

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ORGANİK RANKİNE SİSTEMİ VE TÜRBİNİNİN TASARIMI



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Nuriye Anıl GÜRLEK

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

ARALIK 2016

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ORGANİK RANKİNE SİSTEMİ VE TÜRBİNİNİN TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Nuriye Anıl GÜRLEK
(511131132)**

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Fırat Oğuz EDİS

ARALIK 2016

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511131132 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Nuriye Anıl Gürlek, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ORGANİK RANKİNE SİSTEMİ VE TÜRBİNİNİN TASARIMI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr.Fırat Oğuz Edis**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. N. L. Okşan Çetiner Yıldırım**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Recep Öztürk
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **25.11.2016**
Savunma Tarihi : **23.12.2016**



Tüm aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimime başlamama katkıda bulunan, gerek teknik bilgi desteği gerek dostane davranışlarıyla her zaman yanımda olduğunu hissettiren, hayatın her anında paylaştığı tecrübelerinin hayatıma etkisini hissettiğim saygıdeğer danışmanım Prof.Dr. Fırat Oğuz EDİS'e ve bu çalışmada teknik bilgisi ve çalışmalarıyla yol gösterici olan saygıdeğer Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e minnet ve teşekkürlerimi sunarım.

Bu yoğun süreçte, sonsuz sabırlarıyla sıkıntılarımı ve dertlerimi dinleyip beni motive eden ve destek olan dostlarım İlayda OKSAL ve Seçil DAĞLAR'a, bana olan sonsuz güvenini her zaman dile getirerek beni motive eden sevgili kuzenim Çağla AKYÜREK'e, aradaki mesafeye rağmen varlığını her zaman yanımda hissettiğim ve kötü hissettiğim anlarda beni profesyonel bakış açısıyla rahatlatan sevgili dostum Bilge KOL'a ve yanımda olan tüm arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim ve bu çalışma süresince tüm zorlukları benimle göğüsleyen, bana olan güvenini ve takdirini her daim dile getirerek beni motive eden ve hayatımın her evresinde bana destek olan Saygın SAYIN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Her zaman olduğu gibi bu çalışma süresince de sınırsız sevgi, özveri ve destekleriyle yanımda olan, ablam Aslı GÜLŞEN, annem Nevin GÜRLEK, babam Hikmet GÜRLEK ve teyzelerim Nurcan ÖZDOĞAN, Bircan ÖZDOĞAN ve Gül AKYÜREK başta olmak üzere tüm aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Kasım 2016

Nuriye Anıl GÜRLEK
(Uzay Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER	v
SEMBOLLER	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
ÖZET	xv
SUMMARY	xix
1 GİRİŞ	1
2 LİTERATÜR TARAMASI	3
2.1 Buharlı Güç Sistemleri ve Rankine Çevrimi	3
2.2 Organik Rankine Çevrimi Güç Sistemleri	6
2.2.1 ORÇ sistemlerinin sınıflandırılması ve uygulamaları	7
2.2.2 ORÇ Sistem Teknolojisi	9
2.2.2.1 Çevrim yapısı	9
2.2.2.2 Çalışma akışkanı	10
2.2.2.3 Isı değiştiriciler.....	12
2.2.2.4 Döner ekipmanlar	13
2.2.3 Kurulu ORÇ Sistemleri.....	13
2.3 Organik Rankine Çevrimlerinde Kullanılan Genişleticiler	16
2.3.1 Pozitif Yer Değiştirmeli Genişleticiler	18
2.3.1.1 Vidalı Genişletici	18
2.3.1.2 Spiral Genişletici.....	19
2.3.1.3 Döner Kanatlı Genişletici.....	20
2.3.1.4 Pistonlu Genişletici	21
2.3.1.5 Geretor.....	21
2.3.2 Dinamik Genişleticiler	22
2.3.2.1 Eksenel Türbinler	22
2.3.2.2 Radyal Türbinler	22
3 ORÇ TERMODİNAMİK ÇEVİRİM TASARIMI	27
3.1 Sistem Tasarım Hedefleri	27
3.1.1 Tasarım hedefi	27
3.1.2 Akışkan seçimi.....	27
3.1.3 Çevrim yapısı	29
3.1.4 Pompa veriminin belirlenmesi	29
3.1.5 Genişletici çeşidi ve veriminin belirlenmesi.....	29
3.1.6 Isı değiştirici seçimi	31
3.2 Termodinamik Çevrim Tasarımı	32
3.3 Termodinamik Çevrim Tasarım Sonuçları	36
4 RADYAL ÇIKIŞLI BUHAR TÜRBİNİ TASARIMI	39
4.1 Radyal Çıkışlı Türbin Yapısı	39
4.2 Radyal Çıkışlı Türbin Ön Tasarım Metodu	41

4.2.1	Zturbo Yazılımı ile Türbin Ön Tasarımı,.....	41
4.2.2	Kanat Geometrisi Oluşturma	44
4.3	Radyal Çıkışlı Türbin Ön Tasarımı	45
4.4	Radyal Çıkışlı Türbin Ön Tasarımı Sonuçları	50
5	DEĞERLENDİRME	57
	KAYNAKLAR	59



KISALTMALAR

ORÇ	: Organik Rankine Çevrimi
RÇ	: Rankine Çevrimi
R123	: 1,1,1-Trifluoro-2,2-dichloroethane,
R245fa	: 1,1,1,3,3-Pentafluoropropane
R245ca	: 1,1,1,2,3-Pentafluoropropane
R134a	: 1,1,1,2-Tetrafluoroethane
NIST	: National Institute of Standards and Technology
ODP	: Ozone Depletion Potential (Ozon Tükenme Potansiyeli)
GWP	: Global Warming Potential (Küresel Isınma Potansiyeli)
NURBS	: Non-Uniform Rational Basis Spline
NACA	: National Advisory Committee for Aeronautics
BDA	: Blade Discharge Angle (Kanat Çıkış Açısı)



SEMBOLLER

Q	: Isı
q	: Isıl kapasite
W	: İş
η	: Verim
h	: Entalpi
Δh	: Entalpi farkı
s	: Entropi
T	: Sıcaklık
ΔT	: Sıcaklık farkı
p	: Basınç
Δp	: Basınç farkı
\dot{m}	: Debi
ρ	: Yoğunluk
μ	: Dinamik viskozite
r	: Yarıçap
D	: Çap
b	: Veter uzunluğu
b_{rad}	: Radyal veter uzunluğu
A	: Alan
o	: İki kanat arası boğaz genişliği
h_p	: Kanat yüksekliği
S	: İki kanat arası uzaklık
n_{kanat}	: Kanat sayısı
ϕ	: Akım katsayısı
Ψ	: Yük katsayısı
R	: Reaksiyon derecesi
ζ	: Kayıp katsayısı
N	: Türbin devir sayısı
v	: Mutlak hız
w	: Bağlı hız
u	: Çevresel hız
a	: Ses hızı
M	: Mach sayısı
γ	: Yerleştirme açısı
α	: Mutlak akış açısı
β	: Bağlı akış açısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: ORÇ sistemlerinin sınıflandırılması [3].	8
Çizelge 2.2: Türkiye'deki kurulu ORÇ sistemleri [7].	15
Çizelge 2.3: Piyasada bulunan genişleticiler.	18
Çizelge 3.1: ORÇ sistemlerinde sıklıkla kullanılan organik akışkanların termodinamik özellikleri.	28
Çizelge 3.2: Akışkan güvenlik seviyesi [43].	28
Çizelge 3.3 : Akışkanların güvenlik seviyeleri ve doğaya zarar verme potansiyelleri.	29
Çizelge 3.4: Farklı türbin giriş sıcaklığı ve evaporatör basınçlarında verim analizi sonuçları.	34
Çizelge 3.5: Farklı kondenser giriş sıcaklığı ve kondenser basınçlarında verim analizi sonuçları.	36
Çizelge 3.6: Termodinamik çevrim tasarım girdi değerleri.	36
Çizelge 3.7: Termodinamik çevrim tasarımı sonuçları.	37
Çizelge 4.1: Tahmini türbin ön tasarım girdi değerleri.	43
Çizelge 4.2 : Türbin ön tasarım girdi değer aralıkları.	47
Çizelge 4.3: A3K7 profili kalınlık dağılımı [42].	49
Çizelge 4.4: Türbin ön tasarım sonuçları.	50
Çizelge 4.5: Türbin kademe genişleme oranları ve reaksiyon dereceleri.	50
Çizelge 4.6: Türbin giriş-çıkış termodinamik çıktıları.	50



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Rankine çevrimi şeması.	4
Şekil 2.2: Rankine çevrimi sıcaklık-entropi grafiği.....	4
Şekil 2.3: Enerji kaynağı sıcaklığı ile ORÇ sistemlerinin güç kapasitesi ve ORC sistemleri ile klasik buhar güç sistemleri arasındaki ilişki [3].	7
Şekil 2.4: ORÇ Uygulamaları [4].	8
Şekil 2.5: Kurulu ORÇ sistemleri haritası [7].	14
Şekil 2.6: ORÇ sistemlerinin ısı kaynaklarına göre kurulum yüzdeleri [8].	15
Şekil 2.7: a) Genişletici seçim süreci b) Genişletici tasarım süreci.....	17
Şekil 2.8: Vidalı genişletici [22].	19
Şekil 2.9 : Spiral genişletici [23].	20
Şekil 2.10: Döner kanatlı genişletici [25].	20
Şekil 2.11: Pistonlu genişletici [23].	21
Şekil 2.12: Geretor genişletici [23].	21
Şekil 2.13: Eksenel türbin [31].	22
Şekil 2.14: Radyal girişli türbin [33].	23
Şekil 2.15: Radyal çıkışlı türbin [36].	25
Şekil 3.1: Genişletici çalışma güç aralıkları [6].	30
Şekil 3.2 : R245fa sıcaklık-entropi grafiği	33
Şekil 3.3: ORÇ çevrim şeması.	37
Şekil 3.4: Termodinamik çevrim tasarımı sonucu elde edilen T-S grafiği.....	38
Şekil 4.1: NURBS eğrisi kullanılarak oluşturulan kamburluk hattı çizimi [40].	45
Şekil 4.2: Kanat profili oluşturma metodu [42].	49
Şekil 4.3: Türbin kademelerindeki basınç değişimi.	51
Şekil 4.4: Türbin kademelerindeki sıcaklık değişimi.	51
Şekil 4.5: Türbin kademelerindeki entalpi değişimi.	52
Şekil 4.6: Türbin kademelerindeki Mach sayısı değişimi.	52
Şekil 4.7: Türbin kademeleri hız uçgenleri.....	53
Şekil 4.8: Türbin meridyonel görünüşü.	54
Şekil 4.9: Türbin kanatları karşıdan görünüş.....	55
Şekil 4.10: Türbin kanatları izometrik görünüş.....	55



ORGANİK RANKİNE SİSTEMİ VE TÜRBİNİNİN TASARIMI

ÖZET

Atmosfere salınan sera gazı, dünya nüfusunun ve tüketimin artmasıyla birlikte her geçen gün artmaktadır. Enerji tüketimi, atmosfere salınan sera gazı artışında en büyük paya sahiptir. Enerji tüketim verilerine göre yapılan sıralamada endüstriyel alandaki enerji tüketimi ilk sırada yer almaktadır. Son yıllarda, endüstriyel enerji tüketiminin azaltılabilmesi için bazı verimlilik artırıcı komponentler ve süreçler işletme sürecine dahil edilse de atmosfere salınan atık ısının önüne geçilememektedir. Önlenemeyen atık ısı kayıpları enerji dönüşüm teknolojileri ile değerlendirilebilmektedir. Isı geri dönüşüm teknolojilerinden biri olan ORÇ (Organik Rankine Çevrimi) sistemleri ile atık ısıdan elektrik enerjisi elde edilerek enerji verimliliği artırılabilir.

ORÇ sistemlerinde kullanılan organik akışkanlar sayesinde düşük hacimli ve düşük maliyetli sistemler ile düşük sıcaklıklarda dahi enerji geri dönüşümü sağlanabilmektedir. Ek olarak, ORÇ sistemleri güvenilir, çevre dostu ve bakımı kolay makinalardır. Bu avantajlar ORÇ sistemlerini, endüstriyel atık ısılardan enerji geri dönüşümü için başvurulabilecek en iyi çözümlerden biri haline getirmektedir.

Enerji tüketiminin aza indirgenebilmesi için endüstriyel alanda doğa dostu enerji geri dönüşüm sistemlerinin artırılması gerekmektedir.

Gerek Türkiye'de düşük sıcaklıklı atık ısı kaynaklarından enerji geri dönüşümü sağlayan sistemlerin çok az sayıda olması, gerek kurulu sistemlerin yurt dışı menşeli olması, bu alanda ulusal ar-ge çalışmalarının gerekliliğini göstermektedir. Bu nedenle, bu çalışma sonucunda ORÇ sistemlerinin araştırma ve geliştirme safhalarına katkı sağlayabilecek çıktılara ulaşılması hedeflenmiştir.

Bu çalışmada, öncelikli olarak buharlı güç sistemleri ve bu sistemler için ideal çevrim olan Rankine çevrimine dair teorik bilgilere ulaşılmıştır. Rankine çevrim hesaplamalarında kullanılan denklemler derlenerek termodinamik çevrim tasarımı için alt yapı oluşturulmuştur. ORÇ güç sistemlerinin sınıflandırma yöntemleri incelenmiş, uygulama alanlarının anlaşılması için ısıl enerji kaynakları hakkında bilgi edinilmiştir. ORÇ teknolojisi ve sistemde kullanılan komponentlere dair çok ayrıntılı olmayan kısa bir araştırma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada çevrim yapısının verimliliğe etkisi, çalışma akışkanı seçim kriterleri, ısı değiştiriciler ve döner ekipmanlar incelenmiştir. Genel ORÇ sistemleri literatür araştırmasında son olarak kurulu sistemlerin verilerine ulaşılmıştır. Türkiye'de kurulu sistemlerin verileri derlenerek tablo halinde sunulmuştur. Bu analiz sonucunda, ulusal ihtiyaç ortaya çıkmış ve çalışma hedefi pekiştirilmiştir. Literatür araştırmasının son kısmında ise çalışmanın asıl ilgi alanı olan, ORÇ sistemlerinde kullanılan genişleticiler incelenmiştir. Bu incelemede, küçük ORÇ sistemleri için çoğunlukla, basit yapıları ve düşük maliyetli olmalarından dolayı pozitif yer değiştirmeli genişleticilerin, daha yüksek güç kapasiteli ORÇ sistemlerinde ise turbo- genişleticilerin tercih edildiği gözlenmiştir. Kurulu ORÇ sistemlerinde kullanılan genişleticiler araştırılmıştır. 20 kW güç kapasitesine kadar pozitif yer değiştirmeli genişleticilerin tercih edildiği, 20 kW ile 110 kW arasında hem pozitif yer değiştirmeli (özellikle vidalı genişletici) hem de turbo- genişleticilerin tercih edildiği, 110 kW üstünde ise yalnızca turbo- genişleticilerin çözüm olarak sunulduğu sonucuna

varılmıştır. Genişleticileri tanıyabilmek için, tüm çeşitlerin yapıları, çalışma prensipleri, güç kapasiteleri, avantaj ve dezavantajları üzerine araştırma gerçekleştirilmiştir.

Literatür araştırmasında elde edilen bilgiler ile sistem tasarım hedefleri oluşturulmuştur. İlk olarak sistem güç kapasitesinin 100 kW, ısıl veriminin ise en az %15 olması hedeflenmiştir. Kaynak sıcaklık aralığının 80-200 °C olmasının belirlenmesinin ardından, bu sıcaklık aralığında çalışabilecek akışkanlar araştırılmış, akışkan seçim kriterleri (kritik ve maksimum sıcaklık- basınç değerleri, özgül ısıları, moleküler ağırlıkları, güvenlik seviyeleri, ozon tabakasına zarar verme ve küresel ısınmaya katkı seviyeleri) göz önüne alınarak, verimliliği en yüksek olacak akışkanın R245fa olduğu sonucuna varılmıştır. Akışkan seçiminin ardından çevrim yapısı belirlenmiştir. Yoğuşturucu (kondenser) önündeki yüksek sıcaklığın düşürülerek soğutmada harcanan gücün azaltılmasının hem sistem verimini arttıracığı hem de sistem hacmini küçülteceği düşüncesi ile çevrimde ara ısı değiştirici kullanılmasına karar verilmiştir. Pompa verimliliği, sisteme uygun pompa seçimi gerçekleştirileceği varsayılarak, %70 olarak belirlenmiştir. Genişletici olarak, hedeflenen güç kapasitesine uygun ve düşük devir sayılarında verimli çalışabilen radyal çıkışlı türbin seçilmiştir. Seçilen türbinin veriminin en az %70 olması hedeflenmiştir. Son olarak, sistemde su soğutmalı kondenser kullanılması ve suyun sıcaklığı 28 °C alınarak tasarım yapılması kararı verilmiştir.

Termodinamik çevrim tasarımı için gerekli girdi parametrelerinin (evaporatör basıncı, kondenser basıncı, türbin giriş sıcaklığı) belirlenmesi için çalışma akışkanı olarak seçilen R245fa'nın farklı çalışma koşullarındaki ısıl verimliliği analiz edilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı, türbin verimini doğrudan etkilediği için, akışkanın çıkabildiği maksimum değer olan 166,85 °C seçilmiştir. Bu değerde farklı basınçlarda yapılan analizler sonucu, en yüksek verimliliği veren ve kritik seviyeyi aşmayan evaporatör basınç değeri 31 bar olarak belirlenmiştir. Yoğuşma basıncı düştükçe yoğuşma sıcaklığı da düştüğü için ısıl kapasite ve dolayısıyla hacim azaldığından, kondenser basıncının olabildiğince düşük olmasına özen gösterilmiştir. Basınç belirlenirken, kondenser giriş sıcaklığının soğutma suyunun giriş sıcaklığının altına düşmemesine dikkat edilmiştir. Sonuç olarak kondenser basıncı 2 bar olarak belirlenmiştir.

Çevrim tasarım hesapları, sanayi-üniversite işbirliği içerisinde gerçekleştirilen bir ORÇ sistemi tasarımı ve imalatı projesi kapsamında hazırlanmış olan bir bilgisayar kodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Termodinamik çevrim analizi sonucunda, 2,713 kg/s akışkan debisi ile %16,118 verimle 100 kW güç üreten bir sistem tasarlanmıştır. Tasarım çıktısı olarak, giriş çıkış istasyonlarındaki basınç, sıcaklık ve entalpi değerleri ve komponentlerin (evaporatör, kondenser, reküperatör ve pompa) güç kapasiteleri belirlenmiştir.

Genişletici olarak seçilen radyal çıkışlı türbin tasarımından önce bu tip türbinlerin geometrik yapısı incelenmiştir. Yapılan araştırma sonucunda, radyal çıkışlı türbin tasarımının, özellikle ORC türbinleri için geliştirilmiş olan zTurbo yazılımı ile gerçekleştirilmesine karar verilmiştir. zTurbo yazılımının yapısı incelenmiş, girdi parametreleri için tahmini değer aralıkları literatür araştırması ile belirlenmiştir. Ek olarak, tasarımda kullanılacak kayıp korelasyonu seçimi için literatürdeki çalışmalar incelenmiştir. Bu çalışmalarda, Craig&Cox korelasyonunun uç kayıplarını yeterince iyi tahmin edemediğini, Traupel korelasyonunun ise analiz değerlerinden daha yüksek ama Craig&Cox'a göre daha yakın tahmin edebildiği gözlenmiştir. Toplam kayıp tahmininde de Traupel'in analiz değerlerine daha yakın değerler sağladığı gözlenmiştir. Bu nedenle tasarımda Traupel kayıp korelasyonunun uygulanmasına karar verilmiştir. zTurbo yazılımı ile ön tasarım denemeleri gerçekleştirilmiştir. Farklı

girdi verileri ve kayıp korelasyonları ile birçok deneme yapılmış, çıktı verilerinde öncelikle verim daha sonra geometri değerlerine dikkat edilmiştir. Hedef doğrultusunda gerçekleştirilen ön tasarım deneme çalışmalarında, farklı değerlerdeki girdilerin çıktılara etkisi ayrıntılarıyla incelenmiştir. Dört kademeli türbin tasarım denemelerinde, kademelerin farklı genişleme oranlarına sahip olmalarının performansı arttırdığı gözlenmiştir. Kademelerin reaksiyon dereceleri 0,5 civarında tutulmuştur. Türbin devir hızı en iyi verimi sağlayacak şekilde gerçekleştirilen tasarım denemeleri sonucu belirlenmiştir. Kanat uç açıklıkları ve firar kenarı kalınlığı için, mekanik titreşim ve imal edilebilirlik kriterleri göz önüne alınarak minimum değerler seçilmiştir. Stator rotor arası mesafe küçük seçilirken, iki kademe arası mesafe bu değerler yaklaşık iki katı seçilmiştir. Akışkan yoğunluğunun azalması nedeniyle, hızın süpersonik hızlara çıkmaması için akış alanının artması, dolayısıyla kanat yüksekliğinin artması beklenir. Bu nedenle ilk kademe yüksekliği ve çapı tasarım denemeleri sonucunda belirlenmiştir. Veter uzunlukları, ilk kademe hariç, imalat kolaylığı açısından eşit seçilmiştir. Tasarım denemelerinde dikkat edilen bir diğer hususta kanat geometri açılarıdır. Hız üçgenlerindeki açıları kontrol altında tutabilmek için kanat geometri açılarının giderek artan bir profilde olması sağlanmıştır. Tasarım sonuçları (giriş-çıkış çapları ve açıları, kamburluk hattı uzunluğu) ile üç kontrol noktası belirlenmiş ve bu noktalar kullanarak NURBS eğrisi ile kamburluk hatları oluşturulmuştur. Tasarım denemeleri sonucu oluşturulan kamburluk hatları akış pasajı ve dinamiği düşünülerek yorumlanmış ve tatmin edici geometrinin kanat tasarımının yapılması karar alınmıştır. Kanat geometrisinin oluşturmada NACA A3K7 kanat profili kullanılmıştır. Belirlenen kamburluk hattı üzerinde kalınlık verilecek noktalar belirlenmiş, imal edilebilirlik unsuru ve iki kanat arası uzaklık göz önüne alınarak kalınlık oranları belirlenmiştir. Gerek görülen kademelerde kademe sayıları revize edilmiştir.

Tasarım denemeleri sonucunda, %79.5 verim ile 122.77 kW mekanik enerji üreten bir radyal çıkışlı türbin ön tasarımı gerçekleştirilmiştir.



ORGANIC RANKINE SYSTEM AND TURBINE DESIGN

SUMMARY

Atmospheric greenhouse gas is increasing day by day with the increase of world population and consumption. Energy consumption has the largest share in greenhouse gas emissions released to the atmosphere. According to the energy consumption data, the energy consumption in the industrial area is in the first place. In recent years, some efficiency enhancing components and processes have been incorporated into the operating process in order to reduce industrial energy consumption, but the waste heat released to the atmosphere can not be avoided. Inevitable waste heat losses can be utilised with energy conversion technologies. With the ORC (Organic Rankine Cycle) systems, one of the heat recycling technologies, energy efficiency can be increased by turning wasted heat energy into electric energy.

Thanks to the organic fluids used in ORC systems, low volume and low cost systems enable energy recycling even at low temperatures. In addition, ORC systems are reliable, environmentally friendly and easy to maintain. These advantages make ORC systems one of the best solutions for energy recycling of industrial waste heat. In order to reduce energy consumption, it is necessary to increase the environmentally friendly energy recycling systems in the industrial area.

The fact that there are very few systems that provide energy recycling from low temperature waste heat sources in Turkey and the fact that the installed systems are of foreign origin, this field shows the necessity of national research and development. For this reason, it is aimed to reach the output which can contribute to the research and development phases of the ORC systems as a result of this study.

In this work, the theoretical knowledge about the steam power systems and Rankine cycle, which is the ideal cycle for these systems, is reached firstly. Equations used in Rankine cycle calculations were compiled and infrastructure for thermodynamic cycle design was established. Classification methods of ORC power systems have been examined and information about thermal energy sources has been obtained for understanding application areas. A brief, non-exhaustive survey of ORC technology and the components used in the system has been carried out. In this research, efficiency of cycle structure, working fluid selection criteria, heat exchangers and rotary equipments are examined. In the literature review of the general ORC systems, the data of the installed systems are finally obtained. The data of the systems established in Turkey are compiled and presented in tabular form. As a result of this analysis, the national need is exposed and the working goal is reinforced. In the last part of the literature review, expanders used in ORC systems, which is the main interest of the study, have been examined. It has been observed in this review that positive displacement expanders are often preferred for small ORC systems because of their simplicity and low cost, while turboexpanders are preferred over higher power ORC systems. Expanders used in the installed ORC systems have been researched and following results are observed:

- Positive displacement expanders are preferred below 20 kW power capacity,

- Both positive displacement (especially screw extender) and turbo expanders are being preferred between 20 kW and 110 kW ,
- While turbo expanders are only available as solutions above 110 kW.

In order to have a better understanding of the expanders, research has been carried out on the construction of all varieties, working principles, power capacities, advantages and disadvantages. System design goals were established with the information obtained in the literature survey. Firstly, it is aimed that the system power capacity is 100 kW and the thermal efficiency is at least 15%. After determining the source temperature range to be 80-200 °C, the fluids that can work in this temperature range were investigated and the fluid selection criteria (critical and maximum temperature-pressure values, specific heat, molecular weights, safety levels, ozone depletion and global warming levels) , Resulting in the highest efficiency fluid being R245fa. After the fluid selection, the cycle structure was determined. By decreasing the high temperature in front of the condenser the power consumed in cooling is reduced. This increase the efficiency of the system and decrease the system volume. That is why the use of a recuperator is decided. Pump efficiency was set at 70%, assuming that the pump selection would be made appropriate for the system. As an expander, a radial-outflow turbine suitable for the targeted power capacity and capable of working efficiently at low speeds has been chosen. It is targeted that the efficiency of the selected turbine is at least 70%. Finally, it was decided to design the system by using water-cooled condenser with water temperature 28 °C.

The thermal efficiency of R245fa, selected as the working fluid for the determination of the input parameters (evaporator pressure, condenser pressure, turbine inlet temperature) required for thermodynamic cycle design, was analyzed. Since the turbine inlet temperature directly affects the turbine efficiency, the maximum value 166,85 °C that the fluid can reach is selected. Analyzes made at different pressures at this value yielded the highest efficiency and the evaporator pressure value not exceeding the critical level was set at 31 bar. Care has been taken to ensure that the condenser pressure is as low as possible since the thermal capacity and therefore the volume is reduced as the condensation pressure drops as the condensation temperature also drops. When the pressure is determined, it is noted that the condenser inlet temperature does not fall below the inlet temperature of the coolant. As a result, the condenser pressure was set at 2 bar.

The cycle design calculations were carried out using a computer code prepared within the scope of an ORC system design and manufacturing project carried out in university and industry collaboration. As a result of the thermodynamic cycle analysis, a system that produces 100 kW power with an efficiency of 16,118% was designed with 2,713 kg / s fluid flow. As a design output, the power capacities of the components of the pressure, temperature and enthalpy in the inlet and outlet stations (evaporator, condenser, recuperator and pump) are determined. Before the design of radial outflow turbine, the geometric structure of such turbines have been investigated.

As a result of the research, it was decided to implement the radial outflow turbine design with zTurbo software especially developed for ORC turbines. The structure of the zTurbo software is examined and the estimated value ranges for the input parameters are determined by literature search. In addition, studies in the literature have been examined to select the loss correlation to be used in design. In these studies, it was observed that Craig & Cox correlations can not predict the tip losses sufficiently, Traupel correlation is higher than the analytical values but still Traupel estimates yield more closely to the analysis than Craig & Cox correlation. It is also observed that Traupel provides values closer to the analysis values related to the total loss estimates.

For this reason, it was decided to apply Traupel loss correlation in the design. Preliminary design experiments were carried out with zTurbo software. Several experiments have been made with different input data and loss correlations. In the preliminary design trial studies carried out for target design, the output effects of the inputs in different values are examined in detail. In four-stage turbine design experiments, it has been observed that the stages have increased performance due to their different expansion rates. The reaction degree of the stages are kept around 0.5. Turbine rotation speed has been determined as the end result of the design experiments carried out to provide the best efficiency. For blade clearances and trailing edge thickness, the minimum values were chosen taking into account mechanical vibration and manufacturability criteria. While the distance between the stator and rotor is small, the distance between the two stages is chosen to be about twice this value. Due to the decrease in fluid density, the flow area is expected to increase so that the speed does not rise to supersonic speeds, and therefore the height of the blades are expected to increase. For this reason, the first stage height and diameter were determined as a result of design experiments. Chord lengths were chosen equally in terms of ease of manufacture, with the exception of the first stage. Another important consideration in design experiments is the angles of the blade geometry. In order to keep the angles in the velocity triangles under control, it is ensured that the angles of the blade geometry consecutively increase. Three control points were determined by design results (input-output diameters and angles, camber line length), and by using these points, lines of curvature were formed by NURBS curves. While designing the camberline, flow path and flow dynamics have been taken into consideration, as a result, it has been decided to design the wing of the satisfactory geometry. The NACA A3K7 blade profile was used to construct the geometry. Thickness points were determined on the camber line and tangentially extruded to form the thickness taken into account the manufacturability and the distance ratios were determined considering the manufacturability factor and the distance between consecutive blades. When considered necessary, the required number of stages have been revised. As a result of the design studies, preliminary design of a radial output turbine which produced 122.77 kW mechanical energy with an efficiency of 79.5% was carried out.



1. GİRİŞ

Atmosfere salınan sera gazı artışında en büyük payı enerji tüketimi almaktadır. 1949 ile 2015 yılları arasında Amerika Birleşik Devletleri Enerji Enformasyon İdaresinin internet sitesinden edinilen bilgilere göre endüstriyel alanda enerji tüketimi 1980'li yılların başına kadar artış gösterirken, 1980'li yılların ortasından itibaren tüketim artışı azalmıştır. Özellikle son yıllardaki artış seviyesi çok daha aza indirgenmiştir. Artış seviyesinin düşmesinin nedeni verimliliğin sürekli arttırılmasının hedeflenmesidir. Bu hedef doğrultusunda, enerji tüketimini aza indirgeyen buhar kazanı, kurutucu, reaktör, ayırıcı gibi yardımcı ekipmanlar endüstride sıklıkla kullanılmaktadır. Bu çabalara rağmen atmosfere salınan atık ısının önüne geçilememektedir.

Atık ısı değerlendirme, endüstri tesislerinde enerji verimliliğini arttırıcı çalışmaların başında gelmektedir. Bu nedenle, atık ısıdan enerji dönüşümü sağlamak için farklı çözümler üretilmektedir. Bu çözümlerin başında klasik buhar teknolojisi gelmektedir. Klasik buhar sistemlerinde, ısıl gücü çeken çalışma akışkanı olarak genellikle su kullanılmaktadır. Bu sistemler suyun buharlaşma sıcaklığının yüksek, yoğunluğunun ise düşük olması nedeniyle hacimsel olarak çok büyük yapılardır. Bu nedenle bu gibi yapılar nispeten büyük işletmelerde kurulabilmektedir. Orta ve küçük endüstri işletmelerinin atık ısı geri dönüşümünü sağlayabilmeleri için klasik buhar sistemlerine alternatif olarak ORÇ (Organik Rankine Çevrimi) sistemleri bulunmaktadır. ORÇ sistemleri ile kazan, baca vb. atık ısı üreten kaynaklardan elde edilen ısıl güç ile elektrik enerjisi elde edilebilmektedir. ORÇ sistemlerinde kullanılan organik akışkanların kaynama noktalarının düşük olması sayesinde düşük sıcaklıklarda dahi enerji dönüşümü sağlanabilirken, moleküler ağırlıklarının yüksek olması sayesinde de hacimsel olarak küçük komponentler ile bir sistem kurulabilmektedir. Kısacası, düşük maliyetli ORÇ sistemleri ile endüstriyel atık ısıların geri dönüşümü sağlanarak işletme enerji tüketimi aza indirgenebilmektedir.

Son yirmi yılda ORÇ sistemleri üzerinde çok geniş çaplı çalışmalar gerçekleştirilmiş, 0.2-2 MWe güç aralığında bir çok sistem ticari olarak faaliyete alınmıştır [2]. ORÇ sistemleri kapasitesi gün geçtikçe artmaktadır ve 1995 yılından sonra kurulan sistemlerin sağladığı gücün 200 MWe seviyesinin üzerinde olduğu öne sürülmektedir

[3]. Kurulu ORÇ sistemlerinin neredeyse üçte ikisinde jeotermal kaynaklardan yararlanılırken, sadece onda birinde atık ısı kaynaklarından yararlanılmaktadır.

Endüstriyel sera gazı salınımının aza indirgenebilmesi ve enerji verimliliğinin arttırılabilmesi için atık ısının değerlendirilmesi gerekmektedir. Gerçekleştirilen ön araştırmada, Türkiye'de düşük sıcaklıklı atık ısı kaynaklarından enerji geri dönüşümü sağlayan sistemlerinin çok az sayıda olduğu, kurulu sistemlerin de üreticilerinin yurt dışı firmaları olduğu gözlenmiştir. Bu nedenle bu çalışmada, atık ısı kaynaklı bir ORÇ sistemi termodinamik çevrim tasarımı ve bu sisteme entegre olacak bir genişletici tasarımı gerçekleştirilerek, bu gibi sistemler için araştırma ve geliştirme safhalarında dikkat edilecek hususların belirlenmesi hedeflenmiştir.

Bu çalışma kapsamında, öncelikle olarak ORÇ sistemlerine dair genel bir literatür araştırması gerçekleştirilecektir. Bu literatür araştırmasına ek olarak ORÇ sistemlerinde kullanılan genişletici çeşitleri incelenecektir. Literatür araştırmasının ardından, 100 kW güç üretebilecek atık ısı kaynaklı bir ORÇ sistemi tasarımı için tasarım hedefleri oluşturulacaktır. Tasarım hedefleri oluşturulurken, literatür araştırmasından elde edilen bilgiler kullanılarak çalışma akışkanı ve genişletici seçilecektir. Ardından, termodinamik çevrim tasarımı ve bu tasarım sonucu elde edilen çıktılar ile de seçilen genişleticinin ön tasarımı gerçekleştirilecektir.

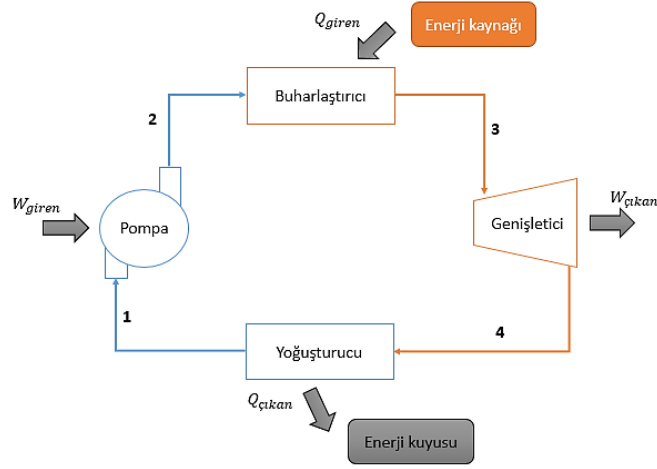
2. LİTERATÜR TARAMASI

2.1 Buharlı Güç Sistemleri ve Rankine Çevrimi

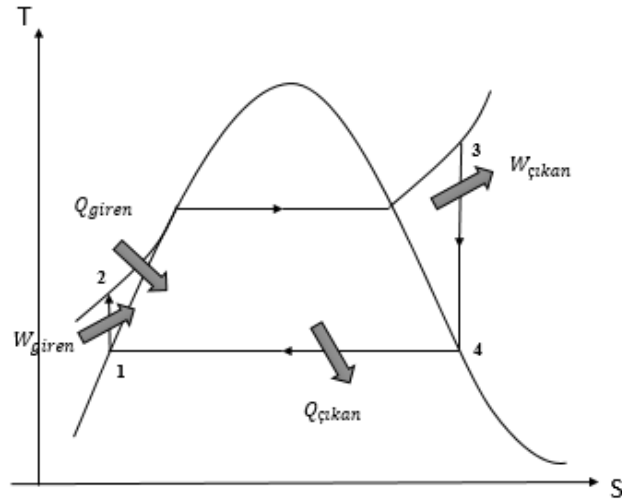
Isı enerjisini işe dönüştüren makinalar ısı makinaları olarak adlandırılır. Buharlı güç sistemlerinde de ısı işe dönüştüğü için bu sistemler birer ısı makinasıdır ve bu sistemlerde yanma makinanın dışındadır. Bu nedenle, dıştan yanmalı ısı makinası olarak adlandırılır. Buharlı güç sistemlerinde; bir ısı enerjisi kaynağı sayesinde çalışma akışkanı buharlaşır ve bir genişleticide enerjinin bir bölümü mekanik işe dönüştürülür, ısı enerjinin geri kalan bölümü bir ısı enerjisi kaynağına iletilir. Buharlı güç sistemlerindeki ısı geçişleri bir akışkan (çalışma akışkanı) aracılığıyla bir çevrim içerisinde gerçekleşir. Çevrim içerisinde akışkan hal değişimleri ile sistem ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştürür. Buhar çevrimlerinde, suyun ucuz olması, ulaşılabilirliğin kolay olması ve yüksek buharlaşma entalpisi gibi avantajları nedeniyle yaygın olarak kullanılan akışkan sudur. Termik santral, nükleer santral, doğal gaz santrali, vb. olarak bilinen sistemler, aslında buharlı güç sistemleridir. İsimlerinden de anlaşılacağı üzere, buhar güç sistemleri yararlandıkları ısı kaynaklarına ve kullandıkları yakıtlara göre sınıflandırılırlar. [1].

Buharlı güç sistemlerinde Rankine çevrim prensibi uygulanır. Rankine çevriminde dört istasyonda dört adet hal değişimi gerçekleşir. Öncelikle doymuş sıvı haldeki çalışma akışkanı pompa ile sıkıştırılarak basıncı yükseltilir. Sıkıştırma işlemi ile akışkanın özgül hacminde azalma meydana geldiğinden sıcaklık bir miktar artar. Ardından buharlaştırıcıda sisteme ısı kaynağından sabit basınçta ısı geçişi olur. Bu sırada akışkan önce kaynar ve buharlaşır, ardından kızdırılır. Kızdırılan akışkanın bir genişletici ile basıncı düşürülür ve bu sırada dönen mil ile mekanik güç elde edilir. Mil genellikle elektrik üretimi için bir jeneratöre bağlanarak, mekanik enerjinin elektrik enerjisine dönüşmesi sağlanır. Son olarak, genişleticiden çıkan düşük sıcaklık ve basınçtaki gaz-sıvı veya gaz halindeki akışkandan, tamamen sıvı hale gelinceye kadar yoğunlaştırıcıda ısı çekilir. Gerçekleşen hal değişiminin ardından, yoğunlaştırıcıdan doymuş sıvı halinde çıkan akışkan pompaya girerek çevrim tamamlanır [1].

Basit ideal Rankine çevrim şeması Şekil 2.1’de, sıcaklık-entropi diyagramı ise Şekil 2.2’de gösterilmektedir.



Şekil 2.1: Rankine çevrimi şeması.



Şekil 2.2: Rankine çevrimi sıcaklık-entropi grafiği.

Q_{giren} : Isıl enerji kaynağından çalışma akışkanına geçen ısı,

$Q_{cıkan}$: Çalışma akışkanından düşük sıcaklıktaki enerji kuyusuna geçen ısı,

W_{giren} : Çalışma akışkanını buharlaştırıcı basıncına sıkıştırmak için yapılan iş,

$W_{cıkan}$: Buharın türbinde genişlerken yaptığı iş,

Çevrim bir kapalı sistem içerisinde gerçekleştiğinden dolayı iç enerji değişimi sıfırdır. Bu nedenle, denklem (2.1)’de belirtildiği gibi, sistemin net işi net ısı alışverişine eşit olmaktadır [1]. Denklem (2.2)’ye göre de net iş, genişleticiden elde edilen iş ile sistemin çalışması için gerekli işin farkına eşit olmaktadır [1].

$$W_{net,çıkan} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \quad (2.1)$$

$$W_{net,çıkan} = W_{çıkan} - W_{giren} \quad (2.2)$$

Buharlı güç sisteminin ısı verimi, denklem (2.3)'de belirtildiği gibi, giren ısı enerjisinin net işe dönüştürülme yeteneğidir [1].

$$\eta_{ısı} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_{giren}} = 1 - \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \quad (2.3)$$

Buharlaştırıcıda ısı kaynağından akışkana geçen enerji, denklem (2.4)'de belirtildiği gibi, akışkan debisinin kazan giriş çıkışındaki entalpi farkı ile çarpımından hesaplanır [1].

$$Q_{giren} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.4)$$

Genişleticide üretilen mil işi, denklem (2.5)'de belirtildiği gibi, akışkan debisinin genişletici giriş çıkışındaki entalpi farkı ile çarpımından hesaplanır. Genişleticinin izentropik verimi ise denklem (2.6)'daki gibi ifade edilmektedir [1].

$$W_{çıkan} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (2.5)$$

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4s})} \quad (2.6)$$

Yoğuşturucuda çevreye atılan ısı, denklem (2.7)'de belirtildiği gibi, akışkan debisinin yoğuşturucu giriş çıkışındaki entalpi farkı ile çarpımından hesaplanır. Pompada harcanan iş ise [denklem (2.8) ile ifade edilir [1].

$$Q_{çıkan} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (2.7)$$

$$W_{giren} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.8)$$

Sistemin toplam verimi, pompanın çalışması ve kontrolü için gerekli elektrik motorunda harcanan elektrik, soğutucu sistemindeki su pompası veya fanların elektrik motorlarında harcanan elektrikleri ve jeneratör verimliliği göz önüne alınarak hesaplanır.

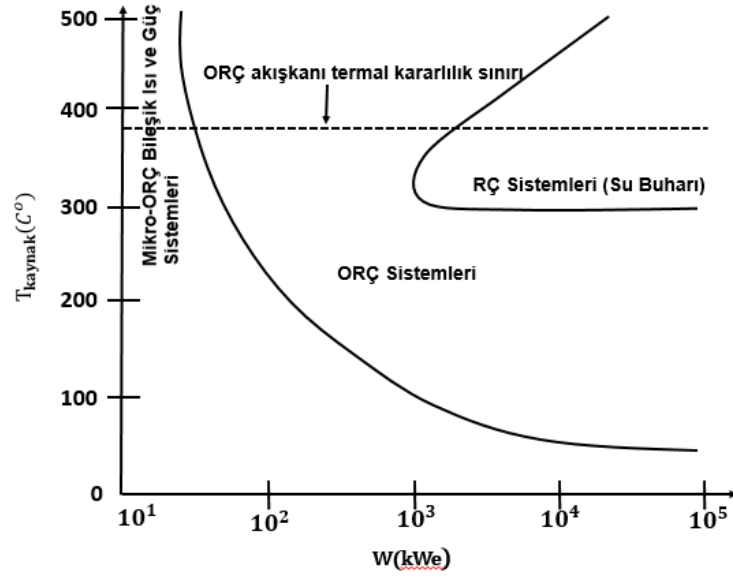
Üretilen net elektrik (yardımcı sistemlerin harcadığı elektrik enerjileri ile birlikte) ile ısı kaynağından akışkana geçen ısı enerjisi oranlanarak sistemin toplam verimi bulunur.

2.2 Organik Rankine Çevrimi Güç Sistemleri

Bir önceki bölümde aktarıldığı üzere, buharlı güç sistemlerinde ideal çevrim Rankine çevrimi olmakla birlikte bu sistemlerde en yaygın kullanılan akışkan sudur. Suyun kaynama noktasının yüksek olması ısı kaynağının daha yüksek sıcaklıklarda olmasını gerektirmektedir. Düşük sıcaklıklarda ısı üreten kaynaklardan enerji üretimi gerçekleştirebilmek için kaynama noktası daha düşük olan çalışma akışkanları seçilmesi gerekliliği doğmuştur. Bu gereklilik üzerine, Rankine çevriminde akışkan olarak kaynama noktaları sudan düşük olan organik akışkanlar kullanılmaya başlanmış ve bu çevrime Organik Rankine Çevrimi adı verilmiştir [2].

ORÇ güç sistemlerinde teknoloji gelişimi hızla artmaktadır. Enerji üretim sahalarına ve çalışma koşullarına göre özgün çevrim tasarımları ve komponent konfigürasyonları geliştirilmektedir. Özgün ve birbirinden farklı tasarım konfigürasyonları sayesinde benzer isterlerde sistemler için farklı ürünler ortaya çıkabilmektedir.

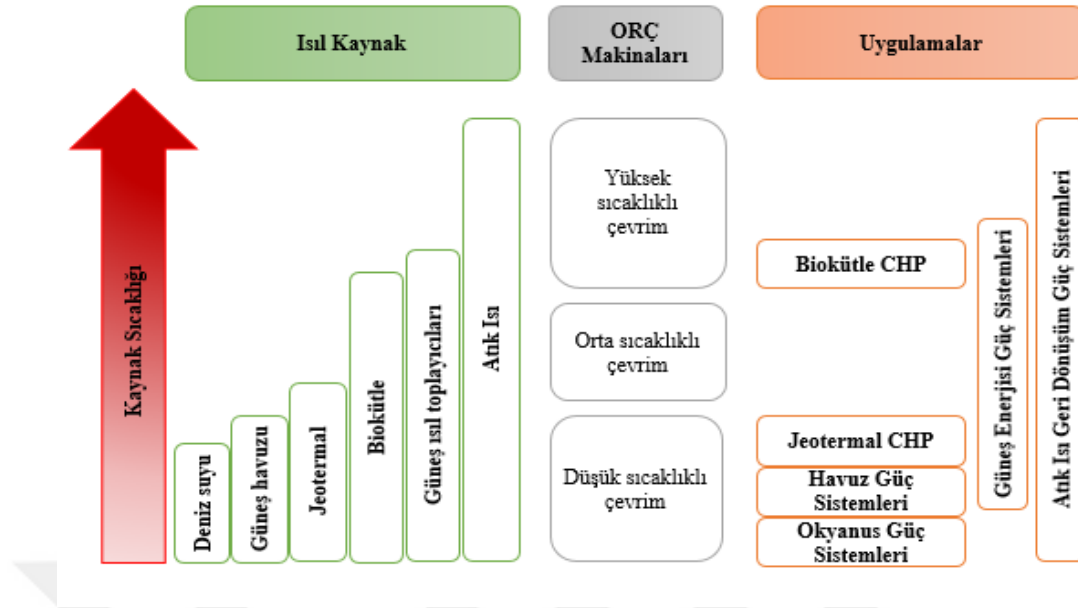
Bir ORÇ sistemi, ısı enerji kaynağı ve güç kapasitesi bilgilerine göre tasarlanmakta ve gerekli çözümler üretilmektedir. Collonna, P. ve diğ.[3]'nin makalesinden alıntılanan Şekil 2.3'de sunulan grafikte enerji kaynağı sıcaklığı ile ORÇ sistemlerinin güç kapasitesi ve ORÇ sistemleri ile klasik buhar güç sistemleri arasındaki ilişki görülmektedir. Bu grafik seminer tarihi olan 2011 yılına kadar var olan çalışmalar ve ürünler incelenerek oluşturulmuştur. Collonna, P. ve diğ.[3]'nin makalesinde, bu sistem üzerindeki çalışmaların yoğunluğundan dolayı bu grafiğin sınırlarının değişeceği görüşünü savunmaktadır.



Şekil 2.3: Enerji kaynağı sıcaklığı ile ORÇ sistemlerinin güç kapasitesi ve ORC sistemleri ile klasik buhar güç sistemleri arasındaki ilişki [3].

2.2.1 ORÇ sistemlerinin sınıflandırılması ve uygulamaları

ORÇ sistemleri genellikle düşük sıcaklık sağlayan ısı kaynaklarından enerji elde etmede kullanıldığından, jeotermal, biokütle, güneş radyasyonu ve endüstriyel atık ısının enerji geri dönüşümünde tercih edilmektedir. Bu sistemlerin sınıflandırmasında ilk olarak ısı enerji kaynakları değerlendirilmektedir. Isıl enerji kaynak kapasitesine göre belirlenen maksimum çevrim sıcaklığı ise ikinci sırada gelen sınıflandırma kategorisidir. Bu iki kritere göre sınıflandırılan ORÇ uygulamalarının gösterimi Şekil 2.4'te sunulmuştur. Bir sonraki sınıflandırma kategorisini çalışma akışkanı çeşitleri oluşturmaktadır. Bunun nedeni, çalışma akışkanının sistemin maksimum çevrim sıcaklığı ve basıncına göre seçilmesidir. Diğer sınıflandırma kategorileri ise güç kapasitesi, çevrim konfigürasyonu, çalışma akışkanı ısıtma ve soğutma çevrimleri, genişletici tipi ve jeneratör ile bağlantı şeklidir. Bu özelliklere göre Collonna,P. ve diğ.[3]'nin oluşturduğu sınıflandırma tablosundan yararlanılarak oluşturulan Çizelge 2.1 aşağıda sunulmuştur.



Şekil 2.4: ORÇ Uygulamaları [4].

Çizelge 2.1: ORÇ sistemlerinin sınıflandırılması [3].

Isıl Enerji Kaynağı	Maksimum Çevrim Sıcaklığı (°C)
Jeotermal : Basınçlandırılmış su, buhar Biokütle : Yanma Güneş Radyasyonu : Parabolik, fresnel Endüstriyel Isı : Soğutma , alev, atık gaz Baca Gazı : Sabit, mobil	Yüksek T>250 Orta 150<T<250 Düşük T <150
Çalışma Akışkanı	Güç Kapasitesi
HC(Hidrokarbon) : Alkanlar, aromatikler, alkoller FC(Fluorakarbon) : Perfluorokarbonlar, Hidrofluorokarbonlar Karbondioksit Karışımlar	Mikro P<3 kW Mini 3<P<50 kW Küçük 50<P<500 kW Orta 0.5<p<5 MW Büyük P>5 MW
Konfigurasyon	Çalışma Akışkanı Soğutma
Doymuş Kızgın Süperkritik Kademeli	Hava Su Hava-Ara döngü Su (Kombine ısı ve güç sis.)
Genişletici Tipi	Çalışma Akışkanı Isıtma
Dinamik : Eksenel, Radyal giriş ve çıkışlı türbinler Hacimsel : Spiral, Vidalı , Pistonlu, Döner Kanat	Direkt Dolaylı : Yağ, su döngüleri
Genişletici-Jeneratör Bağlantısı	Turbojeneratör Montajı
Direkt : Evirici ile Dolaylı : Dişli kutusu ile	Sızdırmaz (Hermetik) Açık(Sızdırmazlık tasarımı)

2.2.2 ORÇ sistem teknolojisi

Sistem tasarımında doğru çözümler sunabilmek için yararlanılacak kaynak sıcaklığı ve ulaşılması hedeflenen güç analizi sonucunda, tasarımda kullanılacak çevrim konfigürasyonu, çalışma akışkanı, ısı değiştirici ve genişletici türleri belirlenir. Bu komponentlerin belirlenmesi birkaç iterasyon sonucu gerçekleşebilmektedir. Sistem çevrim tasarımı bir önceki bölümde aktarılan denklemler ile farklı akışkan ve ısı değiştirici çeşitleri ile gerçekleştirilir. Ek olarak, farklı ısıtma ve soğutma çevrimleri denenerek sistemin en verimli çalıştığı komponentler ve çevrim konfigürasyonları belirlenir. Genişleticiler ise çevrim tasarımı sonucu ulaşılan güç değerine göre seçilmektedir.

2.2.2.1 Çevrim yapısı

Sistem performansını etkileyen parametrelerin başında çevrim yapısı gelmektedir. Farklı kaynak sıcaklıklarından en etkili şekilde yararlanabilmek için farklı çevrim tasarımları kullanılmaktadır. Bu konuda ayrıntılı araştırma yapmış olan Lecompte, S. ve diğ. [5], ORÇ sistemlerinde kullanılan çevrim yapılarını ayrıntılı şekilde makalesinde sunmuştur. Lecompte, S. ve diğ. [5]'nin araştırmasına göre çoğu araştırmacı, sistem ısıl veriminin artırılması için bir ara ısı değiştiriciye (reküperatör) ihtiyaç olduğunu belirtmektedir. Özellikle, atık ısı kaynaklarının kullanıldığı yüksek sıcaklıklı sistemlerde, yoğuşturma sıcaklığının da yüksek olması soğutma sırasında harcanan gücü arttırmaktadır. Ara ısı değiştirici sayesinde kondenser önündeki yüksek sıcaklık düşürülerek soğutmada harcanan güç azaltılmaktadır.

Bir diğer çevrim yapısı ise yenilemeli çevrimdir. Bu tip çevrim reküperatörlü çevrime benzemektedir. Reküperatörlü çevrimde olduğu gibi bu çevrimde de evaporatöre giren çalışma akışkanı önden ısıtılır. Bu çevrimde temel ORÇ çevrimine göre daha yüksek verim elde edilmektedir. Kaynaklar bu verim artışının seçilen çalışma akışkanına göre farklılık gösterdiğini belirtmektedir. Bu tip çevrimler ikili enerji üretim sistemleri için uygun olabilmektedirler [5].

Lecompte, S. ve diğ. [5]'nin makalesinde temel, reküperatörlü ve yenilemeli çevrimlerin performans değerlendirilmeleri sonucu řu sonuçlar çıkmıştır:

- İzentropik çalışma akışkanları ile yenilemeli çevrim daha yüksek verim sağlamaktadır.
- Kuru çalışma akışkanları ile reküperatörlü çevrim daha yüksek verim sağlamaktadır.

· Isıl verim yerine güç çıkışının parametre olarak alındığı çalışmalarda diğer iki çevrime göre atık ısı kaynağından daha fazla ısı çekebildiği için temel çevrimin en iyi çözüm olduğu saptanmıştır.

Bu çevrimlere ek olarak, organik flaş ve üçgensel çevrim çeşitleri de ORÇ sistemlerinde kullanılmaktadır. Organik flaş çevrimleri jeotermal enerji dönüşüm sistemlerinde kullanılmaktadır. Jeotermal kaynağından çıkan akışkan flaş tankına gelir ve çevrim devam eder. Üçgensel çevrim ise organik flaş çevrimine benzerdir. Çalışma akışkanını doymuş buhar haline getirebilmek için yakmak (Flashing) yerine genişletici direk çalışma akışkanı ile beslenir. Bu nedenle bu çevrimlerde iki fazlı genişletici kullanılır. Temel ORÇ çevriminden daha düşük bir verim sağlarken daha yüksek potansiyelde ısı dönüşümü sağlar [5].

2.2.2.2 Çalışma akışkanı

Organik Rankine çevriminde kullanılmak üzere en uygun akışkanın seçilmesi işlemi son derece önemlidir. Akışkan seçimi konusunda yapılan araştırmalar sistem performansını en üst düzeyde tutmak ve çevre kirliliği yaratmamak için en uygun çözümlerin bulunması için gerçekleştirilmektedir. Seçim kriterleri hakkında birçok yazar akışkanları farklı kategorilerde değerlendirmektedir. Quoilin, S. ve diğ. [6]'nin makalesindeki kategorilendirmeye göre seçim kriterleri aşağıda sunulmuştur.

- Termodinamik performans: Akışkanların kritik sıcaklık ve basınç noktaları, özgül ısıları, moleküler ağırlıkları vb. termodinamik özellikleri sistemin verimliliğini ve çıkış gücünü doğrudan etkilemektedir. Her bir termodinamik özelliğin optimum çalışma noktasını belirlemek kolay değildir. En iyi çözüme çevrim tasarımı (sistem simülasyonu) ile ulaşılır.

- İzentropik (pozitif) buhar doyma eğrisi: Islak akışkanlar negatif buhar doyma eğrisine sahiptirler. Bu nedenle ıslak akışkanlar genişleme sonunda sıvı faza geçerler ve türbinde damlacıkların oluşmasına neden olurlar. Bu durum türbinde korozyona neden olduğundan bu durumun oluşması istenmez. Bu nedenle pozitif buhar doyma eğrisi olan, kuru ve izentropik akışkanlar tercih edilir. Kuru ve izentropik akışkanlar tercih edilse de, türbin ömrünün uzun tutulabilmesi için türbin öncesi buhar kızdırılmaktadır.

- Yüksek buhar yoğunluğu: Organik akışkanların düşük hacimli sistemlerde seçilmesinin en büyük nedeni yüksek moleküler ağırlığa sahip olmalarıdır. Düşük

yoğunluğa sahip akışkanlar ile tasarlanan sistemlerde ısı değıştircilerin boyutları artmaktadır. Bu da sistem maliyetini arttırmaktadır.

- Düşük viskozite: Akışkanın hem sıvı hem de buhar fazında viskozitesinin düşük olması beklenir. Bu beklentinin en büyük nedeni sistem komponentlerinde akışkan sürtünmesinden dolayı gerçekleşecek kayıpların önlenmesidir. Ek olarak, düşük viskozite komponentlerin zarar görmesini de engellemektedir, ömürlerini uzatmaktadır.

- Yüksek iletkenlik: Isı değıştircilerde ısı transferinin daha iyi gerçekleşebilmesi için akışkanlarda yüksek iletkenlik katsayısı aranır.

- Uygun buharlaşma basıncı: Yüksek buharlaşma basıncı sistem maliyetini arttırmaktadır. Bu nedenle uygun buharlaşma basıncı optimum bir sistem tasarımı için çok önemli bir parametredir.

- Pozitif yoğuşma basıncı: Yoğuşma basıncı, atmosfer basıncından düşük olduğu takdirde, bir miktar hava sisteme kaçar. Bu durumun önlenmesi için yoğuşma basıncı atmosfer basıncından yüksek olmalıdır.

- Yüksek kararlılık sıcaklığı: Kurulacak sistem, akışkanın kararlı olduğu sıcaklık seviyesinde tasarlanmalıdır. Bu nedenle akışkanlar kaynak sıcaklığına göre seçilmelidir.

- Düşük erime noktası: Kurulacak sistemde donmanın önlenmesi için kurulumun gerçekleşeceği yerin meteoroloji verilerine bakılarak yıllık en düşük sıcaklık belirlenmelidir. Seçilecek akışkanın erime noktasının bu değerin üstünde olmasına dikkat edilmelidir.

- Yüksek güvenlik seviyesi: Akışkanın doğaya verdiği zarara ve yanıcılığına göre değerlendirilen iki adet güvenlik seviyesi tanımlıdır. Akışkan seçiminde sistem güvenliği göze alınmalıdır. Seçim sırasında akışkan güvenlik parametreleri ilgili standartlar ile kanıtlanmalıdır.

- Düşük ozon tabakasına zarar verme potansiyeli: Bu sistemler doğaya dost sistemler olarak değerlendirilip, yenilenebilir enerji üretimi sınıfında değerlendirildiklerinden dolayı kullanılan akışkanın ozon tabakasına en az etkiyi yapması gerekmektedir.

- Düşük küresel ısıtma potansiyeli: Akışkan tarafından çevreye salınan karbondioksit sera gazı ısınmasına neden olmaktadır. Bazı soğutucu gazların sera gazı ısıtma potansiyeli yüksek olmasına rağmen bunu engelleyici herhangi bir kanun düzenlenmemiştir. Doğaya dost sistemlerin kurulabilmesi için bu değer düşük olması hedeflenmektedir.

- Ulaşılabilirlik ve düşük fiyat: Sistem tasarımında her komponent için önemli bir parametre olduğu gibi, akışkan seçimi sırasında da ulaşılabilirlik ve düşük fiyat önemli bir kriter olmaktadır.

2.2.2.3 Isı değiştiriciler

Isı değiştiriciler, yapılan çevrim tasarımı sonucu elde edilen sistem kapasitesine göre seçilirler. Genellikle düşük güç çıkışlı sistemlerde genellikle küçük ve kompakt ısı değiştiriciler yeterli olmaktadır. Daha yüksek güç çıkışlı sistemlerde ise genellikle huzme borulu ve daha büyük ısı değiştiriciler tercih edilmektedir [3].

Evaporatör : Çalışma akışkanına ısı evaporatör yardımıyla aktarılır. Evaporatörde buharlaşma ve kızdırma işlemleri gerçekleşir. Çalışma akışkanına ısının aktarılmasının iki yöntem ile gerçekleşir. Birinci yöntem ısı kaynağından ısının doğrudan akışkana aktarılmasıdır. İkinci yöntem ise ısının ön çevrim aracılığıyla akışkana aktarılmasıdır. Birinci yöntemde akışkan sıcaklığı daha yüksek olmaktadır. Bu durum verimi arttırırken güvenlik ve kontrol işlemlerini zorlaştırmaktadır [3]. İkinci yöntemde ise akışkan daha düşük sıcaklıkta olmakla birlikte ön çevrimdeki pompa gücü verimi düşürmektedir. Ancak kontrolü nispeten kolay bir sistem oluşumuna yardımcıdır.

Rekuperatör : Rekuperatör çoğu sistemde ısı verimi artıran bir ara ısı değiştiricidir. Rekuperatör seçimi çalışma akışkanı ve çevrim konfigürasyonuna bağlı olarak gerçekleşir. Bazı durumlarda bu ısı değiştiricisini kullanmak çok fazla bir termodinamik avantaj yaratmaz. Fakat kullanılacak olan kondenserin boyutlarının küçülmesini sağlar ki bu da maliyeti ciddi seviyede düşürmektedir [3]. Rekuperatör genişletici çıkışındaki basıncı düşürerek kondenserin daha düşük basınçta çalışmasını sağlamaktadır. Bu aşamada çekilen ısı ile pompa çıkışındaki çalışma akışkanını ısıtarak evaporatörden önce akışkan sıcaklığını arttırmış olur.

Kondenser : Çalışma akışkanının yoğuşturulma işlemi kondenserde gerçekleşir. Su soğutmalı kondenserler daha fazla verim sağlarlar. Bu nedenle çoğu sistemde su soğutma çevrimli kondenserler tercih edilmektedir. Verim artış avantajına rağmen bazı

sistemlerde hava soğutmalı kondenserlerin seçilmesinin nedeni ise ekipmanın daha küçük olması ve yerleşimde esneklik sağlamalarıdır [3].

2.2.2.4 Döner ekipmanlar

ORÇ sistemlerinde çevrim verimi, çalışma akışkanı ve sistem güç isterlerine göre genişleticiler ve dönüş hızlarına uygun jeneratörler seçilmektedir. Genişletici dönme hızı jeneratörün dayanabileceği dönme hızından fazla ise dişli kutuları kullanılarak şaft dönme hızı düşürülür. Bu sistemlerde çıkış basınçlarına ve çalışma akışkanının uygunluğuna göre pompa seçimi gerçekleştirilmektedir.

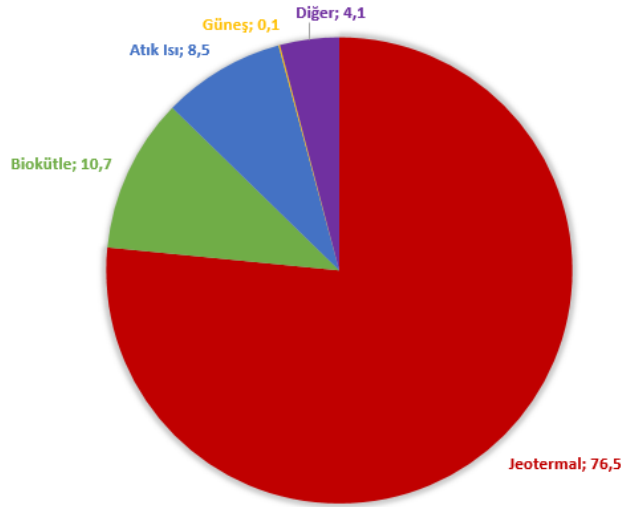
2.2.3 Kurulu ORÇ sistemleri

Tüm dünyada farklı ısı kaynakları kullanılarak ORÇ sistemleri ile enerji dönüşümü sağlanmaktadır. Şekil 2.5: **Kurulu ORÇ sistemleri haritası [7].**'te ORÇ sistemlerinin dünyadaki uygulamaları görülmektedir [7]. Bu kaynak, ORÇ uygulamalarının güncel bilgilerini içermekle birlikte, tüm sistemlerin ayrıntılarını da ziyaretçilere sunmaktadır. İstatistiklere göre, dünyadaki tüm ORÇ uygulamalarının %76,5'i jeotermal, %10,7'si biokütle, %8,5'i atık ısı, %4,2'si ise diğer ısı kaynaklarından yararlanmaktadır. Güneş enerjisi, diğer ısı kaynaklarının arasında yer almakla birlikte, %0,1 gibi çok düşük bir paya sahiptir. Tüm bu verilerin şematik haline gösterimi Şekil 2.6: **ORÇ sistemlerinin ısı kaynaklarına göre kurulum yüzdeleri [8].**'da sunulmaktadır [8].

Aynı kaynakta belirtildiği üzere, tüm dünyada 2749,1 Mwe üreten 563 kurulu sistem bulunmaktadır. Bu sistemleri kuran şirketler; ABB, Adoratec/Maxxtec, BEP E-Rational, Calnetix, Dürr Cyplan, Enertime, Enex, Enogia, Enreco, Exergy, Electrathem, General Electric, GMK, Johnson Control, Opcon Energy Systems, Ormat, Tas, Tmeic, Triogen, Turboden, UTC Power, gt-Energy Technologies. ORMAT %65,7 oran ile en çok ORÇ sistemi kurulumu gerçekleştirmiş olan şirkettir. Turboden ve Exergy firmaları ise %12,6 ve %9,8 ile ilk sıralarda yerlerini almaktadır.



Şekil 2.5: Kurulu ORÇ sistemleri haritası [7].



Şekil 2.6: ORÇ sistemlerinin ısıl kaynaklara göre kurulum yüzdeleri [8].

Türkiye'deki ORÇ sistemleri

Türkiye sınırları içerisindeki ORÇ sistemleri Çizelge 2.2’de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, Türkiye’de çoğunlukla jeotermal kaynaklı sistemler bulunmaktadır [7]. Jeotermal haricinde az miktar atık ısı kaynaklı, bir adet ise biokütle kaynaklı sistem bulunmaktadır.

Çizelge 2.2: Türkiye’deki kurulu ORÇ sistemleri [7].

Şehir	Yıl	Üretici Firma	Müşteri Firma	Toplam Kurulu Güç (kWe)	Uygulama
Ankara /Mamak	2014	Turboden	TC-KA Enrji Uretim Sanayi Ve Ticaret A.S.	5286	Atık ısı
Kocaeli/Gebze	2014	Turboden	Kastamonu Entegre	955	Biokütle
Bursa/Yenişehir	2014	Exergy	Şişecam	3200	Atık Isı
Bursa	2015	Turboden	Marzey-Marmarabirlik	200	Biokütle
Çanakkale	2010	Ormat	Enda (THE)	8000	Jeotermal
Manisa/Alaşehir	2014	Exergy	Energy Holding	24000	Jeotermal
Manisa	2014	Ormat	Türkerler	24000	Jeotermal
İzmir/Umurlu	2014	Exergy	Karadeniz Holding	24000	Jeotermal
Aydın/Ortaklar	2015	Exergy	Kipaş Holding	24000	Jeotermal
Aydın/Hıdırbeyli	2011	Ormat	Maren	20000	Jeotermal
Aydın/Germencik	2014	Exery	Kipaş Holding	50000	Jeotermal
Aydın	2012	Ormat	Maren	22000	Jeotermal
Aydın	2012	Ormat	Maren	22000	Jeotermal
Aydın	2015	Ormat	Maren	22000	Jeotermal

Çizelge 2.2 (devam): Türkiye’deki kurulu ORÇ sistemleri [7].

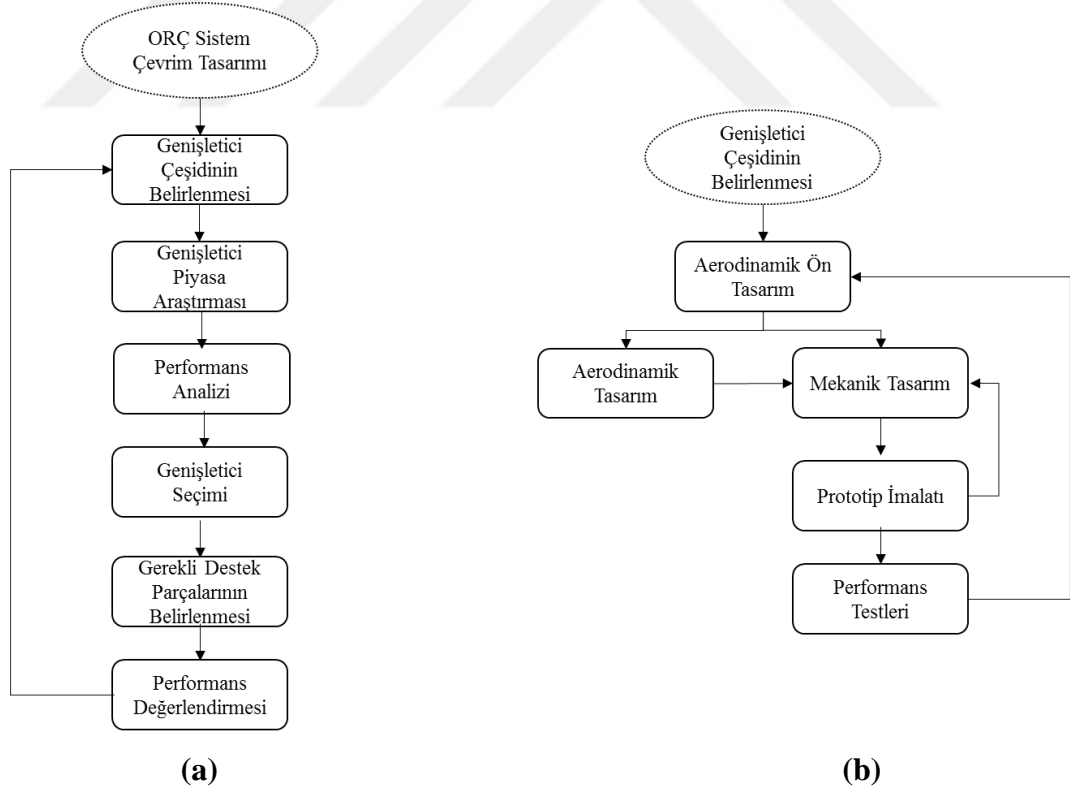
Aydın /Germencik	2014	Ormat	Guris	26000	Jeotermal
Aydın /Bozköy	2015	Ormat	Guris	26000	Jeotermal
Aydın	2014	Ormat	Mege	20000	Jeotermal
Aydın/Yavuzköy	2010	Ormat	Mege	11000	Jeotermal
Aydın/Yavuzköy	2013	Ormat	Mege	20000	Jeotermal
Aydın/Yavuzköy	2006	Ormat	Mege	8000	Jeotermal
Aydın/Yavuzköy	2014	Ormat	Mege	20000	Jeotermal
Aydın/Sultanhisar	2013	Exergy	Çelikler Holding	14000	Jeotermal
Aydın/Pamukören	2013	Exergy	Çelikler Holding	45000	Jeotermal
Denizli	2008	Ormat	BJE(Bereket)	7000	Jeotermal
Denizli	2011	UTC Power	Jeoden Jeotermal	840	Jeotermal
Denizli/Sarayköy	2014	Exergy	Greeneco Enerji	24000	Jeotermal
Denizli/Sarayköy	2015	Exergy	AKCA Enerji	3500	Jeotermal
Afyonkarahisar	-	Turboden	Afyon Jeotermal	3000	Jeotermal
Mersin	2014	Exergy	Şişecam	5500	Atık Isı
Adana	2011	TMEIC	Tosçelik	1000	Atık Isı
Osmaniye	2013	TAS	Zorlu	10100	Jeotermal

2.3 Organik Rankine Çevrimlerinde Kullanılan Genişleticiler

ORÇ sistemlerinde genişletici sistemin en önemli ve maliyetli parçası olarak kabul edilebilir. ORÇ sistemlerinin verimi yüksek oranda genişleticinin verimine bağlıdır. ORÇ sistemlerinde çok çeşitli genişleticiler kullanılmaktadır. Küçük ORÇ sistemleri için çoğunlukla, basit yapıları ve düşük maliyetli olmalarından dolayı pozitif yer değiştirmeli genişleticiler seçilmektedir. Daha yüksek güç kapasiteli ORÇ sistemlerinde ise pozitif yer değiştirmeli genişleticiler yeterli gelmemektedir. Bu nedenle, orta ve yüksek güç kapasiteli sistemleri için turbo- genişleticiler tercih edilmektedir. Genişletici seçiminde uygulama şartları ve çıkış güç aralığı önemli faktörlerdir [9]. Bu nedenle, genişletici seçimi ORÇ sistem çevrim tasarımının ardından gerçekleştirilir.

Genişletici seçimin ardından, eğer genişletici dışarıdan sağlanacaksa, piyasa araştırması gerçekleştirilir. Piyasada ürün araştırması, çevrim isterlerinin sağlanması baz alınarak gerçekleştirilir. Belirlenen ürünlerin özelliklerine ve çevrim isterleri göz önüne alınarak performans analizi gerçekleştirilir. Arzu edilen performansa yakınsayan ürün belirlenir. Ek olarak, belirlenen ürüne destek olabilecek parçalar belirlenir. Montajı gerçekleştirilen genişletici performans testlerine tabi tutulur. Bu testlerin değerlendirilmesi sonucunda, genişleticinin iyi bir seçim olmadığı kanısında

varılır ise seçim aşamasına geri dönülür. En uygun genişletici seçilene kadar bu süreç devam eder. Kısaca bahsedilen genişletici tasarım süreci Şekil 2.7(a) 'de sunulmuştur. Genişletici seçimin ardından, eğer genişletici dışarıdan sağlanmayacaksa, genişleticinin ön tasarımı gerçekleştirilir. Ön tasarımdan elde edilen girdiler ile genişletici tasarımı, ardından performans analizi gerçekleştirilir. Aerodinamik tasarım ile mekanik tasarım eşlenik ilerleyeceği gibi aerodinamik tasarım çıktıları ile mekanik tasarım ayrıntıları kesinleşir. Mekanik tasarım sırasında, genişletici nedeniyle çalışma akışkanının kaybedilmemesi için özellikle sızdırmazlık konusuna önem verilir. Yardımcı mekanik bileşenlerin seçimi ve tasarıma entegre edilmesinin ardından genişletici imal edilir. İmal edilen prototip bir dizi performans ve dayanıklılık testlerine tabi tutulur. Yapılan testlerin sonuçları değerlendirilerek, geliştirilmesi gereken noktalar belirlenir. Bu değerlendirme sonrası elde edilen çıktılar ile revize tasarım gerçekleştirilir. Hedeflenen performansa ulaşıncaya veya yaklaşıncaya kadar bu süreç devam eder. Kısaca bahsedilen genişletici tasarım süreci Şekil 2.7(b)'de sunulmuştur.



Şekil 2.7: a) Genişletici seçim süreci b) Genişletici tasarım süreci.

Genişleticiler genellikle dinamik ve hacimsel olmak üzere iki ana grupta incelenirler. Dinamik grubu aksenal ve radyal türbinler oluştururken, hacimsel grubu ise spiral,

vidalı, döner kanatlı ve çift pistonlu gibi genişleticiler oluşturmaktadır. Piyasa araştırması sonucu elde edilen Çizelge 2.3'e göre, güç kapasitesi küçük ve orta olarak nitelendirilen ORÇ sistemlerinde hacimsel genişleticiler tercih edilirken, daha büyük sistemlerde dinamik genişleticiler tercih edilmektedir.

Çizelge 2.3: Piyasada bulunan genişleticiler.

Üretici Firma	Genişletici Tipi	Güç Aralığı (kW)	Kaynak
Exergy	Radyal Çıkışlı	100-10000	[10]
Turboden	Radyal Girişli/Eksenel	200-15000	[11]
Ormat	Eksenel	250-20000	[12]
Infinity Turbine	Radyal Çıkışlı/Eksenel	1-100	[13]
Electra Therm	Vidalı	35-110	[14]
Cogen Microsystems	Çift Pistonlu	<20	[15]
Air Squared	Spiral	1-10	[16]
Ener-G- Rotors	Geretör	30-60	[17]
Verdicorp	Radyal Girişli	20-114	[18]
GE Energy	Radyal Girişli	125	[19]
Siemens	Eksenel	300-20000	[20]

2.3.1 Pozitif yer değiştirmeli genişleticiler

Bu tip genişleticiler düşük hızlarda ve yüksek genişleme oranlarında çalışırlar. Düşük hız, maliyetli döner elemanlarına ihtiyacı ortadan kaldırır ve böylece imalat maliyeti (balanslama vs.) düşer. Bu tip genişleticiler dinamik genişleticilere göre daha düşük verimlilik sağlarlar ancak tasarım şartlarda verimli çalışırlar.

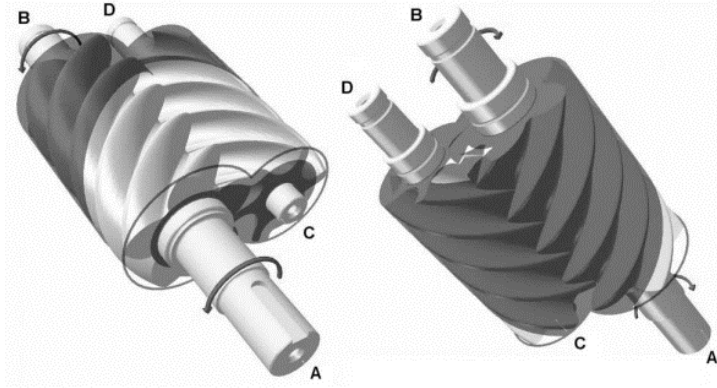
2.3.1.1 Vidalı genişletici

Vidalı genişletici bir kılıf içinde ikiz vida profilli rotor grubudur. Dönme hareketi sırasında, eksen istikametinde hacim artar ve bu da genişlemeye neden olur. Eğer tersi yönde dönme hareketi yaparlarsa, kompresör gibi çalışırlar. Dönme hızları genellikle önerilen değerlerin üzerine çıktığından, sistemde hız düşürücü dişli mekanizması ve hız kontrol ekipmanlarına gereksinim duyulur. İç kaçakların önlenmesi için sızdırmazlık tasarımı kritiktir ve bu nedenle sayısal kontrollü makinalarla kaçak direncinin sabit tutulması sağlanır [21].

Verimli bir vidalı genişletici tasarımı için aşağıdaki gereksinimler göz önüne alınmalıdır [22].

- İki vida ve gövde arasında maksimum akış alanının oluşması.
- Akışkan kaçaklarını minimuma indirme.
- Hacimsel genişleme oranının uygun seçilmiş olması.

- Uç hızının uygun seçilmiş olması.



Şekil 2.8: Vidalı genişletici [22].

Vidalı genişleticilerin kapasiteleri, 200 kW'a kadar çıkmaktadır [21]. Tasarım dışı şartlarda, düşük dönme hızları ile yüksek verimlilik sağlamaları ve radyal girişli türbinlere göre daha düşük maliyetli olmaları tercih edilmelerine neden olmaktadır. Ancak, yağlama gereksinimlerinin bulunması bakım şartlarını zorlaştırmaktadır.

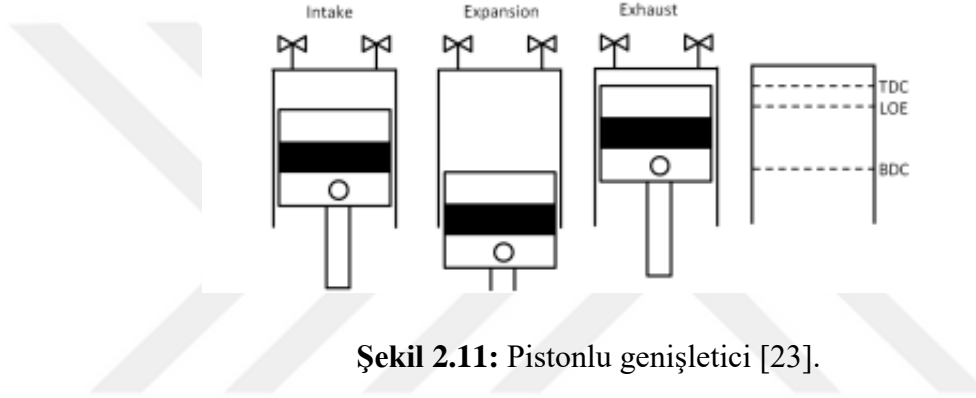
2.3.1.2 Spiral genişletici

Spiral genişleticiler küçük ölçekli ORÇ sistemleri için uygun yapıda olmalarının yanında diğer pozitif yer değiştirmeli genişleticilere göre en karmaşık geometriye sahiplerdir. 1-30 kW güç aralığındaki uygulamalarda minimum kontrol ile yüksek hacimsel genişleme oranı sağlamaktadır. Genişlemiş buhar paketinin iki adet spiral içinde ilerlemesi ile mil dönmektedir. Bir spiral sabit iken diğeri etrafında dönmektedir. Spiral genişleticilerde oluşan genişleme Şekil 2.9'da gösterilmiştir [23].

Diğer genişleticilerle kıyaslandığında, karmaşık geometrileri ve düşük kapasiteleri bir dezavantaj gibi görünmekle birlikte, düşük dönme hızları, hafif olmaları ve imalatlarının kolay olması avantajları arasında sıralanmaktadır [21].

2.3.1.4 Pistonlu genişletici

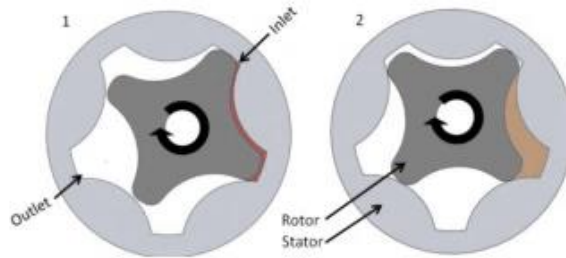
Bu tip genişleticiler yaygın olarak içten yanmalı motor egzoz geri dönüşümünde kullanılmaktadır. 20-100 kW güç aralığındaki uygulamalarda kullanılmaktadır. Karmaşık yapıları vardır. Çok fazla hareketli parça olduğundan dolayı iyi bir dengeleme gereksinimi doğar ve bu durum güvenilirliği azaltır. Ek olarak, birbirine temas eden çok fazla parça bulunduğu için sürtünme kayıpları bir hayli fazladır. Bu sürtünme kayıplarının önüne geçilebilmesi için iyi bir yağlama çözümü gerekmektedir. Yüksek maliyetli bir genişletici tipidir [21]. Bahsedilen dezavantajlarından dolayı ORÇ sistemlerinde sık tercih edilmeyen bir genişletici tipidir.



Şekil 2.11: Pistonlu genişletici [23].

2.3.1.5 Geretör

Geretör tip hacimsel genişleticinin dışındaki stator ile iç kısımda kalan rotor eş merkezli değildir. Dört adet dişi olan rotor ile beş adet dişi olan statorun arasında genişleyen buhar için bir bölüm bulunmaktadır. Stator ile rotor arasındaki sürtünme bir hayli azdır. Rotor ve stator aynı şafta bağlıdır ve dişi sayısı farkından dolayı aynı hızda dönemezler. Çok basit bir yapısı olması ve sürtünmenin az olması pistonlu ve döner kanatlı genişleticiden daha iyi performans sağlamasını sağlar [23].



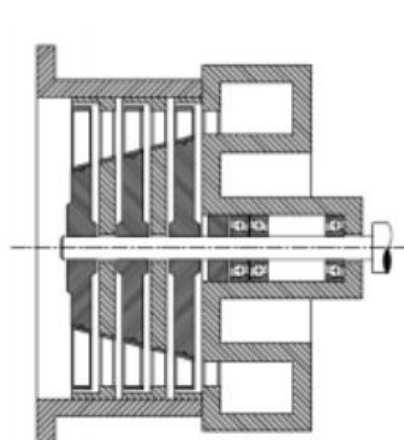
Şekil 2.12: Geretör genişletici [23].

2.3.2 Dinamik genişleticiler

Turbo makinalar çok küçük boyutlu üniteler için uygun değildir. Çünkü, turbo makinalarda türbin çıkış gücü azaldıkça dönme hızı önemli oranda artmaktadır [29]. Bu da tasarım için istenmeyen bir durum oluşturmaktadır. Yüksek çevresel hızlarda yardımcı komponentlerin bulunması zorlaşırken, jeneratör ile senkron çalışamadığı için sisteme, mil hızını düşürmek için, dişli mekanizmaları eklenmektedir. Böylelikle, küçük boyutlu dinamik genişleticilerin maliyetleri artmaktadır.

2.3.2.1 Eksenel türbinler

Bu tip türbinlerde, akış eksenel yönde sisteme girer ve aynı şekilde terk eder. Radyal türbinlere göre daha yüksek güç aralığı için uygundur. Gücü 500 kW'ın üstündeki sistemlerde tercih edilmektedir. Genellikle, yüksek debi ve düşük basınç oranı ihtiyacı olan sistemlerde kullanılırlar ve yüksek basınç düşüşlerini sağlamak için çok kademeli konfigürasyonlar tercih edilir. Bununla birlikte, daha düşük entalpi düşüşünden dolayı Rankine çevrimindeki buhar türbinlerinden daha az kademeye ihtiyaç duyulur [30].



Şekil 2.13: Eksenel türbin [31].

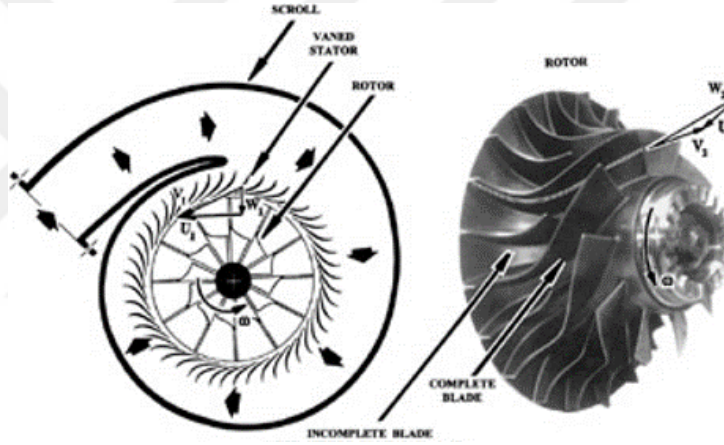
2.3.2.2 Radyal türbinler

Genellikle, düşük debi ve yüksek basınç oranı ihtiyacı olan sistemlerde kullanılırlar. Radyal türbinlerde akış üç boyutludur ve eksenel türbinlere göre analizi daha zordur. Radyal türbinlerin kanatları eksenel türbin kanatlarına göre daha az hassas olduğu için üretimleri daha kolaydır. Dahası, radyal türbinlerde eksenel türbinlere göre daha az mekanik ve termal stres oluştuğundan dolayı radyal türbinler daha basit, verimli ve rijit makinalardır. Bu durum aynı güç aralığında (5MW'a kadar) eksenel türbin yerine radyal türbinin tercih edilmesine neden olmaktadır. Ancak yüksek güç

gereksinimlerinde, radyal türbin verimi aksel türbin verimine yaklaşılarak daha ağır ve masraflı hale geldiği için bu gibi sistemlerde aksel türbinler tercih edilir [29][30].

Radyal girişli türbinler

Radyal girişli türbinler enerji uygulamalarında ve endüstride en çok kullanılan türbinlerdir. Basıncılı akış radyal yönde makinadan içeri girer, çevresel profil ve radyal kanatçıklar boyunca devam eder. Daha sonra rotora girer ve aksel ya da aksel ve radyal karışımı şeklinde çıkış yolundan dışarı çıkar. Bu tip türbinler düşük debi ve yüksek basınç düşüşü gerektiren uygulamalar için önerilmektedir [30]. Geometrileri aksel türbinlere göre daha yüksek dönme hızlarına müsaittir. Bununla birlikte, her kademede daha yüksek entalpi düşüşü sağlanabilmektedir. Ancak, bu türbinlerde aksel türbinler gibi birden fazla kademeyi seri bağlamak mümkün değildir [29].



Şekil 2.14: Radyal girişli türbin [33].

Radyal çıkışlı türbinler

‘Ljungstrom Radyal çıkışlı’ türbini 20. Yüzyılın başlarında Ljungstrom kardeşler tarafından geliştirilmiştir. Radyal girişli ve aksel makinalara göre birçok avantajı bulunmaktadır [33]. Bu türbinde herhangi bir sabit bölüm yoktur, iki adet ters dönüşlü rotor bölümü vardır. Bir bölümdeki kanatlar diğer bölümdekiler için yönlendirme kanadı olmaktadır. Büyük hacimsel debilerde başarılı olmaktadır. Dahası, birçok kademe nispeten daha kompakt bir makine içerisine yerleştirilebilir. Böylece kademelerde oluşan yükler en aza indirgenmiş olur ve süpersonik akış koşullarından uzaklaşmış olunur. Bu avantajlar, aerodinamik performansın önemli derecede artmasını sağlar.

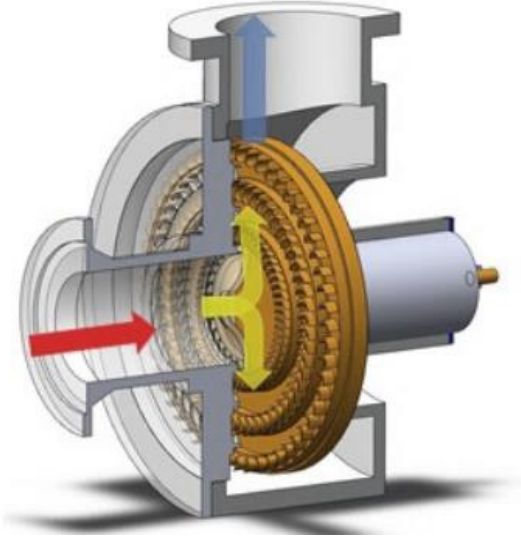
ORÇ sistemlerindeki düşük entalpi düşüşleri, Ljunstrom makinelerinin daha basit bir versiyonu olan ve daha az mekanik sorunu olan klasik stator-rotor kademeli sistemlere yöneltmektedir [34]. Düşük özgül iş, türbin tasarımı ve imalatını basitleştiren klasik stator-rotor çözümünün ORÇ sistemlerinde tercih edilmesi için bir diğer nedendir [33].

Radyal çıkışlı türbinlerde, akış türbine eksenel yönde girip, radyal yönde çıkmaktadır. Bu geometri, akış boyunca pasaj alanının hacimsel debi artışı ile uyumlu olarak artmasını sağlamaktadır [37]. Diğer yandan, bu geometri ile çoklu kademeli türbin tasarımları kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. Bu sayede, akış pasajında süpersonik hızlar ile karşılaşılmamaktadır [37].

Radyal çıkışlı türbin geometrisinde, kanat uzunluğu boyunca çevresel hız değişmemekte ve profil kanat uzunluğunca sabit kalmaktadır. Bu nedenle, eksenel türbin tasarımında uygulanan radyal eşitlik ilkesinin uygulanmasına gerek kalmamaktadır [28]. Kanatların uzunlukları boyunca burkulmaması imalat açısından büyük kolaylık sağlamaktadır.

Özet olarak, radyal çıkışlı türbinlerin avantajları aşağıdaki gibidir [35]:

- Yüksek verim (eksenel türbine göre) sağlar.
- Uygun maliyetli çözüm sunar.
- Radyal girişli türbine göre düşük devir sayısı dişli kutusunu devre dışı bırakır ve bu da daha yüksek güvenilirlik sağlar.
- Sürekli alan artışı olduğundan, kanat yüksekliğinde aşırı değişikliklere ihtiyaç duyulmadan hacimsel debide büyük artış sağlar.
- Akışın dışı doğru olan hareketi üç boyutlu etkileri en aza indirger bu da kanat profilinin daha basit olmasını sağlar.
- Çok küçük uç açıklıkları ile çalışılabildiğinden daha az uç kaçağı ve disk sürtünme kayıpları oluşur.
- Yapısı çok kademeli kanata yapısına izin verdiği için geniş çevrim basınç aralığı sağlar.



Şekil 2.15: Radyal çıkışlı türbin [36].



3. ORÇ TERMODİNAMİK ÇEVİRİM TASARIMI

3.1 Sistem Tasarım Hedefleri

3.1.1 Tasarım hedefi

Büyük sanayi tesisleri ihtiyaç duydukları enerjiyi elde edebilmek için atmosferdeki karbondioksit miktarının artışına sebep olurlar. Endüstriyel enerji verimliliğinin artırılması ve enerji tüketiminin aza indirgenmesi için çeşitli buhar kazanı, kurutucu, reaktör, ayırıcı, motor ve pompa gibi ekipmanlar üretim sırasında kullanılmaktadır. Bu ekipmanlara rağmen, atık ısının önüne geçilememektedir. ORÇ sistemleri kullanılarak atık ısı kaynaklarından sağlanan ısı enerjisi ile enerji dönüşümü sağlanır ve toplam enerji verimliliğine katkı sağlanmış olur.

Bu çalışmada, bir tesisin enerji verimliliğini artıracak endüstriyel atık ısı kaynaklı, 100 kW net enerji kapasiteli ORÇ sistemi termodinamik çevrim tasarımının gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Literatürde reküperatörlü çevrimlerin verimleri %12-15 arasında olduğu görüldüğünden, tasarlanacak sistemin ısı veriminin %15'in üstünde olması hedeflenmiştir.

3.1.2 Akışkan seçimi

ORÇ Sistemlerinde sıklıkla R123, R245fa, R245ca, R134a, nbütan, izobütan, n-pentan ve toluen gibi saf organik akışkanlar kullanılmaktadır. Bir sistem için en uygun akışkan, bölüm 2.2'de aktarılan kriterlere göre seçilmektedir. Akışkanların termodinamik özellikleri olan kritik sıcaklık ve basınç noktaları, özgül ısıları ve moleküler ağırlıkları, sistemin verimliliğini ve çıkış gücünü doğrudan etkiledikleri için en önemli seçim kriteridir. Çizelge 3.1'de ORÇ sistemlerinde sıklıkla kullanılan akışkanların termodinamik özellikleri verilmiştir. Bu özellikler NIST Refprop programından alınmıştır.

Bu çalışmanın hedefi, düşük ve orta sıcaklıklı ısı kaynaklarından enerji geri dönüşümünü sağlamaktır. Hedeflenen kaynak sıcaklık aralığı, benzer bir çalışma olan Yasuhiro, R. ve diğ. [26]'nin makalesinden edinilen bilgi ile 80 ile 200 °C derece olarak belirlenmiştir. Kaynak sıcaklığı büyük oranda akışkanın maksimum çıkabileceği sıcaklığı tanımlamaktadır. Çizelge 3.1'deki akışkan sıcaklık bilgilerine

bakıldığında, hedeflenen uygulamada kullanılacak akışkanların toluen, R123, R245fa ve bütan olduğu görülmüştür. Bu akışkanların moleküler ağırlıklarına bakıldığında, toluen ve bütanın moleküler ağırlıklarının diğer iki akışkana göre çok düşük kaldığı gözlenmiştir. Düşük moleküler ağırlık, komponentlerin hacmini artırarak maliyeti arttırdığından ORÇ sistemlerinde arzu edilen bir durum değildir. Bu nedenle toluen ve bütan akışkanları elenmiştir. Ardından, R123 ve R245fa akışkanlarının güvenlik ve ozona zarar verme seviyeleri değerlendirilmiştir. Emniyet grubu, Çizelge 3.2’de görüldüğü gibi, tutuşma ve toksiklik seviyelerine göre belirlenmektedir. Seçilecek akışkanın A1 veya B1 emniyet grubunda olması beklenir. Ek olarak seçilecek akışkan ozon tabakasına zarar vermemekle birlikte küresel ısınmaya da en az seviyede katkıda bulunmalıdır. Çizelge 3.3’de R123 ve R24fa’nın güvenlik ve doğaya verdiği zarar seviyeleri sunulmuştur [11]. Bu tabloya göre, R245fa’nın küresel ısınmaya etkisi daha fazla olmasına rağmen ozon tabakasına etkisinin hiç olmaması ve güvenlik seviyesinin A1 olması nedeniyle en uygun çalışma akışkanının R245fa olduğu kanısına varılmıştır.

Çizelge 3.1: ORÇ sistemlerinde sıklıkla kullanılan organik akışkanların termodinamik özellikleri.

Akışkan	Moleküler Ağırlık (kg/kmol)	Kritik Basınç (Mpa)	Kritik Sıcaklık (K)	Minimum Sıcaklık (K)	Maximum Sıcaklık (K)	Maximum Basınç (Mpa)
Toluen	92.138	4.1263	591.75	178	700	500
R123	152.93	3.6618	456.83	166	600	40
R245fa	134,05	3.651	427.16	171.05	440	200
R134a	102.03	4.0593	374.21	169.85	455	70
Bütan	58.122	3.796	425.13	134.9	575	200
İzobütan	58.122	3.629	407.81	113.73	575	35
R236fa	152.04	3.2	398.07	179.52	500	40

Çizelge 3.2: Akışkan güvenlik seviyesi [43].

	Emniyet Grubu	
Yüksek Tutuşma	A3	B3
Düşük Tutuşma	A2	B2
Tutuşmaz	A1	B1
	Az Toksik	Toksik

Çizelge 3.3 : Akışkanların güvenlik seviyeleri ve doğaya zarar verme potansiyelleri.

Akışkan	ODP	GWP	Güvenlik Seviyesi
R123	0.06	77	B1
R245fa	0	1030	A1

3.1.3 Çevrim yapısı

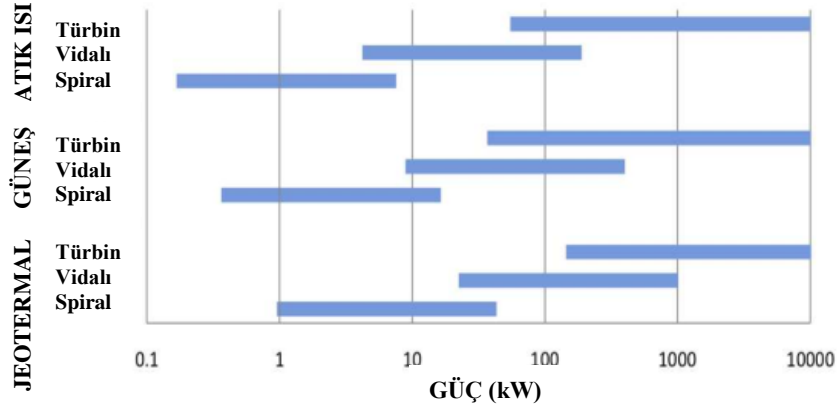
Bir önceki bölümde bahsedildiği üzere, ara ısı değiştirici (reküperatör) sistem verimini arttırmaktadır. Çalışma hedefi olarak belirlenen atık ısı kaynaklarının kullanıldığı sistemlerde, yoğuşurma sıcaklığının yüksek olması soğutma sırasında harcanan gücü arttırmaktadır. Ara ısı değiştirici ile kondenser önündeki yüksek sıcaklık düşürülerek soğutmada harcanan gücün azaltılması hedeflenmiştir.

3.1.4 Pompa veriminin belirlenmesi

Bir sistem için gerekli pompa güç, debi ve basma-emme yükseklik(basınç) isterlerine göre seçilir. Pompa sisteme uygun debi ve büyüklükte seçildiği takdirde, pompa verimi %80'lere kadar çıkmaktadır. Ancak, ORÇ akışkanlarının viskozite değerlerinin yüksek olması nedeniyle, bu sistemlerde daha düşük pompa verimleri ile çalışılmaktadır. Pompa seçimi ne kadar dikkatli yapılırsa, sağlanacak verimlilik aynı derece artar. Uygulamada en doğru seçim yapılacağı göz önüne alınarak pompa verim değeri %70 olarak belirlenmiştir.

3.1.5 Genişletici çeşidi ve veriminin belirlenmesi

Genişletici çeşidi belirlenirken, literatür çalışmasında elde edilen genişletici çeşitlerinin çalışma şartları, avantajları ve dezavantajları analiz edilmiştir. Bu analiz sonucunda, genişletici çeşidinin belirlenmesinde öncelikle hedeflenen sistem kapasitesine bakılması gerektiği anlaşılmıştır. Hedeflenmiş güç kapasitesi olan 100 kW gücü aktarabilecek genişleticiler Şekil 3.1: **Genişletici çalışma güç aralıkları [6].** de görüleceği üzere vidalı hacimsel genişletici ve dinamik genişleticilerdir. Vidalı genişleticilerin bakımının zor olması, sürekli yağlama ihtiyacının olması bu genişleticiden uzaklaşılmasına neden olmuştur. Vidalı genişleticiye dinamik genişleticiler arasında seçim yapılmıştır.



Şekil 3.1: Genişletici çalışma güç aralıkları [6].

Türbin verimi, denklem (3.1)'de belirtildiği üzere, durma noktasındaki entalpi düşüşünün, ideal izentropik durumda gerçekleşecek entalpi düşüşüne oranlanması ile belirlenmektedir [28]. Eksenel türbin verimi birçok parametreye göre değişkenlik gösterir. Bu parametrelerin başında termodinamik değişkenler gelmektedir. Kademelerdeki entalpi düşüşü, çıkış gücünü ve kademe yükünü belirlemektedir. Kademedeki entalpi değerleri kademe boyunca gerçekleşen enerji iletimini belirler. Bu dört bağımsız değişken tasarımcının kararına bağlıdır ve bu kararlar doğrudan verimi etkilemektedir. Verimi etkileyen ikinci grup bağımsız değişkenler, hız ve boyuttur. Hız üçgenlerini elde edebilmek için gerekli dört adet hızdan bir olan çevresel hız ikinci grup değişkende verilmiştir. Bu nedenle, verimi etkileyen ve hız üçgen büyüklükleri olan üç adet hız değeri mevcuttur. Çalışma akışkanının tasarım noktalarındaki fiziksel ve termodinamik özellikleri olan dinamik viskozite, yoğunluk ve ses hızı da verimi etkileyen değişkenler arasında yer almaktadır. Son olarak, kanat sürtünmesi, uç kaçakları vb. nedenlerden dolayı oluşan kayıplar da profil verimini düşürerek toplam verime etki etmektedir. Verimi etkileyen parametreler denklem (3.2)'de gösterilmektedir [28].

$$\eta_{tt} = \frac{(h_1 - h_3)}{(h_1 - h_{3s})} \quad (3.1)$$

$$\eta_{tt} = f(\Delta h_0, h_1, h_2, h_3, N, r, u, v, w, a_2, a_3, \mu, \rho, \Delta p_{0s}, \Delta p_{0r}) \quad (3.2)$$

Eksenel türbin verimi bahsedildiği gibi birçok bağımsız değişkene bağlıdır. Performans grafikleri oluşturabilmek için, bağımsız değişkenler birkaç boyutsuz parametreye indirgenebilmektedir. Boyutsuz parametrelerden ilk ikisi kademenin kapasitesini, ikincisi stator ve rotor arasındaki entalpi düşüş farkını, diğer ikisi ise

kademe kayıplarını belirtmektedir. Verimi etkileyen boyutsuz parametreler denklem (3.3)'de gösterilmektedir [28].

$$\eta_{tt} = f(\phi, \Psi, R, \zeta_S, \zeta_R) \quad (3.3)$$

Eksenel türbin performans grafikleri, maksimum verimi sağlayan koşullarda gerçekleştirilen türbin testleri sonucunda elde edilmektedir. Bu testlerden elde edilen bilgiler ile tasarımda faydalanılacak korelasyonlar da oluşturulmaktadır. Literatürdeki bu test sonuçları incelendiğinde, eksenel türbin verimlerinin yüzde doksanların üzerine çıkabildiği görülmektedir.

Bu çalışmadaki hedef güç 100 kW olduğu için, sistemde eksenel türbin yerine radyal çıkışlı türbin kullanılacaktır. Radyal çıkışlı türbin hedeflenen güç aralığında eksenel türbine göre daha yüksek verim sağlayabilirken, radyal girişli türbine göre daha düşük mil dönüş hızlarında çalışabilmektedir. Ek olarak, bu türbinin kanat üretimi eksenel ve radyal girişli türbine göre nispeten daha kolaydır. Ancak, radyal çıkışlı türbin tasarımına dair literatürde yeterli bilgi bulunmamaktadır. Eksenel türbinde olduğu gibi henüz tasarım parametrelerini doğrulayacak testler ve bu testlere dayalı tasarım ve kayıp korelasyonları oluşturulmamıştır. Radyal çıkışlı türbin tasarım prensibi eksenel türbin prensibi ile neredeyse aynıdır. Sadece akış alanı geometri farkından dolayı bazı parametreler değişmektedir. Bu nedenle, tasarımda eksenel türbin tasarım yöntemi ve kayıp korelasyonları kullanılmaktadır.

Gerçekleştirilen literatür tarama çalışmasında, tasarımı gerçekleştirilip üretilen radyal çıkışlı türbinlerin verimleri %70-86 aralığında olduğu görülmüştür. Bu nedenle, çevrim tasarımında gerekli olacak türbin veriminin %70 olması hedeflenmiştir. Hedefin düşük tutulmasının nedeni, mil dönme hızının 3600 rpm'den yüksek olması halinde, türbinin piyasada var olan jeneratörler ile senkronize çalışmaması ve bu nedenle hız düşürücü dişli takımına ihtiyaç duyulacak olmasıdır. Dişli takımı ile aktarılan güç bir miktar azalmaktadır ve net verim azalmaktadır. Bu nedenle, çevrim tasarımı için türbin verimi %70 belirlense de, türbin tasarımında dönme hızı ile birlikte verimin de %70'in üstünde tutulması hedeflenmiştir.

3.1.6 Isı değiştirici seçimi

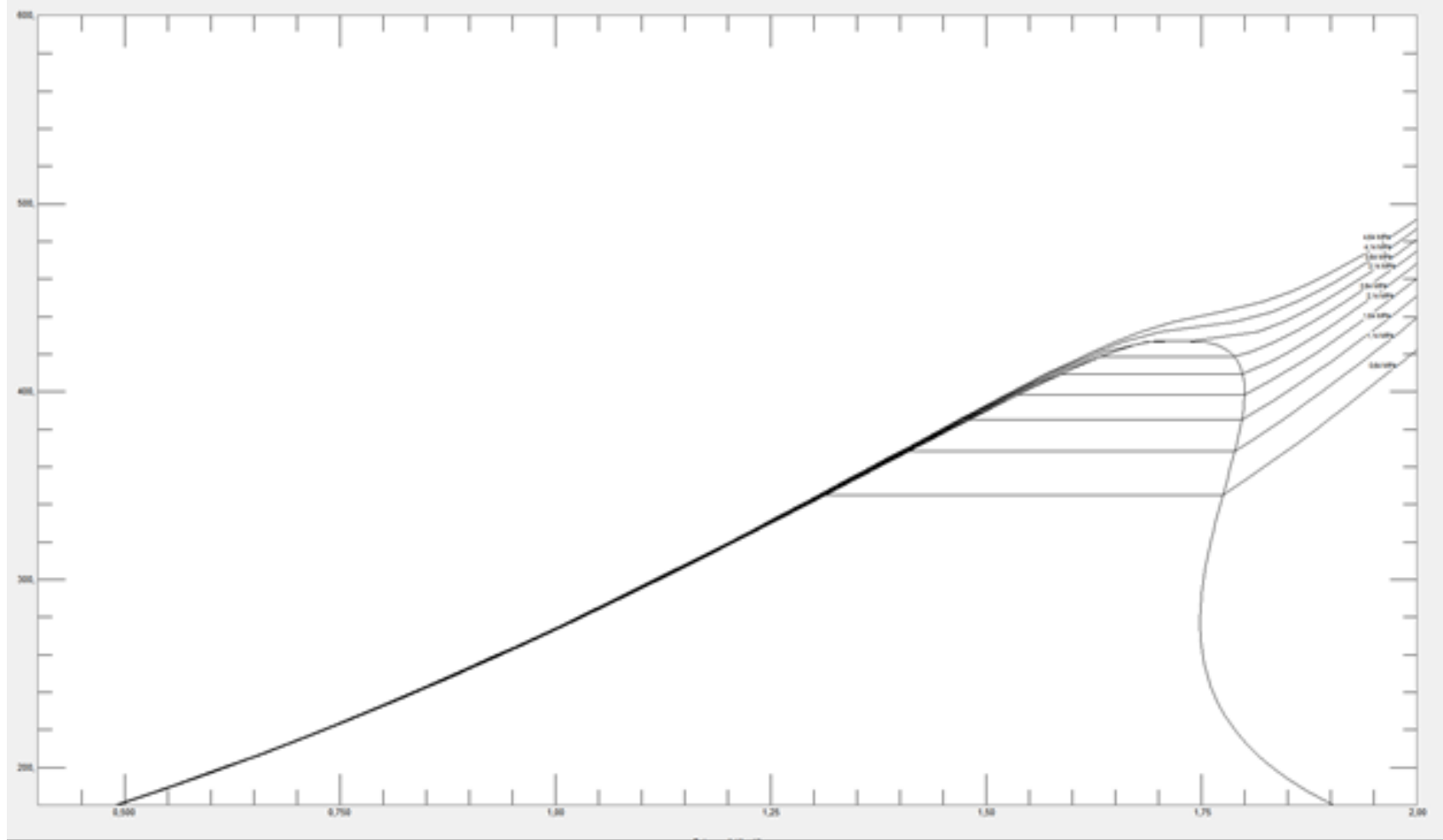
Çevrim tasarım hesapları, sanayi-üniversite iş birliği içerisinde gerçekleştirilen bir ORÇ sistemi tasarımı ve imalatı projesi kapsamında hazırlanan bilgisayar kodu ile gerçekleştirilmiştir. Bu kod içerisinde, söz konusu projede tasarımı ve imalatı

gerçekleştirilen ve patent unsuru içeren spiral ısı değiştirici modeli bulunmaktadır. Standart spiral ısı değiştirici firmanın imalatını yaptığı spiral ısı değiştiriciden farklıdır. Bu sebeple firmanın spiral ısı değiştiricisinin ısı hesapları literatürde belirtilen yöntemlerden farklıdır. Çevrim kodunda yalnızca ara ısı değiştirici modellenmiştir. Evaporatör ve kondenser komponentlerinin tasarımı, çevrim tasarımı sonucunda elde edilen debi ve giriş sıcaklıkları girdi olarak kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

Tasarım şartlarını etkileyecek bir parametre, kondenser soğutma sistemidir. Bölüm 2.2'de belirtildiği gibi su soğutmalı sistemlerde verim daha yüksek olurken, hava soğutmalı sistemlerde verim nispeten daha az olmaktadır. Bunun en büyük nedeni gazların ısı iletkenliklerinin çok düşük olması ve faz değişim işlemlerinde yüksek ısı transferi katsayılarının gerekmesidir. Su soğutmalı sistemlerin daha fazla yer kaplamasına rağmen, bu çalışmada yer kısıtlaması olmadığı için tasarımda su soğutmalı kondenser kullanılması karar verilmiştir. Su soğutmalı sistemde soğuk suyun giriş sıcaklığının 28 °C olması hedeflenmiştir.

3.2 Termodinamik Çevrim Tasarımı

Çevrim tasarımı girdi parametrelerinin belirlenmesi için öncelikle çalışma akışkanı olarak seçilen R245fa'nın T-s diyagramı NIST Refprop programı yardımıyla elde edilmiştir. Bu grafik Şekil 3.2'de sunulmuştur. Bu grafikte görülen doymuş buhar eğrisine göre R245fa akışkanı önce kuru sonra ıslak akışkan özelliğindedir.



Şekil 3.2 : R245fa sıcaklık-entropi grafiği

Literatürdeki çalışmalarda çoğunlukla türbin giriş sıcaklıkları akışkanların kritik sıcaklıklarından daha düşük tutulmaktadır. Evaporatör basınçları ise kritik basınçlardan düşük tutulmaktadır. R245fa akışkanın kritik basıncı 36.4 bar iken, kritik sıcaklığı 154.1 °C'dir. Ancak, NIST REFPROP programı R245fa'nın kızgın buhar özelliklerini 166.85 °C değerine kadar vermektedir. Bu değerden daha yüksek değerlerde akışkan özelliğinin kritik seviyenin üzerinde olduğu uyarısını vermektedir.

Bu bilgilerden yola çıkarak, akışkan özelliklerini tablolardan okuyarak çevrim analizine dahil eden tasarım kodu ile optimum tasarımı elde edebilmek için, farklı basınç ve sıcaklık girdi değerleri ile tasarım denemeleri gerçekleştirilmiştir. İlk denemelerde en verimli evaporatör basıncı ve türbin giriş sıcaklığını belirleyebilmek için sabit kondenser basıncında (3 bar), hedeflenen türbin-pompa verimi (%70) ve çıkış gücü ile hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Bu denemelerden elde edilen sonuçlar Çizelge 3.4'te sunulmuştur. Bu deneme çalışmalarında 154.5 °C türbin giriş sıcaklığında 28 bar evaporatör basıncında ısıl verim en yüksek olurken, 160 °C sıcaklıkta 29 bar, 166 °C sıcaklıkta ise 31 bar en yüksek ısıl verimi sağlamaktadır. Sıcaklıklar arasında sıralama yapılacak olursa, en yüksek ısıl verim 166.85 °C'de elde edilmektedir.

Çizelge 3.4: Farklı türbin giriş sıcaklığı ve evaporatör basınçlarında verim analizi sonuçları.

Türbin Giriş Sıcaklığı (C)	Evaporatör Basıncı (bar)	Verim (%)
154.5	28	13.46
	29	13.45
	30	13.41
	31	13.35
	36.4	11.84
160	28	13.85
	29	13.87
	30	13.86
	31	13.84
	36.4	13.28
166.85	28	14.29
	29	14.33
	30	14.36
	31	14.37
	36.4	14.14

Türbin giriş sıcaklığı, türbin verimini etkileyen en önemli parametrelerden bir tanesidir. Türbin veriminin hedeflenen değer civarında olabilmesi için, aynı zamanda türbin tasarım girdisi de olan giriş sıcaklık değerinin olabildiğince yüksek seçilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, yapılan ilk analiz sonucunda, bu akışkan ile çalışılabilecek maksimum değer olan, 166.85 °C türbin giriş sıcaklığı olarak belirlenmiştir. Bu sıcaklık değerinde en yüksek ısıl verimi sağlayan 31 bar ise evaporatör basıncı olarak belirlenmiştir.

Son olarak, kondenser basıncı belirlenmiştir. Tasarım hedeflerinde bahsedildiği üzere, yoğuşurma akışkanı olarak su seçilmiştir ve kondenser su giriş sıcaklığının 28 °C olması hedeflenmiştir. Kondenser basıncının belirlenmesinde soğuk su giriş sıcaklığının doğrudan etkisi yoktur. Ancak, bu sıcaklık kullanılarak belirlenen çalışma akışkanı şartlarında bir kondenserin maksimum kapasitesi belirlenmektedir. Bir ısı değiştiricide mümkün olan maksimum sıcaklık değişimi ve ısı aktarımı denklem (3.4) ve (3.5)'de verilmiştir [27]. Denklem (3.5)'teki c_{min} (debi ve ısı transfer katsayısı çarpımı) değeri olarak, sıcak ve soğuk akışkan değerlerinden küçük olan seçilir. Kondenser basıncı belirlenirken bu hesaplamalar yapılmış ve kondenserin maksimum ısı transfer değeri bulunmuştur. Çevrim hesaplamalarından elde edilen kondenser ısı kapasitenin bu değerden küçük olup olmadığı kontrol edilmiştir.

$$\Delta T_{max} = (T_{sıcak.giriş} - T_{soğuk.giriş}) \quad (3.4)$$

$$q_{max} = c_{min} \Delta T_{max} \quad (3.5)$$

Kondenser basıncını belirlemek için farklı değerlerde hesaplamalar tekrarlanmıştır. Elde edilen sonuçlar Çizelge 3.5'de verilmiştir. Bu tablodan elde edilen bilgiye göre kondenser basıncı düştükçe ısıl verim artmaktadır. Ek olarak, basınç düştükçe yoğunlaşma sıcaklığı da düşmektedir. Yukarıda verilen denklemlerden sıcaklık düştükçe ısı aktarım kapasitesi de azalmaktadır ve bu şekilde soğutma sistemi hacimsel olarak daha küçük tasarlanabilmektedir. Ancak, kondenser giriş sıcaklığının soğuk akış giriş sıcaklığından fazla olmamasına dikkat edilmelidir. Bir diğer taraftan, kondenser basıncının, içerisine hava kaçması olasılığı düşünülerek, atmosfer basıncının altına düşmemesi gerekmektedir. Tüm bu faktörler göz önüne alınarak kondenser basıncı 2 bar olarak belirlenmiştir.

Çizelge 3.5: Farklı kondenser giriş sıcaklığı ve kondenser basınçlarında verim analizi sonuçları.

	Kondenser Basıncı (bar)	Kondenser Giriş Sıcaklığı (° C)	Verim (%)
100 kW %70 türbin verimi %70 pompa verimi Türbin giriş şartları; 166.85 C 31 bar	4	60.386	12.984
	3.5	55.918	13.625
	3.2	52.996	14.045
	3	50.929	14.342
	2.5	45.252	15.16
	2	38.613	16.118

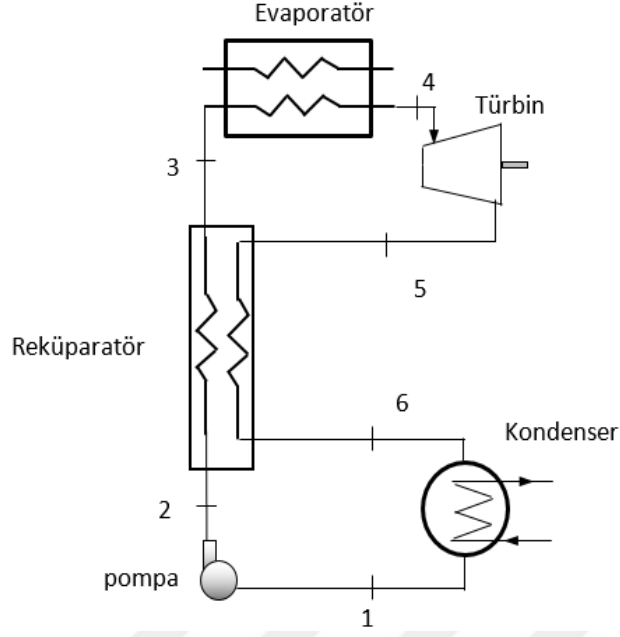
Çalışma akışkanı olarak R245fa'nın kullanıldığı çevrim tasarım girdileri Çizelge 3.6'da sunulmuştur.

Çizelge 3.6: Termodinamik çevrim tasarım girdi değerleri.

Tanım	Değer	Birim
Evaporatör basıncı	31	bar
Kondenser basıncı	2	bar
Türbin giriş sıcaklığı	166.85	°C
Türbin verimi	%70	-
Pompa verimi	%70	-

3.3 Termodinamik Çevrim Tasarım Sonuçları

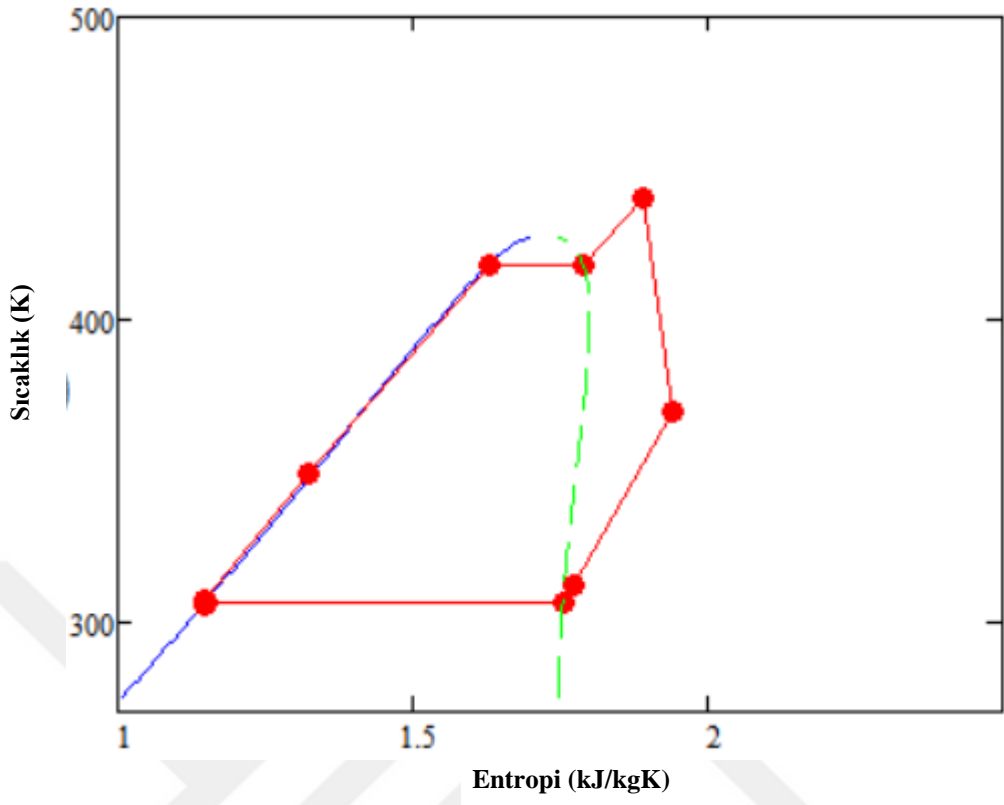
Termodinamik çevrim tasarımı, bölüm 2.1 'de bahsedilen Rankine çevrimi denklemleri kullanılarak geliştirilen bilgisayar kodu ile bir önceki bölümde sunulan tasarım girdi değerleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çevrim tasarımında kullanılan istasyon numaralarının gösterimi Şekil 3.3'te bulunmaktadır. Tasarım çıktıları bu istasyon numaraları referans alınarak Çizelge 3.7'sunulmuştur. Tasarım çıktılarına göre oluşturulan T-s grafiği ise Şekil 3.4'te sunulmuştur.



Şekil 3.3: ORÇ çevrim şeması.

Çizelge 3.7: Termodinamik çevrim tasarımı sonuçları.

Konum/Değer	Sıcaklıklar [°C]	Basınç [bar]	Entalpiler, [kJ/kg]	Akışkanın Hali
Türbin çıkış gücü [kW]	100			
1	32.349	2	242.247	Sıkıştırılmış sıvı
2	34.109	31	245.389	Sıkıştırılmış sıvı
3	75.393	31	302.448	Sıkıştırılmış sıvı
4 (Türbin giriş sıcaklığı)	166.85	31	531.105	Kızgın buhar
5	96.239	2	491.108	Kızgın buhar
6	38.613	2	434.05	Karışım
Isıl Verim [%]	16,118	Çalışma akışkanı: R245fa % 70 türbin verimi % 70 pompa verimi		
Pompa gücü [kW]	8,527			
Evaporatör gücü [kW]	620.432			
Kondenser gücü [kW]	520.432			
Rekuperatör gücü [kW]	154.82			
Rekuperatör etkinliği	0.928			



Şekil 3.4: Termodinamik çevrim tasarımı sonucu elde edilen T-S grafiği.

4. RADYAL ÇIKIŞLI BUHAR TÜRBİNİ TASARIMI

4.1 Radyal Çıkışlı Türbin Yapısı

Buhar türbinlerinde, hacimsel debinin genişleme boyunca çok fazla değişiklik göstermesi sonucu bu tip türbinlerin tasarımında bazı zorluklarla karşılaşmaktadır. Organik akışkanların ses hızlarının düşük olması, akış pasajında süpersonik hızların görülmesine neden olmaktadır ve bu durum ORÇ türbin tasarımını karmaşıktırılmaktadır [37]. Buhar türbin tasarımındaki zorluklar, radyal çıkışlı türbin geometrisi ile aşılabilmektedir. Radyal çıkışlı türbin geometrisinin avantajları aşağıda sıralanmıştır. [37,44]

- Radyal çıkışlı türbinlerde, akış türbine aksel yönde girip, radyal yönde çıkmaktadır. Bu geometri, akış boyunca pasaj alanının hacimsel debi artışı ile uyumlu olarak artmasını sağlamaktadır.

- Radyal çıkışlı türbin geometrisinde, kanat uzunluğu boyunca çevresel hız değişmemekte ve profil kanat uzunluğuna sabit kalmaktadır. Bu nedenle, aksel türbin tasarımında uygulanan radyal eşitlik ilkesinin uygulanmasına gerek kalmamaktadır. Kanatların uzunlukları boyunca burkulmaması imalat açısından büyük kolaylık sağlamaktadır.

- Radyal çıkışlı türbin geometrisinde bir disk üzerinde birden fazla kademe yer alabilmektedir. Bu kompakt yapı sayesinde sızdırmazlık elemanları ve rulman gereksinimleri azalmaktadır. Ayrıca bu basit yapı sayesinde rotor ve stator kanatlarının uç açıklıkları çok küçük seçilebilmektedir. Bu sayede uç kaçakları çok düşük seviyelerde tutulabilmektedir.

- Yine bu kompakt yapı sayesinde, dış gövde değiştirilmeden kanat yüksekliklerinde yapılacak değişim ile akış alanı tasarımı değiştirilebilir.

İzentropik radyal çıkışlı türbin ön tasarımı, aksel türbin tasarım prosedürüne benzetim ile gerçekleştirilebilmektedir. Ancak bu benzetim, geometri ve akış alanı farklılığından dolayı yeterince doğru sonuç vermemektedir. Aksel türbin tasarımında çevresel hız sabit kabul edilirken, radyal çıkışlı türbin geometrisinde kanat

boyunca çevresel hız çap arttığı için artmaktadır. Çevresel hız değişimi nedeniyle, aksenal türbindeki hız üçgenleri açılarının benzeşimi radyal çıkışlı türbinde uygulanamamaktadır.

Radyal çıkışlı türbin geometrisinde, bir kanat çıkış çapı, giriş çapı ve radyal veter uzunluğunun toplanması ile elde edilmektedir. İlk iki kademedeki çap değişimi Denklem (4.1) (4.3) ile belirlenir.

$$D_{s,çıkış} = D_{giriş} + b_{rad,s} \quad (4.1)$$

$$D_{r,giriş} = D_{s,çıkış} + t_{cl,s-r} \quad (4.2)$$

$$D_{r,çıkış} = D_{r,giriş} + b_{rad,r} \quad (4.3)$$

Ulaşılan çap değerleri ve türbin devir sayısı ile kanat giriş ve çıkış konumlarındaki çevresel hız denklem (4.4) ile elde edilir [28].

$$U_t = \pi DN \quad N = \text{rev/s} \quad (4.4)$$

Çevresel hızın türbin boyunca değişmesi aynı zamanda hacimsel debinin de değişmesini beraberinde getirmektedir. Akış alanı da genişleme boyunca aynı değişkenliği göstermektedir. Kanat çıkış alanında kütle korunumu denklemi uygulandığı takdirde, çıkış alanı denklem (4.5) gibi ifade edilebilir [37].

$$A_{çıkış} = H_{çıkış} o = \frac{\dot{m}}{\rho_{çıkış} V_{çıkış} n_{pal}} \quad (4.5)$$

Bir kademdeki rotor ve stator kanat sayılarının bulunabilmesi için sağlamlık olarak ifade edilebilecek olan, iki kanat arası uç aralığının veter uzunluğuna oranının uygun bir değerde seçilmesi gerekmektedir [28]. Kanat sayısının belirlenmesinin ardından, iki kanat arası uç aralığı belirlenebilmektedir. Belirlenen uç aralığı ve kanat çıkış açısı ile de kanat çıkış genişliği hesaplanabilmektedir. [37] kaynağında sunulan denklem (4.6) ve (4.7) yardımıyla, kanat çıkış yüksekliği denklem (4.8) 'den belirlenebilmektedir.

$$o = S \cos(\beta) \quad (4.6)$$

$$S = \frac{\pi U_{çıkış}}{n_{pal}} \quad (4.7)$$

$$H_{çıkış} = \frac{\dot{m}}{\rho_{çıkış} V_{çıkış} \cos(\beta) D_{çıkış}} \quad (4.8)$$

Eksenel türbin tasarım prosedürü, radyal çıkışlı türbine birebir uymadığı için uygulamada sorunlar yaşanmaktadır. Radyal çıkışlı türbin tasarımında girdi olarak

gerekli parametrelerin (kanat çıkış açısı, radyal veter uzunluğu, kademe genişleme oranı ve reaksiyon dereceleri) optimum değerleri iterasyon yöntemiyle belirlenmelidir. Bu optimizasyon yönteminde dikkat edilecek hususlardan bir verimlilik iken diğer ise geometrik verilerin mantıklı kanat çıktısına ulaştırması gerekliliğidir. Çevresel hızın çoğu parametreyi etkilemesinden dolayı, türbin çapı ve devir hızı optimizasyon parametreleri arasında yer almalıdır.

4.2 Radyal Çıkışlı Türbin Ön Tasarım Metodu

Türbin tasarımı, ön tasarım ve ayrıntılı kanat tasarımı olarak ikiye ayrılmaktadır. Türbin ön tasarımı ile kademe sayısı, genişleme oranları, hız uçgenleri, kanat geometrisi, kanat sayısı ve mil dönüş hızları belirlenirken, ayrıntılı türbin tasarımında akış analizi ile performans değerlendirilerek iyileştirmeler için gerekli veriler belirlenir. Türbin tasarımları, birçok çalışma sonucu güvenilirliği kanıtlanmış tasarım denklemleri ile gerçekleştirilmektedir. Türbin ön tasarımı genellikle, performansı yapılan analiz ve deneylerle kanıtlanmış türbinlerin tasarım verileri baz alınarak gerçekleştirilmektedir.

4.2.1 Zturbo yazılımı ile türbin ön tasarımı,

Radyal çıkışlı türbin tasarımı, deneysel verilerle doğrulanan kayıp ve sapma korelasyonlarını içeren ve özellikle ORÇ türbinleri için geliştirilmiş olan zTurbo yazılımı ile gerçekleştirilebilmektedir. zTurbo yazılımı, akışkanın termofiziksel özelliklerini başka bir yazılımdan (FluidProp) elde etmekte ve bunun sayesinde kütle, enerji ve momentum denklemlerini akışkanın termofiziksel özelliklerine göre çözmektedir Yazılım, ses altı ve ses üstü hızlarında tasarım yapabilmektedir

Girdi olarak zTurbo yazılımı; türbin girişi termodinamik özellikleri, kademedeki genişleme oranı ve kütleli debi (termodinamik çevrim analizi sonucu ortaya çıkan tasarım isterleri) değerleri istenmektedir. Ek olarak, yazılım bazı geometrik bilgilerin (tepki derecesi, kanat genişliği, çıkış açıları, firar kenarı kalınlığı, uç ve merkez açıklıkları) girdi olarak belirlenmesi istenmektedir. Bu geometrik verilerin istenmesinin amacı, ön tasarımın imal edilebilirlik unsuru ele alınarak gerçekleştirilmesinin amaçlanmasıdır. Kademe tepki derecesinin girdi olarak verilmesi ile stator çıkış hızı ve Mach sayısı izentropik akış koşullarında hesaplanabilmektedir. Bu sonuçlara göre eğer ses üstü akış koşulları söz konusu ise; boğazdaki boğulmuş akış enerji korunum

denklemlerinin sayısal olarak çözümü ile hesaplanır. (Pth: kritik basınç değeri, s: entropi değeri)

Bu hesaplamaların ardından stator kütlenin korunumu denkleminde boğaz alanı hesaplanmaktadır. Boğaz alanı ile yarıçap değerleri kullanılarak kanat yükseklik değerine ulaşılmaktadır. Eğer ses altı akış koşulları söz konusu ise; kütle korunum ve momentum korunum denklemleri teğetsel yönde geometrik olarak boğaz ve kanatsız çıkış alanı arasında çözülür. İki durumda da çıkış açısı uygun korelasyon ile başlangıç değerinden başlayarak iterasyon yöntemi ile bulunur. Kanat sayısı ise Zweifel kriteri baz alınarak elde edilmektedir. zTurbo kaskat kayıplarını tahmin edebilmek için bir çok kayıp modeli (Ainley& Mathieson,Soderber, Craig& Cox, Traupel) içermektedir. Ayrıca, yazılım kayıp katsayısı girdisine izin vermektedir.

Rotor ön tasarımı için ikinci maddedeki yöntemle benzer bir metodoloji gerçekleştirilmektedir. zTurbo yazılımının sağladığı çıktılar;

- hız diyagramları,
- meridyonel kanal şekilleri,
- performans parametreleri (verim, kayıp katsayıları vb.)'dir.

Bu yazılım ile türbin ön tasarımını gerçekleştirebilmek için girdi dosyasında istenilen verilerin doldurulması gereklidir. Bu girdi dosyasında ilk olarak, termodinamik çevrim analizi sonucu ortaya çıkan, türbin giriş-çıkış basıncı, giriş sıcaklığı, debi ve akışkan ismi verileri yer almaktadır. İlk kısımda bu bilgilere ek olarak, tasarım kararı niteliğinde türbin dönüş hızı, kademe sayısı, ilk kademe yüksekliği ve bu yükseklik ile merkezden uzaklığın oranı gibi veriler istenmektedir. Bu verilerle, program türbinin toplam genişletme oranını, ilk kademe statorunun merkezden uzaklığını ve debi denkleminde buhar giriş hızını hesaplamaktadır.

İkinci kısımda ise kademe genişleme oranı, tepki derecesi, rotor-stator arası mesafeler, kanat genişliği, kanat çıkış açıları, firar kenarı kalınlığı, uç ve boğaz açıklık oranı verilerinin girdi olarak belirlenmesi istenmektedir.

Bu girdi verilerinin ilk aşamada tahmini olarak belirlenmesi gerekmektedir. Bu tahmini değerleri belirleyebilmek için literatürdeki çalışmalarda yer alan değer aralıkları referans alınmıştır. Literatürden elde edilen bu kısıtlamaların bazıları imal edilebilirlik açısından önem arz etmektedir. Literatürdeki akış analiz çalışmaları

sonucunda elde edilen değer aralıkları ise optimum verimin elde edilebilmesi için önemli olmaktadır.

Çizelge 4.1: Tahmini türbin ön tasarım girdi değerleri.

Girdi	Tahmini Değer	Kaynak
Kademe sayısı	$n = 1.4 \ln \frac{P_g}{P_\zeta}$	[33]
Genişleme oranı	$\left(\frac{P_\zeta}{P_g}\right)_{kademe} = \left(\frac{P_\zeta}{P_g}\right)_{toplam}^{1/N}$	[37] -
Reaksiyon derecesi	$0,4 \leq R \leq 0,6$	[28]
Kanat radyal uzunluğu	0,2-1,5 * kanat çıkış yüksekliği	[38]
Stator-rotor, rotor-stator arası mesafe	0,1-0,3 * kanat radyal uzunluğu	[38] -
Stator-rotor kanat çıkış açısı	50-80 derece	[38]
Firar kenarı kalınlığı	>0,1 mm	[38]

Bu değerlere ek olarak, kayıp korelasyon seçimi de girdi doyasında belirtilmektedir. Yazılım dört adet kayıp korelasyon seçeneği sunmakta, ancak bunlardan ikisi eksenel ve radyal çıkışlı türbinlerde kullanılırken, diğer ikisi de radyal girişli türbinlerde kullanılmaktadır. Craig&Cox ve Traupel kayıp korelasyonları eksenel turbomakinalar için geliştirilmiştir ve deneysel verilere dayanmaktadır. Henüz radyal çıkışlı türbinler için bir kayıp korelasyonu geliştirilmediği için eksenel makinalar için kurgulanmış olan bu iki kayıp korelasyonu radyal çıkışlı türbin tasarımında sıklıkla kullanılmaktadır. Bu nedenle, ön tasarım çıktıları ile deneysel çıktılar her zaman yakın değerler olmamaktadır.

Literatür taramasında Craig&Cox ve Traupel kayıp korelasyonlarından hangisinin radyal çıkışlı türbin tasarımı için daha uygun olduğu araştırılmış ve eksenel makinalarda Craig&Cox kayıp korelasyonunun daha gerçeğe yakın sonuçlar sağladığı bilgisine erişilmiştir. Ancak, radyal çıkışlı türbinlerde bu durumun geçerli olmadığı [39]'da gerçekleştirilen akış analizi çalışması ile ispatlanmıştır. Bu çalışmada, her iki kayıp korelasyonu kullanılarak iki adet ön tasarım gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen ön tasarım çıktıları kullanılarak oluşturulan kanat geometrileri ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı aracılığıyla kaskat analizi yapılmış ve elde edilen

sonuçlar ön tasarım çıktıları ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucu Craig&Cox korelasyonunun uç kayıplarını yeterince iyi tahmin edemediğini, Traupel korelasyonunun ise analiz değerlerinden daha yüksek ama Craig&Cox'a göre daha yakın tahmin edebildiği gözlenmiştir. Ek olarak, toplam kayıpta da Traupel'in analiz değerlerine daha yakın değerler sağladığı gözlenmiştir.

4.2.2 Kanat geometrisi oluşturma

Radyal çıkışlı türbinin yapısal karakterinden dolayı çevresel hız kanat yüksekliğince değişmez. Bu durum kanatların aksel türbinde karşılaştığı gibi, burulma gerekliliğini ortadan kaldırır. Böylelikle kanatların üç boyutlu tasarımı ve üretimi basite indirgenmiş olur.

Kanat geometrisi oluşturulurken öncelikle kamburluk hattının oluşturulması gerekmektedir. Kamburluk hattı, kanat giriş açısı (Bin), kanat çıkış açısı (Bout), oturma açısı (γ), radyal veter uzunluğu (b), hücum kenarı konumu (LE) ile belirlenmektedir. Firar kenarının konumu hücum kenarı konumu, oturma açısı ve radyal veter uzunluğu verileri doğrultusunda elde edilmektedir. Firar kenarının belirlenmesi ile ilgili denklemler aşağıda sunulmuştur [40].

$$x_{le} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (4.9)$$

$$y_{te} = y_{le} + m(x_{te} - x_{le}) \quad (4.10)$$

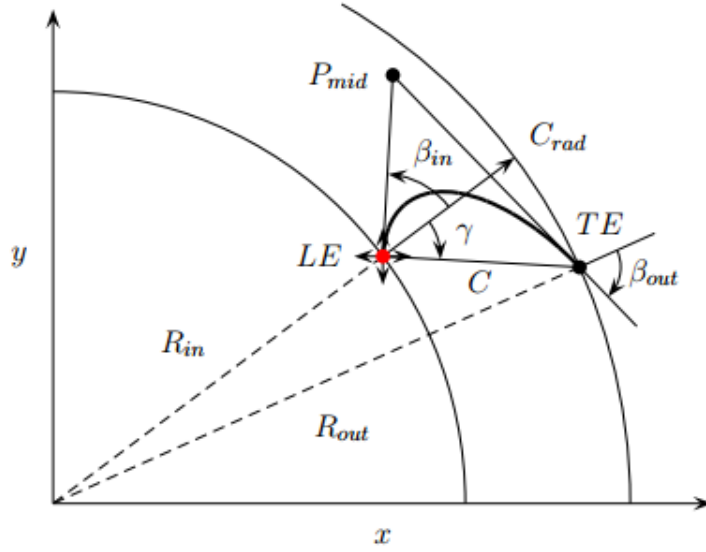
$$a = 1 + m^2 \quad (4.11)$$

$$b = -2m(mx_{le} - y_{le}) \quad (4.12)$$

$$c = -m^2x_{le}^2 + y_{le}^2 - 2mx_{le}y_{le} - r_{çıkış}^2 \quad (4.13)$$

$$m = \tan \left(\text{atan} \left(\frac{y_{le}}{x_{le}} \right) - \gamma \right) \quad (4.14)$$

NURBS eğrisinin oluşturulabilmesi için en az üç adet kontrol noktasına ihtiyaç vardır. Bu üç kontrol noktasından ikisi hücum ve firar kenarı konumlarıdır. Üçüncü kontrol noktası, kanat giriş ve çıkış açıları ile hücum ve firar konumlarından geçen doğruların kesişim noktasıdır. Şekil 4.1'de NURBS eğrisi ile oluşturulan kamburluk hattı yapısı gösterilmektedir [40].



Şekil 4.1: NURBS eğrisi kullanılarak oluşturulan kamburluk hattı çizimi [40]

Kamburluk hattının belirlenmesinin ardından bir sonraki adım kanat geometrisinin belirlenmesidir. Kanat geometrisi belirlemede iki yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden ilki büyük ölçüde buhar ve gaz türbinleriyle ilgili tecrübelerden elde edilen ampirik kurallara dayanmaktadır. Bu yöntemde kanat geometrisi, performansı kanıtlanmış bir kalınlık dağılımının elde edilen kamburluk hattı boyunca uygulanması ile oluşturulmaktadır. Bu klasik yöntem, aksenel türbinlerde sıklıkla uygulanmaktadır. İkinci yöntemde ise kanat geometrisi, akış alanı analizi ile profilin emme ve basma bölümleri için ayrı ayrı oluşturulan noktalar ile B-Spline eğrisi oluşturularak elde edilmektedir. Yapılan araştırmada, ORÇ türbinleri için iki seçeneğin de kullanıldığı tespit edilmiştir. Lee, C. Ve diğ. [41]'nin çalışmasında birinci yöntem kullanılırken, Koning, R.C.W. [40]'nın çalışmasında ikinci yöntem tercih edilmiştir. Bu çalışmada da birinci yöntemin yani, kanat profili benzetimi ile kanat geometrisinin oluşturulması kararı verilmiştir.

4.3 Radyal Çıkışlı Türbin Ön Tasarımı

Literatürden elde edilen bilgiler ile zTurbo yazılımı ile ön tasarım denemeleri gerçekleştirilmiştir. Gerek girdi değerlerinin çıktı değerlerine etkisinin bilinmemesi, gerek tasarım mantığının anlaşılabilmesi açısından herhangi bir optimizasyon programı ile çalışılmamıştır. Bu hedef doğrultusunda gerçekleştirilen ön tasarım deneme çalışmalarında, farklı değerlerdeki girdilerin çıktılara etkisi ayrıntılarıyla incelenmiştir.

Farklı girdi verileri ve kayıp korelasyonları ile birçok deneme yapılmıştır. Bu denemelerde çıktı verilerinde öncelikle verim daha sonra geometri değerlerine dikkat edilmiştir. Denemelerde Craig&Cox kayıp korelasyonu ile çalışıldığında çok daha yüksek verim değeri elde edilirken, aynı girdi değerleri kullanılarak Traupel kayıp korelasyonu ile çalışıldığında daha düşük verimler elde edilmiştir. Bu çalışmaların ardından kayıp korelasyonları tekrar incelenmiş ve Traupel kayıp korelasyonu ile gerçekleştirilecek tasarımın daha gerçek değerlere yakın sonuç vereceği kararına varılmıştır. Ardından, tüm denemeler Traupel kayıp korelasyonu kullanılarak elde edilmiştir.

İteratif çalışmada kullanılan girdi değer aralıkları Çizelge 4.2’de sunulmuştur.

- Kademe sayısı Çizelge 4.1’de verilen kriter ile belirlenmiştir.
- Kademe genişleme oranları da Çizelge 4.1’deki kriter ile belirlenmiştir. Ancak, iterasyon çalışmalarında kademelerin farklı genişleme oranlarına sahip olmalarının türbin performansını arttırdığı gözlenmiştir. Bu nedenle, genişleme oranları iterasyon ile belirlenmiştir.
- Kademelerin reaksiyon derecelerinin, statorda ve rotorda eşit genişlemenin oluşması için ,0,5 değeri civarında olması hedeflenmiştir.
- Tasarlanacak türbinin piyasadaki jeneratörler ile herhangi bir hız düşürücü elemana ihtiyaç olmadan bağlanabilmesi için mil dönüş hızınının 3000-36000 rpm aralığında olması hedef olarak belirlenmiş, ancak gerçekleştirilen tasarım denemelerinde bu dönüş hızında türbin veriminin %60 civarında kaldığı gözlenmiştir. Bu durum üzerine, hedeflenen verimi tutturabilmek için türbin devir sayısı artırılarak denemeler yapılmış ve en iyi verimi sağlayan devir sayısı belirlenmiştir.
- Kanat uç açıklıkları ve firar kenarı kalınlığı için, mekanik titreşim ve imal edilebilirlik kriterleri göz önüne alınarak minimum değerler seçilmiştir. Stator ve rotor arası mesafe Çizelge 4.1’deki değerlere riayet edecek şekilde küçük seçilmiştir. Radyal çıkışlı türbinlerde iki kademe arasındaki alanın difüzör gibi davranmaktadır [33]. Düzgün bir akış için iki kademe arası (rotor ve stator arasındaki) mesafe daha büyük seçilmelidir. Bu nedenle, iki kademe arası (rotor ve stator arasındaki) mesafe stator rotor arasındaki mesafenin iki katı seçilmiştir.
- Giriş yükseklik değeri ve çapı kritik değerlerdir ve tüm makinanın büyüklüğünü belirlerler. Giriş yüksekliği ve çapı ile alan hesaplanmaktadır. İlk kademe girişindeki

yoğunluk bilindiği için giriş hızı kütlelin korunumu denklemi ile elde edilebilmektedir. Giriş hızı, hız üçgenlerinin ve dolayısıyla türbin veriminin belirlenmesinde önemli rol oynamaktadır. Ek olarak, kademeler boyunca akış alanının artışı tasarımda arzu edilen unsurlardan bir tanesidir. Bu nedenle kanat yüksekliğinin kademeler boyunca artması beklenir. Tüm bu nedenlerden dolayı, ilk kademe yüksekliği ve çapı uygun değerde seçebilmek için bu değerler de iterasyon ile belirlenmiştir.

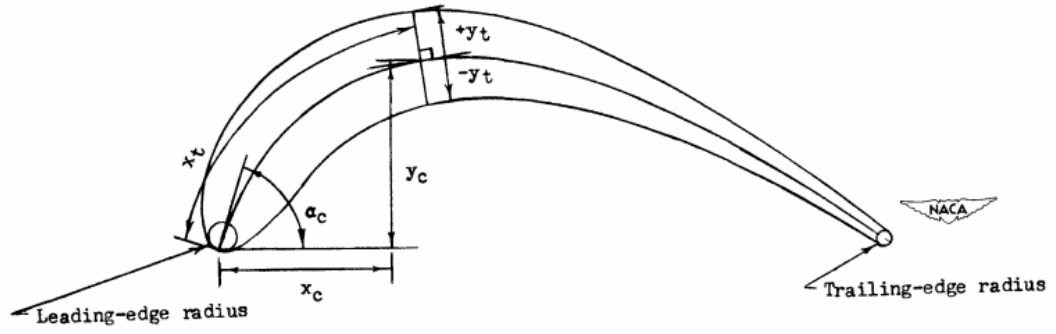
- Veter uzunlukları giriş ve çıkış çaplarını etkilemektedir. Çap değeri akış alanını etkilediğinden dolayı, hız üçgenleri ve kanat yükseklikleri veter uzunluğu değerlerine göre değişmektedir. İmalatın daha kolay gerçekleştirilmesi için stator ve rotor veter uzunlukları eşit seçilmeye çalışılmıştır. Ancak giriş hızının çok yüksek olmasının engellenmesi için ilk kademe statorunun değeri daha büyük seçilmiştir.
- Kademe sayısı arttıkça merkeze olan uzaklık artmaktadır. Dolayısıyla çevresel hız da aynı oranda artmaktadır. Çevresel hız arttıkça hız üçgenlerindeki açılarda değişmektedir. Düzgün bir akış yapısını destekleyecek olan kanat tasarımı için hız üçgenlerindeki açılar kontrol altında olmalıdır. Bu nedenle, kanat geometri açlarına giderek artan bir profilde açılar atanmıştır.

Çizelge 4.2 : Türbin ön tasarım girdi değer aralıkları.

Girdi	Değer Aralığı	Birim
Devir Sayısı	3000-15000	rpm
Kademe sayısı	4	-
Kademe Genişleme oranı	1.8-2.2	-
Reaksiyon derecesi	0,45-0,55	-
Kanat radyal uzunluğu	0.015-0.004	m
hp-in	0.0015-0.01	m
hp-in/din	0.01-0.1	-
Stator-rotor, rotor-stator arası mesafe	0.2 0.4	*crads *cradr
Stator-rotor kanat çıkış açısı	65-80	derece
Firar kenarı kalınlığı	>0,1	mm

Optimum tasarım sonucu elde edilen çıktılarla (giriş-çıkış çapları ve açıları, kamburluk hattı uzunluğu) üç kontrol noktası belirlenmiş ve bu noktalar kullanarak NURBS eğrisi ile kamburluk hattı oluşturulmuştur. Bu yöntemi uygulayabilmek için çizim programında nasıl gerçekleştirileceğine dair küçük bir araştırma yapılmıştır. Bu araştırma sonucunda çizim programının bir modülünün bu gibi çizimlere olanak sağladığı tespit edilmiştir. Elde edilen çıktı değerleri kullanılarak profil kamburluk hatları çizilmiştir. Bu çizimler geometrik olarak değerlendirilmelerinin ardından, akış pasajı ve dinamiği düşünülerek yorumlanmıştır. İyi sonuç vermeyeceği tespit edilen tasarımlarda hangi çıktı verilerinin yetersiz olduğu tespit edilmiş ve bu verilerin düzeltilmesi için girdi parametreleri değiştirilerek tekrar tasarım yapılmıştır. Bu iterasyon süreci, tatmin edici bir geometri oluşturuluncaya kadar devam etmiştir.

Kamburluk hattı oluşturulduktan sonra kalınlık dağılımı oluşturularak kanat geometrisi oluşturulmuştur. Kanat geometrisini oluşturmak için NACA A3K7 kanat profili kullanılmıştır. A3K7 kanat profili, kaskat boyunca akışın ivmelendiği reaksiyon türbinleri için kullanılmaktadır [42]. Kanat kalınlık dağılımı, belirlenen kamburluk hattı üzerinde, Dunavant, J.C. ve diğ.[42]'nin makalesinde verilen kalınlık dağılım koordinatları kullanılarak oluşturulmuştur. Şekil 4.2'de görüleceği üzere, kalınlık dağılımı kamburluk hattı üzerinde yüzde değerler ile verilmiştir. Bu yüzde değerler kullanılarak kamburluk hattı üzerindeki koordinatlar belirlenmiştir. Ardından, kalınlık oranlaması yapılarak, tasarım çıktılarına en uygun kalınlık seçilmeye çalışılmıştır. Bu kalınlık seçilirken, imal edilebilirlik ve tasarım çıktısı olan kanat sayıları ve boğaz genişliği göz önünde bulundurulmuştur. Tasarım çıktısı olan kanat sayıları kalınlık girdisine izin vermediği kademelerde, boğaz hızının önemli bir parametre olmasından dolayı, yalnızca imal edilebilirlik ve boğaz genişliği baz alınarak kalınlık oranı belirlenmiştir. Bu durumlarda, kalınlık oranı belirlenmesinin ardından kanat sayıları revize edilmiştir.



Şekil 4.2: Kanat profili oluşturma metodu [42].

Çizelge 4.3: A3K7 profili kalınlık dağılımı [42].

x_t	y_t
0	0
1,25	3,469
2,5	4,972
5	6,918
10	9,007
15	9,827
20	10
25	9,899
30	9,613
35	9,106
40	8,594
45	7,913
50	7,152
55	6,339
60	5,5
65	4,661
70	3,848
75	3,087
80	2,406
85	1,83
90	1,387
95	1,101
100	0

4.4 Radyal Çıkışlı Türbin Ön Tasarımı Sonuçları

Tasarım hedefine ulaşmak için gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda %79 verim ile çalışan bir türbin ön tasarımı gerçekleştirilmiştir. Ön tasarımı gerçekleştirilen türbin geometrik, termodinamik ve hız sonuçları aşağıdaki tablo ve şekillerde sunulmuştur.

Çizelge 4.4: Türbin ön tasarım sonuçları.

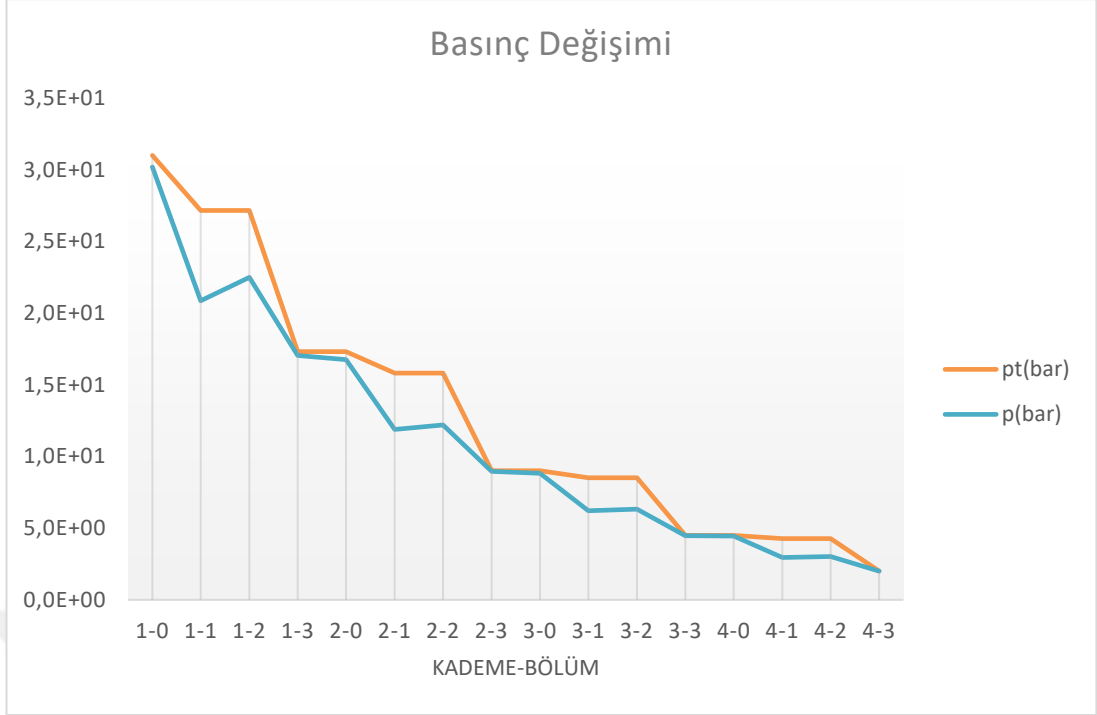
Kademe Sayısı	4
Devir Sayısı	13000 rpm
Buhar genişleme oranı	15.47
Verim	%79.5
Güç	122.77 kW

Çizelge 4.5: Türbin kademe genişleme oranları ve reaksiyon dereceleri.

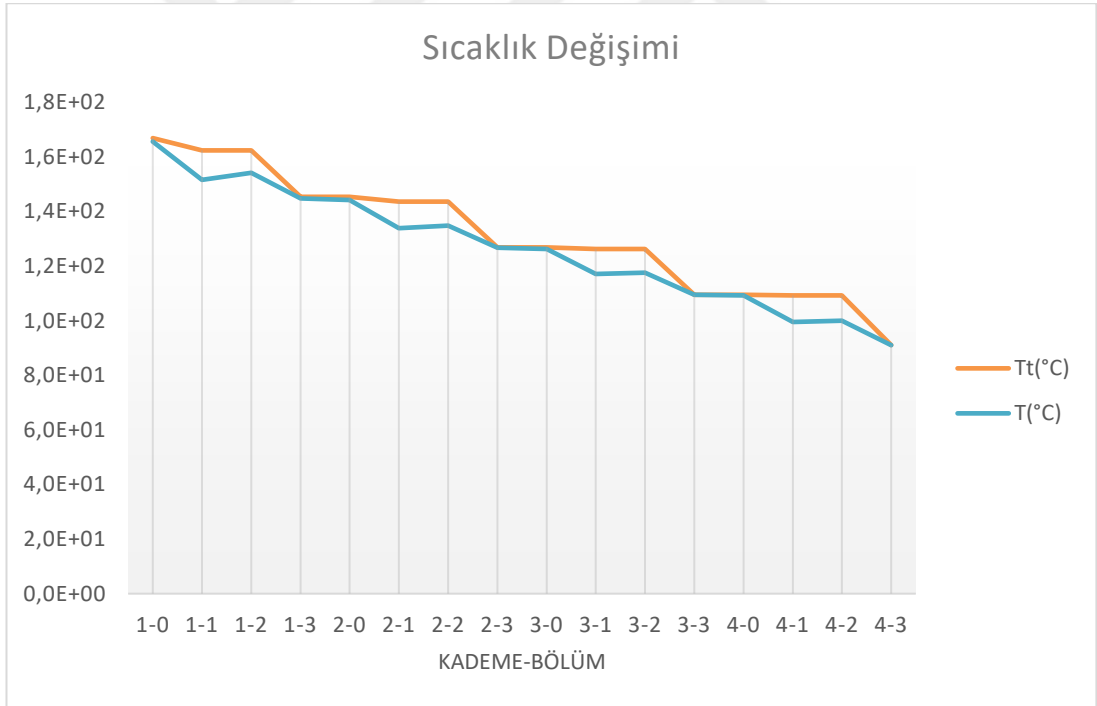
Kademe	Genişleme Oranı	Reaksiyon Derecesi
1	1.77	0.5
2	1.87	0.46
3	1.97	0.48
4	2.22	0.49

Çizelge 4.6: Türbin giriş-çıkış termodinamik çıktıları.

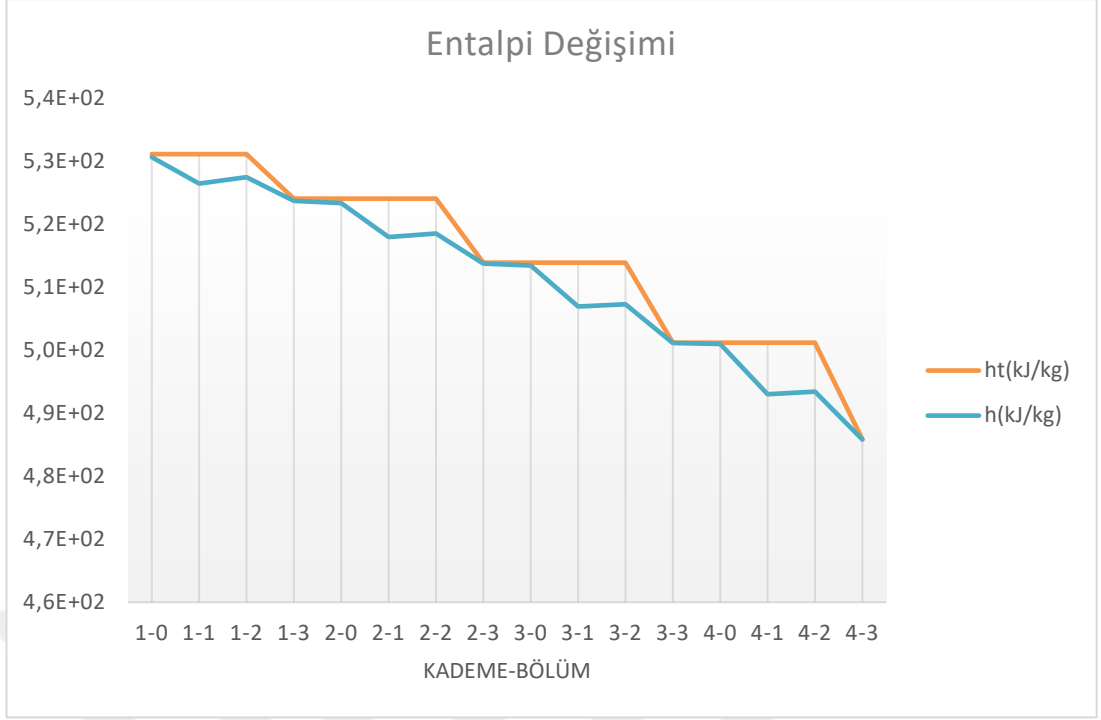
	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
Türbin giriş	166.85	31	531.11	1.892
Türbin çıkış	91.01	2	485.82	1.924



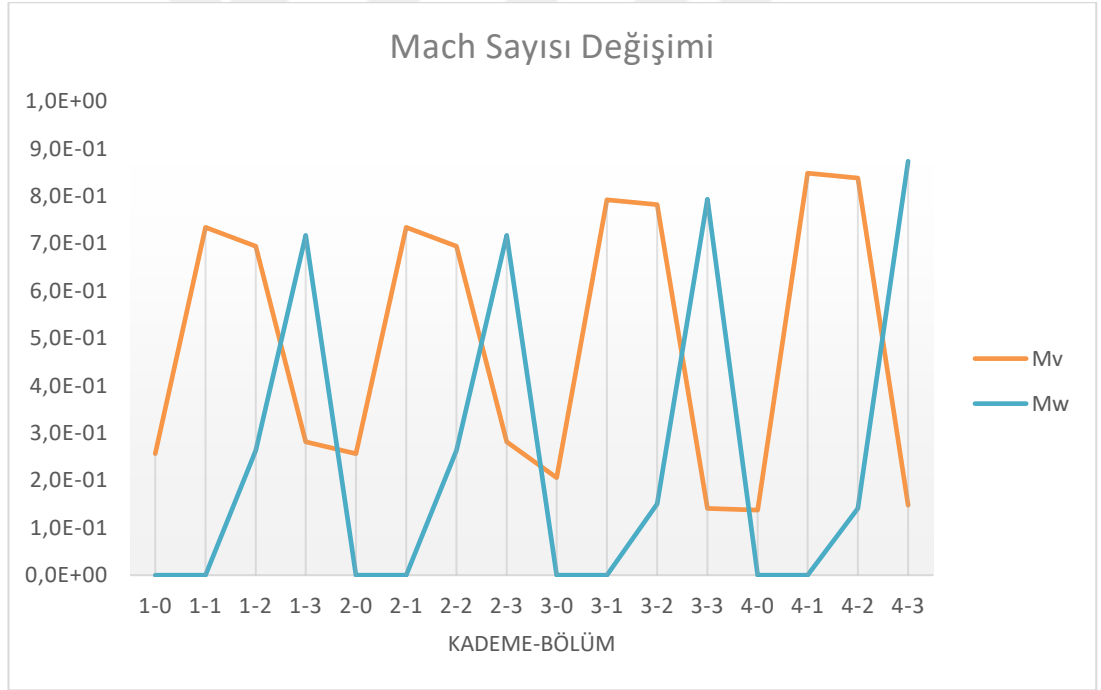
Şekil 4.3: Türbin kademelerindeki basınç değişimi.



Şekil 4.4: Türbin kademelerindeki sıcaklık değişimi.



Şekil 4.5: Türbin kademelerindeki entalpi değişimi.



Şekil 4.6: Türbin kademelerindeki Mach sayısı değişimi.

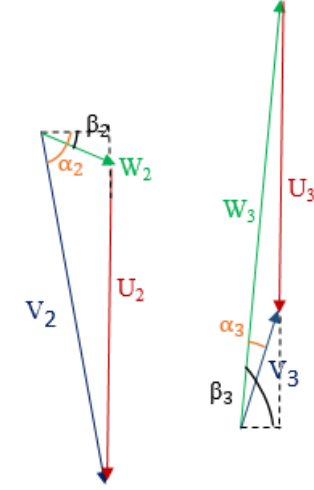
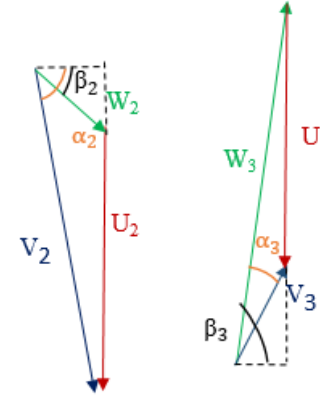
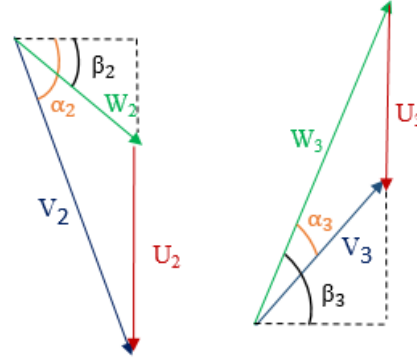
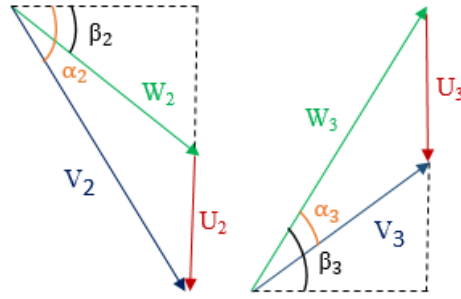


1. kademe

2. kademe

3. kademe

4. kademe



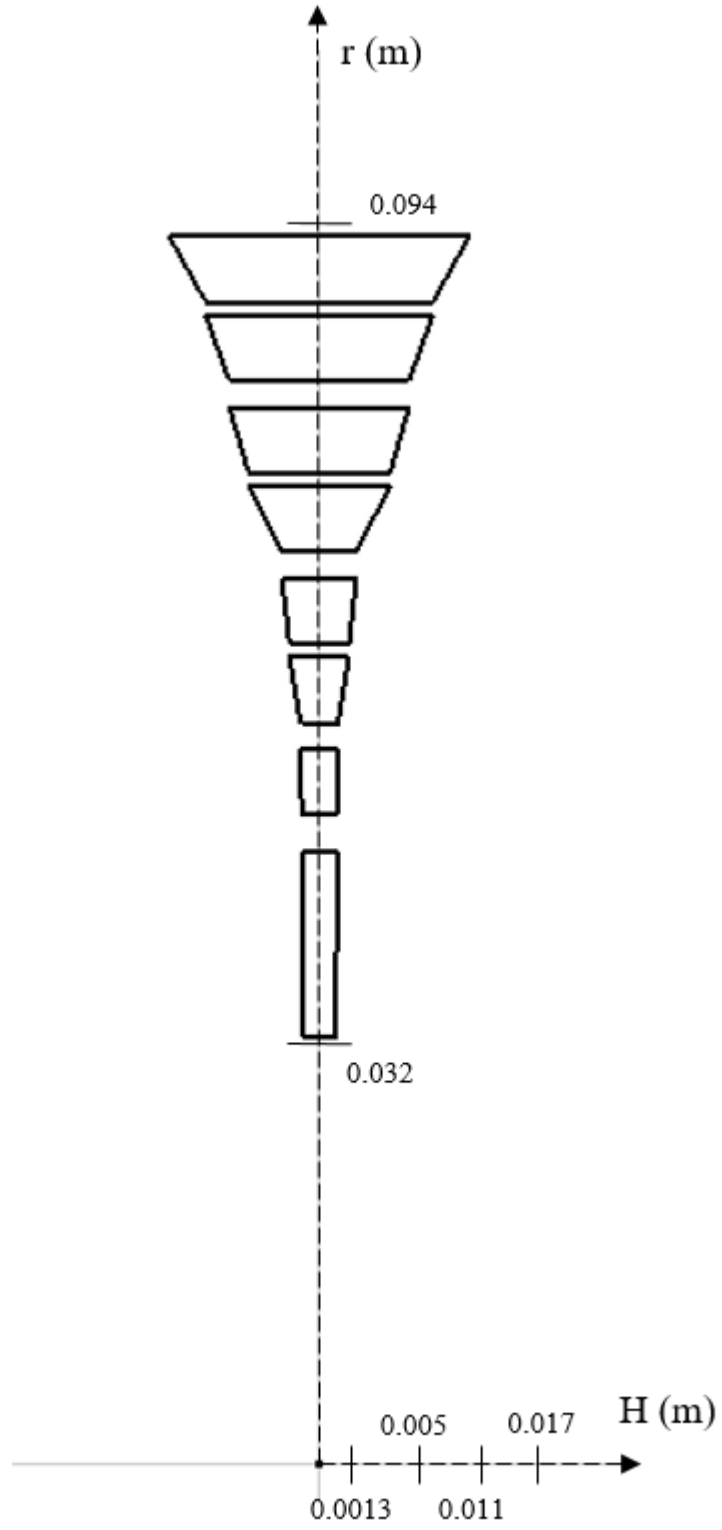
Rotor1 Giriş	Rotor1 çıkış
$V_2 = 90.35 \text{ m/s}$	$V_3 = 38.46 \text{ m/s}$
$U_2 = 67.11 \text{ m/s}$	$U_3 = 73.92 \text{ m/s}$
$W_2 = 34.23 \text{ m/s}$	$W_3 = 98.06 \text{ m/s}$
$\alpha_2 = 71.42^\circ$	$\alpha_3 = -28.02^\circ$
$\beta_2 = 32.77^\circ$	$\beta_3 = -69.74^\circ$

Rotor2 Giriş	Rotor2 çıkış
$V_2 = 108.34 \text{ m/s}$	$V_3 = 30.99 \text{ m/s}$
$U_2 = 84.82 \text{ m/s}$	$U_3 = 91.62 \text{ m/s}$
$W_2 = 33.63 \text{ m/s}$	$W_3 = 108.95 \text{ m/s}$
$\alpha_2 = 75.61^\circ$	$\alpha_3 = -26.92^\circ$
$\beta_2 = 36.81^\circ$	$\beta_3 = -75.22^\circ$

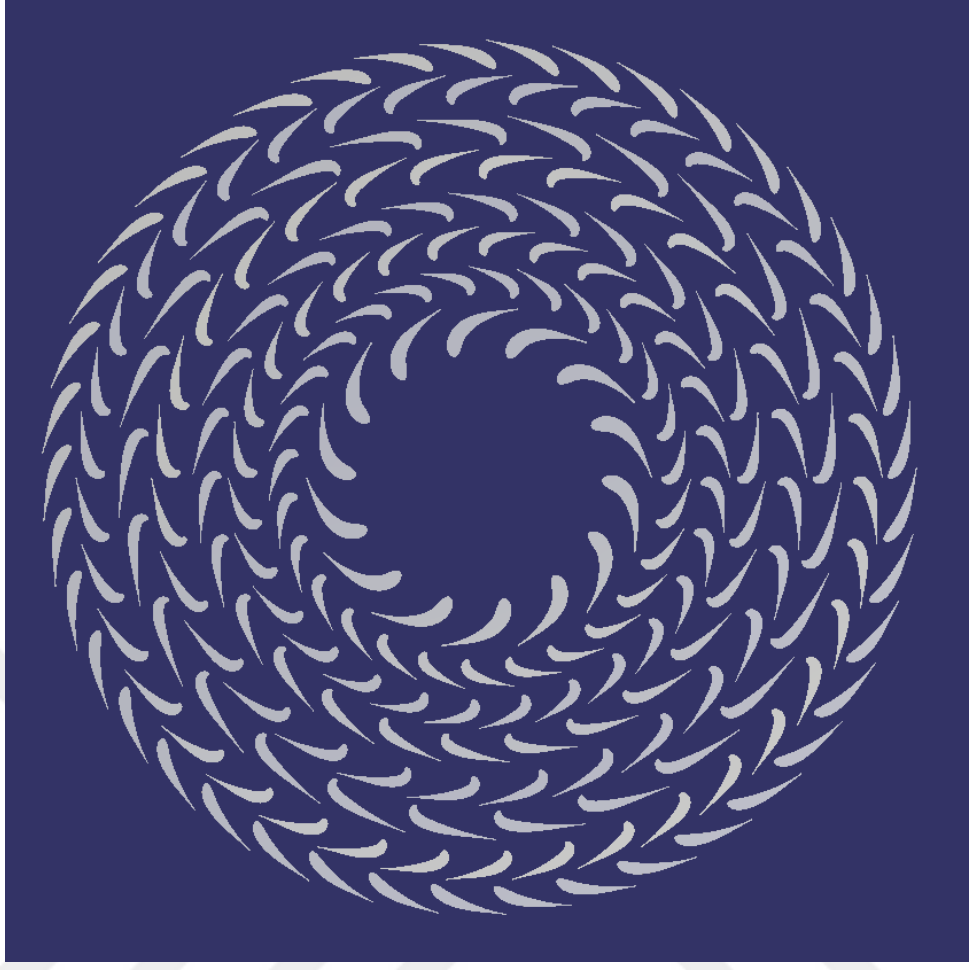
Rotor3 Giriş	Rotor3 çıkış
$V_2 = 116.23 \text{ m/s}$	$V_3 = 21.15 \text{ m/s}$
$U_2 = 102.25 \text{ m/s}$	$U_3 = 109.32 \text{ m/s}$
$W_2 = 22.32 \text{ m/s}$	$W_3 = 119.15 \text{ m/s}$
$\alpha_2 = 80.75^\circ$	$\alpha_3 = -22.92^\circ$
$\beta_2 = 33.15^\circ$	$\beta_3 = -80.59^\circ$

Rotor3 Giriş	Rotor3 çıkış
$V_2 = 126.4 \text{ m/s}$	$V_3 = 22.29 \text{ m/s}$
$U_2 = 120.21 \text{ m/s}$	$U_3 = 127.01 \text{ m/s}$
$W_2 = 21.20 \text{ m/s}$	$W_3 = 131.73 \text{ m/s}$
$\alpha_2 = 80.56^\circ$	$\alpha_3 = -7.34^\circ$
$\beta_2 = 12.22^\circ$	$\beta_3 = -80.34^\circ$

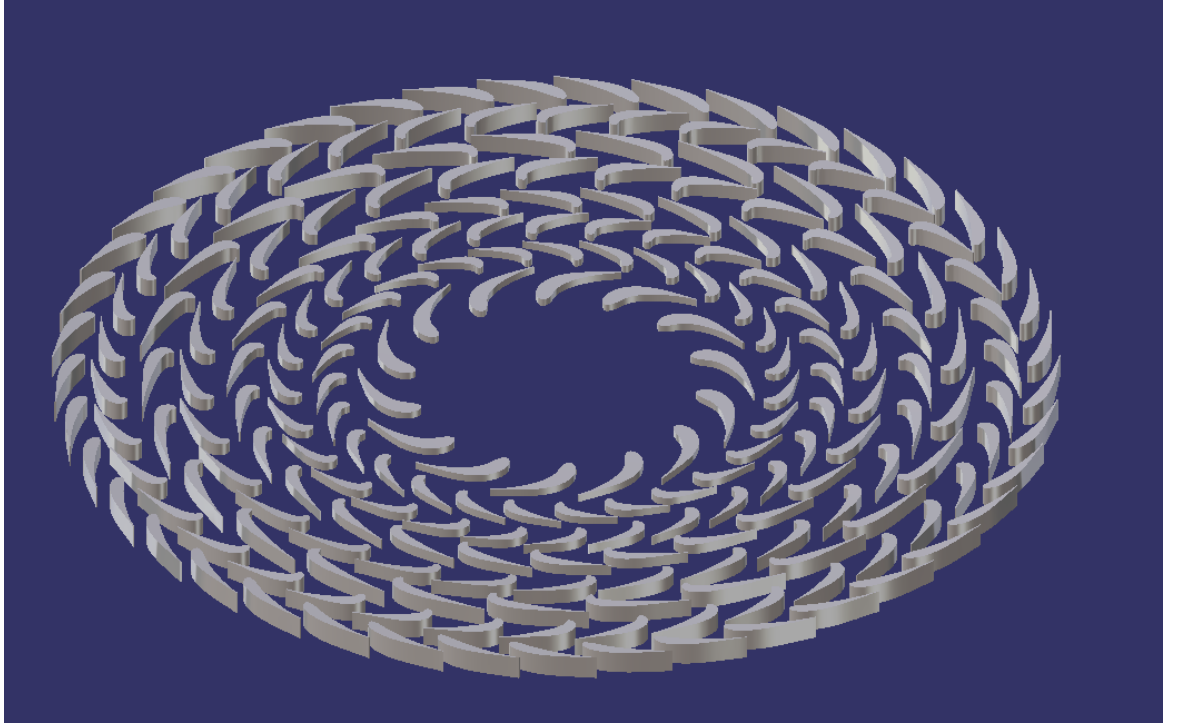
Şekil 4.7: Türbin kademeleri hız üçgenleri.



Şekil 4.8: Türbin meridyonel görünüşü.



Şekil 4.9: Türbin kanatları karşıdan görünüş.



Şekil 4.10: Türbin kanatları izometrik görünüş.



5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada bir ORÇ sistemi termodinamik çevrim tasarımı ve bu sistem de kullanılacak bir radyal çıkışlı buhar türbini tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çevrim tasarımı gerçekleştirilmeden önce tasarım girdi parametreleri, yapılan çeşitli analizler sonucu belirlenmiştir. Bu analizlerde sıcaklık ve basınç değerlerinin ısı verime etkisi incelenmiştir.

Türbin giriş sıcaklığının artması türbinin giriş çıkışındaki entalpi farkını arttırdığından ısı verimi olumlu yönde etkilemektedir. Akışkan sıcaklık-entropi grafiğinden de görüleceği üzere, sıcaklık arttıkça buharlaşma basıncı da artmaktadır. Bu nedenle, yapılan analizlerde türbin giriş sıcaklığı arttırıldıkça daha yüksek buharlaşma basınçlarında maksimum verime ulaşılmıştır. Bu durumun tam tersi yoğuşma işleminde gözlenmiştir. Kondenser basıncı düştükçe kondenser giriş sıcaklığı dolayısıyla türbin çıkış sıcaklığı da düşmektedir. Bu durumda da, türbin giriş ve çıkışı arasındaki entalpi farkı arttığından ısı verim olumlu etkilenmektedir. Yapılan analizlerde de bu durum gözlenmiştir.

En az %15 ısı verim sağlayabilecek ve 100 kW güç üreten atık ısı kaynaklı bir ORÇ sistemi tasarımı için çalışma akışkanı R245fa olarak belirlenmiş, bu akışkan ile gerçekleştirilen analizler sonucu en uygun evaporatör basıncının 31 bar, türbin giriş sıcaklığının 166.85 °C, kondenser soğutma suyu sıcaklığının 28 °C ve kondenser basıncının 2 bar olması kararı verilmiştir. Bu tasarım parametreleri ve %70 türbin ve pompa verimi girdi değerleri ile gerçekleştirilen termodinamik çevrim analizi sonucu %16.118 ısı verime ulaşılmıştır.

Hedeflenen ORÇ sistemine en uygun genişletici olarak seçilen radyal çıkışlı türbin ön tasarımı gerçekleştirilmiştir. Nihai tasarıma ulaşmadan önce, farklı girdi verileri ve kayıp korelasyonları ile birçok deneme yapılmıştır. Bu denemelerde, eksenel türbinler için geliştirilen kayıp korelasyonlarının çok farklı sonuçlar verdiği gözlenmiş ve bu türbin çeşidi için bir kayıp korelasyonunun oluşturulması gerektiği kanısına varılmıştır.

Türbin tasarımında ilk hedef arzu edilen türbin verimine ulaşmak olduğundan, farklı girdi değerleri ile kademe sayısı, kademe genişleme oranları, kademe reaksiyon dereceleri, türbin devir hızı, akış alanı, akış hızı ve kanat açılarının türbin verimine etkisi incelenmiştir. Türbin verimine en büyük etkiyi yapan parametrenin devir hızı olduğu tespit edilmiştir. Türbin verimi 3000 devirde yaklaşık %60 değerindeyken, 13000 devirde %78 değerine çıkmıştır. Yapılan denemelerde, reaksiyon derecesinin optimum değer olan 0.5 değerinden uzaklaştıkça stator ile rotordaki entalpi değişimleri arasındaki farkın arttığı ve türbin verimine olumsuz etkideği gözlenmiştir. Türbin kademelerindeki genişleme oranlarının eşit tutulmasının verimi olumsuz etkilediği gözlenmiştir. Bu durumda, ilk kademede yüksek bir basınç ve sıcaklık düşüşü olduğundan akış hızı çok fazla artmakta, ilerleyen kademelerde çap arttığından alan arttıkça bu yüksek hız korunamamaktadır. Bu nedenle ilk kademelerde daha düşük genişleme oranının uygulanması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Türbinde süpersonik hızlar istenmediğinden, buharın genişlemesi boyunca yoğunluk azaldığından akış alanının artması gerekliliği tasarımda da gözlenmiştir. Kanat giriş açısı arttıkça verimin de arttığı gözlenmiş ancak kamburluk hattı oluşturulurken çıkış açıklıklarına dikkat edilmesi gerekliliği fark edilmiştir. Kanat giriş açısı ile birlikte çıkış açısının da artmasının kanat kamburluğunu çok fazla arttırdığı sonucuna varılmıştır. Bu sonuç üzerine tasarımda çıkış açıları kontrol altına alınarak kamburluk hattının arzu edilen geometride olması sağlanmıştır.

Sonuç olarak, bu faktörler göz önüne alınarak %79.5 verim ile 122.77 kW mekanik enerji üreten bir radyal çıkışlı türbin ön tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan türbin ön tasarım programı (zTurbo) geometrik olarak sadece kanat kamburluk hattı için çıktı oluşturmaktadır. Programın sağladığı akış çıktılarına ulaşabilmek için kanat tasarım metodolojisinin geliştirilmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada, profil benzetim yöntemi ile kanatlar oluşturulmuş, ancak yöntemin doğrulaması yapılmamıştır. İleride bu konuda gerçekleştirilecek çalışmalarda, hesaplamalı akışkanlar mekaniği analizleri ile kanatlar arasındaki akış incelenerek yöntemin geliştirilmesine katkı sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Çengel, Y.A., Boles, M.A.**, (1996). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık.
- [2] **Vélez, F. S.** (2012). A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4175–4189.
- [3] **Colonna, P., Casati, E., Trapp, C., Mathijssen, T., Larjola, J., Saaresti Trunen, T., Uusitalo, A.** (2015). Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, ASME, 100801-1-19.
- [4] **Tchnache, B.F., Pétrissans, M., Papdakis, G.** (2014). Heat resources and organic Rankine cycle machines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1185–1199.
- [5] **Lecompte, S., Huisseune, H., Broek, M.V.D., Vanslambrouck, B., Paepe, M.D.** (2015). Review of Organic Rankine Cycle (ORC) Architectures for Waste Heat Recovery, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 448-461.
- [6] **Quoijn, S., Declaye, S., Legros, A., Guillaume, L., Lemort, V.**, (2012). Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 1546.
- [7] **URL-1** <<http://orc-world-map.org/#>>, erişim tarihi 01.11.2016.
- [8] **URL-2** <<http://orc-world-map.org/analysis.html>>, erişim tarihi 01.11.2016.
- [9] **Wong, C.S., Meyer, D. and Krumdieck, S., Centemeri, L.** (2013). Selection And Conversion Of Turbocharger As Turbo-Expander For, 35th New Zealand Geothermal Workshop: 2013 Proceedings (pp. -). Rotorua, New Zealand.
- [10] **Spadacini, C., Rizzi, D., Saccilotto, C., Salg, S.** (2013). The Radial Outflow Turbine Technology Impact On The Cycle, Thermodynamics, Machinery Fluid And Rotor Dynamic Features, *ASME ORC 2013 – 2nd International Seminar on ORC Power Systems*.
- [11] **URL-3** <www.linde-gas.com>, erişim tarihi 30.09.2016.
- [12] **Buchanan, T., Posten, W., Berryman, S.** (2010). Repowering Steamboat 2 and 3 Plants with New Axial Flow Turbines, *Proceedings World Geothermal Congress*.
- [13] **URL-4** <<http://www.infinityturbine.com/>>, erişim tarihi 15.06.2015.
- [14] **URL-5** <<https://electratherm.com/products/>>, erişim tarihi 15.06.2015.
- [15] **URL-6** <<http://www.cogenmicro.com/>>, erişim tarihi 15.06.2015.
- [16] **URL-7** <<https://airsquared.com/products/scroll-expanders/>>, erişim tarihi 15.06.2015.
- [17] **URL-8** <<http://www.ener-g-rotors.com/technology/>>, erişim tarihi 20.06.2015.
- [18] **URL-9** <<http://www.verdicorp.com/turbo.html>>, erişim tarihi 20.06.2015
- [19] **URL10** <<https://powergen.gepower.com/>>, erişim tarihi 20.06.2015.

- [20] **URL-11**<<http://www.energy.siemens.com/>>, erişim tarihi 22.06.2015.
- [21] **URL-11****Bao,J., Zhao,L.** (2013). A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 325-342.
- [22] **Smith,I.K., Stosic,N., Kovacevic,A.** (2005). *Screw Expanders Increase Output and Decrease the Cost of*. London: City University, Northampton Square.
- [23] **Harada,K.J.**(2010). *Development of a Small Scale Scroll Expander*, Oregon State University.
- [24] **Gnutek,Z., Kolasinski,P.** (2013). The Application of Rotary Vane Expanders in Organic Rankine Cycle Systems—Thermodynamic Description and Experimental Results. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, ASME, 061901-1-10.
- [25] **Mahmoud, M.A., Sherif,S.A., Lear,W.E.** (2010). Frictional and Internal Leakage Losses in Rotary-Vane Two-Phase Refrigerating Expanders. *Journal of Energy Resources Technology*,ASME, 021007-1-10.
- [26] **Yasuhiro,R., Naruyasu,S., Daisuke,W., Kazuo,M., Ryo,A.,** (2016).Recovery of Engine Waste Heat Using the 100-kW Class ORC“Heat Innovator. *IHI Engineering Review*.
- [27] **Çengel,Y.,A.,** (2011). *Isı ve Kütle Transferi: Pratik Bir Yaklaşım*. Güven Bilimsel.
- [28] **Lewis,R.,I.** (1996). *Turbomachinery Performance Analysis*. Elsevier Science & Technology Books.
- [29] **Quoilin, S.** (2011). *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. Liege
- [30] **Manente, G.** (2014). *A Meanline Model To Predict The Design Performance of Radial Inflow Turbines In Organic Rankine Cycles*.
- [31] **Spadacini,C., Rizzi,D., Saccilotto,C.,Salgarollo,S., Centemeri,L.** (2013). *The Radial Outflow Turbine Technology, Impact On The Cycle,Thermodynamics, Machinery Fluid And Rotor Dynamic Features*. ASME ORC 2013. Rotterdam: Exergy
- [32] **Baskharone, E. A.** (2006). *From Principles of Turbomachinery in Air Breathing Engines*.
- [33] **Persico,G., Pini,M., Dossena,V., Casatii,E.** (2013). Preliminary Design of a Centrifugal Turbine for Organic Rankine Cycle Applications. *ASME,Engineering for Gas Turbines and Power*, 042312-1-9.
- [34] **Persico,G., Pini,M., Dossena,V., Gaetani,P.** (2015). Aerodynamics of Centrifugal Turbine Cascades. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*.
- [35] **URL-12** <<http://www.exergy-orc.com/radial-outflow-turbine.>> erişim tarihi 30.06.2015.
- [36] **Spadacini,C.,Frassinetti,M.,Hinde,A.,Penati,S.,Quaia,M.,Rizzi,D.,Serafin A.** (2015). *The First Geothermal Organic Radial Outflow Turbines*. Proceedings World Geothermal Congress. Melbourne.
- [37] **Casat,E., Vitale,S., Pini,M.,Persico,G.,Colonna,P.** (2014). Centrifugal Turbines for Mini-Organic Rankine Cycle Power Systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 122607-1-10
- [38] **Pini, M., Rubino, A., Vitale, S., De Koning, R.,** (2015). Preliminary Design

- and Blading Definition, TUDelft Tutorial 1.
- [39] **Pini, M., Vitale, S., Ghidoni, A., Colonna, P.,**(2015). Fluid Dynamic Design and Analysis of A Highly Loaded Centrifugal Rotor for Mini ORC Power Systems, 3rd International Seminar on ORC Power Systems, Belgium.
 - [40] **Koning, R.C.W.,** (2015). Development of a Parametric 3D Turbomachinery Blade Modeler.
 - [41] **Lee, C., Arslan, S., Frechette, L.G.,**(2008). Design Principles and Measured Performance of Multistage Radial Flow Microturbomachinery at Low Reynolds Number. Journal of Fluids Engineering.
 - [42] **Dunavant, J.C., Erwin, J.R.,** (1953). Investigation of a Related Series of Turbine-Blade Profiles in Cascade. Langley Aeronautical Laboratory.
 - [43] **Bandean, D.C., Smolen, S., Cieslinski, J.T.,**(2011). Working Fluid Selection for Organic Rankine Cycle applied to recovery systems, World Renewable Energy Congress, Sweden.
 - [44] **Martin, C., Kolenc, T.,**(1979). Study of Advanced Radial Outflow Turbine For Solar Steam Rankine Engines, Energy Technology Inc., Cleveland.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Nuriye Anıl GÜRLEK
Doğum Tarihi ve Yeri : 29.05.1988 - MERSİN
E-posta : anilgurlek@gmail.com



ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, İTÜ, Uzay Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2016, İTÜ, Uzay Mühendisliği