

**KATI ATIK SAHALARINDA KULLANILAN GAZ YAKITLI GÜÇ
ÇEVİRİMİ ATIK ISISI İÇİN ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ
TASARIMI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BERKAY GÜR

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**MERSİN
HAZİRAN- 2019**

**KATI ATIK SAHALARINDA KULLANILAN GAZ YAKITLI GÜÇ
ÇEVİRİMİ ATIK ISISI İÇİN ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ
TASARIMI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BERKAY GÜR

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

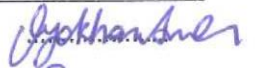


**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Gökhan ARSLAN**

**MERSİN
HAZİRAN - 2019**

ONAY

Berkay GÜR tarafından Dr. Öğr. Üyesi Gökhan ARSLAN danışmanlığında hazırlanan "Katı Atık Sahalarında Kullanılan Gaz Yakıtlı Güç Çevrimi Atık Isısı için Organik Rankine Çevrimi Tasarımı ve Termodinamik Analizi" başlıklı çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından 12/06/2019 tarihinde yapılan Tez Savunma Sınavı sonucunda oy birliği/çokluğu ile Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Görevi	Ünvanı, Adı ve Soyadı	İmza
Başkan	Dr. Öğr. Üyesi Gökhan ARSLAN	
Üye	Doç. Dr. Memduh KARA	
Üye	Doç. Dr. Osman Murat ÖZKENDİR	

Yukarıdaki Jüri kararı Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 28/06/2019 tarih ve 2019.26...../..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.



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

ETİK BEYAN

Mersin Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğinde belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada,

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlâk kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak kullandığımı,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Bu tezin herhangi bir bölümünü Mersin Üniversitesi veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı,
- Tezin tüm telif haklarını Mersin Üniversitesi'ne devrettiğimi

beyan ederim.

ETHICAL DECLARATION

This thesis is prepared in accordance with the rules specified in Mersin University Graduate Education Regulation and I declare to comply with the following conditions:

- I have obtained all the information and the documents of the thesis in accordance with the academic rules.
- I presented all the visual, auditory and written informations and results in accordance with scientific ethics.
- I refer in accordance with the norms of scientific works about the case of exploitation of others' works.
- I used all of the referred works as the references.
- I did not do any tampering in the used data.
- I did not present any part of this thesis as an another thesis at Mersin University or another university.
- I transfer all copyrights of this thesis to the Mersin University.

12 / 06 / 2019

İmza / Signature

Berkay GÜR

ÖZET

KATI ATIK SAHALARINDA KULLANILAN GAZ YAKITLI GÜÇ ÇEVİRİMİ ATIK ISISI İÇİN ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ TASARIMI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

Küresel ısınma, iklimlerin değişikliğine neden olmasından dolayı insanlığın geleceği açısından önemli bir tehdit olmaktadır. Küresel ısınmanın en önemli nedeni fosil yakıtlı kaynakların kullanılması ile doğaya salınan CO₂ miktarıdır. Her geçen gün gerek nüfus artışı gerekse sanayileşmenin artması ile enerji tüketimi artış göstermektedir. Fosil yakıt kaynaklı enerji tüketimini azaltmaya yönelik bilimsel çalışmalar hem doğaya hem de enerji ihtiyacının çoğunu ithal ettiği kaynaklar ile karşılayan Türkiye'nin ekonomisine çok büyük katkılar sağlayacaktır. Bu yöntemlerin en başında yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanarak elektrik ihtiyacının karşılanması gelmektedir. CO₂ salınımını azaltmak için yenilebilir enerji kaynaklarının kullanılmasının yanında enerjinin verimli kullanılması ve fosil yakıtlı elektrik üretim santrallerinde kojenerasyon ve trijenerasyon gibi baca gazı atık ısısından faydalanma yöntemleri kullanılmalıdır. Bu çalışmada Mersin Biyogaz Güç Santrali'nde elektrik üretiminde kullanılan gaz motorlarının baca gazı atık ısısı verileri incelendikten sonra, tolüen organik akışkanı için organik Rankine çevrimi tasarımı Matlab Refprop programında yazılan kod ile yapılmıştır. Yazılan Matlab koduyla organik Rankine çevriminde kullanılacak ısı değiştiricilerin hesaplamaları, termodinamik ve maliyet analizi yapılmıştır. Organik Rankine çevrimi ile çevrim verimi %15.63, çevrimin II. Yasa verimi %33.31, çevrimde 63.212 kWh elektrik üretilebileceği ve sistemin geri ödeme süresi yaklaşık 6 yıl 10 ay olarak hesap edilmiştir. Ardından çevrimin verim artışını sağlayacak şekilde çevrime aynı şartlarda reküperatör eklenerek sistem tasarımı ve analizleri yapılmıştır. Reküperatör eklenmiş organik Rankine çevrimi ile çevrim verimi %16.24, çevrimin II. Yasa verimi %34.61, çevrimde 65.687 kWh elektrik üretileceği ve sistemin geri ödeme süresi yaklaşık 7 yıl 3 ay olarak hesap edilmiştir. Reküperatör eklenmiş organik Rankine çevriminin ve organik Rankine çevriminin karşılaştırmaları yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Organik Rankine Çevrimi, Atık Isı Geri Kazanımı, Biyogaz Elektrik Santrali, Gaz Motoru, Çöp Gazı Yakma Teknikleri, Gövde Borulu Isı Değiştirici.

Danışman: Doktor Öğretim Üyesi Gökhan Arslan, Mersin Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Mersin.

ABSTRACT

ORGANIC RANKINE CYCLE DESIGN AND THERMODYNAMICS ANALYSIS OF GAS FUELLED WASTE HEAT USED ON SOLID WASTE FIELDS

Climate change due to global warming is threatening the future of the mankind. The major reason of global warming can be shown as the consumption of fossil fuel resources and its consequence carbon dioxide emission. The energy consumption is going uphill day by day either by population growth or by enhancing industrialization. Aiming to decrease the fossil-fuel-based energy consumption, scientific studies will surely contribute to the nature and Turkish economy, which mainly supplies its needs from fossil fuels. First of these methods is to meet the electricity needs by using renewable energy sources. In order to reduce the carbon dioxide emission renewable energy resources ought to be used, moreover efficient energy consumption and heat utilization methods from flue waste gas such as cogeneration and trigeneration play a key role in this respect. In the Mersin Bio Power Plant, the temperature and flow rate of flue waste gas from the electricity producing gas engines were firstly investigated. Afterwards the design of the Rankine cycle for toluen organic fluid was implied on Matlab Refprop throughout a written algorithm.

By the algorithm calculations of the heat exchangers, thermodynamic and cost analysis were executed. Thermal efficiency and second law efficiency of the organic Rankine cycle were found 15,63% and 33.31%, respectively. The power generation capacity was calculated at 63.212 kWh and the amortisation as approximately 6 years 10 months. Subsequently, designed and analysis of the system was performed by adding a recuperator, which insreases the efficiency and the system. System with recuperator possess 16.24% thermal efficiency, the second law has 34.61% in this cycle. The power generation capacity was calculated as 65.687 kWh and the amortisation as approximately 7 years and 3 months. As a conclusion the organic Rankine cycle versions of added recuperator and without recuperator were compared.

Keywords: Organic Rankine Cycle, Waste Gas Recovery, Biogas Power Plant, Gas Engine, Landfill Gas Incineration Techniques, Shell Tube Heat Exchanger.

Advisor: Dr. Gökhan Arslan, Mechanical Engineering Department of University of Mersin, Mersin.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez konusunun planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, bilgi birikimi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren danışmanım değerli Doktor Öğretim Üyesi Gökhan ARSLAN hocama sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Sevgili aileme maddi ve manevi yardımlarını esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇ KAPAK	i
ONAY	ii
ETİK BEYAN	iii
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
TABLolar DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
KISALTMALAR ve SİMGELER	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMALARI	2
3. MATERYAL ve YÖNTEM	7
3.1. Çöp Gazı	7
3.2. Biyogaz Güç Santrali	7
3.2.1. Chiller Ünitesi	8
3.2.2. Desülfürizasyon Tankı	9
3.2.3. Booster Ünitesi	9
3.2.4. Flare	9
3.2.5. Gaz Motoru	10
3.2.6. Baca Gazı	11
3.3. Organik Rankine Çevrimi (ORC)	12
3.3.1. Normal Organik Rankine Çevrimi (ORC)	13
3.3.2. Reküpratörlü Organik Rankine Çevrimi (R-ORC)	15
3.3.3. İdeal, Gerçek ve Tersinir İş	18
3.3.4. Organik Rankine Çevriminde Kullanılan Akışkanlar	26
3.3.5. Organik Rankine Çevriminde İş Akışkanı Belirlenmesi	26
3.3.6. Organik Akışkanların Su ile Karşılaştırılması	28
3.4. Gövde Borulu Isı Değiştirici	29
3.4.1. Gövde Borulu Isı Değiştiricide Isıl Hesapları	30
3.4.1.1. Toplam Isı Geçiş Katsayısı	32
3.4.1.2. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı	34
3.4.1.2.1. Paralel ve Karşıt Akış Düzenlemeler İçin Logaritmik Sıcaklık Farkı	34
3.4.2. Gövde Borulu Isı Değiştiricide Tasarım Hesapları	37
3.4.2.1. Boru Demeti Düzenlemesi	37
3.4.2.2. Boru Demeti Çapı ve Gövde Çapı	39
3.4.3. Toplam Isı Taşınım Katsayısı	41
3.4.3.1. Boru Tarafı Isı Taşınım Katsayısı	41
3.4.3.2. Boru Tarafı Akışkanı Kaynama Durumunda Isı Taşınım Katsayısı	43
3.4.3.3. Boru Tarafı Akışkanı Yoğuşma Durumunda Isı Taşınım Katsayısı	45
3.4.3.4. Gövde Tarafı Isı Taşınım Katsayısı	46
3.4.3.4.1. Kern Yöntemi ile Gövde Tarafındaki Isı Taşınım Katsayısı	47
3.4.4. Isı Değiştirici Yüzey Alanı ve Boru Boyu	51
3.4.5. Maliyet Hesabı	52
3.4.5.1. Pompa Maliyet Hesabı	52
3.4.5.2. Türbin Maliyet Hesabı	54
3.4.5.3. Isı Değiştirici Maliyet Hesabı	55
3.4.5.4. Diğer Ekipmanların Maliyet Hesabı ve Tüm Ekipmanların Maliyet Hesabı	57
3.4.5.5. İşçilik Maliyet Hesabı	57
3.4.5.6. Toplam Yatırım Maliyeti	57
3.4.5.7. Sistemin Yıllık Giderleri	58

	Sayfa
3.4.5.7.1. Yıllık İşletme ve Bakım Maliyeti	58
3.4.5.7.2. Yıllık Sigorta Maliyeti	58
3.4.5.8. Sistemin Toplam Maliyet Hesabı	58
3.4.5.9. Yıllık Elektrik Üretim Maliyeti Hesabı	59
3.4.5.10. Sistemin Geri Ödeme Süresi Hesabı	59
4. BULGULAR ve TARTIŞMA	60
4.1. Organik Rankine Çevrimi (ORC) Tasarımı	60
4.1.1. ORC'de Buharlaştırıcı Hesapları	62
4.1.1.1. ORC'nin Sıcak Kaynağı Baca Gazının Değerleri	63
4.1.1.2. ORC'ye Giren Isı Hesabı	63
4.1.1.3. ORC'de Akışkan Debisi Hesabı	63
4.1.1.4. ORC'de Tolüenin Buharlaştırıcıda Gerçekleştirdiği Faz Değişimi	64
4.1.1.5. ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Ön Boyutlandırma Hesabı	65
4.1.1.6. ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Toplam Yüzey Alanı Hesabı	66
4.1.2. ORC'de Yoğuşturucu Hesapları	73
4.1.2.1. ORC'nin Soğutucu Kaynağı Suyun Değerleri	74
4.1.2.2. ORC'ye Çıkan Isı Hesabı	74
4.1.2.3. ORC'de Soğutucu Kaynağı Su Debisinin Hesabı	75
4.1.2.4. ORC'de Tolüenin Yoğuşturucuda Gerçekleştirdiği Faz Değişimi	75
4.1.2.5. ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Ön Boyutlandırma Hesabı	76
4.1.2.6. ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Toplam Yüzey Alanı Hesabı	77
4.1.3. ORC II Yasa Ekserji Hesabı	84
4.1.3.1. ORC Pompa Ekserji Hesabı	84
4.1.3.2. ORC Türbin Ekserji Hesabı	84
4.1.3.3. ORC Buharlaştırıcı Ekserji Hesabı	84
4.1.3.4. ORC Yoğuşturucu Ekserji Hesabı	85
4.1.3.5. ORC Sistem Ekserji Hesabı	85
4.1.4. ORC Maliyet Hesabı	86
4.1.4.1. ORC'de Pompa Maliyet Hesabı	86
4.1.4.2. ORC'de Türbin Maliyet Hesabı	86
4.1.4.3. ORC'de Isı Değiştirici Maliyet Hesabı	86
4.1.4.3.1. ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Maliyet Hesabı	86
4.1.4.3.2. ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Maliyet Hesabı	87
4.1.4.4. ORC'de Diğer Ekipmanların Maliyet Hesabı	87
4.1.4.5. ORC'de İşçilik Maliyeti Hesabı	87
4.1.4.6. ORC'de Toplam Yatırım Maliyeti Hesabı	87
4.1.4.7. ORC Sisteminin Yıllık Giderleri	87
4.1.4.8. ORC Sisteminin Toplam Maliyet Hesabı	87
4.1.4.9. ORC'de Üretilen Yıllık Elektrik Maliyeti Hesabı	88
4.1.4.10. ORC Sisteminin Geri Ödeme Süresi Hesabı	88
4.2. Reküperatörlü Organik Rankine Çevrimi (R-ORC) Tasarımı	88
4.2.1. R-ORC'de Buharlaştırıcı Hesabı	91
4.2.1.1. R-ORC'nin Sıcak Kaynağı Baca Gazının Değerleri	92
4.2.1.2. R-ORC'ye Giren Isı Hesabı	92
4.2.1.3. R-ORC'de Akışkan Debisi Hesabı	92
4.2.1.4. R-ORC'de Tolüenin Buharlaştırıcıda Gerçekleştirdiği Faz Değişimi	93
4.2.1.5. R-ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Ön Boyutlandırma Hesabı	94
4.2.1.6. R-ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Toplam Yüzey Alanı Hesabı	95
4.2.2. R-ORC'de Yoğuşturucu Hesapları	101
4.2.2.1. R-ORC'nin Soğutucu Kaynağı Suyun Değerleri	102
4.2.2.2. R-ORC'ye Çıkan Isı Hesabı	102
4.2.2.3. R-ORC'de Soğutucu Kaynağı Su Debisinin Hesabı	102
4.2.2.4. R-ORC'de Tolüenin Yoğuşturucuda Gerçekleştirdiği Faz Değişimi	102

	Sayfa
4.2.2.5. R-ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Ön Boyutlandırma Hesabı	103
4.2.2.6. R-ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Toplam Yüzey Alanı Hesabı	104
4.2.3. R-ORC Reküperatör Hesabı	110
4.2.3.1. R-ORC'de Reküperatördeki Sıcak ve Soğuk Akışkan Değerleri	111
4.2.3.2. R-ORC'de Reküperatörde Gerçekleşen Çıkan ve Giren Isı Hesabı	112
4.2.3.3. R-ORC'de Reküperatör Isı Değiştirici Ön Boyutlandırma Hesabı	112
4.2.3.4. R-ORC'de Reküperatör Isı Değiştirici Toplam Yüzey Alanı Hesabı	113
4.2.4. R-ORC II Yasa Ekserji Hesabı	115
4.2.4.1. R-ORC Pompa Ekserji Hesabı	115
4.2.4.2. R-ORC Türbin Ekserji Hesabı	116
4.2.4.3. R-ORC Buharlaştırıcı Ekserji Hesabı	116
4.2.4.4. R-ORC Yoğuşturucu Ekserji Hesabı	116
4.2.4.5. R-ORC Reküperatör Ekserji Hesabı	117
4.2.4.6. R-ORC Sistem Ekserji Hesabı	117
4.2.5. R-ORC Maliyet Hesabı	117
4.2.5.1. R-ORC'de Pompa Maliyet Hesabı	117
4.2.5.2. R-ORC'de Türbin Maliyet Hesabı	118
4.2.5.3. R-ORC'de Isı Değiştirici Maliyet Hesabı	118
4.2.5.3.1. R-ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Maliyet Hesabı	118
4.2.5.3.2. R-ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Maliyet Hesabı	118
4.2.5.3.3. R-ORC'de Reküperatör Isı Değiştirici Maliyet Hesabı	118
4.2.5.4. R-ORC'de Diğer Ekipmanların Maliyet Hesabı	119
4.2.5.5. R-ORC'de İşçilik Maliyeti Hesabı	119
4.2.5.6. R-ORC'de Toplam Yatırım Maliyeti Hesabı	119
4.2.5.7. R-ORC Sisteminin Yıllık Giderleri	119
4.2.5.8. R-ORC Sisteminin Toplam Maliyet Hesabı	119
4.2.5.9. R-ORC'de Üretilen Yıllık Elektrik Maliyeti Hesabı	120
4.2.5.10. R-ORC Sisteminin Geri Ödeme Süresi Hesabı	120
4.3. ORC ve R-ORC Karşılaştırması	120
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	123
5.1. Sonuçlar	123
KAYNAKLAR	124
EKLER	127
ÖZGEÇMİŞ	144

TABLolar DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 3.1. HGM 560 gaz motorunun çalışma değerleri	9
Tablo 3.2. Organik Rankine çevriminde kullanılan akışkanlar	28
Tablo 3.3. Bazı akışkanların kirlilik faktörleri, R_f ($m^2x^\circ C/W$)	33
Tablo 3.4. Eşitlik no20'de C ve n katsayıları	40
Tablo 3.5. Çeşitli akışkanlara bağlı F_k değerleri	44
Tablo 4.1. Tolüenin ORC'de noktalardaki termodinamik özellikleri	62
Tablo 4.2. ORC'de baca gazı termodinamik özellikleri	63
Tablo 4.3. ORC'de yapılan işler	64
Tablo 4.4. ORC'de buharlaştırıcı ısı değiştirici değerleri	66
Tablo 4.5. ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı 1 ve 2 noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri	67
Tablo 4.6. ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri	67
Tablo 4.7. ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı 1 ve 2 noktalarında gövde tarafı baca gazının değerleri	67
Tablo 4.8. ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri	68
Tablo 4.9. ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazın ısı dirençleri	68
Tablo 4.10. ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu	68
Tablo 4.11. ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı 3 ve 4 noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri	69
Tablo 4.12. ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri	69
Tablo 4.13. ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı 3 ve 4 noktalarında gövde tarafı baca gazının değerleri	70
Tablo 4.14. ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri	70
Tablo 4.15. ORC'de buharlaştırıcı buhar fazın ısı dirençleri	70
Tablo 4.16. ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu	71
Tablo 4.17. ORC'de buharlaştırıcı iki faz boru tarafı ısı taşınım değerleri	71
Tablo 4.18. ORC'de buharlaştırıcı iki faz 2 ve 3 noktalarında gövde tarafı baca gazının değerleri	72
Tablo 4.19. ORC'de buharlaştırıcı iki faz gövde tarafı ısı taşınım değerleri	72
Tablo 4.20. ORC'de buharlaştırıcı iki fazın ısı dirençleri	72
Tablo 4.21. ORC'de buharlaştırıcı iki fazın toplam yüzey alanı ve boru boyu	73
Tablo 4.22. ORC'de buharlaştırıcı toplam yüzey alanı ve boru boyu	73
Tablo 4.23. ORC'de su termodinamik özellikleri	74
Tablo 4.24. ORC'de yoğunlaştırıcı ısı değiştirici değerleri	77
Tablo 4.25. ORC'de yoğunlaştırıcı buhar fazı 4y ve 3y noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri	77
Tablo 4.26. ORC'de yoğunlaştırıcı buhar fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri	78
Tablo 4.27. ORC'de yoğunlaştırıcı buhar fazı 4y ve 3y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri	78
Tablo 4.28. ORC'de yoğunlaştırıcı buhar fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri	79
Tablo 4.29. ORC'de yoğunlaştırıcı buhar fazın ısı dirençleri	79
Tablo 4.30. ORC'de yoğunlaştırıcı buhar fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu	79
Tablo 4.31. ORC'de yoğunlaştırıcı sıvı fazı 2y ve 1y noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri	80
Tablo 4.32. ORC'de yoğunlaştırıcı sıvı fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri	80
Tablo 4.33. ORC'de yoğunlaştırıcı sıvı fazı 2y ve 1y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri	80
Tablo 4.34. ORC'de yoğunlaştırıcı sıvı fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri	81
Tablo 4.35. ORC'de yoğunlaştırıcı sıvı fazın ısı dirençleri	81
Tablo 4.36. ORC'de yoğunlaştırıcı sıvı fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu	81
Tablo 4.37. ORC'de yoğunlaştırıcı iki faz boru tarafı ısı taşınım değerleri	82

	Sayfa
Tablo 4.38. ORC'de yoğuşturucu iki faz 3y ve 2y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri	82
Tablo 4.39. ORC'de yoğuşturucu iki faz gövde tarafı ısı taşınım değerleri	82
Tablo 4.40. ORC'de yoğuşturucu iki fazın ısı dirençleri	83
Tablo 4.41. ORC'de yoğuşturucu iki fazın toplam yüzey alanı ve boru boyu	83
Tablo 4.42. ORC'de yoğuşturucu toplam yüzey alanı ve boru boyu	84
Tablo 4.43. ORC pompa ekserji analizi	84
Tablo 4.44. ORC türbin ekserji analizi	84
Tablo 4.45. ORC buharlaştırıcı ekserji analizi	85
Tablo 4.46. ORC yoğuşturucu ekserji analizi	85
Tablo 4.47. ORC sistemin ekserji analizi	85
Tablo 4.48. Tolüenin R-ORC'de noktalardaki termodinamik özellikleri	91
Tablo 4.49. R-ORC'de baca gazı termodinamik özellikleri	92
Tablo 4.50. R-ORC'de yapılan işler	92
Tablo 4.51. R-ORC'de buharlaştırıcı ısı değiştirici değerleri	94
Tablo 4.52. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı 1 ve 2 noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri	95
Tablo 4.53. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri	95
Tablo 4.54. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı 1 ve 2 noktalarında gövde tarafı baca gazının değerleri	95
Tablo 4.55. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri	96
Tablo 4.56. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazın ısı dirençleri	96
Tablo 4.57. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu	96
Tablo 4.58. R-ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı 3 ve 4 noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri	97
Tablo 4.59. R-ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri	97
Tablo 4.60. R-ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı 3 ve 4 noktalarında gövde tarafı baca gazının değerleri	97
Tablo 4.61. R-ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri	98
Tablo 4.62. R-ORC'de buharlaştırıcı buhar fazın ısı dirençleri	98
Tablo 4.63. R-ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu	98
Tablo 4.64. R-ORC'de buharlaştırıcı iki faz boru tarafı ısı taşınım değerleri	99
Tablo 4.65. R-ORC'de buharlaştırıcı iki faz 2 ve 3 noktalarında gövde tarafı baca gazının değerleri	99
Tablo 4.66. R-ORC'de buharlaştırıcı iki faz gövde tarafı ısı taşınım değerleri	100
Tablo 4.67. R-ORC'de buharlaştırıcı iki fazın ısı dirençleri	100
Tablo 4.68. R-ORC'de buharlaştırıcı iki fazın toplam yüzey alanı ve boru boyu	100
Tablo 4.69. R-ORC'de buharlaştırıcı toplam yüzey alanı ve boru boyu	101
Tablo 4.70. R-ORC'de su termodinamik özellikleri	102
Tablo 4.71. R-ORC'de yoğuşturucu ısı değiştirici değerleri	104
Tablo 4.72. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazı 4y ve 3y noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri	104
Tablo 4.73. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri	104
Tablo 4.74. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazı 4y ve 3y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri	105
Tablo 4.75. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri	105
Tablo 4.76. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazın ısı dirençleri	106
Tablo 4.77. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu	106
Tablo 4.78. R-ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı 2y ve 1y noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri	106
Tablo 4.79. R-ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri	107
Tablo 4.80. R-ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı 2y ve 1y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri	107

	Sayfa
Tablo 4.81. R-ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri	107
Tablo 4.82. R-ORC'de yoğuşturucu sıvı fazın ısı dirençleri	108
Tablo 4.83. R-ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu	108
Tablo 4.84. R-ORC'de yoğuşturucu iki faz boru tarafı ısı taşınım değerleri	108
Tablo 4.85. R-ORC'de yoğuşturucu iki faz 3y ve 2y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri	109
Tablo 4.86. R-ORC'de yoğuşturucu iki faz gövde tarafı ısı taşınım değerleri	109
Tablo 4.87. R-ORC'de yoğuşturucu iki fazın ısı dirençleri	109
Tablo 4.88. R-ORC'de yoğuşturucu iki fazın toplam yüzey alanı ve boru boyu	110
Tablo 4.89. R-ORC'de yoğuşturucu toplam yüzey alanı ve boru boyu	110
Tablo 4.90. R-ORC'de reküperatör soğuk akışkanın termodinamik zellikleri	111
Tablo 4.91. R-ORC'de reküperatör sıcak akışkanın termodinamik zellikleri	112
Tablo 4.92. R-ORC'de reküperatör ısı değiştirici değerleri	113
Tablo 4.93. R-ORC'de reküperatör boru akışkanı tolüenin ısı taşınım değerleri	114
Tablo 4.94. R-ORC'de reküperatör gövde akışkanı tolüenin ısı taşınım değerleri	114
Tablo 4.95. R-ORC'de reküperatör ısı dirençleri	114
Tablo 4.96. R-ORC'de reküperatör toplam yüzey alanı ve boru boyu	115
Tablo 4.97. R-ORC'de reküperatör ısı değiştirici toplam yüzey alanı ve boru boyu	115
Tablo 4.98. R-ORC'de pompa ekserji analizi	115
Tablo 4.99. R-ORC'de türbine ekserji analizi	116
Tablo 4.100. R-ORC buharlaştırıcı ekserji analizi	116
Tablo 4.101. R-ORC yoğuşturucu ekserji analizi	116
Tablo 4.102. R-ORC reküperatör ekserji analizi	117
Tablo 4.103. R-ORC sistemin ekserji analizi	117

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Mersin Biyokütle Elektrik Üretim Santrali'nin şeması	7
Şekil 3.2. Organik Rankine çevrimi basit çalışma prensibi	12
Şekil 3.3. Organik Rankine çevriminin T-s diyagramı	12
Şekil 3.4. Reküperatörlü organik Rankine çevrimi basit çalışma prensibi	14
Şekil 3.5. Reküperatörlü organik Rankine çevrimi T-s diyagramı	15
Şekil 3.6. Baca gazına eklenmiş organik Rankine çevrimi şeması	18
Şekil 3.7. Baca gazına eklenmiş organik Rankine çevrimi tolüen T-s diyagramı	19
Şekil 3.8. Baca gazına eklenmiş reküperatörlü organik Rankine çevrimi şeması	24
Şekil 3.9. Baca gazına eklenmiş reküperatörlü organik Rankine çevrimi tolüen T-s diyagramı	25
Şekil 3.10. ORC akışkanların doymuş buhar eğrisine göre T-s diyagramları	28
Şekil 3.11. ORC akışkanların ve suyun T-s diyagramı	29
Şekil 3.12. Gövde borulu ısı değiştirici prensip şeması	30
Şekil 3.13. Gövde borulu ısı değiştiricide akışın şematik gösterimi	31
Şekil 3.14. Tek geçişli bir ısı değiştiricide ısı değiştirici boyunca sıcaklık dağılımı a) ters akış düzenlemesinde sıcaklık profili, b) paralel akış düzenlemesinde sıcaklık profili	35
Şekil 3.15. Paralel akışlı ısı değiştirici ve sıcaklık dağılımı	37
Şekil 3.16. Ters akışlı ısı değiştirici ve sıcaklık dağılımı	39
Şekil 3.17. Boru demeti düzenlemeleri	39
Şekil 3.18. Gövde ile boru demeti arasında bırakılacak boşluk (D_b)	41
Şekil 3.19. Çeşitli kesitli borularda tam gelişmiş akış için Nusselt sayısı	43
Şekil 3.20. Şaşırtma levhalı gövde borulu ısı değiştiricilerde gövde tarafındaki akış	47
Şekil 3.21. Kern yöntemi için boyutsuz ısı çarpan grafiği	49
Şekil 3.22. Gövde borulu ısı değiştiricilerde geçiş kesiti	50
Şekil 3.23. Pompa kapasitesi – maliyet fiyatı grafiği	53
Şekil 3.24. Türbin kapasitesi – maliyet fiyatı grafiği	54
Şekil 3.25. Isı değiştirici toplam yüzey alanı – maliyet fiyatı grafiği	56
Şekil 4.1. Baca gazı ve ORC buharlaştırıcı ısı dağılımı	60
Şekil 4.2. ORC akışkanı tolüen T-s diyagramı	61
Şekil 4.3. ORC'de buharlaştırıcı tarafı T-s diyagramı	62
Şekil 4.4. ORC'de tolüenin buharlaştırıcıda gerçekleştirdiği faz değişimi T-s diyagramı	65
Şekil 4.5. Döndürülmüş üçgen boru demeti dizilişi	66
Şekil 4.6. ORC'de yoğunlaştırıcı tarafı T-s diyagramı	74
Şekil 4.7. ORC'de tolüenin yoğunlaştırıcıda gerçekleştirdiği faz değişimi T-s diyagramı	76
Şekil 4.8. Baca gazı ve R-ORC buharlaştırıcı ısı dağılımı	89
Şekil 4.9. R-ORC akışkanı tolüen T-s diyagramı	90
Şekil 4.10. R-ORC'de buharlaştırıcı tarafı T-s diyagramı	91
Şekil 4.11. R-ORC'de tolüenin buharlaştırıcıda gerçekleştirdiği faz değişimi T-s diyagramı	93
Şekil 4.12. R-ORC'de yoğunlaştırıcı tarafı T-s diyagramı	101
Şekil 4.13. R-ORC'de tolüenin yoğunlaştırıcıda gerçekleştirdiği faz değişimi T-s diyagramı	103
Şekil 4.14. R-ORC'de reküperatör tarafı T-s diyagramı	111
Şekil 4.15. ORC ve R-ORC buharlaştırıcı boylarının karşılaştırılması	120
Şekil 4.16. ORC ve R-ORC yoğunlaştırıcı boylarının karşılaştırılması	121
Şekil 4.17. ORC ve R-ORC ekserji kayıplarının karşılaştırılması	121
Şekil 4.18. ORC ve R-ORC II. Yasa verimlerinin karşılaştırılması	122
Şekil 4.19. ORC ve R-ORC yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması	122

KISALTMALAR ve SİMGELER

Kısaltma/Simge	Tanım
A_s	Serbest geçiş kesiti
B_o	Kaynama sayısı
BKM	Buharlaştırıcı kurulum maliyeti
C	Isıl kapasite
CHP	Combined heat and power (Birleşik ısı ve güç)
C_o	Konveksiyon sayısı
D	Boru dış çapı
D_b	Gövde ile boru demeti arasında bırakılacak boşluk
DBT	Doymuş buhar tolüen
$D_{çdç}$	Boruları çevreleyen daire çapı
D_{demet}	Boru demeti çapı
D_e	Eşdeğer çap
DEM	Diğer ekipmanların maliyeti
D_g	Gövde çapı
D_{gi}	Gövde iç çapı
D_{ht}	Hidrolik çap
DST	Doymuş sıvı tolüen
D_t	Boru iç çapı
e	Şaşırtma levhaları arası uzaklık
F_K	Sıvıya bağlı değer
Fr	Froude sayısı
g	Enflasyon
G	Kütleli akı
GÖS	Geri ödeme süresi
h	Isı taşınım katsayısı
ICE	Internal Combustion Engine (İçten yanmalı motor)
IDM	Isı değiştirici maliyeti
IDKM	Isı değiştirici kurulum maliyeti
IDKM-B	Buharlaştırıcı ısı değiştirici kurulum maliyeti
IDKM-Y	Yoğuşturucu ısı değiştirici kurulum maliyeti
IDKM-R	Rekuperatör ısı değiştirici kurulum maliyeti
İ	Faiz
İF	İki faz
i'	Faiz ve enflasyona bağlı katsayı
İM	İşçilik maliyeti
$J_{h,K}$	Kern yönteminde boyutsuz ısıl çarpan
KBT	Kızgın buhar tolüen
KF	Kurulum faktörü
L	Sistemin çalışma ömrü
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
M_f	Elektrik üretimi birim fiyatı
MF	Modül faktörü
n_b	Bir geçişteki boru sayısı
n_g	Geçiş sayısı
n_{saat}	Sistemin bir günde çalışma saati
n_t	Toplam boru sayısı
ORC	Organik Rankine çevrimi
PKM	Pompa kurulum maliyeti
PM	Pompa maliyeti
ppm	Parts per million
q''	Isı akısı

Kısaltma/Simge	Tanım
R-ORC	Rekuperatörlü organik Rankine çevrimi
RKM	Rekuperatör kurulum maliyeti
s ₁	Sıcak
slk	Şaşırtma levhası kesmesi
so	Soğuk
S _d	Boru adımı mesafesi
S ₁	Akışa dik boru adımı mesafesi
SST	Sıkıştırılmış sıvı tolüen
S _t	Akışa paralel boru adımı mesafesi
STM	Sistemin toplam maliyeti
ŞDF	Şimdiki değer faktörü
t	Boru et kalınlığı
TBS	Termoelektrik baca sistemi
TEKM	Tüm ekipmanların kurulum maliyeti
TEMA	Tubuler Exchanger Manufacturers Association
TKM	Türbin kurulum maliyeti
TM	Türbin Maliyeti
TYM	Toplam yatırım maliyet
YİBM	Yıllık işletme ve bakım maliyeti
YKM	Yoğuşturucu kurulum maliyeti
YSM	Yıllık sigorta maliyeti
YÜM	Yıllık üretim maliyeti
x	Kuruluk derecesi

1. GİRİŞ

Dünya üzerinde nüfusun artması ve teknolojinin gelişmesine bağlı olarak sanayi endüstrisinin artması sonucunda gereken enerji ihtiyacı günden güne artmaktadır. Gerekli olan bu enerji ihtiyacı geçmiş yıllarda, teknolojinin yeterince gelişmemiş olması ve kolay ulaşılabiliyor olmasından dolayı fosil yakıtlı enerji kaynaklarını kullanmaya yönlendirmiştir. Enerji ihtiyacının artması ile doğru orantılı olarak kaynak ihtiyacında da artım olmaktadır. Mevcut fosil yakıt kaynaklarının belirli bir ömrü olmasından dolayı artan enerji ihtiyacını karşılayabilmek için yakın zamanda biteceği öngörülmektedir. Fosil yakıtların kullanılmasının neden olduğu çevre kirliliğindeki artışı azaltmak için fosil yakıt kullanımını azaltmak gerekmektedir. Günümüzde gelişen teknoloji ile çevreye zararı en az seviyede olan yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmaya başlanmıştır. Yenilenebilir enerji kaynakları kullanılıyor olmasına rağmen fosil yakıtlı enerji kaynaklarına olan ihtiyacımızda fazla bir azalma olmamıştır.

Yenilenebilir enerji kaynakları içerisinde biyogaz kaynakları da girmektedir. Biyogaz tesislerinde elektrik üretimi yapılırken biyogaz yakma teknolojileri kullanılmaktadır. Bu tesislerde yakma işlemi yapıldığı için yüksek sıcaklıkta atık baca gazı oluşmaktadır. Oluşan baca gazı, fosil yakıt kaynaklarında olduğu gibi çevre kirliliğine neden olmaktadır. Bu tesisler ile üretilen enerjiyi karşılayabilmek için yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını arttırmak kadar tesislerdeki verimi arttırmakta önemlidir.

Bu çalışmada Mersin Katı Atık Bertaraf Tesisinde bulunan Mersin Biyogaz Güç Santrali'nde kullanılan içten yanmalı gaz motorlarında oluşan baca gazı atık ısısından, organik akışkanlı Rankine çevrimi kullanılarak faydalanılacaktır. Baca gazı atık ısısının kullanılacağı sistemin verimini arttırmak için organik Rankine çevrimi ve reküperatörlü organik Rankine çevrimi tasarımı yapılarak karşılaştırmaları yapılacaktır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMALARI

1991 yılında Haydar Aras 'Doğalgaz Yakan Sistemlerde Baca Gazından Isı Geri Kazanımı' adlı yüksek lisans tezinde, yakıt olarak doğalgaz kullanılan sistemlerin baca gazlarının kullanılarak kazan ön yakma havasının ısıtılması ve sıcak su temini için bir reküperatör tasarımı yapmıştır. Çalışmasında, reküperatör tasarımı için hesap yöntemlerini göstermiş ve örnek bir vaka çalışması yapmıştır. Reküperatörü teknik ve ekonomik açılarından karşılaştırmıştır. Çalışma sonucunda, kazan veriminin %92'den %99'a yükseleceğini, reküperatör kullanımı sonucu $5\text{Nm}^3/\text{h}$ yakıt tasarrufu sağlayacağını ve yakıt tasarrufu sağlanabileceğini göstermiştir [1].

1992 yılında Reşat Selbaş 'Atık Isı Enerjisinden Yararlanma Yöntemleri ve Uygulamaları' adlı yüksek lisans tezinde, atık ısı geri kazanım yöntemleri incelenmiş ve atık ısı geri kazanım cihazlarının çeşitleri ve özellikleri gösterilmiştir. Atık ısı geri kazanımında kullanılan ekipmanlar birbiri ile karşılaştırılmış ve kullanılabilirlikleri değerlendirilmiştir. Çalışmasında vaka olarak, bir klima santraline eklenen ısı tekerleği uygulaması incelenmiştir. Isı tekerleği için termal enerji hesaplamaları yapılmış, sistemin maliyeti ve geri ödeme süresi hesaplanmıştır [2].

1999 yılında R. Tuğrul Oğulata ve Füsün Doba Kadem 'Second Law and Experimental Analysis of A Cross-Flow Heat Exchanger' adlı makalelerinde, atık ısı geri kazanım sistemlerinde verimli kullanılmaları nedeniyle, çapraz akımlı levhalı tip ısı değiştiricisi incelemiş ve bu amaçla bir ısı geri kazanım sistemi geliştirmişlerdir. İmal edilen ısı değiştirici uygun bir deney düzeneği ile test edilmiş ve sıcaklık, hava hızı ve sistemdeki basınç kayıpları ölçülmüş, sistemin etkinliğin belirlenmiştir [3].

2006 yılında Aslı Tarakçıoğlu 'Sanayide Atık Isıdan Yararlanma Yöntemleri' adlı yüksek lisans tezinde, atık ısıdan enerji geri kazanım yöntemleri, yöntemlerin sanayide kullanım alternatifleri ve emsal olarak seçilmiş tesislerin atık ısı geri kazanım faydalanma süreçleri araştırılmış, sistemin verimliliğini arttırmaya yönelik öneriler ortaya konmuştur. Atık ısı enerjisinin geri kazanılmasında kullanılan farklı tipteki ısı değiştiricileri tanıtarak tüm yönleriyle karşılaştırılmıştır. Bunun yanı sıra atık ısının geri kazanımıyla elde edilen enerjiden sanayide faydalanma alanları incelenerek verimlilik ve uygulanabilirlik alanları açıklanmıştır. Örnek işletme olarak Şişecam Otoproduktör Grubu enerji santrallerindeki enerji maliyetlerini en aza indirmek için atık ısı geri kazanım sistemleri uygulanmıştır [4].

2007 yılında Hettiarachchi ve diğerleri, 'Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources' adlı makalelerinde, düşük sıcaklıklı jeotermal ısı kaynakları için kullanılabilen ORC çevrimleri için en uygun tasarım kriterlerini çalışmışlardır. Toplam ısı değiştirici yüzey alanının net güce oranının amaç fonksiyonu olarak kullanıldığı çalışmada; çevrim akışkanının seçiminin, amaç fonksiyonunu kayda değer oranlarda

etkilediği görülmüştür. Ayrıca yapılan ekserji hesaplamalarında, amonyak kullanılan çevrimin diğer akışkanlardan daha iyi sonuçlar verdiği anlaşılmıştır [5].

2010 yılında Lakew ve Bolland, 'Working fluids for low-temperature heat source' adlı makalelerinde, düşük sıcaklıklı ısı kaynakları için farklı çalışma akışkanlarının performanslarını kritik-altı şartlarında basit bir ORC çevrimi için incelemişlerdir. R134a, R123, R227ea, R245fa, R290 ve n-pentan akışkanlarının iş akışkanı olarak kullanıldığı ORC çevrimi için yapılan hesaplamaların sonunda; 80 °C - 160 °C aralığındaki ısı kaynakları için R227ea'nın ve 160 °C - 200 °C aralığındaki ısı kaynakları için R245fa'nın en iyi sistem performansını verdiği görülmüştür [6].

2012 yılında Daniela Gewald ve Konstantinos Siokos, 'Waste Heat Recovery From A Landfill Gas-Fired Power Plant' adlı makalelerinde, Atina (Yunanistan) Ano Liosia ilçesinde bulunan çöp sahasında oluşan metan gazından elektrik üretimi yapılan tesisi ele alarak 2 farklı ısı geri kazanım sisteminin termodinamik ve ekonomik analizini yapmışlardır. 6000 ton/gün katı atık gelen çöp sahasından oluşan metan ile 15 adet gaz motorunun bulunduğu 23.5 MW kapasiteli tesisten elektrik üretimi yapılmaktadır. Bu tesiste oluşan atık ısıdan su/buhar çevrimli ısı geri kazanımı ve organik Rankine çevrimli ısı geri kazanımı sistemleri incelenmiştir. Bu iki ısı geri kazanım sisteminin, termodinamik sistem simülasyonu ve sistem maliyetleri incelenerek avantaj ve dezavantajları değerlendirilmiştir. En verimli ve düşük maliyetli ısı geri kazanımından elektrik üretimi sistemi tartışılmıştır [7].

2012 yılında Algieri ve Morrone, 'Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical Organik Rankine Cycle (ORC) a biomass application in the Sibari district' adlı makalelerinde, Siberi bölgesindeki bir biyokütle enerji santrali için tasarlanan yüksek sıcaklıklı ORC çevriminin kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında enerji analizlerini kıyaslamışlardır. Rejeneratörün çevrime etkisinin de incelendiği çalışma sonucunda, yüksek sıcaklığın ve rejeneratör kullanımının çevrim performansı üzerine kayda değer etkisinin olduğu görülmüştür [8].

2012 yılında Qiu ve diğerleri, 'Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications' adlı makalelerinde, deneysel olarak biyokütle ısı kaynaklı bir mikro-CHP motoruna ORC çevrimini asiste etmişlerdir. 50 kWth kapasitedeki mikro-CHP motoru için yapılan analizler sonucunda toplam 861 W elektrik üretiminin ve 47.26 kWth ısının üretilmesinin mümkün olduğunu görmüşlerdir. Bununla birlikte, elektrik üretim verimliliği ve CHP verimliliğini de sırasıyla %1.41 ve %78.69 olarak hesaplamışlardır [9].

2012 yılında Selimli 'Endüstriyel Tav Fırını İçin Reküperatör Tasarımı' adlı yüksek lisans tezinde, özel bir tesisin tav fırınında, yakıt optimizasyonu sağlamak ve yüksek enerjili fırın egzoz gazından (700 °C - 850 °C) fırın yakma havasına ısı aktarımını sağlamak amacıyla bir reküperatör tasarımı yapmıştır. Tasarlanan reküperatör vasıtasıyla 820 °C baca gazı sıcaklığı

için 575 °C yakma havası elde edilmiştir. Bu sayede enerji geri kazanımı ve emisyon azalımı sağlanırken, ayrıca yüksek kaliteli ürün ve düşük maliyetli üretim elde edilmiştir [10].

2014 yılında Hüseyin YAĞLI 'Baca Gazı Atık Isısı İçin Organik Rankine Çevrimi Tasarımı ve Ekserji Analizi' adlı yüksek lisans tezinde, bir tav fırınının bacasından atmosfere atılan egzoz gazına ait verilere göre organik Rankine çevrimi tasarımı yapmıştır. Reküperatör, ekonomizer ve organik Rankine çevrimi gibi atık ısı geri dönüşüm sistemleri içerisinde verim ve performans bakımından en iyi sistemlerden birisi olan organik Rankine çevrimi tasarımını analitik tasarım ve simülasyon yöntemleri ile yapmıştır. Tasarımın ardından çevrimin iyileştirmesi için farklı akışkanlar incelenmiştir. Sistem tasarımlarının tamamı için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır [11].

2016 yılında Turgay KANKILIÇ 'Belediye Düzenli Depolama Sahalarında Kullanılan Gaz Motoru Atık Isısından Elektrik Enerjisi Üretimi' adlı yüksek lisans tezinde, Malatya ilinde kurulu bulunan çöp depolama sahasından üretilen çöp gazı ile çalışan gaz motoru tesisini ele almıştır. Bu sahada motorlardan açığa çıkan baca gazı için atık ısı kazanı tasarlamıştır. Malatya'da santralde kullanılan mevcut gaz motorunun elektrik verimi %41.6'dır. Turgay KANKILIÇ baca gazı atık kazanı çalışması ile elektrik verimini %48.6 değerine yükseltmiştir [12].

2017 yılında Ali Seyedkavoosi 'Exergy-Based Optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine (ICE)' adlı makalesinde, içten yanmalı bir motordan atık ısı geri kazanımı için iki paralel kademeli organik Rankine çevriminin ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Motor soğutma sıvısından ve atık baca gazından eşzamanlı olarak atık ısıyı geri kazanmak için yeni bir iki aşamalı konfigürasyon yapmıştır. Isı geri kazanım sistemi için düşünülen çalışma sıvıları R-123, R-134a ve sudur. Çevrimin kapsamlı bir termodinamik modellenmesi gerçekleştirilmiş ve sistemin performansı üzerine tasarım parametrelerinin eşzamanlı etkisini gözlemlemek için sistemin optimizasyonu yapılmıştır. Sonuçlar, dikkate alınan koşullar altında R123'ün , %21'lik bir ekserji verimi ve 468 kW'lık net çıktı gücü üretmesi sebebi ile sistem için en iyi çalışan akışkan olduğunu göstermektedir [13].

2017 yılında M. Ramirez Stefannou ve diğerleri 'Performance Evaluation of ORC Unit Integrated to Waste Heat Recovery System in a Steel Mill' adlı makalelerinde, bir çelik fabrikasında atık ısı geri kazanım ünitesi ile birlikte büyük ölçekli bir organik Rankine çevrimi pilot tesisi tasarlanmış, devreye alınmış ve işletilmiştir. Tesis, Avrupa Komisyonu tarafından finanse edilen PITAGORAS projesinin bir parçasıdır ve Brescia'daki (İtalya)'daki ORI MARTIN'de kurulmuştur. Atık ısı, doymuş buhar üretmek için elektrikli ark ocağının dumanlarından geri kazanılmış ve daha sonra ısıtma mevsiminde bir bölgesel ısıtma şebekesine ve yılın geri kalanında elektrik üretimi için organik Rankine çevrimine gönderilmiştir. Organik Rankine çevriminin nominal güç çıkışı 1.8 MW ne net verimlilik %21.7 olarak hesaplanmıştır [14].

2018 yılında Koray Gültekin 'Gaz Yakıcı Cihazlardaki Atık Isı Enerjisinin Elektrik Enerjisine Dönüştürülmesi' adlı yüksek lisans tezinde, hermetik kombilerin bacasında atmosfere atılan ısı enerjisinden faydalanarak termoelektrik jeneratörler ile elektrik enerjisi üreten ve ürettiği enerji ile kombilerin enerji ihtiyacını karşılamayı amaçlayan Termoelektrik Baca Sistemi (TBS) tasarlayarak imalatı yapılmıştır. Dış hava sıcaklığının azalması, kalorifer ve kullanım suyu sıcaklığının artmasına bağlı olarak atık gaz sıcaklığının yükselmesi ile atık ısıdan elde edilen güç miktarının arttığı gözlemlenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, TBS kullanılarak hermetik kombinin ömrü boyunca 3381.32 kW elektrik enerjisi üreteceğine ve 2769.3 kg CO₂ salınımı engelleyebileceği sonucuna varmıştır [15].



3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Çöp Gazı(Landfill Gaz)

Organik katı atıklar, katı atık bertaraf tesislerinde depolandıkça bakteriler için uygun bir ortam oluşur. Çöp gazı, çöplerin içerisinde bulunan bakterilerin meydana getirdiği çürüme ve bunun gibi kimyasal reaksiyonlar sonucunda oluşan bir gazdır. Bu gazın oluşması, çöpün içindeki bakteriler, çöp sahasının geometrisi, çöpün içeriği (organik madde yüzdesi), sıcaklık, nem, pH derecesi, biyolojik ekosistem vb. parametreler ile tüm kimyasal ve fiziksel şartların bir arada olmasına bağlı olarak değişir. Bu parametrelere göre bakteriler değişken miktarda metan gazı üretmektedir. Metan gazı oluştuğunda çöp gazı içerisindeki yüzdesi artmaktadır.

Çöplükte organik maddelerin fermantasyonu sırasında ortaya çıkan gaz kompozisyonu, %44-60 metan, %25-35 karbondioksit %10-20 nitrojen şeklinde olmaktadır.

Çöp gazı içerisindeki metan gazı oranının yüksek olması gerekmesinin yanı sıra; katı atık depolama alanında oluşan gaz miktarı da önemlidir. Gaz motorlarının üretim değerine bağlı olarak ihtiyaç duydukları metan gazı miktarının, katı atık depolama alanından sağlanması gerekmektedir. Eğer elektrik üretimini artırmak için depolama sahasının üretebildiği gaz miktarından fazlası kullanılmaya çalışılırsa verim düşmeye başlar. Bundan dolayı sistem kullanılmaya başlandıkça elektrik üretimi, sahanın verdiği gaz miktarına göre ayarlanmalıdır.

Depolama alanında uygulanan projede sahanın belirli bölgeleri kazılıp rigol (yatay gaz alma elemanları) adı verilen düzgünce yerleştirilmiş delikli borular ile gaz çekim hatları hazırlanır. Projede belirlenen sayı miktarında hazırlanan rigoller, bir gaz ana hattına bağlanarak elektrik üretim santraline bağlanır. Her rigol alanında bulunan çöp içeriği farklı olduğu için rigollerin oluşturduğu gaz miktarları farklıdır.

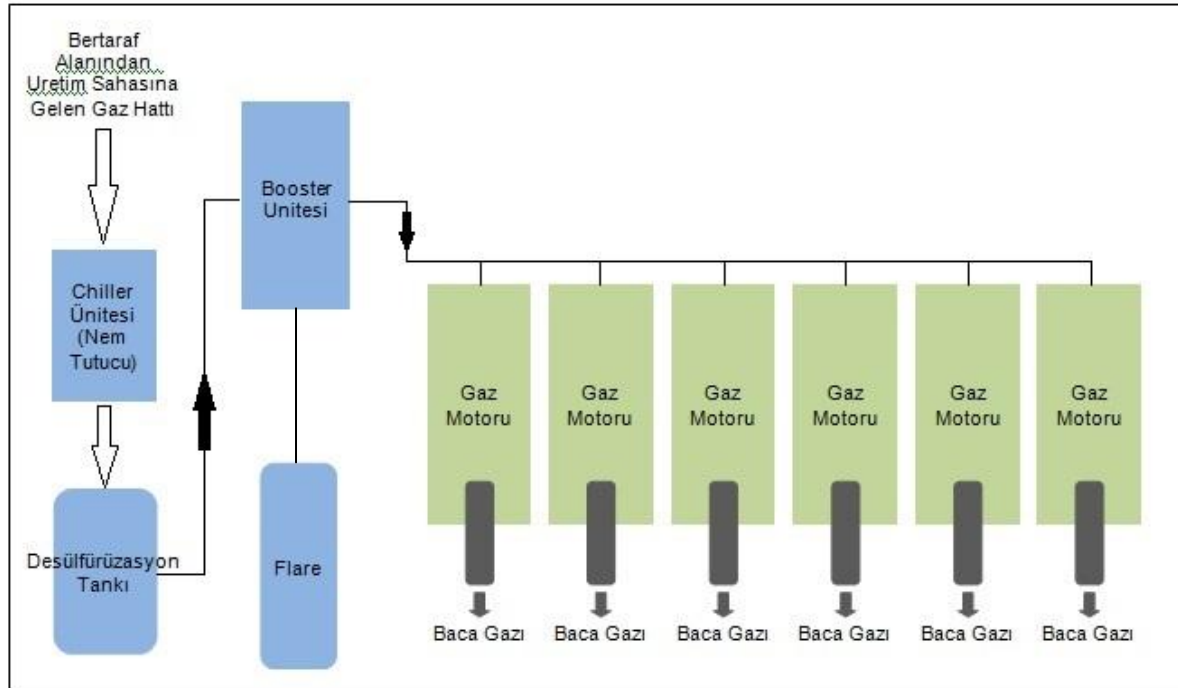
Elektrik üretiminin sürekliliğinin sağlanabilmesi için rigollerin ölçümlerinin ve ayarlarının yapılması gerekmektedir. Bu ayarları yapabilmek için metan gazı analizörü yapan portatif cihaz, basınç farkını ve debiyi ölçen cihazlar kullanılır. Metan gazı analizörü yapan portatif cihaz kullanılarak rigollerin gaz ölçümleri yapılır. Ölçülen gaz değerlerine göre basınç farkı ve debiyi ölçen cihaz ile vanaları ayarlanır. Ölçüm sonuçlarının yüksek ve olumlu olması halinde vanalar açıklık dereceleri arttırılır; sonuçların düşük olması halinde de vanaların açıklık dereceleri azaltılır. Bu ölçümler her gün yapılarak, gaz rigollerinin kontrolleri yapılır.

Bertaraf tesisindeki metan gazı verimini ayrıca hava koşulları, çöp dökümünün yapıldığı alan, o alandaki çöpün bulunma süresi vb. birçok faktör etki etmektedir.

3.2. Biyogaz Güç Santrali

Yapılan çalışmada incelenen biyogaz güç santrali Mersin Katı Atık Bertaraf Tesisi'nde bulunmaktadır. Mersin Katı Atık Bertaraf Tesisi'ne Yenişehir, Toroslar, Mezitli ve Akdeniz ilçelerinden toplanan günde yaklaşık 1500 ton çöp depolanmaktadır. 2008 yılında açılan Mersin Katı Atık Depolama Alanı'nda depolanan katı atıklardan, Ekim 2015 tarihinden itibaren elektrik üretimi yapılmaktadır.

Tesiste kullanılan ısı-güç kombine gaz motorları yakıt olarak, Mersin Katı Atık Bertaraf Tesisi'nde depolanan çöplerin içindeki evsel atıkların anaerobik çürümesi ile elde edilen biyogazı kullanmaktadır. Tesiste 6 adet 1240 kWe elektrik üretim kapasitesine sahip biyogaz yakıtlı ısı-güç kombine motoru bulunmaktadır. Biyogaz ile elektrik üretimi yapılan Mersin Biyokütle Elektrik Üretim Santrali'nin üretim şeması Şekil 3.1'de verilmektedir.



Şekil 3.1. Mersin Biyokütle Elektrik Üretim Santrali'nin şeması.

3.2.1. Chiller Ünitesi (Nem Tutucu)

Çalışan sistemde sahadan çekilen metan gazı, çöp içerisinde tepkime sonucu oluştuğu için gelen metan gazının 40 °C - 50 °C civarı sıcaklığı ve buna bağlı olarak nemi bulunmaktadır. Gaz yakıtlı içten yanmalı motorlarda, yakıtın yanma odasında faz değiştirmeden gaz halinde kalması gerekmektedir. Yanma odasına gelen gaz yakıtın içinde nem gibi su damlacıklarının bulunması; motorun vuruntulu çalışmasına, mekanik zararlara neden olmakta ve en önemlisi

yanma verimini düşürmektedir. Bu nedenden çöp gazının bünyesinde bulunan nemin alınması gerekmektedir. Katı atık depolama alanında oluşan metan gazı, ana hat ile üretim santraline iletilirken ilk olarak neminin alınması için santral içinde bulunan chiller ünitesinden geçmektedir. Çöp gazı, chiller ünitesinden geçerken nemi tutularak sıcaklığı düşürülmektedir.

3.2.2. Desülfürizasyon Tankı

Chiller ünitesi ile soğutulan gaz daha sonra desülfürizasyon tankından geçmektedir. Desülfürizasyon tankının içi partikül olarak adlandırılan farklı boyutlardaki malzemelerle doldurmaktadır. Tankın içerisinden çöp gazı geçerken; çöp gazı içerisindeki sülfür molekülleri bu partiküller tarafından soğurularak tutulmaktadır. Bu sayede çöp gazı içerisindeki sülfür vb. kirli gazların miktarı (ppm) olarak düşürülmektedir. Böylelikle gaz motor yetkili firmasının vermiş olduğu garanti değerleri sağlanarak, gaz motoru parçalarına sülfürün etkisi azaltılmaktadır.

3.2.3. Booster Ünitesi

Tesiste yer alan gaz motorları booster ünitesi adı ile adlandırılan ünite ile haberleşme ve otomasyon halinde çalışmaktadır. Çalışan motor sayısı ve motorların üretim değerlerinin bilgisine göre gerekli metan gazı debisi booster ünitesine otomasyon ile ulaştırılmaktadır. Booster ünitesi aldığı bilgilere göre bünyesinde bulunan gaz üfleçlerini (blower) çalıştırmaktadır. Gaz üfleçlerinin çalışması ile ana hattan metan gazının üretim santraline doğru vakumu sağlanmakta ve motorların ihtiyacı olan gerekli gaz basıncı sağlanmaktadır. Bu sistem sayesinde çöpün içinde mevcut rigollerin bulunduğu bölgelerden (lot) gaz emilimi sağlanmaktadır.

3.2.4. Flare

Booster ünitesine bağlı olarak flare (tutuşturucu) adı verilen yardımcı bir yakma sistemi bulunmaktadır. Çöp gazı içerisinde oksijen (O_2) yüzde miktarının düşük olması gerekmektedir. Çöp gazı içerisinde oksijen miktarı yaklaşık %1.8 olması halinde, yüksek oksijen bulunacağı için gaz motorları çalışmamaktadır. Gelen çöp gazı içerisinde yüksek oksijen olması, gaz motorunun yanma verimini düşürmektedir. Ana hat üzerinde kırılma, fizyon kaynak yerinde atma, vana ve ek bağlantılarda kullanılan contalarda yırtılma, ana hatta tadilat çalışmaları gibi olumsuzlukların olması durumunda ana hatta çekilen çöp gazı içerisinde bulunan oksijen yüzdesinde artış olur ve yüksek oksijen bulunması sonucunda gaz motorları durmaktadır. Ana

hatta çalışmalar yapıp, hattın içine oksijen girişi engellendikten sonra tutuşturucu çalıştırılmaktadır. Booster ünitesinden tutuşturucu çalıştırılarak yüksek oksijenli çöp gazının yakılması sağlanmaktadır. Yakma işlemi sırasında analizörden oksijen yüzde miktarı takip edilmektedir. Metan gazı içerisindeki oksijen oranının %0'a düştüğü görüldükten sonra tutuşturucu kapatılarak gaz motorları çalıştırılmaktadır.

3.2.5. Gaz Motoru

Katı atık bertaraf tesislerinde çöp gazından elektrik üretiminde, yakıtı metan gazı olan Miller çevrimi ile çalışan gaz motorları kullanılmaktadır. Miller çevriminde emme supaplarının zamanlamasından kaynaklanan farktan dolayı, motora ait yanma verimliliği artar ve egzoz emisyonları düşürülmektedir [16].

Miller çevriminde Otto çevriminden farklı olarak, emme esnasında silindir içine alınan hava sıkıştırılmaya geçerken emme supapları geç kapanmasına bağlı olarak içeri alınan havanın bir kısmı dışarı çıkmaktadır. Böylelikle yanma odasındaki hava-yakıt karışımında hava miktarı azaltılmaktadır. Az hava ile yapılan yanma işlemi ile motorun egzoz emisyon değerleri düşürülmektedir. Güç santrallerinde kullanılan motorların Miller çevrimi ile tasarlanmış olması sayesinde motorun veriminin artması ile üretilen elektrik miktarında artış sağlanmaktadır. Güç santrallerinde üretilen elektrik miktarının yüksek olması için kullanılan ekipmanların verimlerinin yüksek olması istenmektedir.

Rakıma bağlı olarak gaz motorlarının elektrik verimi yaklaşık olarak %41.2 ve ısı verimi ise yaklaşık %48.9 değerinde olmaktadır. Gaz motorunun ısı verimi daha yüksek olduğu için çalışması sırasında, üretebildiği elektrik miktarından daha fazla, çevreye ısı yaymaktadır. Gaz motorunun kendine ait 2 adet radyatörü bulunmaktadır. Diğer içten yanmalı motorlarda da olduğu gibi oluşan bu ısının motor parçalarına zarar vermemesi için soğutulması gerekmektedir. Bu radyatörlerde dolaşan su ile yüksek sıcaklık hattında (H/T) motorun silindir gömlekleri soğutulurken; düşük sıcaklık hattında (L/T) ise motor yağı ve intercoolerdeki yakıt-hava karışımının soğutulması yapılmaktadır. Radyatörlerde H/T hattında su sıcaklığı 90 °C – 70 °C soğutulmakta iken, L/T hattında ise su sıcaklığı 55 °C – 40 °C soğutulmaktadır.

Enerji üretim santralinde kullanılmak üzere tasarlanan bu tarz içten yanmalı motorların, motor hacimleri ve yanma odasına alınan hava-yakıt karışımı yüksek olmaktadır. Motor çalışması sırasında her silindir için yüksek yakıt ihtiyacı ve buna bağlı olarak debisi yüksek egzoz gazı oluşmaktadır. Bu atık ısı düşük ve orta sıcaklık seviyelerinde (80 °C – 400 °C) kalmaktadır.

Elektrik üretim santralinde bulunan gaz motoruna ait parametreler Tablo 3.1.'de gösterilmektedir.

Tablo 3.1. HGM 560 gaz motorunun çalışma değerleri .

Parametreler	Değerler	Birim
Gaz motoru mekanik gücü	1240	kW
Gaz motorunun mekanik verimi	0.43	%
Silindir Sayısı	16	adet
Silindir Çapı	160	mm
Piston Kolu	175	mm
Silindir Hacmi	56.3	L
Motor Devri	1500	Rpm
Turboşarj Öncesi Egzoz Gazı Sıcaklığı	624	°C
Turboşarj Sonrası Egzoz Gazı Sıcaklığı	427	°C
Baca Gazı Kütleli Debisi	1.235	kg/s
Baca Gazı Hızı	21.53	m/s
Baca Gazı Hacimsel Debisi	9736.51	m ³ /h
Gaz Yakıt Hacimsel Debisi	0.095	m ³ /sn
Hava Yakıt Hacimsel Debisi	1.14	m ³ /sn
Hava Yakıt Karışım Oranı	12	-
H/T Su Hacimsel Debisi	70	m ³ /dk
H/T Su Giriş Sıcaklığı	70	°C
H/T Su Çıkış Sıcaklığı	90	°C

3.2.6. Baca Gazı

Gaz motoruna ait baca gazının fiziksel değerleri Tablo 3.1'de yer almaktadır. Gaz motorunun baca gazı ısısından yararlanılarak tasarlanacak olan sistemin tasarımı için kullanılacak hesaplar, baca gazının termodinamik özelliklerine göre yapılacaktır. Baca gazının özellikleri, baca gazı sıcaklığına bağlıdır. Baca gazı özellikleri, bacanın giriş ve çıkış sıcaklık değerleri arasında ortalama sıcaklık değeri alınarak aşağıdaki denklemler ile hesaplanabilmektedir.

Belirli sıcaklıkta baca gazının ısı iletim katsayısı, yoğunluğu, kinematik viskozitesi, özgül ısısı ve Prandl sayısı sırasıyla Eşitlik 1, 2, 3, 4, 5'de verilmiştir.

$$k(T) = \left((8 \times 10^{-10}T^2) + (7.32 \times 10^{-5}T) + 0.019683 \right) \frac{4186.5}{3600} \quad \left(\frac{W}{mK} \right) \quad (1)$$

$$\rho(T) = \frac{1}{((4 \times 10^{-9}T^2) + (0.0028T) + 0.7701)} \quad \left(\frac{kg}{m^3} \right) \quad (2)$$

$$\mu(T) = 10^{-5} \left((-9.8T^2) + (0.00427T) + 1.65603 \right) \quad (Pas) \quad (3)$$

$$c_p(T) = \left((-2.28 \times 10^{-11}T^3) + (2.66 \times 10^{-8}T^2) + (5.99 \times 10^{-5}T) + 0.249233 \right) 4186.5 \quad \left(\frac{J}{kgK} \right) \quad (4)$$

$$Pr(T) = ((-1.1 \times 10^{-10}T^3) + (2.55 \times 10^{-7}T^2) - (0.00028T) + 0.71753) \quad (5)$$

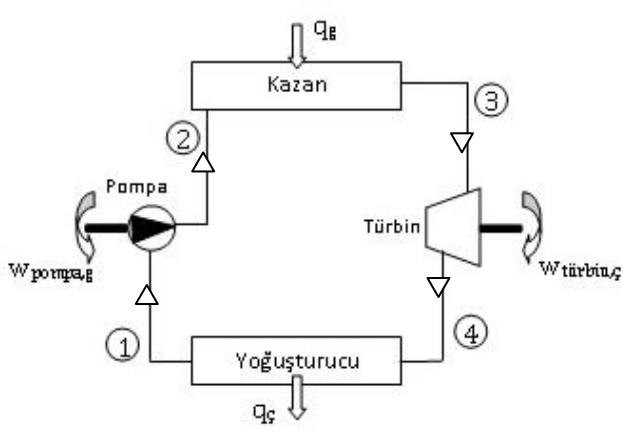
3.3. Organik Rankine Çevrimi (ORC)

Clausius Rankine çevrimi, ısı enerjisini işe çeviren termodinamik bir döngüdür. Rankine çevrimlerinde iş yapan akışkan olarak uzun yıllar su kullanılmaktadır. Rankine çevriminde geleneksel akışkan olan su, orta ve büyük güç santrallerinde elektrik enerjisi üretmek için tercih edilmektedir. İş yapan akışkan olarak kullanılan su güvenli, çevreci ve yüksek ısı transferi özelliklerinin olmasından dolayı su tercih edilmesine rağmen dezavantajları da bulunmaktadır. Bu dezavantajlarından bazıları yüksek derecede korozif olması ve donma sıcaklığının yüksek olmasıdır. İş yapan akışkan olarak su ve diğer organik akışkanları fiziksel, kimyasal özelliklerini araştırmış, avantaj ve dezavantajlarını ortaya koymuştur [17,18]. Rankine çevriminde su yerine, sudan daha yüksek moleküler kütlesi olan hidrokarbon bileşenli akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Bu akışkanların kullanılması ile bu sistemler Organik Rankine Çevrimi adını almış ve çoğunlukla biyokütle, egzoz gazı, güneş enerjisi, jeotermal vb. uygulamalarda oldukça yaygın enerji üretim süreçleri arasına girmiştir [19, 20].

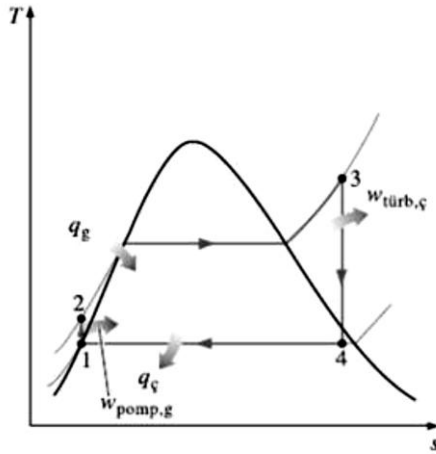
ORC sistemlerini diğer Rankine çevrimlerinden farklı yapan özelliği sistemde kullanılan akışkanın türüdür. ORC sistemlerinde çevrim akışkanı olarak su yerine organik (hidrokarbon) akışkanlar kullanılmaktadır. Sistemde çalışma sıvısı olarak suya kıyasla daha düşük sıcaklıklarda kızgın buhar fazında bulunabilen soğutucu akışkanlar, tolüen, etanol, siklo-hekzan, R134a gibi akışkanlar sıklıkla kullanılmaktadır [21, 22].

ORC sistemlerinin kurulu sistemlerde verimlerinin sistem büyüklüğüne, çevrim üretiminde kullanılan teknolojiye bağlı olarak veriminin %8 ile %20 arasında değiştiği inceleme yapıldığı kurulu ORC sistemlerinde görülmüştür. Sistem geliştirilerek kojenerasyon ya da trijenerasyon sistemleri olarak tasarlanması durumunda yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde verimin daha da artarak yaklaşık %40'lara ulaşması mümkün olmaktadır [23].

3.3.1. Organik Rankine Çevrimi (ORC)



Şekil 3.2. Organik Rankine çevrimi basit çalışma prensibi.



Şekil 3.3. Organik Rankine çevriminin T-s diyagramı.

İdeal Rankine çevriminde içten tersinmezliğin olmadığı dört hal değişimi vardır:

- 1-2 Pompayla izentropik sıkıştırma
- 2-3 Kazan(buharlaştırıcı)da, sisteme sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı geçişi
- 3-4 Türbinde izentropik genişleme
- 4-1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı atılması

Yoğuşturucudan çıkan sıvı, pompaya doymuş sıvı olarak girer ve izentropik olarak kazan basıncına sıkıştırılır. Pompadan çıkan sıvı, türbin çalışma koşullarına kadar ısıtılır. Kazan büyük bir ısı değiştiricisidir. Isı kaynaklarından sağlanan ısı, sıvıya geçer. Kazandan çıkan buhar, yüksek sıcaklıkta ve basınçta mekanik iş üretmek için türbin boyunca genişler ve ardından yoğuşturucuya geçer. Yoğuşturucudan doymuş sıvı halinde çıkar ve pompaya giderek çevrimi tamamlar [24].

Rankine çevrimi içerisinde kullanılan elemanların her biri sürekli akışlı makinelerdir. Bundan dolayı Rankine çevrimi dört sürekli akışlı açık sistemin oluşturduğu bir çevrimdir. İş akışkanı buharının kinetik ve potansiyel enerjisindeki değişim iş ve ısı geçişine oranla düşük olmakta ve bu nedenle ihmal edilmektedir. Böylece iş akışkanı buharının birim kütlesi için sürekli akışlı açık sistemde enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$(q_g - q_ç) + (w_g - w_ç) = h_ç - h_g \quad (6)$$

Kazan ve yoğuşturucuda iş etkileşimi olmayacak; pompa ve türbindeki hal değişimlerinin izentropik olduğu kabul edilecektir. Bu durumda enerjinin korunumu denklemi her bir sistem için ayrı ayrı aşağıdaki gibi yazılabilir:

Pompa Prosesi ($q = 0$) için:

$$w_{pompa,g} = h_2 - h_1 \quad (7)$$

$$w_{pompa,g} = \vartheta(P_2 - P_1) \quad (8)$$

Kazan bir ısı değiştiricisidir ve herhangi bir iş etkileşimi yoktur ($w = 0$).

$$q_g = h_3 - h_2 \quad (9)$$

Türbin adyabatik kabul edilmiştir ($q = 0$).

$$w_{türbin,ç} = h_3 - h_4 \quad (10)$$

Yoğuşturucu bir ısı değiştiricisidir ve herhangi bir iş etkileşimi yoktur ($w = 0$).

$$q_ç = h_4 - h_1 \quad (11)$$

Rankine çevrimi ısı verimi Eşitlik 12'de verilmiştir.

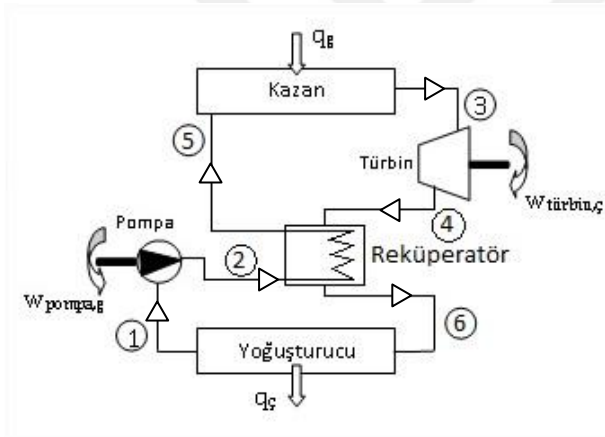
$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} \quad (12)$$

Burada;

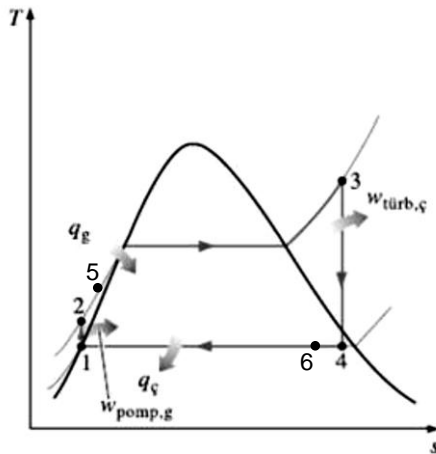
$$W_{net} = q_g - q_ç = W_{türbin,ç} - W_{pompa,g} \quad (13)$$

3.3.2. Reküperatörlü Organik Rankine Çevrimi (R-ORC)

Şekil 3.4'te görülen reküperatörlü ORC sisteminde, basit ORC sisteminden farklı olarak türbin çıkışındaki ısı kullanılıp, bu ısıyı pompadan çıkan organik akışkana aktarmak için kullanılan bir reküperatör mevcuttur. Reküperatör sistemdeki organik akışkanın yoğuşturucuya girmeden önce ısını atmasını aynı zamanda da buharlaştırıcıya girmeden ısıtma işleminden geçirilmesini sağlar ve sistem performansını artırır. Reküperatör olarak adlandırılan ise türbin çıkışındaki akışkan ısının, pompa çıkışındaki akışkan ısına aktarılmasını sağlayan bir ısı değişimidir.



Şekil 3.4. Reküperatörlü organik Rankine çevrimi basit çalışma prensibi.



Şekil 3.5. Reküperatörlü Organik Rankine Çevriminin T-s diyagramı.

İdeal reküperatörlü organik Rankine çevriminde gerçekleşen hal değişimleri organik Rankine çevrimine benzer olup aşağıdaki şekildedir:

1-2 Pompayla izentropik sıkıştırma

2-5 Pompadan çıkan akışkanın ısıtılması (P=sabit)

5-3 Kazanda, sisteme sabit basınçta (P=sabit) ısı geçişi

3-4 Türbinde izentropik genişleme

4-6 Türbin çıkışında akışkanın ısısının 2-5 arasında kullanılması (P=sabit)

4-1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta (P=sabit) ısı atılması

Yoğuşturulan iş akışkanı 1-2 arasında doymuş sıvı olarak pompaya girer ve izentropik olarak sıkıştırılarak kazan(buharlaştırıcı) basıncına yükseltilir. Pompadan çıkan iş akışkanı 2-5 arasında, reküperatör ile 4-6 arasından çekilen ısı ile ısıtılır. 2-5 arasında ısınan iş akışkanı, 5-3 arasında kazanda türbin giriş koşullarına kadar sabit basınçta ısıtılır. Buharlaşan iş akışkanı 3-4 arasında yüksek sıcaklık ve basınçta, türbinde izentropik genişler ve mekanik iş üretir. 4-6 arasında türbinden çıkan iş akışkanının ısısı 2-5 arasına aktarılmak için reküperatör ile çekilir. Genişledikten sonra 6-1 arasında yoğuşturucuya giren iş akışkanı burada ısısını kaybederek yoğuşur ve doymuş sıvı halinde çıkar.

Rankine çevrimi içerisinde kullanılan elemanların her biri sürekli akışlı makinelerdir bundan dolayı Rankine çevrimi dört sürekli akışlı açık sistemin oluşturduğu bir çevrimdir. İş akışkanı buharının kinetik ve potansiyel enerjisindeki değişim iş ve ısı geçişine oranla düşük olmakta ve bu nedenle ihmal edilmektedir. Böylece iş akışkanı buharının birim kütlesi için sürekli akışlı açık sistemde enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$(q_g - q_c) + (w_g - w_c) = h_c - h_g \quad (14)$$

Kazan, yoğuşturucu ve reküperatörde iş etkileşimi olmayacak; pompa ve türbindeki hal değişimlerinin izentropik olduğu kabul edilecektir. Bu durumda enerjinin korunumu denklemi her bir sistem için ayrı ayrı aşağıdaki gibi yazılabilir:

Pompa Prosesi ($q = 0$) için:

$$w_{pompa,g} = h_2 - h_1 \quad (15)$$

$$w_{pompa,g} = \vartheta(P_2 - P_1) \quad (16)$$

2-5 Prosesi ($w = 0$) için:

$$q_{2-5} = h_5 - h_2 \quad (17)$$

4-6 Prosesi ($w = 0$) için:

$$q_{4-6} = h_4 - h_6 \quad (18)$$

Kazan Prosesi ($w = 0$) için:

$$q_g = h_3 - h_5 \quad (19)$$

Türbin Prosesi ($q = 0$) için :

$$w_{türbin,\zeta} = h_3 - h_4 \quad (20)$$

Yoğuşturucu Prosesi ($w = 0$) için:

$$q_\zeta = h_6 - h_1 \quad (21)$$

Rankine çevirimi ısı verimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_\zeta}{q_g} \quad (22)$$

Burada;

$$w_{net} = q_g - q_\zeta = w_{türbin,\zeta} - w_{pompa,g} \quad (23)$$

3.3.3. İdeal, Gerçek ve Tersinir İş

Sistemin tasarımından sonra, atılan atık ısıdan sonra üretilebilecek elektrik enerjisinin hesaplanması için termodinamiğin temel formülleri kullanılır. Sistemin kararlı haldeki analizinde kütle, enerji ve ekserji dengesi formüllerinden yararlanılmaktadır [25].

Kütlenin korunumu denklemi;

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çikan} \quad (24)$$

Eşitlik 24'te, $\sum \dot{m}_{giren}$ ve $\sum \dot{m}_{çikan}$ değerleri sırasıyla sisteme giren ve çıkan toplam kütleli debiyi ifade etmektedir.

Enerji korunumu denklemi;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum (\dot{m}h)_{çikan} - \sum (\dot{m}h)_{giren} \quad (25)$$

Eşitlik 25'te, \dot{Q} sisteme birim zamanda giren ısıyı, \dot{W} sistemden birim zamanda çıkan işi, $\sum (\dot{m}h)_{çikan}$ sistemden çıkan akışkanın enerjisini ve $\sum (\dot{m}h)_{giren}$ sisteme giren akışkanın enerjisini belirtmektedir.

Ekserji dengesi;

$$\sum \dot{E}_{giren} = \sum \dot{E}_{çikan} + \sum \dot{E}_{kayıp} \quad (26)$$

Eşitlik 26'da, $\sum \dot{E}_{giren}$ sisteme birim zamanda giren toplam ekserjiyi, $\sum \dot{E}_{çikan}$ sistemden birim zamanda çıkan toplam ekserji ve $\sum \dot{E}_{kayıp}$ sistemin birim zamanda kaybolan ekserjisini belirtir.

\dot{E} , sistemde birim zamandaki ekserji olup Eşitlik 27 yararlanılarak hesaplanır.

$$\dot{E} = \dot{m}\psi \quad (27)$$

\dot{m} birim zamanda giren kütle ve ψ özgül ekserjiyi belirtmektedir.

Isı yoluyla transfer edilen ekserji ise Eşitlik 28 yararlanılarak hesaplanmaktadır.

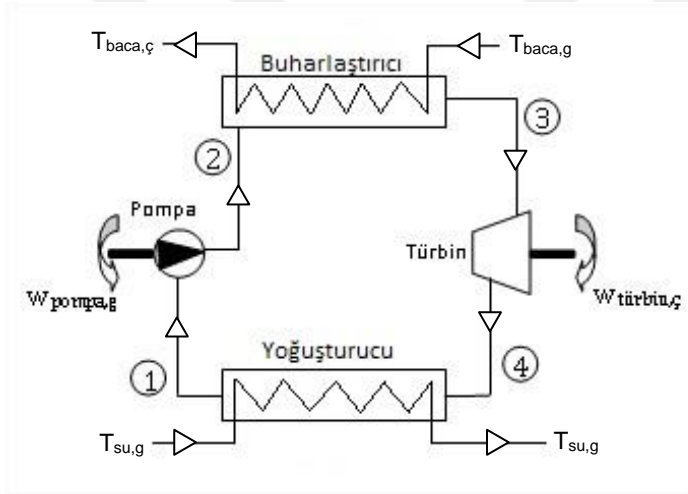
$$\dot{E}_{ısı} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{ısı kaynağı}}\right) Q \quad (28)$$

Eşitlik 28'de \dot{E}_{1s1} sisteme birim zamanda ısı yoluyla giren ya da kaybolan ekserjiyi, T_0 ölü nokta sıcaklığını (referans sıcaklığı) ve $T_{1s1 \text{ kaynağı}}$ ısı transferinin gerçekleştiği sıcak yüzey sıcaklığını belirtmektedir.

Özgül ekserji (ψ) Eşitlik 29 ile hesaplanır.

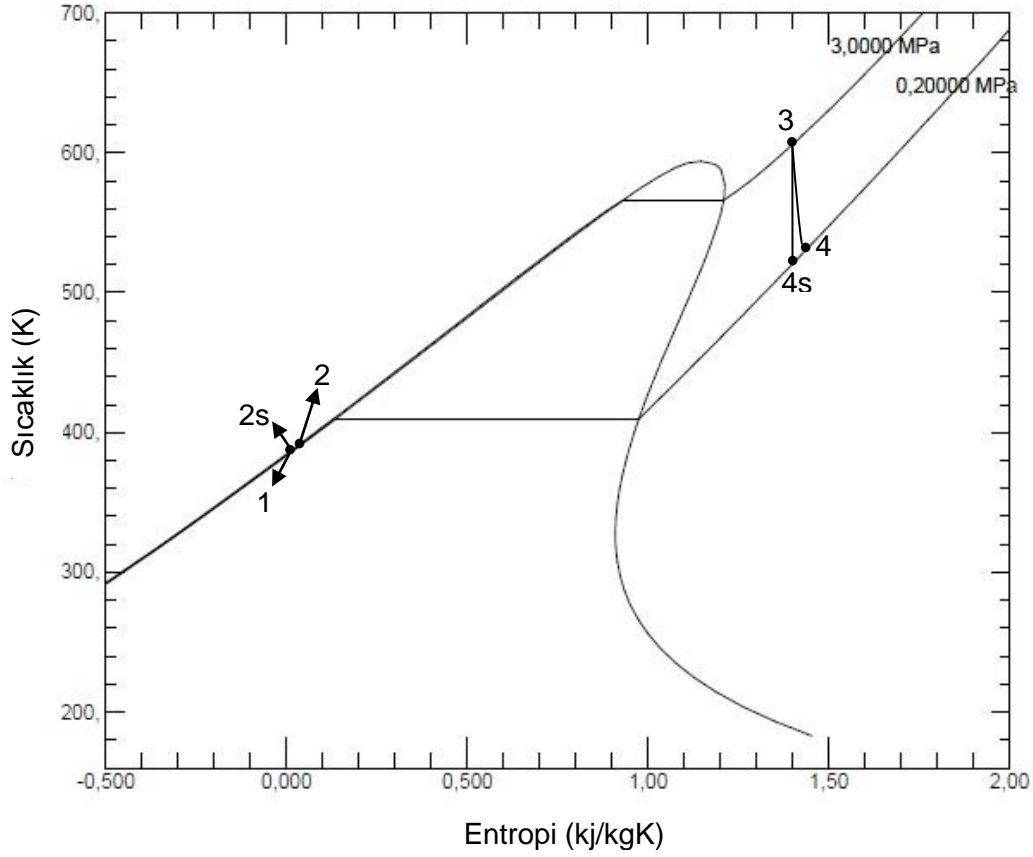
$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (29)$$

Eşitlik 29'da h ve s değerleri sırasıyla sistemden çıkan akışkanın entalpi ve entropi değerlerini, h_0 ve s_0 değerleri ise sırasıyla sistemin referans sıcaklığındaki entalpi ve entropi değerlerini ifade etmektedir.



Şekil 3.6. Baca gazına eklenmiş organik Rankine çevrimi şeması.

Sistemde kullanılan elemanların enerji ve ekserji formülleri; her bir eleman için tek tek Şekil 3.6'daki numaralandırma sistemine göre incelenmektedir. Aynı ORC sistemine ait olan T-s diyagramı ise Şekil 3.7'de verilmektedir.



Şekil 3.7. Baca gazına eklenmiş organik Rankine çevriminin tolüen T-s diyagramı.

Türbin için ideal, gerçek ve tersinir durumlar için üç adet formülü mevcuttur.

İdeal iş;

$$\dot{W}_{t,ideal} = \dot{m}_{ORC}(h_g - h_{ç,s}) \quad (30)$$

Eşitlik 30'da \dot{m}_{ORC} ORC çevrimi akışkanının kütleli debisini, h_g türbine giren akışkanın entalpisini, $h_{ç,s}$ izentropik genişleme varsayıldığında türbinden çıkan akışkanın entalpisini ifade etmektedir.

Gerçek iş;

$$\dot{W}_{t,gerçek} = \dot{m}_{ORC}(h_g - h_{ç,g}) \quad (31)$$

Eşitlik 31'de $h_{ç}$ türbinden gerçek şartlarda çıkan akışkanın entalpisini ifade etmektedir.

Tersinir iş;

$$\dot{W}_{t,tersinir} = \dot{m}_{ORC}(\psi_g - \psi_\zeta) \quad (32)$$

Eşitlik 32'de ψ_g türbine giren akışkanın özgül ekserjisini, ψ_ζ türbinden gerçek şartlarda çıkan akışkanın özgül ekserjisini ifade etmektedir.

Türbinde kaybolan ekserjinin ($\dot{E}_{t,kayıp}$) bulunurken Eşitlik 33'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{t,kayıp} = \dot{W}_{t,tersinir} - \dot{W}_{t,gerçek} \quad (33)$$

Türbin için enerji ve ekserji verimlilikleri hesaplamaları ise sırasıyla Eşitlik 34 ve Eşitlik 35'te verilmiştir.

Eşitlik 30 ve Eşitlik 31'den yararlanılarak türbinin enerji verimi;

$$\eta_{türbin} = \frac{\dot{W}_{t,gerçek}}{\dot{W}_{t,ideal}} \quad (34)$$

Eşitlik 31 ve Eşitlik 32'den yararlanılarak türbinin ekserji verimi;

$$\eta_{II,türbin} = \frac{\dot{W}_{t,gerçek}}{\dot{W}_{t,tersinir}} \quad (35)$$

Pompa içinde türbinde olduğu gibi benzer ideal, gerçek ve tersinir durumlar için üç adet formülü mevcuttur.

İdeal iş;

$$\dot{W}_{p,ideal} = \dot{m}_{ORC}(h_{\zeta,s} - h_g) = \dot{m}_{ORC}\vartheta_g(P_\zeta - P_g) \quad (36)$$

Eşitlik 36'da \dot{m}_{ORC} ORC çevrimi akışkanının kütleli debisini, h_g , ϑ_g ve P_g sırasıyla pompaya giren akışkanın entalpisini, özgül hacmini ve basıncını, $h_{\zeta,s}$ izentropik sıkışma varsayıldığında pompadan çıkan akışkanın entalpisini ifade etmektedir.

Gerçek iş;

$$\dot{W}_{p,gerçek} = \dot{m}_{ORC}(h_{\psi,g} - h_g) \quad (37)$$

Eşitlik 37'de h_{ψ} ve P_{ψ} sırasıyla pompadan gerçek şartlarda çıkan akışkanın entalpisini ve basıncını ifade etmektedir.

Tersinir iş;

$$\dot{W}_{p,tersinir} = \dot{m}_{ORC}(\psi_g - \psi_{\psi}) \quad (38)$$

Eşitlik 38'de ψ_g pompaya giren akışkanın özgül ekserjisini, ψ_{ψ} pompadan gerçek şartlarda çıkan akışkanın özgül ekserjisini ifade etmektedir.

Pompada kaybolan ekserjisinin ($\dot{E}_{p,kayıp}$) bulunurken eşitlik 39'da verilmiştir.

$$\dot{E}_{p,kayıp} = \dot{W}_{p,gerçek} - \dot{W}_{p,tersinir} \quad (39)$$

Pompa için enerji ve ekserji verimlilikleri hesaplamaları ise sırasıyla Eşitlik 40 ve Eşitlik 41'de verilmiştir.

Eşitlik 36 ve Eşitlik 37'den yararlanılarak pompanın enerji verimi;

$$\eta_{pompa} = \frac{\dot{W}_{p,ideal}}{\dot{W}_{p,gerçek}} \quad (40)$$

Eşitlik 37 ve Eşitlik 38'den yararlanılarak pompanın ekserji verimi;

$$\eta_{II,pompa} = \frac{\dot{W}_{p,tersinir}}{\dot{W}_{p,gerçek}} \quad (41)$$

Baca gazına eklenen ORC sisteminde kullanılan buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve reküperatör ekipmanları ısı değiştirici olarak kullanılmaktadır. Bu ekipmanlar için enerji ve ekserji dengesi hesaplanırken ısı değiştiriciler için kullanılan enerji ve ekserji dengesi denklemleri kullanılır.

Buharlaştırıcı için enerji ve ekserji dengesi aşağıdaki denklıklar ile elde edilebilir.

Buharlaştırıcı enerji denklemleri;

$$\dot{m}_{egzoz} c_{p, egzoz} (T_g - T_\zeta) = \dot{m}_{ORC} (h_g - h_\zeta) \quad (42)$$

Buharlaştırıcı ekserji denklemleri;

Buharlaştırıcı ısı değiştiricide sıcak akışkanının egzoz gazı olması durumunda, buharlaştırıcıda ekserji hesabı aşağıdaki denklemler ile yapılır [24]. Egzoz gazının karışım bir gaz olmasından dolayı entalpi ve entropi değerlerinin belirlenmesi zordur. Bunun için aşağıdaki eşitlikler ile baca gazının ekserji değişimi hesap edilir.

$$\Delta S_{egzoz} = c_{p, ort. egzoz} \ln \frac{T_{egzoz, c}}{T_{egzoz, g}} \quad (43)$$

Eşitlik 43'te ΔS_{baca} , $c_{p, ort. baca}$, $T_{baca, c}$ ve $T_{baca, g}$ değerleri sırasıyla; egzoz gazının entropi değişimini, ortalama egzoz gazı sıcaklığın özgül ısısını, egzoz gazının bacaya giriş sıcaklığını ve egzoz gazının bacadan çıkış sıcaklığlarını belirtir.

$$\Delta \psi_{egzoz} = (c_{p, ort. egzoz} (T_{egzoz, \zeta} - T_{egzoz, g})) - (T_0 \Delta S_{egzoz}) \quad (44)$$

Eşitlik 44 kullanılarak baca gazının ekserji değişimi hesaplanır.

Buharlaştırıcı ısı değiştiricide soğuk akışkanı, ORC organik çevrim akışkanı oluşturur ve ekserji değişimi aşağıdaki Eşitlik 45 ile hesap edilir.

$$\Delta \psi_{ORC} = \psi_{g, ORC} - \psi_{\zeta, ORC} = [(h_{g, ORC} - h_{\zeta, ORC}) - T_0 (s_{g, ORC} - s_{\zeta, ORC})] \quad (45)$$

Eşitlik 45'te $\psi_{g, ORC}$ buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın özgül ekserjisini ve $\psi_{\zeta, ORC}$ buharlaştırdıdan çıkan soğutucu akışkanın özgül ekserjisini ifade etmektedir.

Buharlaştırıcı ısı değiştiricide sıcak ve soğuk akışkanların ekserji değişimleri hesap edildikten sonra buharlaştırıcıda kaybolan ekserji hesabı aşağıdaki Eşitlik 46 ile hesaplanır.

$$-X_{kayıp} = (m_{egzoz} \Delta \psi_{egzoz}) + (m_{ORC} \Delta \psi_{ORC}) \quad (46)$$

Buharlaştırıcı ekserji verimi Eşitlik 45 ve Eşitlik 44 kullanılarak aşağıdaki şekilde Eşitlik 47'de verildiği şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,buharlaştırıcı} = \frac{(\dot{E}_c - \dot{E}_g)_{soğuk}}{(\dot{E}_g - \dot{E}_c)_{sıcak}} = \frac{m_{ORC} \Delta \psi_{ORC}}{m_{egzoz} \Delta \psi_{egzoz}} \quad (47)$$

şeklinde ifade edilir ve Eşitlik 47'te 'soğuk' alt indisi parantezi buharlaştırıcıya giren soğuk çevrim akışkanın ve buharlaştırıcıdan çıkan soğuk egzoz gazının birim zamandaki ekserji farkını, 'sıcak' alt indisi parantezi buharlaştırıcıdan çıkan sıcak akışkanın ve buharlaştırıcıya giren sıcak egzoz gazının birim zamandaki ekserji farkını belirtmektedir.

Yoğuşturucu için benzer şekilde enerji ve ekserji denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir.

Yoğuşturucu enerji denklemi;

$$\dot{m}_{soğutucu} (h_{soğutucu,g} - h_{soğutucu,\varsigma}) = \dot{m}_{ORC} (h_g - h_\varsigma) \quad (48)$$

Yoğuşturucu ekserji denklemi;

Yoğuşturucu ısı değiştiricide sıcak akışkanı, ORC organik çevrim akışkanı oluşturur ve sıcak akışkanın ekserji aşağıdaki Eşitlik 49 ile hesap edilir.

$$\Delta \psi_{ORC} = \psi_{g,ORC} - \psi_{\varsigma,ORC} = [(h_{g,ORC} - h_{\varsigma,ORC}) - T_0 (s_{g,ORC} - s_{\varsigma,ORC})] \quad (49)$$

Eşitlik 49'da $\psi_{g,ORC}$ yoğuşturucuya giren soğutucu akışkanın özgül ekserjisini ve $\psi_{\varsigma,ORC}$ yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın özgül ekserjisini ifade etmektedir.

Yoğuşturucu ısı değiştiricide soğuk akışkanı, yoğuşturucuda soğutma akışkanı olarak kullanılacak su oluşturur ve ekserji değişimi aşağıdaki Eşitlik 50 ile hesap edilir.

$$\Delta \psi_{su} = \psi_{g,su} - \psi_{\varsigma,su} = [(h_{g,su} - h_{\varsigma,su}) - T_0 (s_{g,su} - s_{\varsigma,su})] \quad (50)$$

Eşitlik 50'de $\psi_{g,su}$ yoğuşturucuya giren suyun özgül ekserjisini ve $\psi_{\varsigma,su}$ yoğuşturucudan çıkan suyun özgül ekserjisini ifade etmektedir.

Yoğuşturucu ısı değiştiricide sıcak ve soğuk akışkanların ekserji değişimleri hesap edildikten sonra yoğuşturucuda kaybolan ekserji hesabı aşağıdaki Eşitlik 51 ile hesaplanır.

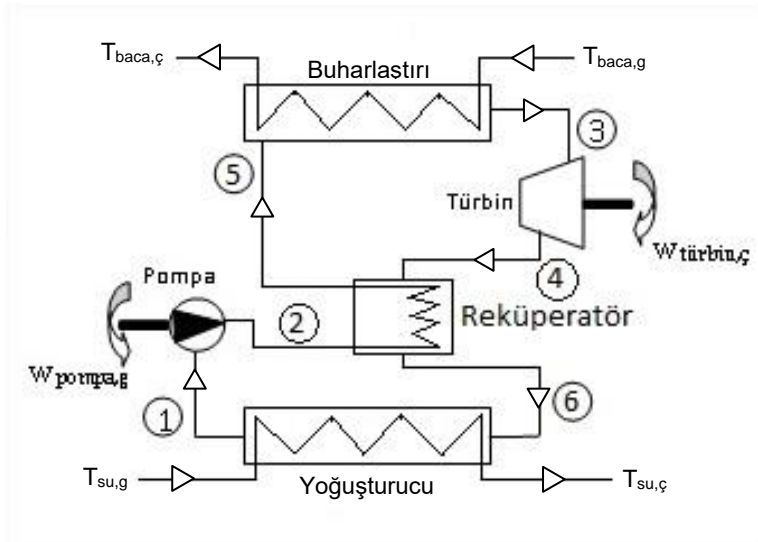
$$X_{kayıp} = (m_{ORC} \Delta\psi_{ORC}) + (m_{su} \Delta\psi_{su}) \quad (51)$$

Yoğuşturucu ekserji verimi Eşitlik 50 ve Eşitlik 49 kullanılarak aşağıdaki şekilde Eşitlik 52'deki şekilde hesaplanır.

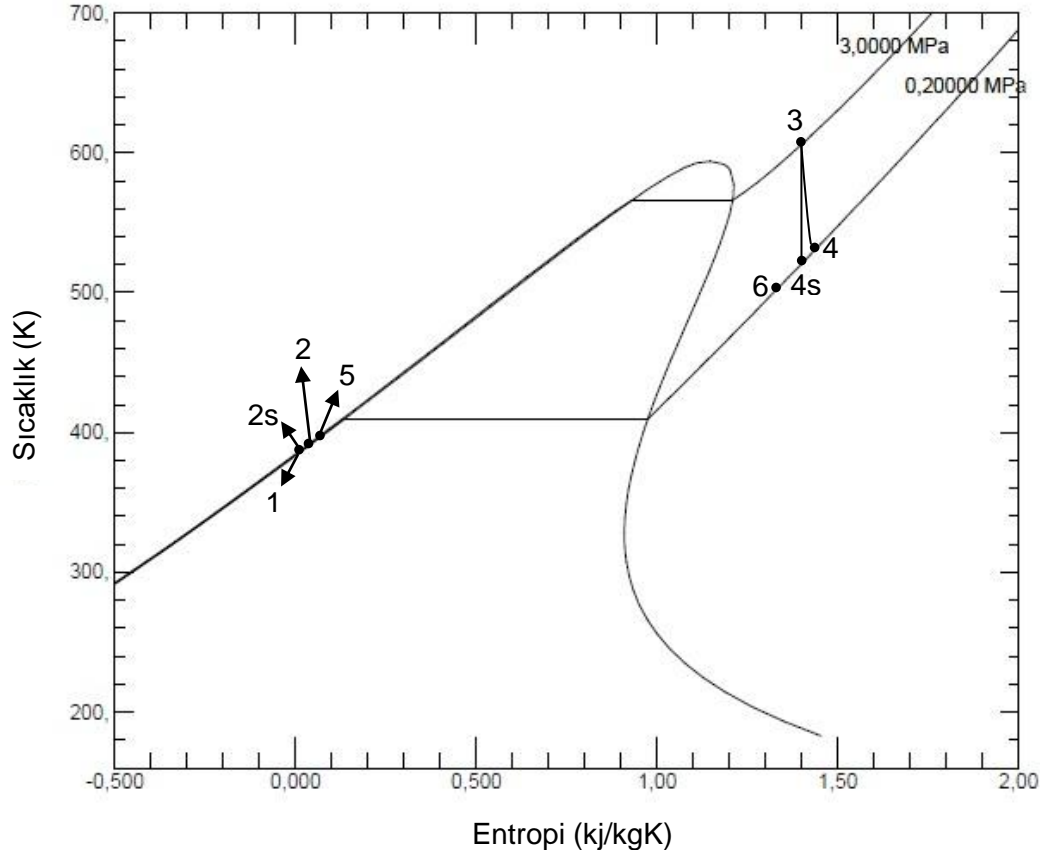
$$\eta_{II, yoğuşturucu} = \frac{(\dot{E}_c - \dot{E}_g)_{soğuk}}{(\dot{E}_g - \dot{E}_c)_{sıcak}} = \frac{m_{su} \Delta\psi_{su}}{m_{ORC} \Delta\psi_{ORC}} \quad (52)$$

şeklinde ifade edilir ve Eşitlik 52'de 'soğuk' alt indisi parantezi yoğuşturucuya giren soğuk çevrim akışkanın ve yoğuşturucudan çıkan soğuk suyun birim zamandaki ekserji farkını, 'sıcak' alt indisi parantezi yoğuşturucudan çıkan sıcak suyun ve yoğuşturucuya giren sıcak çevrim akışkanının birim zamandaki ekserji farkını belirtmektedir.

Rekuperatörlü ORC tasarımında normal ORC tasarımından farklı olarak çevrim içerisinde Rekuperatördeki ısı değiştiricide gerçekleşen ideal, gerçek ve tersinir işler hesap edilmelidir. Rekuperatörlü ORC çevriminin şeması Şekil 3.8 ve Rekuperatörlü ORC çevriminin tolun akışkanı için T-s diyagramı Şekil 3.9'da verilmiştir.



Şekil 3.8. Baca gazına eklenmiş rekuperatörlü organik Rankine çevrimi şeması.



Şekil 3.9. Baca gazına eklenmiş reküperatörlü organik Rankine çevriminin tolüen T-s diyagramı.

Reküperatör için enerji ve ekserji dengesi aşağıdaki denklemler ile elde edilebilir.

Reküperatör enerji denklemi;

$$\dot{m}_{ORC}(h_{sıcak,g} - h_{sıcak,ç}) = \dot{m}_{ORC}(h_{soğuk,g} - h_{soğuk,ç}) \quad (53)$$

Reküperatör ekserji denklemi;

Reküperatör ısı değiştiricide sıcak akışkanı, sıcaklığı yüksek ORC organik çevrim akışkanı oluşturur ve sıcak akışkanın ekserji aşağıdaki Eşitlik 54 ile hesap edilir.

$$\Delta\psi_{ORC,s1} = \psi_{g,ORC,s1} - \psi_{ç,ORC,s1} = [(h_{g,ORC,s1} - h_{ç,ORC,s1}) - T_0(s_{g,ORC,s1} - s_{ç,ORC,s1})] \quad (54)$$

Eşitlik 54'te $\psi_{g,ORC,s1}$ reküperatöre giren sıcak çevrim akışkanının özgül ekserjisini ve $\psi_{ç,ORC,s1}$ reküperatörden çıkan sıcak çevrim akışkanının özgül ekserjisini ifade etmektedir.

Reküperatör ısı değiştiricide soğuk akışkanı, sıcaklığı düşük ORC organik çevrim akışkanı oluşturur ve ekserji değişimi aşağıdaki Eşitlik 55 ile hesap edilir.

$$\Delta\psi_{ORC,so} = \psi_{g,ORC,so} - \psi_{ç,ORC,so} = [(h_{g,ORC,so} - h_{ç,ORC,so}) - T_0(s_{g,ORC,so} - s_{ç,ORC,so})] \quad (55)$$

Eşitlik 55'te $\psi_{g,ORC,so}$ reküperatöre giren soğuk çevrim akışkanının özgül ekserjisini ve $\psi_{ç,ORC,so}$ reküperatörden çıkan sıcak çevrim akışkanının özgül ekserjisini ifade etmektedir.

Reküperatör ısı değiştiricide sıcak ve soğuk akışkanların ekserji değişimleri hesap edildikten sonra reküperatörde kaybolan ekserji hesabı aşağıdaki Eşitlik 56 ile hesaplanır.

$$X_{kayıp} = (m_{ORC,s1}\Delta\psi_{ORC,s1}) + (m_{ORC,so}\Delta\psi_{ORC,so}) \quad (56)$$

Yoğuşturucu ekserji verimi Eşitlik 55 ve Eşitlik 54 kullanılarak aşağıdaki şekilde Eşitlik 57'deki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,reküperatör} = \frac{(\dot{E}_ç - \dot{E}_g)_{soğuk}}{(\dot{E}_g - \dot{E}_ç)_{sıcak}} = \frac{m_{ORC,so}\Delta\psi_{ORC,so}}{m_{ORC,s1}\Delta\psi_{ORC,s1}} \quad (57)$$

şeklinde ifade edilir ve Eşitlik 57'de 'soğuk' alt indisi parantezi yoğuşturucuya giren soğuk çevrim akışkanın ve yoğuşturucudan çıkan soğuk suyun birim zamandaki ekserji farkını, 'sıcak' alt indisi parantezi yoğuşturucudan çıkan sıcak suyun ve yoğuşturucuya giren sıcak çevrim akışkanının birim zamandaki ekserji farkını belirtmektedir.

Sistemin tüm ekipmanları için ayrı ayrı hesaplanmış olan enerji ve ekserji hesaplamaları kullanılarak, sistemin tamamındaki kayıp ekserji, enerji verimi ve ekserji verimi aşağıdaki denklemlerle hesaplanır.

$$\Sigma \dot{E}_{ORC,kayıp} = \Sigma \dot{E}_{t,kayıp} + \Sigma \dot{E}_{p,kayıp} + \Sigma \dot{E}_{b,kayıp} + \Sigma \dot{E}_{y,kayıp} + \Sigma \dot{E}_{r,kayıp} \quad (58)$$

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net,ORC}}{\dot{Q}_{giren}} = \frac{\dot{W}_{türbin} - \dot{W}_{pompa}}{\dot{Q}_{giren}} \quad (59)$$

$$\eta_{II,ORC} = \frac{\dot{W}_{net,ORC}}{\dot{E}_{ısı kaynağı}} \quad (60)$$

3.3.4. Organik Rankine Çevriminde Kullanılan Akışkanlar

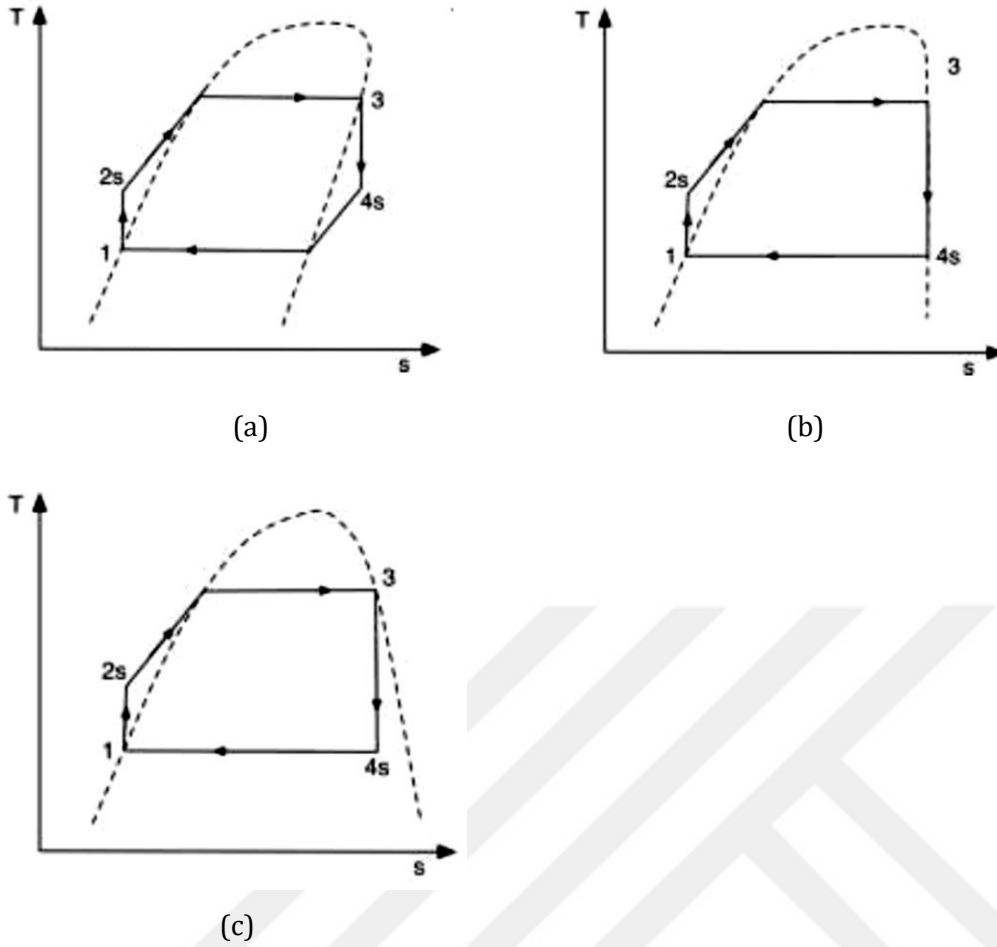
ORC kullanılabilecek hidrokarbon yapılı çok sayıda akışkan mevcuttur. Bu akışkanların seçiminde dikkat edilmesi gereken belirli hususlar bulunmaktadır. Bu hususlar sırası ile; akışkanın termodinamik özellikleri, akışkanın türü, akışkanın malzemeler üzerindeki korozif etkileri, akışkanın tehlikeleri, güvenilirliği ve çevresel etkileri, akışkanın elde edilebilirliği ve birim fiyatı gibi hususlar dikkate alınabilir [26].

Akışkanların termodinamik özelliklerinden kritik basınç, kritik sıcaklık, kaynama noktası, gizli ısı, buharlaşma entalpisi gibi değerler, seçim kriterleri için büyük önem taşımaktadır.

3.3.5. Organik Rankine Çevriminde İş Akışkanı Türünü Belirlenmesi

Çalışma sıvısı, T-s diyagramında (dT/ds) buhar doymuş buhar eğrisinin eğimine bağlı olarak kuru, izentropik (nötr) ve ıslak akışkanlar olarak sınıflandırılır. İzentropik akışkanlar için dT/ds eğiminin değeri limit sonsuza giderken, eğimin tersi (ds/dT) akışkanın kuru veya ıslak olduğunu gösterir. Eğer eğimin tersi ξ ile ifade edilirse, $\xi = ds/dT$ olarak yazılır. Burada ξ 'nin değerine göre sınıflandırma yapılır. Eğer $\xi > 0$ ise kuru akışkan, $\xi < 0$ ise ıslak akışkan, $\xi \approx 0$ ise izentropik akışkan olarak sınıflandırılır. Şekil 3.4'de gösterilmiştir [27].

Şekil 3.10'da akışkanların doymuş buhar eğrisine göre sınıflandırmalarına ait T-s diyagramları bulunmaktadır.



Şekil 3.10. ORC akışkanların doymuş buhar eğrisine göre T-s diyagramları.

Çalışmada akışkan olarak kuru ve izentropik akışkanlara yer verilmiştir. Bu akışkanların genişleme eğrisinin pozitif eğimi olmasından dolayı genişleme prosesinden sonra da kızgın buhar durumunda kalmakta ve buharlaşma esnasında kızgın buhar haline gelmelerine gerek kalmamaktadır [28].

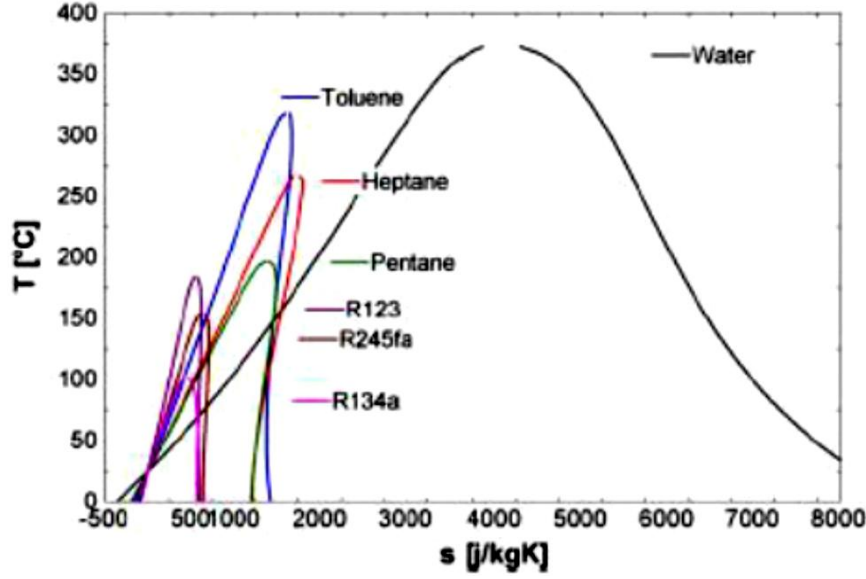
Organik Rankine çevriminde kullanılan çeşitli akışkanlara ait termodinamik özellikleri Tablo 3.2'de gösterilmektedir.

Tablo 3.2. Organik Rankine çevriminde kullanılan akışkanlar.

Sembol	Akışkan İsmi	Molekül Ağırlığı (kg/mol)	Tkrit (°C)	Pkrit (kPa)	Buharlaştırma Entalpisi (kJ/kg)	ξ
R21	Dichlorofluoroethane	102.92	451.48	5.18	339.85	-0.78
R22	Chlorodifluoroethane	86.47	369.3	4.99	1069.13	-1.33
R123	trifluoroethane	152.93	456.83	3.66	738.51	0.26
R124	2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	136.48	395.43	3.62	908.7	0.26
R134a	1,1,1,2-tetrafluoroethane	102.03	374.21	4.06	1643.89	-0.39
R141b	1,1-Dichloro-1-fluoroethane	116.95	477.5	4.21	848.37	0
R142b	1-Chloro-1,1-difluoroethane	100.5	410.26	4.06	1036.52	0
R143a	1,1,1-trifluoroethane	84.04	345.86	3.76	1913.97	-1.49
R152a	1,1-Difluoroethane	66.05	386.41	4.52	1456.02	-1.14
R218	Octafluoroethane	188.02	345.02	2.64	1244.87	0.45
HC270	1,1,1,2,3,3,3-Siklopentan	42.08	398.3	5.58	1911.81	-1.54
R245fa	1,1,1,3,3-Pentafluoroethane	134.05	427.2	3.64	980.9	0.19
R290	Propan	44.1	369.83	4.25	2395.46	-0.79
R600	Bütan	58.12	425.13	3.8	1965.59	1.03
R600a	İzobütan	58.12	407.81	3.63	1981.42	1.03
R601	Pentan	72.15	469.7	3.37	1824.12	1.51
R717	Amonyak	17.03	405.4	11.33	3730.71	10.5
R718	Su	18	647.1	22.06	1943.17	17.8
R1270	Propen	42.08	365.57	4.66	2387.36	-1.77
	Propin	40.06	402.38	5.63	2100.54	-1.87
	Benzen	78.11	562.05	4.89	1146.72	-0.7
	Tolüen	92.14	591.75	4.13	1223.9	-0.21

3.3.6. Organik Akışkanların Su İle Karşılaştırılması

Büyük ölçekli fosil yakıtlı enerji santrallerinde kullanılan Rankine çevrimlerinde, yüksek baca gazı sıcaklıklarına ulaşılabilirdiği için çoğu sistemde su uygun akışkan olmaktadır. Su yüksek kaynama noktasına sahip olmasından dolayı düşük sıcaklıklı baca gazı uygulamalarında fazla ısının geri kazanımı için uygun değildir. Kullanılan Organik akışkanlar, düşük kaynama noktasına sahip olmalarından dolayı suya istinaden daha uygun akışkanlardır. Su ile kıyaslandığında, Organik akışkanlar daha düşük kritik basınç, kritik sıcaklık ve buharlaştırma entalpisine sahiptir. Bazı organik akışkanların ve suyun T-s diyagramı karşılaştırılması Şekil 3.11'de gösterilmektedir.



Şekil 3.11. ORC akışkanların ve suyun T-s diyagramı.

3.4. Gövde Borulu Isı Değiştiriciler

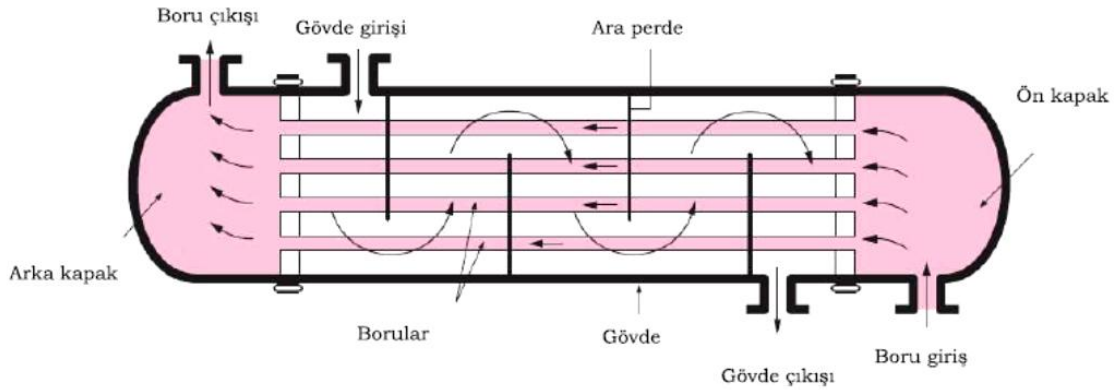
Gövde borulu ısı değiştiriciler, silindirik bir gövde ile bu gövde içine yerleştirilen birbirine paralel daha küçük çaplı borulardan oluşur. Bu ısı değiştirici içerisinde akışkanlardan birisi küçük çaplı boruların içinden akar ve boru tarafı akışkanı veya boru akışkanı olarak adlandırılırken; diğer akışkan ise gövde içinden, küçük çaplı boruların dış yüzeyleri üzerinden akar ve gövde tarafı akışkanı veya gövde akışkanı olarak adlandırılır.

Gövde borulu ısı değiştiricide akışkanlar arasındaki ısı geçişi küçük çaplı boruların yüzeyleri üzerinden gerçekleşmekte ve ısı geçiş yüzey alanı değerini, küçük çaplı boruların toplam yüzey alanı oluşturmaktadır.

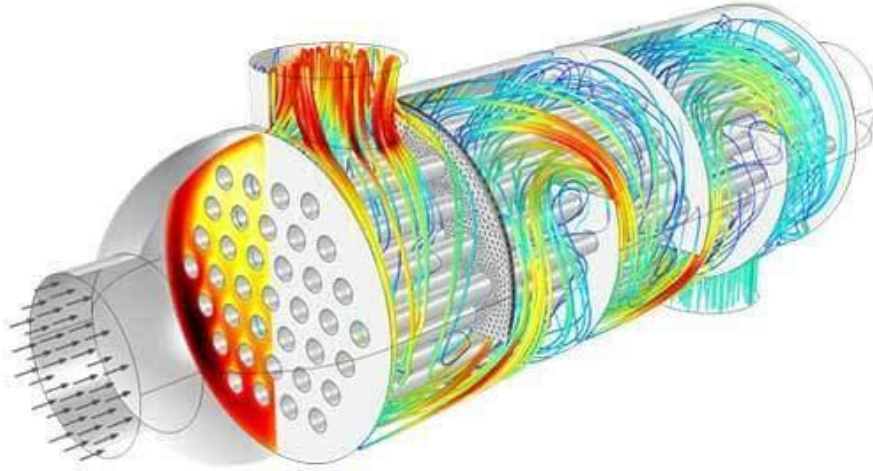
Boru tarafı akışkanı ısı değiştiriciye gövdenin iki ucuna yerleştirilen kafa adı verilen parçaların birindeki giriş kanalından girer. Isı değiştirici boyunca boruların içinden akar. Borulardan geçtikten sonra ısı değiştiricinin geçiş sayısına bağlı olarak ya gövdenin diğer tarafına yerleştirilmiş kafaya ya da giriş yaptığı kafaya yerleştirilmiş çıkış kanalından ısı değiştiriciden çıkar. Kafa olarak adlandırılan bu parçaların görevi boru tarafı akışkanını istenilen akış doğrultusuna yönlendirmektir.

Gövde tarafı akışkanı ısı değiştiriciye, gövdenin bir ucunda bulunan ve giriş kanalından doğrudan gövdeye açılan kafadan girer. Gövde tarafı akışkanı, gövde içinde boru demetini oluşturan küçük çaplı boruların dış yüzeyleri üzerinden akar. Gövde geçiş sayısına göre gövdenin diğer tarafında veya giriş kanalı ile aynı tarafta bulunan, çıkış kanalını takip ederek ısı değiştiriciden çıkar.

Gövde borulu ısı değıştircilerin temel parçaları borular veya boru demeti, gövde, ısı değıştircinin iki tarafındaki kafalar (ön kafa ve arka kafa), boruların monte edildiği ön ve arka aynalar, giriş çıkış ağızları, gövde içindeki akışı yönlendiren ve borulara destek olabilen şaşırtma levhaları ve destek çubuklarıdır. Şekil 3.12’de gövde borulu ısı değıştirci şematik gösterimi ve Şekil 3.13’te gövde borulu ısı değıştircide akışın şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.12. Gövde borulu ısı değıştirci şematik gösterimi (bir gövde ve bir boru geçişli).



Şekil 3.13. Gövde borulu ısı değıştircide akışın şematik gösterimi.

3.4.1. Gövde Borulu Isı Değıştircide Isıl Tasarım Hesapları

Isı değıştircilerinde ısı, soğuk ve sıcak akışkan arasında aktarılmaktadır ve akışkanlardan herhangi biri için gerçekleşen ısı transfer miktarı, akışkanın giriş ve çıkış şartlarındaki entalpilerinden yararlanarak hesaplanabilir. Açık bir sistem için termodinamiğin birinci yasasından hareketle, sürekli işlem şartları altında, akım rejiminin sürekli, kinetik ve

potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu kabulleri ile entalpi değişimi aşağıdaki Eşitlik 61 ile tanımlanır [29].

$$\delta Q = \dot{m}dh \quad (61)$$

Eşitlik 61'de; \dot{m} akışkanın kütleli debisini, h özgül entalpisini ve δQ akışkana da gerçekleşen ısı transfer hızını belirtir. Eşitlik 61'in integrali alınır aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (62)$$

Eşitlik 62'de; h_2 ve h_1 sırasıyla akışkanın giriş ve çıkış şartlarındaki entalpi değerlerini ifade etmektedir. Eşitlik 62, sırası ile ısı değiştirici içindeki sıcak ve soğuk akışkanlar için aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{s1}(h_{1,s1} - h_{2,s1}) \quad (63)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{so}(h_{2,so} - h_{1,so}) \quad (64)$$

Yukarıdaki eşitliklerde $s1$ ve so alt indisleri sırası ile sıcak ve soğuk akışkanı belirtmektedir. Isı değiştirici ısı geçişini gerçekleştiren akışkanlarda hal değişimi olmuyorsa ve özgül ısıları sabit kabul edilirse; eşitlikler aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{s1}c_{p,s1}(T_{1,s1} - T_{2,s1}) \quad (65)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{so}c_{p,so}(T_{2,so} - T_{1,so}) \quad (66)$$

Eşitlik 65 ve Eşitlik 66 eşitliklerinde; c_p akışkanlar için sabit basınç altındaki özgül ısı değerini, T akışkan sıcaklığını, 1 ve 2 alt indisleri ise sırasıyla ısı değiştiriciye giriş ve çıkış noktalarındaki değerler olduğunu belirtir. Eşitlik 65 ve Eşitlik 66 eşitliklerinden de görülebileceği gibi eşit ısı geçişi değeri için akışkanların sıcaklık değişimi büyüklüğü, akışkanların kütleli debisi ve özgül ısı çarpımından elde edilen ve ısı kapasite debisi olarak ifade edilen $\dot{m}c_p$ değeri ile ters orantılıdır.

Sürekli hal koşullarının sağlandığı bir ısı değiştiricide, sıcak ve soğuk akışkanların temel ısı geçişi eşitlikleri Eşitlik 65 ve Eşitlik 66 ile belirtilir. Bir ısı değiştiricisinde hesaplanacak ısı geçiş miktarı; ısı değiştirici içinde akışkanlar arasındaki ısı geçişinin gerçekleştiği yüzey alanına,

akışkanların ve ısı transfer yüzeyinin ısı geçiş katsayılarına ve akışkanlar arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Buna göre ısı geçiş miktarı aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\delta\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (67)$$

Eşitlik 67'de; U ısı değiştiricinin toplam ısı geçiş katsayısını, A ısı geçişini gerçekleştirdiği toplam yüzey alanını, ΔT_{lm} ise akışkanlar arasındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkını ifade etmektedir.

3.4.1.1. Toplam Isı Geçiş Katsayısı

Isı değiştirici uygulamalarında akışkanları birbirinden ayıran duvar, genellikle silindirik bir kesite sahiptir. Akışkanlardan biri, boru içerisinden akarken, diğeri borunun dış yüzeyleri üzerinden geçerek ısı geçişi sağlanır. Bu durumda ısı transfer yüzey alanları boru içindeki ve dışındaki akışkanlar için farklılık göstermektedir. Silindirik yüzeyli ısı değiştiricilerde toplam ısı geçiş katsayısı, Eşitlik 68 ile belirlenir. Eşitlik 68'de r yarıçap, i ve o alt indisleri sırasıyla boru iç ve dış çığına bağlı değerleri, L ise ısı geçişinin gerçekleştiği etkin boru uzunluğunu ifade etmektedir [29].

$$U_i A_i = U_o A_o = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (68)$$

Isı değiştiricileri çalışma süreleri boyunca, akışkanların neden olduğu kirlenme etkilerine maruz kalır. Isı geçiş yüzeyleri üzerinde akışkanlar tarafından taşınan katı tortuların birikmesi, yüzey malzemesi ile gerçekleşen kimyasal reaksiyonlar sonucu ortaya çıkan tabakalar, akışkan içinde bulunan biyolojik yapıların birikmesi gibi nedenlerle kirlenme faktörü R_f olarak adlandırılan ısıl direnç ortaya çıkar. Eşitlik 68 temiz yüzeyli ısı değiştiriciler için geçerlidir. Isıl hesaplar yapılırken kirlenme etkisi dikkate alınmalıdır. Kirlenme faktörü akışkanların türüne, akış hızlarına, ısı geçiş yüzeyine ve çalışma sürelerine bağlı olarak değişir. Kirlenme faktörü deneysel verilerle elde edilen tablolardan yararlanarak belirlenir [29].

Isı değiştirici uygulamalarında toplam ısı geçiş katsayısı, genellikle boru dış yüzeyine göre verildiği için bir borulu ısı değiştirici için kirlenme dirençlerinin dikkate alındığı toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki şekilde ifade edilir [29].

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{r_o R_f}{r_i} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (69)$$

Kanatsız gövde-borulu bir ısı değiştiricide borunun iç ve dış yüzeylerindeki kirlenme etkileri için toplam ısı geçiş katsayısını Eşitlik 69'dan türetilen Eşitlik 63 ile hesaplanır.

$$\frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (70)$$

Eşitlik 70'de R_{fi} ve R_{fo} değerleri sırası ile boru tarafı akışkan ve gövde tarafı akışkana ait kirlilik faktörlerini göstermektedir. Şekil 3.14'te Isı değiştiricilerde kullanılan çeşitli akışkanların, belirli çalışma periyodu sonucunda oluşturdukları kirlilik faktörleri (R_f) verilmiştir.

Tablo 3.3. Bazı akışkanların kirlilik faktörleri, R_f ($m^2 \times ^\circ C/W$) [30].

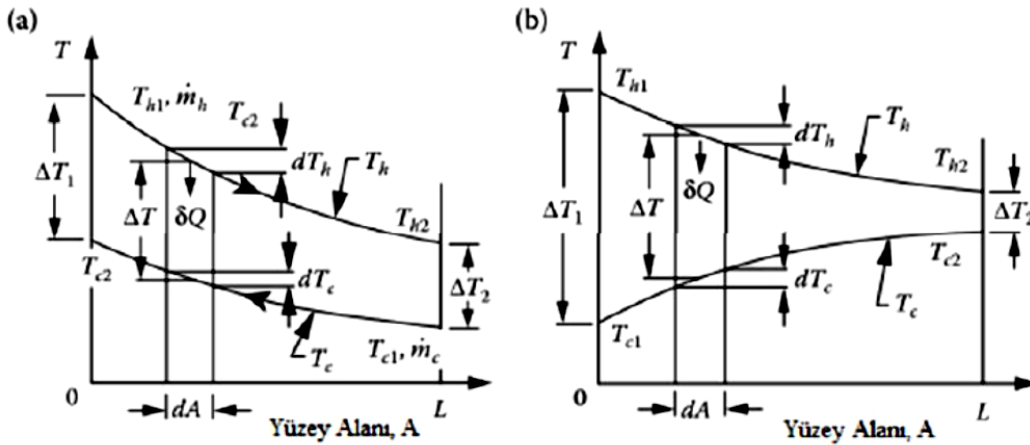
Isıtıcı ortam sıcaklığı Su sıcaklığı	115 °C değerine kadar 50 °C değerinden az		115 ile 250 °C arası 50 °C değerinden çok	
	1'den az	1'den çok	1'den az	1'den çok
Su hızı (m/s)				
Deniz suyu	0.0001	0.0001	0.0002	0.0002
Aritilmiş su	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
Kazan besleme suyu	0.0002	0.0001	0.0002	0.0002
Motor soğutması	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002
Şehir veya kuyu suyu	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
Büyük göl suyu	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
Soğutma kuleleri suyu				
İşlem yapılmış	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
İşlem yapılmamış	0.0006	0.0006	0.0010	0.0008
Kazan blöf suyu	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004
Kaba su	0.0004	0.0002	0.0006	0.0004
Nehir suyu				
En az	0.0004	0.0002	0.0006	0.0004
Büyük nehir	0.0006	0.0004	0.0008	0.0006
Çamurlu su	0.0006	0.0004	0.0008	0.0006
Sert su	0.0006	0.0006	0.0010	0.0010
Temiz sirkülasyon yağı		0.0002		
Makine veya transformator yağı		0.0002		
Bitkisel yağlar		0.0006		
Soğutma yağı		0.0008		
Fuel oil		0.0010		
Organik buharlar		0.0001		
Su buharı (yağ yok)		0.0001		
Alkol buharları		0.0001		
Su buharı (yağ var)		0.0002		
Soğutucu akışkan buharları		0.0004		
Hava		0.0004		
Yüksek fırın gazı		0.0002		
Diesel egzoz gazı		0.0002		
Organik sıvılar		0.0020		
Soğutucu akışkan sıvısı		0.0002		
Soğutucu akışkan, salamura		0.0002		

3.4.1.2. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı

Isı değiştirici içinde gerçekleşen ısı geçişi, soğuk ve sıcak akışkanların sıcaklık farkından dolayı oluşur. Belirli bir ısıl temas yüzey alanına ait akışkanlar arasındaki ısı geçiş miktarı Eşitlik 67'de görülebileceği gibi akışkanlar arasındaki toplam ısı geçiş katsayısına ve sıcaklık farkına bağlıdır. Isı değiştiricilerde sürekli akımlar arasında ısı aktarımı gerçekleştiği için akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı, ısı değiştirici boyunca sabit değildir. Bu durum Eşitlik 67'de logaritmik ortalama sıcaklık farkı kullanılarak hesaba katılmış olur.

3.4.1.2.1. Paralel ve Karşıt Akış Düzenlemeleri İçin Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı

Şekil 3.14'te tek geçişli bir ısı değiştiricide sırasıyla karşıt ve paralel akış düzenlemesi için akışkanların ısı değiştirici boyunca sıcaklıkları grafik üzerinde gösterilmiştir [29].



Şekil 3.14. Tek geçişli bir ısı değiştiricide ısı değiştirici boyunca sıcaklık dağılımı, a) ters akış düzenlemesinde sıcaklık profili, b) paralel akış düzenlemesinde sıcaklık profili [29].

Yukarıdaki grafiklerde görülen dA diferansiyel alanı için enerji dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\delta Q = -\dot{m}_{s1} c_{p,s1} dT_{s1} = \pm \dot{m}_{s0} c_{p,s0} dT_{s0} \quad (71)$$

eşitliği elde edilir. Eşitlik 71'de bulunan eksi ve artı işaretleri akışın paralel veya karşıt akışlı olduğunu belirtir. Sıcaklık-konum grafiğinde, sıcak olan akışkanın akış yönü pozitif alındığında sıcak akışkan ısı kaybetmektedir. Pozitif akış yönünde soğuk akışkan paralel akış düzenlemede ısı kazanmakta; karşıt akış düzenlemede ise ısı kaybetmektedir. Burada grafik üzerinde

belirlenen doğrultu boyunca ısı değişimi, ısı kaybını belirtmektedir. Eşitlik 71 ısı kapasite debilerine göre tekrar yazılırsa;

$$\delta\dot{Q} = -C_{s1}dT_{s1} = \pm C_{s0}dT_{s0} \quad (72)$$

elde edilir. C_{s1} sıcak akışkan için, C_{s0} soğuk akışkan için ısı kapasite debilerini göstermektedir. Diferansiyel alan boyunca gerçekleşen ısı geçişi, Eşitlik 67'nin diferansiyel formda yazılmasıyla;

$$\delta\dot{Q} = U(T_{s1} - T_{s0})dA \quad (73)$$

şeklinde yazılabilir. Eşitlik 72'den karşıt akış düzenlemesi için

$$d(T_{s1} - T_{s0}) = dT_{s1} - dT_{s0} = \delta\dot{Q} \left(\frac{1}{C_{s0}} - \frac{1}{C_{s1}} \right) \quad (74)$$

eşitliği elde edilir ve Eşitlik 73'de $\delta\dot{Q}$ değeri yerine yazılırsa Eşitlik 75 elde edilir [29].

$$\frac{d(T_{s1,2} - T_{s0,1})}{T_{s1,2} - T_{s0,1}} = U \left(\frac{1}{C_{s0}} - \frac{1}{C_{s1}} \right) dA \quad (75)$$

Eşitlik 75'de U , C_{s0} ve C_{s1} değerleri sabit kabul edilerek ısı girişi ve çıkışı arasında integrasyon uygulanırsa Eşitlik 76 elde edilir [29].

$$\ln \frac{T_{s1,2} - T_{s0,1}}{T_{s1,1} - T_{s0,2}} = UA \left(\frac{1}{C_{s0}} - \frac{1}{C_{s1}} \right) \quad (76)$$

Eşitlik 65 ve Eşitlik 66'dan ısı kapasite debileri \dot{Q} 'ya bağlı olarak alınır ve Eşitlik 76'da bu değerler yerlerine yazıldığında, karşıt akış düzenlemesi için ısı geçiş eşitliği, Eşitlik 77 ve Eşitlik 78'deki gibi elde edilir.

$$\dot{Q} = UA \frac{(T_{s1,1} - T_{s0,2}) - (T_{s1,2} - T_{s0,1})}{\ln \frac{T_{s1,2} - T_{s0,1}}{T_{s1,1} - T_{s0,2}}} \quad (77)$$

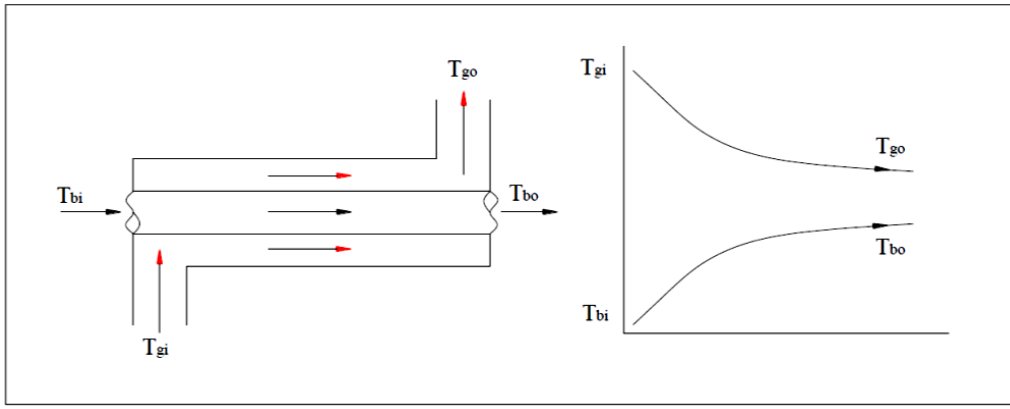
$$\dot{Q} = UA \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (78)$$

Eşitlik 67'de bulunan ΔT_{lm} ortalama logaritmik sıcaklık farkı ifadesi, Eşitlik 79'da belirlenmiş olur.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (79)$$

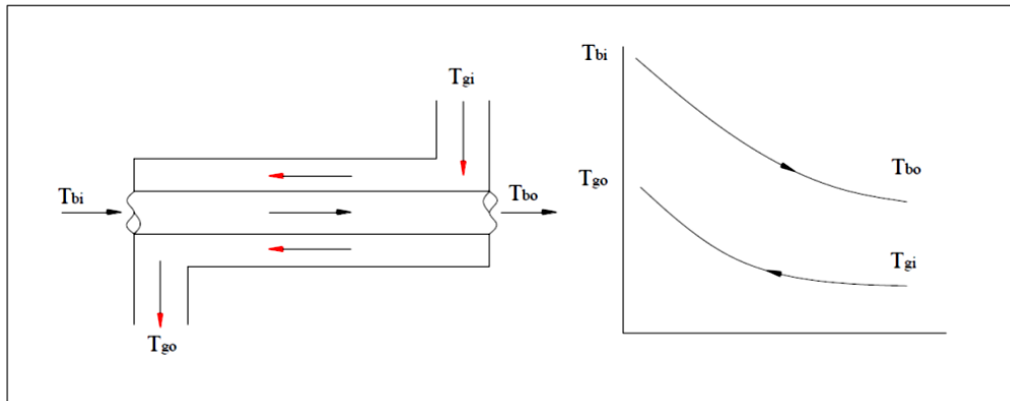
ΔT_1 ve ΔT_2 değerleri ısı değiştiricinin iki ucundaki yerel sıcaklık farklarını belirler. Paralel ve karşıt akış düzenlemeli ısı değiştiriciler için ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkı sırasıyla aşağıdaki gibidir [29]. Paralel akışlı ısı değiştirici için Şekil 3.15'te ve karşıt akışlı ısı değiştirici için Şekil 3.16'da akış şemaları ve sıcaklık dağılımları bulunmaktadır.

$$\Delta T_{lm,paralel} = \frac{(T_{s1,1} - T_{so,1}) - (T_{s1,2} - T_{so,2})}{\ln \frac{T_{s1,1} - T_{so,1}}{T_{s1,2} - T_{so,2}}} \quad (80)$$



Şekil 3.15. Paralel akışlı ısı değiştirici ve sıcaklık dağılımı.

$$\Delta T_{lm,karşıt} = \frac{(T_{s1,1} - T_{so,2}) - (T_{s1,2} - T_{so,1})}{\ln \frac{T_{s1,1} - T_{so,2}}{T_{s1,2} - T_{so,1}}} \quad (81)$$



Şekil 3.16. Ters akışlı ısı değiştirici ve sıcaklık dağılımı.

Isıl kapasite debilerinin eşit olduğu karşıt akış düzenlemesinde $\Delta T_1 = \Delta T_2$ olacağı için L'Hospital kuralından yararlanılarak $\Delta T_{lm} = \Delta T_1 = \Delta T_2 = (T_{s1} - T_{so})$ alınabilir [31]. Isı değiştiricilerin ortalama logaritmik sıcaklık farkı kullanılarak ısı analizinin gerçekleştirildiği yöntem LMTD yöntemi denir [29].

3.4.3. Gövde Borulu Isı Değiştirici Tasarım Hesapları

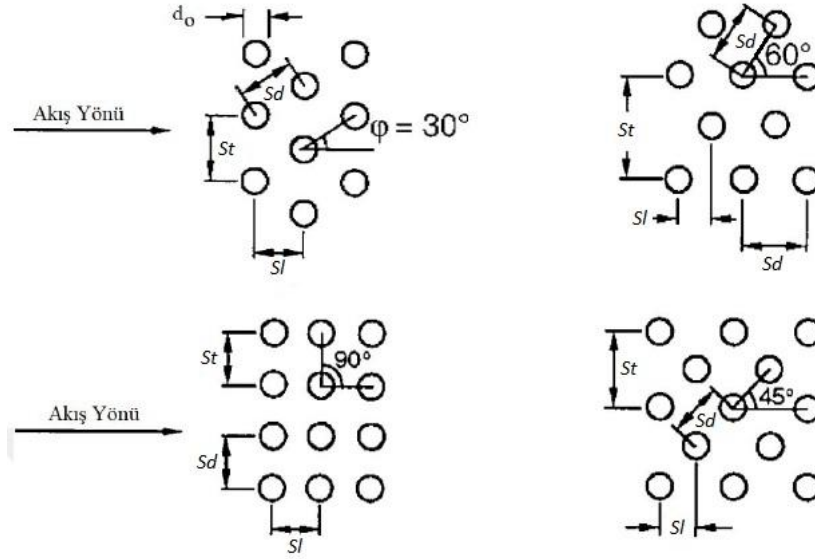
3.4.3.1. Boru Demeti Düzenlemesi

Boru adımı olarak da adlandırılabilir komşu boruların eksenleri arasındaki mesafe, gövde akışkanın borular arasındaki serbest akış alanını doğrudan etkiler. Bu nedenle boru adımı mesafesi, yüzey kompaktlığını ve gövde tarafı ısı geçişini arttırmak için mümkün olduğunca küçük veya gövde tarafı basınç kaybını ve kirlenme etkisini azaltmak, borular arasındaki açıklığı arttırmak boru dış yüzeylerinde mekanik yöntemlerle temizliği kolaylaştırmak için daha büyük seçilebilir. Gövde borulu ısı değiştiricilerin çoğunluğunda adım oranı olarak adlandırılan boru eksenleri arası mesafenin boru dış çapına oranı (S_t/d_o) 1.25 ile 2.00 değerleri arasındadır. TEMA standartlarına göre boru adımı oranı, boruların boru aynasına makine işlemi ile sorunsuz sabitlenebilmesi için minimum 1.25 olarak belirlenmiştir. Aksi takdirde boru aynası ile borular arasındaki bağlantılardan kaçaklar oluşabilir [31].

Boru yerleşim düzenleri gövde içine mümkün olan en çok sayıda boruyu yerleştirip en büyük ısı geçişi yüzey alanına ulaşmak için tasarlanmıştır. Çalışma şartlarının düzenli aralıklarla boru dış yüzeyi temizliği gerektirdiği durumlarda buna imkan verecek bir düzenleme seçilir. Dört standart boru demeti düzeni vardır ve bunlar üçgen (30°), döndürülmüş üçgen (60°), kare (90°) ve döndürülmüş kare (45°) yerleşim düzenleridir. Boru yerleşim açısı, gövde içindeki boru demetine dik akış doğrultusuna göre belirlenir, dolayısıyla yerleşim açısının yatay veya dikey referans doğrultuları ile bir ilişkisi yoktur. Şekil 3.17'de boru yerleşim açıları ve boru adımı mesafesi S_d , çapraz akış doğrultusuna göre belirlenen akışa dik boru adımı mesafesi S_t , akışa paralel boru adımı mesafesi S_l gösterilmiştir. Üçgen (30°), döndürülmüş üçgen (60°) ve döndürülmüş kare (45°) düzenleri zikzak sıralı (staggered), kare (90°) düzeni ise doğrusal sıralı (in-line) düzenleme olarak da adlandırılır. Belirli bir boru adımı ve kütle akış debisi için gövde tarafı ısı geçiş katsayısı ve basınç kaybı değerleri 30°, 45°, 60° ve 90° sırası ile azalır. Dolayısıyla kare (90°) düzeni en küçük ısı geçiş katsayısına ve en düşük basınç kaybına sahip olacaktır. Boru düzeni seçimi, gövde tarafı performansı ve dolayısıyla da ısı değiştirici performansını etkileyen aşağıdaki parametreler dikkate alınarak yapılır [32].

1. Kompaktlık
2. Isı aktarımı

3. Basınç kaybı
4. Mekanik temizlik için ulaşılabilirlik
5. Gövde tarafındaki faz değişimi



Şekil 3.17. Boru demeti düzenlemeleri.

Üçgen ve döndürülmüş üçgen (30° ve 60°) yerleşimi, belirli bir gövde tarafı akış alanı için kompakt bir düzenleme, daha iyi gövde tarafı ısı geçiş katsayısı ve daha dayanıklı bir boru aynası sunar [32]. Dolayısıyla iki akışkan arasındaki basınç farkı yüksek olduğu zaman üçgen düzen tercih edilir [31]. Belirli bir boru adımı oranı ve gövde çapı için bu yerleşimlerin kullanılması yaklaşık %15 daha fazla borunun gövde içine yerleştirilebilmesini sağlar [32]. Üçgen (30°) düzen en yüksek boru yoğunluğunu verir ve dolayısıyla başka bir etken farklı bir düzen kullanılmasını gerektirmedikçe 30° düzen tercih edilmelidir [29]. Gövde akışkanın yoğunlaştığı uygulamalarda saf akışkanlar için 60° , karışımlar için 30° düzeni önerilir [31].

Bu yerleşim düzenleri temiz akışkanların kullanıldığı uygulamalar için tatmin edici olsa da, borular arasında rijit bir temizlik aracının rahatça girip çıkabileceği bir boşluk bulunmadığı için mekanik temizlik gerektiren uygulamalarda dezavantajlıdır. Sadece kimyasal maddeler ve su jeti kullanılan yöntemlerle temizlik mümkündür [32].

Gövde tarafında mekanik temizlik şart olduğunda kare (90°) veya döndürülmüş kare (45°) düzenlerini borular arasında en az 6.35 mm boşluk kalacak şekilde kullanmak gerekir. Mekanik temizlik açısından boru dış çapının teorik bir limiti olmamasına rağmen, borular arası mesafenin en az 6.35 mm olması gerekliliği pratikte boru dış çapının minimum 15.9 mm (5/8 in.) veya 19.05 mm almasını gerektirir. Kare düzeni genellikle sabit aynalı sistemlerde boru dış yüzeylerinin mekanik olarak temizlenmesi zaten mümkün olmadığından tercih edilmez. Bu

yerleşim düzenleri üçgen yerleşim düzenlerine göre daha düşük ısı geçişi katsayısı ve basınç kaybı sunar [32]. Gövde tarafında tek fazlı laminar veya türbülanslı akım varsa veya gövde tarafında yoğunlaşan bir akışkan varsa daha iyi ısı transferi için 45° düzeni tercih edilir. Eğer gövde tarafında basınç kaybının daha düşük olması gerekiyorsa, 90° düzeni türbülanslı akışlar için tercih edilir. Kaynama uygulamalarında, buhara kaçış yolları sunduğu gibi 90° düzen tercih edilir [31].

3.4.3.2. Boru Demeti Çapı ve Gövde Çapı

Isı değiştiricinin boru düzenine göre oluşturduğu boru demetin çapı, boruların sayısına, boru geçiş sayılarına ve boruların aralarındaki boşluğa bağlıdır. Tablo 3.4'te kullanılan boru düzenlemesine göre C ve n katsayı değerleri görülmektedir.

Tablo 3.4. Eşitlik 83'te C ve n katsayıları [30].

Boruların üçgen düzenlenişi, $t_1 = 1.25 \times d_o$					
Geçiş sayısı	1	2	4	6	8
C	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
N	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Boruların kare düzenlenişi, $t_1 = 1.25 \times d_o$					
Geçiş sayısı	1	2	4	6	8
C	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
N	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Tablo 3.4'ten alınan C ve n katsayı değerlerine göre boru demetinin çapı;

$$D_{demet} = d_o \left(\frac{n_b}{C} \right)^{1/n} \quad (82)$$

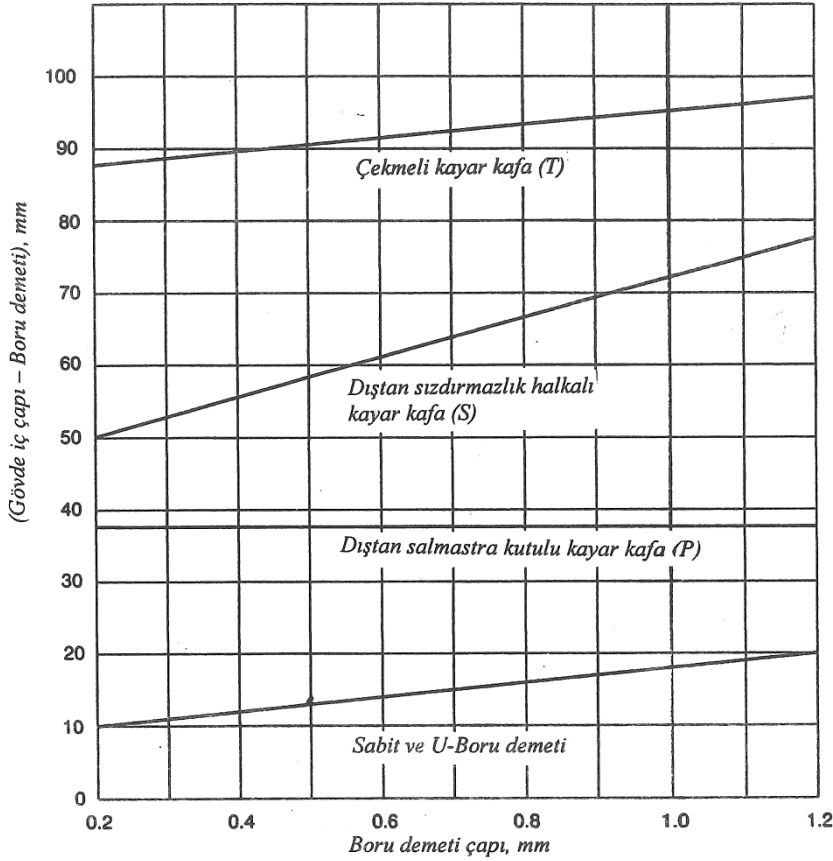
eşitliği ile elde edilir. Boru demetinin boru sayısı Eşitlik 82 kullanılarak aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$n_b = C \left(\frac{D_{demet}}{d_o} \right)^n \quad (83)$$

Isı değiştirici geçiş sayısına bağlı olarak ısı değiştirici içerisindeki toplam boru sayısı, n_g geçiş sayısı olacak şekilde aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$n_t = n_b n_g \quad (84)$$

Boru demeti çapı bulunduktan sonra, gövde çapını belirleyebilmek için gövde ile boru demeti arasında bırakılması gereken boşluk hesaplanmalıdır. Boru demeti ile gövde arasındaki bırakılacak bu boşluk, ısı değiştirici konstrüksiyonunda kullanılan kafa tiplerine ve imalattaki tolerans sınırlarına bağlı olarak değişiklik gösterir. Boru demeti ile gövde arasında bırakılacak bu mesafe için pratikte seçilmiş olan bazı değerler Şekil 3.18’de verilmiştir.



Şekil 3.18. Gövde ile boru demeti arasında bırakılacak boşluk (D_b) [30].

Şekil 3.12 ile gövde ile boru demeti arasındaki çap fark bulunduktan sonra ısı değiştiricinin gövde iç çapı kolaylıkla hesaplanabilir. Isı değiştiricinin gövde çapı;

$$D_{gövde,iç} = D_{demet} + D_b \quad (85)$$

Eşitlik 85 yazılarak bulunur.

Isı değiştiricisinin temel geometrik verileri, yukarıdaki gibi hesaplandıktan sonra, boru yerleşim düzeni, şaşırtma aralıkları, kesme oranı vb. ayrıntılar çalışma şartlarına uygun olacak şekilde önünde bulundurulur ve böylelikle ısı değiştiricinin ön tasarım aşaması sonuçlandırılmış olur. Ön tasarım aşamasının sonuçlandırılmasının ardından, gövde ve boru

tarafı ısı geçişi katsayıları hesaplanır. Eşitlik 70 yardımıyla gövde-borulu ısı değiştiricide borunun iç ve dış yüzeylerindeki kirlenme etkileri için toplam ısı geçiş katsayısı hesaplanır.

Gövde içindeki akışkan hareketlerini yönlendirmek, akışı türbülanslı yapıp ölü bölgeleri azaltmak ve borulara destek sağlamak gayesi ile gövde içinde şaşırtma levhaları kullanılır. Bunlar levhalı ve çubuklu olmak üzere iki grupta toplanabilir. Bu elemanların seçiminde, ısı geçişindeki iyileştirme, basınç kayıplarındaki artma ve akışta oluşturduğu titreşim ve gürültü göz önüne alınmalıdır [30].

Şaşırtma elemanları akış kesitini %15 ila 45 arasında keser. Pratik açıdan %20 ila 25 gibi bir değer, iyi bir ısı geçiş katsayısı yanı sıra, fazla bir basınç kaybı oluşturmaz. Akışkanın kısa devre yapabilmesi nedeniyle, bu elemanlar ile gövde arasındaki aralık belirli değerleri aşmamalıdır. Gövde çapına göre, şaşırtma levhası çapı ve tolerans miktarları ve kalınlıkları Ek J.1'de verilmiştir. Elemanlar arasındaki mesafe, bu mesafenin gövde çapının 0.2 ila 1.0 katı arasında değişebilmesine rağmen, bu mesafenin gövde çapın 0.3 ila 0.5 arasında seçilmesi, ısı geçişi ve basınç kayıpları açısından uygundur [30].

3.4.4. Toplam Isı Taşınım Katsayısı

Bu kısımda gövde tarafı ve boru tarafı akışkanların, ısı değiştiriciler için verilen ısı taşınım katsayısı hesapları anlatılacaktır.

Isı taşınım film katsayıları akışkanın cinsine, hızına, sıcaklığına, akışın laminar veya türbülanslı, tabii veya zorlanmış, gelişmekte veya tam gelişmiş olmasına ve ısı transfer alanının geometrisine bağlı olarak değişmektedir. Uygulamalarda genellikle bazı deneysel çalışmalar neticesinde bulunan Nusselt (Nu), Reynold (Re) ve Prandtl (Pr) sayılarına bağlı olarak film katsayısını veren bağıntılar kullanılmaktadır [33].

3.4.4.1. Boru Tarafı Isı Taşınım Katsayısı


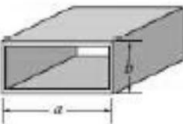
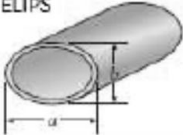
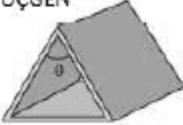
Isı değiştiricide boru tarafı akışkanına ait ısı transfer katsayısını hesaplamak için gerekli formüller aşağıda verilmiştir.

$$V_{boru} = \frac{4\dot{m}_{boru}}{\rho_{boru}\pi(d_o)^2} \quad (86)$$

$$Re_{boru} = \frac{\rho_{boru}d_oV_{boru}}{\mu_{boru}} \quad (87)$$

Eşitlik 86 ve Eşitlik 87 ile boru tarafı akışkanın Reynold değeri bulunur. Hesaplanan Reynold değerine göre boru içinde bulunan akışkanın akış türü belirlenir.

Reynold sayısı 2300 ve daha küçükse boru tarafı akışkanının akışı laminardir. Boru akışkanının akışı laminar olması durumunda Nu boyutsuz değeri Şekil 3.19 kullanılarak bulunur.

GEOMETRİ	a/b or θ	Nusselt Sayısı		Sürtünme Faktörü
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
SİLİNDİR 	—	3.66	4.36	64.00/Re
DİKDÖRTGEN 	1	2.98	3.61	56.92/Re
	2	3.39	4.12	62.20/Re
	3	3.96	4.79	68.36/Re
	4	4.44	5.33	72.92/Re
	6	5.14	6.05	78.80/Re
	8	5.60	6.49	82.32/Re
	∞	7.54	8.24	96.00/Re
ELİPS 	1	3.66	4.36	64.00/Re
	2	3.74	4.56	67.28/Re
	4	3.79	4.88	72.96/Re
	8	3.72	5.09	76.60/Re
	16	3.65	5.18	78.16/Re
ÜÇGEN 	10°	1.61	2.45	50.80/Re
	30°	2.26	2.91	52.28/Re
	60°	2.47	3.11	53.32/Re
	90°	2.34	2.98	52.60/Re
	120°	2.00	2.68	50.96/Re

Şekil 3.19. Çeşitli kesitli borularda tam gelişmiş akış için Nusselt sayısı [24].

Reynold sayısı 2300 ve 10000 arasında boru tarafı akışkanının akışı geçiş bölgesindedir.

$$Nu_{boru} = 0.116((Re_{boru}^{2/3} - 125)) \left(Pr_{boru}^{1/3} \left(\frac{\mu_{boru}}{\mu_{duvar}} \right)^{0.14} \right) \left(d_o + \left(\frac{d_o}{L_x} \right)^{1/3} \right) \quad (88)$$

Reynold sayısı 10000 ve daha büyükse boru tarafı akışkanın akışı türbülanslıdır.

$$Nu_{boru} = 0.023 Re_{boru}^{0.8} Pr_{boru}^{0.3} \quad (\text{Akışkan soğuyorsa}) \quad (89)$$

$$Nu_{boru} = 0.023 Re_{boru}^{0.8} Pr_{boru}^{0.4} \quad (\text{Akışkan ısıyorsa}) \quad (90)$$

Boru tarafı akışkanı için hesaplanan Reynold değerine göre akış tipi belirlendikten sonra akış tipine uygun denklem ile boru tarafı akışkanı Nusselt sayısı bulunur. Nusselt sayısının hesaplanması ile aşağıda verilen Eşitlik 91 ile boru tarafı akışkanın ısı taşınım katsayısı hesaplanır. Eşitlik 91'de ρ_{boru} , k_{boru} ve μ_{boru} değerleri sırasıyla boru tarafı akışkanına ait yoğunluğu, ısıl iletkenliği ve dinamik viskozitesini belirtir ve akışkanın ortalama sıcaklığına göre hesaplanır.

$$h_{boru} = \frac{Nu_{boru}k_{boru}}{d_o} \quad (91)$$

3.4.4.2. Boru Tarafı Akışkanı Kaynama Durumunda Isı Taşınım Katsayısı

Isı değiştiricide bulunan organik akışkan, karmaşık mekanizmaya sahip zorlanmış taşınım ile faz değişimine maruz kalmaktadır (hem evaporatörde hem de kondenserde). Literatürde deneysel verilere dayalı olarak, boru içinde akış esnasında kaynama olayının gerçekteştiği durumda ısı transfer olayını karakterize eden bazı bağıntılar bulunmaktadır. Literatürde, boru içinde kaynama olayının gerçekteştiği iki fazlı akış durumu için Kandlikar bağıntısı kullanılır [34]. Aşağıda zorlanmış iç akışta kaynama olması halinde Kandlikar bağıntısı gösterilmektedir.

$$h_{iki\ faz, kaynama} = h_{sıvı} [c_1 Co^{c_2} (25 Fr_{sıvı})^{c_5} + c_3 Bo^{c_4} F_K] \quad (92)$$

Eşitlik 92'de $h_{sıvı}$ boru tarafı akışkanının kaynama olmadan sıvı halde iken ısı transfer katsayısını, F_K sıvıya bağlı değeri belirtmektedir. Çeřitli akışkanlara bağlı F_K değerleri Tablo 3.5'te gösterilmektedir. Eşitlik 92'de katsayı değerleri sırasıyla $c_1 = 0.6683$, $c_2 = -0.2$, $c_3 = 1058$, $c_4 = 0.7$, yatay boru için $c_5 = 0.3$ ve dūşey boru için $c_5 = 0$ 'dır. Co , Fr , Bo değerleri ise sırasıyla konveksiyon (Co), Froude (Fr) ve kaynama (Bo) sayılarını ifade etmektedir.

Tablo 3.5. Çeşitli akışkanlara bağlı F_K değerleri.

Akışkan	F_K
Su (R-718)	1.00
R-11	1.30
R-12	1.50
R-13B1	1.31
R-22	2.20
R-113	1.30
R-114	1.24
R-134a	1.63
R-152a	1.10
R-32/R-132	3.30
R-141b	1.80
R-124	1.00
Kerosene	0.488
Nitrojen	4.70
Neon	3.50

*Yukarıdaki değerler yalnızca bakır borular için geçerlidir. Paslanmaz çelik borular için tüm akışkanlarda $F_K = 1.0$ olarak hesaplanır [34, 35].

$$Co = \left(\frac{\rho_{buhar}}{\rho_{sıvı}} \right)^{0.5} \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0.8} \quad (93)$$

Eşitlik 93'te x değeri akışkanın ortalama kuruluk derecesini yani sıvı ve gaz fazındaki kuruluk derecelerinin ortalamasını belirtir ve $x = 0.5$ 'tir.

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_{sıvı} g D_h} \quad (94)$$

Eşitlik 94'te G değeri akışkanın kütleli akısını belirtir. Akışkanın kütleli akı değeri aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{kesit}} \quad (95)$$

Eşitlik 95'te \dot{m} ve A_{kesit} değerleri sırasıyla, akışkanın debisini ve akışkanın içinde bulunduğu borunun kesit alanını belirtir.

$$Bo = \frac{q'' A_{kesit}}{\dot{m} h_{sıvı-buhar}} = \frac{q''}{G h_{sıvı-buhar}} \quad (96)$$

Eşitlik 96'da $h_{buhar-sıvı}$ değeri akışkanın doymuş sıvı buhar karışımı entalpisini belirtir. $h_{buhar-sıvı}$ değeri eşitlik 96'daki şekilde hesaplanır.

$$h_{sıvı-buhar} = h_{buhar} - h_{sıvı} \quad (97)$$

Eşitlik 97'de q'' değeri ise ısı akısını belirtir ve aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$q'' = \frac{q}{A_{kesit}} \quad (98)$$

3.4.4.3. Boru Tarafı Akışkanı Yoğuşma Durumunda Isı Taşınım Katsayısı

Isı değiştiricide bulunan organik akışkan, karmaşık mekanizmaya sahip zorlanmış taşınım ile faz değişimine maruz kalmaktadır. Literatürde deneysel verilere dayalı olarak, boru içinde akış esnasında yoğuşma olayının gerçekleştiği durumda ısı transfer olayını karakterize eden bazı bağıntılar bulunmaktadır. Literatürde, boru içinde yoğuşma olayının gerçekleştiği iki fazlı akış durumu için Shah korelasyon bağıntısı kullanılır.

Shah iç akış için geliştirdiği korelasyonda; yatay, dikey ve eğimli borularda; çok çeşitli deneylerde su, soğutucu akışkanlar ve organik akışkanlar kullanarak verilerin benzer olduğunu göstermiştir. Shah, tüm soğutucu akışkanlar için geçerli olan, çapları 7'den 40 mm'ye kadar değişen borular kullanarak 21 farklı deney yapmıştır. Bu deneylerden elde edilen 473 sonucu kullanarak aşağıda belirtilen iki fazlı akış denklemini geliştirmiştir [36].

$$h_{iki\ faz, yoğuşma} = h_{sıvı} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right] \quad (99)$$

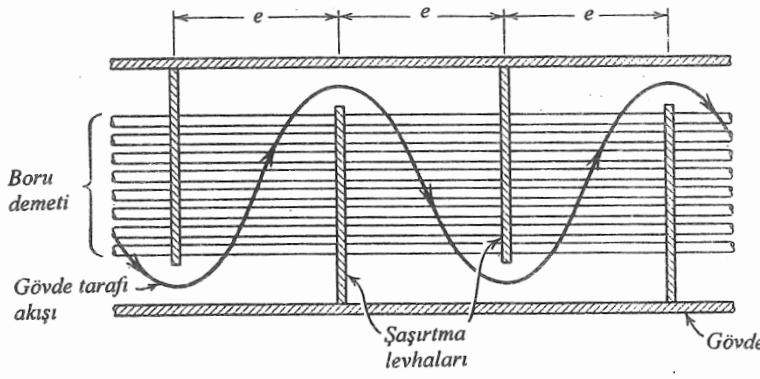
Eşitlik 99'da $h_{sıvı}$ boru tarafı akışkanının yoğuşma faz değişiminde sıvı halde iken ısı transfer katsayısını, Pr akışkanın sıvı fazdaki Prandl sayısını, x akışkanın ortalama kuruluk derecesini yani sıvı ve gaz fazındaki kuruluk derecelerinin ortalamasını belirtir ve $x = 0.5$ 'tir.

3.4.4.4. Gövde Tarafı Isı Taşınım Katsayısı

Pratikte çok geniş uygulama alanı bulmaları ve özellikle şaşırtma levhalarına sahip gövde tarafındaki akışın karmaşıklığı nedeniyle, gövde borulu ısı değiştiricilerinin gövde tarafındaki ısı geçiş analizi ayrı bir kısım olarak göz önüne alınmıştır. Şaşırtma levhalı gövde borulu bir ısı değiştirici gövdesindeki esas akış, Şekil 3.20'de gösterildiği gibi oldukça karmaşıktır. Buradaki akış, bazı bölgelerde boruların eksenine paralel, bazı bölgelerde ise

boruların eksenine dik olarak gerçekleşir. Akışkanın bazı yerlerde kısa devre yapması ve bazı yerlerde kaçakların olması nedeniyle, bu şekilde ideal olarak verilen esas akış biçimi bir miktar bozulabilir.

Gövde tarafındaki karmaşık akım özelliği ve olaya etki eden değişkenlerin fazlalığı, gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısının ve basınç düşmesinin kesin bir şekilde belirlenmesini güçleştirir. Bu konuda ilk yapılan araştırmalarda, kaçak ve kısa devre akımları göz önüne alınmamıştır. Literatürde Kern yöntemi olarak adlandırılan bu hesap şeklinde, ideal akış modeli için, korelasyon bağıntıları kullanılmaktadır [37]. Kısa devreleri ve kaçakları göz önüne alan ikinci akış modeli ise ilk defa Tinkler tarafından ortaya atılmış olup, Bell tarafından geliştirilmiştir [37, 38].



Şekil 3.20. Şaşırtma levhali gövde borulu ısı değiştiricilerde gövde tarafındaki akış [30].

3.4.4.4.1. Kern Yöntemi İle Gövde Tarafındaki Isı Taşınım Katsayısı Hesaplanması

Kern yöntemi, standart toleranslar ile imalatı yapılan gövde borulu ısı değiştiricilerinde hesaplamalar sonucunda bulunan ısı taşınım katsayısı için yeterli sonuçlar vermektedir. Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı aşağıda Eşitlik 99'da verilmiştir [30].

$$Nu_{gövde} = \frac{h_{gövde} d_e}{k_{gövde}} = j_{h,K} Re_{gövde} Pr_{gövde}^{1/3} \left(\frac{\mu_{gövde}}{\mu_o} \right)^{0.14} \quad (100)$$

Eşitlik 100'de bulunan değerler;

$h_{gövde}$ = Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı, $W/m^2 \times ^\circ C$.

d_e = Eşdeğer çap (Eşitlik 101 ve Eşitlik 102).

k = Akışkanın ortalama ısı iletim katsayısı, $W/m \times ^\circ C$.

$j_{h,K}$ = Kern yönteminde boyutsuz ısıl çarpan (Kern yöntemi boyutsuz ısıl çarpan grafiği Şekil 3.21'de gösterilmektedir).

$Re_{gövde} = \frac{w_{gövde} d_e}{\mu_{gövde} / \rho_{gövde}}$ = Gövde tarafında eşdeğer çapa göre tanımlanmış Reynold sayısı.

$Pr_{gövde}$ = Prandtl sayısı.

$\mu_{gövde}$ = Ortalama akışkan sıcaklığında gövde tarafındaki dinamik viskozite, $Pa \times s$.

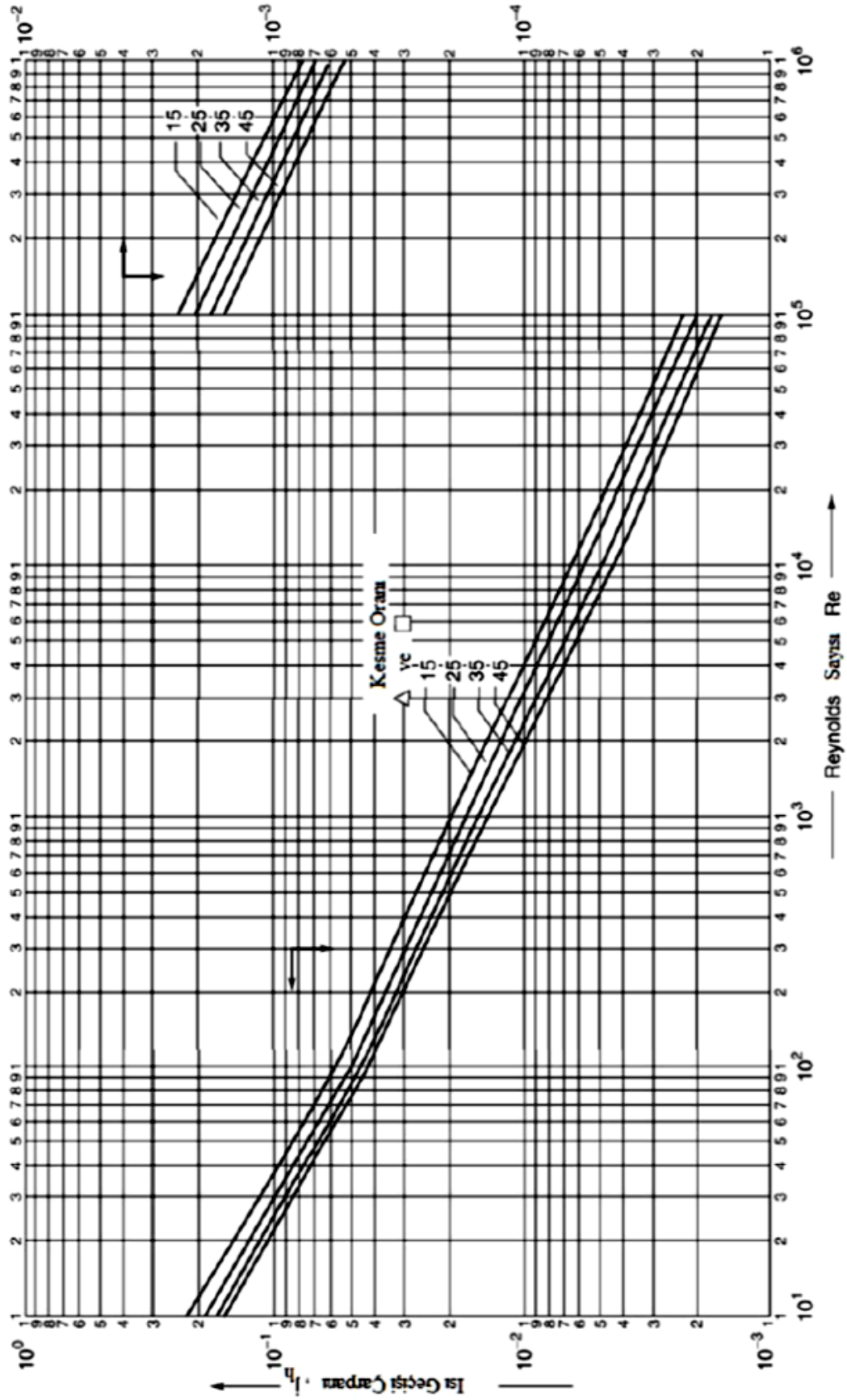
μ_o = Cidar sıcaklığında gövde tarafındaki dinamik viskozite, $Pa \times s$.

ρ = Gövde tarafındaki ortalama akışkan yoğunluğu, kg/m^3 .

$w_{gövde}$ = Gövde tarafındaki hız, m/s (Eşitlik 104).

belirtmektedir. $j_{h,K}$ değeri, gövde tarafı akışkanı Reynold sayısı ve kesme oranına göre Şekil 3.18'den belirlenir.





Şekil 3.21. Kern yöntemi için boyutsuz ısı çarpan grafiği [30].

Bu yöntemde Şekil 3.22'de gösterildiği gibi gövde ekvatorundaki A_s serbest geçiş kesiti;

$$A_s = \frac{(s_d - d_0)eD_G}{s_d} \quad (103)$$

Eşitlik 103'deki gibi verilir. Bu eşitlikte D_G ve e değerleri sırasıyla gövde iç çapı ve şaşırtma levhaları arasındaki uzaklığı belirtir. Bu durumda $\dot{m}_{gövde}$ gövde tarafı akışkanın kütleli debisi olmak üzere, serbest geçiş kesitine göre gövde tarafındaki hız;

$$w_{gövde} = \frac{\dot{m}_{gövde}}{\rho_{gövde} A_s} \quad (104)$$

şeklinde bulunabilir.

3.4.5. Isı Değiştirici Yüzey Alanı ve Boru Boyu

Isı değiştiricinin ön boyutlandırması, öncelikle istenilen ısı geçişi değerini sağlamak için gerekli olan ısı geçişi yüzey alanının belirlenmesi ile başlar. Bunun için Eşitlik 67 aşağıdaki gibi yazılarak boruların toplam dış yüzey alanı A_o değeri hesaplanır [29].

$$A_o = \frac{\dot{Q}}{U_o \Delta T_{lm,ters}} \quad (105)$$

Eşitlik 105'ten de anlaşılacağı gibi gerekli ısı geçiş yüzey alanını bulmak için toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesi gerekmektedir. Eşitlik 105 türetilerek boru boyu bilinmeyen ısı değiştirici için aşağıdaki Eşitlik 106 elde edilir.

$$L_t = \frac{R_{top} \Delta T_{lm,ters}}{\dot{Q}} \quad (106)$$

Eşitlik 106 ile ısı değiştirici toplam boru boyu bulunduktan sonra ısı değiştirici içerisindeki boru sayısına bağlı olarak boru boyu hesaplanır. Isı değiştirici boru boyu Eşitlik 106 kullanılarak hesaplanır.

$$L_b = \frac{R_{top} \Delta T_{lm,ters}}{\dot{Q} n_t} \quad (107)$$

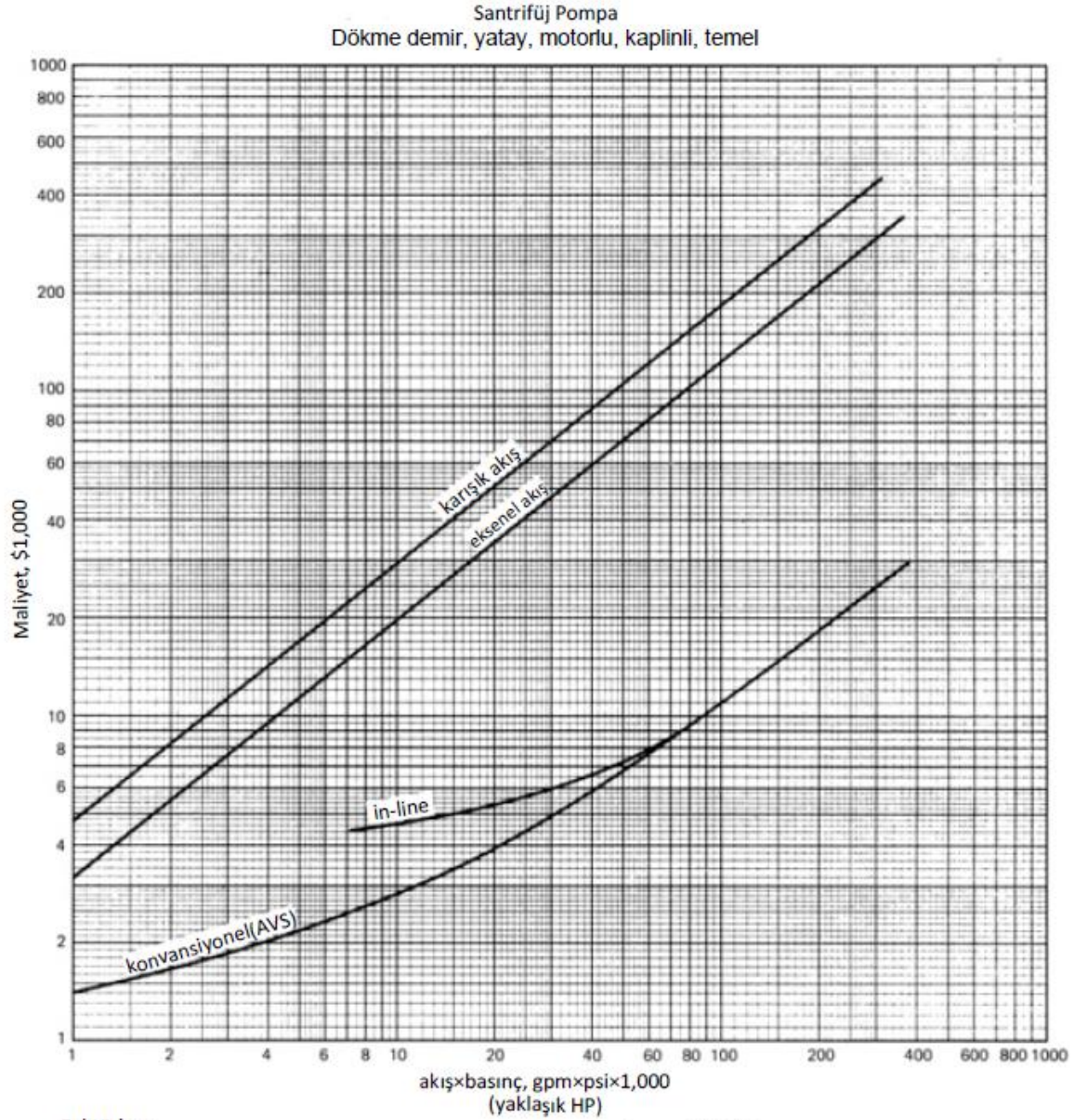
3.4.6. Maliyet Hesabı

Baca gazı atık ısı ile elektrik üretimi sağlamak için tasarlanan ORC ve reküperatörlü ORC sistemleri için yukarıda verilen eşitlikler ile yapılan hesaplamalar sonucunda gerekli olan sistem ekipmanları belirlenir. Ekipmanlar belirlendikten sonra iki sistem için ayrı ayrı maliyet hesabı yapılır. Ekipmanların maliyetleri, Chemical Engineering Economics'in belirlediği kapasite maliyet tabloları kullanılarak belirlenir.

Bu tablolarda maliyet değerleri, her bir ekipman için ayrı ayrı verilen kurulum faktörü ile çarpılarak ekipmanların kurulum maliyetleri hesap edilir. Pompa kurulum maliyeti (PKM), türbin kurulum maliyeti (TKM), buharlaştırıcı kurulum maliyeti (BKM), yoğuşturucu kurulum maliyeti (YKM) ve kullanılacak sisteme göre reküperatör kurulum maliyeti (RKM) bulunur.

3.4.6.1. Pompa Maliyet Hesabı

Pompada yapılan işe göre pompa kapasitesi belirlenir. Sistemde kullanılacak pompa, sıra tipi pompa seçilecektir. Şekil 3.23'te verilen grafiğe göre pompa maliyeti (PM) ve kurulum faktörü (KF) bulunur.



Faktörler:

	Konvansiyonel	In-line	Eksenel akış	Karışık akış
Boyut katsayısı	1.30	1.27	0.79	0.79
Kurulum	1.50	1.75	1.58	1.32
Modül faktörü	1.40	1.30	2.05	1.70
Döküm çelik	2.0	1.6		
316 paslanmaz	1.30			
Bakır alaşım	3.60			
Nikel alaşım	5.70			
Titanyum				

Basınç faktörü:

	150 psi kadar	150-500 psi	500-1000 psi
In-line	1.00	1.48	1.92
Konvansiyonel	1.00	1.62	2.12

Faktörler:

Konvansiyonel:	APS/AVS = 1.60
In-line:	dikey/yatay = 0.89
Karışık,eksenel akış:	dikey/yatay = 1.12

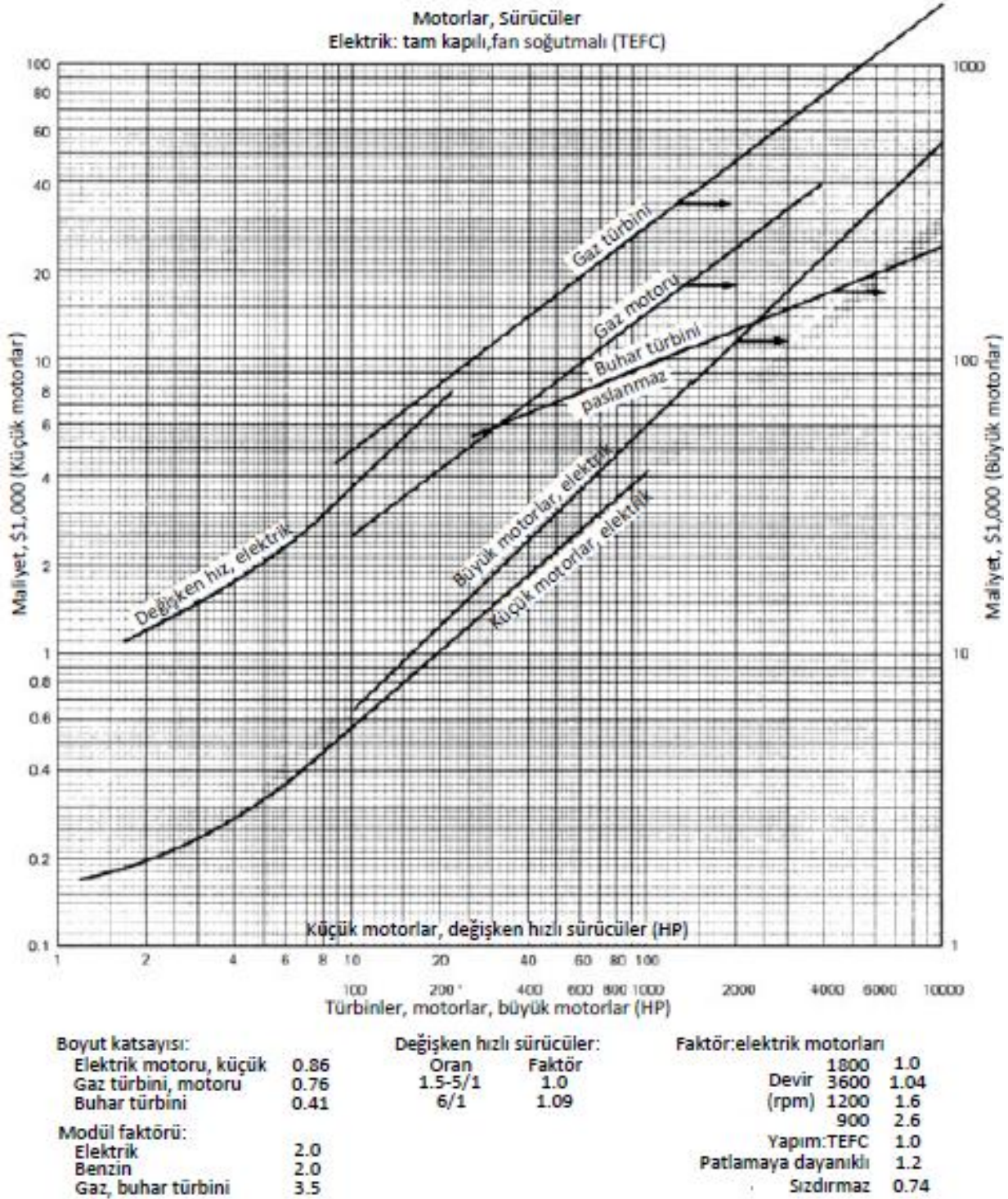
Şekil 3.23. Pompa kapasitesi - maliyet fiyatı grafiği [39].

Pompa için Şekil 3.23 ile değerler belirlendikten sonra pompanın kurulum maliyeti aşağıdaki Eşitlik 108 ile hesap edilir.

$$PKM = PM \times KF \quad (108)$$

3.4.6.2. Türbin Maliyet Hesabı

Türbinin yaptığı işe göre türbin kapasitesi belirlenir. Sistemde kullanılacak türbin, buhar türbini olarak seçilecektir. Şekil 3.24'te verilen grafiğe göre türbin maliyeti (TM) ve modül faktörü (MF) bulunur.



Şekil 3.24. Türbin kapasite - maliyet fiyatı grafiği [39].

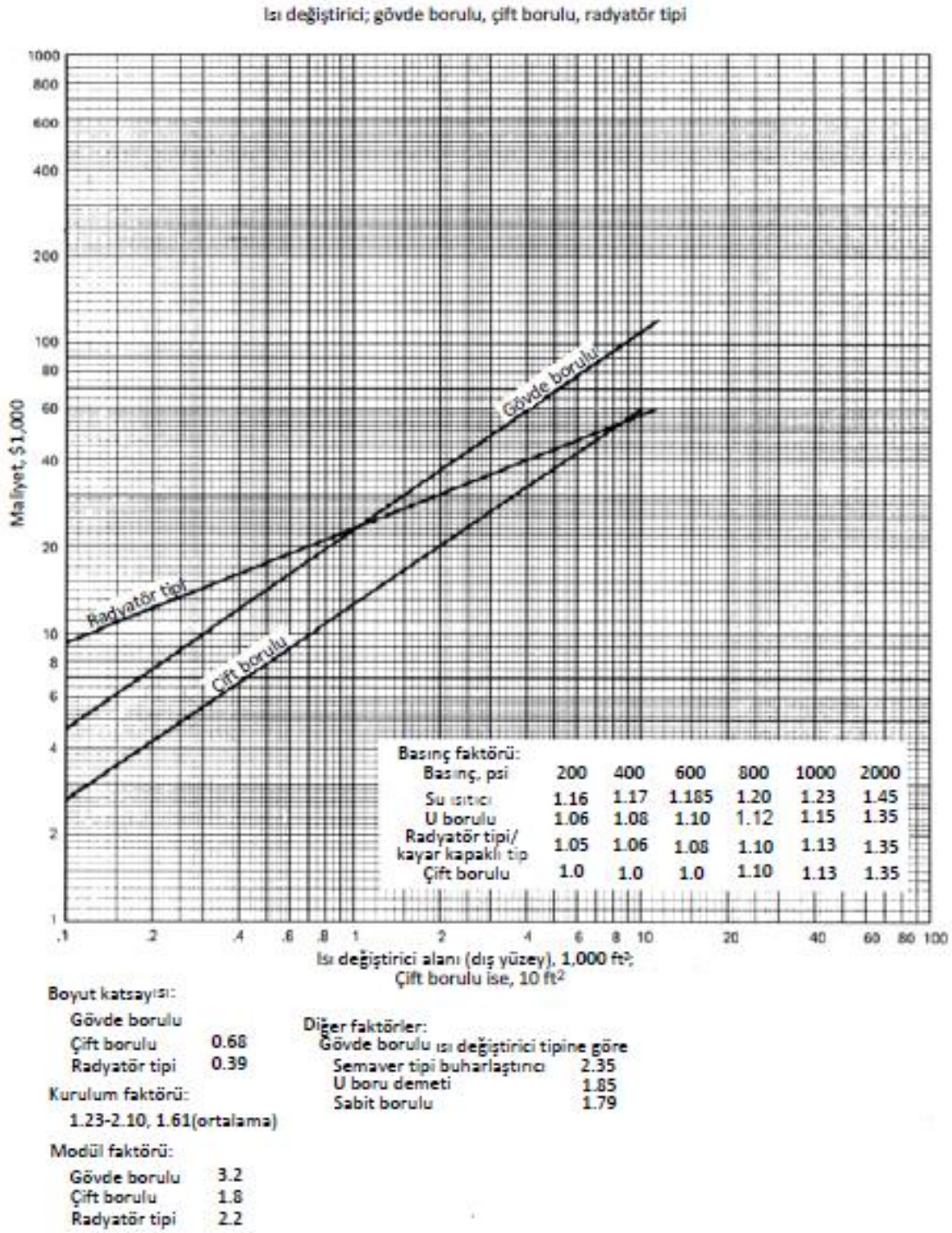
Türbin için Şekil 3.24 ile değerler belirlendikten sonra türbinin kurulum maliyeti aşağıdaki Eşitlik 109 ile hesap edilir.

$$TKM = TM \times MF \quad (109)$$

3.4.6.3. Isı Değiştirici Maliyet Hesabı

Isı değiştiricide gerçekleşen ısı işine göre ısı değiştirici kapasitesi, hesap edilen ısı değiştirici toplam yüzey alanına göre belirlenir. Sistemde kullanılacak ısı değiştiricileri, gövde borulu ısı değiştirici seçilecektir. Şekil 3.25'te verilen grafiğe göre ısı değiştirici maliyeti (IDM) ve kurulum faktörü (KF) bulunur.





Şekil 3.25. Isı değiştirici toplam yüzey alanı - maliyet fiyatı grafiği [39].

Isı değiştirici için Şekil 3.25 ile değerler belirlendikten sonra ısı değiştirici kurulum maliyeti aşağıdaki Eşitlik 110 ile hesap edilir.

$$IDKM = IDM \times KF \quad (110)$$

Eşitlik 110 sistemde kullanılacak olan buharlaştırıcı, yoğuşturucu veya reküperatör ısı değiştiricileri için ayrı ayrı hesaplanacaktır. Sistemde kullanılan ısı değiştiricilerin kurulum maliyetleri hesap edildikten sonra tüm ekipmanların maliyeti hesaplaması yapılır.

3.4.6.4. Diğer Ekipmanların Maliyeti Ve Tüm Ekipmanların Kurulum Maliyeti Hesabı

Tasarlanan çevrimlerde pompa, türbin ve kullanılan ısı değiştiricileri sistemin ana ekipmanlarını oluşturmaktadır. Kurulum maliyetine etkisi olan diğer ekipmanları ise çalışma sıvısı, depolama tankı, borulama ekipmanları, kontrol ve takip sistemi oluşturmaktadır. Diğer ekipmanların (DEM) maliyetleri hesaplanırken ORC'de bulunan ana ekipmanların kurulum maliyetleri toplamının %10'u alınarak aşağıdaki Eşitlik 111 ile hesap edilir [40].

$$DEM = 0.10 \times (PKM + TKM + BKM + YKM + RKM) \quad (111)$$

Böylelikle sistemde kullanılan tüm ekipmanların kurulum maliyeti (TEKM) Eşitlik 112 ile hesaplanır.

$$TEKM = PKM + TKM + BKM + YKM + RKM + DEM \quad (112)$$

3.4.6.5. İşçilik Maliyet Hesabı

İşçilik maliyeti (İM), sistemin kurulum ve devreye alma işçilik maliyetini kapsar. İşçilik maliyeti değeri ise ekipmanların toplam kurulum maliyetininin %10'u olarak Eşitlik 113 ile hesap edilir [40].

$$İM = 0.10 \times TEKM = 0.10 \times (PKM + TKM + BKM + YKM + RKM + DEM) \quad (113)$$

3.4.6.6. Toplam Yatırım Maliyeti Hesabı

Sistemde bulunan tüm ekipmanların maliyetleri ve toplam işçilik maliyeti toplanarak toplam yatırım maliyeti(TYM) Eşitlik 114 ile hesaplanır.

$$TYM = TEKM + İM \quad (114)$$

3.4.6.7. Sistemin Yıllık Giderleri

Sistemin yıllık giderlerini ise işletme ve bakım masrafı (YİBM) ile sigorta masrafı (YSM) oluşturmaktadır.

3.4.6.7.1. Yıllık İşletme Ve Bakım Maliyeti Hesabı

Yıllık işletme ve bakım masrafı (YİBM), sistemin toplam yatırım maliyetinin %5'i olarak Eşitlik 115 ile hesap edilir [40].

$$YİBM = 0.05 \times TYM \quad (115)$$

3.4.6.7.2. Yıllık Sigorta Maliyeti Hesabı

Yıllık sigorta masrafı (YSM) ise sistemin toplam yatırım maliyetinin %0.3'ü olarak Eşitlik 116 ile hesap edilir [40].

$$YSM = 0.003 \times TYM \quad (116)$$

3.4.6.8. Sistemin Toplam Maliyet Hesabı

Tasarlanan sistemlerin geri ödeme sürelerinin hesabı yapılmadan önce şimdiki değer faktörlerinin bulunması gerekmektedir. Bir sistemin şimdiki değer faktörü aşağıdaki Eşitlik 117 ile hesaplanır [41].

$$\$DF = \frac{1-(1-i')^{-L}}{i'} \quad (117)$$

Burada L sistemin çalışma ömrünü ve i' değeri ise enflasyon ve faiz değerlerine bağlı bir kat sayıyı belirtmektedir. i' kat sayısı aşağıdaki Eşitlik 118 ile hesap edilir [41].

$$i' = \begin{cases} \frac{i-g}{i+g}; & i > g \\ \frac{g-i}{i+g}; & i < g \end{cases} \quad (118)$$

Eşitlik 118'de yer alan i ve g değerleri sırasıyla faiz ve enflasyon değerlerini belirtmektedir.

Bu eşitlikler ile şimdiki değer faktörü bulunduktan sonra sistemin toplam maliyeti (STM) aşağıdaki Eşitlik 119 ile bulunur [41].

$$STM = TYM + \text{\$DF} \times (YİBM - YSM) \quad (119)$$

3.4.6.9. Yıllık Elektrik Üretim Maliyeti Hesabı

Tasarımı yapılan sistemde üretilecek yıllık elektrik miktarı Eşitlik 120 ile bulunur.

$$YÜM = W_{türbin} \times n_{saat} \times 365 \times M_f \quad (120)$$

Burada $W_{türbin}$ türbinde saat başında üretilecek enerji miktarını, n_{saat} sistemin günde kaç saat çalışacağını ve M_f elektrik üretimi birim fiyatını belirtmektedir.

3.4.6.10. Sistemin Geri Ödeme Süresi Hesabı

Tasarlanan sistemlerin tüm maliyet hesapları yukarıdaki eşitliklerle yapıldıktan sonra sistemin geri ödeme süresi Eşitlik 121'de hesap edilir.

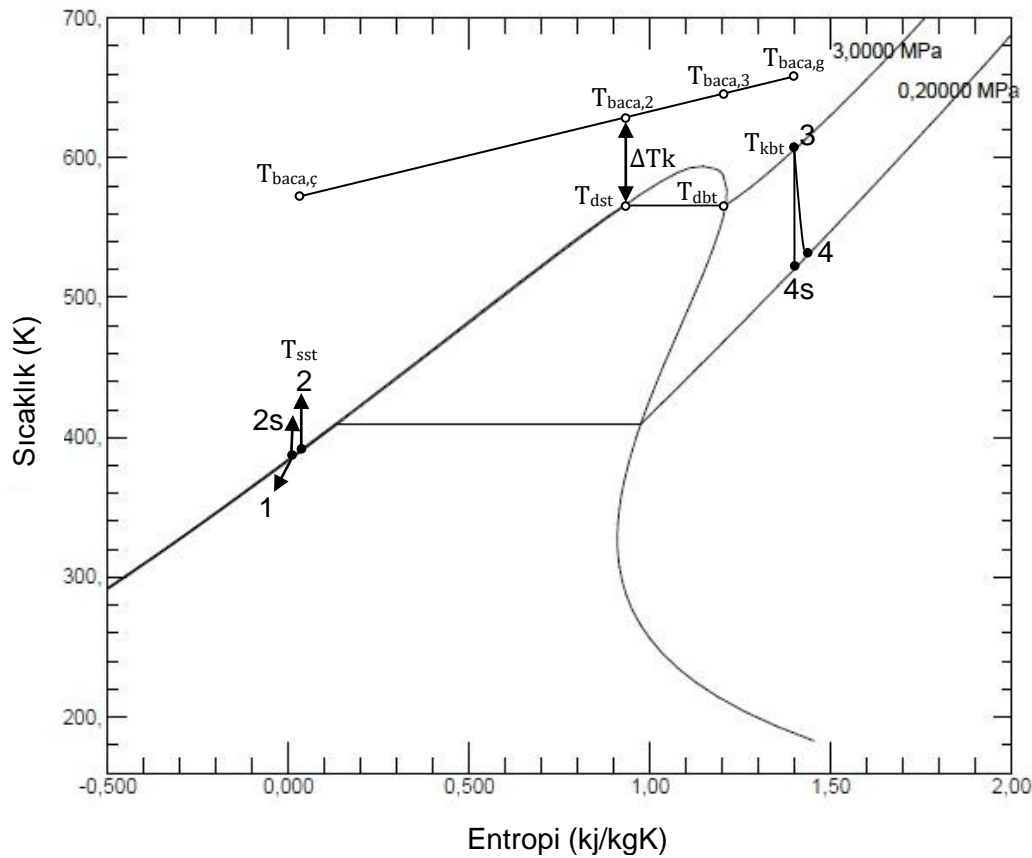
$$GÖS = \frac{STM}{YÜM} \quad (121)$$

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1. ORC Tasarımı

Tasarlanacak organik Rankine çevrimi ile baca gazı ısısından yararlanılarak elektrik üretimi yapılacaktır. Organik Rankine çevriminde kazan için gerekli olan ısı kaynağı olarak gaz motorunun baca gazı kullanılacaktır. Isı kaynağında ısınan çevrim akışkanı baca gazı sıcaklık değerlerine uygun olan, yüksek kaynama noktası ve buharlaşma entalpisine sahip tolüen akışkanı seçilmiştir.

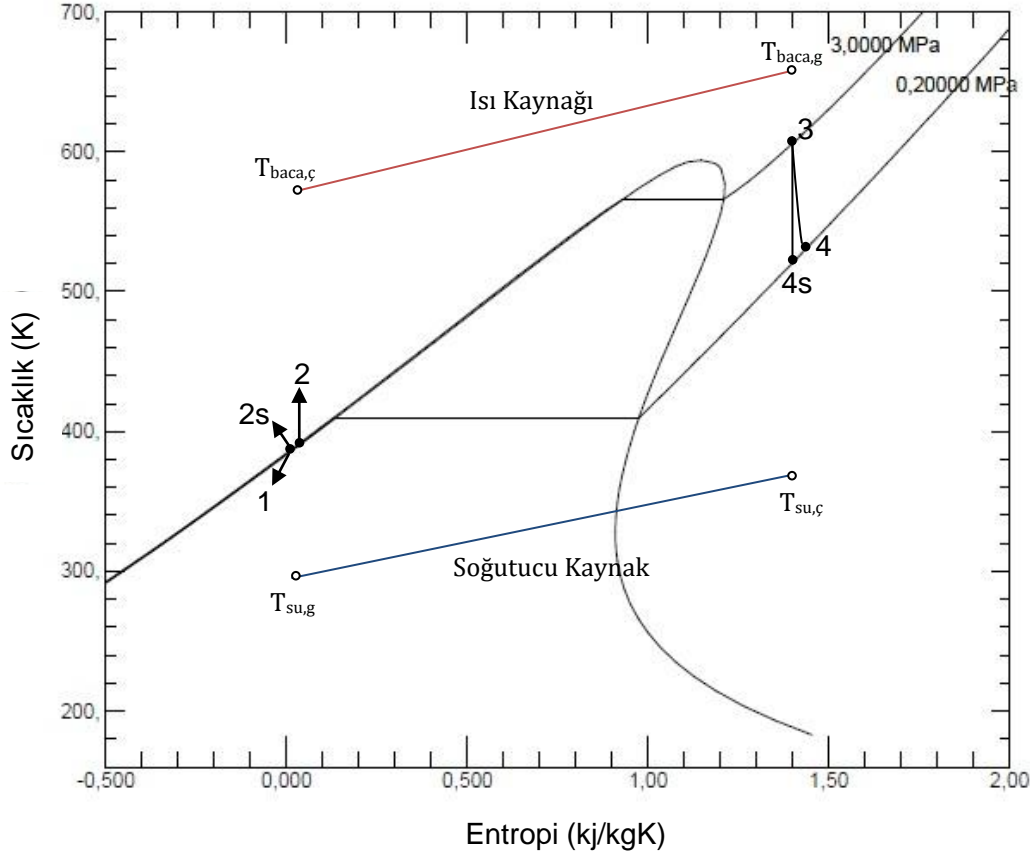
Çevrim akışkanı seçimi yapıldıktan sonra organik Rankine çevrimi tasarımında ideal hal değişimi gerçekleşen noktaların belirlenmesi gerekir.



Şekil 4.1. Baca gazı ve ORC buharlaştırıcı ısı dağılımı.

Akışkanın buharlaştırıcıya girdiği noktadaki (kritik nokta Tk) sıcaklıkla gaz sıcaklığı arasındaki fark kritik sıcaklık farkı Şekil 4.1'de gösterildiği gibi ΔT_k olarak tanımlanır. Kaynaklarda bu fark 15-45 °C olarak belirtilmektedir [42].

Yoğuşturucuda yoğuşan iş akışkanı 1 noktasında sıkıştırılmış sıvı fazında bulunur ve bu noktadaki basıncı 200 kPa, sıcaklığı 115 °C olarak belirlenmiştir. İş akışkanı pompada izantropik olarak 4000 kPa basıncına sıkıştırılarak 2s noktasına ulaşır. Pompadan çıkan iş akışkanı sabit basınçta kazan içerisinde 350 °C sıcaklığa buharlaşarak 3 noktasına ulaşır. Buharlaşan iş akışkanı türbinde izantropik olarak genişler ve mekanik iş üreterek 4s noktasına ulaşır. ORC çevriminin tolüen akışkanı için T-s diyagramı Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2. ORC akışkanı tolüen T-s diyagramı.

Türbinin ve pompanın izantropik verimleri literatür araştırmalarına göre sırasıyla, $\eta_{türbin} = 0.89$ ve $\eta_{pompa} = 0.83$ olarak kabul edilmiştir ve pompa ile türbinin gerçek entropileri bulunur. Türbin gerçek entropi değeri, Eşitlik 30, Eşitlik 31 ve Eşitlik 34 kullanılarak ve pompanın gerçek entropi değeri ise Eşitlik 36, Eşitlik 37 ve Eşitlik 41 kullanılarak bulunmuştur.

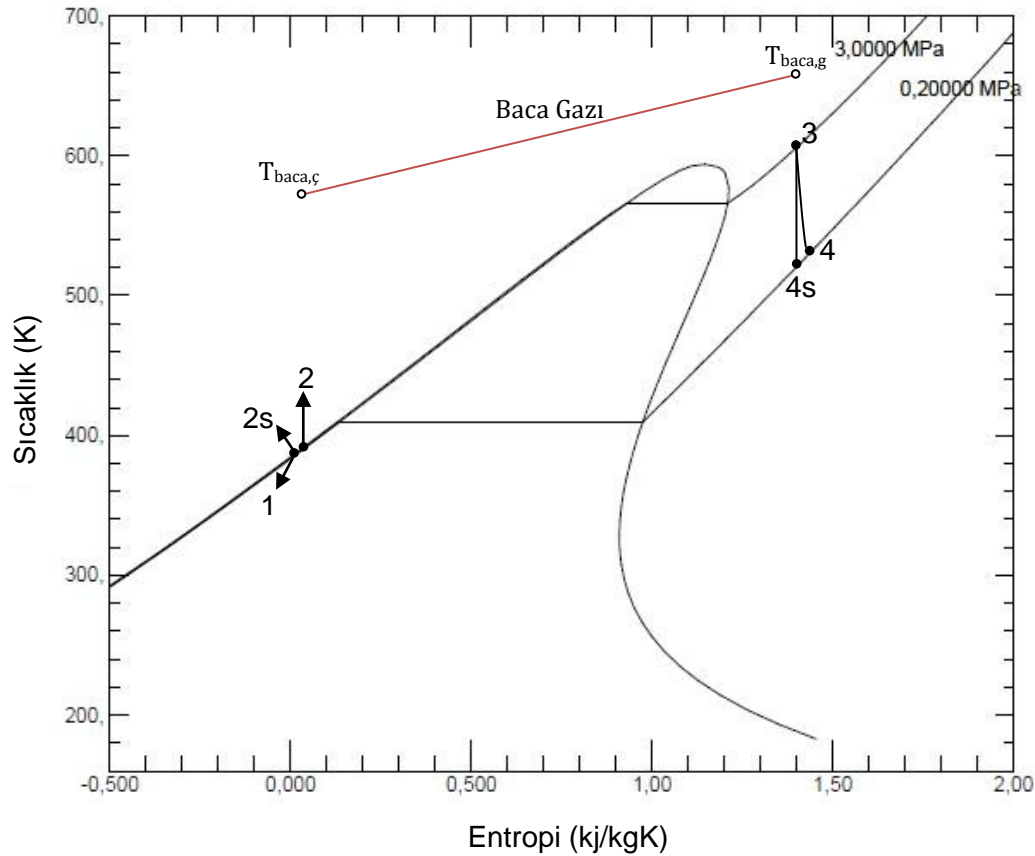
Tolüen için organik Rankine çevrimi belirlendikten sonra her bir noktanın termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.1. Tolüenin ORC'de noktalandaki termodinamik özellikleri.

	P (kPa)	T (°C)	s (j/kgK)	h (j/kg)
1 Noktası	200	115	23.0045	9.0049×10^3
2s Noktası	4000	116.2245	23.0045	1.39×10^4
2 Noktası	4000	116.729	25.6148	1.49×10^4
3 Noktası	4000	350	1.41×10^3	7.33×10^5
4s Noktası	200	250.28	1.41×10^3	6.005×10^5
4 Noktası	200	257.73	1.438×10^3	6.15×10^5

4.1.1. ORC Buharlaştırıcı Hesapları

İş akışkanının buharlaştırılacağı kazan kısmında tek geçişli gövde borulu ısı değiştirici kullanılacaktır. Buharlaştırıcıda kullanılacak ısı değiştirici ile ısı geçişi, gaz motoru baca gazından iş akışkanı tolüene olacaktır. ORC sisteminde buharlaştırıcı tarafında kullanılacak ısı kaynağı olan baca gazının T-s diyagramı Şekil 4.3'te verilmiştir.

**Şekil 4.3.** ORC'de buharlaştırıcı tarafı T-s diyagramı.

4.1.1.1. ORC'nin Sıcak Kaynağı Baca Gazının Değerleri

Ortalama baca gazı sıcaklık değerine göre baca gazı termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.2. ORC'de baca gazı termodinamik özellikleri.

Termodinamik Özellik	Baca gazı giriş 427 °C	Baca gazı çıkış 150 °C	Ortalama 288.5 °C
k (W/mK)	0.059	0.0357	0.0475
ρ (kg/m ³)	0.508	0.84	0.67435
μ (Pas)	3.3×10^{-5}	2.2745×10^{-5}	2.7875×10^{-5}
c_p (j/kgK)	1.16×10^3	1.083×10^3	1.123×10^3
Pr (-)	0.6359	0.6809	0.658

4.1.1.2. ORC'ye Giren Isı Hesabı

Buharlaştırıcı bir ısı değiştiricidir. Burada atık baca gazının sahip olduğu sıcaklık, tolüenin kaynaması için gerekli olan ısı ihtiyacını karşılayacaktır. Baca gazının ısısı, sıkıştırılmış sıvı fazındaki organik akışkan tolüene aktarılarak, buhar fazına geçmesi sağlanır. Buharlaştırıcıda gerçekleşecek ısı geçiş işinin hesaplanması için aşağıda verilen eşitlikler kullanılabilir.

$$\dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı}} = \dot{Q}_{\text{baca}} = \dot{Q}_{\text{giren}} \quad (122)$$

Baca gazının sahip olduğu ve tolüene aktaracağı ısı enerjisi \dot{Q}_{baca} olarak, Eşitlik 123'te verilmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{baca}} = \dot{m}_{\text{baca}} c_{p,\text{baca,ort}} (T_{\text{baca,giriş}} - T_{\text{baca,çıkış}}) \quad (123)$$

Tolüenin kaynaması için baca gazından aktarılan ısı enerjisi \dot{Q}_{giren} olarak, Eşitlik 124'te verilmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{giren}} = \dot{m}_{\text{toluen}} (h_{\text{toluen,3}} - h_{\text{toluen,2}}) \quad (124)$$

4.1.1.3. ORC'de Akışkan Debisi Hesabı

Organik Rankine çevrimi tasarım şartlarında, buharlaştırıcıda gerçekleşecek ısı geçişinin miktarı hesaplandıktan sonra Eşitlik 123 ve Eşitlik 124 kullanılarak sistemde gerekli olan çevrim akışkanının debisi aşağıda Eşitlik 125'te verildiği gibi hesaplanır.

$$\dot{m}_{toluen} = \frac{\dot{m}_{baca} c_{p,baca,ort} (T_{baca,giris} - T_{baca,çıkış})}{(h_{toluen,3} - h_{toluen,2})} \quad (125)$$

Eşitlik 125 kullanılarak, $\dot{m}_{toluen} = 0.5349$ kg/s olarak bulunur.

Çevrimdeki iş akışkanının debisi belirlendikten sonra, çevrim yapılan işler gerekli eşitlikler yardımıyla Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.3'te verilmiştir.

Tablo 4.3. ORC'de yapılan işler.

Ekipman	Isıl iş (W)	Elektriksel iş (W)
W_{pompa}		3.158×10^3
Q_{giren}	3.8427×10^5	
$W_{türbin}$		6.3212×10^4
$Q_{çıkan}$	3.242×10^5	

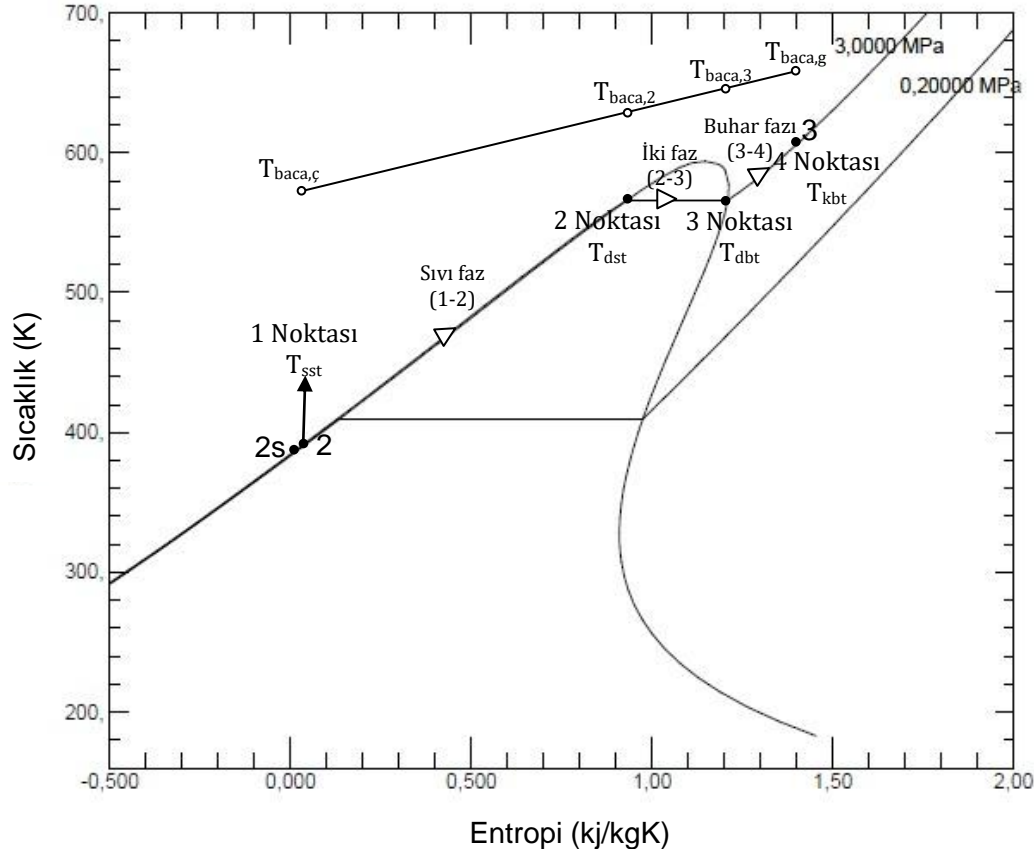
ORC akışkan debisi ve yapılan işler hesaplandıktan sonra ORC sisteminin verimi Eşitlik 12 ile hesaplanırsa $\eta_{ORC} = 0.1563$ olarak bulunur.

4.1.1.4. ORC'de Tolüenin Buharlaştırıcıda Gerçekleştirdiği Faz Değişimi

Buharlaştırıcı kısmında kullanılacak tek geçişli gövde borulu ısı değiştiricinin boru tarafı akışkanı tolüen, gövde tarafı akışkanı baca gazı olacak şekilde tasarım yapılmıştır.

Çevrim akışkanı tolüen buharlaştırıcıya sıkıştırılmış sıvı fazında girip, buharlaştırıcıdan kızgın buhar fazında çıkmaktadır. Bu kısımda tolüen boru içinde sırasıyla sıvı fazı, iki faz ve buhar fazında bulunmaktadır. Isı değiştiricinin toplam yüzey alanı hesap edilirken, akışkanın faz değiştirdiği kısımlar ayrı ayrı hesap edilmiştir. Sırasıyla akışkanın sıvı fazı, iki faz ve buhar fazında olduğu kısımlar hesap edilmiştir. Her kısımda bulunan yüzey alanları toplanarak, ısı değiştiricinin toplam yüzey alanı ve boru boyu hesap edilir.

Tolüenin buharlaştırıcıda ısı alarak gerçekleştirdiği faz değişimlerinin T-s diyagramı Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. ORC'de tolüenin buharlaştırıcıda gerçekleştirdiği faz değişimi T-s diyagramı.

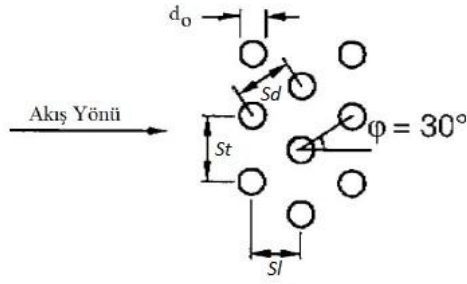
Tolüenin ısı alarak gerçekleştirdiği faz değişimleri için 3 kısma ayrılırsa;
 1-2 arası faz değişimi, sıkıştırılmış sıvı tolüen (SST) – doymuş sıvı tolüen (DST).
 2-3 arası faz değişimi, doymuş sıvı tolüen (DST) – doymuş buhar tolüen (DBT).
 3-4 arası faz değişimi, doymuş buhar tolüen (DBT) – kızgın buhar tolüen (KBT).

4.1.1.5. ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Ön Boyutlandırma Hesabı

Isı değiştirici toplam yüzey alanı hesaplamalarında ısı değiştiriciye ait değerlere ihtiyaç duyulduğundan ısı değiştirici ön boyutlandırması yapılır.

Buharlaştırıcıda ısı değiştirici olarak tek geçişli gövde borulu ısı değiştirici kullanılacaktır. Kullanılacak bu ısı değiştirici tasarlanan bu proses için özel üretim bir ısı değiştirici olacaktır. Toplam ısıtma yükünü karşılayacak şekilde tasarlanıp boyutlandırılacaktır.

Gövde borulu tip ısı değiştirici tasarımına başlarken kullanılacak olan boru boyutları ve bu boruların boru demeti düzenlemesi belirlenecektir. Isı değiştirici içerisinde çapı 12mm ve et kalınlığı 1 mm olan bakır boru kullanılacak, boru dış çapları arası mesafe 6 mm alınacak ve döndürülmüş üçgen diziliş boru demeti düzenlemesi seçilecektir.



Şekil 4.5. Döndürülmüş üçgen boru demeti dizilişi.

Şekil 4.5'e göre seçilen boru boylarına göre hesaplamalar yapılırsa boru demeti ile ilgili değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.4'te verilmiştir.

Tablo 4.4. ORC'de buharlaştırıcı ısı değiştirici değerleri.

Değerler	m (metre)
D (boru çapı)	0.012
t (boru et kalınlığı)	0.001
D _t (Boru iç çapı)	0.01
n _b	3162
n _g	1
n _t	3162
C	0.319
n	2.142
S _D	0.018
S _L	0.018
S _T	0.0156
D _{demet}	0.8807
D _{çdç}	1.074
D _{gi}	1.141
D _g	1.2
D _{ht}	0.01
D _e	0.0176
slk	0.4
e	0.48
A _s	0.1826

4.1.1.6. ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Toplam Yüzey Alanı Hesabı

Buharlaştırıcıda sıvı fazı boru akışkanı için 1 noktasında sıkıştırılmış sıvı tolüen ve 2 noktasında doymuş sıvı tolüen için değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.5'te verilmiştir.

Tablo 4.5. ORC’de buharlaştırıcı sıvı fazı 1 ve 2 noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri.

Termodinamik Özellik	1 Noktası (SST) 116.729 °C	2 Noktası (DST) 316.3015 °C	Ortalama 216.515 °C
h (kJ/kg)	1.49x10 ⁴	5.3379x10 ⁵	-
s (j/kgK)	25.6148	1.0768x10 ³	-
k (W/mK)	0.107	0.0768	0.0919
ρ (kg/m ³)	778.97	388.73	583.85
μ (Pas)	3.2765x10 ⁻⁴	4.1775x10 ⁻⁵	1.847x10 ⁻⁴
c _p (j/kgK)	2.015x10 ³	9.864x10 ³	5.9395x10 ³
Pr	6.16	5.368	5.77

Bulunan değerler ile sıvı fazı için boru tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.6’da verilmiştir.

Tablo 4.6. ORC’de buharlaştırıcı sıvı fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
Re _{t12}	116.61	-
Nu _{t12}	4.364	-
h _{t12}	40.13	W/m ² K

Sıvı fazı tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 126 ve Eşitlik 127’de aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_{SSD} = \dot{m}_{toluen}(h_{DST} - h_{SST}) \quad (126)$$

$$\dot{Q}_{SSD} = \dot{m}_{baca\ gazı} c_{p,ort12} (T_{baca,2} - T_{baca,çıkış}) \quad (127)$$

Eşitlik 127 kullanılarak $T_{baca,2} = 357.47$ °C olarak bulunur.

Buharlaştırıcıda sıvı fazı gövde akışkanı için Eşitlik 127 ile $T_{baca,2}$ değeri belirlendikten sonra baca gazının bu noktadaki termodinamik özellikleri belirlenir. Buharlaştırıcının sıvı tarafında baca gazının giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.7’de verilmiştir.

Tablo 4.7. ORC’de buharlaştırıcı sıvı fazı 1 ve 2 noktalarında gövde tarafı baca gazının değerleri.

Termodinamik Özellikler	1 Noktası 150 °C	2 Noktası 357.47 °C	Ortalama 253.735 °C
k (W/mK)	0.0357	0.05	0.0446
ρ (kg/m ³)	0.84	0.5645	0.702
μ (Pas)	2.27x10 ⁻⁵	3.057x10 ⁻⁵	2.66x10 ⁻⁵
c _p (j/kgK)	1.08x10 ³	1.143x10 ³	1.113x10 ³
Pr	0.68	0.645	0.663

Bulunan değerler ile sıvı fazı için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.8'de verilmiştir.

Tablo 4.8. ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{g12}	9.632	m/s
T_{c12}	235.125	°C
μ_{tc12}	2.605×10^{-5}	Pas
J_{hk12}	0.0705	-
Re_{bc12}	4.465×10^3	-
Nu_{bc12}	275.36	-
h_{bc12}	697.314	W/m ² K

Buharlaştırıcıda $T_{baca,2}$ değeri bulunması ile buharlaştırıcı sıvı fazı tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lm12} = 37.08$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7'den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fi12} = 0.002$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fd12} = 0.0002$ m²C/W olarak belirlenir. Sıvı fazı tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{12} = 372.24$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre sıvı fazı için toplam ısı direnci, toplam boru boyu ve bir boru için boru boyu, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.9'da verilmiştir.

Tablo 4.9. ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazının ısı dirençleri.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_1	0.79	mK/W
R_2	0.064	mK/W
R_3	7.795×10^{-5}	mK/W
R_4	0.0053	mK/W
R_5	0.038	mK/W
R_{top}	0.9004	mK/W

Sıvı fazı kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.10'da verilmiştir.

Tablo 4.10. ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{12} (1-2 tarafında toplam boru boyu)	6.74×10^3	m
L_{12b} (1-2 tarafında bir boru boyu)	2.13	m
A_{12b}	254.07	m ²

Buharlaştırıcıda buhar fazı boru akışkanı için 3 noktasında doymuş buhar tolüen ve 4 noktasında kızgın buhar tolüen için değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.11’de verilmiştir.

Tablo 4.11. ORC’de buharlaştırıcı buhar fazı 3 ve 4 noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri.

Termodinamik Özellikler	3 Noktası (DBT) 316.3015 °C	4 Noktası (KBT) 350 °C	Ortalama 333.151 °C
h (kJ/kg)	6.04x10 ⁵	7.33x10 ⁵	-
s (J/kgK)	1.197x10 ³	1.41x10 ³	-
k (W/mK)	0.073	0.048	0.0605
ρ (kg/m ³)	198.07	112.79	155.434
μ (Pas)	1.99x10 ⁻⁵	1.64x10 ⁻⁵	1.819x10 ⁻⁵
c _p (J/kgK)	1.33x10 ⁴	2.85x10 ³	8.083x10 ³
Pr	3.64	0.97	2.3075

Bulunan değerler ile buhar fazı için boru tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.12’de verilmiştir.

Tablo 4.12. ORC’de buharlaştırıcı buhar fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
Re _{t34}	1.184x10 ³	-
Nu _{t34}	4.364	-
h _{t34}	26.42	W/m ² K

Buhar fazı tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 128 ve Eşitlik 129’da aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_{KBT} = \dot{m}_{toluen}(h_{KBT} - h_{DBT}) \quad (128)$$

$$\dot{Q}_{KBT} = \dot{m}_{baca\ gazı} c_{p,ort34}(T_{baca,giriş} - T_{baca,3}) \quad (129)$$

Eşitlik 129 kullanılarak $T_{baca,3} = 379.018$ °C olarak bulunur.

Buharlaştırıcıda buhar fazı gövde akışkanı için Eşitlik 129 ile $T_{baca,3}$ değeri belirlendikten sonra baca gazının bu noktadaki termodinamik özellikleri belirlenir. Buharlaştırıcının buhar tarafında baca gazının giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.13’te verilmiştir.

Tablo 4.13. ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı 3 ve 4 noktalarında gövde tarafı baca gazının değerleri.

Termodinamik Özellikler	3 Noktası 379.018 °C	4 Noktası 427 °C	Ortalama 403.009 °C
k (W/mK)	0.055	0.0594	0.057
ρ (kg/m ³)	0.546	0.5085	0.53
μ (Pas)	3.134×10^{-5}	3.3006×10^{-5}	3.22×10^{-5}
c_p (J/kgK)	1.15×10^3	1.1634×10^3	1.156×10^3
Pr	0.642	0.636	0.639

Bulunan değerler ile buhar fazı için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.14'te verilmiştir.

Tablo 4.14. ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{g34}	12.83	m/s
T_{c34}	368.08	°C
μ_{tc34}	3.095×10^{-5}	Pas
J_{hk34}	0.07785	-
Re_{bc34}	3.699×10^3	-
Nu_{bc34}	251.524	-
h_{bc34}	819.77	W/m ² K

Buharlaştırıcıda $T_{baca,3}$ değeri bulunması ile buharlaştırıcı buhar fazı tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lm34} = 69.6145$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7'den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fi34} = 0.0001$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fd34} = 0.0002$ m²C/W olarak belirlenir. Buhar fazı tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{34} = 364.915$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre buhar fazı için toplam ısı direnci, toplam boru boyu ve bir boru için boru boyu, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.15'te verilmiştir.

Tablo 4.15. ORC'de buharlaştırıcı buhar fazının ısıl dirençler.

Isıl Değerler	Değerler	Birimi
R_{1k}	1.205	mK/W
R_{2k}	0.0032	mK/W
R_{3k}	7.952×10^{-5}	mK/W
R_{4k}	0.0053	mK/W
R_{5k}	0.0324	mK/W
R_{topk}	1.246	mK/W

Buhar fazı kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.16'da verilmiştir.

Tablo 4.16. ORC'de buharlaştırıcı buhar faz toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{34} (3-4 tarafında toplam boru boyu)	1.234×10^3	m
L_{34b} (3-4 tarafında bir boru boyu)	0.39	m
A_{34b}	46.506	m^2

Buharlaştırıcıda tolüen akışkanının kaynaması sırasında iki fazda bulunduğu kısımdır. Buharlaştırıcıda iki faz kısmının ısı taşınım katsayısı, Kandlikar'ın boru içinde kaynama olayının gerçekleştiği akış için ısı taşınım katsayısı bağıntısı Eşitlik 92 kullanılarak hesaplandı. Burada tolüen akışkanı için F_K sıvıya bağlı değeri bulunamadığı için Tablo 3.4'te bulunan R22 değeri kabul edildi ve hesaplamalar buna göre yapılmıştır.

İki faz tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 130 ve Eşitlik 131'de aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_{iF} = \dot{m}_{toluen} (h_{DBT} - h_{DST}) \quad (130)$$

$$\dot{Q}_{iF} = \dot{m}_{baca\ gazı} c_{p,ort23} (T_{baca,3} - T_{baca,2}) \quad (131)$$

Kaynamanın olduğu iki faz için boru tarafında ısı taşınım katsayısı ve gerekli eşitlikler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.17'de verilmiştir.

Tablo 4.17. ORC'de buharlaştırıcı iki faz boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
F_k	2.2	-
G	2.154	kg/m^2s
Fr	8.33×10^{-5}	-
Co	0.7138	-
h_{fg}	7.065×10^4	j/kg
q^2	0.4146	-
Bo	2.7245×10^{-6}	-
h_{if}	16.386	W/m^2K

Buharlaştırıcıda iki faz gövde akışkanı baca gazının giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.18'de verilmiştir.

Tablo 4.18. ORC'de buharlaştırıcı iki faz 2 ve 3 noktalarında gövde tarafı baca gazının termodinamik değerleri.

Termodinamik Özellikler	2 Noktası 316.3015 °C	3 Noktası 316.3015 °C	Ortalama 316.3015 °C
k (W/mK)	0.0534	0.0553	0.0544
ρ (kg/m ³)	0.5645	0.546	0.555
μ (Pas)	3.057×10^{-5}	3.134×10^{-5}	3.095×10^{-5}
c_p (J/kgK)	1.143×10^3	1.15×10^3	1.146×10^3
Pr	0.645	0.642	0.6435

Bulunan değerler ile iki faz için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.19'da verilmiştir.

Tablo 4.19. ORC'de buharlaştırıcı iki faz gövde tarafı ısı taşınım değerler.

	Değerler	Birim
V_{g23}	12.185	m/s
T_{c23}	342.27	°C
μ_{tc23}	3.003×10^{-5}	Pas
J_{hk23}	0.077	-
Re_{bc23}	3.845×10^3	-
Nu_{bc23}	257.17	-
h_{bc23}	794.54	W/m ² K

Buharlaştırıcıda iki faz tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lm23} = 51.188$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7'den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fi23} = 0.002$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fd23} = 0.0002$ m²C/W olarak belirlenir. İki faz tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{23} = 366.4636$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre iki faz kısmı için toplam ısı dirençleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.20'de verilmiştir.

Tablo 4.20. ORC'de buharlaştırıcı iki fazın ısı dirençler.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_{1if}	1.94	mK/W
R_{2if}	0.064	mK/W
R_{3if}	7.92×10^{-5}	mK/W
R_{4if}	0.005	mK/W
R_{5if}	0.0334	mK/W
R_{topif}	2.045	mK/W

İki faz kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.21'de verilmiştir.

Tablo 4.21. ORC’de buharlaştırıcı iki fazın toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{23} (2-3 tarafında toplam boru boyu)	1.509×10^3	m
L_{23b} (2-3 tarafında bir boru boyu)	0.477	m
A_{23b}	56.913	m^2

Buharlaştırıcı tarafı toplam boru boyu Eşitlik 132’de verildiği şekilde hesap edilir.

$$L_{top,b} = L_{12b} + L_{23b} + L_{34b} \quad (132)$$

Eşitlik 107 ile buharlaştırıcı ısı değiştirici bir boru boyu $L_{top,b} = 2.99 \text{ m}$ olarak hesap edilir. Isı değiştirici boyu ihtiyacın karşılanabilmesi için 3 m seçilir.

Buharlaştırıcıda kullanılacak ısı değiştirici toplam yüzey alanı ise Eşitlik 133’te verildiği gibi hesaplanır.

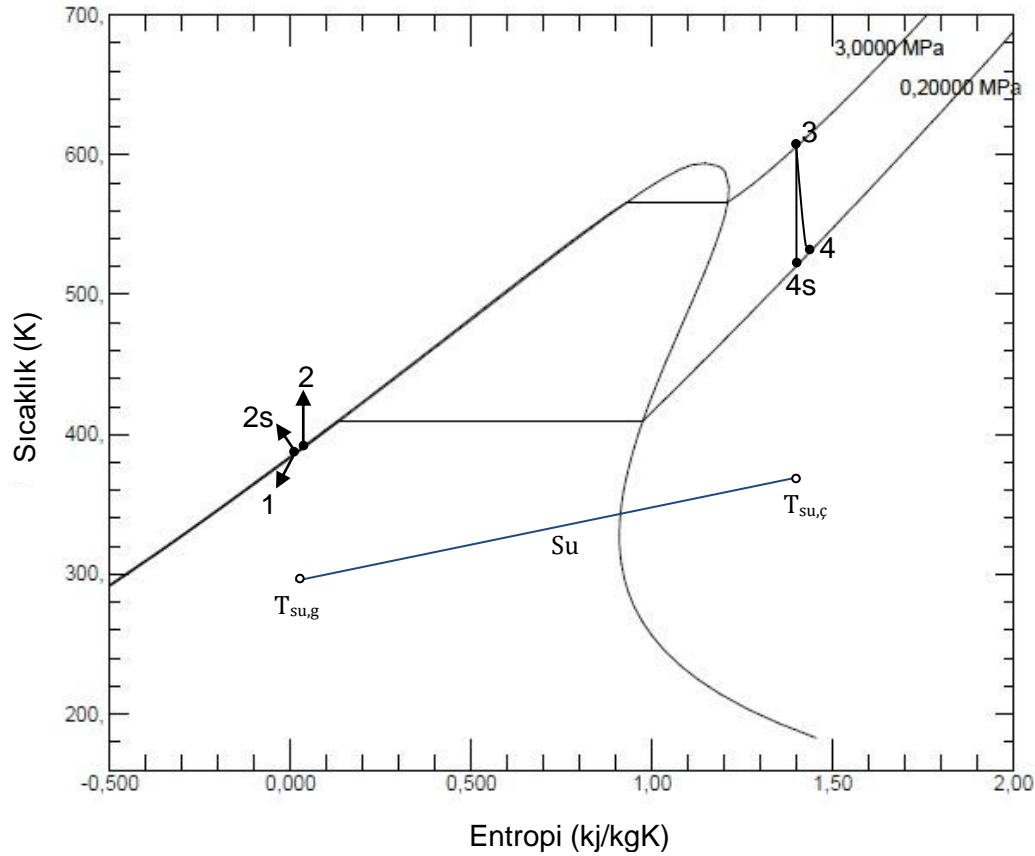
$$A_{top,b} = 3 \times \pi \times D \times nb \quad (133)$$

Tablo 4.22. ORC’de buharlaştırıcı toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{topb}	3.0	M
A_{topb}	357.614	m^2
A_{topbf}	3.85×10^3	$feet^2$

4.1.2. ORC’de Yoğuşturucu Tarafının Hesapları

İş akışkanının yoğuşturulacağı yoğuşturucu kısmında tek geçişli gövde borulu tip ısı değiştirici kullanılacaktır. Yoğuşturucu tarafında iş akışkanı tolüenin yoğuşurken bünyesinden çekilecek ısı ile sisteme verilen $50 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıkta giren suyu ısıtarak $90 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklığa ulaştıracak şekilde ısı değiştirici tasarımı yapılacaktır. Bu ısı değiştirici ile elde edilecek $90 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıktaki su ile H-T hattında ısınan suya takviye sağlayabilecek şekilde tasarlanmıştır. Gaz motoru silindir soğutma suyu, H-T hattında $50 \text{ }^\circ\text{C} - 90 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında dolaşmaktadır. H-T hattında ısınarak $90 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklığa ulaşacak su ile santralin yakın çevresine kurulacak olan sera tesisini ısıtma için kullanılmaktadır. ORC sisteminde yoğuşturucu tarafında, kullanılacak soğutucu kaynak olan suyun T-s diyagramı Şekil 4.6’da verilmiştir.



Şekil 4.6. ORC yoğuşturucu tarafı T-s diyagramı.

4.1.2.1. ORC'nin Soğutucu Kaynağı Suyun Değerleri

Ortalama su sıcaklık değerine göre su termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.23'te verilmiştir.

Tablo 4.23. ORC'de suyun termodinamik özellikler.

Termodinamik Özellik	Su giriş 50 °C	Su çıkış 90 °C	Ortalama 70 °C
k (W/mK)	0.6436	0.6753	0.665
ρ (kg/m ³)	988.08	965.355	976.72
μ (Pas)	5.468×10^{-4}	3.144×10^{-4}	4.306×10^{-4}
c_p (j/kgK)	4.18×10^3	4.205×10^3	4.19×10^3
Pr (-)	3.55	1.958	2.755

4.1.2.2. ORC'de Çıkan Isı Hesabı

Yoğuşturucu bir ısı değiştiricidir. Burada iş akışkanı tolüenin sahip olduğu sıcaklık, suyun ısıtılması için gerekli olan ısı ihtiyacını karşılayacaktır. Tolüen yoğuşurken sahip olduğu

ısını kızgın buhar fazından, sıkıştırılmış sıvı fazına geçerken ısı değiştirici ile suya aktarılır. Yoğuşturucuda gerçekleşecek ısı geçiş işinin hesaplanması için aşağıda verilen eşitlikler kullanılabilir.

$$\dot{Q}_{yoğuşturucu} = \dot{Q}_{çıkan} = \dot{Q}_{su} \quad (134)$$

Tolüenin yoğuşurken sahip olduğu ve suya aktaracağı ısı enerjisi $\dot{Q}_{çıkan}$ olarak, Eşitlik 135'te verilmiştir.

$$\dot{Q}_{çıkan} = \dot{m}_{toluen}(h_{toluen,4} - h_{toluen,1}) \quad (135)$$

Suyun ısınması için tolüenden aktarılacak ısı enerjisi \dot{Q}_{su} olarak, Eşitlik 136'da verilmiştir.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{su}c_{p,ort}(T_{su,çıkış} - T_{su,giriş}) \quad (136)$$

4.1.2.3. ORC'nin Soğutucu Kaynağı Su Debisinin Hesabı

Organik Rankine çevrimi tasarım şartlarında, yoğuşturucuda gerçekleşecek ısı geçişinin miktarı hesaplandıktan sonra Eşitlik 135 ve Eşitlik 136 kullanılarak sistemde gerekli olan çevrim akışkanının debisi aşağıda Eşitlik 137'de verildiği gibi hesaplanır.

$$\dot{m}_{su} = \frac{\dot{m}_{toluen}(h_{toluen,4} - h_{toluen,1})}{c_{psu,ort}(T_{su,çıkış} - T_{su,giriş})} \quad (137)$$

Eşitlik 137 kullanılarak, $\dot{m}_{su} = 1.9345$ kg/s olarak bulunur.

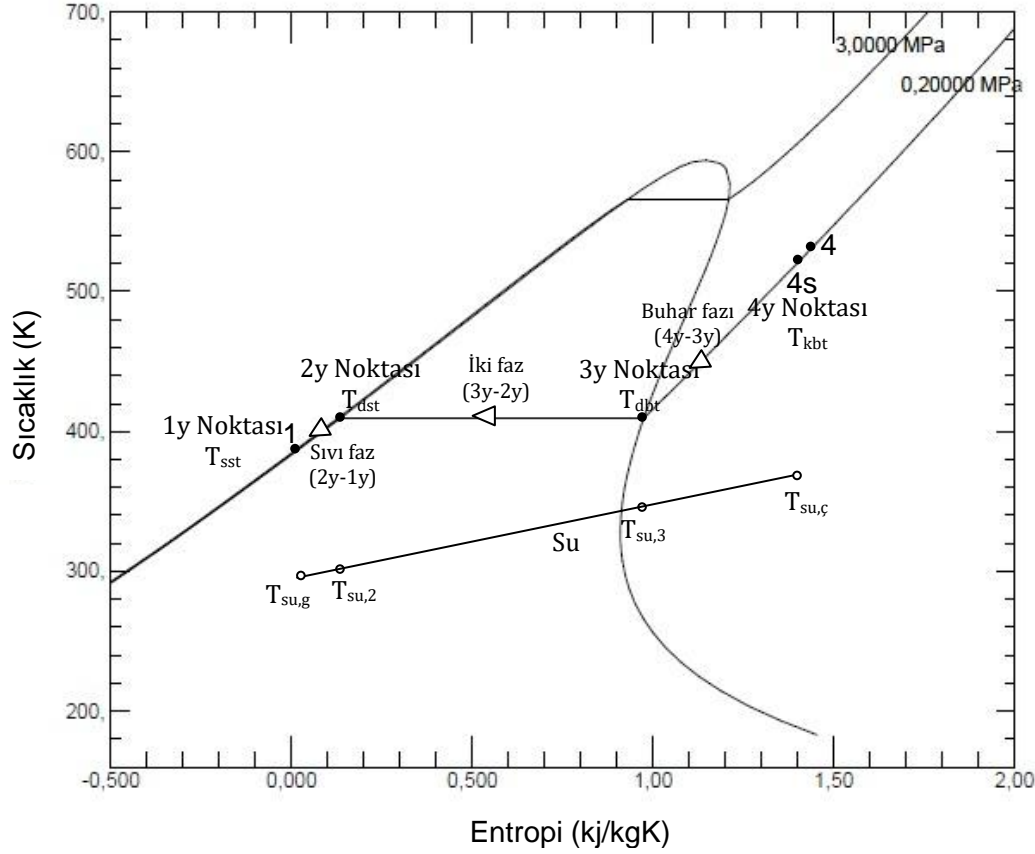
4.1.2.4. ORC'de Tolüenin Yoğuşturucuda Gerçekleştirdiği Faz Değişimi

Yoğuşturucu kısmında kullanılacak tek geçişli gövde borulu ısı değiştiricinin boru tarafı akışkanı tolüen, gövde tarafı akışkanı su olacak şekilde tasarım yapılmıştır.

Çevrim akışkanı tolüen yoğuşturucuya kızgın buhar fazında girip, yoğuşturucudan sıkıştırılmış sıvı fazında çıkmaktadır. Bu kısımda tolüen boru içinde sırasıyla buhar fazı, iki faz ve sıvı fazında bulunmaktadır. Isı değiştiricinin toplam yüzey alanı hesap edilirken, akışkanın faz değiştirdiği kısımlar ayrı ayrı hesap edilmiştir. Sırasıyla akışkanın buhar fazı, iki faz ve sıvı

fazında olduğu kısımlar hesap edilmiştir. Her kısımda bulunan yüzey alanları toplanarak, ısı değiştiricinin toplam yüzey alanı ve boru boyu hesap edilir.

Yoğuşturucuda tolüen iş akışkanının ısı olarak gerçekleştirdiği faz değişimleri Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. ORC'de tolüenin yoğuşturucuda gerçekleştirdiği faz değişimi T-s diyagramı.

Tolüenin ısı olarak gerçekleştirdiği faz değişimleri için 3 kısma ayrılırsa;
 4-3 arası faz değişimi, kızgın buhar tolüen (KBT) – doymuş buhar tolüen (DBT).
 3-2 arası faz değişimi, doymuş buhar tolüen (DBT) – doymuş sıvı tolüen (DST).
 2-1 arası faz değişimi, doymuş sıvı tolüen (DST) – sıkıştırılmış sıvı tolüen (SST).

4.1.2.5. ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Ön Boyutlandırma Hesabı

Isı değiştirici toplam yüzey alanı hesaplamalarında ısı değiştiriciye ait değerlere ihtiyaç duyulduğundan ısı değiştirici ön boyutlandırması yapılır. Yoğuşturucuda, ısı değiştirici olarak toplam ısıtma yükünü karşılayabilecek özel üretim bir gövde borulu ısı değiştirici tasarımı yapılacaktır.

Yoğuşturucu için kullanılacak ısı değiştirici buharlaştırıcı tarafındaki ısı değiştirici ile aynı özelliklere sahip olacaktır. Yoğuşturucu tarafındaki ısı değiştiricinin toplam boru sayısı buharlaştırıcı tarafındakinden farkı olacaktır. Yoğuşturucuda ısı değiştirici içinde boru demeti düzenlemesi Şekil 4.5'teki gibi döndürülmüş üçgen seçilmiştir.

Bu bilgilere göre seçilen boru boylarına göre hesaplamalar yapılırsa boru demeti ile ilgili değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.24'te verilmiştir.

Tablo 4.24. ORC'de yoğuşturucu ısı değiştirici değerleri.

Değerler	m (metre)
D (boru çapı)	0.012
t (boru et kalınlığı)	0.001
D _t (Boru iç çapı)	0.01
n _{by}	3162
n _{gy}	1
n _{ty}	3162
C	0.319
n	2.142
S _{DY}	0.018
S _{LY}	0.018
S _{TY}	0.0156
D _{demety}	0.8807
D _{çdçy}	1.074
D _{giy}	1.141
D _{gy}	1.2
D _{hty}	0.01
D _{ey}	0.0176
slk	0.4
ey	0.48
A _{sy}	0.1826

4.1.2.6. ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Toplam Yüzey Alanı Hesabı

Yoğuşturucuda buhar fazı boru akışkanı için 4y noktasında kızgın buhar tolüen ve 3y noktasında doymuş buhar tolüen için değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.25'te verilmiştir.

Tablo 4.25. ORC'de yoğuşturucu buhar fazı 4y ve 3y noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri.

Termodinamik Özellikler	4y Noktası (KBT) 257.78 °C	3y Noktası (DBT) 136.336 °C	Ortalama 197.06 °C
h (k/kg)	6.15x10 ⁵	3.97x10 ⁵	-
s (j/kgK)	1.44x10 ³	973.96	-
k (W/mK)	0.03	0.018	0.024
ρ (kg/m ³)	4.28	5.776	5.0295
μ (Pas)	1.1434x10 ⁻⁵	8.686x10 ⁻⁶	1.006x10 ⁻⁵
c _p (j/kgK)	1.97x10 ⁴	1.614x10 ³	1.79x10 ³
Pr	0.7529	0.758	0.7554

Bulunan değerler ile buhar fazı için boru tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.26'da verilmiştir.

Tablo 4.26. ORC'de yoğuşturucu buhar fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
Re_{ty43}	2.14×10^3	-
Nu_{ty43}	4.36	-
h_{ty43}	10.574	W/m ² K

Buhar fazı tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 138 ve Eşitlik 139'da aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_{YT43} = \dot{m}_{toluen} (h_{KBT4} - h_{DBT3}) \quad (138)$$

$$\dot{Q}_{SU43} = \dot{m}_{su} c_{psu,ort43} (T_{su,çıkış} - T_{su,3}) \quad (139)$$

Eşitlik 139 kullanılarak $T_{su,3} = 89.986$ °C olarak bulunur.

Yoğuşturucuda buhar fazı gövde akışkanı için Eşitlik 139 ile $T_{su,3}$ değeri belirlendikten sonra suyun bu noktadaki termodinamik özellikleri belirlenir. Yoğuşturucunun buhar tarafında suyun giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.27'de verilmiştir.

Tablo 4.27. ORC'de yoğuşturucu buhar fazı 4y ve 3y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri.

Termodinamik Özellikler	4y Noktası 90 °C	3y Noktası 89.9857 °C	Ortalama 89.992 °C
k (W/mK)	0.675	0.675	0.675
ρ (kg/m ³)	965.355	965.364	965.36
μ (Pas)	3.144×10^{-4}	3.145×10^{-4}	3.1446×10^{-4}
c_p (j/kgK)	4.205×10^3	4.205×10^3	4.205×10^3
Pr	1.958	1.9582	1.9581

Bulunan değerler ile buhar fazı için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.28'de verilmiştir.

Tablo 4.28. ORC’de yoğuşturucu buhar fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{su43}	0.011	m/s
T_{csu43}	143.513	°C
μ_{tsuc43}	1.387×10^{-5}	Pas
J_{hksu43}	0.195	-
Re_{su43}	592.943	-
Nu_{su43}	223.905	-
h_{su43}	8.59×10^3	W/m ² K

Yoğuşturucuda $T_{su,3}$ değeri bulunması ile yoğuşturucu buhar fazı tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lmy43} = 94.3766$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7’den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fiy43} = 0.0001$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fdy43} = 0.0002$ m²C/W olarak belirlenir. Buhar fazı tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{y43} = 376.824$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre buhar fazı kısmı için toplam ısı dirençleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.29’da verilmiştir.

Tablo 4.29. ORC’de yoğuşturucu buhar fazının ısı dirençleri.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_{1ky}	3.0103	mK/W
R_{2ky}	0.0032	mK/W
R_{3ky}	7.7005×10^{-5}	mK/W
R_{4ky}	0.0053	mK/W
R_{5ky}	0.003	mK/W
R_{topky}	3.022	mK/W

Buhar fazı kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.30’da verilmiştir.

Tablo 4.30. ORC’de yoğuşturucu buhar fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{43y} (4-3 tarafında toplam boru boyu)	3.73×10^3	m
L_{43yb} (4-3 tarafında bir boru boyu)	1.18	m
A_{43y}	140.704	m ²

Yoğuşturucuda sıvı fazı boru akışkanı için 2y noktasında doymuş sıvı tolüen ve 1y noktasında sıkıştırılmış sıvı tolüen için değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.31’de verilmiştir.

Tablo 4.31. ORC’de yoğuşturucu sıvı fazı 2y ve 1y noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri.

Termodinamik Özellikler	2y Noktası (DST) 136.3364 °C	1y Noktası (SST) 115 °C	Ortalama 125.668 °C
h (k/kg)	5.299x10 ⁴	9.005x10 ³	-
s (j/kgK)	113.31	23.0045	-
k (W/mK)	0.101	0.106	0.103
ρ (kg/m ³)	752.798	775.32	764.06
μ (Pas)	2.656x10 ⁻⁴	3.175x10 ⁻⁴	2.915x10 ⁻⁴
c _p (j/kgK)	2.104x10 ³	2.019x10 ³	2.06x10 ³
Pr	5.542	6.066	5.804

Bulunan değerler ile sıvı fazı için boru tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.32’de verilmiştir.

Tablo 4.32. ORC’de yoğuşturucu sıvı fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
Re _{ty21}	73.874	-
Nu _{ty21}	4.36	-
h _{ty21}	45.075	W/m ² K

Sıvı fazı tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 140 ve Eşitlik 141’de aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_{YT21} = \dot{m}_{toluen}(h_{DST2} - h_{SST1}) \quad (410)$$

$$\dot{Q}_{SU21} = \dot{m}_{su}c_{psu,ort21}(T_{su,2} - T_{su,giriş}) \quad (141)$$

Eşitlik 141 kullanılarak $T_{su,2} = 52.91$ °C olarak bulunur.

Yoğuşturucuda sıvı fazı gövde akışkanı için Eşitlik 141 ile $T_{su,2}$ değeri belirlendikten sonra suyun bu noktadaki termodinamik özellikleri belirlenir. Yoğuşturucunun sıvı tarafında suyun giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.33’de verilmiştir.

Tablo 4.33. ORC’de yoğuşturucu sıvı fazı 2y ve 1y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri.

Termodinamik Özellikler	2y Noktası 52.91 °C	1y Noktası 50 °C	Ortalama 51.45 °C
k (W/mK)	0.647	0.644	0.645
ρ (kg/m ³)	986.735	988.07	987.406
μ (Pas)	5.21x10 ⁻⁴	5.468x10 ⁻⁴	5.34x10 ⁻⁴
c _p (j/kgK)	4.18x10 ³	4.18x10 ³	4.18x10 ³
Pr	3.369	3.5525	3.46108

Bulunan değerler ile sıvı faz için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.34'te verilmiştir.

Tablo 4.34. ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{su21}	0.0107	m/s
T_{csu21}	88.56	°C
μ_{tcsu21}	3.197×10^{-4}	Pas
J_{hksu21}	0.25	-
Re_{su21}	349.14	-
Nu_{su21}	141.86	-
h_{su21}	5.203×10^3	W/m ² K

Yoğuşturucuda $T_{su,2}$ değeri bulunması ile yoğuşturucu sıvı faz tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lmy21} = 73.83$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7'den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{f_{iy21}} = 0.0002$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{f_{dy21}} = 0.0001$ m²C/W olarak belirlenir. Sıvı fazı tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{y21} = 365.29$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre sıvı fazı için toplam ısı direnci, toplam boru boyu ve bir boru için boru boyu, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.35'te verilmiştir.

Tablo 4.35. ORC'de yoğuşturucu sıvı fazın ısı dirençler.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_{1y}	0.706	mK/W
R_{2y}	0.006	mK/W
R_{3y}	7.9435×10^{-5}	mK/W
R_{4y}	0.0027	mK/W
R_{5y}	0.005	mK/W
R_{topy}	0.72	mK/W

Sıvı fazı kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.36'da verilmiştir.

Tablo 4.36. ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{21y} (2-1 tarafında toplam boru boyu)	229.58	m
L_{21yb} (2-1 tarafında bir boru boyu)	0.073	m
A_{21y}	8.65	m ²

Yoğuşturucuda tolüen akışkanının yoğuşması sırasında iki fazda bulunduğu kısımdır. Yoğuşturucuda iki faz kısmının ısı taşınım katsayısı, Shah'ın boru içinde yoğuşma olayının gerçekleştiği akış için ısı taşınım katsayısı bağıntısı Eşitlik 99 kullanılarak hesaplandı.

İki faz tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 142 ve Eşitlik 143'te aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_{iF} = \dot{m}_{toluen}(h_{DBT3} - h_{DST2}) \quad (142)$$

$$\dot{Q}_{iF} = \dot{m}_{su}c_{psu,ort32}(T_{su,3} - T_{su,2}) \quad (143)$$

Yoğuşmanın olduğu iki faz için boru tarafında ısı taşınım katsayısı ve gerekli eşitlikler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.37'de verilmiştir.

Tablo 4.37. ORC'de yoğuşturucu iki faz boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
$Pr_{sivl,y}$	6.0657	-
h_{ify}	75.479	W/m ² K

Yoğuşturucuda iki faz gövde akışkanı suyun giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.38'de verilmiştir.

Tablo 4.38. ORC'de yoğuşturucu iki faz 3y ve 2y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri.

Termodinamik Özellikler	3y Noktası 357.47 °C	2y Noktası 379.02 °C	Ortalama 368.24 °C
k (W/mK)	0.675	0.647	0.66
ρ (kg/m ³)	965.36	986.73	976.05
μ (Pas)	3.145x10 ⁴	5.21x10 ⁻⁴	4.18x10 ⁻⁴
c_p (j/kgK)	4.205x10 ³	4.18x10 ³	4.19x10 ³
Pr	1.958	3.369	2.66

Bulunan değerler ile iki faz için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.39'da verilmiştir.

Tablo 4.39. ORC'de yoğuşturucu iki faz gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{su32}	0.011	m/s
T_{csu32}	103.89	°C
μ_{tcsu32}	2.71x10 ⁻⁴	Pas
J_{hksu32}	0.22	-
Re_{su32}	446.22	-
Nu_{su32}	144.612	-
h_{su32}	5.43x10 ³	W/m ² K

Yoğuşturucuda iki faz tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lm,y32} = 63.08 \text{ }^\circ\text{C}$ hesaplanır.

Şekil 3.7'den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{f_{iy32}} = 0.0002 \text{ m}^2\text{C/W}$ ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{f_{dy32}} = 0.0002 \text{ m}^2\text{C/W}$ olarak belirlenir. İki faz tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{y32} = 378.8054 \text{ W/mK}$ olarak hesaplanır. Bu değerlere göre iki faz kısmı için toplam ısı dirençleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.40'ta verilmiştir.

Tablo 4.40. ORC'de yoğuşturucu iki fazın ısı dirençleri.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_{1ify}	0.4217	mK/W
R_{2ify}	0.0064	mK/W
R_{3ify}	7.66×10^{-5}	mK/W
R_{4ify}	0.0053	mK/W
R_{5ify}	0.0049	mK/W
R_{topify}	0.438	mK/W

İki faz kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.41'de verilmiştir.

Tablo 4.41. ORC'de yoğuşturucu iki fazın toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{32y} (3-2 tarafında toplam boru boyu)	1.334×10^3	m
L_{32yb} (3-2 tarafında bir boru boyu)	0.422	m
A_{32y}	226.46	m ²

Yoğuşturucu tarafı toplam boru boyu Eşitlik 144'te verildiği şekilde hesap edilir.

$$L_{top,y} = L_{21y} + L_{32y} + L_{43y} \quad (144)$$

Eşitlik 144 ile yoğuşturucu ısı değiştirici bir boru boyu $L_{top,y} = 1.675 \text{ m}$ olarak hesap edilir. Isı değiştirici boyu ihtiyacın karşılanabilmesi için 2 m seçilir.

Buharlaştırıcıda kullanılacak ısı değiştirici toplam yüzey alanı ise Eşitlik 145'te verildiği gibi hesaplanır.

$$A_{top,y} = 2 \times \pi \times D \times nby \quad (145)$$

Tablo 4.42. ORC’de yoğuşturucu toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{topy}	2	M
A_{topy}	238.409	m ²
A_{topyf}	2.566x10 ³	feet ²

4.1.3. ORC II. Yasa Ekserji Analizi

Çevrim tasarımı yapılan ORC sisteminin II. Yasa ekserji hesapları yapılırken ölü hal (çevre sıcaklığı) $T_0 = 25$ °C olarak belirlenip hesaplar yapılmıştır.

4.1.3.1. ORC Pompa Ekserji Hesabı

Pompa işinin gerçekleştiği ORC’nin 2-1 noktaları arasında gerçekleşen tersinir iş Eşitlik 38 ve kaybolan ekserji Eşitlik 39 ile bulunur. Pompanın II. Yasa verimi ise Eşitlik 41 ile bulunur. Pompa için bulunan değerler Tablo 4.43’te verilmiştir.

Tablo 4.43. ORC pompa ekserji değerleri.

	Değerler	Birimi
$W_{p,tersinir}$	2.74	kW
$W_{p,yok\ edilen}$	0.42	kW
$\eta_{II,p}$	0.8682	-

4.1.3.2. ORC Türbin Ekserji Hesabı

Türbin işinin gerçekleştiği ORC’nin 4-3 noktaları arasında gerçekleşen tersinir iş Eşitlik 32 ve kaybolan ekserji Eşitlik 33 ile bulunur. Türbinin II. Yasa verimi ise Eşitlik 35 ile bulunur. Türbin için bulunan değerler Tablo 4.44’te verilmiştir.

Tablo 4.44. ORC türbin ekserji değerleri.

	Değerler	Birimi
$W_{t,tersinir}$	67.6	kW
$W_{t,yok\ edilen}$	4.42	kW
$\eta_{II,t}$	0.9347	-

4.1.3.3. ORC Buharlaştırıcı Ekserji Hesabı

Buharlaştırıcı işinin gerçekleştiği ORC’nin 3-2 noktaları arasında sıcak ve soğuk akışkanların gerçekleştirdiği ekserji işleri Eşitlik 43, Eşitlik 44 ve Eşitlik 45 ile bulunur.

Buharlaştırıcıda kaybolan ekserji ise Eşitlik 46 ile bulunur. Buharlaştırıcının II. Yasa verimi ise Eşitlik 47 ile bulunur. Buharlaştırıcı için bulunan değerler Tablo 4.45'te verilmiştir.

Tablo 4.45. ORC buharlaştırıcı ekserji analizi.

	Değerler	Birimi
ΔS_{baca}	565.65	j/kgK
ΔX_{baca}	176	kW
$\Delta X_{toluen(2-3)}$	163	kW
$X_{b,yok\ edilen}$	125.4	kW
$\eta_{II,b}$	0.929	-

4.1.3.4. ORC Yoğuşturucu Ekserji Hesabı

Yoğuşturucu işinin gerçekleştiği ORC'nin 4-1 noktaları arasında sıcak ve soğuk akışkanların gerçekleştirdiği ekserji işleri Eşitlik 49 ve Eşitlik 50 ile bulunur. Yoğuşturucuda kaybolan ekserji ise Eşitlik 51 ile bulunur. Yoğuşturucunun II. Yasa verimi ise Eşitlik 52 ile bulunur. Yoğuşturucu için bulunan değerler Tablo 4.46'da verilmiştir.

Tablo 4.46. ORC yoğuşturucu ekserji analizi.

	Değerler	Birimi
$\Delta X_{toluen(4-1)}$	98.558	kW
ΔX_{su}	42.2	kW
$X_{y,yok\ edilen}$	56.3	kW
$\eta_{II,y}$	0.4284	-

4.1.3.5. ORC Sisteminin Ekserji Hesabı

ORC sisteminde ekipmanların ekserji hesapları yapıldıktan sonra sisteminde yok edilen ekserjinin toplamı Eşitlik 59 kullanılarak hesap edilir. ORC'nin ısı yoluyla giren ekserji değeri Eşitlik 28 ile hesap edilir ve sistemin II. yasa verimi Eşitlik 60 kullanılarak bulunur. Sistem için bulunan değerler Tablo 4.47'de verilmiştir.

Tablo 4.47. ORC sistemin ekserji analizi.

	Değerler	Birimi
X_{1S1}	337	kW
$X_{ORC,yok\ edilen}$	73.7	kW
$\eta_{II,ORC}$	0.3331	-

4.1.4. ORC Maliyet Hesabı

Tasarımı yapılan ORC sistemine göre ekipman hesapları yapıldıktan sonra kullanılacak ekipmanların kapasitelerine göre maliyetleri hesaplanacaktır.

4.1.4.1. ORC'de Pompa Maliyet Hesabı

ORC sistemi için yapılan hesaplamalar sonucunda pompa kapasitesi Tablo 4.2'de $W_p = 3.1586 \times 10^3 \left(\frac{J}{s}\right) = 3.1586kW = 4.2357 HP$ olmaktadır. ORC sisteminde kullanılacak pompa 5 HP gücünde olacak şekilde seçim yapılmıştır. Buna göre Şekil 27'de verilen pompa kapasitesi - maliyet fiyatı grafiği kullanılarak pompa maliyeti $4.25 \times 10^3\$$ ve kurulum faktörü için ortalama değer alınarak 1.27 bulunur. Pompa kurulum maliyeti ise Eşitlik 108 ile $PKM = 5.3975 \times 10^3\$$ bulunur.

4.1.4.2. ORC'de Türbin Maliyet Hesabı

ORC sistemi için yapılan hesaplamalar sonucunda türbin kapasitesi Tablo 4.2'de $W_t = 6.3212 \times 10^4(W) = 63.212kW = 84.768 HP$ olmaktadır. ORC sisteminde kullanılacak türbin 85 HP gücünde olacak şekilde seçim yapılmıştır. Buna göre Şekil 28'de verilen türbin kapasitesi - maliyet fiyatı grafiği kullanılarak türbin maliyeti $9 \times 10^3\$$ ve modül faktörü 3.50 bulunur. Türbin kurulum maliyeti ise Eşitlik 109 ile $TKM = 31.5 \times 10^3\$$ bulunur.

4.1.4.3. ORC'de Isı Değiştirici Maliyet Hesabı

4.1.4.3.1. ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Maliyet Hesabı

ORC sistemi için yapılan hesaplamalar sonucunda buharlaştırıcı ısı değiştirici toplam yüzey alanı Eşitlik 133'te $A_{top,b} = 3.8479 \times 10^3 feet^2$ olarak bulunur. Buna göre Şekil 29'da verilen ısı değiştirici kapasitesi - maliyet fiyatı grafiği kullanılarak buharlaştırıcı ısı değiştiricinin maliyeti $56.5 \times 10^3\$$ ve kurulum faktörü için ortalama değer alınarak 1.61 bulunur. Buharlaştırıcı ısı değiştirici kurulum maliyeti ise Eşitlik 110 ile $BKM = 90.965 \times 10^3\$$ bulunur.

4.1.4.3.2. ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Maliyet Hesabı

ORC sistemi için yapılan hesaplamalar sonucunda yoğuşturucu ısı değiştirici toplam yüzey alanı Eşitlik 145'te $A_{top,y} = 2.566 \times 10^3 \text{ feet}^2$ olarak bulunur. Buna göre Şekil 29'da verilen ısı değiştirici kapasitesi - maliyet fiyatı grafiği kullanılarak yoğuşturucu ısı değiştiricinin maliyeti $43 \times 10^3 \$$ ve kurulum faktörü için ortalama değer alınarak 1.61 bulunur. Yoğuşturucu ısı değiştirici kurulum maliyeti ise Eşitlik 110 ile $YKM = 69.23 \times 10^3 \$$ bulunur.

4.1.4.4. ORC'de Diğer Ekipmanların Maliyet Hesabı

Tasarlanan ORC sisteminde kullanılacak diğer ekipmanların kurulum maliyeti, Eşitlik 111 ile $DEM = 19.71 \times 10^3 \$$ bulunur.

Böylelikle sistemde kullanılan tüm ekipmanların toplam kurulum maliyeti, Eşitlik 112 ile $TEKM = 216.8 \times 10^3 \$$ bulunur.

4.1.4.5. ORC'de İşçilik Maliyet Hesabı

ORC sisteminin işçilik maliyeti Eşitlik 113 ile $İM = 21.68 \times 10^3 \$$ bulunur.

4.1.4.6. ORC'de Toplam Yatırım Maliyeti Hesabı

ORC sisteminin toplam yatırım maliyeti Eşitlik 114 ile $TYM = 238.48 \times 10^3 \$$ bulunur.

4.1.4.7. ORC'de Sistemin Yıllık Giderleri

ORC sisteminin yıllık giderleri işletme ve bakım masrafı (YİBM) Eşitlik 115 ile $YİBM = 11.924 \times 10^3 \$$, yıllık sigorta masrafı (YSM) ise Eşitlik 116 ile $YSM = 0.715 \times 10^3 \$$ bulunur.

4.1.4.8. ORC'de Sistemin Maliyet Hesabı

Ülkemizde enflasyon ve faiz oranları sırası ile 20.3 ve 19.5 değerlerinde seyretmektedir. Tasarlanan sistemin 25 yıl ömür verilerek kullanılacağına göre hesap edilmiştir.

Enflasyon değerinin faiz değerinden büyük olması nedeniyle Eşitlik 118 ile $i' = 0.0201$ bulunur. ORC sisteminin şimdiki değer faktörü Eşitlik 117 ile $\$DF = 19.5004$ bulunur.

ORC sisteminin maliyeti Eşitlik 119 ile $STM = 457.06 \times 10^3 \$$ bulunur.

4.1.4.9. ORC'de Üretilen Yıllık Elektrik Maliyeti Hesabı

ORC sisteminde türbinde saat başında üretilecek enerji miktarı $W_{türbin} = 63.212 \text{ kW}$, günde 22 saat çalışacağı düşünülecek $n_{saat} = 22$ ve elektrik üretimi birim fiyatı $M_f = 0.133 \text{ \$cent}$ olarak belirlenecektir. Buna göre ORC sisteminin yıllık elektrik üretim kazancı Eşitlik 120 ile $YÜM = 67.509 \times 10^3 \text{ \$}$ bulunur.

4.1.4.10. ORC'de Sistemin Geri Ödeme Süresi Hesabı

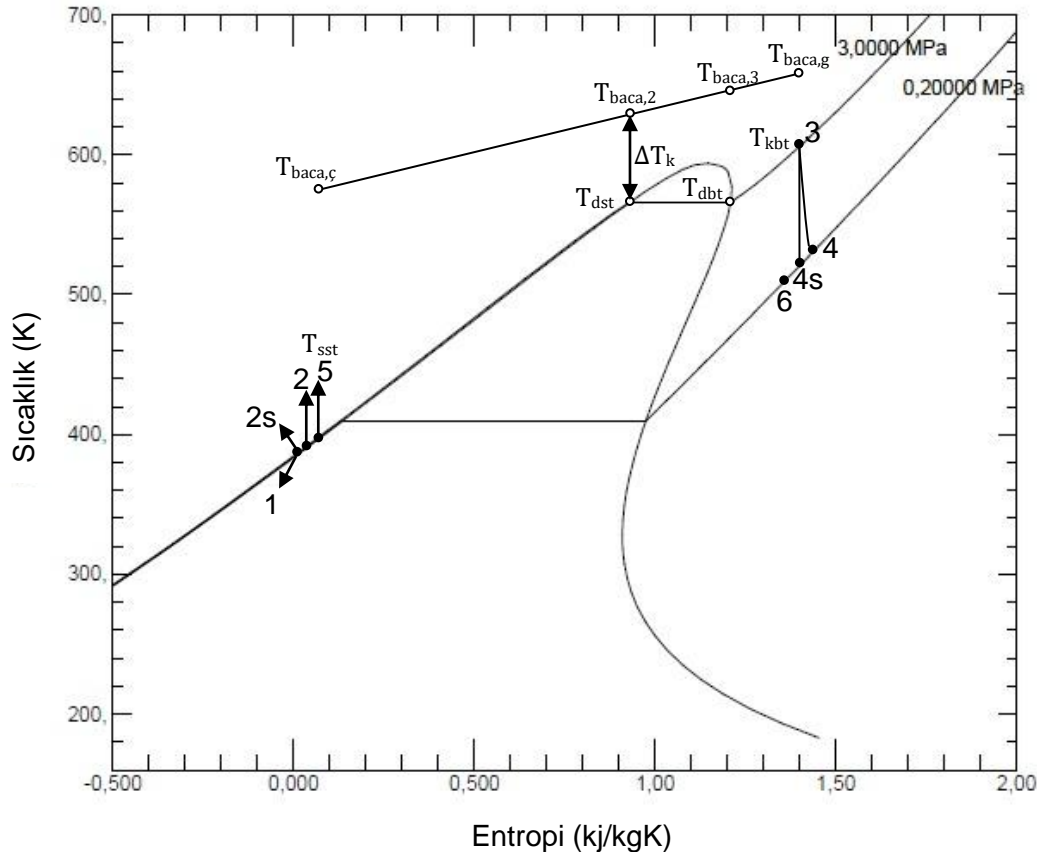
ORC sisteminin geri ödeme süresi Eşitlik 121 ile $GÖS = 6.78 \text{ yıl}$ bulunur.

4.2. R-ORC Sistem Tasarımı

Tasarlanacak reküperatörlü organik Rankine çevrimi ile baca gazı ısısından yararlanılarak elektrik üretimi yapılacaktır. Organik Rankine çevriminde reküperatör kullanılması ile çevrimin verimi ve üretilen elektrik miktarı arttırılması sağlanacaktır.

Reküperatörlü Organik Rankine çevriminde türbinde iş üreten iş akışkanı yoğuşturucuya girmeden önce reküperatörden geçer. İş akışkanı bu noktada sahip olduğu ısıyı pompada sıkıştırılan iş akışkanına aktarır, iş akışkanının kazana girmeden ön ısıtması yapılmış olur. Çevrimde kazan için gerekli olan ısı kaynağı olarak gaz motorunun baca gazı kullanılacaktır. Isı kaynağında ısınan çevrim akışkanı baca gazı sıcaklık değerlerine uygun olan, yüksek kaynama noktası ve buharlaşma entalpisine sahip tolüen akışkanı seçilmiştir.

Çevrim akışkanı seçimi yapıldıktan sonra organik Rankine çevrimi tasarımında ideal hal değişimi gerçekleşen noktaların belirlenmesi gerekir.



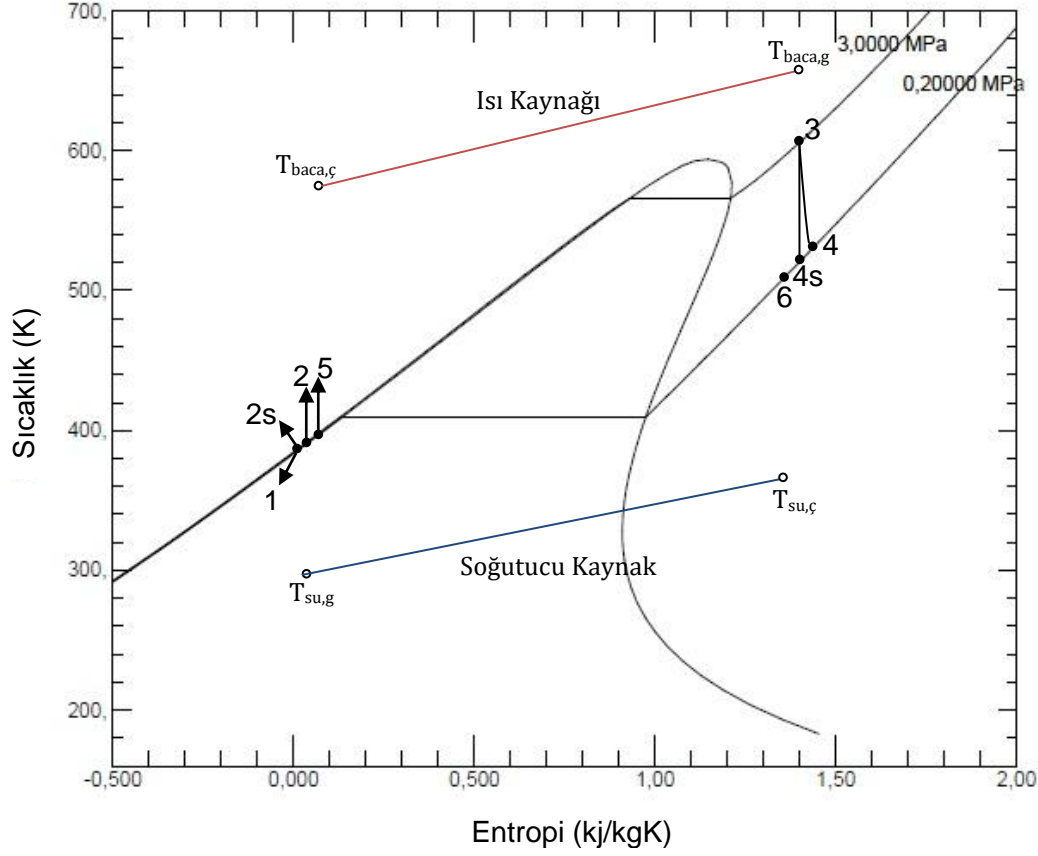
Şekil 4.8. Baca gazı ve R-ORC buharlaştırıcı ısı dağılımı.

Akışkanın buharlaştırıcıya girdiği noktadaki (kritik nokta T_k) sıcaklıkla gaz sıcaklığı arasındaki fark kritik sıcaklık farkı Şekil 4.8'de gösterildiği gibi ΔT_k olarak tanımlanır. Kaynaklarda bu fark 15-45 °C olarak belirtilmektedir [42].

R-ORC tasarımı ile ORC tasarımları için elde edilen sonuçların karşılaştırılmasının yapılabilmesi için iki çevrimde de aynı noktalar kullanılacaktır. R-ORC'de reküperatörün olması nedeniyle akışkanın kazana giriş ve yoğuşturucuya giriş yaptığı noktalarda değişme olacaktır.

Yoğuşturucuda yoğuşan iş akışkanı 1 noktasında sıkıştırılmış sıvı fazında bulunur ve bu noktadaki basıncı 200 kPa, sıcaklığı 115 °C olarak belirlenmiştir. İş akışkanı pompada izantropik olarak 4000 kPa basıncına sıkıştırılarak 2s noktasına ulaşır. Pompadan çıkan iş akışkanı, 2 noktasında reküperatöre girer ve sabit basınçta 130 °C'ye kadar ısınır. Reküperatörden çıkan iş akışkanı, 5 noktasında kazana girer ve sabit basınçta kazan içerisinde 350 °C sıcaklığa buharlaşarak 3 noktasına ulaşır. Buharlaşan iş akışkanı türbinde izantropik olarak genişler ve mekanik iş üreterek 200 kPa basınçta 4s noktasına ulaşır. Türbinden çıkan iş akışkanı reküperatöre girer ve 6 noktasına kadar sabit basınçta ısısını, 2-5 arasında ısınacak olan iş akışkanına aktarır. 6 noktasında reküperatörden çıkan iş akışkanı yoğuşturucuya girer

ve sabit basınçta yoğuşarak 1 noktasına ulaşır. R-ORC çevriminin tolüen akışkanı için T-s diyagramı Şekil 4.9'da verilmiştir.



Şekil 4.9. R-ORC akışkanı tolüen T-s diyagramı.

Türbinin ve pompanın izantropik verimleri literatür araştırmalarına göre sırasıyla, $\eta_{türbin} = 0.89$ ve $\eta_{pompa} = 0.83$ olarak kabul edilmiştir ve pompa ile türbinin gerçek entropileri bulunur. Türbin gerçek entropi değeri, Eşitlik 30, Eşitlik 31 ve Eşitlik 34 kullanılarak ve pompanın gerçek entropi değeri ise Eşitlik 36, Eşitlik 37 ve Eşitlik 41 kullanılarak bulunmuştur.

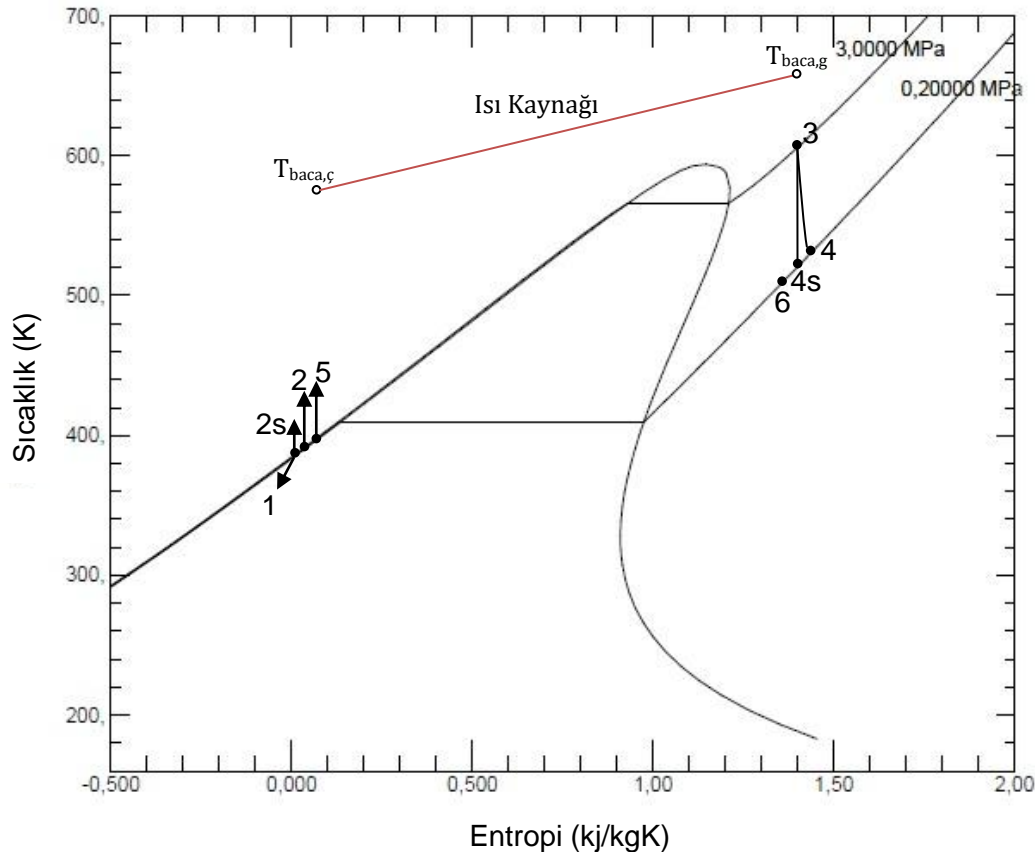
Tolüen için reküperatörlü organik Rankine çevrimi belirlendikten sonra her bir noktanın termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.48'de verilmiştir.

Tablo 4.48. Tolüenin R-ORC'de noktadaki termodinamik özellikleri.

	P (kPa)	T (°C)	s (j/kgK)	h (j/kg)
1 Noktası	200	115	23.0045	9.005×10^3
2s Noktası	4000	116.2245	23.0045	1.39×10^4
2 Noktası	4000	116.73	25.6148	1.49×10^4
5 Noktası	4000	130	93.89	4.198×10^4
3 Noktası	4000	350	1.41×10^3	7.33×10^5
4s Noktası	200	250.286	1.41×10^3	6.005×10^5
4 Noktası	200	257.73	1.438×10^3	6.15×10^5
6 Noktası	200	243.87	1.3863×10^3	5.88×10^5

4.2.1. R-ORC'de Buharlaştırıcı Hesapları

İş akışkanının buharlaştırılacağı kazan kısmında tek geçişli gövde borulu ısı değiştirici kullanılacaktır. Buharlaştırıcıda kullanılacak ısı değiştirici ile ısı geçişi, iş akışkanı tolüenden suya olacaktır. R-ORC çevriminde buharlaştırıcı tarafında kullanılacak ısı kaynağı olan baca gazının T-s diyagramı Şekil 4.10'da verilmiştir.

**Şekil 4.10.** R-ORC'de buharlaştırıcı tarafı T-s diyagramı.

4.2.1.1. R-ORC'nin Sıcak Kaynağı Baca Gazının Değerleri

Ortalama baca gazı sıcaklık değerine göre baca gazı termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.49'da verilmiştir.

Tablo 4.49. R-ORC'de baca gazı termodinamik özellikleri.

Termodinamik Özellik	Baca gazı giriş 427 °C	Baca gazı çıkış 150 °C	Ortalama 288.5 °C
k (W/mK)	0.059	0.036	0.047
ρ (kg/m ³)	0.5085	0.84	0.67
μ (Pas)	3.3×10^{-5}	2.2745×10^{-5}	2.78×10^{-5}
c_p (j/kgK)	1.1634×10^3	1.08×10^3	1.12×10^3
Pr (-)	0.636	0.68	0.658

4.2.1.2. R-ORC'ye Giren Isı Hesabı

Buharlaştırıcı bir ısı değiştiricidir. Burada atık baca gazının sahip olduğu sıcaklık, tolüenin kaynaması için gerekli olan ısı ihtiyacını karşılayacaktır. Baca gazının ısısı, sıkıştırılmış sıvı fazındaki organik akışkan tolüene aktarılarak, buhar fazına geçmesi sağlanır. Buharlaştırıcıda gerçekleşecek ısı geçiş işinin hesaplanması için Eşitlik 122, Eşitlik 123 ve Eşitlik 124 kullanılır.

4.2.1.3. R-ORC Akışkan Debisi Hesabı

Organik Rankine çevrimi tasarım şartlarında, buharlaştırıcıda gerçekleşecek ısı geçişinin miktarı hesaplandıktan sonra Eşitlik 4.2 ve Eşitlik 4.3 kullanılarak sistemde gerekli olan çevrim akışkanının debisi aşağıda Eşitlik 125'te verildiği gibi hesaplanır. Eşitlik 125 kullanılarak, $\dot{m}_{toluen} = 0.5558$ kg/s olarak bulunur.

Çevrimdeki iş akışkanının debisi belirlendikten sonra, çevrim yapılan işler gerekli eşitlikler yardımıyla Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.50'de verilmiştir.

Tablo 4.50. R-ORC'de yapılan işler.

Ekipman	Isıl iş (j/kg)	Elektriksel iş (j/kg)
W_{pompa}		3.2823×10^3
Q_{giren}	3.8427×10^5	
$W_{türbin}$		6.5687×10^4
$Q_{çıkan}$	3.2187×10^5	

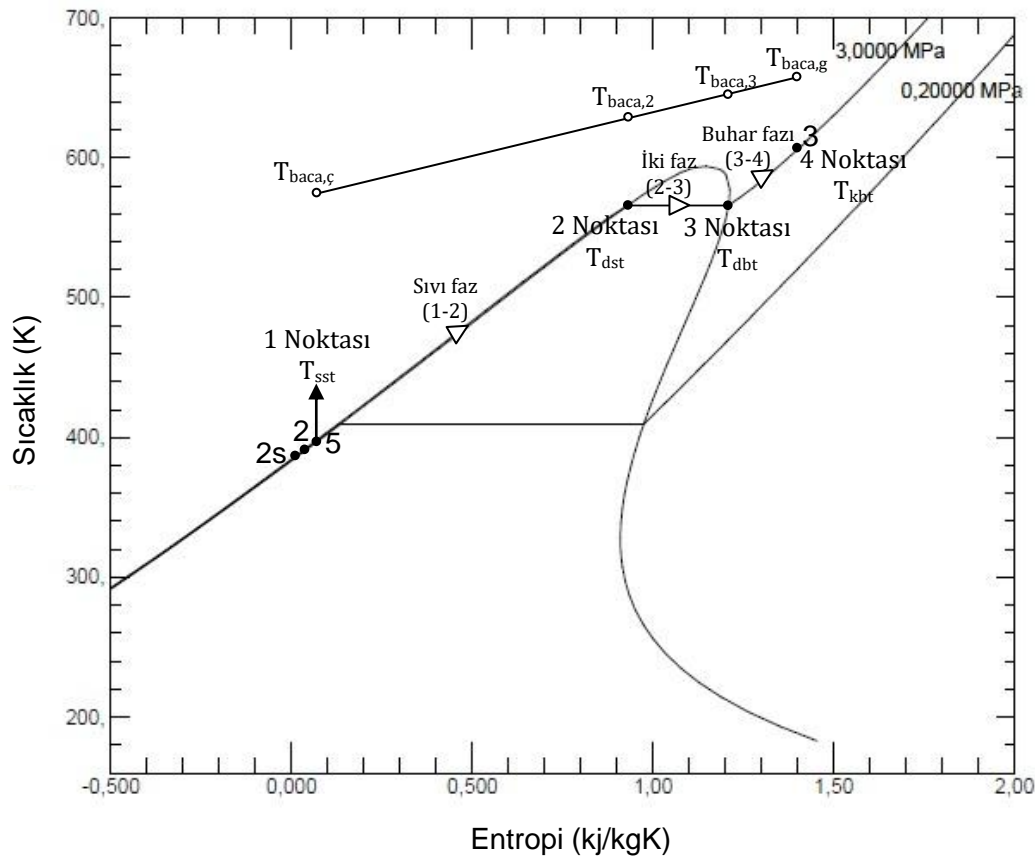
R-ORC akışkan debisi ve yapılan işler hesaplandıktan sonra R-ORC sisteminin verimi Eşitlik 12 ile hesaplanırsa, $\eta_{R-ORC} = 0.1624$ olarak bulunur.

4.2.1.4. R-ORC'de Tolüenin Buharlaştırıcıda Gerçekleştirdiği Faz Değişimi

Buharlaştırıcı kısmında kullanılacak tek geçişli gövde borulu ısı değiştiricinin boru tarafı akışkanı tolüen, gövde tarafı akışkanı baca gazı olacak şekilde tasarım yapılmıştır.

Çevrim akışkanı tolüen buharlaştırıcıya sıkıştırılmış sıvı fazında girip, buharlaştırıcıdan kızgın buhar fazında çıkmaktadır. Bu kısımda tolüen boru içinde sırasıyla sıvı fazı, iki faz ve buhar fazında bulunmaktadır. Isı değiştiricinin toplam yüzey alanı hesap edilirken, akışkanın faz değiştirdiği kısımlar ayrı ayrı hesap edilmiştir. Sırasıyla akışkanın sıvı fazı, iki faz ve buhar fazında olduğu kısımlar hesap edilmiştir. Her kısımda bulunan yüzey alanları toplanarak, ısı değiştiricinin toplam yüzey alanı ve boru boyu hesap edilir.

Buharlaştırıcıda ısı olarak gerçekleştirdiği faz değişimleri, tolüenin T-s diyagramında Şekil 4.11'de gösterilmiştir.



Şekil 4.11. R-ORC'de tolüenin buharlaştırıcıda gerçekleştirdiği faz değişimi T-s diyagramı.

Tolüenin ısı olarak gerçekleştirdiği faz değişimleri için 3 kısma ayrılırsa;
 1-2 arası faz değişimi, sıkıştırılmış sıvı tolüen (SST) – doymuş sıvı tolüen (DST).
 2-3 arası faz değişimi, doymuş sıvı tolüen (DST) – doymuş buhar tolüen (DBT).

3-4 arası faz değişimi, doymuş buhar tolüen (DBT) – kızgın buhar tolüen (KBT).

4.2.1.5. R-ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Ön Boyutlandırma Hesabı

Isı değiştirici toplam yüzey alanı hesaplamalarında ısı değiştiriciye ait değerlere ihtiyaç duyulduğundan ısı değiştirici ön boyutlandırması yapılır.

Buharlaştırıcıda ısı değiştirici olarak tek geçişli gövde borulu ısı değiştirici kullanılacaktır. Kullanılacak bu ısı değiştirici tasarlanan bu proses için özel üretim bir ısı değiştirici olacaktır. Toplam ısıtma yükünü karşılayacak şekilde tasarlanıp boyutlandırılacaktır.

Gövde borulu tip ısı değiştirici tasarımına başlarken kullanılacak olan boru boyutları ve bu boruların boru demeti düzenlemesi belirlenecektir. Isı değiştirici içerisinde çapı 12mm ve et kalınlığı 1 mm olan bakır boru kullanılacak, boru dış çapları arası mesafe 6 mm alınacak ve döndürülmüş üçgen diziliş boru demeti düzenlemesi seçilecektir.

Şekil 4.5'e göre seçilen boru boylarına göre hesaplamalar yapılırsa boru demeti ile ilgili değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.51'de verilmiştir.

Tablo 4.51. R-ORC'de buharlaştırıcı ısı değiştirici değerleri.

Değerler	m (metre)
D (boru çapı)	0.012
t (boru et kalınlığı)	0.001
D _t (Boru iç çapı)	0.01
n _b	3162
n _g	1
n _t	3162
C	0.319
n	2.142
S _D	0.018
S _L	0.018
S _T	0.0156
D _{demet}	0.8807
D _{çdç}	1.074
D _{gi}	1.141
D _g	1.2
D _{ht}	0.01
D _e	0.0176
slk	0.4
e	0.48
A _s	0.1826

4.2.1.6. R-ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Toplam Yüzey Alanı Hesabı

Buharlaştırıcıda sıvı fazı boru akışkanı için 1 noktasında sıkıştırılmış sıvı tolüen ve 2 noktasında doymuş sıvı tolüen için değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.52'de verilmiştir.

Tablo 4.52. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı 1 ve 2 noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri.

Termodinamik Özellik	1 Noktası (SST) 130 °C	2 Noktası (DST) 316.3015 °C	1-2 Ortalama 223.151 °C
h (kJ/kg)	4.19x10 ⁴	5.34x10 ⁵	-
s (J/kgK)	93.89	1.077x10 ³	-
k (W/mK)	0.104	0.077	0.0905
ρ (kg/m ³)	765.645	388.73	577.18
μ (Pas)	2.94x10 ⁻⁴	4.17x10 ⁻⁵	1.67x10 ⁻⁴
c _p (J/kgK)	2.065x10 ³	9.86x10 ³	5.96x10 ³
Pr	5.82	5.37	5.59

Bulunan değerler ile sıvı faz için boru tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.53'te verilmiştir.

Tablo 4.53. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
Re _{t12}	133.44	-
Nu _{t12}	4.36	-
h _{t12}	39.4837	W/m ² K

Sıvı faz tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 126 ve Eşitlik 127'de verilmiştir. Eşitlik 127 kullanılarak R-ORC'nin buharlaştırıcı tarafında $T_{baca,2} = 354.345$ °C olarak bulunur.

Buharlaştırıcıda sıvı fazı gövde akışkanı için Eşitlik 127 ile $T_{baca,2}$ değeri belirlendikten sonra baca gazının bu noktadaki termodinamik özellikleri belirlenir. Buharlaştırıcının sıvı tarafında baca gazının giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.54'te verilmiştir.

Tablo 4.54. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı 1 ve 2 noktalarında gövde akışkanı baca gazının değerleri.

Termodinamik Özellikler	1 Noktası 150 °C	2 Noktası 354.345 °C	1-2 Ortalama 252.17 °C
k (W/mK)	0.036	0.0532	0.044
ρ (kg/m ³)	0.84	0.567	0.704
μ (Pas)	2.2745x10 ⁻⁵	3.046x10 ⁻⁵	2.66x10 ⁻⁵
c _p (J/kgK)	1.08x10 ³	1.14x10 ³	1.113x10 ³
Pr	0.681	0.645	0.663

Bulunan değerler ile sıvı fazı için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.55'te verilmiştir.

Tablo 4.55. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{g12}	9.613	m/s
T_{c12}	237.66	°C
μ_{tc12}	2.6155×10^{-5}	Pas
J_{hk12}	0.07	-
Re_{bc12}	4.47×10^3	-
Nu_{bc12}	273.77	-
h_{bc12}	691.25	W/m ² K

Buharlaştırıcıda $T_{baca,2}$ değeri bulunması ile buharlaştırıcı sıvı faz tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lm12} = 28.06$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7'den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fi12} = 0.002$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fd12} = 0.0002$ m²C/W olarak belirlenir. Sıvı fazı tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{12} = 372.12$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre sıvı fazı için toplam ısı direnci, toplam boru boyu ve bir boru için boru boyu, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.56'da verilmiştir.

Tablo 4.56. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazın ısı dirençleri.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_1	0.806	mK/W
R_2	0.064	mK/W
R_3	7.79×10^{-5}	mK/W
R_4	0.0053	mK/W
R_5	0.038	mK/W
R_{top}	0.914	mK/W

Sıvı fazı kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.57'de verilmiştir.

Tablo 4.57. R-ORC'de buharlaştırıcı sıvı fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{12} (1-2 tarafında toplam boru boyu)	8.9×10^3	m
L_{12b} (1-2 tarafında bir boru boyu)	2.815	m
A_{12b}	335.52	m ²

Buharlaştırıcıda buhar fazı boru akışkanı için 3 noktasında doymuş buhar tolüen ve 4 noktasında kızgın buhar tolüen için değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.58'de verilmiştir.

Tablo 4.58. R-ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı 3 ve 4 noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri.

Termodinamik Özellikler	3 Noktası (DBT) 316.3015 °C	4 Noktası (KBT) 350 °C	3-4 Ortalama 333.15 °C
h (kJ/kg)	6.04x10 ⁵	7.33x10 ⁵	-
s (J/kgK)	1.197x10 ³	1.41x10 ³	-
k (W/mK)	0.07	0.048	0.0605
ρ (kg/m ³)	198.07	112.79	155.434
μ (Pas)	1.99x10 ⁻⁵	1.64x10 ⁻⁵	1.82x10 ⁻⁵
c _p (J/kgK)	1.33x10 ⁴	2.85x10 ³	8.08x10 ³
Pr	3.64	0.973	2.3075

Bulunan değerler ile buhar fazı için boru tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.59'da verilmiştir.

Tablo 4.59. R-ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
Re _{t34}	1.23x10 ³	-
Nu _{t34}	4.364	-
h _{t34}	26.42	W/m ² K

Buhar fazı tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 128 ve Eşitlik 129'da verilmiştir. Eşitlik 129 kullanılarak R-ORC'nin buharlaştırıcı tarafında $T_{baca,3} = 377.14$ °C olarak bulunur.

Buharlaştırıcıda buhar fazı gövde akışkanı için Eşitlik 129 ile $T_{baca,3}$ değeri belirlendikten sonra baca gazının bu noktadaki termodinamik özellikleri belirlenir. Buharlaştırıcının buhar tarafında baca gazının giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.60'ta verilmiştir.

Tablo 4.60. R-ORC'de buharlaştırıcı buhar fazı 3 ve 4 noktalarında gövde tarafı baca gazının değerleri.

Termodinamik Özellikler	3 Noktası 377.14 °C	4 Noktası 427 °C	3-4 Ortalama 402.07 °C
k (W/mK)	0.055	0.059	0.057
ρ (kg/m ³)	0.547	0.508	0.528
μ (Pas)	3.127x10 ⁻⁵	3.30x10 ⁻⁵	3.214x10 ⁻⁵
c _p (J/kgK)	1.148x10 ³	1.163x10 ³	1.156x10 ³
Pr	0.6423	0.6359	0.639

Bulunan değerler ile buhar faz için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.61’de verilmiştir.

Tablo 4.61. R-ORC’de buharlaştırıcı buhar fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{g34}	12.8125	m/s
T_{c34}	367.61	°C
μ_{tc34}	3.093×10^{-5}	Pas
J_{hk34}	0.078	-
Re_{bc34}	3.704×10^3	-
Nu_{bc34}	250.18	-
h_{bc34}	814.24	W/m ² K

Buharlaştırıcıda $T_{baca,3}$ değeri bulunması ile buharlaştırıcı buhar faz tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lm34} = 68.602$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7’den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fi34} = 0.0001$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fd34} = 0.0002$ m²C/W olarak belirlenir. Buhar fazı tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{34} = 364.94$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre buhar fazı için toplam ısı direnci, toplam boru boyu ve bir boru için boru boyu, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.62’de verilmiştir.

Tablo 4.62. R-ORC’de buharlaştırıcı buhar fazın ısı dirençleri.

Isıl Değerler	Değerler	Birimi
R_{1k}	1.2048	mK/W
R_{2k}	0.0032	mK/W
R_{3k}	7.95×10^{-5}	mK/W
R_{4k}	0.0053	mK/W
R_{5k}	0.0326	mK/W
R_{topk}	1.246	mK/W

Buhar fazı kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.63’te verilmiştir.

Tablo 4.63. R-ORC’de buharlaştırıcı buhar fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{34} (3-4 tarafında toplam boru boyu)	1.3×10^3	m
L_{34b} (3-4 tarafında bir boru boyu)	0.41	m
A_{34b}	49.05	m ²

Buharlaştırıcıda iki faz boru akışkanı için tolüen akışkanının kaynaması sırasında iki fazda bulunduğu kısımdır. Buharlaştırıcıda iki faz kısmının ısı taşınım katsayısı, Kandlikar'ın boru içinde kaynama olayının gerçekleştiği akış için ısı taşınım katsayısı bağıntısı Eşitlik 92 kullanılarak hesaplandı. Burada tolüen akışkanı için F_K sıvıya bağlı değeri bulunamadığı için Tablo 3.4'te bulunan R22 değeri kabul edildi ve hesaplamalar buna göre yapılmıştır.

İki faz tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 130 ve Eşitlik 131'de verilmiştir. Eşitlik 131 kullanılarak R-ORC'nin buharlaştırıcı tarafında kaynamanın olduğu iki faz için boru tarafında ısı taşınım katsayısı ve gerekli eşitlikler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.64'te verilmiştir.

Tablo 4.64. R-ORC'de buharlaştırıcı iki faz boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
F_k	2.2	-
G	2.238	kg/m ² s
Fr	9.31x10 ⁻⁵	-
Co	0.7138	-
h_{fg}	7.065x10 ⁴	J/kg
q^2	0.309	-
Bo	1.95x10 ⁻⁶	-
h_{if}	13.85	W/m ² K

Buharlaştırıcıda iki faz gövde akışkanı baca gazının giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.65'te verilmiştir.

Tablo 4.65. R-ORC'de buharlaştırıcı iki faz 2 ve 3 noktalarında gövde tarafı baca gazının değerleri.

Termodinamik Özellikler	2 Noktası 354.345 °C	3 Noktası 377.14 °C	2-3 Ortalama 365.74 °C
k (W/mK)	0.0534	0.0551	0.054
ρ (kg/m ³)	0.567	0.547	0.557
μ (Pas)	3.046x10 ⁻⁵	3.127x10 ⁻⁵	3.086x10 ⁻⁵
c_p (J/kgK)	1.14x10 ³	1.148x10 ³	1.145x10 ³
Pr	0.645	0.6423	0.644

Bulunan değerler ile iki faz için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.66'da verilmiştir.

Tablo 4.66. R-ORC’de buharlaştırıcı iki faz gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{g23}	12.14	m/s
T_{c23}	341.022	°C
μ_{tc23}	2.99×10^{-5}	Pas
J_{hk23}	0.076	-
Re_{bc23}	3.856×10^3	-
Nu_{bc23}	256.26	-
h_{bc23}	788.605	W/m ² K

Buharlaştırıcıda iki faz tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lm23} = 48.55$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7’den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fi23} = 0.002$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fa23} = 0.0002$ m²C/W olarak belirlenir. İki faz tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{23} = 366.54$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre iki faz kısmı için toplam ısı dirençleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.67’de verilmiştir.

Tablo 4.67. R-ORC’de buharlaştırıcı iki fazın ısı dirençleri.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_{1if}	2.298	mK/W
R_{2if}	0.064	mK/W
R_{3if}	7.916×10^{-5}	mK/W
R_{4if}	0.0053	mK/W
R_{5if}	0.0336	mK/W
R_{topif}	2.401	mK/W

İki faz kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.68’de verilmiştir.

Tablo 4.68. R-ORC’de buharlaştırıcı iki fazın toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{23} (2-3 tarafında toplam boru boyu)	1.942×10^3	m
L_{23b} (2-3 tarafında bir boru boyu)	0.614	m
A_{23b}	73.201	m ²

Buharlaştırıcı tarafı toplam boru boyu Eşitlik 132 ile hesap edilerek buharlaştırıcı ısı değiştirici bir boru boyu $L_{top,b} = 3.84$ m olarak hesap edilir. Isı değiştirici boyu ihtiyacın karşılanabilmesi için 4 m seçilir.

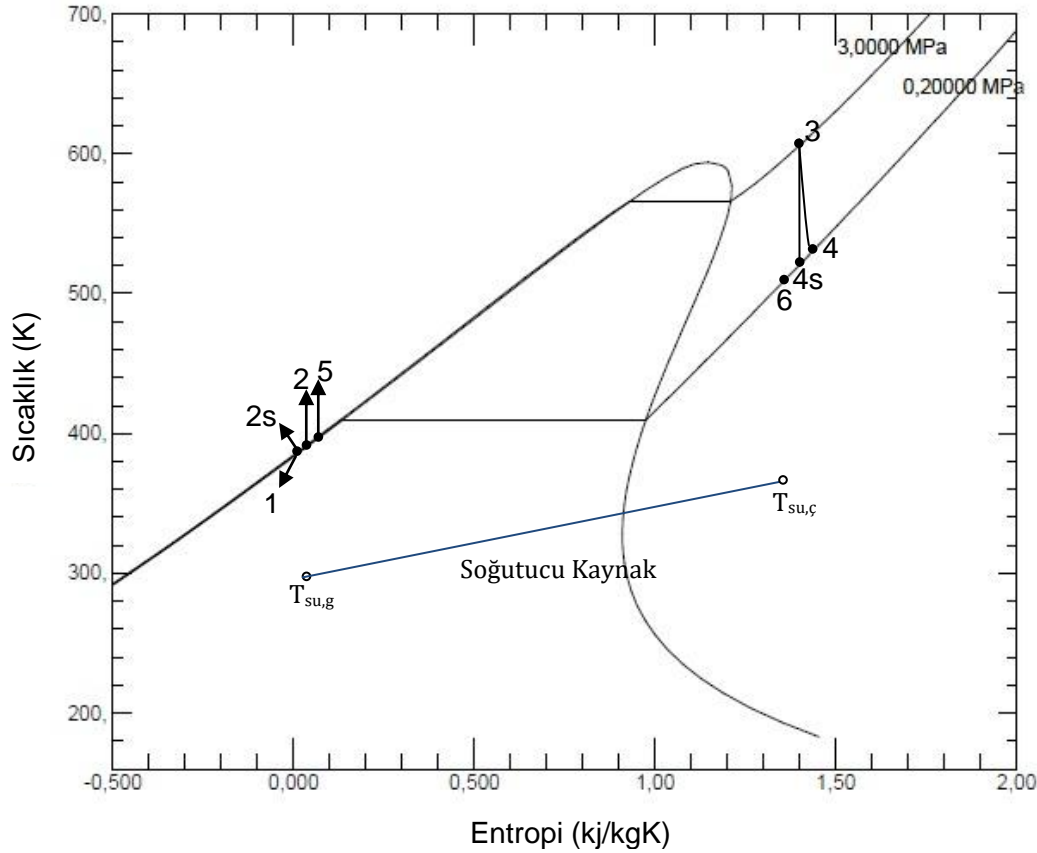
Buharlaştırıcıda kullanılacak ısı değiştirici toplam yüzey alanı ise Eşitlik 133 ile hesap edilir.

Tablo 4.69. R-ORC'de buharlaştırıcı toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{topb}	4	M
A_{topb}	476.82	m ²
A_{topbf}	5.13×10^3	feet ²

4.2.2. R-ORC'de Yoğuşturucu Hesapları

İş akışkanının yoğuşturulacağı yoğuşturucu kısmında tek geçişli gövde borulu tip ısı değiştirici kullanılacaktır. Yoğuşturucu tarafında iş akışkanı toluenin yoğuşurken bünyesinden çekilecek ısı ile sisteme verilen 50 °C sıcaklıktaki suyu ısıtarak 90 °C sıcaklığa ulaştıracak şekilde ısı değiştirici tasarımı yapılacaktır. Bu ısı değiştirici ile elde edilecek 90 °C sıcaklıktaki su ile H-T hattında ısınan suya takviye sağlayabilecek şekilde tasarlanmıştır. Gaz motoru silindir soğutma suyu, H-T hattında 50 °C – 90 °C arasında dolaşmaktadır. H-T hattında ısınarak 90 °C sıcaklığa ulaşacak su ile santralin yakın çevresine kurulacak olan sera tesisini ısıtma için kullanılmaktadır.

**Şekil 4.12.** R-ORC yoğuşturucu tarafı T-s diyagramı.

4.2.2.1. R-ORC Soğutucu Kaynağı Suyun Değerleri

Ortalama su sıcaklık değerine göre su termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.70'de verilmiştir.

Tablo 4.70. R-ORC'de su termodinamik özellikleri.

Termodinamik Özellik	Su giriş 50 °C	Su çıkış 90 °C	Ortalama 70 °C
k (W/mK)	0.64	0.675	0.659
ρ (kg/m ³)	988.08	965.355	976.72
μ (Pas)	5.468×10^{-4}	3.144×10^{-4}	4.306×10^{-4}
c_p (j/kgK)	4.18×10^3	4.205×10^3	4.193×10^3
Pr (-)	3.552	1.958	2.755

4.2.2.2. R-ORC'den Çıkan Isı Hesabı

Yoğuşturucu bir ısı değiştiricidir. Burada iş akışkanı tolüenin sahip olduğu sıcaklık, suyun ısıtılması için gerekli olan ısı ihtiyacını karşılayacaktır. Tolüen yoğuşurken sahip olduğu ısını kızgın buhar fazından, sıkıştırılmış sıvı fazına geçerken ısı değiştirici ile suya aktarılır. Yoğuşturucuda gerçekleşecek ısı geçiş işinin hesaplanması için Eşitlik 134, Eşitlik 135 ve Eşitlik 136 kullanılabilir.

4.2.2.3. R-ORC'nin Soğutucu Kaynağı Su Debisi Hesabı

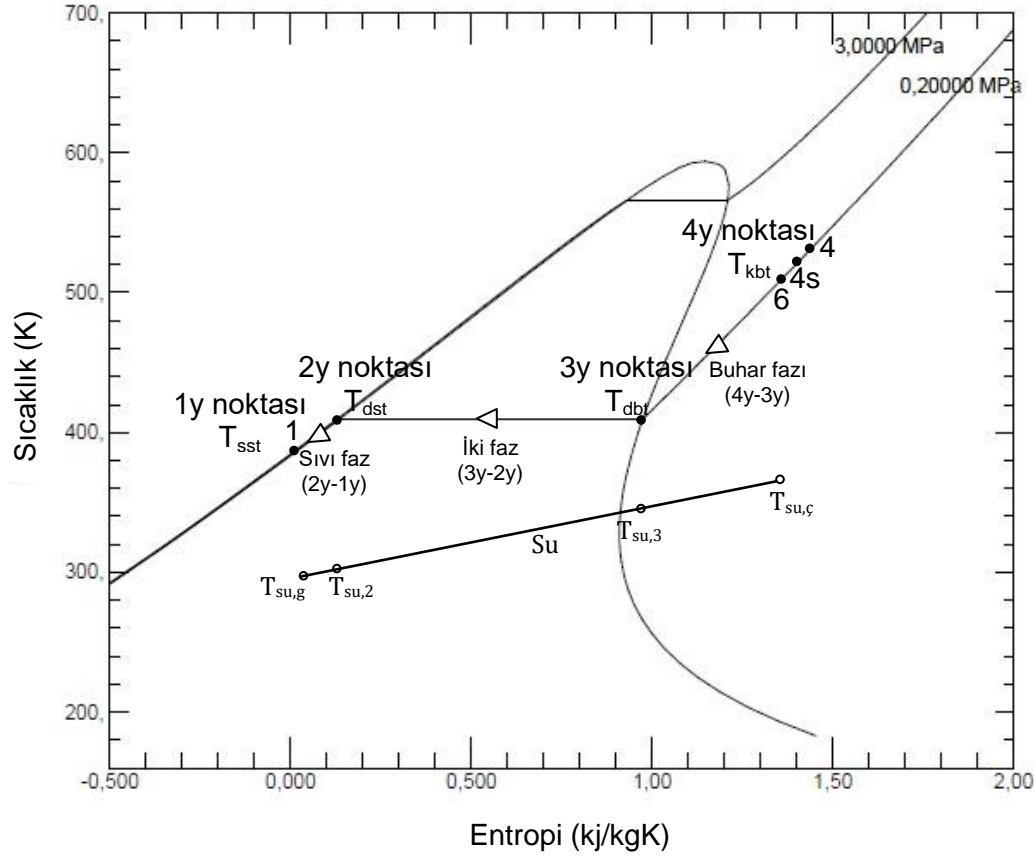
Organik Rankine çevrimi tasarım şartlarında, yoğuşturucuda gerçekleşecek ısı geçişinin miktarı hesaplandıktan sonra Eşitlik 4.2 ve Eşitlik 4.3 kullanılarak sistemde gerekli olan çevrim akışkanının debisi aşağıda Eşitlik 137'de verildiği gibi kullanılarak, $\dot{m}_{su} = 1.9205$ kg/s olarak bulunur.

4.2.2.4. R-ORC'de Tolüenin Yoğuşturucuda Gerçekleştirdiği Faz Değişimi

Yoğuşturucu kısmında kullanılacak tek geçişli gövde borulu ısı değiştiricinin boru tarafı akışkanı tolüen, gövde tarafı akışkanı su olacak şekilde tasarım yapılmıştır.

Çevrim akışkanı tolüen yoğuşturucuya kızgın buhar fazında girip, yoğuşturucudan sıkıştırılmış sıvı fazında çıkmaktadır. Bu kısımda tolüen boru içinde sırasıyla buhar fazı, iki faz ve sıvı fazında bulunmaktadır. Isı değiştiricinin toplam yüzey alanı hesap edilirken, akışkanın faz değiştirdiği kısımlar ayrı ayrı hesap edilmiştir. Sırasıyla akışkanın buhar fazı, iki faz ve sıvı fazında olduğu kısımlar hesap edilmiştir. Her kısımda bulunan yüzey alanları toplanarak, ısı değiştiricinin toplam yüzey alanı ve boru boyu hesap edilir.

Buharlaştırıcıda ısı olarak gerçekleştirdiği faz değişimleri, tolüenin T-s diyagramında Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



Şekil 4.13. R-ORC'de tolüenin yoğuşturucuda gerçekleştirdiği faz değişimi T-s diyagramı.

Tolüenin ısı olarak gerçekleştirdiği faz değişimleri için 3 kısma ayrılırsa;
 4-3 arası faz değişimi, kızgın buhar tolüen (KBT) – doymuş buhar tolüen (DBT).
 3-2 arası faz değişimi, doymuş buhar tolüen (DBT) – doymuş sıvı tolüen (DST).
 2-1 arası faz değişimi, doymuş sıvı tolüen (DST) – sıkıştırılmış sıvı tolüen (SST).

4.2.2.5. R-ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Ön Boyutlandırma Hesabı

Yoğuşturucu için kullanılacak ısı değiştirici buharlaştırıcı tarafındaki ısı değiştirici ile aynı özelliklere sahip olacaktır. Yoğuşturucu tarafındaki ısı değiştiricinin toplam boru sayısı buharlaştırıcı tarafındakinden farkı olacaktır. Yoğuşturucuda ısı değiştirici içinde boru demeti düzenlemesi Şekil 4.5'teki gibi döndürülmüş üçgen seçilmiştir.

Yoğuşturucu için kullanılacak ısı değiştirici buharlaştırıcı tarafındaki ısı değiştirici ile aynı özelliklere sahip olacaktır. Yoğuştuğu tarafındaki ısı değiştiricinin toplam boru sayısı buharlaştırıcı tarafındakinden farkı olacaktır.

Bu bilgilere göre seçilen boru boylarına göre hesaplamalar yapılırsa boru demeti ile ilgili değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.71’de verilmiştir.

Tablo 4.71. R-ORC yoğuşturucu ısı değiştirici değerleri.

	m (metre)
D (boru çapı)	0.012
t (boru et kalınlığı)	0.001
D _t (Boru iç çapı)	0.01
n _y	3162
n _g	1
n _{by}	3162
C	0.319
n	2.412
S _D	0.018
S _L	0.018
S _T	0.0156
D _{demety}	0.8807
D _{çdçy}	1.074
D _{gy}	1.2
D _{giy}	1.141
D _{hty}	0.01
D _{ey}	0.0176
slk	0.4
e _y	0.48
A _{sy}	0.1826

4.2.2.6. R-ORC’de Yoğuşturucu Toplam Yüzey Alanı Hesabı

Yoğuşturucuda buhar fazı boru akışkanı için 4y noktasında kızgın buhar tolüen ve 3y noktasında doymuş buhar tolüen için değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.72’de verilmiştir.

Tablo 4.72. R-ORC’de yoğuşturucu buhar fazı 4y ve 3y noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri.

Termodinamik Özellikler	4y Noktası (KBT) 243.87°C	3y Noktası (DBT) 136.34 °C	Ortalama 190.1 °C
h (k/kg)	5.88x10 ⁵	3.97x10 ⁵	-
s (j/kgK)	1.38x10 ³	973.96	-
k (W/mK)	0.028	0.018	0.0235
ρ (kg/m ³)	4.408	5.776	5.09
μ (Pas)	1.113x10 ⁻⁵	8.68x10 ⁻⁶	9.91x10 ⁻⁶
c _p (j/kgK)	1.9x10 ³	1.614x10 ³	1.774x10 ³
Pr	6.76x10 ⁴	0.758	3.38x10 ⁴

Bulunan değerler ile buhar fazı için boru tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.73'tr verilmiştir.

Tablo 4.73. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
Re_{ty43}	2.259×10^3	-
Nu_{ty43}	4.36	-
h_{ty43}	10.27	W/m ² K

Buhar fazı tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 138 ve Eşitlik 139'da verilmiştir. Eşitlik 139 kullanılarak $T_{su,3} = 89.987$ °C olarak bulunur.

Yoğuşturucuda buhar fazı gövde akışkanı için Eşitlik 139 ile $T_{su,3}$ değeri belirlendikten sonra suyun bu noktadaki termodinamik özellikleri belirlenir. Yoğuşturucunun buhar tarafında suyun giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.74'te verilmiştir.

Tablo 4.74. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazı 4y ve 3y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri.

Termodinamik Özellikler	4y Noktası 90 °C	3y Noktası 89.987 °C	Ortalama 89.9 °C
k (W/mK)	0.675	0.6753	0.675
ρ (kg/m ³)	965.355	965.365	965.36
μ (Pas)	3.144×10^{-4}	3.145×10^{-4}	3.1446×10^{-4}
c_p (j/kgK)	4.205×10^3	4.205×10^3	4.205×10^3
Pr	1.9568	1.9582	1.958

Bulunan değerler ile buhar fazı için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.75'te verilmiştir.

Tablo 4.75. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{su43}	0.0107	m/s
T_{csu43}	140.05	°C
μ_{tsuc43}	1.374×10^{-5}	Pas
J_{hksu43}	0.199	-
Re_{su43}	588.647	-
Nu_{su43}	227.156	-
h_{su43}	8.72×10^3	W/m ² K

Yoğuşturucuda $T_{su,3}$ değeri bulunması ile yoğuşturucu buhar fazı tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lm,43} = 89.61$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7'den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fiy43} = 0.0001 m^2C/W$ ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fdy43} = 0.0002 m^2C/W$ olarak belirlenir. Buhar fazı tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{y43} = 376.99 W/mK$ olarak hesaplanır. Bu değerlere göre buhar fazı kısmı için toplam ısı dirençleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.76'da verilmiştir.

Tablo 4.76. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazın ısı dirençleri.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_{1ky}	3.098	mK/W
R_{2ky}	0.0032	mK/W
R_{3ky}	7.697×10^{-5}	mK/W
R_{4ky}	0.0053	mK/W
R_{5ky}	0.003	mK/W
R_{topky}	3.109	mK/W

Buhar fazı kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.77'de verilmiştir.

Tablo 4.77. R-ORC'de yoğuşturucu buhar fazı toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{43y} (4-3 tarafında toplam boru boyu)	3.68×10^3	m
L_{43yb} (4-3 tarafında bir boru boyu)	1.16	m
A_{43y}	138.78	m ²

Yoğuşturucuda sıvı fazı boru akışkanı için 2y noktasında doymuş sıvı tolüen ve 1y noktasında sıkıştırılmış sıvı tolüen için değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.78'de verilmiştir.

Tablo 4.78. R-ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı 2y ve 1y noktalarında boru tarafı tolüenin değerleri.

Termodinamik Özellikler	2y Noktası (DST) 136.34 °C	1y Noktası (SST) 115 °C	Ortalama 125.67 °C
h (kJ/kg)	5.29×10^4	9.05×10^3	-
s (J/kgK)	133.31	23.00	-
k (W/mK)	0.1008	0.106	0.103
ρ (kg/m ³)	752.798	775.32	764.06
μ (Pas)	2.656×10^{-4}	3.175×10^{-4}	2.915×10^{-4}
c_p (J/kgK)	2.104×10^3	2.02×10^3	2.06×10^3
Pr	5.542	6.066	5.804

Bulunan değerler ile sıvı fazı için boru tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.79'da verilmiştir.

Tablo 4.79. R-ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı boru tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
Re_{ty21}	76.766	-
Nu_{ty21}	4.36	-
h_{ty21}	45.075	W/m ² K

Sıvı fazı tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 140 ve Eşitlik 141'de verilmiştir. Eşitlik 141 kullanılarak $T_{su,2} = 53.045$ °C olarak bulunur.

Yoğuşturucuda sıvı fazı gövde akışkanı için Eşitlik 141 ile $T_{su,2}$ değeri belirlendikten sonra suyun bu noktadaki termodinamik özellikleri belirlenir. Yoğuşturucunun sıvı tarafında suyun giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.66'da verilmiştir.

Tablo 4.80. R-ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı 2y ve 1y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri.

Termodinamik Özellikler	2y Noktası 53.045 °C	1y Noktası 50 °C	Ortalama 51.52 °C
k (W/mK)	0.647	0.6436	0.645
ρ (kg/m ³)	988.67	988.07	987.37
μ (Pas)	5.201×10^{-4}	5.47×10^{-4}	5.335×10^{-4}
c_p (J/kgK)	4.18×10^3	4.18×10^3	4.18×10^3
Pr	3.36	3.55	3.457

Bulunan değerler ile sıvı faz için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.81'de verilmiştir.

Tablo 4.81. R-ORC'de yoğuşturucu sıvı fazı gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{su21}	0.0107	m/s
T_{csu21}	88.59	°C
μ_{tcsu21}	3.195×10^{-4}	Pas
J_{hksu21}	0.145	-
Re_{su21}	346.98	-
Nu_{su21}	132.46	-
h_{su21}	4.858×10^3	W/m ² K

Yoğuşturucuda $T_{su,2}$ değeri bulunması ile yoğuşturucu sıvı faz tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitli 81 ile $\Delta T_{lmy21} = 73.77$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7'den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fiy21} = 0.0002$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fay21} = 0.0001$ m²C/W olarak belirlenir. Sıvı fazı tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{y21} = 365.295$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre sıvı fazı için toplam ısı direnci, toplam

boru boyu ve bir boru için boru boyu, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.82’de verilmiştir.

Tablo 4.82. R-ORC’de yoğuşturucu sıvı fazın ısı dirençleri.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_{1y}	0.706	mK/W
R_{2y}	0.0064	mK/W
R_{3y}	7.9435×10^{-5}	mK/W
R_{4y}	0.0027	mK/W
R_{5y}	0.0055	mK/W
R_{topy}	0.7207	mK/W

Sıvı fazı kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.83’te verilmiştir.

Tablo 4.83. R-ORC’de yoğuşturucu sıvı fazın toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{21y} (2-1 tarafında toplam boru boyu)	238.89	m
L_{21yb} (2-1 tarafında bir boru boyu)	0.075	m
A_{21y}	9.006	m^2

Yoğuşturucuda iki fazlı boru akışkanı toluen akışkanının kaynaması sırasında iki fazda bulunduğu kısımdır. Yoğuşturucuda iki faz kısmının ısı taşınım katsayısı, Shah’ın boru içinde yoğuşma olayının gerçekleştiği akış için ısı taşınım katsayısı bağıntısı Eşitlik 99 kullanılarak hesaplandı.

İki faz tarafında gerçekleşen ısı geçişi Eşitlik 141 ve Eşitlik 142’de verilmiştir. Yoğuşmanın olduğu iki faz için boru tarafında ısı taşınım katsayısı ve gerekli eşitlikler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.84’te verilmiştir.

Tablo 4.84. R-ORC’de yoğuşturucu iki faz boru tarafı ısı taşınım hesapları.

	Değerler	Birim
$Pr_{sıvı,y}$	6.0657×10^{-6}	-
h_{ify}	75.479	W/ m^2K

Yoğuşturucunun iki faz gövde akışkanı suyun giriş ve çıkış değerlerine göre termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.85’te verilmiştir.

Tablo 4.85. R-ORC’de yoğuşturucu iki faz 3y ve 2y noktalarında gövde tarafı suyun değerleri.

Termodinamik Özellikler	3y Noktası 89.989°C	2y Noktası 53.045 °C	Ortalama 71.516 °C
k (W/mK)	0.675	0.647	0.6612
ρ (kg/m ³)	965.36	986.67	976.02
μ (Pas)	3.145x10 ⁻⁴	5.201x10 ⁻⁴	4.173x10 ⁻⁴
c_p (j/kgK)	4.205x10 ³	4.18x10 ³	4.19x10 ³
Pr	1.958	3.361	2.659

Bulunan değerler ile iki faz için gövde tarafında ısı taşınım katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.86’da verilmiştir.

Tablo 4.86. R-ORC’de yoğuşturucu iki faz gövde tarafı ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{su32}	0.0108	m/s
T_{csu32}	103.926	°C
μ_{tcsu32}	2.705x10 ⁻⁴	Pas
J_{hksu32}	0.215	-
Re_{su32}	443.599	-
Nu_{su32}	140.4	-
h_{su32}	5.27x10 ³	W/m ² K

Yoğuşturucuda iki faz tarafının logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lmy32} = 63.026$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7’den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fiy32} = 0.0002$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fdy32} = 0.0002$ m²C/W olarak belirlenir. İki faz tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{y32} = 378.80$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre iki faz kısmı için toplam ısı dirençleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.87’de verilmiştir.

Tablo 4.87. R-ORC’de yoğuşturucu iki fazın ısıl dirençleri.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_{1ify}	0.4217	mK/W
R_{2ify}	0.0064	mK/W
R_{3ify}	7.66x10 ⁻⁵	mK/W
R_{4ify}	0.0053	mK/W
R_{5ify}	0.005	mK/W
R_{topify}	0.4385	mK/W

İki faz kısmı için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.88’de verilmiştir.

Tablo 4.88. R-ORC'de yoğuşturucu iki fazın toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{32} (3-2 tarafında toplam boru boyu)	1.387×10^3	m
L_{32yb} (3-2 tarafında bir boru boyu)	0.44	m
A_{32y}	52.3	m ²

Yoğuşturucu tarafı toplam boru boyu Eşitlik 144 ile hesap edilir ve buharlaştırıcı ısı değiştirici bir boru boyu $L_{top,y} = 1.678 m$ olarak bulunur. Isı değiştirici boyu ihtiyacın karşılanabilmesi için 2 m seçilir.

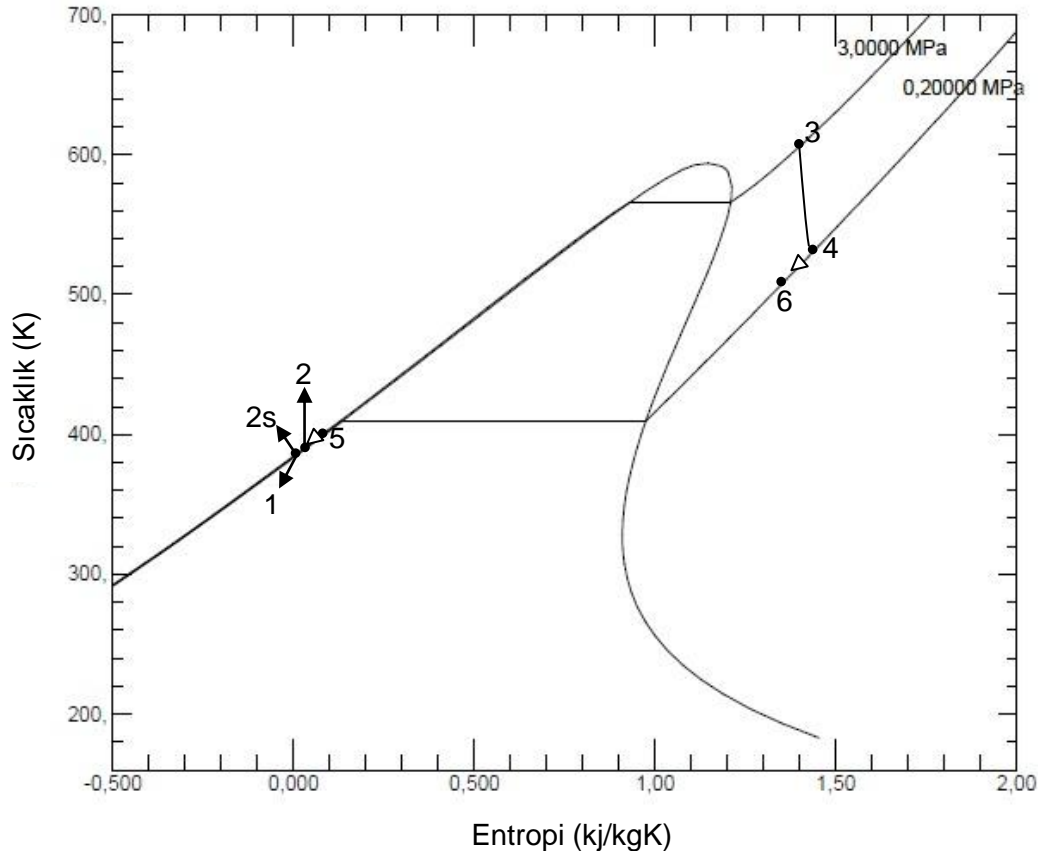
Yoğuşturucuda kullanılacak ısı değiştirici toplam yüzey alanı ise Eşitlik 145 ile hesap edilir.

Tablo 4.89. R-ORC'de yoğuşturucu toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{topy}	2	M
A_{topy}	238.409	m ²
A_{topyf}	2.566×10^3	feet ²

4.2.3. R-ORC'de Reküperatör Hesapları

Türbin çıkışındaki tolüenin sahip olduğu ısıyı, sıkıştırarak pompadan çıkan tolüene aktardığı ısı değiştiricisidir. Bu kısımda gövde borulu ısı değiştirici kullanılacaktır.



Şekil 4.14. R-ORC’de reküperatör tarafı T-s diyagramı.

4.2.3.1. R-ORC’de Reküperatördeki Sıcak ve Soğuk Akışkan Değerleri

Reküperatörde gerçekleşen hal değişimleri Şekil 4.14’te gösterildiği gibi 2-5 ve 4-6 noktaları arasında olmaktadır. Bu hal değişimlerinde soğuk akışkan tolüen 2-5 arasında, sıcak akışkan tolüen ise 4-6 arasında hal değişimi gerçekleştirmektedir.

Reküperatörde soğuk akışkanın termodinamik özellikleri Tablo 4.90’da verilmiştir.

Tablo 4.90. R-ORC’de reküperatörde soğuk akışkanın termodinamik özellikler.

Termodinamik Özellik	2 noktası tolüen 116.2745 °C	5 noktası tolüen 130 °C	2-5 Ortalama 123.36 °C
h (j/kg)	1.49x10 ⁴	4.198 x10 ⁴	2.83x10 ⁴
s (j/kgK)	25.615	93.89	59.75
k (W/mK)	0.107	0.104	0.1057
ρ (kg/m ³)	778.9724	765.645	772.309
μ (Pas)	3.2765x10 ⁻⁴	2.937x10 ⁻⁴	3.106x10 ⁻⁴
c _p (j/kgK)	2.015x10 ³	2.065x10 ³	2.04x10 ³
Pr (-)	6.16	1.98 x10 ⁵	9.913 x10 ³

Reküperatörde sıcak akışkanın termodinamik özellikleri Tablo 4.91’de verilmiştir.

Tablo 4.91. R-ORC’de reküperatörde sıcak akışkanın termodinamik özellikler.

Termodinamik Özellik	4 noktası tolüen 257.73 °C	6 noktası tolüen 243.87 °C	4-6 Ortalama 250.8 °C
h (j/kg)	6.1514x10 ⁵	5.88x10 ⁵	6.016x10 ⁵
s (j/kgK)	1.438 x10 ³	1.386x10 ³	1.412x10 ³
k (W/mK)	0.03	0.0286	0.0293
ρ (kg/m ³)	4.283	4.4086	4.346
μ (Pas)	1.143x10 ⁻⁵	1.113x10 ⁻⁵	1.128x10 ⁻⁵
c _p (j/kgK)	1.973x10 ³	1.9335x10 ³	1.95x10 ³
Pr (-)	0.753	6.7645 x10 ⁴	3.38x10 ⁴

4.2.3.2. R-ORC’de Reküperatörde Gerçekleşen Çıkan ve Giren Isı Hesabı

Reküperatör bir ısı değiştiricidir. Burada mekanik iş üreterek türbin çıkışında çıkan akışkanın sahip olduğu iş, pompa çıkışındaki iş akışkanına aktarılarak kazana girmeden ön ısıtması sağlanacaktır. Reküperatörde gerçekleşecek ısı geçiş işinin hesaplanması için aşağıda verilen eşitlikler kullanılabilir.

$$\dot{Q}_{reküperatör} = \dot{Q}_{4-6} = \dot{Q}_{2-5} \quad (146)$$

4-6 arasında tolüenin sahip olduğu ısıdan dolayı dışarı aktardığı ısı enerjisi \dot{Q}_{4-6} olarak, Eşitlik 147’de verilmiştir.

$$\dot{Q}_{4-6} = \dot{m}_{toluen}(h_{baca,giriş} - h_{baca,çıkış}) \quad (147)$$

2-5 arasında tolüenin dışarıdan aldığı ısı enerjisi \dot{Q}_{giren} olarak, Eşitlik 148’de verilmiştir.

$$\dot{Q}_{2-5} = \dot{m}_{toluen}(h_{toluen,3} - h_{toluen,2}) \quad (148)$$

Reküperatör kısmında ısı geçişleri \dot{Q}_{4-6} ve \dot{Q}_{2-5} birbirlerine eşit olmaktadır ve $\dot{Q}_{reküperatör} = 1.504710^4 W$ olmaktadır.

4.2.3.3. R-ORC’de Reküperatör Isı Değiştirici Ön Boyutlandırma Hesabı

Reküperatörde kullanılacak tek geçişli gövde borulu ısı değiştiricinin boru tarafı akışkanı pompa çıkışındaki tolüen, gövde tarafı akışkanı türbin çıkışındaki tolüen olacak şekilde tasarım yapılmıştır. Reküperatör kısmında boru tarafı ve gövde tarafı akışkanlarının fazlarında

herhangi bir değişim olmadığı için buldukları faza göre iki taraf içinde ayrı ayrı toplam ısı transfer katsayısı hesaplanacaktır.

Isı değiştirici toplam yüzey alanı hesaplamalarında ısı değiştiriciye ait değerlere ihtiyaç duyulduğundan ısı değiştirici ön boyutlandırması yapılır. Kullanılacak bu ısı değiştirici tasarlanan bu proses için özel üretim bir ısı değiştirici olacaktır. Toplam ısıtma yükünü karşılayacak şekilde tasarlanıp boyutlandırılacaktır.

Rekuperatör için kullanılacak ısı değiştirici buharlaştırıcı tarafındaki ısı değiştirici ile aynı özelliklere sahip olacaktır. Rekuperatördeki ısı değiştiricinin toplam boru sayısı buharlaştırıcı tarafındakinden farkı olacaktır. Rekuperatör ısı değiştirici içinde boru demeti düzenlemesi Şekil 4.5'teki gibi döndürülmüş üçgen seçilmiştir.

Bu bilgilere göre seçilen boru boylarına göre hesaplamalar yapılırsa boru demeti ile ilgili değerler, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.92'de verilmiştir.

Tablo 4.92. R-ORC rekuperatör Isı değiştirici değerleri.

Değerler	m (metre)
D (boru çapı)	0.012
t (boru et kalınlığı)	0.001
D_t (Boru iç çapı)	0.01
n_r	187
n_g	1
n_{br}	187
C	0.319
n	2.412
S_D	0.018
S_L	0.018
S_T	0.0156
D_{demetr}	0.2352
$D_{çdçr}$	0.264
D_{gr}	0.3
D_{gir}	0.2872
D_{htr}	0.01
D_{er}	0.0176
slk	0.4
e_r	0.12
A_{sr}	0.0115

4.2.3.4. R-ORC'de Rekuperatör Isı Değiştirici Toplam Yüzey Alanı Hesabı

Rekuperatörde boru akışkanı tolüenin 2 noktası ve 5 noktasında termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunan değerler Tablo 4.75'te verilmiştir. Bu değerlere göre boru tarafı tolüenin ısı transfer katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunan değerler Tablo 4.93'te verilmiştir.

Tablo 4.93. R-ORC’de reküperatör boru akışkanı tolüen ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
Re_{r25}	1.218×10^3	-
Nu_{r25}	4.36	-
h_{r25}	46.113	W/m ² K

Reküperatörde gövde akışkanı tolüenin 4 noktası ve 6 noktasında termodinamik özellikleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunan değerler Tablo 4.76’da verilmiştir. Bu değerlere göre gövde tarafı tolüenin ısı transfer katsayısı, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunan değerler Tablo 4.94’te verilmiştir.

Tablo 4.94. R-ORC’de reküperatör gövde akışkanı tolüenin ısı taşınım değerleri.

	Değerler	Birim
V_{r46}	11.133	m/s
T_{cr}	187.08	°C
μ_{rtc}	1.84×10^{-4}	Pas
J_{hkr46}	0.0019	-
Re_{r46}	7.545×10^4	-
Nu_{r46}	3.136×10^4	-
h_{r46}	6.68×10^7	W/m ² K

Reküperatör kısmında logaritmik sıcaklık farkı Eşitlik 81 ile $\Delta T_{lmr} = 127.435$ °C hesaplanır.

Şekil 3.7’den boru tarafı kirlenme faktörü $R_{fir} = 0.0002$ m²C/W ve gövde tarafı kirlenme faktörü $R_{fdr} = 0.0001$ m²C/W olarak belirlenir. Buhar fazı tarafındaki ortalama sıcaklık değerine göre ısı değiştirici içindeki bakır borunun ısı iletim katsayısı $k_{r46} = 374.646$ W/mK olarak hesaplanır. Bu değerlere göre buhar fazı kısmı için toplam ısı dirençleri, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.95’te verilmiştir.

Tablo 4.95. R-ORC’de reküperatör ısı dirençleri.

Isıl Dirençler	Değerler	Birimi
R_{1r}	0.69	mK/W
R_{2r}	0.0064	mK/W
R_{3r}	7.66×10^{-5}	mK/W
R_{4r}	0.0027	mK/W
R_{5r}	3.97×10^{-7}	mK/W
R_{topr}	0.699	mK/W

Reküperatör için tüm değerler hesaplandıktan sonra ısı değiştirici toplam boru boyu, bir adet boru boyu ve toplam ısıtma yüzey alanı Eşitlik 106 ve Eşitlik 107 kullanılarak, Matlab Refprop programında yazılan kod ile bulunur ve Tablo 4.79’da verilmiştir.

Tablo 4.96. R-ORC'de reküperatör toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_r (4-3 tarafında toplam boru boyu)	82.5825	m
L_{rb} (4-3 tarafında bir boru boyu)	0.442	m
A_r	3.113	m ²

Reküperatör ısı değiştirici toplam boru boyu Eşitlik 106 ile hesap edilir ve reküperatör ısı değiştirici bir boru boyu Eşitlik 107 ile hesaplanarak $L_{top,r} = 0.4416 m$ olarak bulunur. Isı değiştirici boyu ihtiyacın karşılanabilmesi için 0.5 m seçilir.

Reküperatörde kullanılacak ısı değiştirici toplam yüzey alanı ise Eşitlik 149'da verildiği gibi hesaplanır.

$$A_{top,r} = 0.5 \times \pi \times D \times nbr \quad (149)$$

Tablo 4.97. R-ORC'de reküperatör ısı değiştirici toplam yüzey alanı ve boru boyu.

	Değerler	Birimi
L_{topr}	0.5	M
A_{topr}	3.525	m ²
A_{toprf}	37.94	feet ²

4.2.4. R-ORC II. Yasa Ekserji Analizi

Çevrim tasarımı yapılan R-ORC sisteminin II. Yasa ekserji hesapları yapılırken ölü hal (çevre sıcaklığı) $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak belirlenip hesaplar yapılmıştır.

4.2.4.1. R-ORC Pompa Ekserji Hesabı

Pompa işinin gerçekleştiği R-ORC'nin 2-1 noktaları arasında gerçekleşen tersinir iş Eşitlik 38 ve kaybolan ekserji Eşitlik 39 ile bulunur. Pompanın II. Yasa verimi ise Eşitlik 41 ile bulunur. Pompa için bulunan değerler Tablo 4.98'de verilmiştir.

Tablo 4.98. R-ORC pompa ekserji değerleri.

	Değerler	Birimi
$W_{p,tersinir}$	2.85	kW
$W_{p,yok\ edilen}$	0.432	kW
$\eta_{II,p}$	0.8682	-

4.2.4.2. R-ORC Türbin Ekserji Hesabı

Türbin işinin gerçekleştiği R-ORC'nin 4-3 noktaları arasında gerçekleşen tersinir iş Eşitlik 32 ve kaybolan ekserji Eşitlik 33 ile bulunur. Türbinin II. Yasa verimi ise Eşitlik 35 ile bulunur. Türbin için bulunan değerler Tablo 4.99'da verilmiştir.

Tablo 4.99. R-ORC türbin ekserji değerleri.

	Değerler	Birimi
$W_{t,tersinir}$	70.279	kW
$W_{t,yok\ edilen}$	4.592	kW
$\eta_{II,t}$	0.9347	-

4.2.4.3. R-ORC Buharlaştırıcı Ekserji Hesabı

Buharlaştırıcı işinin gerçekleştiği R-ORC'nin 3-5 noktaları arasında sıcak ve soğuk akışkanların gerçekleştirdiği ekserji işleri Eşitlik 43, Eşitlik 44 ve Eşitlik 45 ile bulunur. Buharlaştırıcıda kaybolan ekserji ise Eşitlik 46 ile bulunur. Buharlaştırıcının II. Yasa verimi ise Eşitlik 47 ile bulunur. Buharlaştırıcı için bulunan değerler Tablo 4.100'de verilmiştir.

Tablo 4.100. R-ORC buharlaştırıcı ekserji analizi.

	Değerler	Birimi
ΔS_{baca}	565.65	j/kgK
ΔX_{baca}	175.99	kW
$\Delta X_{toluen(2-3)}$	166.11	kW
$X_{b,yok\ edilen}$	9.876	kW
$\eta_{II,b}$	0.9439	-

4.2.4.4. R-ORC Yoğuşturucu Ekserji Hesabı

Yoğuşturucu işinin gerçekleştiği R-ORC'nin 6-1 noktaları arasında sıcak ve soğuk akışkanların gerçekleştirdiği ekserji işleri Eşitlik 49 ve Eşitlik 50 ile bulunur. Yoğuşturucuda kaybolan ekserji ise Eşitlik 51 ile bulunur. Yoğuşturucunun II. Yasa verimi ise Eşitlik 52 ile bulunur. Yoğuşturucu için bulunan değerler Tablo 4.101'de verilmiştir.

Tablo 4.101. R-ORC yoğuşturucu ekserji analizi.

	Değerler	Birimi
$\Delta X_{toluen(4-1)}$	95.932	kW
ΔX_{su}	41.918	kW
$X_{y,yok\ edilen}$	54.015	kW
$\eta_{II,y}$	0.4369	-

4.2.4.5. R-ORC Reküperatör Ekserji Hesabı

Reküperatör işinin gerçekleştiği R-ORC'nin 2-5 ve 4-6 noktaları arasında sıcak ve soğuk akışkanların gerçekleştirdiği ekserji işleri Eşitlik 54 ve Eşitlik 55 ile bulunur. Reküperatörde kaybolan ekserji ise Eşitlik 56 ile bulunur. Reküperatörün II. Yasa verimi ise Eşitlik 57 ile bulunur. Reküperatör için bulunan değerler Tablo 4.102'de verilmiştir.

Tablo 4.102. R-ORC reküperatör ekserji analizi.

	Değerler	Birimi
$\Delta X_{toluen(5-2)}$	3.733	kW
$\Delta X_{toluen(4-6)}$	6.48	kW
$X_{r,yok\ edilen}$	2.75	kW
$\eta_{II,r}$	0.5756	-

4.2.4.6. R-ORC Sisteminin Ekserji Hesabı

R-ORC sisteminde ekipmanların ekserji hesapları yapıldıktan sonra sisteminde yok edilen ekserjinin toplamı Eşitlik 59 kullanılarak hesap edilir. R-ORC'nin ısı yoluyla giren ekserji değeri Eşitlik 28 ile hesap edilir ve sistemin II. yasa verimi Eşitlik 60 kullanılarak bulunur. Sistem için bulunan değerler Tablo 4.103'te verilmiştir.

Tablo 4.103. R-ORC sistemin ekserji analizi.

	Değerler	Birimi
X_{IS1}	324.32	kW
$X_{ORC,yok\ edilen}$	71.668	kW
$\eta_{II,ORC}$	0.3461	-

4.2.5. R-ORC Maliyet Hesabı

Tasarımı yapılan ORC sistemine göre ekipman hesapları yapıldıktan sonra kullanılacak ekipmanların kapasitelerine göre maliyetleri hesaplanacaktır.

4.2.5.1. R-ORC'de Pompa Maliyet Hesabı

R-ORC sistemi için yapılan hesaplamalar sonucunda pompa kapasitesi Tablo 4.38'de $W_t = 3.2823 \times 10^3 \left(\frac{j}{s}\right) = 3.2823kW = 4.401 HP$ olmaktadır. R-ORC sisteminde kullanılacak pompa 5 HP gücünde olacak şekilde seçim yapılmıştır. Buna göre Şekil 19'da verilen pompa kapasitesi - maliyet fiyatı grafiği kullanılarak pompa maliyeti $4.25 \times 10^3\$$ ve kurulum faktörü

için ortalama değer alınarak 1.27 bulunur. Pompa kurulum maliyeti ise Eşitlik 108 ile $PKM = 5.3975 \times 10^3 \$$ bulunur.

4.2.5.2. R-ORC'de Türbin Maliyet Hesabı

R-ORC sistemi için yapılan hesaplamalar sonucunda türbin kapasitesi Tablo 4.2'de $W_p = 6.5687 \times 10^4 \left(\frac{j}{s}\right) = 65.687kW = 87.9536 HP$ olmaktadır. R-ORC sisteminde kullanılacak türbin 90 HP gücünde olacak şekilde seçim yapılmıştır. Buna göre Şekil 20'de verilen türbin kapasitesi - maliyet fiyatı grafiği kullanılarak türbin maliyeti $9.4 \times 10^3 \$$ ve modül faktörü 3.50 bulunur. Türbin kurulum maliyeti ise Eşitlik 109 ile $TKM = 32.9 \times 10^3 \$$ bulunur.

4.2.5.3. R-ORC'de Isı Değiştirici Maliyet Hesabı

4.2.5.3.1. R-ORC'de Buharlaştırıcı Isı Değiştirici Maliyet Hesabı

R-ORC sistemi için yapılan hesaplamalar sonucunda buharlaştırıcı ısı değiştirici toplam yüzey alanı Eşitlik 50'de $A_{top,b} = 5.1324 \times 10^3 \text{ feet}^2$ olarak bulunur. Buna göre Şekil 21'de verilen ısı değiştirici kapasitesi - maliyet fiyatı grafiği kullanılarak buharlaştırıcı ısı değiştiricinin maliyeti $69.5 \times 10^3 \$$ ve kurulum faktörü için ortalama değer alınarak 1.61 bulunur. Buharlaştırıcı ısı değiştirici kurulum maliyeti ise Eşitlik 110 ile $BKM = 111.895 \times 10^3 \$$ bulunur.

4.2.5.3.2. R-ORC'de Yoğuşturucu Isı Değiştirici Maliyet Hesabı

R-ORC sistemi için yapılan hesaplamalar sonucunda yoğuşturucu ısı değiştirici toplam yüzey alanı Eşitlik 59'da $A_{top,y} = 2.566 \times 10^3 \text{ feet}^2$ olarak bulunur. Buna göre Şekil 21'de verilen ısı değiştirici kapasitesi - maliyet fiyatı grafiği kullanılarak yoğuşturucu ısı değiştiricinin maliyeti $43 \times 10^3 \$$ ve kurulum faktörü için ortalama değer alınarak 1.61 bulunur. Yoğuşturucu ısı değiştirici kurulum maliyeti ise Eşitlik 110 ile $YKM = 69.23 \times 10^3 \$$ bulunur.

4.2.5.3.3. R-ORC'de Reküperatör Isı Değiştirici Maliyet Hesabı

R-ORC sistemi için yapılan hesaplamalar sonucunda reküperatör ısı değiştirici toplam yüzey alanı Eşitlik 59'da $A_{top,r} = 0.037 \times 10^3 \text{ feet}^2$ olarak bulunur. Reküperatör yüzey alanı düşük çıktığı için grafikte maliyet karşılığı olmadığı için grafikten en küçük gövde borulu ısı

değiştirici maliyeti alınır. Buna göre Şekil 21'de verilen ısı değiştirici kapasitesi – maliyet fiyatı grafiği kullanılarak reküperatör ısı değiştiricinin maliyeti $4.6 \times 10^3\$$ ve kurulum faktörü için ortalama değer alınarak 1.61 bulunur. Reküperatör ısı değiştirici kurulum maliyeti ise Eşitlik 110 ile $RKM = 7.406 \times 10^3\$$ bulunur.

4.2.5.4. R-ORC'de Diğer Ekipmanların Maliyet Hesabı

Tasarlanan R-ORC sisteminde kullanılacak diğer ekipmanların kurulum maliyeti, Eşitlik 111 ile $DEM = 21.942 \times 10^3\$$ bulunur.

Böylelikle sistemde kullanılan tüm ekipmanların toplam kurulum maliyeti, Eşitlik 112 ile $TEKM = 241.36 \times 10^3\$$ bulunur.

4.2.5.5. R-ORC'de İşçilik Maliyeti Hesabı

R-ORC sisteminin işçilik maliyeti Eşitlik 113 ile $İM = 24.136 \times 10^3\$$ bulunur.

4.2.5.6. R-ORC'de Toplam Yatırım Maliyeti Hesabı

R-ORC sisteminin toplam yatırım maliyeti Eşitlik 114 ile $TYM = 265.5 \times 10^3\$$ bulunur.

4.2.5.7. R-ORC'de Sistemin Yıllık Giderleri

R-ORC sisteminin yıllık giderleri işletme ve bakım masrafı (YİBM) Eşitlik 115 ile $YİBM = 13.275 \times 10^3\$$, yıllık sigorta masrafı (YSM) ise Eşitlik 116 ile $YSM = 0.796 \times 10^3\$$ bulunur.

4.2.5.8. R-ORC'de Sistemin Toplam Maliyet Hesabı

Ülkemizde enflasyon ve faiz oranları sırası ile 20.3 ve 19.5 değerlerinde seyretmektedir. Tasarlanan sistemin 25 yıl ömür verilerek kullanılacağına göre hesap edilmiştir.

Enflasyon değerinin faiz değerinden büyük olması nedeniyle Eşitlik 118 ile $i' = 0.0201$ bulunur. R-ORC sisteminin şimdiki değer faktörü Eşitlik 117 ile $\$DF = 19.5004$ bulunur.

R-ORC sisteminin maliyeti Eşitlik 119 ile $STM = 508.84 \times 10^3\$$ bulunur.

4.2.5.9. R-ORC'de Üretilen Yıllık Elektrik Maliyeti Hesabı

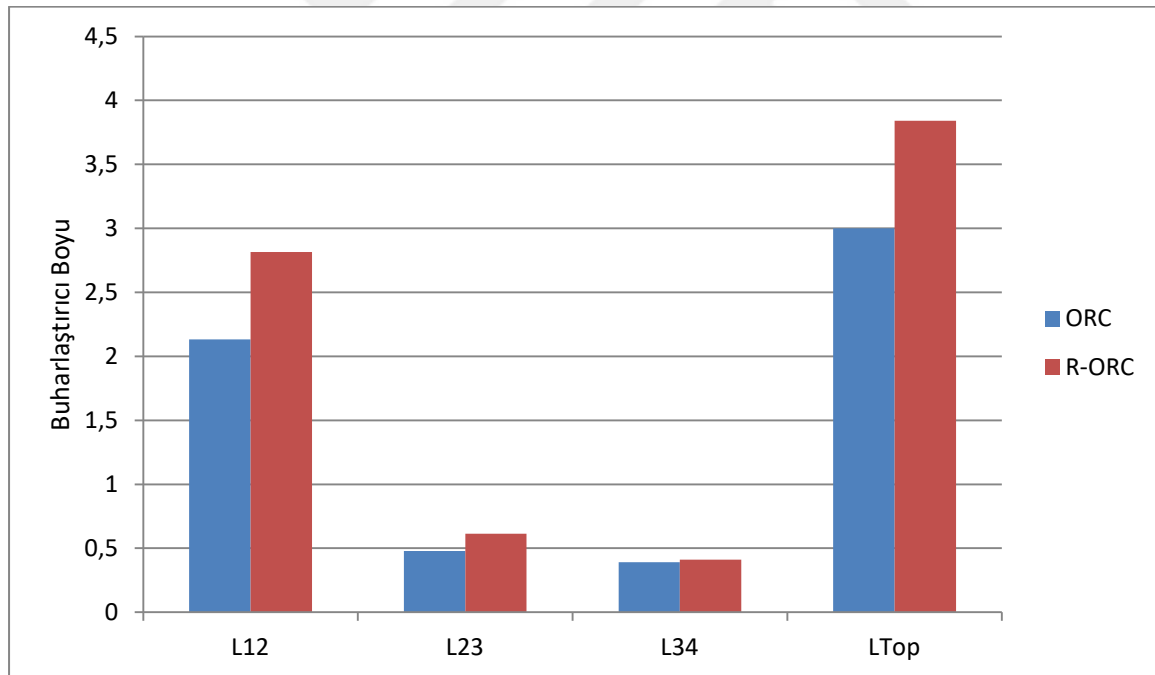
R-ORC sisteminde türbinde saat başında üretilecek enerji miktarı $W_{türbin} = 65.687 \text{ kW}$, günde 22 saat çalışacağı düşünülecek $n_{saat} = 22$ ve elektrik üretimi birim fiyatı $M_f = 0.133 \text{ \$cent}$ olarak belirlenecektir. Buna göre R-ORC sisteminin yıllık elektrik üretim maliyeti Eşitlik 120 ile $YÜM = 70.153 \times 10^3 \text{ \$}$ bulunur.

4.2.5.10. R-ORC'de Sistemin Geri Ödeme Süresi Hesabı

R-ORC sisteminin geri ödeme süresi Eşitlik 121 ile $GÖS = 7.25 \text{ yıl}$ bulunur.

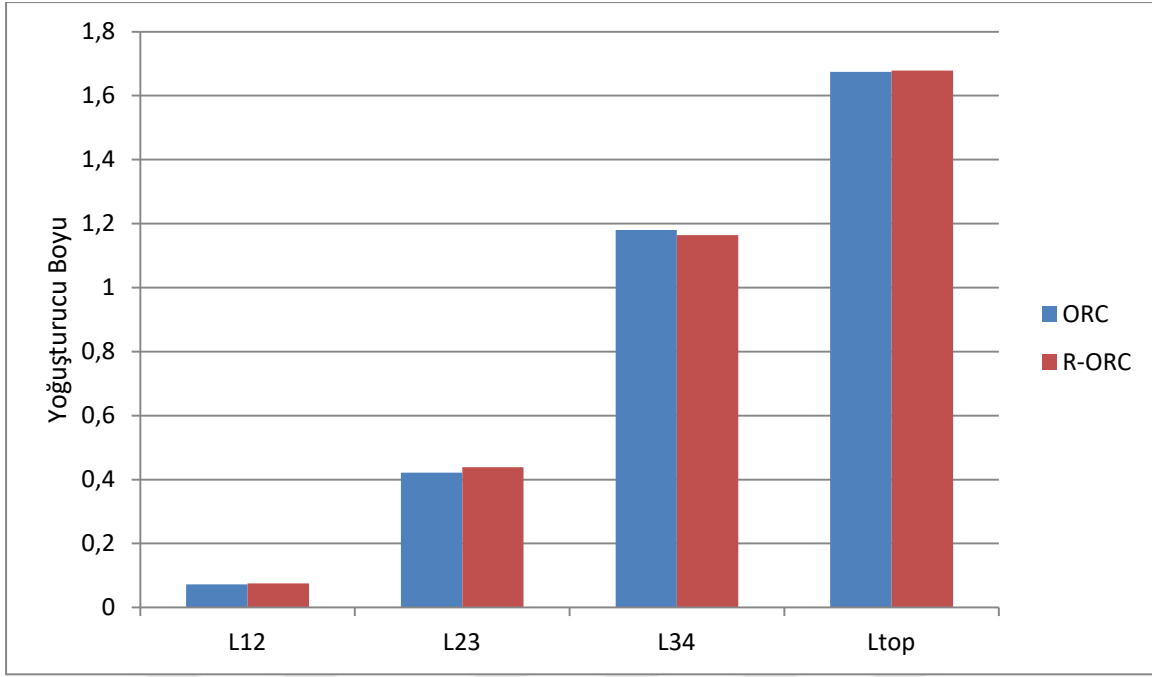
4.3. ORC ve R-ORC Karşılaştırması

Organik Rankine çevrimi ve reküperatörlü organik Rankine çevrimi tasarımlarının buharlaştırıcı boyları karşılaştırılması Şekil 4.15'te verilmiştir.



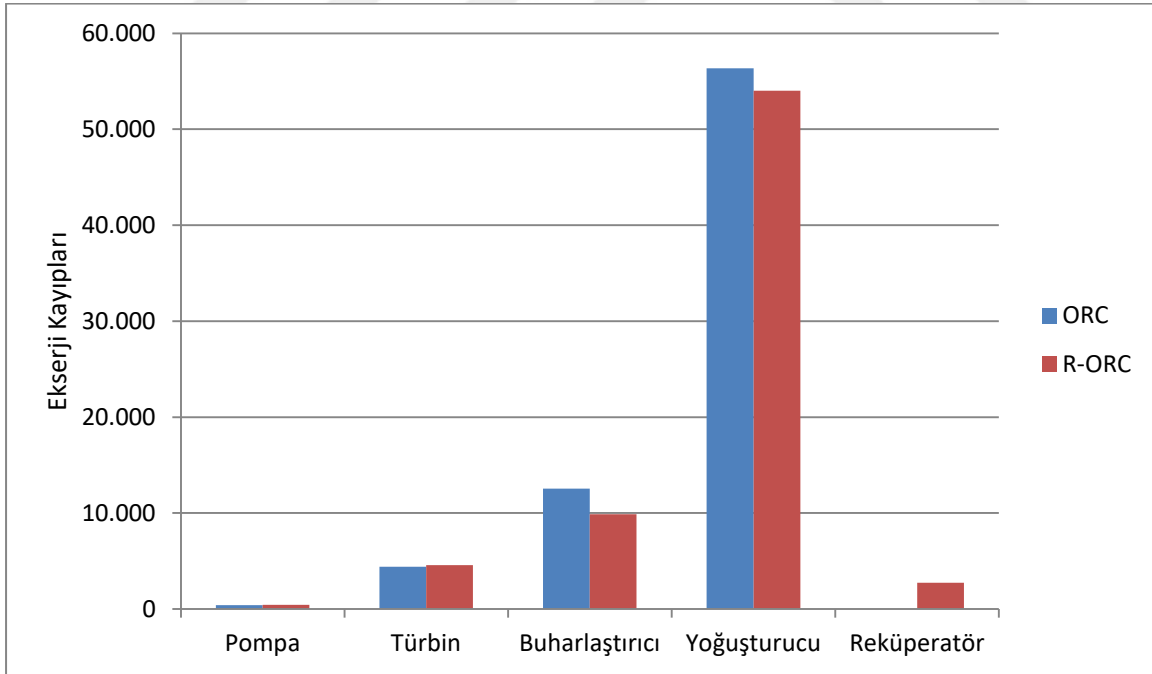
Şekil 4.15. ORC ve R-ORC buharlaştırıcı boylarının karşılaştırılması.

Organik Rankine çevrimi ve reküperatörlü organik Rankine çevrimi tasarımlarının yoğunlaştırıcı boyları karşılaştırılması Şekil 4.16'da verilmiştir.



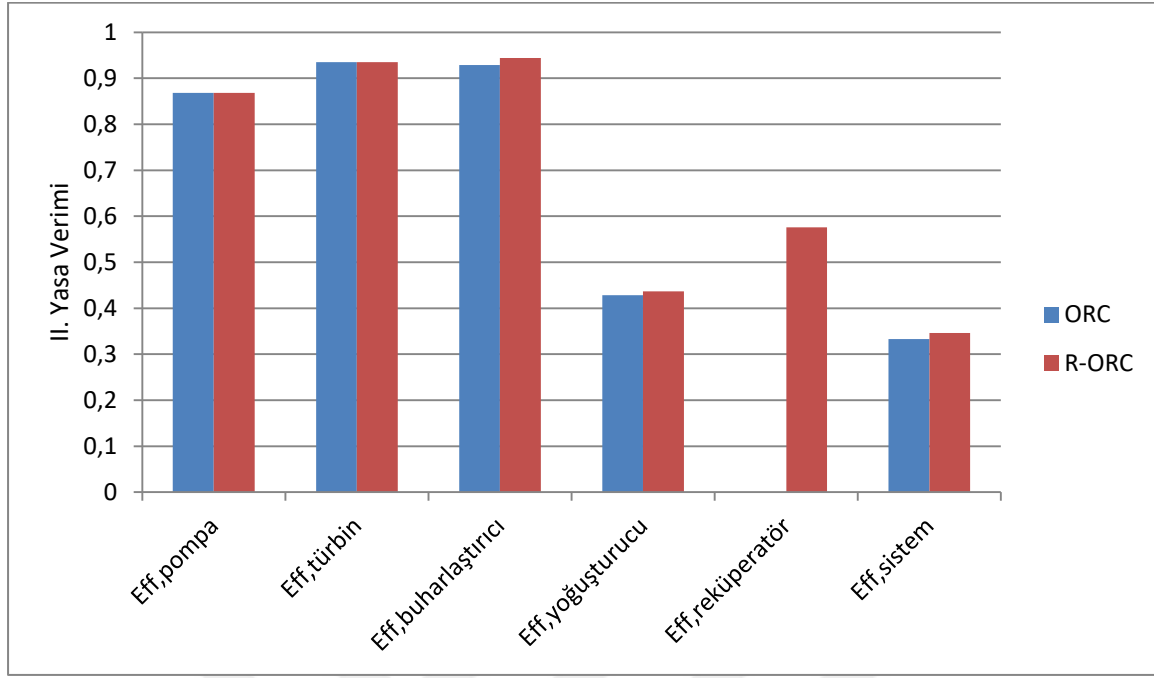
Şekil 4.16. ORC ve R-ORC yoğuşturucu boylarının karşılaştırılması.

Organik Rankine çevrimi ve reküperatörlü organik Rankine çevrimi tasarımlarının ekserji kayıplarının karşılaştırılması Şekil 4.17'de verilmiştir.



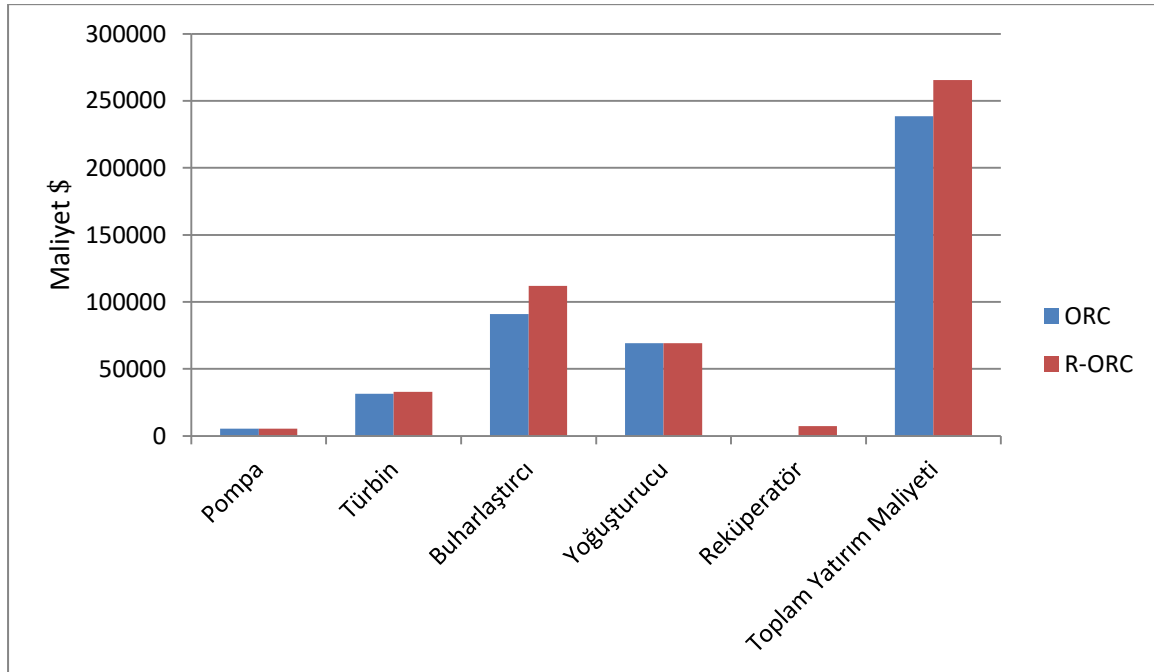
Şekil 4.17. ORC ve R-ORC ekserji kayıplarının karşılaştırılması.

Organik Rankine çevrimi ve reküperatörlü organik Rankine çevrimi tasarımlarının II. yasa verimleri karşılaştırılması Şekil 4.18'de verilmiştir.



Şekil 4.18. ORC ve R-ORC II. yasa verimlerinin karşılaştırılması.

Organik Rankine çevrimi ve reküperatörlü organik Rankine çevrimi tasarımlarının yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması Şekil 4.19'da verilmiştir.



Şekil 4.19. ORC ve R-ORC yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması.

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Yapılan çalışmada Mersin Katı Atık Bertaraf Tesisi'nde evsel atıklardan üretilen biyogazın kullanıldığı Mesin Biyogaz Güç Santrali'nde ısı-güç kombine gaz motorunun 427 °C'de çıkan baca gazının atık ısısının geri kazanımı için tolüen organik akışkanı kullanılan organik Rankine çevrimi (ORC) ve reküperatörlü organik Rankine çevrimi (R-ORC) tasarımları yapılmıştır. Çalışma boyunca her bir tasarımın kütleli debileri, net güç üretimleri, buharlaştırıcı,yoğuşturucu ve reküperatörde transfer edilen ısı miktarları, toplam pompa güç tüketimleri, toplam türbinin güç üretimleri, sistemlerin termal verimleri, ekserji verimleri ve sistemlerin maliyet analizleri hesaplanarak tablo ve grafiklerle incelenmiştir.

Organik Rankine çevriminin verimini arttırmak için sistemde reküperatör kullanılmış ve verim %15.63'ten %16.24'e yükseltilmiştir. Organik Rankine çevriminde, çevrim akışkanının kütleli debisi 0.5349 m/s, türbinde üretilen enerji 63.212 kWh ve yıllık elektrik üretimi 507.59 MWh olmakta iken reküperatörlü organik Rankine çevriminde, çevrim akışkanının kütleli debisi 0.5558 m/s, türbinde üretilen enerji 65.687 kWh ve yıllık elektrik üretimi 527.24 MWh olarak bulunmuştur. Sistemlerin ayrı ayrı II. Yasa verimleri hesap edildiği zaman organik Rankine çevrimi %33.31 ve reküperatörlü organik Rankine çevrimi %34.61 bulunur. Her iki sistemin maliyet analizi yapıldığında reküperatörlü organik Rankine çevriminde, organik Rankine çevrimi sisteminden farklı olarak reküperatör ısı değiştirici eklendiği için sistemin maliyetini artmaktadır. İki sistemin geri ödeme süreleri karşılaştırıldığında reküperatörlü organik Rankine çevriminin geri ödeme süresi yaklaşık 7 yıl 3 ay, organik Rankine çevriminin geri ödeme süresi yaklaşık 6 yıl 10 ay olarak bulunur.

Hesaplamalar sonucu bulunan veriler karşılaştırıldığı; reküperatörlü organik Rankine çevrimi maliyetinde artma olmasına rağmen, sistemlerin geri ödeme süreleri arasında fazla farkın olmadığı gözlenmiştir. Bu sonuçlar eşliğinde sistemlerin ömrü 25 yıl olarak hesap edildiği zaman yatırım maliyeti fazla olmasına rağmen reküperatörlü organik Rankine çevrimi tasarımının uzun vadede daha fazla ekonomik kazanç sağlayacağı görülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1]. Aras, H. (1991). *Doğalgaz Yakan Sistemlerde Baca Gazından Isı Geri Kazanımı*. Yüksek Lisans Tezi, Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- [2]. Selbaş, R. (1992). *Atık Isı Enerjisinden Yararlanma Yöntemleri ve Uygulamaları*. Yüksek Lisans Tezi, Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Antalya.
- [3]. Oğulata, R., ve Doba, F. (1999). Second Law and Experimental Analysis of A Cross-Flow Heat Exchanger. *Heat Transfer Engineering*, 20-27.
- [4]. Tarakoğlu, A. (2006). *Sanayide Atık Isıdan Yararlanma Yöntemleri*. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [5]. Hettiarachchi, H. M., Golubovic, M., Worek, W. ve Ikegam, Y. (2007). Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, 32(9) , 1698-1706.
- [6]. Lakew, A. A. ve Bolland, O. (2010). Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, 30(10), 1262-1268.
- [7]. Gewalt, D. ve Siokos, K. (2012). Waste heat recovery from a landfill gas-fired power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 1779-1789.
- [8]. Algieri, A. ve Morrone, P. (2012). Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical Organik Rankine Cycle (ORC) a biomass application in the Sibari district. *Applied Thermal Engineering*, 36, 236-244.
- [9]. Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H. ve Riffat, S. B. (2012). Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications. *Fuel*, 96, 374-382.
- [10]. Selimli, S. (2012). *Endüstriyel Tav Fırını İçin Reküperatör Tasarımı*. Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- [11]. Yağlı, H. (2014). *Baca Gazı Atık Isısı İçin Organik Rankine Çevrimi Tasarımı ve Ekserji Analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Hatay.
- [12]. Kankılıç, T. (2016). *Belediye Düzenli Depolama Sahalarında Kullanılan Gaz Motoru Atık Isısından Elektrik Enerjisi Üretimi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [13]. Seyedkavoosi, S. (2017). Exergy-Based Optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine (ICE). *Elsevier Applied Thermal Engineering Journal*, 126, 447-457.
- [14]. Ramirez, M., Epelde, M. ve diğerleri, (2017). Performance Evaluation of ORC Unit Integrated to Waste Heat Recovery System in a Stell Mill. *IV International Seminar on ORC Power Systems*, Milano-Italy, 13-15 Eylül 2017.
- [15]. Gültekin, K. (2018). *Gaz Yakıcı Cihazlardaki Atık Isı Enerjisinin Elektrik Enerjisine Dönüştürülmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- [16]. Demirci, O. K. (2013). *Buji İle Ateşlemeli Bir Motorda Miller Çevrimi Uygulaması, Performans Ve Emisyon Karakteristiklerinin İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [17]. Verschoor MJE, Brovwer EP. (1995). Description of the SMR cycle which combines fluid elements of steam and organic Rankine cycle. *Energy*, 20, 295-303.
- [18]. Tchabche B., Lambrinos G., Frangoudakis A., Papadakis G. (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles-A review of various application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 3693-3979.
- [19]. Gang, P., Jing, L. ve Jie, J. (2010). Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 30, 998-1004.
- [20]. Gozdur, A. B. ve Nowak, W. (2007). Maximising the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2074-2078.
- [21]. Liu, B. T., Chien, K. H. ve Wang, C. C. (2004). Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waaster heat recovery. *Energy*, 29, 107-1217.
- [22]. Lai, N.A. ve Wendland, M. (2011). Working fluids for ihgh-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 361, 1992-211.
- [23]. Al-Sulaiman, F. A., Dincer, I. ve Hamdullahpur, F. (2013). Thermoeconomic optimization of three trigeneration systems using Rankine cycles. *Applications Energy Conversion and Management*, 69, 209-216.
- [24]. Çengel, Y. A. ve Boles, M. A. (2012). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik* (5. Baskı). Çev.: Ali Pınarbaşı, Güven Bilimsel, İzmir 2011.
- [25]. Kurbanoğlu, A., Yağlı, H., Karakuş, C., Koç, A. ve Baltacıoğlu, E. (2013). Demir çelik sektöründe atık ısının organik Rankine çevrimi ile kullanılabilirliği ve ekserjisi. *ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 9-12 Eylül 2013, Samsun-Türkiye, s: 1081-1086.
- [26]. Drescher, U. ve Brüggemann, D. (2007). Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering*, 27, 223-228.
- [27]. Huijuan, C., Goswami, D. Y. ve Stefanakos, E. K. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 14, 3059-3067. doi:10.1016/j.rser.2010.07.006.
- [28]. Cihan, E. (2014). Organik Rankine Çevrimi İle Çalışan Atık Isı Kaynaklı Bir Soğutma Sisteminin Performansının Araştırılması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34(1), 101-109.
- [29]. Kakaç, S., Liu, H. ve Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design*, 3rd ed. Boca Raton: CRC Press. 1-30, 33-70, 361-419.
- [30]. Genceli, O. F. (2010). *Isı Değiştiricileri*, İstanbul: Birsen.

- [31]. Shah, R. K. ve D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc. 13-22, 674-678, 680-693.
- [32]. Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd ed. Boca Raton: CRC Press. 18-20, 28-34, 237-320.
- [33]. Onat, K., Genceli, O. ve Arisoy, A. (1988). *Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları*. İstanbul: Birsen.
- [34]. Kandlikar, S. G. (1990). A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *ASME J. Heat Transfer*, 112, 219-228.
- [35]. Kandlikar, S. G. (1991). A Model for Predicting the Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Coefficient in Augmented Tube and Compact Heat Exchanger Geometries. *J. Heat Transfer*, vol. 113, 966-972.
- [36]. Shah, M. M. (1981). Heat transfer during film condensation in tubes and annuli; a literature survey. *ASHRAE Transactions*, vol. 87(1), 1086-1105.
- [37]. Tinker, T. (1951). Proceeding of the General Discussion on Heat Transfer. Ins. Mech. Eng., 11-13 Eylül 1951, London, s.89.
- [38]. Bell, K. J. (1963). *Final Report of the Co-operative Research Program on Shell and Tube Heat Exchangers*, 5th ed. University of Delaware, Engineering Experimental Station Bulletin.
- [39]. Garrett, E. D. (1989). *Chemical Engineering Economics*. USA, Santa Barbara, University of California.
- [40]. Tchanhe, B. F., Quailin, S., Papadakis, G. ve Lemort, V. (2010). Economics Feasibility Study of A Small Scale Organic Rankine Cycle System In waste Heat Recovery Application. 10. Diennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis. ESDA 2010, 12-14 Temmuz 2010, İstanbul, Türkiye, s. 249-256.
- [41]. Kam, W. L. ve Priddy, A. P. (1985). *Power Plant System Design*. Canada: John Wiley & Sons inc.
- [44]. Arslan, O. (2010). Technoeconomic Analysis of Electricity Generation From Wind Energy in Kutahya, Turkey. *Energy*, 120-131.

EKLER

EK 1 HGM560 gaz motor katalogu

Biogas

Speed	1500 rpm	
Generator frequency	50 Hz	
Gas Type	Biogas	
NOx emissions	≤ 500 mg/nm ³	1) 10)

Engine type		SFGLD 180	SFGLD 240	SFGLD 360	SFGLD 480	SFGLD 560	SFGM 560	HGM 240	HGM 560
Engine power 2)									
Engine power 2)	kW	315	419	630	838	985	1055	520	1240
Speed	min ⁻¹	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Mean effective pressure	bar	14	14	14	14	14	15	17,4	17,6
Exhaust temperature	approx. °C	374	377	372	379	383	498	470	427
Exhaust mass flow wet	approx. kg/h	1660	2190	3345	4400	5099	5272	2272	6215
Combustion air mass flow 2)	approx. kg/h	1517	1997	3057	4014	4646	4795	2056	5679
Combustion air temperature design	°C	25	25	25	25	25	25	25	25
Ventilation air flow 3)	approx. m ³ /h	22050	29330	44100	58660	68950	73850	36400	86800
Exhaust manifold type 4)			Wet	Wet	Wet	Wet	Dry	Dry	Dry
InterCooler Stages		Single	Single	Double	Double	Double	Double	Single	Double
Engine parameters									
Bore	mm	152	152	152	152	160	160	152	160
Stroke	mm	165	165	165	165	175	175	165	175
Displacement	dm ³	18,0	24,0	35,9	47,9	56,3	56,3	24,0	56,3
Number of cylinders		6	8	12	16	16	16	8	16
Compression ratio		11,8 : 1	11,8 : 1	11,8 : 1	11,8 : 1	11,7 : 1	12 : 1	12 : 1	12 : 1
Mean piston speed	m/s	8,3	8,3	8,3	8,3	8,8	8,8	8,3	8,8
Lube oil content 5)	dm ³	70	95	150	195	232	232	170	400
Typical mean lube oil consumption 6)	g/kWh	0,35	0,35	0,35	0,35	0,20	0,20	0,35	0,20
Generator									
Efficiency 7)	%	96,4	96,6	96,7	97,0	97,2	97,2	96,6	97,1
Energy balance 10)									
Electrical power 7)	kW	304	405	609	813	957	1025	502	1204
HT water heat	± 8 % kW	188	257	441	596	704	515	230	600
LT water heat	± 8 % kW	76	110	101	139	156	183	75	220
Exhaust cooled to 120 °C	± 8 % kW	135	180	269	364	429	638	254	610
Engine radiation heat	kW	17	23	30	33	37	52	29	63
Generator radiation heat	kW	11	14	21	25	28	30	18	36
Fuel consumption 8) [HGM560 - 9]]	+ 5 % kW	781	1056	1573	2104	2466	2603	1177	2922
Mechanical efficiency	%	40,3	39,7	40,1	39,8	39,9	40,5	44,2	42,4
Electrical efficiency	%	38,9	38,3	38,7	38,6	38,8	39,4	42,7	41,2
Thermal efficiency	%	51,1	51,8	51,6	52,2	52,3	51,3	47,5	48,9
Total efficiency	%	90,0	90,1	90,3	90,9	91,1	90,7	90,2	90,1
System parameters									
HT water flow rate min.	m ³ /h	25	30	50	60	70	70	45	70
HT water K value		4,5 x 10 ⁻⁴	3,3 x 10 ⁻⁴	1 x 10 ⁻⁴	1,1 x 10 ⁻⁴	1,1 x 10 ⁻⁴	1,78 x 10 ⁻⁴	1,79 x 10 ⁻⁴	1,78 x 10 ⁻⁴
LT coolant flow rate min./max.	m ³ /h	15/30	20/30	23/30	23/30	25/30	25/30	22/30	21/30
LT K value		1,86 x 10 ⁻³	1,89 x 10 ⁻³	2,06 x 10 ⁻³	2,06 x 10 ⁻³	2,06 x 10 ⁻³	2,06 x 10 ⁻³	1,46 x 10 ⁻³	1,9 x 10 ⁻³
HT water heat	dm ³	50	60	180	200	200	200	80	260
HT water temperature max.	°C	90	90	90	90	90	90	90	90
LT coolant temperature	°C	55	55	55	55	55	55	55	55
Exhaust backpressure max.	mbar	45	45	45	45	45	45	45	45
Maximum pressure loss in front of air cleaner	mbar	5	5	5	5	5	5	5	5
Gas flow pressure, fixed between (pressure variation +/- 10 %)	mbar	50 ... 240	50 ... 240	50 ... 240	50 ... 240	50 ... 240	50 ... 240	50 ... 240	50 ... 240
Starter battery 2 x 12 V, capacity required	Ah	280	280	280	280	280	280	280	280

- 1) NOx emissions: Dry exhaust gas @ 5 % O₂
- 2) Engine power ratings and combustion air volume flows acc. to ISO 3046/1
- 3) Intake air flow at delta T = 5° including combustion air
- 4) Other types available on request
- 5) Not including piping and heat exchangers
- 6) These values are the mean lube oil consumption between maintenance steps
- 7) At 50 Hz, U = 0.4 kV, power factor = 1
- 8) With a tolerance of + 5 %
- 9) Minimum MN: 80 (Applies only to HGM560)
- 10) HGM engine values for NOx = 1000 mg/Nm³
- 11) More flow depending on the external circuit installed
- 12) Maximum fixed on 30m³/h not to exceed the 3m/s

Notes – Data for special gas and dual gas operation on request. The values given in this data sheet are for information purposes only and not binding. The information given in the offer is decisive.

EK 2 Kanuni faiz ve temerrüt faiz oranları

KANUNİ FAİZ VE TEMERRÜT FAİZ ORANLARI	
3095 sayılı Kanuni Faiz Ve Temerrüt Faizine İlişkin Kanuna göre, yıllar itibarıyla uygulanması gereken kanuni faiz ve temerrüt faizi oranları: (Temerrüt faizi miktarının sözleşme ile karşılaştırılmamış olduğu hallerde, akdi faiz miktarı aşağıda belirtilen oranların üstünde ise temerrüt faizi, akdi faiz miktarından az olamaz.)	Yıllık Oran (%)
1. 1/7/2018 Tarihinden itibaren :	
1.1. Kanuni faiz oranı sözleşme ile tespit edilmemişse	9
1.2. Temerrüt Faiz Oranı	
1.2.1. Sözleşme ile tespit edilmemişse	9
1.2.2. Ticari işlerde (31/12/2016 tarihli Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası Tebliği ile)	19,5
1. 1/1/2017 Tarihinden itibaren :	
1.1. Kanuni faiz oranı sözleşme ile tespit edilmemişse	9
1.2. Temerrüt Faiz Oranı	
1.2.1. Sözleşme ile tespit edilmemişse	9
1.2.2. Ticari işlerde (31/12/2016 tarihli Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası Tebliği ile)	9,75
2. 1/1/2015-31/12/2016 dönemi için :	
2.1. Kanuni faiz oranı sözleşme ile tespit edilmemişse	9
2.2. Temerrüt Faiz Oranı	
2.2.1. Sözleşme ile tespit edilmemişse	9
2.2.2. Ticari işlerde (14/12/2014 tarihli Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası Tebliği ile)	10,5
3. 1/1/2014-31/12/2014 dönemi için :	
3.1. Kanuni faiz oranı sözleşme ile tespit edilmemişse	9
3.2. Temerrüt Faiz Oranı	
3.2.1. Sözleşme ile tespit edilmemişse	9
3.2.2. Ticari işlerde (27/12/2013 tarihli Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası Tebliği ile)	11,75



EK 3 ORC tasarımı MATLAB REFPROP KODU

```

%clc
clear all
%Toluene akışkanlı ORC hesaplaması
%1. hal değişimi
T1=388.15; %K
P1=200; %Kpa
h1=refpropm('H','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%j/kg
s1=refpropm('S','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%j/kgK
k1=refpropm('L','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%W/mK
ro1=refpropm('D','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%kg/m3
mu1=refpropm('V','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%Pas
cp1=refpropm('C','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%j/kgK
v1=1/ro1;
% m3/kg
Pr1=(mu1*cp1)/k1; %-
%2. hal bilgileri (sıkıştırılmış sıvı
toluene)
P2=4000; %Kpa
s2s=s1; %j/kgK
Ts2=refpropm('T','P',P2,'S',s2s,'TOLUENE');
%K
k2s=refpropm('L','P',P2,'S',s2s,'TOLUENE');
%W/mK
ro2s=refpropm('D','P',P2,'S',s2s,'TOLUENE');
% (kg/m3)
v2s=1/ro2s;
% m3/kg
mu2s=refpropm('V','P',P2,'S',s2s,'TOLUENE');
% Pas
kv2s=mu2s/ro2s;
% m2/s
cp2s=refpropm('C','P',P2,'S',s2s,'TOLUENE');
% j/kgK
Pr2s=(mu2s*cp2s)/k2s;
%-
h2sa=refpropm('H','P',P2,'S',s2s,'TOLUENE');
% j/kg
%3. hal bilgileri (kızgın buhar toluene)
P3=P2; %Kpa
T3=623.15; %K
h3=refpropm('H','T',T3,'P',P3,'TOLUENE');
%j/kg
s3=refpropm('S','T',T3,'P',P3,'TOLUENE');
%j/kgK
cp3=refpropm('C','T',T3,'P',P3,'TOLUENE');
%j/kgK
%4. hal bilgileri (kızgın buhar toluene)
%Toluene akışkanı kuru akışkan olduğu için
kuruluk derecesi yüksek olmaktadır.
P4=P1; %Kpa
s4s=s3; %j/kgK
h4s=refpropm('H','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
%j/kg
T4s=refpropm('T','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
%K
k4s=refpropm('L','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
%W/mK
ro4s=refpropm('D','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
%K
mu4s=refpropm('V','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
% Pas
cp4s=refpropm('C','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
% j/kgK
Pr4s=(mu4s+cp4s)/k4s;
%Pompa yapılan iş
Effp=0.83; %Pompa izantropik
verimi
wp=((P2-P1)*v1*1000); %j/kg

%h2 değeri
h2s=h1+wp; %j/kg
h2=h1+((h2s-h1)/Effp); %j/kg
s2=refpropm('S','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%j/kgK
T2=refpropm('T','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%K
wpg=h2-h1; %gerçek iş
%Türbinde üretilen enerji
Efft=0.89; %Türbin izantropik verimi
wt=h3-h4s; %j/kg
h4=h3-(Efft*(h3-h4s)); %j/kg
s4=refpropm('S','H',h4,'P',P4,'TOLUENE');
%j/kgK
T4=refpropm('T','H',h4,'P',P4,'TOLUENE');
%K
wtg=h3-h4; %gerçek iş
%Qgiren hesabı
qg=h3-h2; %j/kg
%Qçıkan hesabı
qc=h4-h1; %j/kg
%Verim
wnet=wtg-wpg;
Eff=wnet/qg;
%Baca gazı ile ilgili hesaplamalar
mbaca=1.235; %kg/s
Tbacag=427; %C
Tbacac=150; %C
%Tbacag baca giriş değerleri
kbg=((8*(10^-10)*(Tbacag^2))+ (7.32*(10^-
5)*Tbacag)+0.019683)*4186.5/3600;%W/mK
robg=1/((4*(10^-
9)*(Tbacag^2))+ (0.0028*Tbacag)+0.7701);%kg/
m3
mubg=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tbacag^2))+ (0.00427*Tbacag)+(1.65603));
%Pas
cpbg((-2.28*(10^-
11)*(Tbacag^3))+ (2.66*(10^-
8)*(Tbacag^2))+ (5.99*(10^-
5)*Tbacag)+0.249233)*4186.5; %j/kgK
Prbg=(-1.1*(10^-10)*(Tbacag^3))+ (2.55*(10^-
7)*(Tbacag^2))- (0.00028*Tbacag)+0.71753;
%Tbacac baca çıkış değerleri
kbc=((8*(10^-10)*(Tbacac^2))+ (7.32*(10^-
5)*Tbacac)+0.019683)*4186.5/3600;%W/mK
robc=1/((4*(10^-
9)*(Tbacac^2))+ (0.0028*Tbacac)+0.7701);%kg/
m3
mubc=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tbacac^2))+ (0.00427*Tbacac)+(1.65603));
%Pas
cpbc((-2.28*(10^-
11)*(Tbacac^3))+ (2.66*(10^-
8)*(Tbacac^2))+ (5.99*(10^-
5)*Tbacac)+0.249233)*4186.5;%j/kgK
Prbc=(-1.1*(10^-10)*(Tbacac^3))+ (2.55*(10^-
7)*(Tbacac^2))- (0.00028*Tbacac)+0.71753;
Qbaca=mbaca*((cpbg+cpbc)/(2*1000))* (Tbacag-
Tbacac); %kj/s
%Olması gereken soğutucu debisi
mref=Qbaca/(qg/1000); %kg/s
%ORC çevrimi
Wp=(mref*wpg); %j/s W
Wt=(mref*wtg); %j/s W
Qg=mref*qg; %j/s W
Qc=mref*qc; %kj/s
Qca=mref*qc; %j/s W
%Qbaca Buharlaştırıcı tarafında baca
gazından toluene ısı geçişi için ısı
değiştirici tasarımı
%Isı değiştirici içindeki boru sayısı
nb=3162; %1 geçişteki boru sayısı
ng=1; %geçiş sayısı

```

```

nt=nb*ng; %toplam boru sayisil
%Isı değiştirici boru apı
D=0.012; %m
t=0.001; %m
Dt=D-(2*t); %m
%SD boru merkezleri arası uzaklık 1.25*D
den yaklaşık olarak 32mm alındı.
Sd=0.018; %m
Sl=2*(Sd/2); %m
St=sqrt((Sd^2)-((Sd/2)^2)); %m
%1 geçişli üçgen diziliş için C ve n;
C=0.319;
n=2.142;
Ddemet=(D*((nb/C)^(1/n))); %m
%D=12mm e göre n=3162 için ölçüler:
Dg=1.200; %m
%Gövde diş apı=mm
%Çevreleyen daire apı=1074mm
%Gövde iç apı Dgi=1141mm Dgi-Ddemet=67mm
Dcdc=1.074; %m
Dgi=1.141; %m
%Hidrolik apılar
Dht=Dt; %m
De=(1.10/D)*((Sd^2)-(0.917*(D^2))); %m
%Şaşırtma levhası kesme oranı (slk=0.4)
olarak alındı.
slk=0.4;
e=Dg*slk; %m
%As;
Asb=((Sd-D)*e*Dgi)/Sd; %m2
%-----
%%Isı değiştirici sıvı tarafı A hesabı
%1b. nokta T2 (sst=sıkıştırılmış sıvı
toluen)
Psst=P2; %Kpa
Tsst=T2; %K
ssst=s2; %j/kgK
hsst=h2; %j/kg
ksst=refpropm('L','P',Psst,'s',ssst,'TOLUEN
E'); %W/mK
rosst=refpropm('D','P',Psst,'s',ssst,'TOLUE
NE'); %kg/m3
musst=refpropm('V','P',Psst,'s',ssst,'TOLUE
NE'); %Pas
cpsst=refpropm('C','P',Psst,'s',ssst,'TOLUE
NE'); %j/kgK
Prsst=(musst*cpsst)/ksst;
%2b. nokta Tdst (dst=doymuş sıvı toluen)
Pdst=P2; %Kpa
Tdst=refpropm('T','P',P2,'Q',0,'TOLUENE');
%K
sdst=refpropm('S','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE')
; %j/kgK
hdst=refpropm('H','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE')
; %j/kg
kdst=refpropm('L','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE')
; %W/mK
rodst=refpropm('D','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE')
; %kg/m3
mudst=refpropm('V','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE')
; %Pas
cpdst=refpropm('C','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE')
; %j/kgK
Prdst=(mudst*cpdst)/kdst;
%Tbaca2 değeri
Qsst=mref*(hdst-hsst); %j/s
Tbaca2=Tbacac+(Qsst/1000)/(mbaca*(cpbc/100
0)); %C
%Tbaca2 değerinde baca gazı değerleri
kbc2=((8*(10^-10)*(Tbaca2^2))+ (7.32*(10^-
5)*Tbaca2)+0.019683)*4186.5/3600; %W/mK
robc2=1/((4*(10^-
9)*(Tbaca2^2))+ (0.0028*Tbaca2)+0.7701); %kg/
m3
mubc2=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tbaca2^2))+ (0.00427*Tbaca2)+(1.65603));
%Pas
cpbc2=(-2.28*(10^-
11)*(Tbaca2^3))+ (2.66*(10^-
8)*(Tbaca2^2))+ (5.99*(10^-
5)*Tbaca2)+0.249233)*4186.5; %j/kgK
Prbc2=(-1.1*(10^-
10)*(Tbaca2^3))+ (2.55*(10^-7)*(Tbaca2^2))-
(0.00028*Tbaca2)+0.71753;
%Baca gazı (1b-2b) Tbacac-Tbaca2 arasında
ortalama değerleri
kbc12=(kbc2+kbc)/2; %W/mK
robc12=(robc2+robc)/2; %kg/m3
mubc12=(mubc2+mubc)/2; %Pas
cpbc12=(cpbc2+cpbc)/2; %j/kgK
Prbc12=(Prbc2+Prbc)/2;
%Toluen akışkanın (1b-2b) sst-dst arasında
ortalama değerleri
kt12=(ksst+kdst)/2; %W/mK
rot12=(rosst+rodst)/2; %kg/m3
mut12=(musst+mudst)/2; %Pas
cpt12=(cpsst+cpdst)/2; %j/kgK
Prt12=(Prsst+Prdst)/2;
%1-2 arası Tc12 cidar sıcaklığında baca mu
değeri
Tc12=(Tbacac+Tbaca2+(Tsst-273.15)+(Tdst-
273.15))/4; %C
mutc12=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tc12^2))+ (0.00427*Tc12)+(1.65603));
%Pas
%1-2 arası Tc12 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri k12
Y=[386 379 374 369 363]'; %k bakır boru
X=[0 100 200 300 400]'; %C
k12=interp1(X,Y,Tc12); %W/mK
%Toluen için ht12
Ret12=(4*mref)/(pi*Dt*nb*mut12);
if Ret12<2300
Nut12=4.364;
else
Nut12=0.023*(Ret12^(0.8))*(Prt12^(0.4));
end
ht12=(Nut12*kt12)/Dht; %W/m2K
%Baca gazı için hbc12
Vg12=mbaca/(Asb*robc12);
Rebc12=(Vg12*De*robc12)/mubc12;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
Çarpan Jhk, Rebc12 ve sc=0.4 değerleri için
Çizelgeden;
Jhk12=(7.05*(10^-2));
Nubc12=Jhk12*Rebc12*(Prbc12^(1/3))*((mubc12
/mutc12)^(0.14));
hbc12=(Nubc12*kbc12)/De; %W/m2K
DTlm12=((Tbaca2-(Tdst-273.15))-(Tbacac-
(Tsst-273.15)))/(log((Tbaca2-(Tdst-
273.15))/(Tbacac-(Tsst-273.15))));
%Qsst=U*A*DTlm12; %j/s
UA12=Qsst/DTlm12; %W/K
Rfi12=0.002; %m2K/W
Rfd12=0.0002; %m2K/W
R1=1/(ht12*pi*Dt); %mK/W
R2=Rfi12/(pi*Dt); %mK/W
R3=log(D/Dt)/(2*pi*k12); %mK/W
R4=Rfd12/(pi*D); %mK/W
R5=1/(hbc12*pi*D); %mK/W
Rtop=R1+R2+R3+R4+R5; %mK/W
L12=UA12*Rtop; %m
L12b=L12/nb; %m
A12b=pi*D*L12b*nb; %m2
%-----
%%Isı değiştirici buhar tarafı A hesabı
%3b. nokta Tdbt (dbt=doymuş buhar toluen)
Pdbt=P2; %Kpa
Tdbt=Tdst; %K
sdbt=refpropm('S','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
; %j/kgK
hdbt=refpropm('H','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
; %j/kg

```

```

kdbt=refpropm('L','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
; %W/mK
rodbt=refpropm('D','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
; %kg/m3
mudbt=refpropm('V','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
; %Pas
cpdbt=refpropm('C','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
; %j/kgK
Prdbt=(mudbt*cpdbt)/kdbt;
%4b. nokta T3 (kbt=kızgın buhar toluen)
Pkbt=P2; %Kpa
Tkbt=T3; %K
hkbt=refpropm('H','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUENE')
; %j/kg
skbt=refpropm('S','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUENE')
; %j/kgK
kkbt=refpropm('L','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUENE')
; %W/mK
roktb=refpropm('D','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUENE')
; %kg/m3
mukbt=refpropm('V','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUENE')
; %Pas
cpkbt=refpropm('C','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUENE')
; %j/kgK
Prkbt=(mukbt*cpkbt)/kkbt;
%Tbaca3 değeri
Qkbt=mref*(hkbt-hdbt); %j/s
Tbaca3=Tbacag-
((Qkbt/1000)/(mbaca*(cpbg/1000))); %C
%Tbaca3 değerinde baca gazı değerleri
kbc3=((8*(10^-10)*(Tbaca3^2))+7.32*(10^-5)*Tbaca3)+0.019683)*4186.5/3600; %W/mK
robc3=1/((4*(10^-9)*(Tbaca3^2))+0.0028*Tbaca3)+0.7701);%kg/m3
mubc3=(10^-5)*((-9.8*(10^-7)*(Tbaca3^2))+0.00427*Tbaca3)+(1.65603));
%Pas
cpbc3=(-2.28*(10^-11)*(Tbaca3^3))+2.66*(10^-8)*(Tbaca3^2))+5.99*(10^-5)*Tbaca3)+0.249233)*4186.5; %j/kgK
Prbc3=(-1.1*(10^-10)*(Tbaca3^3))+2.55*(10^-7)*(Tbaca3^2))-0.00028*Tbaca3)+0.71753;
%Baca gazı (3b-4b) Tbaca3-Tbacag arasında
ortalama değerleri
kbc34=(kbc3+kbg)/2; %W/mK
robc34=(robc3+robg)/2; %kg/m3
mubc34=(mubc3+mubg)/2; %Pas
cpbc34=(cpbc3+cpbg)/2; %j/kgK
Prbc34=(Prbc3+Prbg)/2;
%Toluen akışkanın (3b-4b) dbt-kbt arasında
ortalama değerleri
kt34=(kdbt+kkbt)/2; %W/mK
rot34=(rodbt+roktb)/2; %kg/m3
mut34=(mudbt+mukbt)/2; %Pas
cpt34=(cpdbt+cpkbt)/2; %j/kgK
Prt34=(Prdbt+Prkbt)/2;
%3-4 arası Tc34 cidar sıcaklığında baca mu
değeri
Tc34=(Tbaca3+Tbacag+(Tkbt-273.15)+(Tdbt-273.15))/4; %C
mutc34=(10^-5)*((-9.8*(10^-7)*(Tc34^2))+0.00427*Tc34)+(1.65603));
%Pas
%3-4 arası Tc34 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri k34
k34=interp1(X,Y,Tc34); %W/mK
%Toluen için ht34
Ret34=(4*mref)/(pi*D*nb*mut34);
if Ret34<2300
Nut34=4.364;
else
Nut34=0.023*(Ret34^(0.8))*(Prt34^(0.4));
end
ht34=(Nut34*kt34)/Dht; %W/m2K
%Baca gazı için hbc34
Vg34=mbaca/(Asb*robc34);
Rebc34=(Vg34*De*robc34)/mubc34;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpın Jhk, Rebc34 ve sc=0.4 değerleri için
çizelgeden;
Jhk34=(7.85*(10^-2));
Nubc34=Jhk34*Rebc34*(Prbc34^(1/3))*((mubc34/mutc34)^(0.14));
hbc34=(Nubc34*kbc34)/De; %W/m2K
DTlm34=((Tbacag-(Tkbt-273.15))-(Tbaca3-(Tdbt-273.15)))/(log((Tbacag-(Tkbt-273.15))/(Tbaca3-(Tdbt-273.15)))); %K
%Qkbt=U*A*DTlm34; j/s
UA34=Qkbt/DTlm34; %W/K
Rfi34=0.0001; %m2K/W
Rfd34=0.0002; %m2K/W
Rlk=1/(ht34*pi*D); %mK/W
R2k=Rfi34/(pi*D); %mK/W
R3k=log(D/Dt)/(2*pi*k34); %mK/W
R4k=Rfd34/(pi*D); %mK/W
R5k=1/(hbc34*pi*D); %mK/W
Rtopk=Rlk+R2k+R3k+R4k+R5k; %mK/W
L34=UA34*Rtopk; %m
L34b=L34/nb; %m
A34b=pi*D*L34b*nb; %m2
%-----
%%Isı değiştirici iki faz tarafı A hesabı
%Toluen in kaynama sırasında h değeri;
%Froude sayısı
G=(4*mref)/(nb*pi*(Dt^2)); %Kütleli akı
g=9.18;
Fr=(G^2)/((rosst^2)*g*Dt); %sst sıvı fazı
için
%Cobalt sayısı
xort=(0+1)/2;
rol=refpropm('D','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE');
%kg/m3
rov=refpropm('D','T',Tdst,'Q',1,'TOLUENE');
%kg/m3
Co=((1-xort)/xort)^0.8)*((rov/rol)^0.5);
%Bond sayısı
hf=refpropm('H','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE');
%j/kg
hg=refpropm('H','T',Tdst,'Q',1,'TOLUENE');
%j/kg
hfg=hg-hf; %j/kg
q2=Qsst/(nb*pi*Dt*(L12)); %W/m2
Bo=q2/(G*hfg);
%Sabit değerler
c1=0.6683;
c2=-0.2;
c3=1058;
c4=0.7;
c5=0.3; %yatay boru olduğu için
Fk=2.2; %Fk değeri toluen için bulunamamış
ve R-22 değerine göre hesaplama
%yapılmıştır.
hif=(ht12)*((c1*(Co^c2))*((25*Fr)^c5))+((c3*(Bo^c4)*Fk));
%Baca gazı (2b-3b) Tbaca2-Tbaca3 arasında
ortalama değerleri
kbc23=(kbc2+kbc3)/2; %W/mK
robc23=(robc2+robc3)/2; %kg/m3
mubc23=(mubc2+mubc3)/2; %Pas
cpbc23=(cpbc2+cpbc3)/2; %j/kgK
Prbc23=(Prbc2+Prbc3)/2;
%Toluen akışkanı (2b-3b) dst-dbt arasında
ortalama değerleri
kt23=(kdst+kdbt)/2; %W/mK
rot23=(rodst+rodbt)/2; %kg/m3
mut23=(mudst+mudbt)/2; %Pas
cpt23=(cpdst+cpdbt)/2; %j/kgK
Prt23=(Prdst+Prdbt)/2;
%2-3 arası Tc23 cidar sıcaklığında baca mu
değeri

```

```

Tc23=(Tbaca3+Tbaca2+(Tdbt-273.15)+(Tdst-
273.15))/4; %C
mutc23=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tc23^2))+(0.00427*Tc23)+(1.65603));
%Pas
%2-3 arası Tc23 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri k23
k23=interp1(X,Y,Tc23); %W/mK
%Toluen için ht23
ht23=hif; %W/m2K
%Baca gazı için hbc23
Vg23=mbaca/(Asb*robc23);
Rebc23=(Vg23*De*robc23)/mubc23;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpan Jhk, Rebc34 ve sc=0.4 değerleri için
çizelgeden;
Jhk23=(7.7*(10^-2));
Nubc23=Jhk23*Rebc23*(Prbc23^(1/3))*((mubc3/
mutc23)^(0.14));
hbc23=(Nubc23*kbc23)/De; %W/m2K
DTlm23=((Tbaca3-(Tdbt-273.15))-(Tbaca2-
(Tdst-273.15)))/(log((Tbaca3-(Tdbt-
273.15))/(Tbaca2-(Tdst-273.15))));
Qif=mref*hfg; %j/s
%Q23=U*A*DTlm23;
UA23=Qif/DTlm23; %W/K
Rfi23=0.002; %m2K/W
Rfd23=0.0002; %m2K/W
Rlif=1/(ht23*pi*Dt); %mK/W
R2if=Rfi23/(pi*Dt); %mK/W
R3if=log(D/Dt)/(2*pi*k23); %mK/W
R4if=Rfd23/(pi*D); %mK/W
R5if=1/(hbc23*pi*D); %mK/W
Rtopif=Rlif+R2if+R3if+R4if+R5if; %mK/W
L23=UA23*Rtopif; %m
L23b=L23/nb; %m
A23b=pi*D*L23b*nb; %m2
%Buharlaştırıcı tarafında toplam ısı
değiştirici boyu
Ltopb=L12b+L23b+L34b;
%Buharlaştırıcı toplam boyuna göre ısı
değiştirici yüzey alanı hesap
%edilirse
Atopb=2*pi*D/2*3*nb; %m2
%lm2=10.7639 feet2
Atopbf=Atopb*10.7639; %feet2
%-----
%Qcıkkan yoğunlaştırıcı kısmında toluenden suya
ısı geçisi ısı değiştirici tasarımı
%Qcıkkan
Qc=mref*(qc/1000); %kj/s
%Su giriş-çıkış değerleri
Tsug=50; %C
Tsuc=90; %C
Tsuort=(Tsug+Tsuc)/2+273.15;
Psu=200; %kPa
%Ortalama sıcaklık değerinde su için
değerler;
cpsu=refpropm('C','T',Tsuort,'P',Psu,'WATER
'); %j/kgK
%Su debisinin hesaplanması
msu=Qc/((cpsu/1000)*(Tsuc-Tsug)); %kg/s
%Isı değiştirici içindeki boru sayısı
ny=3162; %1 geçişteki boru sayısı
ngy=1; %geçiş sayısı
nby=ny*ngy; %toplam boru sayısı
%Yoğuşturucu tarafında boru çapı
buharlaştırıcı tarafındaki ölçülerle aynı
kullanılmıştır.
%Isı değiştirici boru çapı
Dy=D; %m
ty=t; %m
Dty=Dt; %m
%SD boru merkezleri arası uzaklık 1.25*D
den yaklaşık olarak 32mm alındı.
Sdy=Sd; %m

```

```

Sly=S1; %m
Sty=St; %m
%1 geçişli üçgen diziliş için C ve n;
C=0.319;
n=2.142;
Ddemety=(D*((nby/C)^(1/n))); %m
%D=12mm e göre n=3162 için ölçüler:
Dgy=1.200; %m
%Gövde dış çapı=1200mm
%Çevreleyen daire çapı=1074mm
%Gövde iç çapı Dgi=1141mm Dgi-Ddemet=67mm
Ddcy=1.074; %m
Dgiy=1.141; %m
%Hidrolik çaplar
Dhty=Dty; %m
Dey=(1.10/D)*((Sd^2)-(0.917*(D^2))); %m
%Şaşırtma levhası kesme oranı (slk=0.4)
olarak alındı.
slk=0.4;
ey=Dgy*slk; %m
%Asy;
Asy=((Sdy-Dy)*ey*Dgiy)/Sdy; %m2
%Gaz motorunun HT(ceket suyu soğutma hattı)
su sıcaklığı çevrimde 70-90C arasındır.
Yoğuşturucu tarafında çıkan ısı suya
aktarılarak giren suyun 90C ye
yükselecek ve yanma odalarında smotor
soğutması için kullanılan 90C deki ceket
suyuna eklenerek ısıtma için
kullanılacaktır.
%Yoğuşturucu tarafı su değerleri
Tsug=323.15; %K 50C
Tsuc=363.15; %K 90C
Psu=200; %Kpa
%%Isı değiştirici sıvı tarafı A hesabı
(2y-ly)
%ly. nokta toluen için Tly (ssty
sıkıştırılmış sıvı toluen)
Ply=P1; %Kpa
Tly=T1; %K
hly=h1; %j/kg
sly=s1; %j/kgK
kly=k1; %W/mK
roly=rol; %kg/m3
muly=mul; %Pas
cply=cpl; %j/kgK
Prly=Pr1; %-
%ly. noktasında su için (Tls)
Tlsu=Tsug; %K
Plsu=Psu; %Kpa
slsu=refpropm('S','T',Tlsu,'P',Plsu,'WATER
'); %j/kgK
hlsu=refpropm('H','T',Tlsu,'P',Plsu,'WATER
'); %j/kg
klsu=refpropm('L','T',Tlsu,'P',Plsu,'WATER
'); %W/mK
rolsu=refpropm('D','T',Tlsu,'P',Plsu,'WATER
'); %kg/m3
mulsu=refpropm('V','T',Tlsu,'P',Plsu,'WATER
'); %Pas
cplsu=refpropm('C','T',Tlsu,'P',Plsu,'WATER
'); %j/kgK
Prlsu=(mulsu*cplsu)/klsu;
%2y. noktasında toluen için T2y=T(doymuş
sıvı toluen)
P2y=P1; %Kpa
T2y=refpropm('T','P',P2y,'Q',0,'TOLUENE');
%K
s2y=refpropm('S','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE');
%j/kgK
h2y=refpropm('H','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE');
%j/kg
k2y=refpropm('L','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE');
%W/mK
ro2y=refpropm('D','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE');
%kg/m3

```

```

mu2y=refpropm('V','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE');
%Pas
cp2y=refpropm('C','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE');
%j/kgK
Pr2y=(mu2y*cp2y)/k2y;
Qy21=mref*(h2y-h1y); %j/s
%Qy21=msu*cp1su*(T2s-50)
T2s=(Tsug-
273.15)+((Qy21/1000)/(msu*(cp1su/1000)));
%C
%2y. noktasında su için (T2su)
T2su=(T2s+273.15); %K
P2su=Psu; %Kpa
s2su=refpropm('S','T',T2su,'P',P2su,'WATER');
%j/kgK
h2su=refpropm('H','T',T2su,'P',P2su,'WATER');
%j/kg
k2su=refpropm('L','T',T2su,'P',P2su,'WATER');
%W/mK
ro2su=refpropm('D','T',T2su,'P',P2su,'WATER');
%kg/m3
mu2su=refpropm('V','T',T2su,'P',P2su,'WATER');
%Pas
cp2su=refpropm('C','T',T2su,'P',P2su,'WATER');
%j/kgK
Pr2su=(mu2su*cp2su)/k2su;
%2y-1y arası Toluen için
kty21=(k1+k2y)/2; %W/mK
roty21=(ro1+ro2y)/2; %kg/m3
muty21=(mu1+mu2y)/2; %Pas
cpty21=(cp1+cp2y)/2; %j/kgK
Prty21=(Pr1+Pr2y)/2;
%2y-1y arası su için
ksu21=(k1su+k2su)/2; %W/mK
rosu21=(ro1su+ro2su)/2; %kg/m3
musu21=(mu1su+mu2su)/2; %Pas
cpsu21=(cp1su+cp2su)/2; %j/kgK
Prsu21=(Pr1su+Pr2su)/2;
%2y-1y arası Tcy21 cidar sıcaklığında su mu
değeri
Tcy21=(Tsug+(T2s+273.15)+T2y+T1)/4; %K
musutc21=refpropm('V','T',Tcy21,'P',P1,'WATER');
%Pas
%2y-1y arası Tcy21 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri ky21
ky21=interp1(X,Y,Tcy21); %W/mK
%Toluen için hty21
Rety21=(4*mref/(pi*Dty*ny*muty21));
if Rety21<2300
Nuty21=4.364;
else
Nuty21=0.023*(Rety21^0.8)*(Prty21^0.3);
end
hty21=(Nuty21*kty21)/Dhty; %W/m2K
%Su için hsu21
Vsu21=msu/(Asy*rosu21);
Resu21=(Vsu21*Dey*rosu21)/musu21;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpan Jhk, Rebc34 ve scy=0.4 değerleri
için çizelgeden;
Jhksu21=(2.5*(10^-1));
Nusu21=Jhksu21*Resu21*(Prsu21^(1/3))*((musu
21/musutc21)^(0.14));
hsu21=(Nusu21*ksu21)/Dey; %W/m2K
DTlmy21=((T2y-273.15)-T2s)-((T1y-273.15)-
(Tsug-273.15))/(log(((T2y-273.15)-
T2s)/((T1y-273.15)-(Tsug-273.15))));
%Qy21=U*A*DTlmy21; j/s
UAY21=Qy21/DTlmy21; %W/K
Rfiy21=0.0002; %m2K/W(toluen)
Rfdy21=0.0001; %m2K/W(su)
R1y=1/(hty21*pi*Dty); %mK/W
R2y=Rfiy21/(pi*Dty); %mK/W
R3y=log(Dy/Dty)/(2*pi*ky21); %mK/W
R4y=Rfdy21/(pi*Dy); %mK/W
R5y=1/(hsu21*pi*Dy); %mK/W

Rtopy=R1y+R2y+R3y+R4y+R5y; %mK/W
L21y=UAY21*Rtopy; %m
L21yb=L21y/nby; %m
A21y=pi*D*L21yb*nby; %m2
%-----
%%Isı değiştirici buhar tarafı A hesabı
(4y-3y)
%4y. nokta toluen için T4y (kbtı
sıkıştırılmış sıvı toluen)
P4y=P4; %Kpa
T4y=T4; %K
s4y=s4; %j/kgK
h4y=h4; %j/kg
k4y=refpropm('L','P',P4y,'s',s4y,'TOLUENE');
%W/mK
ro4y=refpropm('D','P',P4y,'s',s4y,'TOLUENE');
%kg/m3
mu4y=refpropm('V','P',P4y,'s',s4y,'TOLUENE');
%Pas
cp4y=refpropm('C','P',P4y,'s',s4y,'TOLUENE');
%j/kgK
Pr4y=(mu4y*cp4y)/k4y;
%4y. noktasında su için (T4su)
T4su=Tsuc; %K
P4su=Psu; %Kpa
s4su=refpropm('S','T',T4su,'P',P4su,'WATER');
%j/kgK
h4su=refpropm('H','T',T4su,'P',P4su,'WATER');
%j/kg
k4su=refpropm('L','T',T4su,'P',P4su,'WATER');
%W/mK
ro4su=refpropm('D','T',T4su,'P',P4su,'WATER');
%kg/m3
mu4su=refpropm('V','T',T4su,'P',P4su,'WATER');
%Pas
cp4su=refpropm('C','T',T4su,'P',P4su,'WATER');
%j/kgK
Pr4su=(mu4su*cp4su)/k4su;
%3y. noktasında toluen için T3y=T(doymuş
buhar toluen)
P3y=P1; %Kpa
T3y=refpropm('T','P',P3y,'Q',1,'TOLUENE');
%K
s3y=refpropm('S','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%j/kgK
h3y=refpropm('H','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%j/kg
k3y=refpropm('L','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%W/mK
ro3y=refpropm('D','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%kg/m3
mu3y=refpropm('V','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%Pas
cp3y=refpropm('C','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%j/kgK
Pr3y=(mu3y*cp3y)/k3y;
Qy43=mref*(h4y-h3y); %j/s
%Qy43=msu*cp4su*(90-T3s)
T3s=(Tsuc-273.15)-
((Qy43/1000)/(msu*cp4su)); %C
%3y. noktasında su için (T3s)
T3su=(T3s+273.15); %K
P3su=Psu; %Kpa
s3su=refpropm('S','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%j/kgK
h3su=refpropm('H','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%j/kg
k3su=refpropm('L','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%W/mK
ro3su=refpropm('D','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%kg/m3
mu3su=refpropm('V','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%Pas
cp3su=refpropm('C','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%j/kgK
Pr3su=(mu3su*cp3su)/k3su;
%4y-3y arası Toluen için

```

```

kty43=(k3y+k4y)/2; %W/mK
roty43=(ro3y+ro4y)/2; %kg/m3
muty43=(mu3y+mu4y)/2; %Pas
cpty43=(cp3y+cp4y)/2; %j/kgK
Prty43=(Pr3y+Pr4y)/2;
%4y-3y arası su için
ksu43=(k3su+k4su)/2; %W/mK
rosu43=(ro3su+ro4su)/2; %kg/m3
musu43=(mu3su+mu4su)/2; %Pas
cpsu43=(cp3su+cp4su)/2; %j/kgK
Prsu43=(Pr3su+Pr4su)/2;
%4y-3y arası Tcy43 cidar sıcaklığında su mu
değeri
Tcy43=(Tsuc+(T3s+273.15)+T4y+T3y)/4; %K
musutc43=refpropm('V','T',Tcy43,'P',P1,'WAT
ER'); %Pas
%4y-3y arası Tcy43 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri ky43
ky43=interp1(X,Y,(Tcy43-273.15)); %W/mK
%Toluen için hty43
Rety43=(4*mref/(pi*Dty*ny*muty43));
if Rety43<2300
    Nuty43=4.364;
else
    Nuty43=0.023*(Rety43^0.8)*(Prty43^0.3);
end
hty43=(Nuty43*kty43)/Dhty; %W/m2K
%Su için hsu43
Vsu43=msu/(Asy*rosu43);
Resu43=(Vsu43*Dey*rosu43)/musu43;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpan Jhk, Rebc34 ve scy=0.4 değerleri
için çizelgeden;
Jhksu43=(1.95*(10^-1));
Nusu43=Jhksu43*Resu43*(Prsu43^(1/3))*((musu
43/musutc43)^(0.14));
hsu43=(Nusu43*ksu43)/Dey; %W/m2K
DTlmy43=((T4y-273.15)-(Tsuc-273.15))-
((T3y-273.15)-T3s)/(log(((T4y-273.15)-
(Tsuc-273.15))/(T3y-273.15)-T3s)));
%Qy43=U*A*DTlmy; j/s
UAY43=Qy43/DTlmy43; %W/K
Rfy43=0.0001; %m2K/W(toluen)
Rfdy43=0.0002; %m2K/W(su)
Rlky=1/(hty43*pi*Dty); %mK/W
R2ky=Rfy43/(pi*Dty); %mK/W
R3ky=log(Dy/Dty)/(2*pi*ky43); %mK/W
R4ky=Rfdy43/(pi*Dy); %mK/W
R5ky=1/(hsu43*pi*Dy); %mK/W
Rtopky=Rlky+R2ky+R3ky+R4ky+R5ky; %mK/W
L43y=UAY43*Rtopky; %m
L43yb=L43y/nby; %m
A43y=pi*D*L43yb*nby; %m2
%-----
%%Isı değiştirici iki faz tarafı A hesabı
(3y-2y)
%Toluen in yogusma sırasında h değeri;
xorty=(0+1)/2;
hfy=refpropm('H','T',Tly,'Q',0,'TOLUENE');
%j/kg
hgy=refpropm('H','T',Tly,'Q',1,'TOLUENE');
%j/kg
hfgy=(hgy-hfy); %j/kg
hify=(hty21)*((1-
xorty)^0.8)+((3.8*(xorty^0.76)*((1-
xorty)^0.04))/(Prly^0.38));
%Toluen (3y-2y) arasında ortalama değerleri
kty32=(k3y+k2y)/2; %W/mK
roty32=(ro3y+ro2y)/2; %kg/m3
muty32=(mu3y+mu2y)/2; %Pas
cpty32=(cp3y+cp2y)/2; %j/kgK
Prty32=(Pr3y+Pr2y)/2;
%Su (3y-2y) arasında ortalama değerleri
ksu32=(k3su+k2su)/2; %W/mK
rosu32=(ro3su+ro2su)/2; %kg/m3
musu32=(mu3su+mu2su)/2; %Pas
cpsu32=(cp3su+cp2su)/2; %j/kgK
Prsu32=(Pr3su+Pr2su)/2;
%3y-2y arası Tcy32 cidar sıcaklığında su mu
değeri
Tcy32=(T2s+T3s+(T3y-273.15)+(T2y-
273.15))/4; %K
musutc32=refpropm('V','T',(Tcy32+273.15),'P
',P1,'WATER'); %Pas
%3y-2y arası Tcy32 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri ky32
ky32=interp1(X,Y,Tcy32); %W/mK
%Toluen için hty32
hty32=hify; %W/mK
%Su için hsu32
Vsu32=msu/(Asy*rosu32);
Resu32=(Vsu32*Dey*rosu32)/musu32;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpan Jhk, Rebc34 ve scy=0.4 değerleri
için çizelgeden;
Jhksu32=(2.2*(10^-1));
Nusu32=Jhksu32*Resu32*(Prsu32^(1/3))*((musu
32/musutc32)^(0.14));
hsu32=(Nusu32*ksu32)/Dey; %W/m2K
Qify=mref*hfgy; %j/s
DTlmy32=((T3y-273.15)-T3s)-((T2y-273.15)-
T2s)/(log(((T3y-273.15)-T3s)/((T2y-
273.15)-T2s)));
%Qify=U*A*DTlmy32; j/s
UAY32=Qify/DTlmy32; %W/K
Rfy32=0.0002; %m2K/W(toluen)
Rfdy32=0.0002; %m2K/W(su)
Rlify=1/(hify*pi*Dty); %mK/W
R2ify=Rfy32/(pi*Dty); %mK/W
R3ify=log(Dy/Dty)/(2*pi*ky32); %mK/W
R4ify=Rfdy32/(pi*Dy); %mK/W
R5ify=1/(hsu32*pi*Dy); %mK/W
Rtopify=Rlify+R2ify+R3ify+R4ify+R5ify;
%K/W
L32y=UAY32*Rtopify; %m
L32yb=L32y/ny; %m
A32y=pi*D*L32yb*nby; %m2
%Yoğuşturucu tarafında toplam ısı
değiştirici boyu
Ltopy=L21yb+L32yb+L43yb;
%Yoğuşturucu toplam boyuna göre ısı
değiştirici yüzey alanı hesap edilirse
Atopy=2*pi*D/2*2*nby; %m2
%lm2=10.7639 feet2
Atopyf=Atopy*10.7639; %feet2
%-----
%2. yasa verimi
%2. yasa hesaplamaları için çevre
sıcaklığı-ölü hal 25C derece alınmıştır.
T0=25+273.15; %K
%%Pompa için;
Xterp=mref*((h2-h1)-(T0*(s2-s1))); %j/s
Xyokedilenp=(Wp)-Xterp; %j/s
EffIIP=Xterp/(Wp);
%%Türbin için;
Xtert=mref*((h3-h4)-(T0*(s3-s4))); %j/s
Xyokedilent=Xtert-Wt; %j/s
EffIIT=Wt/Xtert;
%%Isı Değiştirici için;
%Buharlaştırıcı
DSbbc=((cpbc+cpbg)/2)*log((Tbacac+273.15)/(
Tbacag+273.15)); %j/kgK
DXbbc=mbaca*(((cpbc+cpbg)/2)*((Tbacac+273.
15)-(Tbacag+273.15))-(T0*DSbbc)); %j/s
DXbt=mref*((h3-h2)-(T0*(s3-s2))); %j/s
Xyokedilenb=-DXbbc-DXbt; %j/s
EffIIB=DXbt/-DXbbc;
%%Yoğuşturucu
DXyt=mref*((h4-h1)-(T0*(s4-s1))); %j/s
DXys=msu*((h4su-h1su)-(T0*(s4su-s1su)));
%j/s
Xyokedileny=DXyt-DXys; %j/s

```

```

EffIIy=DXys/DXyt;
%%ORC sistemi
Xyokedilenorc=Xyokedilenp+Xyokedilent+Xyoke
dilenb+Xyokedileny; %j/s
Xisi=(1-
(TO/(((Tbacac+Tbacag)/2)+273.15))) *qg; %j/s
EffIIorc=wnet/Xisi;
%-----
%%Maliyet Hesabı
%Pompa maliyeti Wp=3.1586 kW= 5 HP
PM=4.25*10^3; %$
PKM=PM*1.27; %$
%Türbin maliyeti Wt=63.215 kW= 85 HP
TM=9*10^3; %$
TKM=TM*3.5; %$
%Buharlaştırıcı maliyeti ID-Buharlaştırıcı
Atopb=4170.1 feet2
IDBM=56.5*10^3; %$
IDBKM=IDBM*1.61; %$
%Yoğuşturucu maliyeti ID-Yoğuşturucu
Atopy=2566.2 feet2
IDYM=43*10^3; %$
IDYKM=IDYM*1.61; %$
%Diğer ekipmanların maliyet (çalışma
sıvısı,depolama tankı,borulama,kontrol
sistemi)
DEM=0.1*(PKM+TKM+IDBKM+IDYKM); %$
%Tüm ekipmanların kurulum maliyeti

TEKM=(PKM+TKM+IDBKM+IDYKM+DEM); %$
%İşçilik maliyeti
IM=0.1*TEKM; %$
%Toplam yatırım maliyeti
TYM=TEKM+IM; %$
%Yıllık İşletme ve bakım maliyeti 0.05*Ttem
YIBM=0.05*TYM; %$
%Yıllık Sigorta giderleri 0.003*Ttem
YSM=0.003*TYM; %$
%Sistemin maliyet hesabı
i=19.5; %faiz
g=20.3; %enflasyon
L=25;
if g>i
    il=(g-i)/(i+g);
else
    il=(i-g)/(i+g);
end
SDF=(1-((1+il)^-L))/il;
STM=TYM+(SDF*(YIBM-YSM)); %sistemin toplam
maliyeti
%Sistemin yıllık üretim değeri
%Sistemin günde 22 saat çalıştığı
düşünülürse
YUM=Wt/1000*22*365*0.133; %$
%Geri ödeme Süresi
GOS=STM/YUM; %yıl

```

EK 4 R-ORC tasarımı MATLAB REFPROP KODU

```

%clc
clear all
%Toluene akışkanlı ORC hesaplaması
%1. hal değişimi
T1=388.15; %K
P1=200; %Kpa
h1=refpropm('H','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%j/kg
s1=refpropm('S','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%j/kgK
k1=refpropm('L','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%W/mK
rol=refpropm('D','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%kg/m3
mul=refpropm('V','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%Pas
cp1=refpropm('C','T',T1,'P',P1,'TOLUENE');
%j/kgK
v1=1/rol;
% m3/kg
Pr1=(mul*cp1)/k1; %-
%2. hal bilgileri (sıkıştırılmış sıvı
toluene)
P2=4000; %Kpa
s2s=s1; %j/kgK
Ts2=refpropm('T','P',P2,'S',s2s,'TOLUENE');
%K
h2sa=refpropm('H','P',P2,'S',s2s,'TOLUENE');
%j/kg
%3. hal bilgileri (kızgın buhar toluene)
P3=P2; %Kpa
T3=623.15; %K
h3=refpropm('H','T',T3,'P',P3,'TOLUENE');
%j/kg
s3=refpropm('S','T',T3,'P',P3,'TOLUENE');
%j/kgK
cp3=refpropm('C','T',T3,'P',P3,'TOLUENE');
%j/kgK
%4. hal bilgileri (kızgın buhar toluene)
%Toluene akışkanı kuru akışkan olduğu için
kuruluk derecesi yüksek olmaktadır.
P4=P1; %Kpa
s4s=s3; %j/kgK
h4s=refpropm('H','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
%j/kg
T4s=refpropm('T','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
%K
k4s=refpropm('L','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
%W/mK
ro4s=refpropm('D','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
%K
mu4s=refpropm('V','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
%Pas
cp4s=refpropm('C','P',P4,'S',s4s,'TOLUENE');
%j/kgK
Pr4s=(mu4s+cp4s)/k4s;
%Pompa yapılan iş
Effp=0.83; %Pompa izantropik
verimi
wp=((P2-P1)*v1*1000); %j/kg
%h2 değeri
h2s=h1+wp; %j/kg
h2=h1+(h2s-h1)/Effp; %j/kg
s2=refpropm('S','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%j/kgK
T2=refpropm('T','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%K
k2=refpropm('L','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%W/mK
ro2=refpropm('D','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
% (kg/m3)
mu2=refpropm('V','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%Pas
cp2=refpropm('C','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%j/kgK
Pr2=(mu2*cp2)/k2;
%-
wpg=h2-h1; %gerçek iş
%Türbinde üretilen enerji
Efft=0.89; %Türbin izantropik verimi
wt=h3-h4s; %j/kg
h4=h3-(Efft*(h3-h4s)); %j/kg
s4=refpropm('S','H',h4,'P',P4,'TOLUENE');
%j/kgK
T4=refpropm('T','H',h4,'P',P4,'TOLUENE');
%K
wtg=h3-h4; %gerçek iş
%5 noktası
P5=P2; %Kpa
T5=403.15; %K
h5=refpropm('H','T',T5,'P',P5,'TOLUENE');
%j/kg
s5=refpropm('S','T',T5,'P',P5,'TOLUENE');
%j/kgK
k5=refpropm('L','T',T5,'P',P5,'TOLUENE');
%W/mK
ro5=refpropm('D','T',T5,'P',P5,'TOLUENE');
%K
mu5=refpropm('V','T',T5,'P',P5,'TOLUENE');
%Pas
cp5=refpropm('C','T',T5,'P',P5,'TOLUENE');
%j/kgK
Pr5=(mu5+cp5)/k5;
%Rekuperatör h6 değeri
%(mref*(h5-h2))=(mref*(h4-h6))
h6=h4+h2-h5; %j/kgK
%6 noktası
P6=P1; %Kpa
h6=5.8807e+05; %j/kgK
s6=refpropm('S','P',P6,'H',h6,'TOLUENE');
%j/kgK
T6=refpropm('T','P',P6,'H',h6,'TOLUENE');
%K
k6=refpropm('L','P',P6,'H',h6,'TOLUENE');
%W/mK
ro6=refpropm('D','P',P6,'H',h6,'TOLUENE');
%K
mu6=refpropm('V','P',P6,'H',h6,'TOLUENE');
%Pas
cp6=refpropm('C','P',P6,'H',h6,'TOLUENE');
%j/kgK
Pr6=(mu6+cp6)/k6;
%Qgiren hesabı
qg=h3-h5; %j/kg
%Qçıkan hesabı
qc=h6-h1; %j/kg
%Verim
wnet=wtg-wpg;
Eff=wnet/qg;
%Baca gazı ile ilgili hesaplamalar
mbaca=1.235; %kg/s
Tbacag=427; %C
Tbacac=150; %C
%Tbacag baca giriş değerleri
kbg=((8*(10^-10)*(Tbacag^2))+(7.32*(10^-
5)*Tbacag)+0.019683)*4186.5/3600; %W/mK
robg=1/((4*(10^-
9)*(Tbacag^2))+(0.0028*Tbacag)+0.7701); %kg/
m3
mubg=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tbacag^2))+(0.00427*Tbacag)+(1.65603));
%Pas
cpbg=(-2.28*(10^-
11)*(Tbacag^3))+(2.66*(10^-
8)*(Tbacag^2))+(5.99*(10^-
5)*Tbacag)+0.249233)*4186.5; %j/kgK

```



```

Prbg=(-1.1*(10^-10)*(Tbacag^3))+(2.55*(10^-
7)*(Tbacag^2))- (0.00028*Tbacag)+0.71753;
%Tbacac baca çıkış değerleri
kbc=( (8*(10^-10)*(Tbacac^2)))+(7.32*(10^-
5)*Tbacac)+0.019683)*4186.5/3600; %W/mK
robc=1/((4*(10^-
9)*(Tbacac^2))+(0.0028*Tbacac)+0.7701);%kg/
m3
mubc=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tbacac^2)))+(0.00427*Tbacac)+(1.65603));
%Pas
cpbc=(-2.28*(10^-
11)*(Tbacac^3))+(2.66*(10^-
8)*(Tbacac^2)))+(5.99*(10^-
5)*Tbacac)+0.249233)*4186.5; %j/kgK
Prbc=(-1.1*(10^-10)*(Tbacac^3))+(2.55*(10^-
7)*(Tbacac^2))- (0.00028*Tbacac)+0.71753;
Qbaca=mbaca*((cpbc+cpbc)/(2*1000))*(Tbacag-
Tbacac); %kj/s
%Olması gereken soğutucu debisi
mref=Qbaca/(qg/1000); %kg/s
%ORC çevrimi
Wp=(mref*wpg); %j/s W
Wt=mref*wtg; %j/s W
Qg=mref*qg; %j/s W
Qc=mref*qc; %kj/s
Qca=mref*qc; %j/s W
%Qbaca Buharlaştırıcı tarafında baca
gazından toluene ısı geçişi için ısı
değiştirici tasarımı
%Isı değiştirici içindeki boru sayısı
nb=3162; %1 geçişteki boru sayısı
ng=1; %geçiş sayısı
nt=nb*ng; %toplam boru sayısı1
%Isı değiştirici boru çapı
D=0.012; %m
t=0.001; %m
Dt=D-(2*t); %m
%$d boru merkezleri arası uzaklık 1.25*D
den yaklaşık olarak 32mm alındı.
Sd=0.018; %m
Sl=2*(Sd/2); %m
St=sqrt((Sd^2)-((Sd/2)^2)); %m
%1 geçişli üçgen diziliş için C ve n;
C=0.319;
n=2.142;
Ddemet=(D*((nb/C)^(1/n))); %m
%D=12mm e göre n=3162 için ölçüler:
Dg=1.200; %m
%Gövde dış çapı=mm
%Çevreleyen daire çapı=1074mm
%Gövde iç çapı Dgi=1141mm Dgi-Ddemet=67mm
Dcdc=1.074; %m
Dgi=1.141; %m
%Hidrolik çaplar
Dht=Dt; %m
De=(1.10/D)*((Sd^2)-(0.917*(D^2))); %m
%Şaşırtma levhası kesme oranı (slk=0.4)
olarak alındı.
slk=0.4;
e=Dg*slk; %m
%As;
Asb=((Sd-D)*e*Dgi)/Sd; %m2
%-----
%%Isı değiştirici sıvı tarafı A hesabı
%lb. nokta T5 (sst=sıkıştırılmış sıvı
toluen)
Psst=P5; %Kpa
Tsst=T5; %K
hsst=refpropm('H','T',Tsst,'P',Psst,'TOLUEN
E'); %j/kg
ssst=refpropm('S','T',Tsst,'P',Psst,'TOLUEN
E'); %j/kgK
ksst=refpropm('L','T',Tsst,'P',Psst,'TOLUEN
E'); %W/mK
rosst=refpropm('D','T',Tsst,'P',Psst,'TOLUE
NE'); %kg/m3

```

```

musst=refpropm('V','T',Tsst,'P',Psst,'TOLUE
NE'); %Pas
cpsst=refpropm('C','T',Tsst,'P',Psst,'TOLUE
NE'); %j/kgK
Prsst=(musst*cpsst)/ksst;
%2b. nokta Tdst (dst=doymuş sıvı toluen)
Pdst=P2; %Kpa
Tdst=refpropm('T','P',P2,'Q',0,'TOLUENE');
%K
sdst=refpropm('S','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE');
%j/kgK
hdst=refpropm('H','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE');
%j/kg
kdst=refpropm('L','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE');
%W/mK
rodst=refpropm('D','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE');
%kg/m3
mudst=refpropm('V','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE');
%Pas
cpdst=refpropm('C','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE');
%j/kgK
Prdst=(mudst*cpdst)/kdst;
%Tbacac2 değeri
Qsst=mref*(hdst-hsst); %j/s
Tbacac2=Tbacac+((Qsst/1000)/(mbaca*(cpbc/100
0))); %C
%Tbacac2 değerinde baca gazı değerleri
kbc2=( (8*(10^-10)*(Tbacac2^2)))+(7.32*(10^-
5)*Tbacac2)+0.019683)*4186.5/3600; %W/mK
robc2=1/((4*(10^-
9)*(Tbacac2^2))+(0.0028*Tbacac2)+0.7701);%kg/
m3
mubc2=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tbacac2^2)))+(0.00427*Tbacac2)+(1.65603));
%Pas
cpbc2=(-2.28*(10^-
11)*(Tbacac2^3))+(2.66*(10^-
8)*(Tbacac2^2)))+(5.99*(10^-
5)*Tbacac2)+0.249233)*4186.5; %j/kgK
Prbc2=(-1.1*(10^-
10)*(Tbacac2^3))+(2.55*(10^-7)*(Tbacac2^2))-
(0.00028*Tbacac2)+0.71753;
%Baca gazı (1b-2b) Tbacac-Tbacac2 arasında
ortalama değerleri
kbc12=(kbc2+kbc)/2; %W/mK
robc12=(robc2+robc)/2; %kg/m3
mubc12=(mubc2+mubc)/2; %Pas
cpbc12=(cpbc2+cpbc)/2; %j/kgK
Prbc12=(Prbc2+Prbc)/2;
%Toluene akışkanının (1b-2b) sst-dst arasında
ortalama değerleri
kt12=(ksst+kdst)/2; %W/mK
rot12=(rosst+rodst)/2; %kg/m3
mut12=(musst+mudst)/2; %Pas
cpt12=(cpsst+cpdst)/2; %j/kgK
Prt12=(Prsst+Prdst)/2;
%1-2 arası Tc12 cidar sıcaklığında baca mu
değeri
Tc12=(Tbacac+Tbacac2+(Tsst-273.15)+(Tdst-
273.15))/4; %C
mutc12=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tc12^2)))+(0.00427*Tc12)+(1.65603));
%Pas
%1-2 arası Tc12 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri kl2
Y=[386 379 374 369 363]'; %k bakır boru
X=[0 100 200 300 400]'; %C
kl2=interp1(X,Y,Tc12); %W/mK
%Toluene için ht12
Ret12=(4*mref)/(pi*Dt*nb*mut12);
if Ret12<2300
Nut12=4.364;
else
Nut12=0.023*(Ret12^(0.8))*(Prt12^(0.4));
end
ht12=(Nut12*kt12)/Dht; %W/m2K
%Baca gazı için hbc12

```

```

Vg12=mbaca/(Asb*robc12);
Rebc12=(Vg12*De*robc12)/mubc12;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpan Jhk, Rebc12 ve sc=0.4 değerleri için
çizelgeden;
Jhk12=(7*(10^-2));
Nubc12=Jhk12*Rebc12*(Prbc12^(1/3))*((mubc12
/mutc12)^(0.14));
hbc12=(Nubc12*kbc12)/De; %W/m2K
DTlm12=((Tbaca2-(Tdst-273.15))-(Tbacag-
(Tsst-273.15)))/(log((Tbaca2-(Tdst-
273.15))/(Tbacag-(Tsst-273.15))));
%Qsst=U*A*DTlm12; %j/s
UA12=Qsst/DTlm12; %W/K
Rfi12=0.002; %m2K/W
Rfd12=0.0002; %m2K/W
R1=1/(ht12*pi*Dt); %mK/W
R2=Rfi12/(pi*Dt); %mK/W
R3=log(D/Dt)/(2*pi*k12); %mK/W
R4=Rfd12/(pi*D); %mK/W
R5=1/(hbc12*pi*D); %mK/W
Rtop=R1+R2+R3+R4+R5; %mK/W
L12=UA12*Rtop; %m
L12b=L12/nb; %m
A12b=pi*D*L12*nb; %m2
%-----
%%Isı değiştirici buhar tarafı A hesabı
%3b. nokta Tdbt (dbt=doymuş buhar toluen)
Pdbt=P2; %Kpa
Tdbt=Tdst; %K
sdbt=refpropm('S','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
; %j/kgK
hdbt=refpropm('H','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
; %j/kg
kdbt=refpropm('L','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
; %W/mK
rodbt=refpropm('D','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
; %kg/m3
mudbt=refpropm('V','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
); %Pas
cpdbt=refpropm('C','T',Tdbt,'Q',1,'TOLUENE')
); %j/kgK
Prdbt=(mudbt*cpdbt)/kdbt;
%4b. nokta T3 (kbt=kızgın buhar toluen)
Pkbt=P2; %Kpa
Tkbt=T3; %K
hkbt=refpropm('H','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUEN
E'); %j/kg
skbt=refpropm('S','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUEN
E'); %j/kgK
kkbt=refpropm('L','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUEN
E'); %W/mK
rokbt=refpropm('D','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUE
NE'); %kg/m3
mukbt=refpropm('V','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUE
NE'); %Pas
cpkbt=refpropm('C','T',Tkbt,'P',Pkbt,'TOLUE
NE'); %j/kgK
Prkbt=(mukbt*cpkbt)/kkbt;
%Tbaca3 değeri
Qkbt=mref*(hkbt-hdht); %j/s
Tbaca3=Tbacag-
((Qkbt/1000)/(mbaca*(cpbg/1000))); %C
%Tbaca3 değerinde baca gazı değerleri
kbc3=((8*(10^-10)*(Tbaca3^2))+ (7.32*(10^-
5)*Tbaca3)+0.019683)*4186.5/3600; %W/mK
robc3=1/((4*(10^-
9)*(Tbaca3^2))+ (0.0028*Tbaca3)+0.7701); %kg/
m3
mubc3=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tbaca3^2))+ (0.00427*Tbaca3)+(1.65603));
%Pas
cpbc3=(-2.28*(10^-
11)*(Tbaca3^3))+ (2.66*(10^-
8)*(Tbaca3^2))+ (5.99*(10^-
5)*Tbaca3)+0.249233)*4186.5; %j/kgK
Prbc3=(-1.1*(10^-
10)*(Tbaca3^3))+ (2.55*(10^-7)*(Tbaca3^2))-
(0.00028*Tbaca3)+0.71753;
%Baca gazı (3b-4b) Tbaca3-Tbacag arasında
ortalama değerleri
kbc34=(kbc3+kbcg)/2; %W/mK
robc34=(robc3+robg)/2; %kg/m3
mubc34=(mubc3+mubg)/2; %Pas
cpbc34=(cpbc3+cpbg)/2; %j/kgK
Prbc34=(Prbc3+Prbg)/2;
%Toluen akışkanın (3b-4b) dbt-kbt arasında
ortalama değerleri
kt34=(kdbt+kktb)/2; %W/mK
rot34=(rodbt+rokbt)/2; %kg/m3
mut34=(mudbt+mukbt)/2; %Pas
cpt34=(cpdbt+cpkbt)/2; %j/kgK
Prt34=(Prdbt+Prkbt)/2;
%3-4 arası Tc34 cidar sıcaklığında baca mu
değeri
Tc34=(Tbaca3+Tbacag+(Tkbt-273.15)+(Tdbt-
273.15))/4; %C
mutc34=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tc34^2))+ (0.00427*Tc34)+(1.65603));
%Pas
%3-4 arası Tc34 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri k34
k34=interp1(X,Y,Tc34); %W/mK
%Toluen için ht34
Ret34=(4*mref)/(pi*Dt*nb*mut34);
if Ret34<2300
Nut34=4.364;
else
Nut34=0.023*(Ret34^(0.8))*(Prt34^(0.4));
end
ht34=(Nut34*kt34)/Dht; %W/m2K
%Baca gazı için hbc34
Vg34=mbaca/(Asb*robc34);
Rebc34=(Vg34*De*robc34)/mubc34;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpan Jhk, Rebc34 ve sc=0.4 değerleri için
çizelgeden;
Jhk34=(7.8*(10^-2));
Nubc34=Jhk34*Rebc34*(Prbc34^(1/3))*((mubc34
/mutc34)^(0.14));
hbc34=(Nubc34*kbc34)/De; %W/m2K
DTlm34=((Tbacag-(Tkbt-273.15))-(Tbaca3-
(Tdbt-273.15)))/(log((Tbacag-(Tkbt-
273.15))/(Tbaca3-(Tdbt-273.15)))); %K
%Qkbt=U*A*DTlm34; %j/s
UA34=Qkbt/DTlm34; %W/K
Rfi34=0.0001; %m2K/W
Rfd34=0.0002; %m2K/W
R1k=1/(ht34*pi*Dt); %mK/W
R2k=Rfi34/(pi*Dt); %mK/W
R3k=log(D/Dt)/(2*pi*k34); %mK/W
R4k=Rfd34/(pi*D); %mK/W
R5k=1/(hbc34*pi*D); %mK/W
Rtopk=R1k+R2k+R3k+R4k+R5k; %mK/W
L34=UA34*Rtopk; %m
L34b=L34/nb; %m
A34b=pi*D*L34b*nb; %m2
%-----
%%Isı değiştirici iki faz tarafı A hesabı
%Toluen in kaynama sırasında h değeri;
%Froude sayısı
G=(4*mref)/(nb*pi*(Dt^2)); %Kütlelesel akı
g=9.18;
Fr=(G^2)/((rosst^2)*g*Dt); %sst sıvı fazı
için
%Cobalt sayısı
xort=(0+1)/2;
rol=refpropm('D','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE')
; %kg/m3
rov=refpropm('D','T',Tdst,'Q',1,'TOLUENE')
; %kg/m3
Co=((1-xort)/xort)^0.8*((rov/rol)^0.5);

```

```

%Bond sayısı
hf=refpropm('H','T',Tdst,'Q',0,'TOLUENE');
%j/kg
hg=refpropm('H','T',Tdst,'Q',1,'TOLUENE');
%j/kg
hfg=hg-hf; %j/kg
q2=Qsst/(nb*pi*Dt*(L12)); %W/m2
Bo=q2/(G*hfg);
%Sabit değerler
c1=0.6683;
c2=-0.2;
c3=1058;
c4=0.7;
c5=0.3; %yatay boru olduğu için
Fk=2.2; %Fk değeri toluen için bulunamamış
ve R-22 değerine göre hesaplama
%yapılmıştır.
hif=(ht12)*(c1*(Co^c2)*((25*Fr)^c5)+(c3*(Bo
^c4)*Fk));
%Baca gazı (2b-3b) Tbac2-Tbac3 arasında
ortalama değerleri
kbc23=(kbc2+kbc3)/2; %W/mK
robc23=(robc2+robc3)/2; %kg/m3
mubc23=(mubc2+mubc3)/2; %Pas
cpbc23=(cpbc2+cpbc3)/2; %j/kgK
Prbc23=(Prbc2+Prbc3)/2;
%Toluen akışkanı (2b-3b) dst-dbt arasında
ortalama değerleri
kt23=(kdst+kdbt)/2; %W/mK
rot23=(rodst+rodbt)/2; %kg/m3
mut23=(mudst+mudbt)/2; %Pas
cpt23=(cpdst+cpdbt)/2; %j/kgK
Prt23=(Prdst+Prdbt)/2;
%2-3 arası Tc23 cidar sıcaklığında baca mu
değeri
Tc23=(Tbac3+Tbac2+(Tdbt-273.15)+(Tdst-
273.15))/4; %C
mutc23=(10^-5)*((-9.8*(10^-
7)*(Tc23^2))+(0.00427*Tc23)+(1.65603));
%Pas
%2-3 arası Tc23 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri k23
k23=interp1(X,Y,Tc23); %W/mK
%Toluen için ht23
ht23=hif; %W/m2K
%Baca gazı için hbc23
Vg23=mbaca/(Asb*robc23);
Rebc23=(Vg23*De*robc23)/mubc23;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpan Jhk, Rebc34 ve sc=0.4 değerleri için
çizelgeden;
Jhk23=(7.65*(10^-2));
Nubc23=Jhk23*Rebc23*(Prbc23^(1/3))*((mubc3/
mutc23)^(0.14));
hbc23=(Nubc23*kbc23)/De; %W/m2K
DTlm23=((Tbac3-(Tdbt-273.15))-(Tbac2-
(Tdst-273.15)))/(log((Tbac3-(Tdbt-
273.15))/(Tbac2-(Tdst-273.15))));
Qif=mref*hfg; %j/s
%Q23=U*A*DTlm23;
UA23=Qif/DTlm23; %W/K
Rfi23=0.002; %m2K/W
Rfd23=0.0002; %m2K/W
R1if=1/(ht23*pi*Dt); %mK/W
R2if=Rfi23/(pi*Dt); %mK/W
R3if=log(D/Dt)/(2*pi*k23); %mK/W
R4if=Rfd23/(pi*D); %mK/W
R5if=1/(hbc23*pi*D); %mK/W
Rtopif=R1if+R2if+R3if+R4if+R5if; %mK/W
L23=UA23*Rtopif; %m
L23b=L23/nb; %m
A23b=pi*D*L23b*nb; %m2
%Buharlaştırıcı tarafında toplam ısı
değiştirici boyu
Ltopb=L12b+L23b+L34b;
%Buharlaştırıcı toplam boyuna göre ısı
değiştirici yüzey alanı hesap
edilirse
Atopb=2*pi*D/2*4*nb; %m2
%lm2=10.7639 feet2
Atopbf=Atopb*10.7639; %feet2
%-----
%Qcıkkan yoğunlaştırıcı kısmında toluenden suya
ısı geçisi ısı değiştirici tasarımı
%Qcıkkan = Qc
%Su giriş-çıkış değerleri
Tsug=50; %C
Tsuc=90; %C
Tsuort=(Tsug+Tsuc)/2+273.15;
Psu=200; %kPa
%Ortalama sıcaklık değerinde su için
değerler;
cpsu=refpropm('C','T',Tsuort,'P',Psu,'WATER
'); %j/kgK
%Su debisinin hesaplanması
msu=Qc/(cpsu*(Tsuc-Tsug)); %kg/s
%Isı değiştirici içindeki boru sayısı
ny=3162; %1 geçişteki boru sayısı
ngy=1; %geçiş sayısı
nby=ny*ngy; %toplam boru sayısı
%Yoğuşturucu tarafında boru çapı
buharlaştırıcı tarafındaki ölçülerle aynı
kullanılmıştır.
%Isı değiştirici boru çapı
Dy=D; %m
ty=t; %m
Dty=Dt; %m
%Sd boru merkezleri arası uzaklık 1.25*D
den yaklaşık olarak 32mm alındı.
Sdy=Sd; %m
Sly=Sl; %m
Sty=St; %m
%1 geçişli üçgen diziliş için C ve n
C=0.319;
n=2.142;
Ddemety=(D*((nby/C)^(1/n))); %m
%D=12mm e göre n=3162 için ölçüler:
%Gövde anma çapı=mm
Dgy=1.200; %m
%Gövde dış çapı=1200mm
%Çevreleyen daire çapı=1074mm
%Gövde iç çapı Dgi=1141mm Dgi-Ddemet=67mm
Ddcy=1.074; %m
Dgiy=1.141; %m
%Hidrolik çaplar
Dhty=Dty; %m
Dey=(1.10/D)*((Sd^2)-(0.917*(D^2))); %m
%Şaşırtma levhası kesme oranı (slk=0.4)
olarak alındı.
slk=0.4;
ey=Dgy*slk; %m
%Asy;
Asy=((Sdy-Dy)*ey*Dgiy)/Sdy; %m2
%Gaz motorunun HT(ceket suyu soğutma hattı)
su sıcaklığı çevrimde 70-90C arasındır.
Yoğuşturucu tarafında çıkan ısı suya
aktarılacak giren suyun 90C ye
yükseltilecek ve yanma odalarında smotor
soğutması için kullanılan 90C deki ceket
suyuna eklenerek ısıtma için
kullanılacaktır.
%Yoğuşturucu tarafı su değerleri
Tsug=323.15; %K 50C
Tsuc=363.15; %K 90C
Psu=200; %kPa
%%Isı değiştirici sıvı tarafı A hesabı
(2y-ly)
%ly. nokta toluen için Tly (ssty
sıkıştırılmış sıvı toluen)
Ply=P1; %kPa
Tly=T1; %K
hly=h1; %j/kg

```

```

s1y=s1; %j/kgK
k1y=k1; %W/mK
ro1y=ro1; %kg/m3
mu1y=mu1; %Pas
cp1y=cp1; %j/kgK
Pr1y=Pr1; %-
%1y. noktasında su için (T1s)
T1su=Tsu; %K
P1su=Psu; %Kpa
s1su=refpropm('S','T',T1su,'P',P1su,'WATER'); %j/kgK
h1su=refpropm('H','T',T1su,'P',P1su,'WATER'); %j/kg
k1su=refpropm('L','T',T1su,'P',P1su,'WATER'); %W/mK
ro1su=refpropm('D','T',T1su,'P',P1su,'WATER'); %kg/m3
mu1su=refpropm('V','T',T1su,'P',P1su,'WATER'); %Pas
cp1su=refpropm('C','T',T1su,'P',P1su,'WATER'); %j/kgK
Pr1su=(mu1su*cp1su)/k1su;
%2y. noktasında toluen için T2y=T(doymuş sıvı toluen)
P2y=P1; %Kpa
T2y=refpropm('T','P',P2y,'Q',0,'TOLUENE'); %K
s2y=refpropm('S','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE'); %j/kgK
h2y=refpropm('H','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE'); %j/kg
k2y=refpropm('L','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE'); %W/mK
ro2y=refpropm('D','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE'); %kg/m3
mu2y=refpropm('V','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE'); %Pas
cp2y=refpropm('C','T',T2y,'Q',0,'TOLUENE'); %j/kgK
Pr2y=(mu2y*cp2y)/k2y;
Qy21=mref*(h2y-h1y); %j/s
%Qy21=msu*cp1su*(T2s-50)
T2s=(Tsu-273.15)+((Qy21/1000)/(msu*(cp1su/1000))); %C
%2y. noktasında su için (T2su)
T2su=(T2s+273.15); %K
P2su=Psu; %Kpa
s2su=refpropm('S','T',T2su,'P',P2su,'WATER'); %j/kgK
h2su=refpropm('H','T',T2su,'P',P2su,'WATER'); %j/kg
k2su=refpropm('L','T',T2su,'P',P2su,'WATER'); %W/mK
ro2su=refpropm('D','T',T2su,'P',P2su,'WATER'); %kg/m3
mu2su=refpropm('V','T',T2su,'P',P2su,'WATER'); %Pas
cp2su=refpropm('C','T',T2su,'P',P2su,'WATER'); %j/kgK
Pr2su=(mu2su*cp2su)/k2su;
%2y-1y arası Toluen için
kty21=(k1+k2y)/2; %W/mK
roty21=(ro1+ro2y)/2; %kg/m3
muty21=(mu1+mu2y)/2; %Pas
cpty21=(cp1+cp2y)/2; %j/kgK
Prty21=(Pr1+Pr2y)/2;
%2y-1y arası su için
ksu21=(k1su+k2su)/2; %W/mK
rosu21=(ro1su+ro2su)/2; %kg/m3
musu21=(mu1su+mu2su)/2; %Pas
cpsu21=(cp1su+cp2su)/2; %j/kgK
Prsu21=(Pr1su+Pr2su)/2;
%2y-1y arası Tcy21 cidar sıcaklığında su mu değeri
Tcy21=(Tsu+(T2s+273.15)+T2y+T1)/4; %C
musutc21=refpropm('V','T',Tcy21,'P',P1,'WATER'); %Pas
%2y-1y arası Tcy21 cidar sıcaklığında bakır boru ort k değeri ky21
ky21=interp1(X,Y,Tcy21); %W/mK
%Toluen için hty21
Rety21=(4*mref/(pi*Dty*ny*muty21));
if Rety21<2300
    Nuty21=4.364;
else
    Nuty21=0.023*(Rety21^0.8)*(Prty21^0.3);
end
hty21=(Nuty21*kty21)/Dhty; %W/m2K
%Su için hsu21
Vsu21=msu/(Asy*rosu21);
Resu21=(Vsu21*Dey*rosu21)/musu21;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz çarpan Jhk, Rebc34 ve scy=0.4 değerleri için çizelgeden;
Jhksu21=(2.35*(10^-1));
Nusu21=Jhksu21*Resu21*(Prsu21^(1/3))*((musu21/musutc21)^(0.14));
hsu21=(Nusu21*ksu21)/Dey; %W/m2K
DTlmy21=((T2y-273.15)-T2s)-((T1y-273.15)-(Tsu-273.15))/(log(((T2y-273.15)-T2s)/((T1y-273.15)-(Tsu-273.15))));
%Qy21=U*A*DTlmy21; %j/s
UAy21=Qy21/DTlmy21; %W/K
Rfiy21=0.0002; %m2K/W(toluen)
Rfdy21=0.0001; %m2K/W(su)
R1y=1/(hty21*pi*Dty); %mK/W
R2y=Rfiy21/(pi*Dty); %mK/W
R3y=log(Dy/Dty)/(2*pi*ky21); %mK/W
R4y=Rfdy21/(pi*Dty); %mK/W
R5y=1/(hsu21*pi*Dy); %mK/W
Rtopy=R1y+R2y+R3y+R4y+R5y; %mK/W
L21y=UAy21*Rtopy; %m
L21yb=L21y/ny; %m
A21y=pi*D*L21yb*nby; %m2
%-----
%%Isı değiştirici buhar tarafı A hesabı
(4y-3y)
%4y. nokta toluen için T4y (kbtı sıkıştırılmış sıvı toluen)
P4y=P6; %Kpa
T4y=T6; %K
s4y=s6; %j/kgK
h4y=h6; %j/kg
k4y=k6; %W/mK
ro4y=ro6; %kg/m3
mu4y=mu6; %Pas
cp4y=cp6; %j/kgK
Pr4y=Pr6;
%4y. noktasında su için (T4su)
T4su=Tsu; %K
P4su=Psu; %Kpa
s4su=refpropm('S','T',T4su,'P',P4su,'WATER'); %j/kgK
h4su=refpropm('H','T',T4su,'P',P4su,'WATER'); %j/kg
k4su=refpropm('L','T',T4su,'P',P4su,'WATER'); %W/mK
ro4su=refpropm('D','T',T4su,'P',P4su,'WATER'); %kg/m3
mu4su=refpropm('V','T',T4su,'P',P4su,'WATER'); %Pas
cp4su=refpropm('C','T',T4su,'P',P4su,'WATER'); %j/kgK
Pr4su=(mu4su*cp4su)/k4su;
%3y. noktasında toluen için T3y=T(doymuş buhar toluen)
P3y=P1; %Kpa
T3y=refpropm('T','P',P3y,'Q',1,'TOLUENE'); %K
s3y=refpropm('S','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE'); %j/kgK

```

```

h3y=refpropm('H','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%j/kg
k3y=refpropm('L','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%W/mK
ro3y=refpropm('D','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%kg/m3
mu3y=refpropm('V','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%Pas
cp3y=refpropm('C','T',T3y,'Q',1,'TOLUENE');
%j/kgK
Pr3y=(mu3y*cp3y)/k3y;
Qy43=mref*(h4y-h3y); %j/s
%Qy43=msu*cp4su*(90-T3s)
T3s=(Tsuc-273.15)-
((Qy43/1000)/(msu*cp4su)); %C
%3y. noktasında su için (T3s)
T3su=(T3s+273.15); %K
P3su=Psu; %Kpa
s3su=refpropm('S','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%j/kgK
h3su=refpropm('H','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%j/kg
k3su=refpropm('L','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%W/mK
ro3su=refpropm('D','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%kg/m3
mu3su=refpropm('V','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%Pas
cp3su=refpropm('C','T',T3su,'P',P3su,'WATER');
%j/kgK
Pr3su=(mu3su*cp3su)/k3su;
%4y-3y arası Toluen için
kty43=(k3y+k4y)/2; %W/mK
roty43=(ro3y+ro4y)/2; %kg/m3
muty43=(mu3y+mu4y)/2; %Pas
cpty43=(cp3y+cp4y)/2; %j/kgK
Prty43=(Pr3y+Pr4y)/2;
%4y-3y arası su için
ksu43=(k3su+k4su)/2; %W/mK
rosu43=(ro3su+ro4su)/2; %kg/m3
musu43=(mu3su+mu4su)/2; %Pas
cpsu43=(cp3su+cp4su)/2; %j/kgK
Prsu43=(Pr3su+Pr4su)/2;
%4y-3y arası Tcy43 cidar sıcaklığında su mu
değeri
Tcy43=(Tsuc+(T3s+273.15)+T4y+T3y)/4; %K
musutc43=refpropm('V','T',Tcy43,'P',P1,'WATER');
%Pas
%4y-3y arası Tcy43 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri ky43
ky43=interp1(X,Y,(Tcy43-273.15)); %W/mK
%Toluen için hty43
Rety43=(4*mref/(pi*Dty*ny*muty43));
if Rety43<2300
    Nuty43=4.364;
else
    Nuty43=0.023*(Rety43^0.8)*(Prty43^0.3);
end
hty43=(Nuty43*kty43)/Dty; %W/m2K
%Su için hsu43
Vsu43=msu/(Asy*rosu43);
Resu43=(Vsu43*Dey*rosu43)/musu43;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpan Jhk, Rebc34 ve scy=0.4 değerleri
için çizelgeden;
Jhksu43=(1.99*(10^-1));
Nusu43=Jhksu43*Resu43*(Prsu43^(1/3))*((musu
43/musutc43)^(0.14));
hsu43=(Nusu43*ksu43)/Dey; %W/m2K
DTlmy43=((T4y-273.15)-(Tsuc-273.15))-
((T3y-273.15)-T3s)/(log(((T4y-273.15)-
(Tsuc-273.15))/((T3y-273.15)-T3s)));
%Qy43=U*A*DTlmy; j/s
UAY43=Qy43/DTlmy43; %W/K
Rfiy43=0.0001; %m2K/W(toluen)
Rfdy43=0.0002; %m2K/W(su)
Rlky=1/(hty43*pi*Dty); %mK/W
R2ky=Rfiy43/(pi*Dty); %mK/W
R3ky=log(Dy/Dty)/(2*pi*ky43); %mK/W
R4ky=Rfdy43/(pi*Dy); %mK/W
R5ky=1/(hsu43*pi*Dy); %mK/W
Rtopky=Rlky+R2ky+R3ky+R4ky+R5ky; %mK/W
L43y=UAY43*Rtopky; %m
L43yb=L43y/ny; %m
A43y=pi*D*L43yb*nby; %m2
%-----
%%Isı değiştirici iki faz tarafı A hesabı
(3y-2y)
%Toluen in yogusma sırasında h değeri;
xorty=(0+1)/2;
hfy=refpropm('H','T',Tly,'Q',0,'TOLUENE');
%j/kg
hgy=refpropm('H','T',Tly,'Q',1,'TOLUENE');
%j/kg
hfgy=(hgy-hfy); %j/kg
hify=(hty21)*(((1-
xorty)^0.8)+((3.8*(xorty^0.76))*((1-
xorty)^0.04))/(Prly^0.38));
%Toluen (3y-2y) arasında ortalama değerleri
kty32=(k3y+k2y)/2; %W/mK
roty32=(ro3y+ro2y)/2; %kg/m3
muty32=(mu3y+mu2y)/2; %Pas
cpty32=(cp3y+cp2y)/2; %j/kgK
Prty32=(Pr3y+Pr2y)/2;
%Su (3y-2y) arasında ortalama değerleri
ksu32=(k3su+k2su)/2; %W/mK
rosu32=(ro3su+ro2su)/2; %kg/m3
musu32=(mu3su+mu2su)/2; %Pas
cpsu32=(cp3su+cp2su)/2; %j/kgK
Prsu32=(Pr3su+Pr2su)/2;
%3y-2y arası Tcy32 cidar sıcaklığında su mu
değeri
Tcy32=(T2s+T3s+(T3y-273.15)+(T2y-
273.15))/4; %C
musutc32=refpropm('V','T',(Tcy32+273.15),'P',
P1,'WATER'); %Pas
%3y-2y arası Tcy32 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri ky32
ky32=interp1(X,Y,Tcy32); %W/mK
%Toluen için hty32
hty32=hify; %W/m2K
%Su için hsu32
Vsu32=msu/(Asy*rosu32);
Resu32=(Vsu32*Dey*rosu32)/musu32;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpan Jhk, Rebc34 ve scy=0.4 değerleri
için çizelgeden;
Jhksu32=(2.15*(10^-1));
Nusu32=Jhksu32*Resu32*(Prsu32^(1/3))*((musu
32/musutc32)^(0.14));
hsu32=(Nusu32*ksu32)/Dey; %W/m2K
DTlmy32=((T3y-273.15)-T3s)-((T2y-273.15)-
T2s)/(log(((T3y-273.15)-T3s)/((T2y-
273.15)-T2s)));
Qify=mref*hfgy; %j/s
%Qify=U*A*DTlmy32; j/s
UAY32=Qify/DTlmy32; %W/K
Rfiy32=0.0002; %m2K/W(toluen)
Rfdy32=0.0002; %m2K/W(su)
Rlfiy=1/(hify*pi*Dty); %mK/W
R2ify=Rfiy32/(pi*Dty); %mK/W
R3ify=log(Dy/Dty)/(2*pi*ky32); %mK/W
R4ify=Rfdy32/(pi*Dy); %mK/W
R5ify=1/(hsu32*pi*Dy); %mK/W
Rtopify=Rlfiy+R2ify+R3ify+R4ify+R5ify;
%K/W
L32y=UAY32*Rtopify; %m
L32yb=L32y/ny; %m
A32y=pi*D*L32yb*nby; %m2
%Yoğuşturucu tarafında toplam ısı
değiştirici boyu
Ltopy=L2lyb+L32yb+L43yb;

```

```

%Yoğuşturucu toplam boyuna göre ısı
değiştirici yüzey alanı hesap edilirse
Atopy=2*pi*D/2*2*nby; %m2
%lm2=10.7639 feet2
Atopyf=Atopy*10.7639; %feet2
%-----
%Rekuperator Kısmı Isı Değiştirici A Hesabı
(2-5,4-6)
%2-5 Arası
Qr25=mref*(h5-h2); %j/kg
%4-6 Arası
Qr46=mref*(h4-h6); %j/kg
%Isı değiştirici içindeki boru sayısı
nr=187; %1 geçişteki boru sayısı
ngr=1; %geçiş sayısı
nbr=nr*ngr; %toplam boru sayısı
%Isı değiştirici boru çapı
Dr=D; %m
tr=t; %m
Dtr=Dt; %m
%Sd boru merkezleri arası uzaklık 1.25*D
den yaklaşık olarak 32mm alındı.
Sdr=Sd; %m
Slr=Sl; %m
Str=St; %m
%1 geçişli üçgen diziliş için C ve n;
C=0.319;
n=2.142;
Ddemetr=(Dr*((nbr/C)^(1/n))); %m
%D=12mm e göre n=187 için ölçüler:
%Gövde anma çapı=925mm
Dgr=0.300; %m
%Gövde dış çapı=300mm
%Çevreleyen daire çapı=264mm
%Gövde iç çapı Dgi=287.2mm Dgi-Ddemetr=52mm
Ddcr=0.264; %m
Dgir=0.2872; %m
%Hidrolik çaplar
Dhtr=Dtr; %m
Der=(1.10/D)*((Sd^2)-(0.917*(D^2))); %m
%Şaşırtma levhası kesme oranı (slk=0.4)
olarak alındı.
slk=0.4;
er=Dgr*slk; %m
%Asr;
Asr=((Sdr-Dr)*er*Dgir)/Sdr; %m2
%-----
%Rekuperatör Isı Değiştirici A Hesabı
%2-5 Arası Değerler
%2 noktası
kr2=refpropm('L','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%W/mK
ror2=refpropm('D','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%kg/m3
mur2=refpropm('V','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%Pas
cpr2=refpropm('C','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%j/kgK
Prr2=(mur2*cpr2)/kr2; %-
%5 noktası
kr5=k5;
ror5=ro5;
mur5=mu5;
cpr5=cp5;
Prr5=Pr5;
%4-6 arası değerler
%4 noktası
kr4=refpropm('L','H',h4,'P',P4,'TOLUENE');
%j/kgK
ror4=refpropm('D','H',h4,'P',P4,'TOLUENE');
%kg/m3
mur4=refpropm('V','H',h4,'P',P4,'TOLUENE');
%Pas
cpr4=refpropm('C','H',h4,'P',P4,'TOLUENE');
%j/kgK
Prr4=(mur4*cpr4)/kr4; %-
%6 noktası
kr6=k6;
ror6=ro6;
mur6=mu6;
cpr6=cp6;
Prr6=Pr6;
%2-5 arası ortalama değerler
kr25=(kr2+kr5)/2;
ror25=(ror2+ror5)/2;
mur25=(mur2+mur5)/2;
cpr25=(cpr2+cpr5)/2;
Prr25=(Prr2+Prr5)/2;
%4-6 arası ortalama değerler
krr46=(kr4+kr6)/2;
ror46=(ror4+ror6)/2;
mur46=(mur4+mur6)/2;
cpr46=(cpr4+cpr6)/2;
Prr46=(Prr4+Prr6)/2;
%4-6 arası Tcr46 cidar sıcaklığında toluen
mu değeri
Tcr=((T2-273.15)+(T4+-273.15)+(T5-
273.15)+(T6-273.15))/4; %C
murtc=refpropm('V','T',(Tcr+273.15),'P',((P
2+P1)/2),'TOLUENE'); %Pas
%4-6 arası Tcr46 cidar sıcaklığında bakır
boru ort k değeri kr46
kr46=interp1(X,Y,Tcr); %W/mK
%2-5 Arası hr25
Rer25=(4*mref/(pi*Dtr*nr*mur25));
if Rer25<2300
Nur25=4.364;
else
Nur25=0.023*(Rer25^0.8)*(Prr25^0.4);
end
hr25=(Nur25*kr25)/Dhtr; %W/m2K
%4-6 Arası hr46
Vr46=mref/(Asr*ror46);
Rer46=(Vr46*Der*ror46)/mur46;
%Kern yöntemi gövde-borulu ısı
değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz
çarpın Jhk, Re5r46 ve scy=0.4 değerleri
için çizelgeden;
Jhkr46=(1.9*(10^-3));
Nur46=Jhkr46*Rer46*(Prr46^(1/3))*((mur46/mu
rtc)^(0.14));
hr46=(Nur46*kr46)/Der; %W/m2K
DTlmr=((T4-273.15)-(T5-273.15))-((T6-
273.15)-(T2-273.15))/(log(((T4-273.15)-
(T5-273.15))/(T6-273.15)-(T2-273.15))));
%Qr25=U*A*DTlmr;
UAR=Qr25/DTlmr;
Rfir=0.0002; %m2K/W(toluen 2-5)
Rfdr=0.0001; %m2K/W(toluen 4-6)
R1r=1/(hr25*pi*Dtr); %mK/W
R2r=Rfir/(pi*Dtr); %mK/W
R3r=log(Dy/Dty)/(2*pi*ky32); %mK/W
R4r=Rfdr/(pi*Dr); %mK/W
R5r=1/(hr46*pi*Dr); %mK/W
Rtopr=R1r+R2r+R3r+R4r+R5r; %mK/W
Lr=UAR*Rtopr; %m
Ltopr=Lr/nbr; %m
A46r=pi*D*Ltopr*nbr; %m2
%Rekuperatör tarafında toplam ısı
değiştirici boyu 0.5m olarak alınır.
Atopr=2*pi*D/2*0.5*nbr; %m2
%lm2=10.7639 feet2
Atoprff=Atopr*10.7639; %feet2
%-----
%2. yasa verimi
%2. yasa hesaplamaları için çevre
sıcaklığı-ölü hal 25C derece alınmıştır.
T0=25+273.15; %K
%%Pompa için;
h2=h1+((h2s-h1)/Efp);
s2=refpropm('S','H',h2,'P',P2,'TOLUENE');
%j/kgK
Xterp=mref*((h2-h1)-(T0*(s2-s1)));
Xyokedilenp=(Wp)-Xterp;

```

```

EffIIp=Xterp/(Wp);
%%Türbin için;
h4=h3-(Effft*(h3-h4s));
s4=refprop('S','H',h4,'P',P4,'TOLUENE');
%j/kgK
Xtert=mref*((h3-h4)-(T0*(s3-s4)));
Xyokedilent=Xtert-Wt;
EffIIIt=Wt/Xtert;
%%Isı Değiştirici için;
%Buharlaştırıcı
DSbbc=((cpbc+cpbg)/2)*log((Tbacac+273.15)/(
Tbacag+273.15)); %j/kgK
DXbbc=mbaca*(((cpbc+cpbg)/2)*((Tbacac+273.
15)-(Tbacag+273.15)))-(T0*DSbbc); %j/s
DXbt=mref*((h3-h5)-(T0*(s3-s5))); %j/s
Xyokedilenb=-DXbbc-DXbt; %j/s
EffIIb=DXbt/-DXbbc;
%%Yoğuşturucu
DXyt=mref*((h6-h1)-(T0*(s6-s1))); %j/s
DXys=msu*((h4su-h1su)-(T0*(s4su-s1su)));
%j/s
Xyokedileny=DXyt-DXys; %j/s
EffIIy=DXys/DXyt;
%%Rekuperator
DXr52=mref*((h5-h2)-(T0*(s5-s2))); %j/s
DXr46=mref*((h4-h6)-(T0*(s4-s6))); %j/s
Xyokedilenr=DXr46-DXr52; %j/s
EffIIr=DXr52/DXr46;
%%R-ORC sistemi
Xyokedilenrorc=Xyokedilenb+Xyokedilent+Xyok
edilenb+Xyokedileny+Xyokedilenr; %j/s
Xisi=(1-
(T0/((Tbacac+Tbacag)/2)+273.15))*qg;
%j/s
EffIIrorc=wnet/Xisi;
%-----
%%Maliyet Hesabı
%Pompa maliyeti Wp=3.1586 kW= 5 HP
PM=4.25*10^3; %$
PKM=PM*1.27; %$
%Türbin maliyeti Wt=63.215 kW= 85 HP
TM=9.4*10^3; %$
TKM=TM*3.5; %$

%Buharlaştırıcı maliyeti ID=Buharlaştırıcı
Atopb=5132.4 feet2
IDBM=69.5*10^3; %$
IDBKM=IDBM*1.61; %$
%Yoğuşturucu maliyeti ID=Yoğuşturucu
Atopy=2556.2 feet2
IDYM=43*10^3; %$
IDYKM=IDYM*1.61; %$
%Rekuperatör maliyeti ID=Rekuperatör
Atop=37.9413 feet2
IDRM=4.6*10^3; %$
IDRKM=IDRM*1.61; %$
%Diğer ekipmanların maliyet (çalışma
sıvısı,depolama tankı,borulama,kontrol
sistemi)
DEM=0.1*(PKM+TKM+IDBKM+IDYKM); %$
%Tüm ekipmanların kurulum maliyeti
TEKM=(PKM+TKM+IDBKM+IDYKM+DEM); %$
%İşçilik maliyeti
IM=0.1*TEKM; %$
%Toplam yatırım maliyeti
TYM=TEKM+IM; %$
%Yıllık İşletme ve bakım maliyeti 0.05*Ttem
YIBM=0.05*TYM; %$
%Yıllık Sigorta giderleri 0.003*Ttem
YSM=0.003*TYM; %$
%Sistemin maliyet hesabı
i=19.5; %faiz
g=20.3; %enflasyon
L=25;
if g>i
    il=(g-i)/(i+g);
else
    il=(i-g)/(i+g);
end
SDF=(1-((1+il)^-L))/il;
STM=TYM+(SDF*(YIBM-YSM)); %sistemin toplam
maliyeti
%Sistemin yıllık üretim değeri
%Sistemin günde 22 saat çalıştığı
düşünülürse
YUM=Wt/1000*22*365*0.133; %$
%Geri ödeme Süresi
GOS=STM/YUM; %yıl

```

ÖZGEÇMİŞ

Adı ve Soyadı :Berkay GÜR

Doğum Tarihi :08.05.1992

E-mail :berkaygur13@gmail.com

Öğrenim Durumu :

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Yıl
Lisans	Enerji Sistemleri Mühendisliği	Gazi Üniversitesi	2010-2014
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Mersin Üniversitesi	2015-2019

Görevler :

Görev Ünvanı	Görev Yeri	Yıl
Bakım Mühendisi	Eman Enerji	2015-2017
Enerji Sistemleri Mühendisi	Ata Enerji	2017-...

ESERLER (Makaleler ve Bildiriler)

- 1.
- 2.
- 3.