalı organik Rankine çevrimleri için örnek hesaplamalar yapılmıştır. Diğer akışkanlar için yapılan hesaplamalar Şekil 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5’de gösterilmiştir.

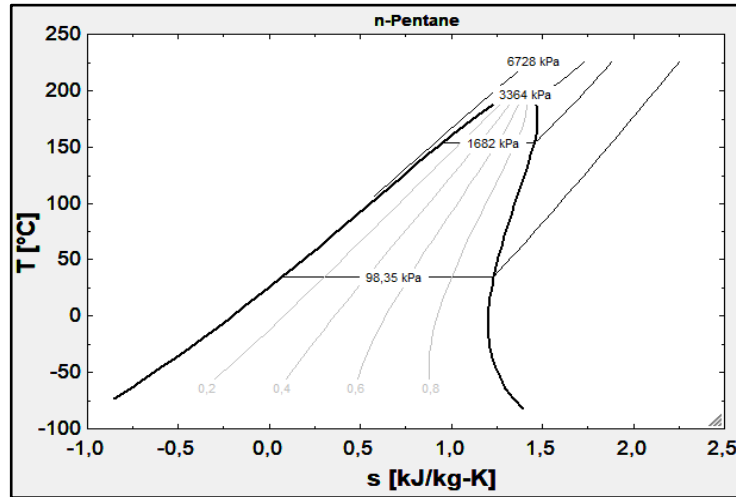
3.1. Basit Organik Rankine Çevrimi

Çalışma prensibi Şekil 2.1’de verilen Basit ORC için çevrim akışkanı R601 organik akışkanın termofiziksel özellikleri:

$$P_{cr} = 3364 \text{ kPa ve } T_{cr} = 469,5 \text{ K}$$

Egzoz gazının kütleli debi, sıcaklık ve özgül ısısı değerleri

$$\dot{m}_{exh} = 0,533 \text{ kg/sn, } T_{exh} = 509 \text{ °C ve } C_p = 1,1 \text{ kJ/(kg K)'} \text{ dir.}$$



Şekil 3.2. n-pentane T-s diyagramı

Kuru akışkan olan R601 akışkanı türbin genişlemesi sırasında ıslak buhar fazına düşmediği için çevrimde kullanılması uygun bir akışkan türüdür.

Tablo 3.3. $P_{eva}/P_{cr} = 1$ için Basit ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri

Akış No	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	Debi (kg/sn)
1	35	98,35	21,3	0,528
2	36,7	3364	27,98	
3	191	3364	480,2	
4	35	98,35	381,5	
Pompa		Evaporatör		
3,52 kW	238,77 kW		41,69 kW	
Verim: %15,98				

Tablo 3.4. $P_{eva}/P_{cr} = 2$ için Basit ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri

Akış No	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	Debi (kg/sn)
1	35	98,35	21,3	0,523
2	38,4	6728	34,87	
3	200	6728	488,9	
4	35	98,35	381,5	
Pompa		Evaporatör		
7,09 kW	237,45 kW		44,93 kW	
Verim: %15,93				

Tablo 3.5. $P_{eva}/P_{cr} = 0,5$ için Basit ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri

Akış No	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	Debi (kg/sn)
1	35	98,35	21,3	0,536
2	35,8	1682	24,55	
3	153,2	1682	470,4	
4	35	98,35	381,5	
Pompa		Evaporatör		
9,34 kW	244,27 kW		39,30 kW	
Verim: %12,26				

3.2. Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi

Çalışma prensibi Şekil 2. 4’de verilen organik Rankine çevrimi

R-601 organik akışkanın kritik sıcaklık ve basınç değerleri

$P_{cr} = 3364$ kPa ve $T_{cr} = 469,5$ K

Egzoz gazının kütleli debi, sıcaklık ve özgül ısı değerleri

$\dot{m}_{exh} = 0,533$ kg/sn

$T_{exh} = 509^{\circ}\text{C}$

$C_p = 1,1$ kJ/kg

Tablo 3.6. $P_{eva}/P_{cr} = 1$ için Rejeneratif ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri

Noktalar	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	Debi (kg/sn)
1.Nokta	35	98,35	21,3	0,494
2.Nokta	36,7	3364	27,98	
2R.Nokta	46,14	3364	50,42	
3.Nokta	196,3	3364	521,8	
4.Nokta	63,84	98,35	432,04	
4R.Nokta	51,7	98,35	409,6	
Pompa	Evaporatör	Türbin		
3,29 kW	232,86 kW	35,47 kW		
Verim: %13,81				

Tablo 3.7. $P_{eva}/P_{cr} = 2$ için Rejeneratif ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri

Noktalar	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	Debi (kg/sn)
1.Nokta	35	98,35	21,3	0,485
2.Nokta	38,4	6728	34,87	
2R.Nokta	48,8	6728	59,57	
3.Nokta	213	6728	536,4	
4.Nokta	66,8	98,35	437,6	
4R.Nokta	53,4	98,35	412,9	
Pompa	Evaporatör		Türbin	
6,58 kW	231,26 kW		38,33 kW	
Verim: %13,72				

Tablo 3.8. $P_{eva}/P_{cr} = 0,5$ için Rejeneratif ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri

Noktalar	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	Debi (kg/sn)
1.Nokta	35	98,35	21,3	0,507
2.Nokta	35,8	1682	24,55	
2R.Nokta	44,09	1682	44,19	
3.Nokta	153,2	1682	506,2	
4.Nokta	61,48	98,35	427,64	
4R.Nokta	50,8	98,35	408	
Pompa	Evaporatör		Türbin	
1,64 kW	234,23 kW		31,86 kW	
Verim: %12,9				

3.3. Ön Isıtımlı Organik Rankine Çevrimi

Çalışma prensibi Şekil 2.6'da verilen organik Rankine çevrimi için egzoz gazının kütleli debi, sıcaklık ve özgül ısı değerleri;

$$\dot{m}_{\text{exh}} = 0,533 \text{ kg/sn}$$

$$T_{\text{exh}} = 509 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C_p = 1,1 \text{ kJ/kg}$$

Motor Soğutma suyu kütleli debisi ve sıcaklık değerleri

$$\dot{m}_{\text{ms}}: 4 \text{ kg/sn}$$

Giriş sıcaklığı: 90°C

Çıkış sıcaklığı: 80°C

Tablo 3.9. $P_{\text{eva}}/P_{\text{cr}} = 1$ için Ön ısıtmalı ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri

Noktalar	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	Debi (kg/sn)
1.Nokta	35	98,35	21,3	0,579
2.Nokta	36,7	3364	27,98	
2P.Nokta	65	3364	96,59	
3.Nokta	191	3364	480,2	
4.Nokta	35	98,35	381,5	
Pompa	Evaporatör		Türbin	
3,86 kW	261,83 kW		45,71 kW	
Verim: % 15,98				

Tablo 3.10. $P_{\text{eva}}/P_{\text{cr}} = 2$ için Ön ısıtmalı ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri

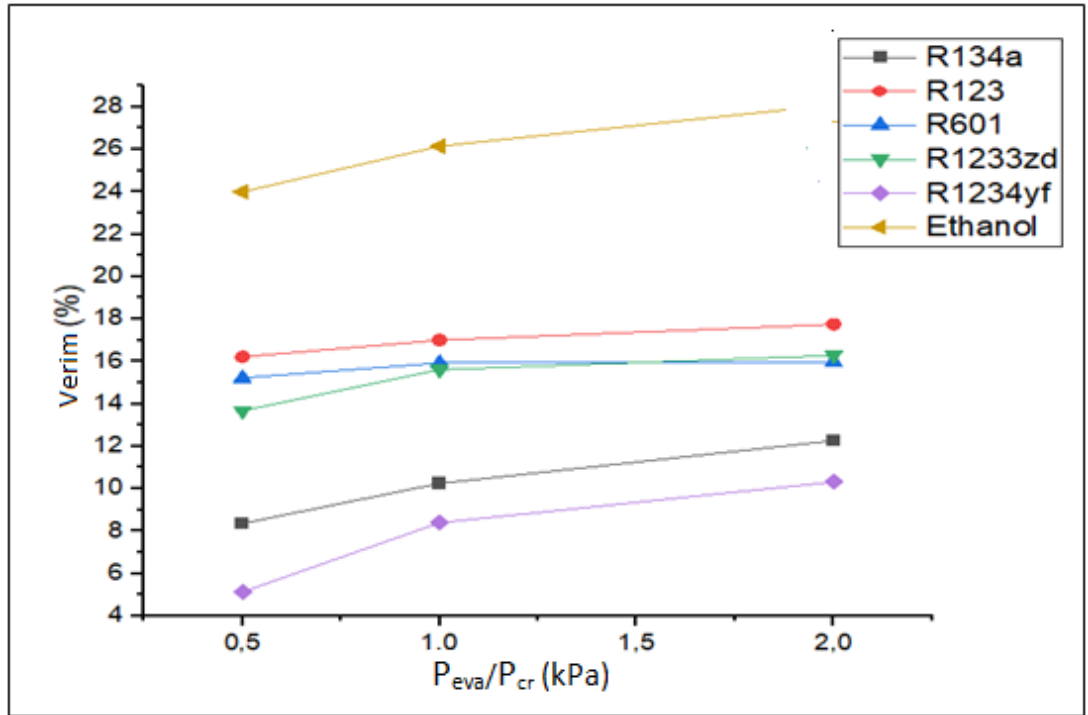
Noktalar	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	Debi (kg/sn)
1.Nokta	35	98,35	21,3	0,569
2.Nokta	38,4	6728	34,87	
2P.Nokta	65	6728	98,93	
3.Nokta	200	6728	488,9	
4.Nokta	35	98,35	381,5	
Pompa	Evaporatör		Türbin	
7,72 kW	258,34 kW		48,88 kW	
Verim: % 15,93				

Tablo 3.11. $P_{eva}/P_{cr} = 0,5$ için Ön ısıtmalı ORC hesaplama sonuçları için elde edilen çevrimin değişik noktalarındaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri ve cihaz kapasiteleri

Noktalar	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	Debi (kg/sn)
1.Nokta	35	98,35	21,3	0,592
2.Nokta	35,8	1682	24,55	
2P.Nokta	65	1682	95,49	
3.Nokta	153,2	1682	470,4	
4.Nokta	35	98,35	381,5	
Pompa	Evaporatör		Türbin	
1,92 kW	263,94 kW		42,10 kW	
Verim: % 15,22				

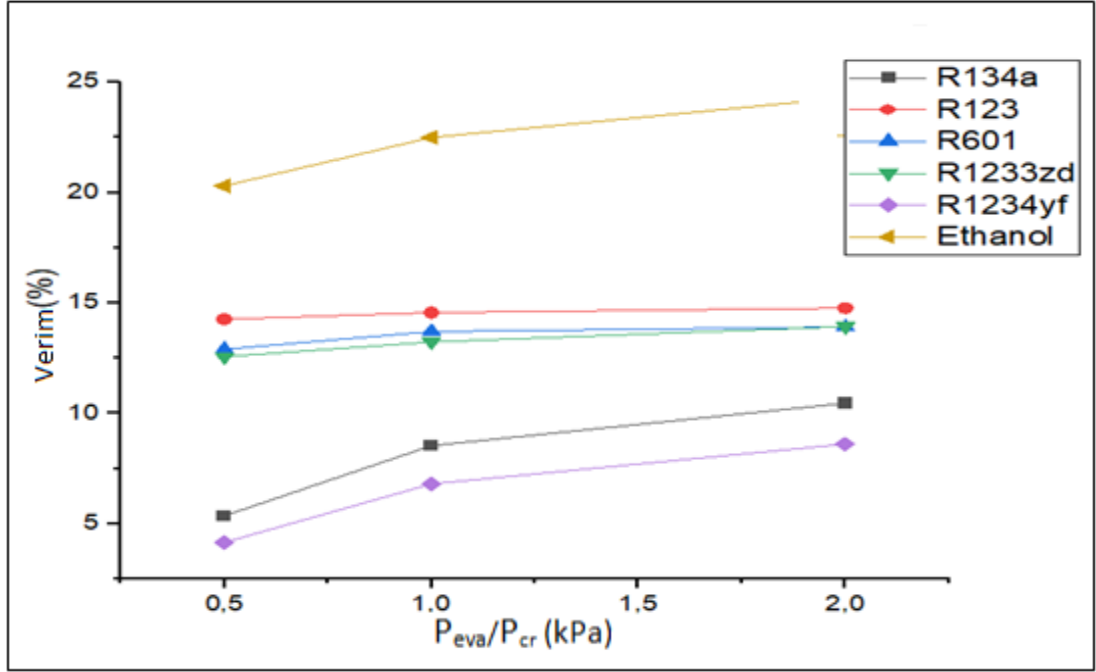
4. BULGULAR

Bundan önceki bölümde tek bir akışkan için yapılan çözümlene benzer şekilde Şekil 4.1’de farklı tip organik akışkanlar için tekrarlanmıştır. Sonuçlar Şekil 4.1’de özetlenmiştir.



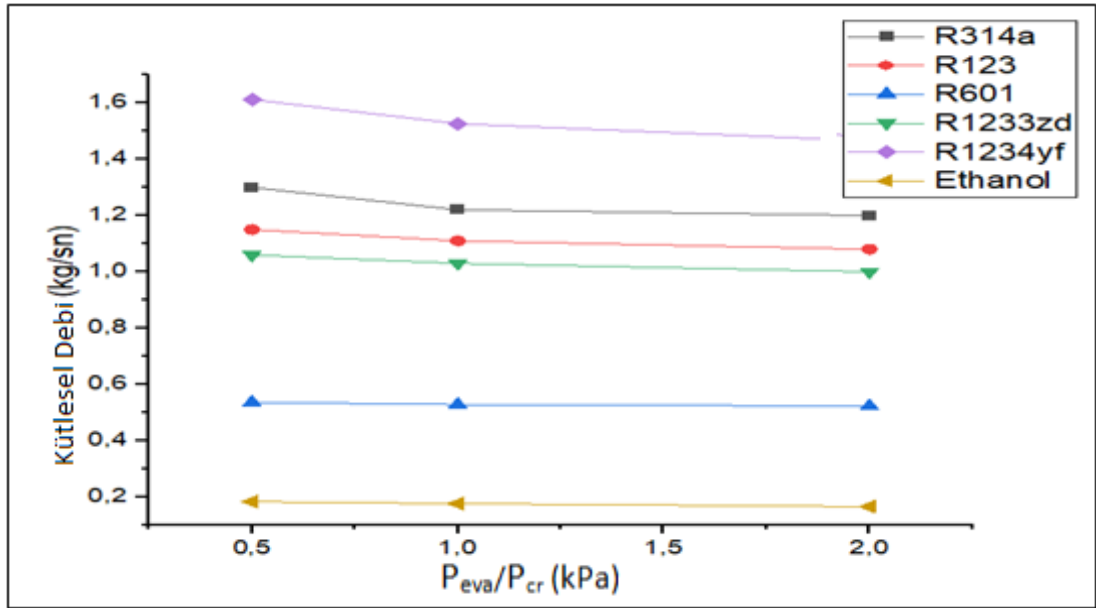
Şekil 4.1. Basit Organik Rankine çevriminin farklı organik akışkanlar için değişik kritik basınç oranlarında verim değişimleri

Şekil 4.1’de görüldüğü üzere Ethanol akışkan verimi incelenen akışkanlar içinde en yüksek organik Rankine çevrim verimine sahiptir. Basınç arttıkça akışkan verimleri artış göstermektedir. R601 akışkanında kritik basınç ve kritik üstü basınç değerinde verim artışı sınırlı olmuştur.



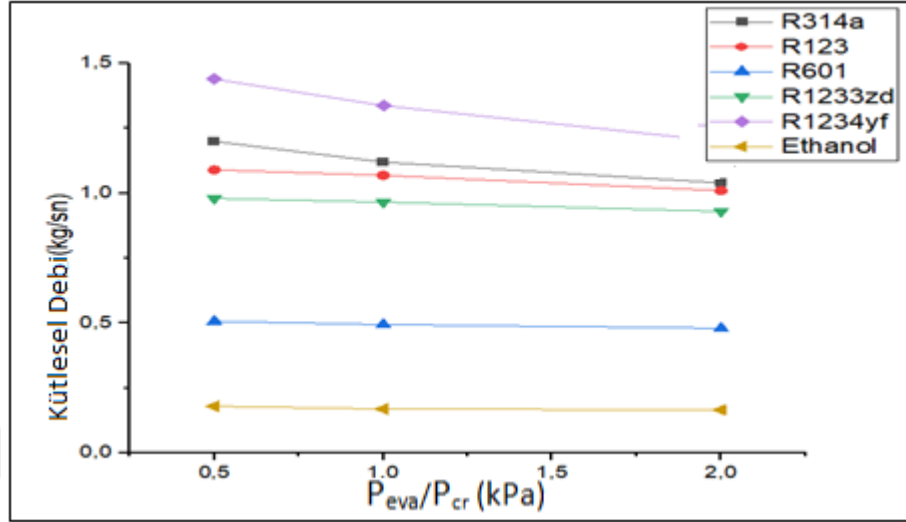
Şekil 4.2. Rejeneratif Organik Rankine çevriminin farklı organik akışkanlar için değişik kritik basınç oranlarında verim değişimleri

Şekil 4.2’de görüldüğü üzere verim sonuçları basit organik Rankine çevrim değerinden daha düşüktür. Ethanol akışkanı incelenen akışkanlar arasında yine en yüksek verime sahip akışkandır.



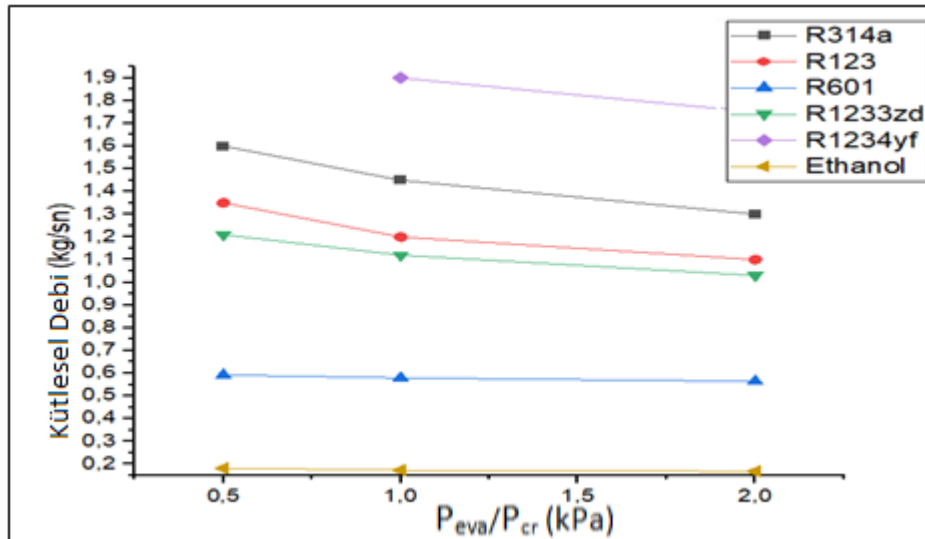
Şekil 4.3. Basit Organik Rankine çevriminin farklı organik akışkanlar ve kritik basınç oranı için kütleli debi değerleri

Şekil 4.3'de görüldüğü üzere basınç değeri arttıkça sistem çevriminde kullanılan organik akışkan değeri azalmaktadır. Basit organik Rankine çevriminde en fazla kütle debisi R1234yf akışkanına aittir.



Şekil 4.4. Rejeneratif Organik Rankine çevriminin farklı organik akışkanlar ve kritik basınç oranı için kütleli debi değerleri

Şekil 4.4'de görüldüğü üzere Rejeneratif organik Rankine çevriminde debi değerleri basit organik Rankine çevrimdeki debi değerlerinden daha düşüktür. Basınç arttıkça kütle azalma hızı R134a akışkanında daha fazladır.



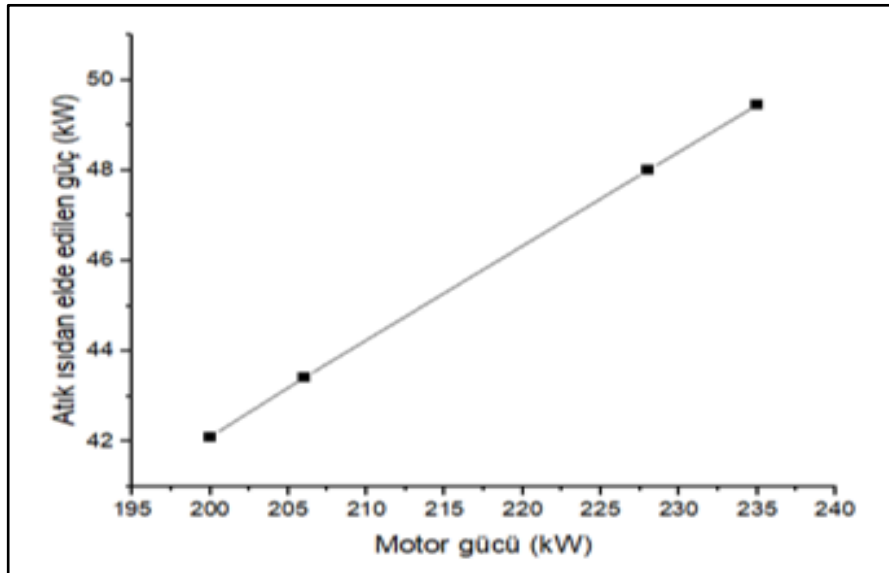
Şekil 4.5. Ön Isıtmalı Organik Rankine çevriminin farklı organik akışkanlar ve kritik basınç oranı için kütleli debi değerleri

Şekil 4.5’de görüldüğü üzere ön ısıtmalı çevrim modelinde gerekli debi miktarı en yüksek değerdedir. Gerekli debi değerleri basit organik rankin çevrim modelindeki gerekli akışkan debi değerlerinden %10’dan daha fazladır.

Egzoz ısısına ek olarak motor soğutma suyu ısısının da kullanılması verimi olumlu etkilemiştir. Kullanılan atık ısı kaynak sayısı arttıkça verim artmaktadır. İncelenen motorumuz gücü 265 kW’dır.

Atık ısıdan organik Rankine çevrimi ile güç üretmek için yaptığımız farklı tip çevrimlerde en yüksek verim elde edilen etanol akışkanı ile yaklaşık olarak 52 kW güç elde edilmiştir. Motorun ürettiği toplam güç olan 265 kW değeri dikkate alındığında egzoz enerjisinden elde edilen güç miktarı önemli düzeydedir. Eğer atık ısıdan üretilen güç miktarı kullanılabilir ise aynı miktardaki motor gücü daha küçük motor hacmi ile sağlanabilir. Verim artışı sayesinde atmosfere zararlı gaz salınımı azaltılarak küresel ısınmanın neden olduğu olumsuz etkileri azaltılabilir.

İncelediğimiz motorlarda üretilen toplam güç olan 265 kW değerini atık ısı desteği ile üretilebilecek bir motor hacmi için hesaplama yapılmıştır. Bu sayede ne kadar hacim daraltma ile aynı güç değerinin elde edilebileceği hakkında fikir edinilmiştir. Şekil 4.6’da atık ısısında kullanıldığı kabulü ile farklı motor güçleri gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Farklı motor güçlerinde atık ısıdan elde edilen güçler

Yaptığımız çalışma ile daha düşük motor gücüne sahip araç kullanarak ilk durumdaki güç değerine ulaşılabilmektedir. Aşağıdaki Tablo 4.1’de farklı tip motorlardan elde edilen güç ve fiyatları gösterilmiştir.

Şekil 4.6’da görüldüğü gibi 220 kW motor gücüne sahip aracın egzoz enerjisinden yaklaşık 46 kW ilave güç üretilmektedir ve sonuç olarak 220 kW ICE gücü ile ICE+ ORC ile toplamda 265 kW motor gücüne sahip araca eş değer güç üretilmiştir. Fakat ekonomik değerlendirme için 220 kW motor gücüne sahip araç üretimi olmadığından üretilen en yakın güç olan 228 kW motor gücü esas alınmıştır.

Tablo 4.1’de farklı motor güçleri için araç fiyatları verilmiştir. Aralık 2019 € kur değeri dikkate alınarak araç fiyatları TL olarak belirtilmiştir (1€= 6,448 TL).

Tablo 4.1. Diesel motorun gücüne göre araç fiyatları

Motor gücü	Araç fiyatı
265 kW	1.225.120 TL
235 kW	1.128,400 TL
228 kW	1.109.056 TL
206 kW	1.063.920 TL
200 kW	1.031.680 TL

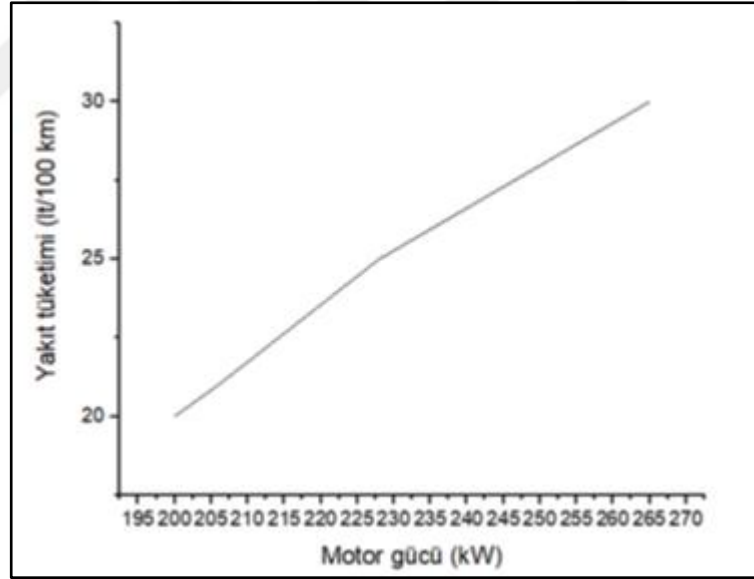
Fiyat analizini belirleyebilmek için atık ısı üretmek için kullanılan ekipmanların yatırım maliyetleri belirlenmelidir. Atık ısıda kullanılan ekipmanların ortalama yatırım maliyetleri aşağıda belirtilmiştir. Belirtilen fiyatlar Kale radyatör ve Arke enerji firmalarından temin edilmiştir.

Motor gücünden ötürü elde edilen kazançtan organik Rankine çevrimi için harcanan yatırım maliyetinin çıkarılması gerekmektedir, Bu durumda oluşan fiyat farkı yaklaşık 860000 TL’dir.

Tablo 4.2. ORC ünitesinin ekipman yatırım maliyetleri

Kondenser	Evaporatör	Türbin	Isı değiştirici (ön ısıtma)	Pompa
100 kW	250 kW	60 kW	40 kW	5 kW
Debi: 2 kg/sn	Debi: 2 kg/sn	Debi: 2 kg/sn	Debi: 2kg/sn	Debi: 2kg/sn
2000 TL	5000 TL	967.200 TL	1000 TL	1500 TL

265 kW güce sahip motordan 228kW motor gücüne sahip motor kullanıldığında yakıt tüketimde 5 litre azalma olmaktadır. Ulaşım parktan alınan verilerde şehir içi otobüs günde 300 km yol yapmaktadır dolayısıyla yıllık olarak bütünleşik sistem kullanıldığında 5475 litre daha az yakıt tüketmektedir. Şekil 4.7’de yakıt tüketimi gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Motor gücüne göre yakıt tüketimi

Yıllık olarak birleşik tasarıma sahip motor 5475 litre daha az yakıt tüketmektedir. Bugünkü mazot fiyatı dikkate alınarak hesaplama yaptığımızda 35000 TL tasarruf sağlanmaktadır. Birleşik sistem tasarlamak için oluşan 860000 TL fiyat farkı yakıt tüketimindeki kazanç dikkate alındığında 25 yılda amorti edilmektedir. Bunun nedeni özellikle türbin maliyetinin çok yüksek olmasıdır. İlerleyen teknoloji ile türbin fiyatlarının azalması ile kombine sistem cazip duruma gelebilir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Organik Rankine çevrimi çok çeşitli yerlerde enerji verimliliği için kullanılmaktadır. Özellikle düşük sıcaklıktaki atık ısı kaynağının kullanılacağı çalışmalarda ideal bir çevrim modelidir. Çevrim akışkanı olarak organik akışkanların kullanılması çevrim verimini olumlu etkilemektedir. Organik akışkanın düşük kaynama sıcaklığı sayesinde düşük sıcaklıktaki atık ısının kullanıldığı durumlarda çevrim akışkanı kızgın buhar fazına geçebilmekte böylece türbinden yüksek miktarda iş elde edilebilmektedir.

Kritik üstü basınç ile türbin gücünde artış yaşanmakta ve bu sebeple verim artışı sağlanmaktadır. Ayrıca basınç artışı ile çevrimde kullanılan organik akışkan debisinde azalmaktadır. Kritik üstü senaryoda verim artışı çok olmamakta olup sistem kurulum maliyetini arttırabilmektedir. Bu sebeple kritik basınç üzeri çalışılan durumdaki performans iyileşmesi ile sistem kurulum ve bakım maliyeti ve komponentlerin kullanım ömürleri göz önünde bulundurularak karar verilmelidir.

Kritik basınç altında çevrim akışkanı kütlesi kritik durumdaki duruma göre daha fazla olduğu için eğer organik akışkan kütle debisi ile ilgili herhangi bir sınırlama yoksa kritik altı basınçta tercih edilebilir.

En yüksek türbin gücü motor ön ısıtması yapıldığı durumda elde edilmiştir. En yüksek kütle debisine ise $P_{eva}/P_{cr}=0,5$ durumundaki senaryoda ihtiyaç duyulmaktadır.

R1234yf akışkanı için $P_{eva}/P_{cr}=0,5$ başlangıç şartında verim hesaplanamamıştır. Organik akışkanın motor ön ısıtma çıkışındaki sıcaklık kabulümüz (ısı değiştirici içinde motor soğutma suyu çıkış sıcaklığı akışkanın çıkış sıcaklığından 15 °C fazla olmalıdır kabulü) sonucunda $P_{eva}/P_{cr}=0,5$ şartlarında motor soğutma ısısı sonrasında akışkan gaz fazına geçmektedir ve türbin çıkış entalpisinden yüksek olmaktadır. Organik akışkanlar kritik üstü ve kritik altı basınçlar için her zaman uygun olmayabilir bu sebeple doğru basınç aralığının seçilmesine dikkat edilmelidir.

Araçlardaki ısı kaybının yaklaşık %30 egzozdan dışarı atıldığı bilgisi göz önünde bulundurulduğunda motor verimini arttırmak için bu atık ısının kullanılabilmesi motor performansı açısından önemli olmaktadır. Yapılan çalışmada egzoz ve motor soğutma ısısının ORC çevriminde kullanılabileceği görülmüştür. Farklı tip ORC çevrim modelleri sayesinde atık ısının hangi tip ORC çevrim modeli ve hangi tip ORC akışkanı için daha uygun olacağı konusunda fikir verilmiştir. ICE + ORC kombine sisteminde literatürde %4-15 aralığında belirtilenden verim iyileştirilmesi bu çalışma ile %20'ye kadar çıkartılabilmektedir. 265 kW motor gücünden 52 kW ilave güç üretilmiştir. Ayrıca etanol akışkanının organik Rankine çevrim verimi literatürde %20-24 aralığında iken bu çalışma kapsamında %28 değerine çıkartılabilmektedir.

Yapılan ekonomik değerlendirme ile kabul edilen başlangıç ve çalışma koşullarında atık ısı sistemi kullanılması ile 860000 TL fiyat farkı oluşmaktadır. Bu fiyat farkının oluşmasında en belirleyici maliyet türbin maliyetidir. Fakat aracın yıllık yakıt sarfiyatındaki düşüşten ötürü 33000 TL kadar yakıt maliyeti azalmaktadır ve sistem 25 yılda kendini geri ödeyebilmektedir. Bu süre dikkate alındığında mevcut haliyle cazip olmadığı, fakat gelecek yıllarda türbin maliyetlerinde ciddi bir azalma sağlanabilirse otobüs motorların da enerji geri kazanımı ORC için cazip hale gelebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Endo T., Kawajiri S., Kojima, Y., Takahashi, K., Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines, *SAE Technical*, **1**, 257, 2007.
- [2] Yang M. H., Yeh R. H., Thermo-Economic Optimization Of An Organic Rankine Cycle System For Large Marine Diesel Engine Waste Heat Recovery, *Energy*, **82**, 256-268, 2015.
- [3] Ma Z., Yang D., Guo Q., Conceptual Design And Performance Analysis Of An Exhaust Gas Waste Heat Recovery System For A 10000 TEU Container Ship, *Polish Maritime Research*, **19**, 31-38, 2012.
- [4] Bellolio S., Lemort V., Rigo P., Organic Rankine Cycle Systems For Waste Heat Recovery In Marine Applications, *International conference on shipping in changing climates*, Glasgow, Scotland, 26 Nov., 2015.
- [5] Vaja I., Gambarotta, A., Internal Combustion Engine (ICE) Bottoming With Organic Rankine Cycles (ORCs), *Energy*, **2**, 1084-1093, 2010.
- [6] Peris B., Navarro-Esbrí J., Molés F., Bottoming Organic Rankine Cycle Configurations To Increase Internal Combustion Engines Power Output From Cooling Water Waste Heat Recovery, *Applied Thermal Engineering*, **61**(2), 364-371, 2013.
- [7] Suarez S., Greig, A., Making Shipping Greener: ORC Modelling Under Realistic Operative Conditions. *Low Carbon Shipping Conference*, UCL, London, UK, 30 September 2013.
- [8] Soffiato M., Frangopoulos A. C., Manente G., Rech S., Lazzaretto A., Design Optimization of ORC Systems For Waste Heat Recovery On Board A LNG Carrier, *Energy Conversion and Management*, **92**, 523-534, 2015.
- [9] MAN Diesel and Turbo, Waste Heat Recovery System for Reduction of Fuel Consumption, *Emissions and EEDI*, Copenhagen, Denmark, December 2013.
- [10] Shu G., Li X., Tian H., Liang X., Wei H., Wang X., Alkanes As Working Fluids For High-Temperature Exhaust Heat Recovery Of Diesel Engine Using Organic Rankine Cycle, *Applied Energy*, **119**, 204-217, 2014.
- [11] Zhang T., Unsteady Analysis of a Bottoming Organic Rankine Cycle for Exhaust Heat Recovery From an Internal Combustion Engine Using Monte Carlo Simulation, *Energy conversion and management*, **124**, 357-368, 2016.

- [12] Peris B., Esbrí J. N., Molés F., Bottoming Organic Rankine Cycle Configurations to Increase Internal Combustion Engines Power Output From Cooling Water Waste Heat Recovery, *Applied Thermal Engineering*, **61**, 364-371, 2013.
- [13] Kalyan K., Srinivasan P. J., Mago S. R. K., Analysis Of Exhaust Waste Heat Recovery From A Dual Fuel Low Temperature Combustion Engine Using An Organic Rankine Cycle, *Energy*, **35**, 2387-2399, 2010.
- [14] Shu G., Wang X., Tian H., Theoretical Analysis And Comparison Of Rankine Cycle and Different Organic Rankine Cycles As Waste Heat Recovery System For A Large Gaseous Fuel Internal Combustion Engine, *Applied Thermal Engineering*, **108**, 525-537, 2016.
- [15] Shi L., Shu G., Tian H., Deng S., A Review Of Modified Organic Rankine Cycles (ORCs) for Internal Combustion Engine Waste Heat Recovery (ICE-WHR), *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **92**, 95-110, 2018.
- [16] Lu Y., Roskilly A. P., Jiang L., Yu X., Working fluid selection for a small-scale organic Rankine cycle recovering engine waste heat, *Energy Procedia*, **123**, 346-352, 2017.
- [17] Zhou F., Dede E., Joshi S., Application of Rankine Cycle to Passenger Vehicle Waste Heat Recovery - A Review, *SAE Int. J. Mater. Manf.*, **9(2)**, 224-235, 2016.
- [18] Yamaguchi T., Aoyagi Y., Osada H., Shimada K., BSFC Improvement by Diesel-Rankine Combined Cycle in the High EGR Rate and High Boosted Diesel Engine, *SAE Int. J. Engines*, **6(2)**, 1275-1286, 2013.
- [19] Shu G., Yu G., Tian H., Wei H., Simulations of a Bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) Driven by Waste Heat in a Diesel Engine (DE), *SAE Technical Paper*, **1**, 851, 2013.
- [20] Ghilvas M., Prisecaru T., Pop H., Apostol V., Pop E., Popescu G. H., Ciobanu C., Mohannad A., Alexandru A., Performance Analysis of an Organic Rankine Cycle with Different Working Fluids for Heat Recovery from an Internal Combustion Engine, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, **147**, 12147, 2016.
- [21] Cipollone R., Bianchi G., Gualtieri A., Battista D. D., Mauriello M., Fatigati F., Development of an Organic Rankine Cycle System For Exhaust Energy Recovery In Internal Combustion Engines, *J. Phys.: Conf. Ser.*, **655**, 12015, 2015.
- [22] Ringler, J., Seifert, M., Guyotot, V., Hübner, W., Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines, *SAE Int. J. Engines*, **2(1)**, 67-76, 2009.

- [23] Kulkarni K., Sood, A., Performance Analysis of Organic Rankine Cycle (ORC) for Recovering Waste Heat from a Heavy Duty Diesel Engine,*SAE Technical Paper*, **26**, 37, 2015.
- [24] Raghulnath D., Saravanan K., Mahendran J., Ranjith Kumar M., Lakshmanan P., Analysis and optimization of organic Rankine cycle for IC engine waste heat recovery system,*Materials Today: Proceedings*, **5**, 355, 2019.
- [25] Shu G., Yan N., Zhao M., Li L., Study of CO₂/Hydrocarbons Mixture as the Working Fluids for Engine Waste Heat Recovery,*SAE Technical Paper*,**1**, 49, 2018.
- [26] Bae S., Heo, H., Lee, H., Lee, D., Performance Characteristics of a Rankine Steam Cycle and Boiler for Engine Waste Heat Recovery,*SAE Technical Paper*, **28**, 55, 2011.
- [27] Cipollone, R., Di Battista, D., Perosino, A., Bettoja, F., Waste Heat Recovery by an Organic Rankine Cycle for Heavy Duty Vehicles, *SAE Technical Paper*, **1**, 234, 2016.
- [28] Arunachalam, P., Shen M., Tuner M., Tunestal P., Waste Heat Recovery from Multiple Heat Sources in a HD Truck Diesel Engine Using a Rankine Cycle - A Theoretical Evaluation,*SAE Technical Paper*,**1**, 1602, 2012.
- [29] Teng H., Klaver J., Park T., Hunter G., A Rankine Cycle System for Recovering Waste Heat from HD Diesel Engines - WHR System Development,*SAE Technical Paper*,**1**,311, 2011.
- [30] Leising C., Purohit G., DeGrey S., Finegold J., Waste Heat Recovery In Truck Engines,*SAE Technical Paper*,**79**, 2639-2648, 1978.
- [31] Patel P.,Doyle E., Compounding the Truck Diesel Engine with an Organic Rankine-Cycle System,*SAE Technical Paper*, **76**, 1-16, 1976.
- [32] Raghavan M., He Y. S., A Comparison of Automotive Waste Heat Recovery Systems, *Adv. technol. innov.*, **3**(4), 195-205, 2018.
- [33] Shu G., Zhao J., Tian H., Wei H., Theoretical Analysis of Engine Waste Heat Recovery by the Combined Thermo-Generator and Organic Rankine Cycle System,*SAE Technical Paper*, **1**, 636, 2012.
- [34] Briggs T., Wagner R., Edwards K., Curran S., A Waste Heat Recovery System for Light Duty Diesel Engines,*SAE Technical Paper*, **1**, 2205, 2010.
- [35] Rijpkema J., Andersson S., Munch K., Thermodynamic Cycle and Working Fluid Selection for Waste Heat Recovery in a Heavy Duty Diesel Engine,*SAE Technical Paper*, **1**, 1371, 2018.

- [36] Karvountzis-Kontakiotis A., Pesiridis A., Zhao H., Alshammari F., Effect Of An ORC Waste Heat Recovery System on Diesel Engine Fuel Economy for Off-Highway Vehicles, *SAE Technical Paper*, **1**, 136, 2017.
- [37] Eyidoğan M., Kılıç F. C., Kaya D., Çoban V., 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, 2016.
- [38] Hung T. C., Wang S. K., Kuo C. H., Pei B. S., Tsai K.F., A study of organic working fluids on system efficiency of an orc using low-grade energy sources, *Energy*, **35**(3), 1403-1411, 2010.
- [39] Chen H., Goswami D.Y., Stefanak E.K., A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, **14**(9), 3059-3067, 2010.
- [40] Javanshir A., Sarunac N., Thermodynamic Analysis Of A Simple Organic Rankine Cycle, *Energy*, **118**, 85-96, 2017.

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Gülyüz V., **Sarman M. C.**, Karabay H., Soğuk Akışkanlı Süpersonik Ejektörlerin Performansının İyileştirilmesi, *4th Anatolian Energy Symposium with International Participation*, Edirne, Türkiye, 18-20 Nisan, 2018.



ÖZGEÇMİŞ

1991 yılında Kocaeli’de doğdu. 24 Kasım Anadolu Lisesinden 2009 yılında mezun olmuştur. 2010 yılında lisans eğitimine başladığı Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden 2015 yılında mezun olmuştur. 2015 senesinde Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde yüksek lisans eğitimine başlamıştır. Tırsan Treyler firmasında 2016-2019 yılları arasında Ar-Ge mühendisi olarak görev almıştır. 2019 yılında başladığı Anadolu Isuzu firmasında tasarım mühendisi olarak iş hayatına devam etmektedir.

