

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ALIŞVERİŞ MERKEZLERİNDEKİ SU KAYNAKLI ISI POMPASI**  
**SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makina Mühendisi Abdullah TOPÇU**

**ŞUBAT 2018**

**TRABZON**



**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce**

**Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : / /**

**Tezin Savunma Tarihi : / /**

**Tez Danışmanı :**

**Trabzon**

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun / / gün ve sayılı  
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda  
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
olarak kabul edilmiştir.

**Jüri Üyeleri**

**Başkan :** .....

**Üye :** .....

**Üye :** .....

**Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ**  
**Enstitü Müdürü**

## ÖNSÖZ

Enerji kaynaklarının hızla tükendiği, kişi başı enerji sarfiyatının arttığı çağımızda enerjiyi daha verimli kullanmak gerekmektedir. Fazla enerji tüketimi olan alanların ve bu alanlardaki noktaların tespit edilmesi ve iyileştirilmesi enerji verimliliği açısından önemlidir.

Bu yüksek lisans tezi kapsamında alışveriş merkezlerindeki soğutma sistemleri üzerinde enerji ve ekserji analizi yapmak için açık kaynak kodlu bir yazılım yazılarak bu analizler yapılmıştır.

Tez çalışmam süresince benden hiçbir yardımını esirgemeyen, yönlendirmesiyle ve anlayışıyla her daim üzerimde pozitif etki yaratan hocam Prof. Dr. Tülin BALI'ye, bana karşı hiç bir yardımını esirgemeyen teşekkürü bir borç bildiğim Gürsel DEMİR'e, tüm çalışmalarım süresince bana katlanan ve her daim yanımda olan, çok değerli meslektaşım ve eşim Edanur TOPÇU'ya teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Abdullah TOPÇU

Trabzon, 2018

## TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Alışveriş Merkezlerindeki Su Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Tülin BALI'nin sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı/yaptırdığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 08/02/2018

Abdullah TOPÇU

## İÇİNDEKİLER

	<b><u>Sayfa No</u></b>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER .....	V
ÖZET .....	VII
SUMMARY .....	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	IX
TABLOLAR DİZİNİ .....	XI
SEMBOLLER DİZİNİ .....	XII
1. GENEL BİLGİLER .....	1
1.2. Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları .....	10
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	16
2.1. Tezin Amacı ve Kapsamı.....	22
3. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	23
3.1. Enerji ve Ekserji Analizleri.....	23
3.2. Isı Pompası İçin Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	25
3.3. Isı pompası Sistemleri İçin Enerji ve Ekserji Analizi.....	27
3.4. Bilgisayar Programı .....	32
4. BULGULAR.....	38
4.1. Aşırı Soğutmanın Performans Katsayısı ve Tersinmezlik Üzerine Etkisi.....	41
4.2. Aşırı Kızdırmanın Performans Katsayısı ve Tersinmezlik Üzerine Etkisi.....	44
4.3. Kompresör Basma Sıcaklığının Performans Katsayısı ve Toplam Tersinmezlik Üzerine Etkisi .....	48
4.4. Yoğuşturucu Su Giriş Sıcaklığının Soğutucu Akışkan Debisi ve Yoğuşturucu Tersinmezliği Üzerine Etkileri.....	52
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	55
5.1. Sonuçlar .....	55
5.2. Öneriler .....	56

6.	KAYNAKLAR.....	57
7.	EKLER .....	60
7.1.	Ek 1. Program Kodları.....	60

## ÖZGEÇMİŞ



Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

ALIŞVERİŞ MERKEZLERİNDEKİ SU KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMLERİNİN  
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Abdullah TOPÇU

Karadeniz Teknik Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı  
Danışman: Prof. Dr. Tülin BALI  
2018, 76 Sayfa

Bu çalışmada alışveriş merkezlerinde kullanılan ısı pompaları incelenmiş, tek kademeli buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevrimi için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bu analizler Python programlama dilini kullanarak geliştirilen bir program yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Çevrimde kullanılan soğutucu akışkanlar R134a ve R410a olup, dış kaynak sudur. Aşırı soğutma ve aşırı ısıtma sıcaklıkları ile kompresör basma sıcaklığının ısı pompası performans katsayısı ve toplam tersinmezlik üzerine etkileri, ayrıca yoğuşturucu su giriş sıcaklığının yoğuşturucudaki tersinmezlik ve su debisi üzerine etkileri araştırılmıştır.

Elde edilen sonuçlardan soğutucu akışkan R134a' nın soğutucu akışkan R410a' ya göre performans katsayısının daha yüksek olduğu, toplam tersinmezlik değerlerinin ise daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Alışveriş Merkezi, Isı pompaları, Enerji, Ekserji, Python, Ekserji analizi, HVAC



Master Thesis

SUMMARY  
ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF HEAT PUMP SYSTEMS AT SHOPPING  
CENTERS

Abdullah TOPÇU

Karadeniz Technical University  
The Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Mechanical Engineering Graduate Program  
Supervisor: Prof. Dr. Tülin BALI  
2018, 76 Pages

In this study, heat pumps used in shopping centers were examined and energy and exergy analyzes were performed for single stage vapour compression heat pump cycle. These analyzes were done with a program developed using the Python programming language. The coolant fluids used in the cycle are R134a and R410a, and the external source is water. The effects of overcooling and overheating temperatures and compressor outlet temperature on heat pump performance coefficient and total irreversibility, as well as the effects of condenser water inlet temperature on irreversibility and water flow rate in the condenser were investigated.

According to the obtained results, it is determined that the coolant fluid R134a has higher performance coefficient than the coolant fluid R410a and the total irreversibility values of R134a are also found to be lower.

**Key Words:** Shopping Center, Heat Pumps, Energy, Exergy, Python, Exergy Analysis, HVAC

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa No

Şekil 1.	Örnek bir yer tipi fan-coil ünitesi .....	4
Şekil 2.	Bir soğutma kulesinin şematik gösterimi .....	4
Şekil 3.	Su kaynaklı ısı pompası çalışma prensibi .....	5
Şekil 4.	Bir çatı tipi paket klima .....	6
Şekil 5.	Bir klima santrali .....	7
Şekil 6.	Radyant ısıtma ile hava aparey ısıtma karşılaştırması .....	7
Şekil 7.	Radyant ısıtıcı .....	8
Şekil 8.	Örnek bir radyatör .....	9
Şekil 9.	Sıcak sulu ısıtma kazanı .....	9
Şekil 10.	Soğutma makinası (a) ve Isı pompası (b) .....	11
Şekil 11.	İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı .....	13
Şekil 12.	Bir split klima .....	14
Şekil 13.	Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi .....	25
Şekil 14.	Çevrime ait aşırı soğutma ve aşırı kızdırmalı lnP-h, T-s ve ε -h grafikleri .	26
Şekil 15.	Çevrimin lnP-h diyagramı .....	28
Şekil 16.	Bilgisayar programı akış şeması .....	35
Şekil 17.	Programın ara yüzünden bir görünüm .....	36
Şekil 18.	Program sistem bilgi ekranı .....	37
Şekil 19.	Örnek program ekranı .....	39
Şekil 20.	Aşırı soğutma simülasyonu için program ekranı- Soğutucu akışkan R134a	42
Şekil 21.	Aşırı soğutmanın performans katsayısına etkisi .....	43
Şekil 22.	Aşırı soğutmanın toplam tersinmezliğe etkisi .....	44
Şekil 23.	Aşırı kızdırmanın performans katsayısına etkisi .....	46
Şekil 24.	Aşırı kızdırmanın toplam tersinmezliğe etkisi .....	47
Şekil 25.	R134a soğutucu akışkanı basma sıcaklığı simülasyonu program ekranı ...	49
Şekil 26.	Kompresör basma sıcaklığının toplam tersinmezlik üzerindeki etkisi .....	50
Şekil 27.	Kompresör basma sıcaklığının performans katsayısına etkisi .....	51
Şekil 28.	Yoğuşturucu su giriş sıcaklığının, yoğuşturucu tersinmezliğine etkisi .....	53
Şekil 29.	Yoğuşturucu su giriş sıcaklığının akışkan debisi üzerindeki etkisi .....	54

## TABLolar DİZİNİ

	<b><u>Sayfa No</u></b>
Tablo 1. Isı pompası ile ilgili araştırmalar .....	21
Tablo 2. Hesaplama sonuçları (R134a için) .....	40
Tablo 3. Aşırı soğutmanın performans katsayısı ve tersinmezlik üzerindeki etkisi .....	41
Tablo 4. Aşırı kızdırmanın performans katsayısı ve toplam tersinmezlik üzerindeki etkileri .....	45
Tablo 5. Kompresör basma sıcaklığının performans katsayısı ve toplam tersinmezlik üzerine etkisi .....	48
Tablo 6. Yoğuşturucu giriş sıcaklığının tersinmezliğe ve dış kaynak su debisine etkisi .....	52

## SEMBOLLER DİZİNİ

COP	: Etkinlik (performans) katsayısı
$C_p$	: Sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı (kJ/kgK)
E	: Enerji (kW)
$\dot{E}$	: Enerji geçişi
e	: Özgül enerji (kJ/kgK)
$\psi$	: Özgül ekserji (kJ/kgK)
$E_x$	: Ekserji (kW)
$\dot{E}_{x,yok}$	: Yok olan ekserji (kW)
h	: Entalpi (kJ/kg)
$\dot{m}$	: Kütleli debi (kg/s)
s	: Özgül entropi (kJ/kgK)
T	: Sıcaklık (°C)
$\dot{Q}$	: Isı enerjisi geçişi (kW)
$\dot{Q}_{Buh}$	: Yoğuşturucu tarafından alınan ısı enerjisi (kW)
$\dot{Q}_{Yoğ}$	: Buharlaştırıcı verilen ısı enerjisi (kW)
W	: İş (kW)
g	: Yer çekimi ivmesi (m/s <sup>2</sup> )
v	: Hız (m/s)
I	: Tersinmezlik (kW)
$\eta$	: Verim
z	: Yükseklik (m)

### İndisler

ak	: Aşırı kızdırma
as	: Aşırı soğutma
gv	: Genleşme vanası
soğ	: Soğutucu akışkan
komp	: Kompresör
ç	: Çıkan
g	: Giren

e	: Elektrik
H	: Yüksek
L	: Düşük
C	: Carnot
IP	: Isı pompası
SM	: Soğutma makinası
AVM	: Alışveriş merkezi
VRF	: Variable Refrigerant Flow (Değişken Debili Soğutucu Akışkan)
HVAC	: Heating, Ventilation, Air Conditioning
TD1K	: Termodinamiğin Birinci Kanunu
TD2K	: Termodinamiğin İkinci Kanunu

## 1. GENEL BİLGİLER

Enerji yaşamımızı sürdürebilmemiz için gerekli olgulardan biridir. Enerjiye olan talep sürekli artmakta, enerji kaynakları ise günden güne azalmaktadır. Fosil yakıtların gelecekte tükenme riski ile karşı karşıya oldukları gerçeği enerjinin daha verimli ve bilinçli kullanılmasını gerekliliğini ortaya koymaktadır.

Enerjinin daha verimli ve bilinçli kullanılması için yeni cihazlar geliştirilmekte, mevcut cihazların verimli hale getirilmesi üzerinde çalışılmaktadır. Daha az enerjiden daha fazla yararlı iş üretilmesi bu düşüncenin bir sonucu olup konu ile ilgili çalışmalar günden güne artmakta, daha verimli cihazlar üretilmekte ve kullanıma sunulmaktadır. Özellikle son elli yılda önemi ve yaygınlığı günden güne artan ısı pompaları ve soğutma makineleri bu verimli cihazlara en güzel örneklerdir. Hem ısıtma hem de soğutma ihtiyacının bir cihaz içerisinde karşılanması ve kullanım alanları oldukça yaygınlaşmıştır. Yapılan çalışmaların birçoğu bu cihazların etkinliklerini daha da yukarı çıkarmayı amaçlamaktadır. Termodinamik analizler neticesinde iyileştirilen cihazlar daha az enerji ile daha fazla iş yapabilmektedirler.

Sistem analizleri, enerji analizleri, enerji modellemeleri, ekserji analizleri gibi yöntemler enerjinin daha verimli kullanılması ve daha az enerjiden daha fazla iş almak için geliştirilen yöntemlerdir. Bu analizler mühendislik bağıntıları yardımıyla yapılmakta ve sonuçlara göre sistem, cihaz iyileştirmeleri yapılmaktadır. Ayrıca analizlerde deneysel yöntemlerin yanında sayısal yöntemler de kullanılmaktadır. Bilgisayar programlarının ve simülasyon yöntemlerinin bu analizlerde kullanılması deneyler için harcanan zamanı ve maddi giderleri azaltmaktadır. Bu programlar sayesinde kısa zaman içinde oldukça fazla simülasyon yapılabilmektedir.

Enerjinin kullanılabilir kısmını ifade eden “ekserji” kelimesi ilk olarak 1956 yılında Rant tarafından kullanılmıştır. Ekserji (exergy), “dış” anlamındaki “*external*” (ex) ve “iş” anlamındaki “*ergos*” kelimelerinin bir birleşimi gibi düşünebilir. Rant [1] ekserji tanımını;

“Ekserji enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmıdır” şeklinde yapmıştır.

Ekserji analizi sistemlerin tasarım aşamasında ve kullanım aşamasında önemli bir fayda sağlamaktadır. Ekserji analizi ile birlikte enerji kavramı ve enerji analiz yöntemleri da daha net anlaşılmaktadır.

Ekserji analizinin önemini Yıldırım [2] aşağıdaki gibi açıklamıştır.

- Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin en iyi şekilde belirlenmesinde ana bir araçtır.
- Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
- Daha fazla verimli kaynak kullanılma amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.
- Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlanmanın nasıl mümkün olup olamayacağını gösteren etkin bir tekniktir.
- Sürdürülebilir gelişmenin elde edilmesinde anahtar bir bileşendir.
- Enerji politikaların oluşturulmasında kullanılacak önemli bir araçtır.

Bu çalışmada alışveriş merkezlerinde kullanılan ısı pompaları incelenmiş ve sıklıkla kullanılan su kaynaklı ısı pompaları için enerji ve ekserji analizlerinin yapılabileceği açık kaynak kodlu bir bilgisayar programı yazılmış aynı zamanda tersinmezliklerin yerleri ve büyüklükleri saptanmıştır. Program, teorik çevrim sonuçlarını verdiği gibi gerçek çevrim verilerinin programa girilmesiyle de sonuçlar vermekte aynı zamanda farklı değerlerle simülasyonlara izin vermektedir. Bu şekilde olası bir iyileştirme sonucunun tersinmezliklere ne ölçüde yansıtacağı anında belirlenebilmektedir. Aşırı kızdırma veya aşırı soğutma sıcaklık artışlarının tersinmezlikleri ne ölçüde değiştirdiği ve bu artışların sisteme getireceği ek maliyetler de ayrıca hesaplanabilmektedir. Sonuçlar geliştirilmeye açık bir veri tabanı kütüphanesi yardımıyla elde edilmiştir. Bu programın geliştirilmesindeki bir diğer amaç, literatürde varolan diğer programlardan farklı olarak, programın hatalı veri girişinde uyarı vermesi ve gerçek simülasyonların yapılabilmesine olanak sağlamasıdır.

### **1.1. Alışveriş Merkezlerinde Kullanılan Isıtma ve Soğutma Sistemleri**

Alışveriş merkezleri (AVM) dünyada uzun yıllar popülerliğini korumuş ülkemizde ise son yıllarda ekonomi ve sosyolojik etkenlerle beraber hızla artış göstermiştir. Ülkemizde 1995 yılında 12 olan AVM sayısı 2016 yılı itibari ile 337 sayısına ulaşmıştır. Bu sayının 2017 sonunda 400'ü geçeceği ön görülmektedir.

Alışveriş merkezleri sosyal olarak toplumun birer parçası haline gelmiştir. Alışveriş imkânının yanında ziyaretçilerine sunmuş oldukları konfor bu mekânları cazibe merkezleri haline getirmektedir. Bununla birlikte devasa inşaat alanları, tüketmiş oldukları enerji miktarı hakkında bizlere bilgi vermektedir. Isıtma-soğutma ihtiyacı, havalandırma, iç ve dış aydınlatma sistemleri, güvenlik sistemleri, otomasyon sistemleri, yemek pişirme sistemleri gibi birbirinden bağımsız birçok bileşen ciddi miktarda enerji tüketmektedirler. Bu sistemlerin yılın 365 günü ve günün büyük bir bölümünde açık olduğu göz önüne alındığında enerji tüketiminin ne kadar fazla olduğu anlaşılmaktadır. Genellikle tek veya birkaç yapıdan oluşan alışveriş merkezleri neredeyse bir mahallenin hatta küçük çapta bir ilçenin tükettiği enerjiyi tüketmektedir.

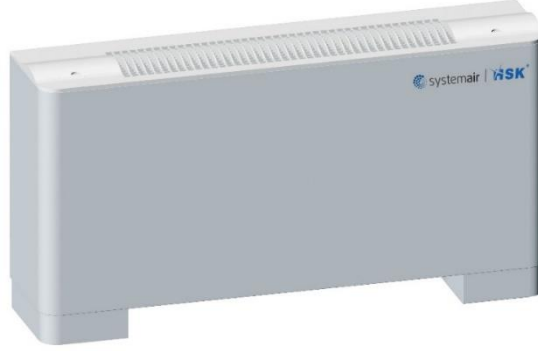
Enerjiyi verimli kullanmak her alanda fayda sağladığı gibi alışveriş merkezleri gibi tüketimin fazla olduğu noktalarda enerjinin verimli kullanılması oldukça önemlidir. Bu çerçevede fazla enerji tüketilen noktaları tespit etmek ve bu noktalarda iyileştirmeler yapmak gereklidir.

Alışveriş merkezlerinde iklimlendirme ve havalandırma için kullanılan sistemler; fan-coil üniteleri, chiller, ısı pompaları, çatı tipi klimalar, klima santralleri, VRF sistemleri, radyant ısıtıcılar, kazan-radyatör sistemleri şeklindedir. Bu sistemlere aşağıda kısaca değinilecektir.

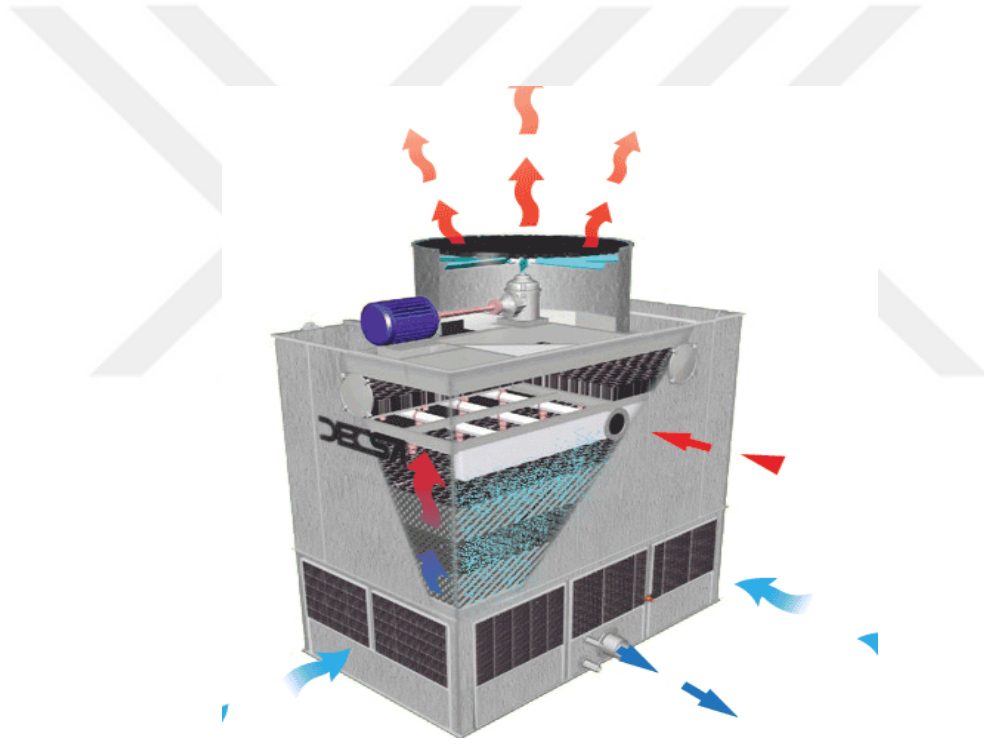
Fan-coil üniteleri ile iklimlendirme, fan-coil üniteleri genellikle hava koşullarının sert olduğu bölgelerde tercih edilmesine rağmen ılıman hava koşullarının hâkim olduğu bölgelerde de kullanılırlar. Fan-coil ünitesi genel manada ısı transferine olanak sağlayan su-hava eşanjörü ile birlikte devirli bir fan dan oluşmaktadır. Eşanjör içerisine gönderilen sıcak veya soğuk su, hava ile temas ettirilerek havanın ısınması veya soğutulması amaçlanmaktadır. Bu şekilde ortam sıcaklığını istenilen değere getirmek mümkün olmaktadır. Fan-coil ünitelerine giren şartlandırılmış su ise genellikle kışın bir sıcak sulu kazan yardımı ile ısıtılmakta, yazın ise bir chiller cihazı ile soğutulmaktadır. Kışın devrede olan kazan sıvı, katı veya gaz yakıtlı olabilmektedir. Yazın fan-coil ünitelerine soğuk su sağlayan chiller cihazı ise soğutucu akışkan devresine sahip olan bir soğutma makinesidir. Bu chiller hava soğutmalı bir cihaz olabileceği gibi yoğuşturucu kısmı su soğutmalı bir cihaz da olabilmektedir. Genellikle küçük kapasite cihazların hava soğutmalı seçildiği bu chiller ünitelerinde, yüksek kapasitelerde su soğutmalı olanlar tercih edilmekte ve bir su soğutma kulesi tesis edilmektedir. Şekil 1' de örnek bir yer tipi fan-coil ünitesi görülmektedir. Şekil



2’de ise chiller ünitelerine destek olmak amacı ile kullanılan bir soğutma kulesi görülmektedir.



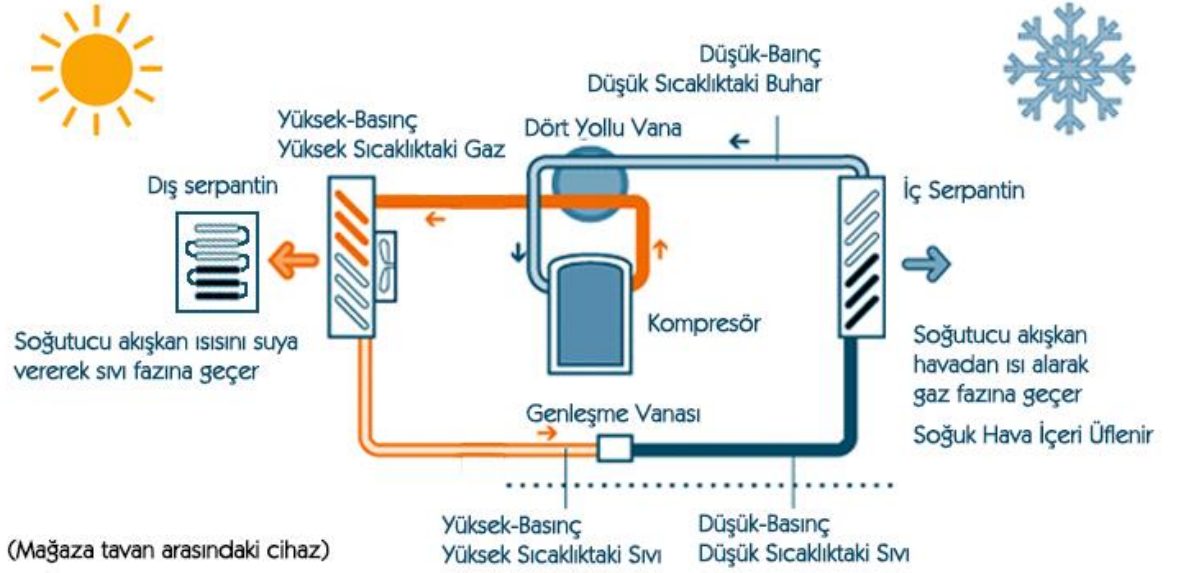
Şekil 1. Örnek bir yer tipi fan-coil ünitesi



Şekil 2. Bir soğutma kulesinin şematik gösterimi

Isı pompası ile iklimlendirme daha çok ılıman hava koşullarının hakim olduğu bölgelerde kullanılan ısı pompası ile iklimlendirme seçeneği, özellikle teknolojinin gelişmesi ile birlikte karasal iklimlerde de kullanılmaya başlanmıştır. Isı pompası kullanan alışveriş merkezleri birçok tipte üretilen ısı pompaları ile mahalde iklimlendirme yapmaktadırlar. Bizzat mahalde yer alan ısı pompası üniteleri kendi içerisinde soğutucu akışkan barındıran bir direkt genişlemeli cihazdır. Yoğuşturucu kısmında gerekli olan dış

kaynağı genellikle su yardımı ile elde edilen bu ünitelere su kaynaklı ısı pompası (SKIP) adı verilmektedir. Alışveriş merkezlerinin iç kısımlarında ve mağazalarda yer alan bu cihazlara dış kaynak olarak kullanılan su, borular vasıtası ile getirilmektedir. Yazın soğuk su ihtiyacı olan ünitelerin bu ihtiyacı soğutma kuleleri tarafından, kışın gerekli olan ısıtma ihtiyacı ise kazandan sağlanmaktadır. Birincil olarak bu ihtiyaçlar kazan ve soğutma kulelerinden sağlanmadığından kazan ve kule kapasiteleri fan-coil sistemlerine göre düşük olmaktadır. Şekil 3'te örnek bir ısı pompasının çalışma şeması verilmiştir. Bu ısı pompası yaz modunda çalışmakta ve mağaza içini soğutmaktadır.



Şekil 3. Su kaynaklı ısı pompası çalışma prensibi

Çatı tipi klimalar ile iklimlendirme endüstriyel alanda kullanım alanı bulan bu cihazlar özellikle alışveriş merkezlerinin ortak alanlarını iklimlendirme için tercih edilmektedirler. Yaygın olarak kullanılan tipleri yazın direkt genişlemeli ve hava kaynaklı olarak çalışan bu cihaz kışın ise doğalgaz yakan tipte olanlardır. Yaz aylarında soğutma devresi münasebeti ile kanallarla cihaza taşınan alışveriş merkezi havası soğutulmakta ve tekrar mahale gönderilmektedir. Soğutma çevrimi dış kaynak ihtiyacını genellikle havadan sağlamaktadır. Kışın ise aynı senaryo yine aynı cihazda gerçekleşmekte ancak ısıtma tercihen doğalgaz ile yapılmaktadır. Kış senaryosu doğalgaz haricinde doğrudan genişlemeli sistem de kullanılabilir. Dış havanın istenen oranlarda açılması ile birlikte bu

cihazlarla iklimlendirme ile birlikte havalandırma da yapılabilmektedir. Şekil 4’te örnek bir çatı tipi klima görülmektedir.



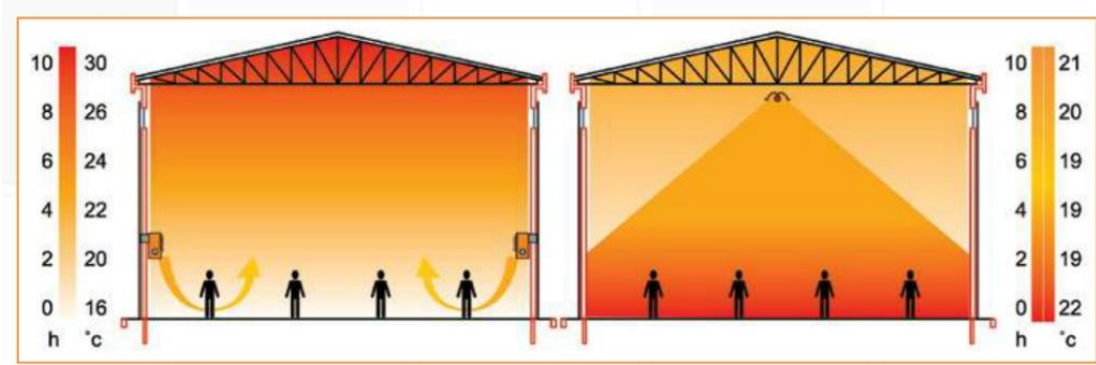
Şekil 4. Bir çatı tipi paket klima

Klima santralleri ile iklimlendirme alışveriş merkezlerinin iklimlendirilmesi ve havalandırılması için oldukça fazla tercih edilen sistemlerdendir. Alışveriş merkezi havası cihaz içerisine gönderilmekte ve cihazdaki soğutma-ısıtma bataryaları marifeti ile şartlandırılmaktadırlar. Şartlandırılmış hava tekrar alışveriş merkezi mahaline gönderilmektedir. Klima santralleri soğutma bataryası için gereken soğuk suyu, fan-coil üniteleri gibi chiller cihazlarından, ısıtma bataryaları için gereken sıcak suyu ise kazanlardan temin etmektedir. Klima santralleri de aynı çatı tipi klimalar gibi iklimlendirme yanında dış havayı kullanarak havalandırma yapabilmektedirler. Şekil 5’te örnek bir klima santrali görülmektedir.

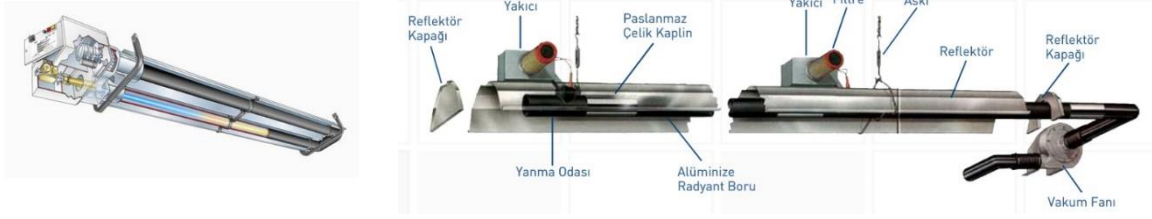


Şekil 5. Bir klima santrali

Radyant ısıtıcılar özellikle açık alanlarda tercih edilen radyant ısıtıcılar, teknolojinin gelişmesi ve doğalgazın ülkemizde yaygınlaşması ile birlikte alışveriş merkezleri içerisinde kendine yer bulmuştur. Alışveriş merkezlerinin terasları, kafeler, açık koridorlar gibi alanlarda tercih edilen cihazlar ışınlam yöntemi ile ısıtma yapabilmektedirler. Son yıllarda dekoratif olarak çeşitlendirilen radyant ısıtıcılar alışveriş merkezlerinde birçok alanda kullanılmaya başlanmıştır. Şekil 6'da radyant ısıtma ile hava aparey ısıtma arasındaki farkı gösteren bir görsel vardır. Şekil 7'de bir radyan ısıtıcının ana parçaları görülmektedir.



Şekil 6. Radyant ısıtma ile hava aparey ısıtma karşılaştırması



Şekil 7. Radyant ısıtıcı

VRF sistemleri teknolojinin gelişmesi ve montaj yöntemlerinin çeşitlenmesi ile VRF sistemleri alışveriş merkezleri için kullanılması yaygınlaşmaya başlanan bir diğer sistemdir. Birden fazla iç ünitenin bakır borular ile dış üniteye bağlandığı sistemde hem ısıtma hem soğutma ayrıca özelliğine göre aynı anda hem ısıtma hem de soğutma mümkün olmaktadır. Üreticilerin artması ve teknolojinin gelişmesi ile birlikte fiyatları düşen VRF sistemleri genellikle alışveriş merkezleri için bölgeleme yapılarak kullanılmaktadır. İç ünite sayısı 100'ü geçen sistemler yerine birkaç bölge oluşturularak sistemler inşa edilmektedir. VRF sistemleri genel manada direkt genişmeli bir ısı pompasıdır. Dış üniteleri ise büyük oranda hava soğutma olarak seçilmektedir. İç ünite tiplerinin çeşitlenmesi ile birlikte kullanımı yaygınlaşmıştır.

Split klimalar ile iklimlendirme günümüz modern alışveriş merkezlerinin iklimlendirilmesi için düşünülmesi de, metrekare olarak düşük butik alışveriş merkezleri ve iş hanları için kullanılan sistemlerin başında gelmektedir. Bir iç ve bir dış üniteden oluşan, özellikle her bağımsız birim için tek bir cihaz seçilen yapılarda kullanılmaktadır. Yaz-kış müşteri potansiyeli bakımından farklılık gösteren, yapısal olarak daha küçük, birbirinden bağımsız birçok küçük mağazadan oluşan yapılarda tercih edilmektedir. Split klimalar evlerde ve diğer yapılarda oldukça sık kullanılan hava soğutmalı, direkt genişmeli iklimlendirme cihazlarıdır. Büyük ve karmaşık yapılarda düşünülmeyen split klimalar basit sistem odalarının soğutulması amacı kullanılmaktadırlar.

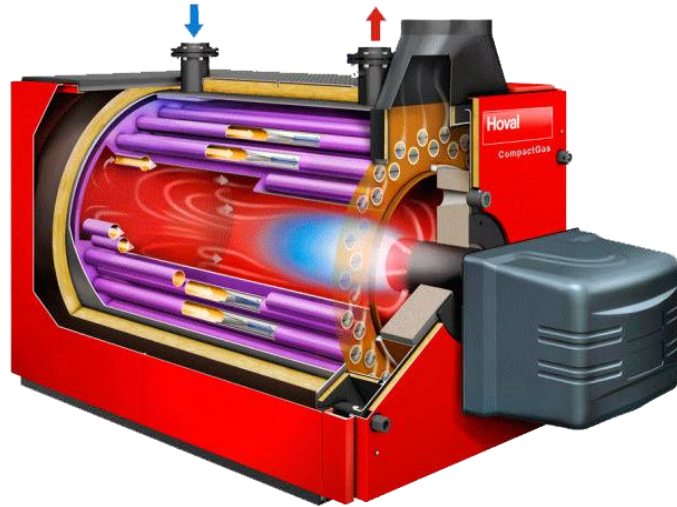
Radyatör ile ısıtma alışveriş merkezlerinde neredeyse hiç tercih edilmeyen bir yöntem olan radyatör ile ısıtma sistemleri özellikle ısıtma yükünün fazla olduğu bölgelerde, eski-tarihi yapılarda tercih edilmektedir. Şekil 8' de örnek bir radyatör görülmektedir. Mimari olarak herhangi yeni bir sistemin montajının mümkün olmadığı ve var olan sulu ısıtma sisteminin kullanımına devam edildiği tarihi iş hanı ve alışveriş merkezlerinde radyatör ile ısıtma yapılmaktadır.





Şekil 8. Örnek bir radyatör

Bazı alışveriş merkezlerinde servis holleri, bekleme alanları gibi yerlerde tercih edilmektedir. Radyatör ile ısıtma sisteminde gerekli olan sıcak su gaz, katı veya sıvı yakıtlı kazanlar ile sağlanmaktadır. Şekil 9’da radyatör sistemini besleyen bir sıcak su borulu kazan görülmektedir. Sıcak su kazanları üretmiş oldukları sıcak suyu, genellikle direkt olarak radyatörlere göndermektedir. Soğuyan su sirkülasyon pompalarının da yardımı ile tekrar kazana geri dönerek ısıtılmaktadır. Günümüzde bu kazanlar için kömürden ziyade, doğalgaz, LPG veya fuel-oil kullanılmaktadır.



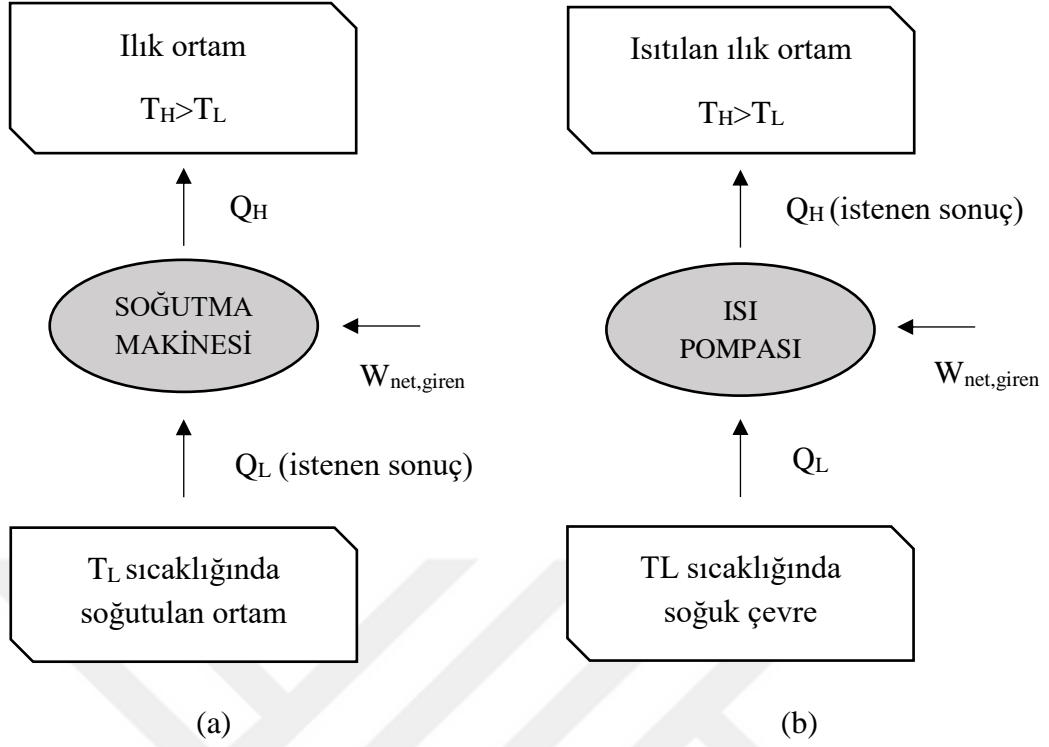
Şekil 9. Sıcak sulu ısıtma kazanı

Alışveriş merkezlerinde enerji tüketiminin büyük bir kısmı ısıtma-soğutma sistemleri tarafından tüketilmektedir. Yüksek mertebelerde enerji tüketiminin söz konusu olduğu bu yapılarda, iklimlendirme sistemlerinde küçük değişiklikler ciddi tasarruflar ortaya çıkarmaktadır. Sistemlerdeki iyileştirmeler fayda sağlayabileceği gibi, bakım, arızaların zamanında onarılması, işletme ve otomasyon gibi etkenler de enerji tasarrufu bakımından önemli rol almaktadır. Sistemlerden ve cihazlardan daha iyi performans elde edebilmek için iyileştirme yapmak gerekir. Sistemlerin iyileştirilmesi konusuna değinecek olursak, sistemdeki enerji kayıplarının nerelerde olduğunu tespit etmek gerekir. En önemlisi ise sistemler üzerinde kullanılacak enerji miktarının ne kadarının kullanılabilirdiğinin önemi büyüktür. Bu noktada ekserji analizi yapmak gerekecektir.

## **1.2. Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları**

Isıtma ve soğutma ihtiyacı insanlık var olduğundan beri süregelen bir ihtiyaç olup zaman içerisinde ısıtma ve soğutma cihazları birçok değişik formda insanlığın hizmetine girmiştir. Konfor anlayışının değişmesi, enerji kaynaklarının tükenmesi, çevre bilincinin artması, enerjiye ulaşımın zorlaşması ve pahalı olması ile birlikte daha verimli soğutma ve ısıtma cihazlarına gereksinim duyulmuştur. Sanayinin gelişmesi ve teknoloji ile birlikte son yüzyıllarda soğutma makineleri ve ısı pompaları önemli bir ısıtma ve soğutma cihazı olarak kullanıma başlanmıştır.

Bir soğutma makinasının amacı düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısı çekerek ortamı çevre sıcaklığının altında tutmaktır. Termodinamiğin İkinci Kanunu'na göre çevreye veya yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi çevrimi tamamlamak için zorunludur. Isı pompasının amacı ise yüksek sıcaklıktaki bir ortamı ılık tutmaktır. Bu işlevi yerine getirmek için düşük sıcaklıktaki bir ısı enerjisi deposundan alınan ısı ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi deposu (ortam) genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak olup yüksek sıcaklıktaki ısı enerjisi deposu (ortam) ise ısıtılmak istenen ortamdır [3].



Şekil 10. Soğutma makinası (a) ve Isı pompası (b)

Düşük sıcaklıktaki ısı deposu ve yüksek sıcaklıktaki ısı deposu çevrimin her iki tarafında da olması gereklidir. Isı pompasının amacı  $T_L$  sıcaklığındaki ortamdaki ısıyı çekip  $T_H$  sıcaklığındaki ortama aktarmaktır. Bu aktarım esnasında aşağıdaki bağıntılar yazılabilir [2]. Soğutma makinasının etkinlik katsayısı tanımından

$$COP_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken enerji}} = \frac{Q_L}{W_{net,giren}} \quad (1)$$

yazılır. Soğutma makinası çevrimine Termodinamiğin Birinci Kanunu'nun TDİK'nun uygulanmasından

$$W_{net,giren} = Q_H - Q_L \quad (2)$$

yazılabilir. Eşitlik (1) ve eşitlik (2) birlikte düzenlenirse

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad (3)$$



elde edilir.

Isı pompaları da soğutma makinaları gibi aynı çevrim ile çalışırlar. Ancak amaçları soğuk bir ortamdan ısı çekerek sıcak ortamı ılık tutmaktır. Bu amaçla bir ısı pompasının etkinlik katsayısı; 4 numaralı eşitlikteki tanıma benzer olarak;

$$\text{Etkinlik katsayısı } COP_{IP} = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken enerji}} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} \quad (4)$$

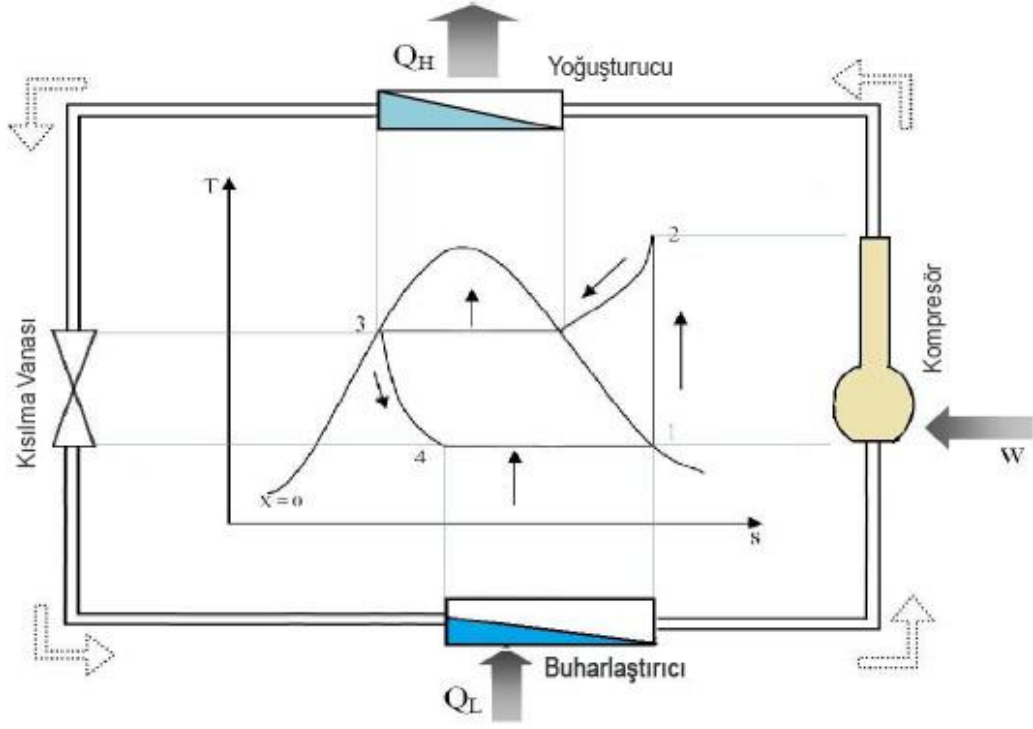
şeklinde tanımlanır. Termodinamiğin Birinci Kanunu kullanılarak bir ısı pompası için etkinlik katsayısı

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \quad (5)$$

şeklinde yazılabilir.

Soğutma makineleri ile ısı pompalarının genel bileşenleri büyük oranda aynıdır. Sadece amaçları farklıdır. Bir başka deyişle soğutma makinesinin farklı amaç ile çalıştırılması ile ısı pompası elde edilmiş olur. Buhar sıkıştırımlı soğutma makineleri ve ısı pompaları genel çerçevesi ile dört ana bileşenden oluşmaktadır. Bunlar kompresör, yoğuşturucu, genleşme vanası ve buharlaştırıcıdır. Isı geçişleri ise çevrimde dolaşan soğutucu akışkan yardımıyla gerçekleştirilir. Yerine ve sistemin çeşidine göre, kurutucular, vanalar, pislik tutucular gibi yan ve yardımcı bileşenler sistem üzerinde bulunabilirler.

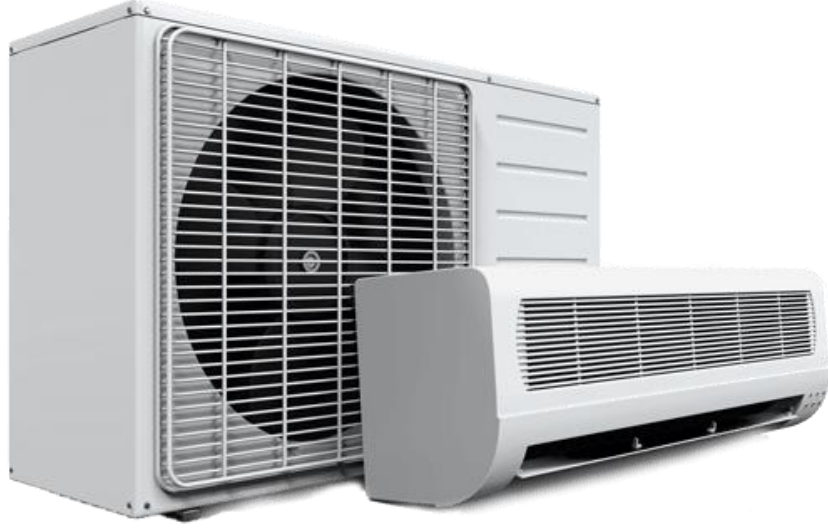
Şekil 11' de ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı görülmektedir.



Şekil 11. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı

Sistem bileşenlerinin analizi ne kadar iyi yapılır ve sistem tasarımı buna göre şekillendirilirse sistemin toplam etkinliğinin artacağı kesindir. Bu durum enerji verimliliği açısından son derece önemlidir.

Hava kaynaklı, su kaynaklı, jeotermal kaynaklı, güneş kaynaklı çevrimler en çok bilinen ve kullanılan sistemlerin başında gelmektedir. Özellikle hava kaynaklı soğutma makineleri ve ısı pompaları hava ısıl kaynağına çok kolay şekilde ulaşılması nedeni ile oldukça fazla tercih edilmektedir. Evlerde kullanılan split (ayrık) klimalar, VRF sistemler, çatı tipi (rooftop) endüstriyel klimaların birçoğu hava kaynaklı olarak çalışmaktadır. Hava kaynaklı cihazların uygun olmaması, ilk yatırım maliyeti, sistem gereksinimleri, enerji verimliliği, yasal zorunluluklar, çevre şartları gibi nedenler ile su kaynaklı ve diğer kaynaklı seçenekler de tercih edilmektedir. Şekil 12’ de hava kaynaklı ısı pompasına örnek olarak bir split klima görülmektedir.



Şekil 12. Bir split klima

Aynı şekilde sistemler içerisinde kullanılan soğutucu akışkanlar da sistemin tipine, kullanım şekline, maddi kaygılara ve çevre bilincine göre değişiklik göstermektedir. Özellikle çevre bilincinin artması sebebiyle doğaya zararlı kimyasalların yerini hızla doğa dostu ve aynı zamanda daha efektif soğutucu akışkanlar almaktadır.

Soğutma makineleri ve ısı pompaları buhar sıkıştırma çevrimli olabileceği gibi başka tiplerde de olabilmektedir. Termoelektrik ısı pompaları, absorpsiyonlu ısı pompaları bunlara en güzel örneklerdir. Termoelektrik ısı pompaları soğutucu akışkana ve bazı diğer yardımcı ekipmanlara gerek kalmaksızın elektrik enerjisi ile soğutma yapabilen cihazlardır. Absorpsiyonlu sistemlerde ise soğutucu akışkan bir başka akışkanın içerisinde çözelti halinde bulunmaktadır.

Direkt genişlemeli bir ısı pompasının başlıca elemanları aşağıdaki gibidir. Tüm cihazlarda ana elemanlar aynı kalmak sureti ile şekil veya yapısal olarak farklılık göstermektedirler.

Buharlaştırıcı, soğutucu akışkanın dış kaynaktan ısı aldığı bölgedir. Soğutma makinelerinde iç ünitenin içerisinde yer alır. Dış kaynaktan daha az sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, bu kaynaktan ısı alarak buharlaşır.

Kompresör, çevrimin ana elemanlarından biridir. Soğutucu akışkanı sıkıştırarak basıncının ve sıcaklığının yükselmesini sağlar.

Yoğuşturucu, soğutucu akışkanın dış kaynağa ısı verdiği bölgedir. Soğutma makinelerinde dış ünite içerisinde yer alır. Dış kaynağa göre daha fazla sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan bu kaynağa fazla ısını vererek yoğuşur.

Genleşme valfi, yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanı genişleterek soğutulmasını sağlayan elemandır.

### **1.3. Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar**

Soğutma çevriminde bir çok soğutucu akışkan kullanılmaktadır. Maliyet, bulunabilirlik, sağlığa ve çevreye zararları göz önüne alınarak tarihsel süreçte soğutucu akışkanlar sürekli değişmiştir. Teknolojinin gelişmesiyle su dahil bir çok kimyasal, organik ve inorganik akışkan bu çevrimlerde kullanılmaktadır.

Hidrokarbonlar; su, amonyak, karbondioksitin kullanıldığı çevrimlerde daha sonra hidrokarbonlara (örnek R290 ve R600a) geçiş yapılmıştır.

Kloroflorokarbonlar (CFC); ozon tabakasına zararlı etkileri vardır. Atmosferde uzun süre bozulmadan kalabilirler. En çok kullanılan çeşitleri R11, R12, R13, R114 ve R115'tir.

Hidrokloroflorokarbon (HFCF); ozon tabakasına zararlı etkileri çok yoktur ancak sera etkisi yaratabilirler. Atmosferde 20 yıl kadar bozunmadan kalabilirler. En çok kullanılan çeşitleri R22, R124, R123 gazlarıdır.

Karışım gazlar; gazların ozon tabakasına etkileri, bulunabilirlik, özellik ve maliyet indeksleri göz önüne alınarak bazı gazların karışımı ile karışım gazlar oluşturulmuştur. Bu şekilde karışım sonucu oluşturulan gazların ozon tabakasına zararlı etkileri çok azdır ve yoğun olarak kullanılmaktadırlar. En çok kullanılan türleri R500, R502, R404a, R410a ve R407a gazlarıdır.

## 2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Isı pompaları üzerine literatürde çok sayıda deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır. Aşağıda çeşitli ısı pompası tipleri üzerine yapılan çalışmaların bir özeti sunulmaktadır.

Çamdalı vd. [4] tarafından toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin termodinamik analizi üzerine bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada MATLAB programlama dilini kullanarak bir program oluşturmuşlardır. Programın sonuçlarını “Solkan Refrigerants” programı sonucu ile karşılaştırmışlardır. MATLAB programlama dilini kullanmalarındaki en büyük neden ise mühendislik çevresinde yaygın olması ve uluslararası akademik camiada kabul edilen bir dil olmasından dolayıdır. Program kullanıcı dostu ara yüzü sayesinde kullanıcıdan bazı temel girdileri istemekte ve buna göre hesaplamalar yapmaktadır. Hesaplamalar neticesinde çıkan yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklık ve kapasiteleri endüstriyel bir program olan Solkan Soğutucu Programı’na girdi olarak girilmekte ve veriler tekrar doğrulama amaçlı hesaplanmaktadır. Elde edilen veriler neticesinde buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı kapasitelerin belirlenmesi ile birlikte toprak altı ısı değiştirici boru boylarının hesaplanması amaçlanmıştır. Enerji ihtiyacının giderek arttığı ve enerji kaynak çeşitliliğinin artması gerektiği vurgusu yapılarak Türkiye için toprak kaynaklı ısı pompalarının iyi bir alternatif olacağı önerilmiştir. Yapılan çalışmanın bu sistemin kullanılmasına ön ayak olabileceği belirtilmiştir.

Saka vd. [5] absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin enerji analizi ile ilgili yaptıkları çalışmada bilgisayarlı simülasyon sistemlerinin kullanılmasının sağladığı faydalar ve sonuçlar üzerinde durmuşlardır. Bu programların kullanılması ile analizlerin daha doğru ve hızlı bir şekilde yapıldığı belirtilmiştir. Deneysel düzenekler yerine simülasyon yöntemlerinin kullanılması absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin sahip olduğu termodinamik özelliklerin öğrenilmesinde, sistemlerin çalışma prensiplerinin anlaşılmasında, sistemlerin geliştirilmesine yönelik yapılan hazırlıkların hızlandırılmasında yarar sağlamaktadır.

Kızılkın tarafından [6] yapılan çalışmada enerji eğitimi ile ilgili yazılımlar incelenmiştir. Mühendislik dünyasında kullanılan programlar irdelenmiş ve yaygın olarak kullanılan EES programı (Engineering Equation Solver) ayrıntılı olarak incelenmiş ve üzerinde örnek yapılmıştır. Paket programlarda hazır kütüphanelerin olması nedeniyle bu tip programların zaman ve hız bakımından tercih edildiği belirtilmiştir. Nitekim EES

programında birçok soğutucu akışkana ve dış kaynağa ait termodinamik özellikler hazır olarak gelmektedir. Bunun yanında özel olarak yazılan programların ise geliştirebilir olması, denetime açık olması bakımından tercih edildiği belirtilmiştir.

Yıldırım [2] tarafından yapılan yüksek lisans tezinde VRF sistemleri ekserji analizi yönünden incelenmiştir. Sistem deneysel olarak sadece soğutma halinde test edilmiştir. Elde edilen verilere göre en fazla tersinmezliğin ve iyileştirme potansiyelinin yoğunlaştırucuda olduğu belirlenmiştir. Çalışma sonunda sistem iyileştirmesi için en başta “ısı kayıplarının azaltılması, ısı değiştirici tasarımlarının değiştirilmesi” önerilmiştir.

Muhamad vd. [7] klasik soğutma makinasını (klima) incelemişlerdir. Buhar sıkıştırma çevriminde meydana gelen tersinmezlikleri iki ana başlıkta toplamışlardır. Borularda ve diğer ekipmanlarda meydana gelen sürtünmelerden dolayı olan tersinmezlikler  $\Delta P$  ve çevreye kaçan ısı ile meydana gelen tersinmezlikler  $\Delta T$  olarak belirlemişlerdir. Çalışmada özellikle yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcıya odaklanmışlardır. Hesaplamalar yapılırken Matlab ve Excel programlarından yararlanılmıştır.

Özyirmidokuz [8] hava kaynaklı ısı pompalarının ekserji analizini yapmıştır. Kış şartlarında ekserjetik verimi artırmak için buharlaştırıcı sıcaklığının düşük, yoğunlaştırucu sıcaklığının yüksek ve kompresör veriminin düşük tutulmasının gerektiği sonucuna varmıştır.

Patlar [9] toprak kaynaklı ısı pompalarını incelemiş ve ekipman bazında ekserji analizleri yapmıştır. Çalışma neticesinde elde edilen bilgiler ile toprak kaynaklı ısı pompaları gibi yenilenebilir enerji kaynağı sistemlerinin önemine vurgu yapılmıştır.

Bardak [10] yeraltı suyunun dış kaynak olarak kullanıldığı ısı pompası sistemini ekserjetik olarak incelemiş ve en fazla tersinmezliğin kompresörde en az tersinmezliğin ise buharlaştırıcıda ortaya çıktığını tespit etmiştir. Sistemin daha verimli hale getirilmesi için hangi noktalara müdahale edilmesi gerektiği vurgulanmıştır.

Hepbaşlı vd. [11] jeotermal kaynaklı ısı pompasından fan-coil sistemine çalışan deneysel sistem üzerindeki tersinmezlikleri ve iyileştirme yapılabilecek noktaları incelemiştir.

Yumrutaş vd. [12] buhar sıkıştırma soğutma çevriminde yaptıkları analiz sonucu buharlaştırıcı-yoğunlaştırucu arası sıcaklık farkının ekserjiye bağlantısını ve ayrıca dış hava-yoğunlaştırucu, iç hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının ekserjiye bağlantısını tespit etmişlerdir.

Akdoğan [13] tarafından yapılan yüksek lisans tezinde bir soğutma sisteminde yoğunlaştırucu kapasitelerinin farklı olması durumu incelenmiştir. Deney düzeneği içinde tüm

bileşenler aynı olmak şartı ile kapasiteleri farklı üç yoğuşturucu için deneyler yapılmıştır. Yapılan ölçümlerin ve hesaplamaların sonucunda en fazla enerji kaybının en büyük kapasiteli yoğuşturucuda olduğu, en fazla ekserji kaybının ise en küçük kapasiteli yoğuşturucuda olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ayrıntılı incelendiğinde, aynı sistemde kullanılan yoğuşturucu kapasitesi düşürüldükçe kayıp enerji miktarının azaldığı ve tersinmezliklere bağlı olarak sistemde ekserji kaybının arttığı tespit edilmiştir.

Direk [14] otomobil kliması üzerine bir çalışma yapmıştır. Otomobil klimasında kompresör devrini değiştirerek sistemin davranışını incelemiştir. Kompresör devrinin artması ile birlikte ısıtma kapasitesinin arttığı görülmüştür.

Alshatti [15] değişken debili soğutma sistemlerini ekserji yönünden incelerken dış hava özelliklerinin etkilerini de dikkate almıştır. Çalışmada dış hava sıcaklıklarının ve nem oranının sistem ekserji kayıplarına etkisi incelenmiştir.

Seçilmiş [16] yapmış olduğu yüksek lisans tezinde su kaynaklı ısı pompalarını ekserji analizi yönünden incelemiştir. Çalışmasında Atatürk Barajı üzerinde kurulu olan bir su kaynaklı ısı pompası sistemini teorik olarak tasarlamış ve sistemin her bileşeni için ayrı ayrı ekserji hesabı yapmıştır. Bu ekserji hesaplarını daha sonra farklı giriş sıcaklıklarına göre tekrarlamıştır.

Hepbaşlı vd. [17] çalışmasında su ısıtmada kullanılan ısı pompalarını incelemiştir. Çalışmasında ısı pompalarını dış kaynak kullanımına göre sınıflandırmış, enerji ve ekserji açısından incelemiştir.

Çakır [18] tarafından yapılan doktora tezinde farklı kaynaklarla beslenen ve farklı kaynakları koşullandıran karmaşık bir sistem ele alınmıştır. Deney düzeneğinde sudan-suya, sudan-havaya, havadan-suya, havadan-havaya ısı pompası düzenekleri bir sistem üzerinde incelenmiştir. Deney seti tüm bu sistemleri bir bütün halinde çalıştırabilecek şekilde dizayn edilmiştir. Yapılan testlerin sonucunda en verimli ve düzenli sistemin sudan-havaya çalışan sistemler olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca sistemlerde meydana gelen kayıpların ve tersinmezliklerin oluşma yerleri ile bileşenlerin toplam kayıptaki payları da kullanılan ısı pompası türüne göre değiştiği ortaya çıkarılmıştır. Bu amaçla havadan suya ısı pompalarında iyileştirme çalışmaları için kayıpların azaltılması adına birinci sırada kompresör, ikinci sırada buharlaştırıcı, üçüncü sırada da yoğuşturucu üzerinde çalışılması gerekmektedir. Sudan havaya ısı pompasında yapılacak iyileştirme çalışmalarında ilk olarak kompresör, ikinci sırada buharlaştırıcı ve son olarak da yoğuşturucu üzerinde yoğunlaşmalıdır. Ancak daha yüksek sıcaklıklarda çalışacak olan sudan havaya ısı pompalarında ise ilk sırada

buharlaştırıcı kayıplarının azaltılması gerekmektedir. Havadan havaya çalışan ısı pompalarında en fazla kayıp kompresör ve yoğuşturucuda meydana gelmekte olup, buharlaştırıcı kayıpları üçüncü sırada gelmektedir. Havadan havaya çalışan ısı pompalarında iyileştirme çalışmaları açısından kompresör ve yoğuşturucu öncelikli olarak ele alınmalıdır. Sudan suya ısı pompalarında en önemli bileşen kompresör olup, kompresör seçimi son derece önem arz etmektedir. İkinci sırada yoğuşturucu ve üçüncü sırada da buharlaştırıcı gelmektedir.

Öztürk vd. [19] Doğu Akdeniz Bölgesi illeri için toprak kaynaklı ısı pompası üzerine çalışma yapmışlardır. Teorik olarak yapılan hesaplamaların COP değerlerinin en yüksek çıktığı ayların dış hava sıcaklıklarının nispeten daha düşük olduğu Aralık, Ocak, Şubat ayları olduğu tespit edilmiştir.

Tamdemir [20] havadan-havaya ısı pompası sistemi için dört farklı soğutucu akışkan, Demircioğlu [21] ise üç farklı soğutucu akışkan kullanarak farklı dış ortam sıcaklıklarında deneyler yapmışlardır. Her iki çalışmada da elde edilen veriler yardımıyla sistemlere ait termodinamik özellikler belirlenmiş ve elektriksel tüketim analizleri yapılmıştır.

Ünlü [22] hem toprak kaynaklı hem de hava kaynaklı ısı pompası sistemlerini incelemiştir. Termodinamik açıdan her iki sisteme etki eden parametreleri araştırmıştır. Çalışmada Bursa ili için kışın dış hava sıcaklığı +4 derecenin altına düşmediği lokasyonlarda hava kaynaklı, bu sıcaklıktan aşağı düştüğü lokasyonlarda ise toprak kaynaklı sistemlerin daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır.

Kızılkın [23] tarafından yapılan çalışmada kompresörün değişken devirlerde çalışması termodinamik ve termoeconomik olarak incelenmiştir. Yapılan çalışma neticesinde düşük soğutma yüklerinde, düşük devirlerde çalışan kompresörlerin daha verimli ve ekonomik olduğu belirlenmiştir.

Kızılkın [24] farklı soğutucu akışkan kullanımının aşırı soğutma ve aşırı ısıtma üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Aşırı soğutma ve aşırı ısıtma eşanjörlerinde hem Termodinamiğin I. Kanunu hem de II. Kanunu yönünden hesaplamalar yapılmıştır. Termodinamiğin II. Kanunu çerçevesinde yapılan ekserji analiz sonuçlarına göre sistemin ısı değiştiricisi dizaynını yapmanın her zaman mantıklı sonuç doğurmayabileceği, bu nedenle sistemi termoeconomik olarak ta incelemek gerektiği belirtilmiştir. Çalışmada ayrıca farklı soğutucu akışkanları kullanarak termoeconomik analizler yapılmıştır.



Stanciu vd. [25] farklı soğutucu akışkanların sistem karakteristikleri üzerine etkilerini incelemiştir. Çalışmada sıkıştırma oranlarının ve aşırı kızdırmanın ekserji kaybına etkisini araştırmışlardır

Ukey vd. [26] R134a ve R12 soğutucu akışkanlarını ekserji analizi yönünden incelemiştir. Yapılan hesaplamaların ve analizlerin neticesinde R134a'nın II. Yasa Verimliliği R12'den düşük çıkmıştır.

Bolaji [27], çevresel zararları nedeni ile yasaklanan R12 soğutucu akışkanın yerine geçebilecek R134a ve R152a soğutucu akışkanlarını ekserjetik yönden incelemiştir. Farklı yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı giriş sıcaklıklarında yapmış olduğu deneysel çalışmaların neticesinde; R152a akışkanının klasik buzdolabı sistemlerinde R12 ve R134a akışkanlarına nispeten daha iyi performans gösterdiği sonucuna varmıştır.

Ünlü [28] tarafından yapılan çalışmada, R134a yerine alternatif bir soğutucu akışkan olan ve daha çevreci olduğu bilinen R1234yf kullanılarak araç klimalarında termodinamik analizler yapılmıştır. Yapılan araştırmalarda R134a'nın R1234yf'ye göre daha verimli olduğu ancak çevresel zararlar göz önüne alındığında R1234yf'nin sistem etkinliğini artırıcı faaliyetler ile birlikte kullanılabilmesi öngörülmüştür.

Gürler [29] R134a ve R600a soğutucu akışkanlarının kullanıldığı ev tipi buzdolaplarında ekserji analizi yapmıştır. Yapılan analizler neticesinde R600a akışkanı R134a'ya göre daha efektif çıkmıştır.

Alpsoy [30] R134a ve R152a akışkanlarının değişik oranlarda karışımlarından elde edilen soğutucuların sistem üzerindeki termodinamik etkilerini incelemiştir. Soğutma performans katsayısının karışımdaki R152a'nın artması ile arttığı tespit edilmiştir.

Bulgurcu vd. [31] ise buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde Termodinamiğin I. Kanunu'na göre hesaplar yapılarak log p-h diyagramları oluşturulmuştur ve diyagramlar ideal çevrim diyagramı ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen grafiklerde değişik arıza durumlarına göre çizilen grafikler üzerine yorumlar yapılmıştır.

Hepbaşı vd. [32] enerjinin verimli kullanılması için Termodinamiğin Birinci Yasasına vurgu yaparak ülkemizde uygulaması henüz hiç yaygınlaşmamış olan ekserji analizi temelinde enerji verimliliği uygulamalarının gerekliliğinden bahsetmiştir. Yurt dışında hem tasarım hem işletme aşamasında yaygın olarak kullanılan enerjinin korunumu ve ekserji analizi yöntemlerinin ülkemizde de yaygınlaşması gerektiği belirtilmiştir.

Oktay vd. [33] farklı yakıt tiplerine sahip araçların klimalarında R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının kullanılması durumunda enerji ve ekserji analizleri yapmıştır.

Araçlarda soğutma sistemlerinin neden olduğu yakıt tüketimini her bir yakıt türü için ayrı ayrı incelemiştir. Çalışmaya göre benzinli araçlarda klimanın çalışması yakıt tüketimine etkisi en az, LPG yakıtlı araçlarda ise en fazla olarak görülmüştür.

Tez çalışması kapsamında ısı pompası ile ilgili araştırmaların bir sınıflandırması yapılmış ve Tablo 1’ de verilmiştir. Bir çok çalışmada buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri her yönüyle ele alınmıştır. Çalışmalarda en çok incelenen konuların başında soğutucu akışkan değişikliklerinde enerji ve ekserji analizleri yer almaktadır. Bunun haricinde çalışmalarda en çok sistem ekipmanlarının iyileştirilmesi ve bunun enerji ve ekserji analizleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmaların bazıları sadece teorik bazıları ise deney düzenekleri ile desteklenmiş, aynı zamanda bilgisayar tabanlı yazılımların kullanıldığı da görülmüştür.

Tablo 1. Isı pompası ile ilgili araştırmalar

<b>Araştırmacılar</b>	<b>Çalışma Konuları</b>
Muhamad vd. [7], Çamdalı vd. [4]. Saka vd. [5], Kızıllan vd. [6]	Yazılım programı ile sistem tasarımı
Yıldırım vd. [2], Akdoğan [13], Kızıllan [23], Yumrutaş vd. [12], Hepbaslı vd. [17], Özgener vd. [32]	Sistem içindeki ekipman iyileştirmesi açısından ekserji analizi
Patlar [9], Öztürk vd. [19]	Toprak kaynaklı ısı pompalarının ekserji analizi
Bardak [10], Hepbaslı vd. [11], Seçilmiş [16]	Yeraltı suyu veya nehir, göl kaynaklı ısı pompalarının ekserji analizi
Alshatti [15]	Dış havanın ekserji analizindeki etkisi
Çakır [18], Tamdemir [20], Ünlü [22]	Farklı kaynak ve hedef kullanan ısı pompalarının ekserji analizi
Kızıllan [24], Stanciu vd. [25], Ukey [26], Bolaji [27], Ünlü [28], Gürler [29], Alpsoy [30], Oktay vd. [33]	Farklı soğutucu akışkanların birbirine kıyaslanması
Bulgurcu vd. [31]	Enerji analizine göre arıza tespitinin yapılması

Literatürde buhar genişmeli çevrim ve ekserji analizi konusunda yapılan çalışmaların daha çok sistem elemanları ve soğutucu akışkan tipi üzerine olduğu belirlenmiştir. Daha yüksek etkinlik elde edilebilecek soğutucu akışkanlar veya karışımların bulunması aynı zamanda sistem elemanlarındaki ekserji kayıpları ve tersinmezliklerin teorik ve deneysel olarak incelenmesi ile kayıpların önüne geçilmesi üzerine yoğunlaştığı görülmektedir.

### **2.1. Tezin Amacı ve Kapsamı**

Bu çalışmada alışveriş merkezlerinde oldukça yaygın olarak kullanılan su kaynaklı ısı pompaları incelenmiştir. Yüksek ısıtma ve soğutma yükleri nedeniyle bu tip sistemlerde enerji tüketimi oldukça fazladır. Bu nedenle tek kademeli buhar sıkıştırmalı gerçek soğutma çevrimi için enerji ve ekserji analizlerinin yapılarak tersinmezliklerin kaynakları ve miktarlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Çalışmanın diğer bir amacı da enerji analizleri yapmak için güncel yazılımları kullanmak yerine, denetlenebilir olması ve geliştirilmeye açık olması dikkate alınarak açık kaynak kodlu bir program yazılmasıdır. Ayrıca programın veri kütüphanesine farklı soğutucu akışkanların eklenebilir olması enerji analizi yanında ekserji analizlerinin de yapılabilmesi, deneysel verilerin işlenebilmesine ve teorik araştırmaların yapılabilmesine de olanak tanınması da amaçlanmıştır.

### 3. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu bölümde ısı pompası bileşenlerine ve çevrimsel özelliklerine ait bilgilerin derlenmesi ve bu bilgilerin ışığında yapılan enerji ve ekserji analizleri yer almaktadır. Bu analizlerin kolay ve hızlı bir şekilde yapılabilmesi için bir bilgisayar programı geliştirilmiş ve programın yapısal özellikleri verilmiştir.

#### 3.1. Enerji ve Ekserji Analizleri

Sistemlerin enerji etkileşimleri Termodinamiğin Birinci Kanunu çerçevesinde irdelenmektedir. Termodinamiğin Birinci Kanunu enerjinin korunumu ilkesini temel almaktadır. Bu kanun temelinde sistemin enerji etkileşimlerinde enerjinin (giren, çıkan, potansiyel, kinetik, kimyasal vs.) hiçbir şekilde kaybolmayacağı ancak şekil değiştirebileceği ifade edilir.

Ekserji ise enerji kavramına yakın olmakla beraber karıştırılabilen bir kavramdır. Ekserji enerjinin en fazla kullanılabilen kısmıdır veya diğer bir deyişle enerjinin yararlı işe çevrilebilen bölümünü ifade etmektedir. (Enerji = Ekserji + Anerji) Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hâle (ölü hâle) getirilirse elde edilir [2]. Bu değer, sistemin başlangıç halindeki yararlı iş potansiyelini veya iş yapabilme yeteneğini göstermektedir ve ekserji diye adlandırılmaktadır. Ekserji incelenirken çevrenin bulunduğu hâl (ölü hal) de incelenmelidir. Tanımından da anlaşıldığı üzere ekserji dış hava koşullarına doğrudan bağlıdır.

Enerji ve ekserji arasında bazı temel farklar vardır. Enerji, kütle akışına bağlı ve çevreden bağımsızken, ekserji çevre şartlarına bağlıdır. Enerji hareket veya hareket üretme kabiliyeti olarak tanımlanabilirken ekserji iş ya da iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanmaktadır. Enerji miktarla ölçülebilen bir kavramken, ekserji hem miktara hem de niteliğe bağlı bir olgudur. Enerjinin değeri hiçbir şartta sıfır olmazken ekserjinin değeri çevre şartlarında sıfırdır. Enerji, birinci kanun gereği korunur ve yok olmaz, hâlbuki ekserji sadece tersinir proseslerde korunur, tersinmez proseslerde kullanılır, yani miktarı azalır [2].

Ekserji analizi yapılırken çevrimin tüm birimlerinde aşağıdaki temel ekserji denkliği kullanılır [34].

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{çıkan} \dot{m}\varepsilon - \sum_{giren} \dot{m}\varepsilon + T_0 \dot{S}_{üretim} \quad (6)$$

Burada  $E_Q$  ve  $E_W$  sırayla ısı transferi ve mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri, özgül ekserjiyi,  $T_0$  çevre sıcaklığını ve  $S_{üretim}$ , entropi üretimini ifade etmektedir. Tersinmezlik ekserji analizinde incelenmesi gereken önemli bir olgudur. Tersinmezlik sistemdeki yararlı işe çevrilemeyen enerji

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{üretim} \text{ (kW)} \quad (7)$$

şeklinde tanımlanmaktadır [2]. Burada  $I$ , birim zamanda kaybolan ekserji olan tersinmezliği ifade etmektedir.

Eşitlik (6)'daki  $\dot{E}_Q$  ve  $\dot{E}_W$

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left( \frac{T-T_0}{T} \right) \quad (7)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (8)$$

şeklinde tanımlanmıştır [33].

Formüldeki  $T$ , yüzey sıcaklığını göstermektedir. Ekserji genellikle ısı, mekanik ve kimyasal ekserjilerin toplamı olarak değerlendirilir. Kimyasal ekserji terimleri ihmal edilerek akış ekserjisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

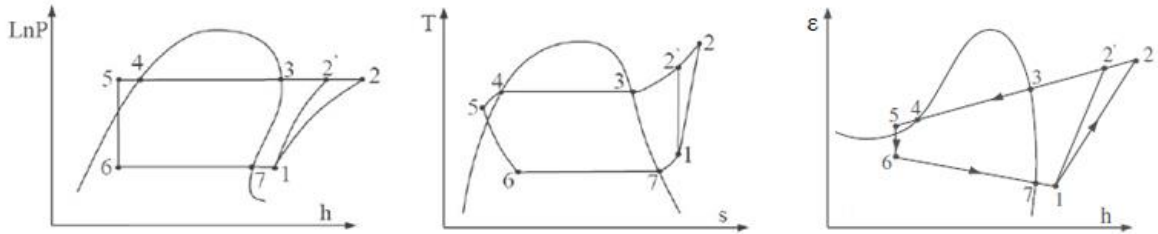
$$\psi = (h - T_0 s) + \frac{v^2}{2} + gz - (h_0 - T_0 s_0) \quad (9)$$

Bu eşitlikteki potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilirse akış ekserjisi;

$$\psi = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (10)$$



Teorik bir sisteme ait logaritmik basınç-entalpi ( $\ln P-h$ ), sıcaklık-entropi ( $T-s$ ) ve ekserji-entalpi ( $\epsilon-h$ ) grafikleri Şekil 13' te sırası ile gösterilmiştir. Tek kademeli şema ve grafiklerden de görüleceği üzere soğutucu akışkan kompresöre düşük basınç ve sıcaklıkta girmekte (1 noktası), kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan yüksek sıcaklık ve basınca ulaşmaktadır (2 noktası). Görüleceği üzere bu değişimde, soğutucu akışkanın sıcaklığı, basıncı, entalpisi ve ekserjisi artmaktadır. Bu noktada soğutucu akışkan yoğuşmak için su kaynaklı yoğuşturucuya girecektir (3 noktası) Soğutucu akışkan yoğuşturucu boyunca fazla ısını suya vererek bir miktar ekserji kaybeder (4 noktası) Bu noktadan sonra soğutucu akışkan genleşme vanasına girmeye hazır haldedir. Ancak soğutucu akışkanın tamamen sıvı fazına geçmesi istenmektedir. Aksi halde genleşme vanası görevini tam yapamamakta ve arızaya sebep olmaktadır. Bu yüzden soğutucu akışkan bir miktar daha soğutulur (aşırı soğutma, subcooling) Bu aşırı soğutma neticesinde soğutucu akışkanın entalpi, sıcaklık ve ekserjisinde azalma olur (5 noktası) Genleşme vanasında sıcaklık ve basınç düşümüne uğrayan soğutucu akışkan buharlaştırıcıya girmeye hazırdır (6 noktası) Bu noktada soğutucu akışkan soğuk gaz-sıvı karışımındadır. Buharlaştırıcıda soğuk haldeki soğutucu akışkan dış kaynak suyunun ısını alarak buharlaşır (7 noktası) Buharlaştırıcıda sıcaklık sabit kalır. Buharlaştırıcıdan geçen ve sıcaklığı artan soğutucu akışkan kompresöre girer. Ancak soğutucu akışkanın tamamen buhar fazına geçmesini garanti etmek ve bu halde kompresöre girmesini sağlamak amacı ile bir miktar daha ısını suya vermesi sağlanır (aşırı kızdırma, superheating) Aksi halde sıvı haldeki soğutucu akışkanın kompresöre girmesi vuku bulabilir ve kompresöre zarar verebilir ve sıvı halde olacağı için sıkıştırılamayacaktır. Aşırı kızdırma halinde soğutucu akışkanın entalpisinde ve entropisinde artış meydana gelmektedir.



Şekil 14. Çevrime ait aşırı soğutma ve aşırı kızdırmalı  $\ln P-h$ ,  $T-s$  ve  $\epsilon-h$  grafikleri

### 3.3. Isı pompası Sistemleri İçin Enerji ve Ekserji Analizi

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde kullanılan her bir eleman için enerji ve ekserji analizleri aşağıdaki şekilde yapılmıştır. Ekserji analizi yapılırken noktaya ait entalpi (h), entropi (s) değerleri programdan alınır. Ölü hal için belirlenen değerler yukarıda açıklanan kabuller neticesinde her defasında aynı değerler alınır. Ölü hal için yapılan kabuller neticesinde alınan  $T_0$  sıcaklık,  $h_0$ ,  $s_0$  değerleri ile hesaplamalar yapılır. Akış ekserjisi

$$\psi = (h - T_0s) - (h_0 - T_0s_0) \quad (12)$$

olarak eşitlik (12) ile ifade edilir.

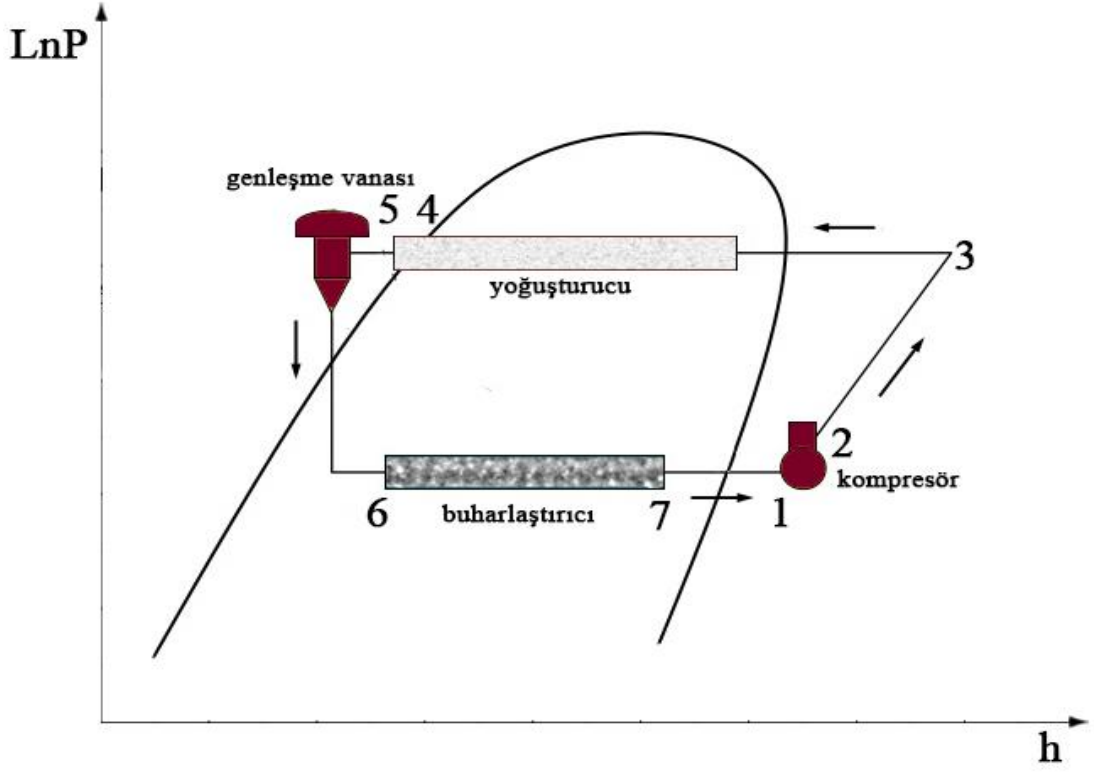
Verilen iki hal arasındaki değişim sırasında bir sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iş, tersinir iş  $W_{tr}$  diye tanımlanır. Bu iş ilk ve son haller arasındaki hal değişiminin tümünden tersinir olması durumunda elde edilir. Eğer son hal çevre hali ( $P_0, T_0$ ) ise, tersinir iş, ekserjiye eşit olur.

Tersinir iş  $W_{tr}$  ile yararlı iş  $W_y$  arasındaki fark hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve tersinmezlik (I) diye adlandırılır. Kapalı ve açık tüm sistemler için tersinmezlik aşağıdaki eşitlik ile belirlenir [2] .

$$I = W_{tr} - W_y = T_0S_{üretim} \quad (13)$$

Tüm noktalarda soğutucu akışkan ve su için noktasal ekserji hesapları yapılır. Ardından program otomatik olarak sistem elemanlarını ekserji kaybı yönünden inceler. Kompresör: Kütlenin korunumu ilkesine göre kompresöre giren ve çıkan soğutucu akışkanın kütledebileri birbirine eşittir.





Şekil 15. Çevrimin lnP-h diyagramı

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (14)$$

Termodinamiğin I. Kanunu yani enerjinin korunumu ilkesine göre ise kompresör gücü soğutucu akışkana kazandırılan güce eşit olup Eşitlik (14) ile verilir.

$$W_{komp} = \dot{m}_{soğ}(h_2 - h_1) \quad (15)$$

Ekserji analizinden tersinmezlik;

$$I_{komp} = \dot{m}_{soğ}(\psi_1 - \psi_2) + W_{komp} \quad (16)$$

eşitliği ile belirlenir [3].

Yoğuşturucu: Yoğuşturucu 3 ile 4 arasında kalan bölgeyi tanımlamaktadır. Kütlelenin korunumu ilkesine göre;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (17)$$

$$\dot{m}_{k3} = \dot{m}_{k2} \quad (18)$$

Enerjinin korunumu ilkesine göre yoğuşturucu kısmında soğutucu akışkanın dışarıya verdiği ısı tamamen suya geçmektedir. Dış ortama ısı kaçağı olmadığı varsayılmaktadır. Bu durumda enerji eşitliği;

$$Q_{yoğuşturucu} = \dot{m}_{soğ}(h_4 - h_3) \quad (19)$$

Tersinmezlik hesabı;

$$I_{yoğuşturucu} = \{\dot{m}_{soğ}(\psi_3 - \psi_4) + \dot{m}_{su}(\psi_{k3} - \psi_{k2})\} \quad (20)$$

Aşırı soğutma bölgesi: Aşırı soğutma 4 ile 5 arasında gerçekleşmektedir. Kütlenin korunumu ilkesine göre;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (21)$$

$$\dot{m}_{k1} = \dot{m}_{k2} \quad (22)$$

Bu çalışmada aşırı soğutma bölgesinin ısı yükü yoğuşturucu bölgesi ısı yüküne eklenmiştir.

Tersinmezlik hesabı;

$$I_{as} = \dot{m}_{soğ}(\psi_4 - \psi_5) - \dot{m}_{su}(\psi_{k2} - \psi_{k1}) \quad (23)$$

$$I_{as} = T_0[\dot{m}_k(s_{k2} - s_{k1}) - \dot{m}_{soğ}(s_4 - s_5)] \quad (24)$$

Genleşme vanası: Genleşme vanası 5 ile 6 noktası arasında kalmaktadır. Kütlenin korunumu ilkesine göre;

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (25)$$

Tersinmezlik hesabı;

$$I_{gv} = \dot{m}_{soğ}(\Psi_5 - \Psi_6) \quad (26)$$

Buharlaştırıcı: Buharlaştırıcı 6 ile 7 arasında kalmaktadır. Kütleinin korunumu ilkesine göre;

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (27)$$

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_{e3} \quad (28)$$

olmaktadır. Enerjinin korunumu ilkesine göre buharlaştırıcı kısmında suyun dışarıya verdiği ısı tamamen soğutucu akışkana geçmektedir. Dış ortama ısı kaçağı olmadığı varsayılmaktadır. Bu durumda TD1K' ndan,

$$Q_{buharlaştırıcı} = \dot{m}_{soğ}(h_7 - h_6) \quad (29)$$

şeklinde yazılır.

Buharlaştırıcıdaki tersinmezlik ise,

$$I_{buharlaştırıcı} = \{ \dot{m}_{soğ}(\Psi_6 - \Psi_7) - \dot{m}_{su}(\Psi_{e3} - \Psi_{e2}) \} \quad (30)$$

şeklinde belirlenir.

Aşırı kızdırma bölgesi: Aşırı kızdırma 7 ile 1 arasında gerçekleşmektedir. Kütleinin korunumu ilkesine göre;

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 \quad (31)$$

$$\dot{m}_{e1} = \dot{m}_{e2} \quad (32)$$

Bu çalışmada aşırı kızdırma bölgesinin ısı yükü buharlaştırıcı bölgesinin ısı yüküne eklenmiştir.

Aşırı kızdırma bölgesindeki tersinmezlik hesabı;

$$I_{ak} = \{ \dot{m}_{soğ}(\Psi_7 - \Psi_1) - \dot{m}_{su}(\Psi_{e2} - \Psi_{e1}) \} \quad (33)$$

$$I_{ak} = T_0 [\dot{m}_e(s_{e2} - s_{e1}) - \dot{m}_{soğ}(s_7 - s_1)] \quad (34)$$

şeklinde ifade edilir.

Sistemin toplam tersinmezliği;

$$I_{TOPLAM} = I_{komp} + I_{yoğusturucu} + I_{as} + I_{gv} + I_{buharlaştırıcı} + I_{ak} \quad (35)$$

şeklinde ifade edilir.

Isıtma performansının ( $COP_I$ ) hesaplanması;

$$COP_I = \frac{Q_{yoğusturucu}}{W_{komp}} \quad (36)$$

Şeklinde ifade edilir.

Soğutma performansının ( $COP_S$ ) hesaplanması;

$$COP_S = \frac{Q_{buharlaştırıcı}}{W_{komp}} \quad (37)$$

Şeklinde ifade edilir.

Program akışkan debilerini de kontrol etmektedir. Yoğusturucu ve buharlaştırıcı bölgelerinde akışkanların birbirleri arasında ısı transferi söz konusudur. Bu bölgelerde kabullere öre sadece akışkanlar arasında ısı geçişi olmaktadır. Sonuç olarak aşağıdaki bağıntı elde edilmektedir.

$$\dot{m}_{su,yoğusturucu} C_{p,su} (T_{k1} - T_{k3}) = \dot{m}_{soğ} (h_5 - h_3) \quad (38)$$

$$\dot{m}_{su,buharlaştırıcı} C_{p,su} (T_{e1} - T_{e3}) = \dot{m}_{soğ} (h_1 - h_6) \quad (39)$$

Kompresörün çektiği elektrik gücü, kompresörün elektriksel ve mekanik verimlerine bağlıdır. Kompresörün elektriksel ve mekanik verimleri üretici firma tarafından belirlenmektedir. Kompresörün çektiği elektriksel güç

$$W_{komp,elektrik} = \frac{W_{komp}}{(\eta_{komp,elektrik} \eta_{komp,mekanik})} \quad (40)$$

şeklinde hesaplanır. Kompresörün izantropik verimi ise kompresörün genel verimliliğin bir göstergesidir. Kompresörün izantropik durum değişimi sırasında üretmesi gereken güç ile gerçek çektiği güç arasındaki bağıntıdan elde edilir.

$$\eta_{komp,s} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (41)$$

Aşırı soğutma ve aşırı kızdırma hesapları için sıcaklık aralıkları eşitlik (42) ve (43) ile verilmiştir.

$$\Delta T_{as} = T_5 - T_4 \quad (42)$$

$$\Delta T_{ak} = T_1 - T_7 \quad (43)$$

### 3.4. Bilgisayar Programı

Bu çalışmada esas olarak tek kademeli buhar sıkıştırırmalı çevrim ele alınmış,ve yazılan program ile incelenmiştir. Program, tek kademeli buhar sıkıştırırmalı çevrimi termodinamik yönleri ile incelemektedir. Çalışmada Python adlı programlama dili kullanılmıştır. Python programı son yıllarda, özellikle bilim dünyasında popülerleşen açık kaynak kodlu bir dildir.

Tez kapsamında ısı pompaları ve soğutma makinelerinin enerji ve ekserji analizini yapabilecek bir program tasarlanmıştır. Bu sayede sistem verilerini istediğimiz gibi değiştirerek sonuçları hızlı bir şekilde almak mümkün olabilmektedir. Elde edilen sonuçlara göre sistem iyileştirmeleri ve yorumlama yapılabilmektedir. Programın açık kaynak kodlu

olması sebebi ile ulaşılabilirliği kolay ve denetleme imkânı fazladır. Hazır kütüphaneler olmamakla beraber istenilen kütüphane kolayca oluşturulabilmekte ve programa entegre edilebilmektedir. Program sayesinde tek kademeli buhar sıkıştırıcı, sudan suya bir ısı pompasının enerji ve ekserji analizlerini yapabilmek mümkündür. Program ara yüzüne deneysel sonuçlar girilebileceği gibi tamamen simültane değerler de girilebilmektedir. Olumsuz bir veri girildiğinde program uyarı vermektedir. Örneğin aşırı kızdırma veya aşırı soğutma sıcaklıkları belli değerleri aşmamakta program bu durumda uyarı vermekte ve veri girişindeki olası hataları sınırlamaktadır.

Malkoç [34] Python yazılım dilinin artılarını özgür olması, kolay olması, etkileşimli olması, nesne yönelimli programlamayı desteklemesi, popüler olması bilimci topluluğunun ve kütüphanelerinin gelişmiş olması, öğrenme kaynaklarının genişliği, standart kütüphanesinin genişliği, taşınabilir olması şeklinde tanımlamıştır.

Karmaşık hesaplamalara sahip ekserji analizinin daha kolay ve hızlı yapılabilmesi için bilgisayar programlarından yararlanılmaktadır. Termodinamik hesaplamaları yapabilen paket programlar üretilmiş olmasına karşın, proje ve tez kapsamlarında özel programcılar da yazılabilmektedir. Özellikle mühendislik dünyasında kabul gören ve oldukça yaygın olan MATLAB, Fortran, C++ gibi programlama dilleri ile programlar yazılabilmektedir. Hatta basit hesaplamaları yapabilmesi ve kolay ulaşılabilirliği bakımından Microsoft Office Excel programı da kullanılmaktadır. Tez kapsamında Python dilinin kullanılmasının amacı kolay derlenen bir dil olması, açık kaynak kodlu olması, okumasının kolay olması, son yıllarda popülerliğinin giderek artması olarak belirtilebilir.

Tek kademeli buhar sıkıştırıcı çevrimin tüm noktalarının termodinamiksel hesaplamaları bu çalışma kapsamında derlenen program ile yapılmıştır. Programdan hesaplanması istenilen değerler için öncelikle her noktanın termodinamik özellikleri belirlenmekte daha sonra sistemin enerji ve ekserji hesaplamaları yapılmaktadır.

Program Python derleyicilerinin ve program dosyalarının bulunduğu bilgisayarlarda çalışabildiği gibi “tak-çalıştır” hale çevrilmesi ile herhangi bir bilgisayarda da çalıştırılabilir tipe dönüştürülmüştür.

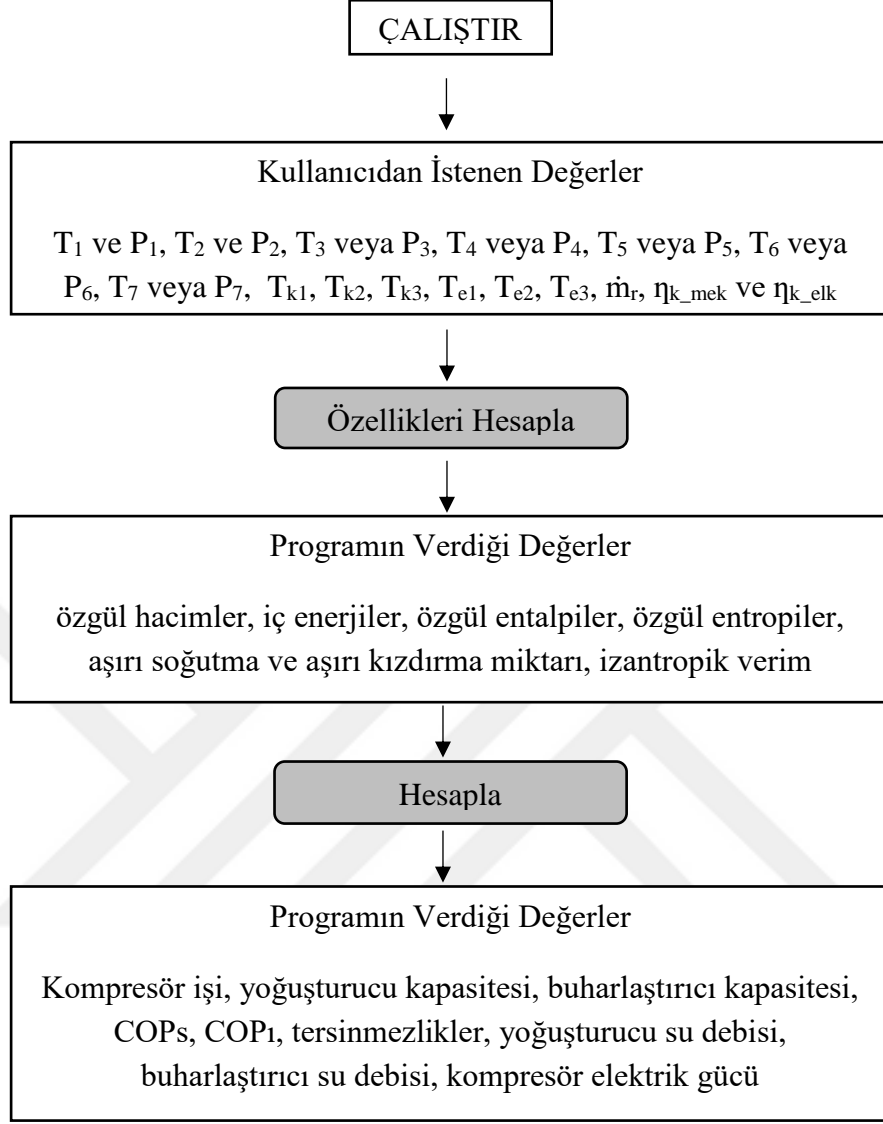
Programın akış şeması aşağıda verilmiştir. İlk önce kullanıcıdan bazı bilgiler istenmektedir. Bununla birlikte en başta yapılan bazı kabuller de vardır. Kullanıcıdan istenen değerler;

- Soğutucu akışkanın kompresör girişindeki sıcaklık ve basıncı;  $T_1$  ve  $P_1$

- Soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki sıcaklık ve basıncı;  $T_2$  ve  $P_2$
- Soğutucu akışkanın yoğuşturucu girişindeki sıcaklık veya basıncı;  $T_3$  veya  $P_3$
- Soğutucu akışkanın aşırı soğutma eşanjörü öncesi sıcaklık veya basıncı;  $T_4$  veya  $P_4$
- Soğutucu akışkanın yoğuşturucu çıkışı sıcaklık veya basıncı;  $T_5$  veya  $P_5$
- Soğutucu akışkanın genişleme vanası çıkışındaki sıcaklık veya basıncı;  $T_6$  veya  $P_6$
- Soğutucu akışkanın aşırı kızdırma eşanjörü girişi sıcaklık veya basıncı;  $T_7$  veya  $P_7$
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı girişlerinde ve çıkışlarındaki su sıcaklıkları;  $T_{k1}$ ,  $T_{k2}$ ,  $T_{k3}$ ,  $T_{e1}$ ,  $T_{e2}$ ,  $T_{e3}$
- Soğutucu akışkanın kütleli debisi;  $\dot{m}_{sa}$
- Kompresörün mekanik ve elektriksel verimi;  $\eta_{k\_mek}$  ve  $\eta_{k\_elk}$

şeklindedir. Program bu değerlerin girilmesini bekler. Değerlerin belirli limit değerleri aşması durumunda veya tutarsız olması durumunda otomatik uyarılar üretilmekte ve kullanıcı uyarılmaktadır. Şekil 14' te bilgisayar programı akış şeması görülmektedir.

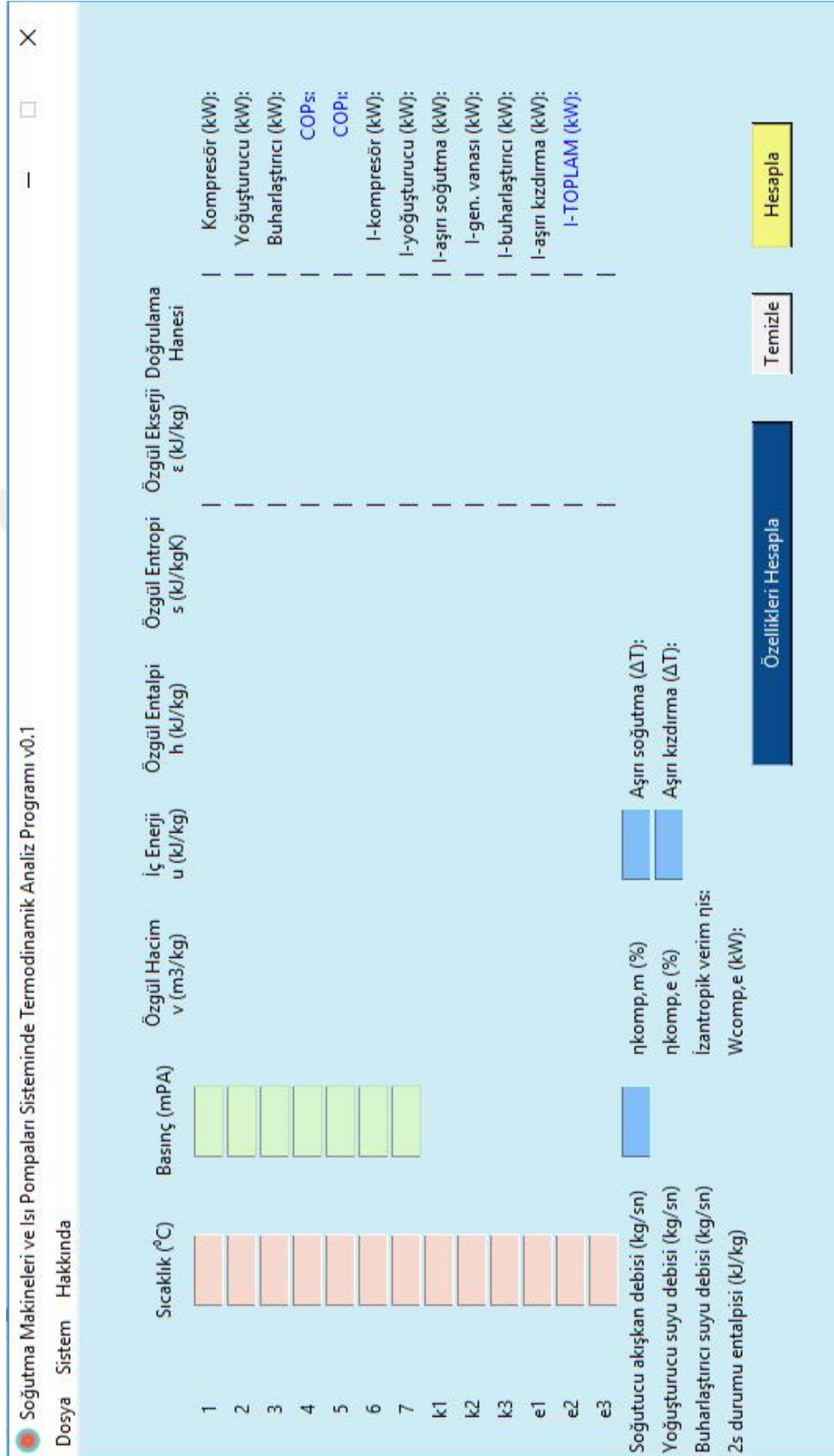
Program akış şeması çerçevesinde girdi değerlerine göre çıkış değerleri anında hesaplamakta ve ekrana yazdırmaktadır. Özellik hesaplamalarında kullanılan termodinamik tablolar Çengel vd. [3]' den alınmıştır. Diğer hesaplamalar ise bu çalışmadaki analizlerde kullanılan termodinamik bağıntılardan yararlanılarak yapılmıştır.



Şekil 16. Bilgisayar programı akış şeması

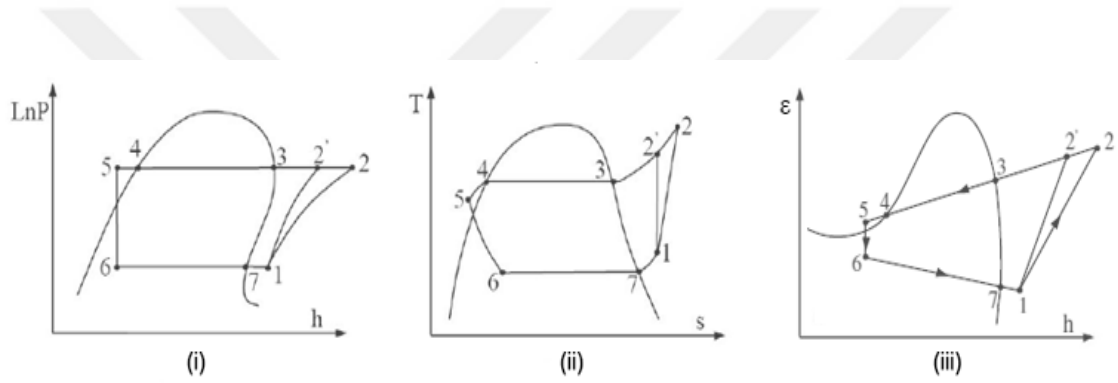
Ekserji analizleri bir sistemde tersinmezliklerin belirlenmesini sağlamakta ve iyileştirmelerin hangi noktalarda yapılması gerektiği ile ilgili bilgiler verebilmektedir. Program vasıtası ile giriş değerleri değiştirerek sonuçları kısa zamanda net bir şekilde görmek mümkündür. Şekil 17'de programın ara yüzünden bir görünüm verilmektedir.



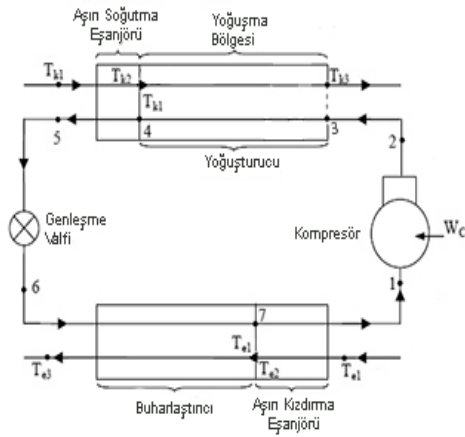


Şekil 17. Programın ara yüzünden bir görünüm

Hesaplamaların ilk aşaması olarak her noktaya ait sıcaklık ve basınç değerlerinin sisteme girilmesi gerekmektedir. Bunun yanında soğutucu akışkanın kütleli debisi (kg/s), sistem kompresörünün elektriksel ve mekaniksel verimi girilmelidir. Hangi noktada sıcaklık ve basınç değerlerinin girilmesi gerektiğine Sistem/Sistem Bilgi ekranından ulaşmak mümkündür. Bu ekran, örnek bir sistem için Şekil 17’ de görülmektedir. Şekil 16’daki grafiklere ve buradaki örneğe uygun olarak sistem nokta bilgileri girilir ve ardından “Özellikleri Hesapla” butonuna basılarak termodinamik hesaplamalar istenir. Her noktaya ait özgül hacim, iç enerji, özgül entalpi ve özgül entropi değerleri ilgili tablolardan hesaplanarak ekrana getirilir. Ardından “Hesapla” butonunun basılarak enerji ve ekserji hesaplamaları istenir.



Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı buhar sıkıştırmalı soğutma sistemii- LogP-h diyagramı ii- T-s diyagramı iii- ε-h diyagramı



#### Yapılan kabuller

- Isı değişticilerinde sadece akışkanlar arası ısı transferi vardır.
- Yoğuşturucu soğutma suyu için özgül ısı = 4.188 kJ/kgK'dir ve sabittir.
- Buharlaştırıcı ısıtma suyu için özgül ısı = 4.2088 kJ/kgK'dir ve sabittir.
- Referans sıcaklık  $T_0 = 20\text{C}$  ve basınç  $P_0 = 1\text{ atm}$ .
- Kullanılan soğutucu akışkan R-134a'dır.
- Kompresörden dışarı ısı transferi yoktur.
- Isı değişticilerdeki akışlar birbirine zıttır.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı su debileri kapasiteye göre hesaplanır.

Şekil 18. Program sistem bilgi ekranı

#### 4. BULGULAR

Bu çalışmada ideal ve gerçek tek kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler için öncelikle bir bilgisayar programı yazılmıştır. Çevrim üzerinde etkili aşırı soğutma sıcaklık farkı, aşırı kızdırma sıcaklık farkı, yoğuşturucu giriş sıcaklığı ve kompresör basma sıcaklığı parametrelerinin performans katsayısı ve tersinmezlikler üzerine etkileri araştırılmıştır. İncelemeler R134a ve R410a gazları için yapılmıştır. Bu gazlar özellikle yenilikçi olmaları ve ozon tabakasına zarar verme etkisi az olduğu için seçilmiştir. Soğutucu akışkan kütüphanesi geliştirilerek daha değişik gazların irdelenmesi mümkündür.

Programda belirli limitler arasında çalışmalar yapılmıştır. İncelenen sistemlerden elde edilen bilgiler ışığında gerçek değerlere en yakın veri aralıklarında çalışmalar yapılmıştır. Bu veri aralıkları her iki soğutucu akışkan için aşağıda belirtilmiştir:

Çalışma sıcaklık aralığı  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$

Yoğuşturucu su giriş çıkış sıcaklık aralığı  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Buharlaştırıcı su giriş çıkış sıcaklık aralığı  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$

Program çalıştırıldığında veri aralıkları için hesaplamalarda kullanılacak termodinamik özellikler de belirlenmektedir. Bu değerlerin üzerinde olan değerlerde program uyarı vermektedir.

Çalışmanın ilk aşamasında programın doğru çalışıp çalışmadığı test edilmiştir. Programa verilerin girilmesiyle elde edilen sonuçlar Şekil 18' de, hesaplama sonuçları ise Tablo 2' de gösterilmektedir. R134a gazı için programdan elde edilen değerlerin hesaplama değerleri ile uyum içinde olduğu görülmüştür.

Bu çalışmada R134a ve R410a gazları ile incelemeler yapılmıştır. Bu gazlar özellikle yenilikçi olmaları ve ozon tabakasına zarar verme etkisi az olduğu için seçilmiştir. Soğutucu akışkan kütüphanesi geliştirilerek daha değişik gazların irdelenmesi mümkündür.

Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları Sistemlerinde Termodinamik Analiz Programı v0.1

Dosya Sistem Hakkında

Sıcaklık (°C)	Basınç (mPA)	Özgül Hacim v (m3/kg)	İç Enerji u (kJ/kg)	Özgül Entalpi h (kJ/kg)	Özgül Entropi s (kJ/kgK)	Özgül Ekserji ε (kJ/kg)	Doğrulama Hanesi	Kompresör (kW):	Yoğuşturucu (kW):	Buharlaştırıcı (kW):	COPs:
1	0.20	0.105	232.848	253.903	0.973	16.541	DOĞRU	2.145	10.164	7.971	3.716
2	0.8	0.029973	272.83	296.81	1.011	48.314	DOĞRU	4.738			
3	0.78	0.026	246.347	266.859	0.919	45.319	DOĞRU				
4	0.77	0.001	92.888	93.537	0.348	39.3	DOĞRU				
5	0.70	0.001	88.226	88.807	0.332	39.258	DOĞRU				
6	0.26	0.017	84.498	88.807	0.341	36.621	DOĞRU				
7	0.255	0.079	228.043	248.23	0.934	22.295	DOĞRU				
k1		0.001	100.647	100.647	0.353	0.178	DOĞRU				
k2		0.001003	104.83	104.83	0.3672	0.2	DOĞRU				
k3		0.001004	125.73	125.74	0.4368	0.717	DOĞRU				
e1		0.001	50.404	50.406	0.18	0.625	DOĞRU				
e2		0.001	42.02	42.022	0.1511	0.709	DOĞRU				
e3		0.001	21.019	21.02	0.0763	1.624	DOĞRU				
Soğutucu akışkan debisi (kg/sn)	0.05	η <sub>komp,m</sub> (%)	0.8	Aşın soğutma (ΔT):	3.287						
Yoğuşturucu suyu debisi (kg/sn)	0.404	η <sub>komp,e</sub> (%)	0.8	Aşın kızdırma (ΔT):	4.78						
Buharlaştırıcı suyu debisi (kg/sn)	0.271	İzantropik verim η <sub>s</sub> :	0.71								
2s durumu entalpisi (kJ/kg)	284.4	W <sub>comp,e</sub> (kW):	3.352								

Özellikleri Hesapla

Temizle

Hesapla

Şekil 19. Örnek program ekranı

Tablo 2. Hesaplama sonuçları (R134a için)

No	Sıcaklık (°C)	Basınç (mPa)	Özgül Hacim (m <sup>3</sup> /kg)	İç Enerji (kJ/kg)	Özgül Entalpi (kJ/kg)	Özgül Entropi (kJ/kgK)	Özgül Ekserji (kJ/kg)		
1	<b>1</b>	<b>0.20</b>	0.105284	232.848	253.903	0.97286	16.5414	Kompresör (kW)	2.14535
2	<b>60</b>	<b>0.80</b>	0.029973	272.83	296.81	1.0110	48.3144	Yoğuşturucu (kW)	10.16321
3		<b>0.78</b>	0.026321	246.342	266.854	0.918658	45.41695	Buharlaştırıcı (kW)	7.972
4		<b>0.77</b>	0.001	93.87	93.52	0.347686	39.37716	COP <sub>s</sub>	3.7157
5		<b>0.70</b>	0.001	88.24	88.82	0.33230	39.1835	COP <sub>s</sub>	4.73
6		<b>0.26</b>	0.0179	84.498	88.82	0.3423	36.622	I-komp (kW)	0.55485
7		<b>0.255</b>	0.079	228.042	248.24	0.93557	22.342	I-yoğ (kW)	0.23
k1	<b>24</b>		0.001004	100.647	100.647	0.3535	0.1779	I-as (kW)	0.002
k2	<b>25</b>		0.001003	104.83	104.83	0.3672	0.207	I-gv (kW)	0.132
k3	<b>30</b>		0.001004	125.728	125.736	0.4368	0.717	I-buh (kW)	0.446
e1	<b>12</b>		0.001	50.404	50.406	0.18046	0.624	I-ak (kW)	0.2875
e2	<b>10</b>		0.001	42.020	42.022	0.1511	0.709	I-TOPLAM (kW)	1.6578
e3	<b>5</b>		0.001	21.019	21.020	0.0763	1.6236		
Soğutucu akışkan debisi (kg/s)				<b>0.05</b>	$\eta_{komp,m}$ (%)		<b>0.8</b>	A. soğutma ( $\Delta T$ )	3.287
Yoğuşturucu suyu debisi (kg/s)				0.404	$\eta_{komp,e}$ (%)		<b>0.8</b>	A. kızdırma ( $\Delta T$ )	4.78
Buharlaştırıcı suyu debisi (kg/s)				0.201	İzantropik verim, $\eta_{is}$		0.71		
2s durumundaki entalpi (kJ/kg)				284.4003	W <sub>comp,e</sub> (kW)		3.3515		

Sıcaklık ve basınç değerleri programa girilmek suretiyle hesaplamalar yapılmıştır. Kompresör girişi 1, çıkışı ise 2 numaralı noktalardır. Soğutucu akışkan basıncı kompresör girişinde 0.20 MPa, kompresör çıkışında 0.80 MPa olarak verilmiştir. Yoğuşturucu girişi, aşırı soğutma girişi ve çıkışı sırasıyla 3, 4 ve 5 numaralı noktalardır. Bu noktalardaki basınç değerleri Tablo 2' de görülmektedir. Genleşme vanası çıkışı 6 noktası, buharlaştırıcı çıkışı ve girişi ise 1 ve 7 numaralı noktalar olup bu noktalardaki basınç değerleri de yine Tablo 2' de gösterilmiştir.

Soğutucu akışkanın noktasal en yüksek ekserji değeri basıncının en yüksek olduğu 2 noktasında görülmektedir. Noktasal ekserjileri hesaplayarak kayıpların nerelerde olduğunu tespit etmek mümkündür.

Program üzerinden değerlerin girilmesi ve sonuçların alınması kısa zaman sürecinde olduğu için aşağıdaki irdelemeleri yapmak kolay olacaktır. Program önceden tanımlanmış limit değerler dışında uyarı vermekte ilgili alanları silmektedir. Bu alanlara kullanıcının tekrar veri girmesini beklemektedir. Programın yeniden başlatılmasına gerek kalmadan çalıştırılması mümkündür.

#### 4.1. Aşırı Soğutmanın Performans Katsayısı ve Tersinmezlik Üzerine Etkisi

İlk olarak aşırı soğutmanın performans katsayısı ve toplam tersinmezlik üzerine etkileri incelenmiştir. Tablo 3’ te aşırı soğutma sıcaklık farkındaki değişimin performans katsayısı ve toplam tersinmezlik üzerine etkisi görülmektedir. Aşırı soğutma sıcaklık farkı artırılarak program çalıştırılmıştır. Bu artışın performans katsayısı ve tersinmezlik üzerine etkisi kayıt altına alınmıştır.

Tablo 3. Aşırı soğutmanın performans katsayısı ve tersinmezlik üzerindeki etkisi

Aşırı Soğutma [ $\Delta T_{AS}$ , °C]	COP <sub>s</sub>		I <sub>T</sub> , [kW]	
	R134a	R410a	R134a	R410a
0	3.397	2.884	1.729	2.180
0.406	3.424	2.913	1.728	2.180
0.812	3.451	2.941	1.728	2.178
1.218	3.478	2.970	1.727	2.176
2.053	3.534	3.027	1.725	2.174
2.900	3.591	3.085	1.722	2.172
4.200	3.677	3.173	1.719	2.167
5.520	3.765	3.263	1.716	2.163

Yapılan hesaplamalar neticesinde aşırı soğutmanın ısı pompasının performans katsayısını artırdığı görülmüştür. Tablo 3’ den görüldüğü üzere aşırı soğutma sıcaklığındaki 5.52 °C’lik artış performans katsayısını R134a için % 10.83, R410a için %13.14 arttırmaktadır. Aynı şekilde aşırı soğutma miktarı arttığı zaman toplam tersinmezlik azalmaktadır. Yine Tablo 3’ den görüldüğü üzere aşırı soğutma sıcaklığındaki 5.52 °C’lik artış toplam tersinmezliği R134a için % 0.75, R410a için ise % 0.77 azaltmaktadır. Bu da ekserji yönünden bakıldığı zaman olumlu bir sonuçtur. Aşırı soğutmanın artırılması hem enerji hem de ekserji kullanımını açısından olumlu sonuçlar vermektedir. İki gazın karşılaştırması yapıldığında ise R410a’nın performansının daha iyi olduğu görülmüştür.



Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları Sistemlerinde Termodinamik Analiz Programı v0.1

Dosya Sistem Hakkında

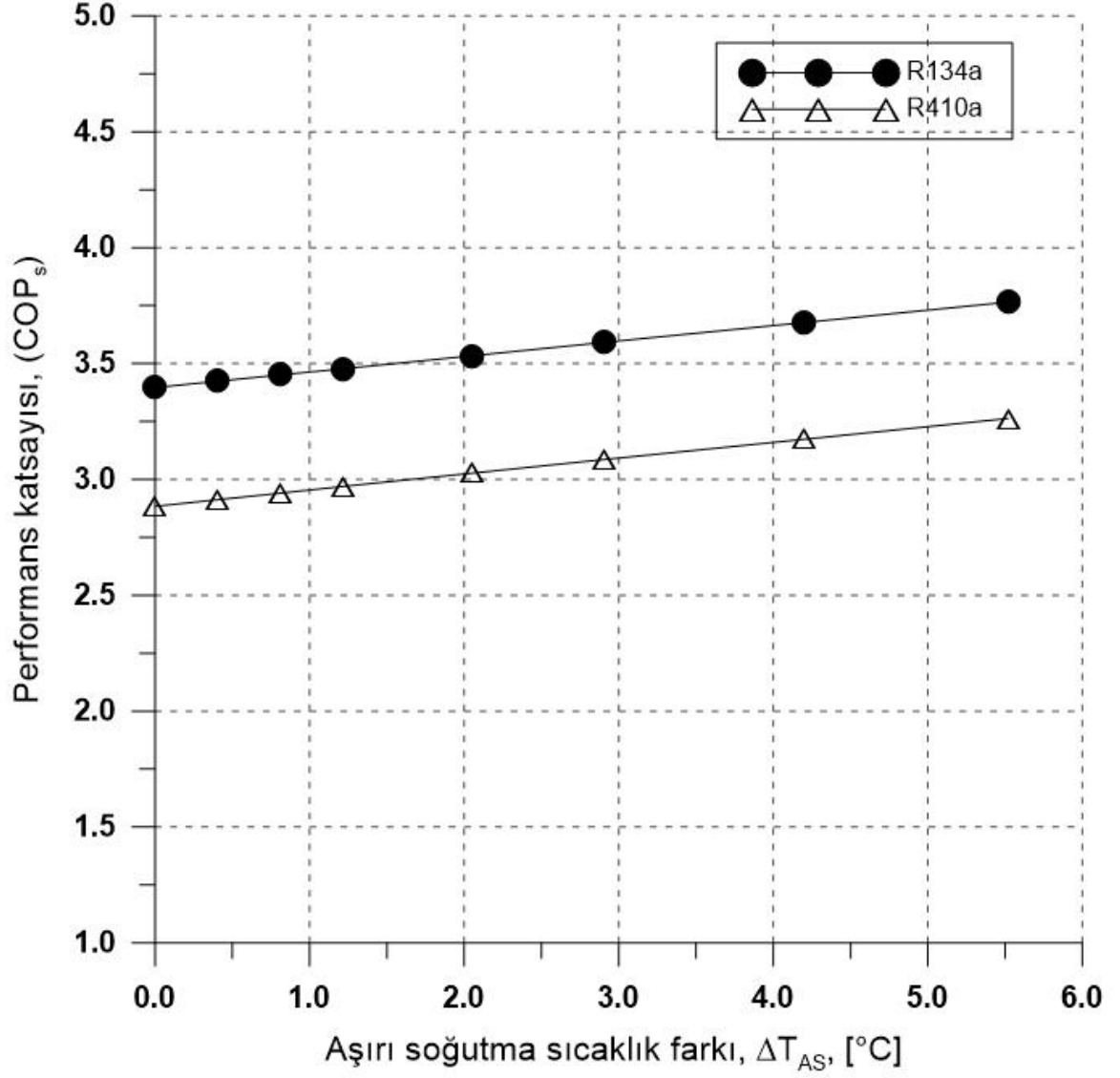
Sıcaklık (°C)	Basınç (mPA)	Özgül Hacim v (m <sup>3</sup> /kg)	İç Enerji u (kJ/kg)	Özgül Entalpi h (kJ/kg)	Özgül Entropi s (kJ/kgK)	Özgül Ekserji ε (kJ/kg)	Doğrulama Hanesi	Kompresör (kW):
1	0.20	0.10481	232.09	253.05	0.9698	16.626	DOĞRU	2.191
2	1.1	0.021	273.67	296.87	0.989	54.82	DOĞRU	9.764
3	1	0.02	250.672	270.988	0.916	50.327	DOĞRU	7.443
4	0.90	0.001	100.825	101.595	0.374	39.74	DOĞRU	COPs: 3.397
5	0.9	0.001	100.825	101.595	0.374	39.74	DOĞRU	COPi: 4.397
6	0.25	0.023	95.912	101.595	0.39	35.052	DOĞRU	İ-kompresör (kW): 0.281
7	0	0.069255	230.16	250.45	0.93139	25.28	DOĞRU	İ-yoğuşturucu (kW): 0.545
k1		0.001	100.647	100.647	0.353	0.178	DOĞRU	İ-aşırı soğutma (kW): 0.0
k2		0.001003	104.83	104.83	0.3672	0.2	DOĞRU	İ-gen. vanası (kW): 0.234
k3		0.001004	125.73	125.74	0.4368	0.717	DOĞRU	İ-buharlaştırıcı (kW): 0.236
e1		0.001	50.404	50.406	0.18	0.625	DOĞRU	İ-aşırı kızdırma (kW): 0.433
e2		0.001	42.02	42.022	0.1511	0.709	DOĞRU	İ-TOPLAM (kW): 1.729
e3		0.001	21.019	21.02	0.0763	1.624	DOĞRU	
Soğutucu akışkan debisi (kg/sn)	0.05	η <sub>komp,m</sub> (%)	0.8	Aşırı soğutma (ΔT):	0.0			
Yoğuşturucu suyu debisi (kg/sn)	0.389	η <sub>komp,e</sub> (%)	0.8	Aşırı kızdırma (ΔT):	0.0			
Buharlaştırıcı suyu debisi (kg/sn)	0.253	İzantropik verim η <sub>s</sub> :	0.0					
Zs durumu entalpisi (kJ/kg)	253.05	W <sub>komp,e</sub> (kW):	3.423					

Özellikleri Hesapla

Temizle

Hesapla

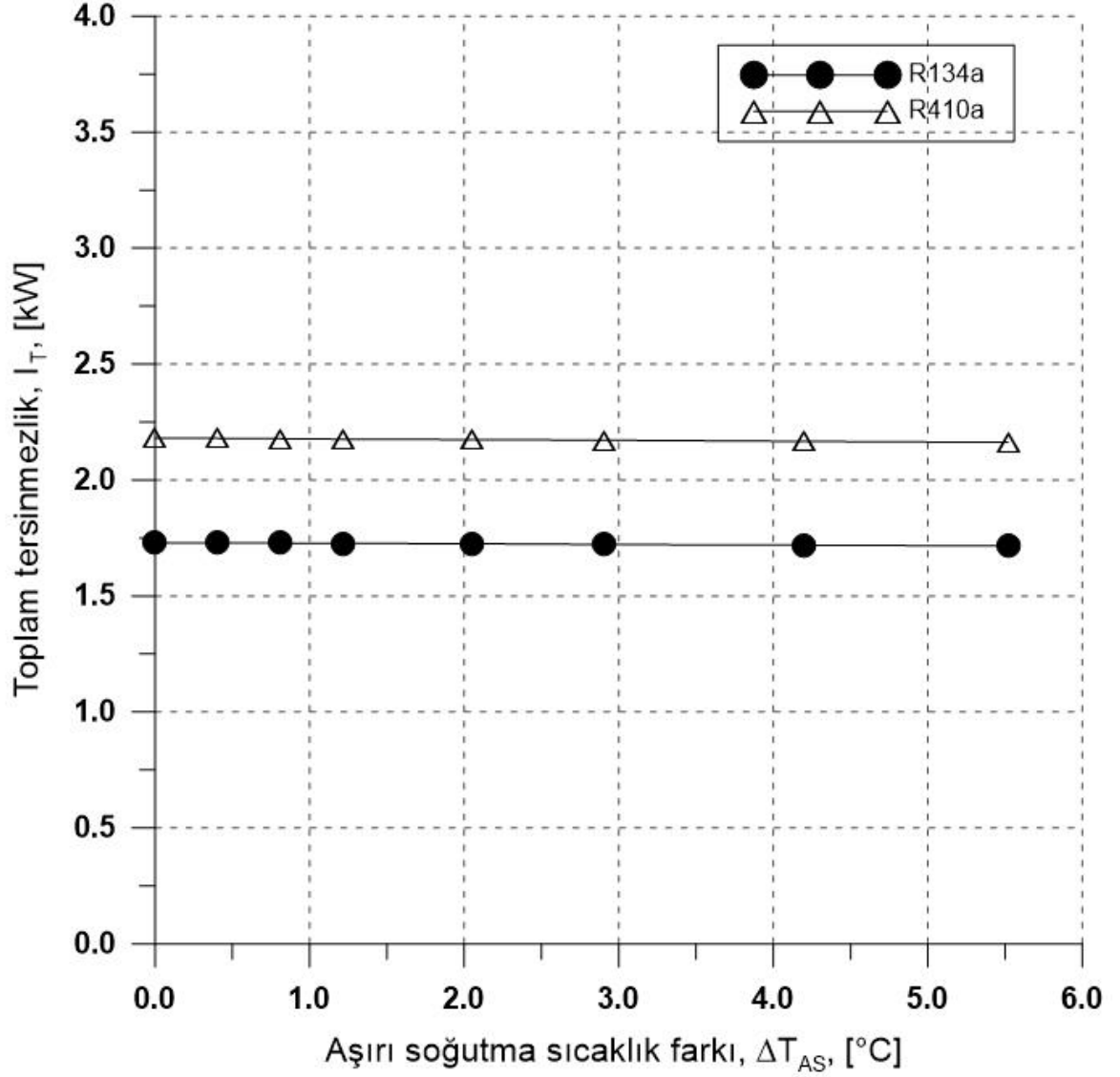
Şekil 20. Aşırı soğutma simülasyonu için program ekranı- Soğutucu akışkan R134a



Şekil 21. Aşırı soğutmanın performans katsayısına etkisi

R134a gazının aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerinin “0” olduğu hesaplama ekranı Şekil 20’de verilmiştir. Şekil 21’de görüldüğü gibi aşırı soğutma sıcaklık farkı artış gösterdiğinde her iki soğutucu akışkanının da performans katsayısı artış göstermiştir. Toplam tersinmezlik incelendiğinde Şekil 22’de de görüleceği üzere bir azalma görülmektedir. Aşırı soğutma sıcaklık farkının artması ile birlikte az da olsa her iki soğutucu akışkan sisteminde de toplam tersinmezlikte düşüş gözlemlenmiştir.





Şekil 22. Aşırı soğutmanın toplam tersinmezliğe etkisi

#### 4.2. Aşırı Kızdırmanın Performans Katsayısı ve Tersinmezlik Üzerine Etkisi

İkinci olarak aşırı kızdırmanın performans katsayısı ve toplam tersinmezlik üzerinde etkisi incelenmiştir. Aşırı kızdırma sıcaklık farkı artırılarak elde edilen performans katsayısı ve toplam tersinmezlik değerleri Tablo 4' te verilmiştir.

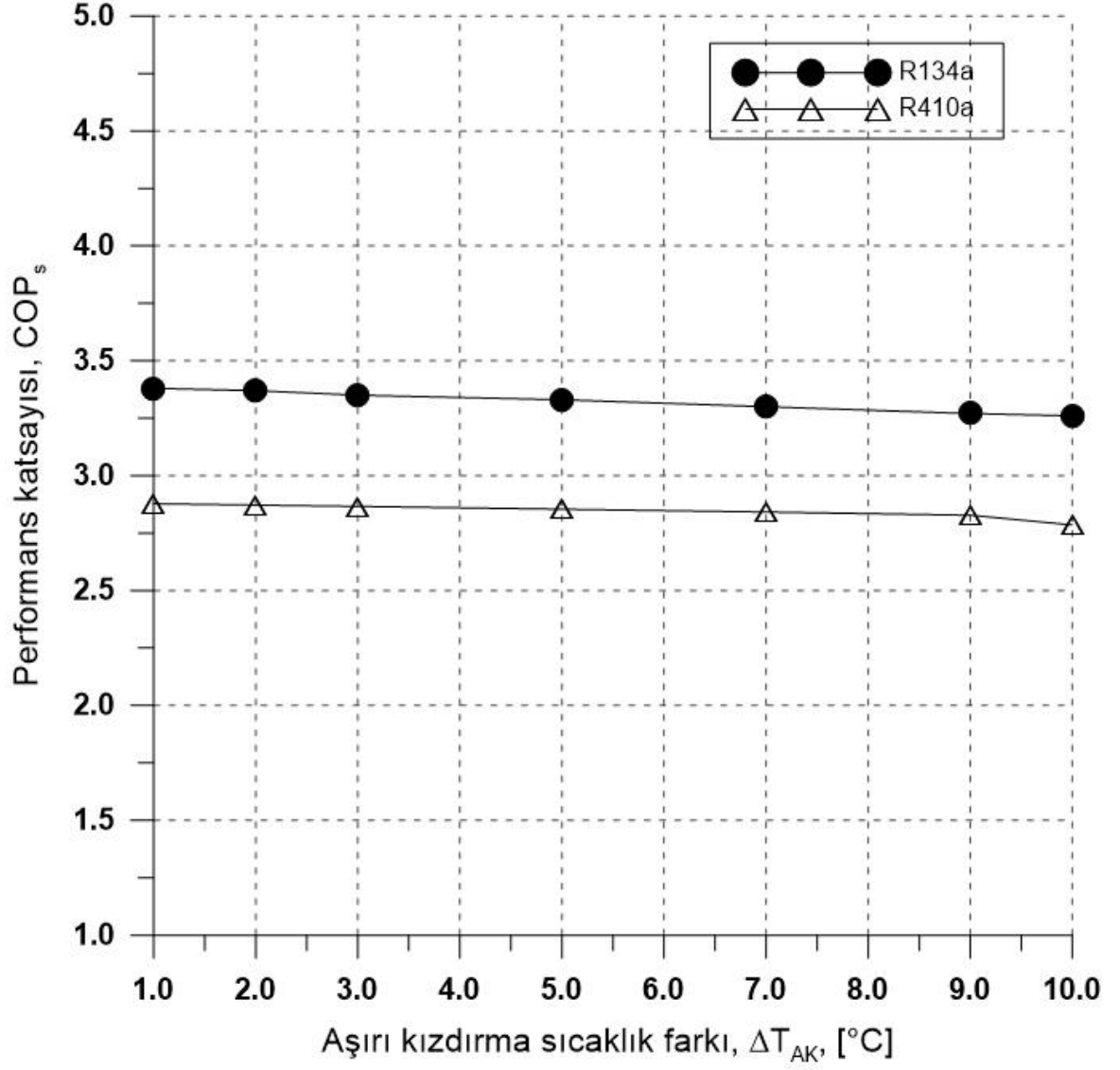
Girilen değerler aynı kalmıştır. Amaç aşırı kızdırma etkisinin incelenmesi olduğundan yalnızca aşırı kızdırma sıcaklık farkı artırılmış diğer tüm değerler sabit bırakılmıştır.

Tablo 4. Aşırı kızdırmanın performans katsayısı ve toplam tersinmezlik üzerindeki etkileri

Aşırı Kızdırma [ $\Delta T_{AK}$ , °C]	COP		$I_T$ , [kW]	
	R134a	R410a	R134a	R410a
1	3.380	2.878	1.729	2.180
2	3.370	2.872	1.730	2.181
3	3.350	2.866	1.732	2.181
5	3.330	3.854	1.734	2.183
7	3.300	3.842	1.736	2.183
9	3.270	3.828	1.738	2.185
10	3.260	3.185	1.739	2.185

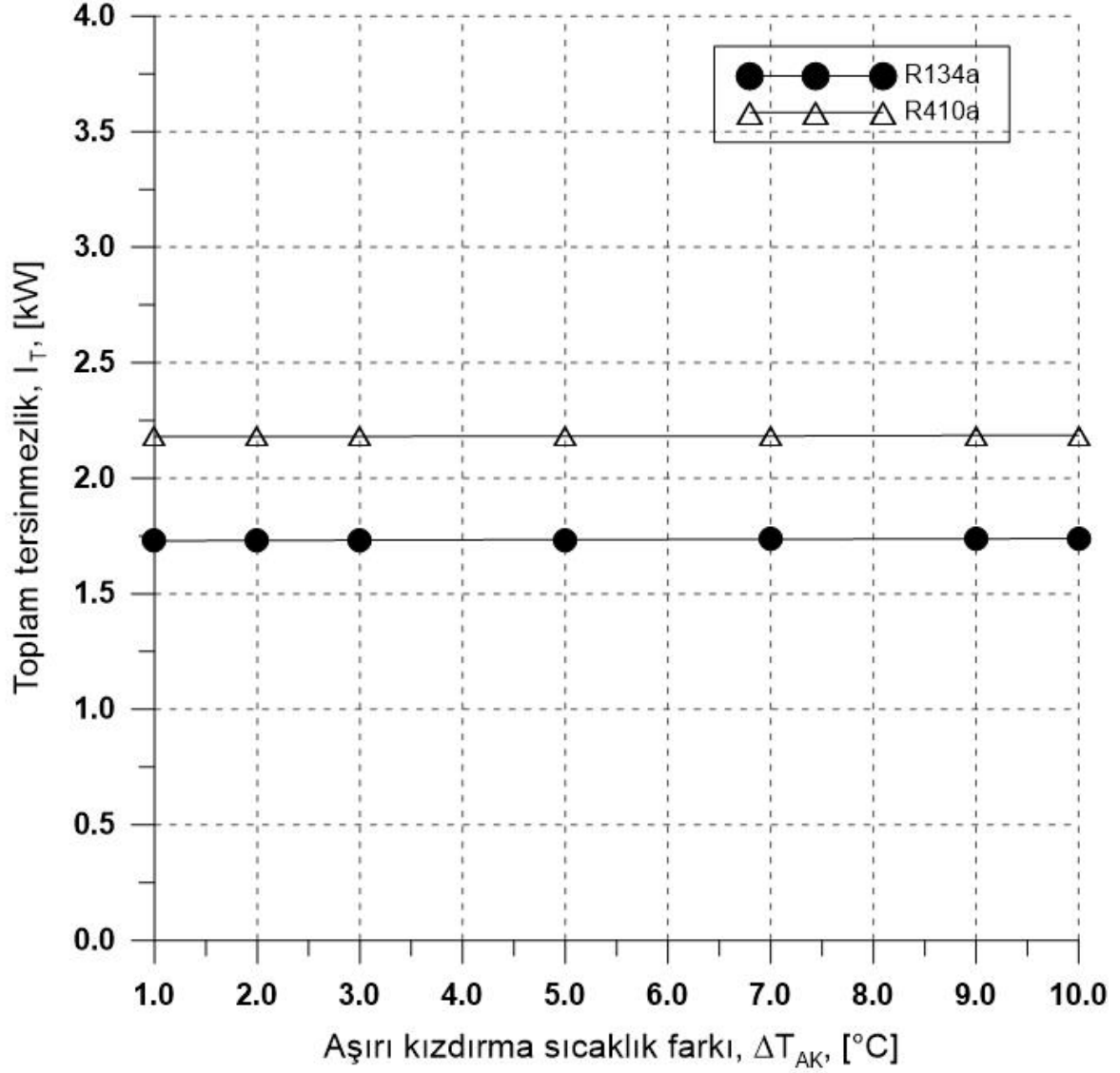
Aşırı kızdırma sıcaklık farkı 1° C'den 10° C'ye kadar kademeli olarak çıkartılmıştır. Aşırı kızdırma sıcaklık farkının artırılması ile performans katsayısında Şekil 23'te görüleceği üzere düşme meydana gelmiştir.

Aşırı kızdırma sıcaklık farkının artırılması ile birlikte sistemin toplam tersinmezliğinde çok fazla artış olmamakla beraber Şekil 24'te görüleceği üzere artış gözlemlenmiştir.



Şekil 23. Aşırı kızdırmanın performans katsayısına etkisi

Yapılan hesaplamalar neticesinde aşırı kızdırmanın ısı pompasının performans katsayısını azalttığı görülmüştür. Yukarıdaki tabloda da görüleceği üzere aşırı kızdırmanın performans katsayısı üzerinde olumsuz etkisi vardır. Aynı şekilde aşırı soğutma miktarı arttığı zaman toplam tersinmezlik artmaktadır. Bu da ekserji yönünden bakıldığı zaman olumsuz bir sonuçtur. Aşırı kızdırmanın hem enerji özneline hem de ekserji özneline olumsuz sonuçlar çıkardığı görülmüştür.



Şekil 24. Aşırı kızdırmanın toplam tersinmezliğe etkisi

Aşırı kızdırma enerji ve ekserji temelindeki hesaplamalardan hariç olarak kompresörün içine sıvı yürümesinin önüne geçilmesine neden olmaktadır. Kompresör sistem üzerindeki en önemli parçalardan birisidir ve değiştirilmesi maddi kayıplara neden olur. Ayrıca değişim esnasında cihazın çalışması mümkün değildir. Bu sebeplerden dolayı kompresöre sıvı girişinin girmesi kesinlikle istenmez. Aşırı kızdırma ekserjetik olarak olumlu sonuçlar vermemekte buna rağmen teknik açıdan sıvı yürümesine karşı çözüm olması nedeniyle tercih edilmektedir. Aşırı kızdırmayı optimum düzeyde gerçekleştirmek gereklidir. Bu düzeyi hesaplamak için ekserji analizi ile birlikte termoekonomik analizlerinin de yapılması gereklidir.

Yapılan hesaplamalarla her iki akışkanın aynı aşırı kızdırma miktarına karşı nasıl tepki verdiği de incelenmiştir. Soğutucu akışkanların aşırı kızdırma sıcaklık farkının 9°C artmasında, R134a gazının performans katsayısında %3.55 azalma görülürken, R410a gazının performans katsayısında % 10.66 azalma görülmüştür. Tersinmezlik açısından incelendiğinde ise aynı aşırı kızdırma durumu için toplam tersinmezlikte R134a gazı için % 0.58 artma gözlenmişken R410a gazı için %0.23 artma gözlenmiştir.

### 4.3. Kompresör Basma Sıcaklığının Performans Katsayısı ve Toplam Tersinmezlik Üzerine Etkisi

Kompresör basma sıcaklığı soğutucu akışkanın cinsine ve kompresörün gücüne direkt bağlıdır. Kompresörden aşırı kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkan yoğuşturucuya girmektedir. Burada soğutucu akışkan sabit sıcaklıkta hal değiştirecektir. Bu esnada yapılan kabuller gereği çevreye ısı transferi söz konusu değildir. Soğutucu akışkan yoğuşturucu bölgesinde sadece dış kaynak olan su ile ısı transferi halindedir. Alınan ısı verilen ısıya eşit olmaktadır. Yüksek kompresör çıkış sıcaklığının performans katsayısına etkisi Tablo 6' da görülmektedir. Sıcaklığın artması ile performans katsayısı düşmekte ve toplam tersinmezlik artmaktadır.

Tablo 5. Kompresör basma sıcaklığının performans katsayısı ve toplam tersinmezlik üzerine etkisi

Basma Sıcaklığı (T, °C)	53	54	55	56	57	58	60	62
COP <sub>S</sub> (R134a)	4.099	3.979	3.869	3.762	3.663	3.567	3.391	3.235
I <sub>TOPLAM</sub> (R134a)	1.084	1.137	1.189	1.241	1.293	1.346	1.451	1.554

Basma Sıcaklığı (T, °C)	75	76	77	78	79	80	81	82
COP <sub>S</sub> (R410a)	2.628	2.582	2.538	2.495	2.453	2.391	2.375	2.337
I <sub>TOPLAM</sub> (R410a)	2.515	2.556	2.618	2.669	2.720	2.787	2.823	2.875

Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları Sisteminde Termodinamik Analiz Programı v0.1

Dosya Sistem Hakkında

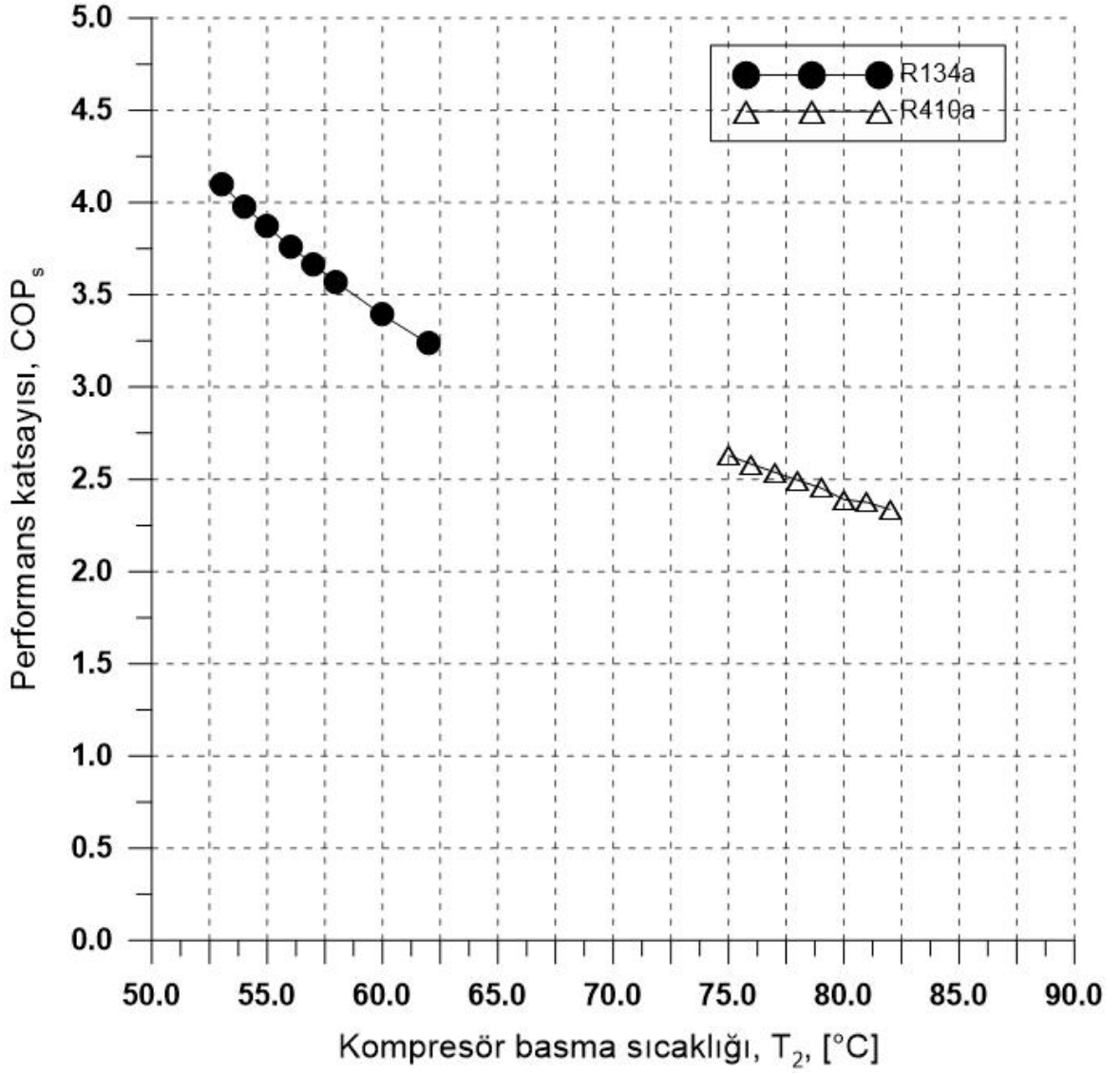
	Sıcaklık (°C)	Basınç (mPA)	Özgül Hacim v (m3/kg)	İç Enerji u (kJ/kg)	Özgül Entalpi h (kJ/kg)	Özgül Entropi s (kJ/kgK)	Özgül Ekserji ε (kJ/kg)	Doğrulama Hanesi	
1	-4	0.2	0.103	229.074	249.646	0.957	16.972	DOĞRU	Kompresör (kW): 1.796
2	53	1.017	0.022	263.487	285.571	0.96	52.018	DOĞRU	Yoğuşturucu (kW): 9.235
3		1.017	0.02	250.968	271.268	0.915	50.9	DOĞRU	Buharlaştırıcı (kW): 7.362
4	35		0.001	100.105	100.865	0.371	39.889	DOĞRU	COPs: 4.099
5	35		0.001	100.105	100.865	0.371	39.889	DOĞRU	COPi: 5.099
6	-4		0.022	95.284	100.865	0.387	35.201	DOĞRU	I-kompresör (kW): 0.044
7	-4		0.079804	227.92	248.1	0.93372	22.247	DOĞRU	I-yoğuşturucu (kW): 0.408
k1	24		0.001	100.647	100.647	0.353	0.178	DOĞRU	I-aşırı soğutma (kW): 0.0
k2	25		0.001003	104.83	104.83	0.3672	0.2	DOĞRU	I-gen. vanası (kW): 0.234
k3	30		0.001004	125.73	125.74	0.4368	0.717	DOĞRU	I-buharlaştırıcı (kW): 0.398
e1	12		0.001	50.404	50.406	0.18	0.625	DOĞRU	I-aşırı kızdırma (kW): 0.0
e2	10		0.001	42.02	42.022	0.1511	0.709	DOĞRU	I-TOPLAM (kW): 1.084
e3	5		0.001	21.019	21.02	0.0763	1.624	DOĞRU	
Soğutucu akışkan debisi (kg/sn)		0.05	ηkomp,m (%)	0.8	Aşırı soğutma (ΔT):	0.0			
Yoğuşturucu suyu debisi (kg/sn)		0.368	ηkomp,e (%)	0.8	Aşırı kızdırma (ΔT):	0.0			
Buharlaştırıcı suyu debisi (kg/sn)		0.250	İzantropik verim ηis:	0.97					
2s durumu entalpisi (kJ/kg)		284.356	Wcomp,e (kW):	2.806					

Özellikleri Hesapla

Temizle

Hesapla

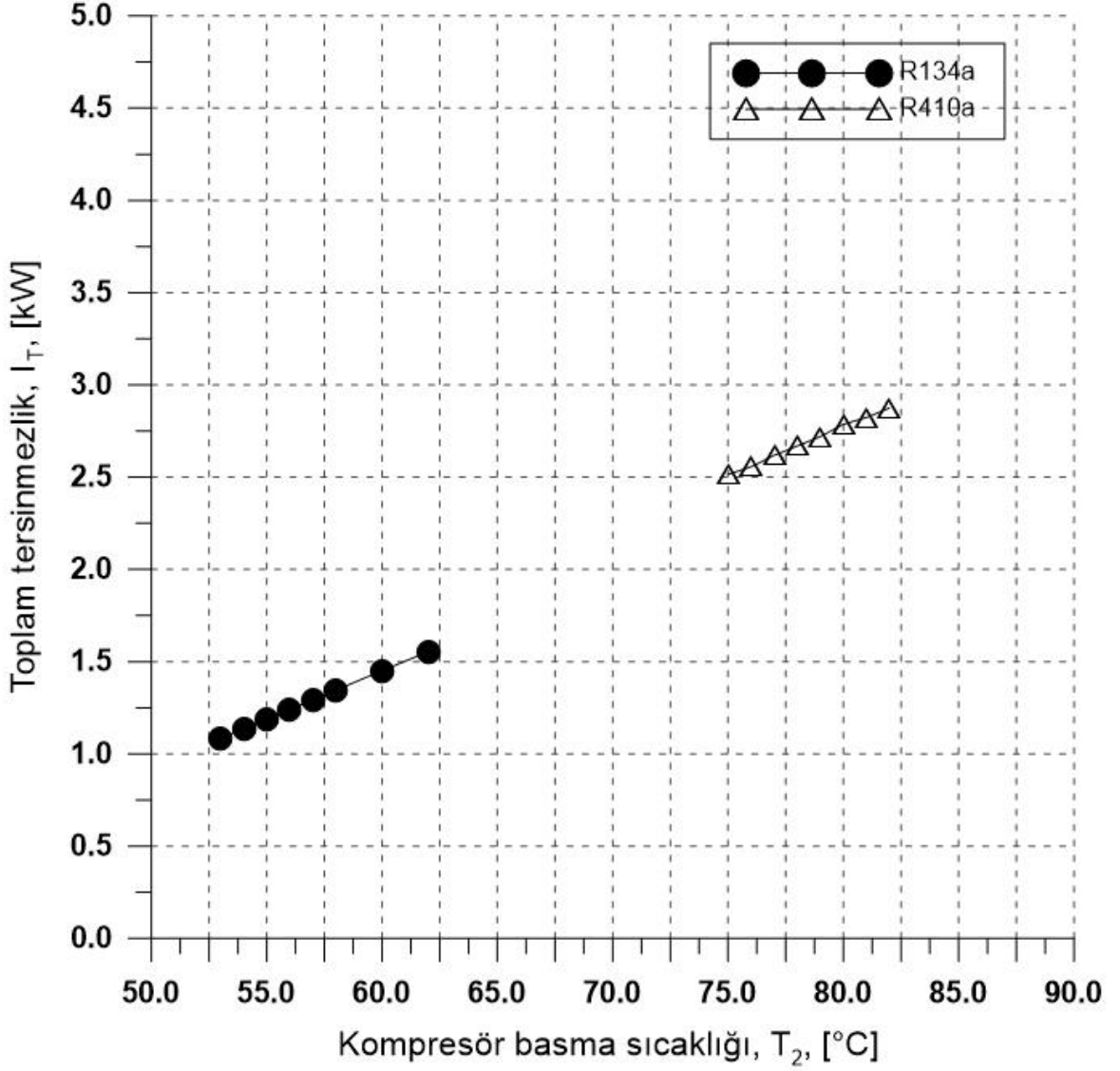
Şekil 25. R134a soğutucu akışkan basma sıcaklığı simülasyonu program ekranı



Şekil 26. Kompresör basma sıcaklığının performans katsayısına etkisi

Kompresör basma sıcaklığı kompresörün ve soğutucu akışkanın cinsine bağlı olabileceği gibi, akışkan miktarı, yağ miktarı, borulardaki sürtünme ve ısı kayıpları gibi etkenlere bağlı olabilir. Ancak bu çalışmada dış etkenlere değinilmemiştir.

Şekil 26'da görüleceği üzere her iki akışkan için kompresör basma sıcaklığının performans katsayısına etkisi gösterilmiştir. Grafiğin ilk bölümünde yuvarlak simgelerle gösterin R134a gazı için kompresör basma sıcaklığının performans katsayısına etkisi görülmektedir. Grafiğin sağ tarafında üçgen simgeler ile gösterilen kısımda yine kompresör basma sıcaklığının performans katsayısına etkisi gösterilmiştir. Her iki soğutucu akışkan için de kompresör basma sıcaklığının artması, performans katsayısında azalma etkisi göstermiştir.



Şekil 27. Kompresör basma sıcaklığının toplam tersinmezlik üzerindeki etkisi

Her iki akışkan için kompresör basma sıcaklığı değiştirilerek performans katsayısı ve toplam tersinmezlik hesaplanmıştır. R134a gazı hesaplamalarında 7° C sıcaklık artışında, performans katsayısında %17.27 düşüş gözlemlenirken, toplam tersinmezliğin %33.85 artış gözlemlenmiştir. R410a gazı için performans katsayısında 7° C artışında %11.07 düşüş gözlemlenirken, toplam tersinmezliğin ise %14.31 artış gözlemlenmiştir. Kompresörün basma sıcaklığındaki artış her iki soğutucu akışkan için de kapasiteyi artırmasına rağmen performans katsayısında azalma gösterdiği görülmüştür. R134a'nın performans düşüklüğü R410a'ya göre daha fazla olduğu görülmüştür.



#### 4.4. Yoğuşturucu Su Giriş Sıcaklığının Soğutucu Akışkan Debisi ve Yoğuşturucu Tersinmezliği Üzerine Etkileri

Yoğuşturucu içerisinde soğutucu akışkanın kızgınlığı atması gereken suyun sıcaklığının düşmesi ile ilgili sonuçları incelendiğinde; soğutucu akışkanın debisinde ve yoğuşturucu tersinmezliğinde ne gibi değişiklikler olduğu hesaplanmıştır.

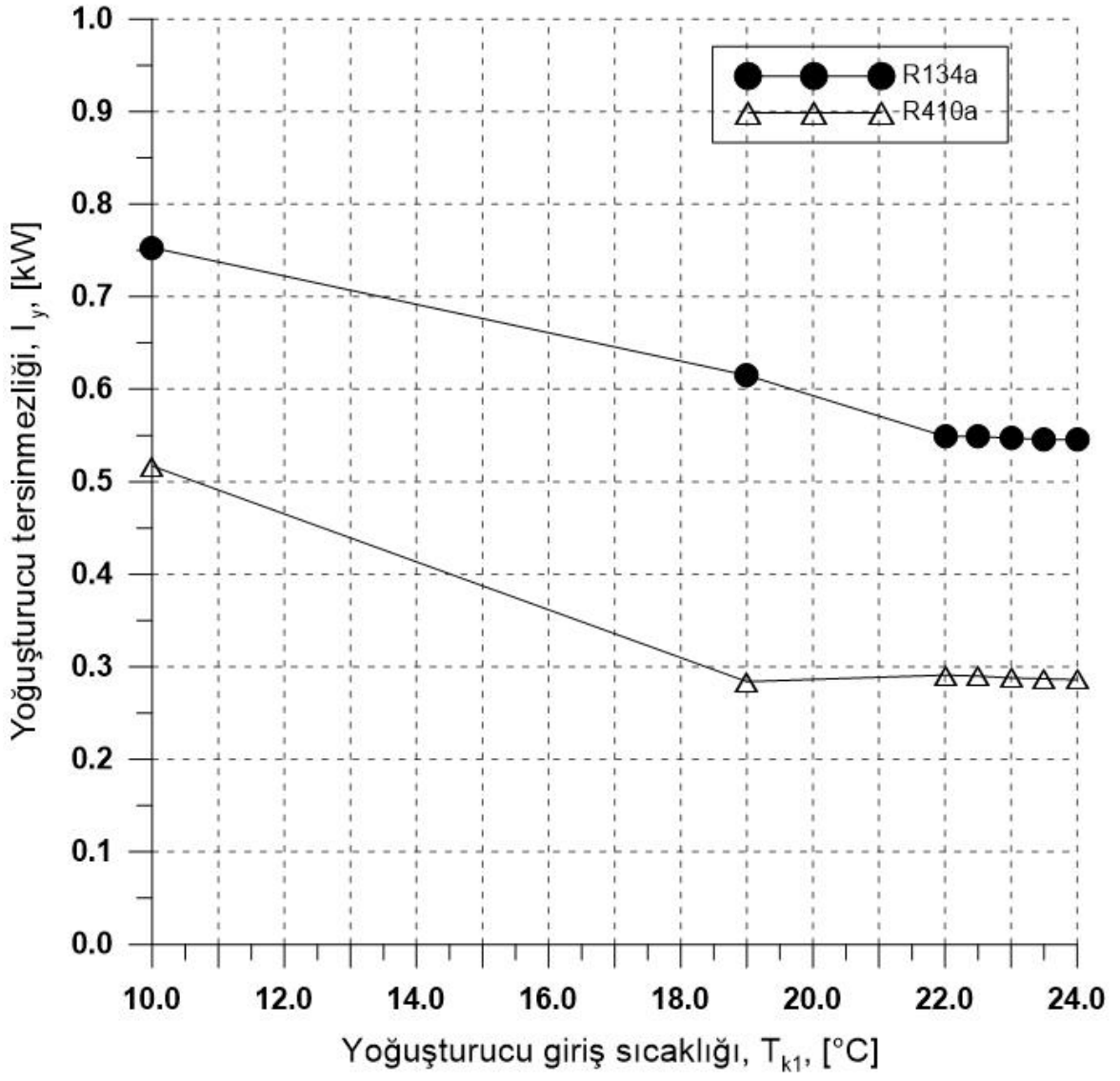
Tablo 6. Yoğuşturucu su giriş sıcaklığının tersinmezliğe ve soğutucu akışkan debisine etkisi

Giriş Sıcaklığı ( $T_{k1}$ , °C)	$I_y$		$\dot{m}_{sa}$	
	R134a	R140a	R134a	R140a
24.0	0.545	0.286	0.389	0.432
23.5	0.546	0.287	0.359	0.398
23.0	0.547	0.288	0.333	0.370
22.5	0.549	0.290	0.311	0.345
22.0	0.549	0.291	0.291	0.324
19.0	0.615	0.284	0.212	0.235
10.0	0.753	0.517	0.117	0.129

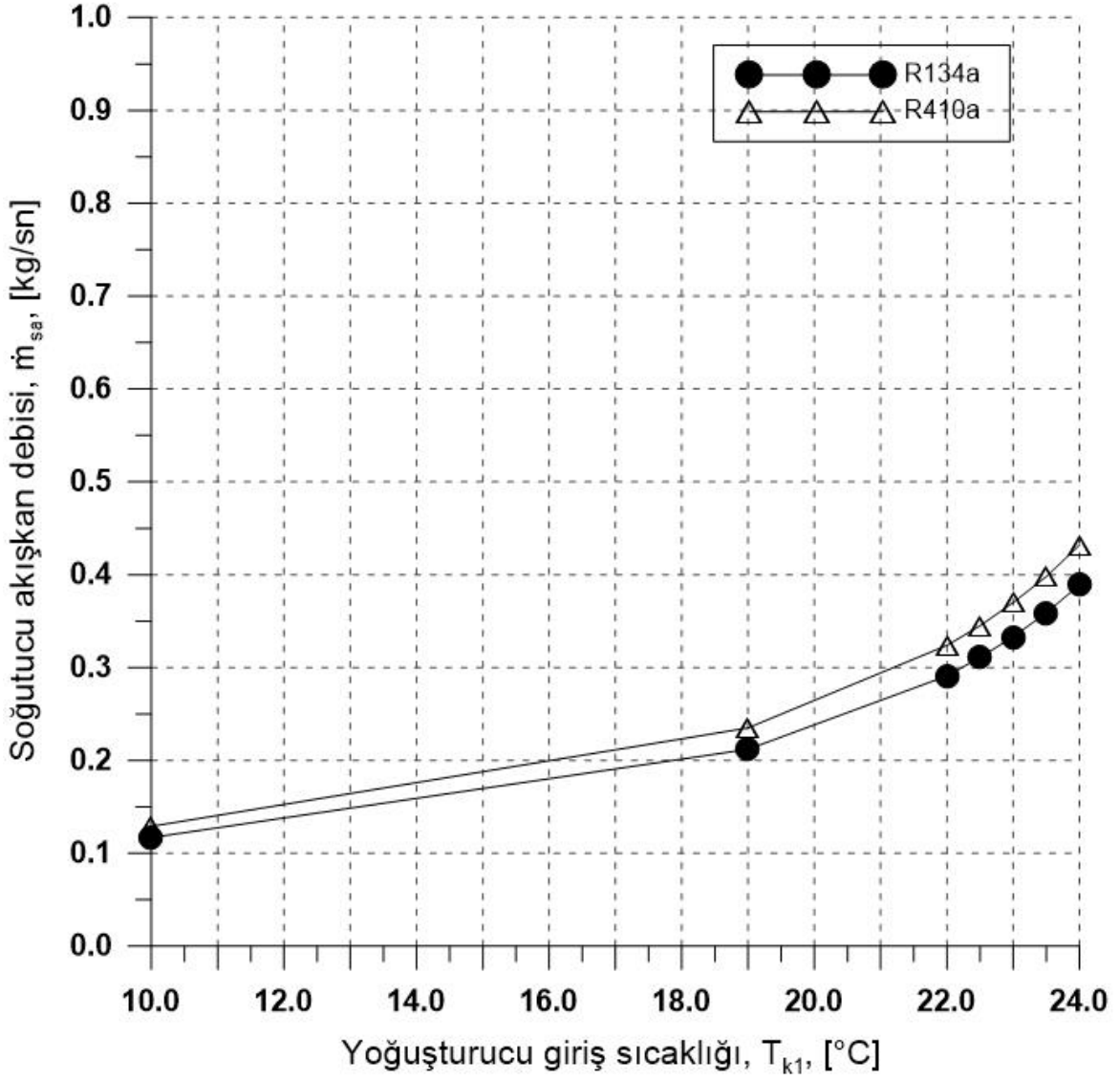
Tablo 6’da su giriş sıcaklığına bağlı olarak yoğuşturucunun tersinmezliği ve buna bağlı olarak soğutucu akışkan debisi verilmektedir. Yoğuşturucuya giren su sıcaklığı düştükçe, giren su debisinin az olmasına karşın tersinmezliğin yükseldiği görülmüştür.

Şekil 28’de görüleceği üzere yoğuşturucu giriş sıcaklığının artması ile birlikte yoğuşturucu tersinmezliğinde her iki soğutucu akışkan için de azalma görülmüştür.

Şekil 29’da yoğuşturucu giriş sıcaklığının artmasının, soğutucu akışkan debisindeki artışı görülmektedir. Görüleceği üzere her iki soğutucu akışkan için de artış vardır.



Şekil 28. Yoğuşturucu su giriş sıcaklığının, yoğuşturucu tersinmezliğine etkisi



Şekil 29. Yoğuşturucu su giriş sıcaklığının soğutucu akışkan debisi üzerindeki etkisi

Yoğuşturucu su giriş sıcaklığının yoğuşturucudaki tersinmezliğe ve toplam debiye etkisi her iki akışkan için de incelenmiştir. Soğutucu akışkan R134a için yoğuşturucu su giriş sıcaklığının 14°C düşümünde yoğuşturucu tersinmezliği % 38.16 artmıştır. Soğutucu akışkan R410a için ise yine aynı sıcaklık farkında toplam yoğuşturucu tersinmezliği % 80.76 artmıştır. Soğutucu akışkanın toplam debisi olarak incelediğimizde aynı sıcaklık farkında R134a için % 69.92 azalma gösterirken R410a için % 70.13 azalma göstermiştir.

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1. Sonuçlar

Alışveriş merkezlerinde oldukça yaygın olarak kullanılan su kaynaklı ısı pompalarının yüksek ısıtma ve soğutma yükleri yüzünden enerji sarfiyatları oldukça fazladır. Bu nedenle su kaynaklı ısı pompalarında kullanılan tek kademeli buhar sıkıştırımlı gerçek soğutma çevrimi için enerji ve ekserji analizleri yapılarak tersinmezliklerin kaynakları ve miktarlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla su kaynaklı ısı pompalarının tasarımında kullanılacak bir bilgisayar programı geliştirilmiştir.

Tez kapsamında hesaplamalar aynı algoritma farklı bilgi bankası kullanılarak hem R134a gazı hem de R410a gazı için hesaplanmıştır.

Aşırı soğutma sıcaklık farkının artmasının enerji ve ekserji verimliliği açısından olumlu olduğu ve R410a gazının R134a gazına göre daha iyi artış gösterdiği görülmüştür. Ancak her durumda R134a gazının performans katsayısının R410a gazına göre daha yüksek, toplam tersinmezlik değerinin ise daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Aşırı kızdırma sıcaklık farkının artmasının enerji ve ekserji verimliliği açısından genel olarak olumsuz sonuçlar verdiği görülmüştür. Performans katsayısı aşırı kızdırma sıcaklık farkının artmasıyla her iki akışkan için düşme eğilimi göstermekte ancak her durumda R134a gazının performans katsayısı R410a gazından daha yüksek olmaktadır. Toplam tersinmezlik değerinin de her durumda R134a için R410a dan daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Kompresör basma sıcaklığının artması her iki soğutucu akışkan için performans katsayısını düşürmekte, toplam tersinmezliği ise artırmaktadır.

Yoğuşturucu su giriş sıcaklığının düşmesi ile yoğuşturucudaki tersinmezlik değerlerinin her iki soğutucu akışkan için azaldığı görülmüştür.

Elde edilen sonuçlara göre; soğutucu akışkan R134a' nın soğutucu akışkan R410a' ya göre performans katsayısının daha yüksek olduğu, toplam tersinmezlik değerlerinin ise daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

İncelenen tüm parametrelerdeki değişimlere soğutucu akışkan R134a' nın verdiği tepkilerin soğutucu akışkan R410a' ya göre daha düşük olduğu görülmüştür.

## 5.2. Öneriler

Program açık kaynak kodlu olmasından dolayı dış kaynak çeşitleri, soğutucu akışkan çeşitleri, çevrim kademe sayıları, ara ısı değiştiriciler gibi birçok seçenek ve materyal kolaylıkla programa eklenebilmektedir. Bu sayede program birden çok alanda hizmet verebilen kompleks bir programa dönüşebilir. Alışveriş merkezlerinde birden fazla sistemin kullanıldığı göz önüne alındığında, daha özellikli olarak geliştirilen programlar sayesinde ekserji ve enerji kayıp noktalarını irdelemek mümkün olacaktır.

Programın kullanımı ile gerek imalat aşamasında gerekse işletme aşamasında termodinamik hesaplamalar yapılarak nerelerin iyileştirilebileceği veya nerelere müdahaleler yapılabileceğini görmek mümkün olacaktır. Enerji verimliliğinin önem kazandığı çağımızda alışveriş merkezleri gibi dinamik yapıdaki kompleks sistemlerde enerji ve ekserji analizleri yardımıyla sistem üzerinde anlık müdahaleler gerçekleştirilebilecek ve enerji kayıplarının en aza indirilmesi mümkün olabilecektir. Bu bilinç kapsamında bu tür programların geliştirilerek veri tabanının zenginleştirilmesi ve kullanılması yaygınlaştırılmalıdır.

## 6. KAYNAKLAR

1. Rant, Z., "Exergy and Anergy" (in German) Wis. Z. Tech. Univ. Dresden 13(4), 1964.
2. Yıldırım, A., Değişken Soğutucu Akışkan Debili Klima Sistemlerinde Ekserji, Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Osmaniye, 2014.
3. Çengel, A.Y., and Boles, M. A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw Hill, New York, 1996.
4. Çamdalı, U., Bulut, M., Sözbir, N., Numerical Modeling of a Ground Source Heat Pump: The Bolu Case, Renewable Energy 83 (2015) 352-361
5. Saka, K., Yamankaradeniz, N., Kaynaklı, F. ve Kaynaklı, Ö., Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Analizlerinde Kullanılan Simülasyon Programlarının İncelenmesi, 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi, Ekim 2014, Balıkesir, Bildiriler Kitabı, 138-146.
6. Kızıllıkan, Ö., Selbaş R., Karaduğa A. ve Yılmaz F., Enerji Mühendisliğinde Kullanılan Yazılımların İncelenmesi, Ekim 2014, Balıkesir, Bildiriler Kitabı, 664-672.
7. Muhamad, P b., Darus, A. N., An Exergy Analysis of an Air Conditioning System, Program Diploma, Universiti Teknologi Malaysia, Faculty of Mechanical, Pengajian Kuala Lumpur, 2003.
8. Özyirmidokuz, M. H., Hava Kaynaklı Isı Pompası ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 2010.
9. Patlar, Ö., Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2006.
10. Bardak, G. A., Yeraltı Suyu Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri İçin Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2011.
11. Hepbasli, A., Akdemir O., Energy and Exergy Anlaysia of a Ground Source (Geothermal) Heat Pump System, Energy Conversion and Management 45 (2004) 737–753.
12. Yumrutaş, R., Kunduz M., Kanoğlu M., Exergy Anlaysia of Vapor Refrigeraton System, Exergy an International Journal 2 (2002) 266–272.

13. Akdoğan, A., Bir Soğutma Sistemindeki Kondanser Kapasitesinin Değiştirilmesinin Enerji ve Ekserji Analizleri İle İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 2007.
14. Direk, M., Otomobil Isı Pompasının Deneysel ve Teorik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2004.
15. Alshatti, R. A., Analyses of Variable Refrigerant Flow and Exergy in Air Conditioning Systems, Graduate Theses and Dissertations, Universtiy of South Florida, Florida, 2011.
16. Seçilmiş, A., Su Kaynaklı Isı Pompalarında Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2006.
17. Hepbasli, A., Kalinci Y., A Review of Heat Pump Water Heating System, Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (2009) 1211–1229
18. Çakır, U., Isı Pompalarının Kondanser ve Evaporatörde Kullanılan Akışkana Göre Ekserjetik Olarak Karşılaştırılması, Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 2011.
19. Öztürk, M., Elbir, A., Yakut, A. K., Özek, N., Batı Akdenizde Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Eysel Uygulamaları ve Performans Analizi, TMMOB MMO Mühendis ve Makina Dergisi, 626 (2012) 46-55.
20. Tamdemir, Ş., Hava-Hava Isı Pompasının Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum, 2014.
21. Demircioğlu, A., R22 ve Alternatifleri R407C ile R410a Soğutucu Akışkanlarının Isı Pompasındaki Performanslarının Teorik Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2010.
22. Ünlü K., Hava ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi, Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 2005.
23. Kızıllkan, Ö., Alternatif Soğutucu Akışkanlı Değişken Hızlı Kompresörlü Bir Soğutma Sisteminin Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2008.
24. Kızıllkan, Ö., Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoekonomik Yönden İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2004.
25. Stanciu, C., Gheorghian, A., Stanciu, D., Dobrovicescu, A., Exergy Analysis and Refrigerant Effect on the Operation and Performance Limits of a One Stage Vapor Compression Refrigeration System, Termotehnica, (2011) 37-42.

26. Ukey, R., Chaudhary, S., Exergy Analysis of Domestic Refrigerator with Different Refrigerants, International Journal of Scientific & Engineering Research 7 (2012) 1-5.
27. Bolaji, B. O., 2010. Exergetic Performance of a Domestic Refrigerator Using R12 and Its Alternative Refrigerants, Journal of Engineering Science and Technology Vol. 5, No. 4 (2010), 435 – 446
28. Ünlü, A., Alternatif Bir Soğutkanın (HFC-1234yf) Kullanıldığı Bir Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2011.
29. Gürler, S., R134a ve R600a Soğutucu Akışkanlı Ev Tipi Buzdolabında Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 2006.
30. Alpsoy, H., R134a/R152a Soğutucu Akışkan Karışımlarının Isı Pompasında Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2009.
31. Bulgurcu, H., Yaşar, S., Soğutma Sistem Arızalarının P-H Diyagramı Yardımıyla Teşhis Edilmesi, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Soğutma Teknolojileri Sempozyumu, Nisan 2011, İzmir, Bildiriler Kitabı, 1265-1281.
32. Özgener, L., Hepbaşı, A., HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve Uygulamaları, VI Ulusal Tesisat Mühendisliği Dergisi Kongresi ve Sergisi, 2003, İzmir, Bildiriler Kitabı, 1-14.
33. Koç, E., Söğüt, M., Z., Oktay, Z., Araç Klimalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlara Bağlı Ekserji Verimliliklerinin ve Çevresel Etkilerinin İncelenmesi, International Advanced Technologies Symposium, Elazığ, May 2011, Bildiriler Kitabı, 51-56.
34. Malkoç, B., Akademik Bilişim'12 - XIV. Akademik Bilişim Konferansı Bildirileri Şubat 2012, Uşak



## 7. EKLER

### 7.1. Ek 1. Program Kodları

Python programlama dili ile yazılmış olan programdan bazı kodlar;

```
#1 numaralı noktanın özellik hesaplaması
try:
    data = tools.getEntropi(float(sicaklik1.get()), float(basinc1.get()))
    h1 = Label(text=data.enthalpy)
    h1.grid(row=2, column=5)
    s1 = Label(text=data.entropy)
    s1.grid(row=2, column=6)
    u1 = Label(text=data.internalu)
    u1.grid(row=2, column=4)
    v1 = Label(text=data.volume)
    v1.grid(row=2, column=3)
except ValueError as e:
    messagebox.showerror("Eksik Değer Hatası", "1 noktası için Basınç ve
Sıcaklık değerleri eksik")
except:
    messagebox.showerror("Uyarı", "1 noktası için uygun değer bulunamadı")
#2 numaralı noktanın özellik hesaplaması
try:
    data2 = tools.getEntropi(float(sicaklik2.get()), float(basinc2.get()))
    h1 = Label(text=data2.enthalpy)
    h1.grid(row=3, column=5)
    s1 = Label(text=data2.entropy)
    s1.grid(row=3, column=6)
    u1 = Label(text=data2.internalu)
    u1.grid(row=3, column=4)
    v1 = Label(text=data2.volume)
    v1.grid(row=3, column=3)
except ValueError as e:
    messagebox.showerror("Eksik Değer Hatası", "2 noktası için Basınç ve
Sıcaklık değerleri eksik")
except:
    messagebox.showerror("Uyarı", "2 noktası için uygun değer bulunamadı")
#13 (e3) numaralı noktanın özellik hesaplaması
try:
    sicaklik = None
    if len(sicaklik13.get())==0:
        messagebox.showerror("Eksik Değer Hatası", "e3 noktası için Sıcaklık
değerini giriniz")
    else:
```

```

if sicaklik13.get():
    sicaklik = float(sicaklik13.get())
    data13 = tools.getSaturatedWater(sicaklik,5)
    h1 = Label(text=data13.enthalpy_hf)
    h1.grid(row=14, column=5)
    s1 = Label(text=data13.entropy_sf)
    s1.grid(row=14, column=6)
    u1 = Label(text=data13.internal_energy_uf)
    u1.grid(row=14, column=4)
    v1 = Label(text=data13.volume_vf)
    v1.grid(row=14, column=3)
except ValueError as e:
    messagebox.showerror("Eksik Değer Hatası", "e3 noktası için Sıcaklık
değerini giriniz")
except ReferenceError as e:
    messagebox.showerror("showerror", e)
except:
    messagebox.showerror("Uyarı", "e3 noktası için uygun değer bulunamadı")
#I. ve II. kanun analiz sonuçlarını getiren def
def tablodanal2():
    #soğutucu akışkan için (h,s, h0,t0,s0) 20C sıcaklık ve 0.101325 (1atm) mpa
basınç için
    h0 = 272.17 #kJ/kgf
    t0 = 293 #K
    s0 = 1.0918 #kJ/kg.K
    #kondanser suyu için (h,s, h0,t0,s0) sıcaklık 20C ve 0.101325 (1atm) mpa basınç
için
    h0wk = 83.915 #kJ/kg
    t0wk = 293 #K
    s0wk = 0.2965 #kJ/kg.K
    CPwk = 4.188 #kJ/kgK ortalama 20 derece için Cp değeridir.
    #evaporatör suyu için (h,s, h0,t0,s0) sıcaklık 20C ve 0.101325 (1atm) mpa
basınç için
    h0we = 83.915 #kJ/kg
    t0we = 293 #K
    s0we = 0.2965 #kJ/kg.K
    CPwe = 4.2088 #kJ/kgK ortalama 7 derece için Cp değeridir.
    sogutucuAkiskanDebisi = float(mr_entry.get())
    Tin=float(sicaklik8.get())
    Tout=float(sicaklik10.get())
    alt=float(CPwk*(Tin-Tout))
    kontrolMk=(sogutucuAkiskanDebisi*(data4.enthalpy_hf-data2.enthalpy))/(alt)
    mk_entry=Label(text="%.3f" %kontrolMk )
    mk_entry.grid(row=17, column=2)
    kondanserSuDebisi=float(kontrolMk)
    #kondanserSuDebisi=0.4
    Tin2=float(sicaklik11.get())
    Tout2=float(sicaklik13.get())
    alt2=float(CPwe*(Tin2-Tout2))

```

```

kontrolEk=(sogutucuAkiskanDebisi*(data7.enthalpy_hg-
data6.enthalpy_hf))/(alt2)
me_entry=Label(text="%.3f" %kontrolEk)
me_entry.grid(row=18, column=2)
evapSuDebisi=float(kontrolEk)
#evapSuDebisi=0.3
#1 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ1_ozgul = tools.ozgulEnerji( data.enthalpy, data.entropy, h0, t0, s0 )
ψ1=Label(text= ψ1_ozgul )
ψ1.grid(row=2, column=8)
if ψ1_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=2,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "KONTROL EDİN", fg="red" )
    ψ1.grid(row=2,column=9)
#2 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ2_ozgul = tools.ozgulEnerji( data2.enthalpy, data2.entropy, h0, t0, s0 )
ψ1=Label(text= ψ2_ozgul )
ψ1.grid(row=3,column=8)
if ψ2_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=3,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "KONTROL EDİN", fg="red" )
    ψ1.grid(row=3,column=9)
#3 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ3_ozgul = tools.ozgulEnerji( data3.enthalpy_hg, data3.entropy_sg, h0, t0, s0 )
ψ1=Label(text= ψ3_ozgul )
ψ1.grid(row=4,column=8)
if ψ3_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=4,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "KONTROL EDİN", fg="red" )
    ψ1.grid(row=4,column=9)
#4 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ4_ozgul = tools.ozgulEnerji( data4.enthalpy_hf, data4.entropy_sf, h0, t0, s0 )
ψ1=Label(text= ψ4_ozgul )
ψ1.grid(row=5,column=8)
if ψ4_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=5,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "KONTROL EDİN", fg="red" )
    ψ1.grid(row=5,column=9)
#5 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ5_ozgul = tools.ozgulEnerji( data5.enthalpy_hf, data5.entropy_sf, h0, t0, s0 )
ψ1=Label(text=ψ5_ozgul )

```

```

ψ1.grid(row=6,column=8)
if ψ5_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=6,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "KONTROL EDİN", fg="red" )
    ψ1.grid(row=6,column=9)
#6 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ6_ozgul = tools.ozgulEnerji( data6.enthalpy_hf, data6.entropy_sf, h0, t0, s0 )
ψ1=Label(text=ψ6_ozgul )
ψ1.grid(row=7,column=8)
if ψ6_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=7,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "KONTROL EDİN", fg="red" )
    ψ1.grid(row=7,column=9)
#7 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ7_ozgul = tools.ozgulEnerji( data7.enthalpy_hg, data7.entropy_sg, h0, t0, s0 )
ψ1=Label(text= ψ7_ozgul )
ψ1.grid(row=8,column=8)
if ψ7_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=8,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "DİKKAT", fg="red" )
    ψ1.grid(row=8,column=9)
#k1 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ8_ozgul = tools.ozgulEnerji( data8.enthalpy_hf, data8.entropy_sf, h0wk, t0wk,
s0wk )
ψ1=Label(text= ψ8_ozgul )
ψ1.grid(row=9,column=8)
if ψ8_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=9,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "DİKKAT", fg="red" )
    ψ1.grid(row=9,column=9)
#k2 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ9_ozgul = tools.ozgulEnerji( data9.enthalpy_hf, data9.entropy_sf, h0wk, t0wk,
s0wk )
ψ1=Label(text= ψ9_ozgul )
ψ1.grid(row=10,column=8)
if ψ9_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=10,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "DİKKAT", fg="red" )
    ψ1.grid(row=10,column=9)

```

```

#k3 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ10_ozgul = tools.ozgulEnerji( data10.enthalpy_hf, data10.entropy_sf, h0wk,
t0wk, s0wk )
ψ1=Label(text= ψ10_ozgul )
ψ1.grid(row=11,column=8)
if ψ10_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green")
    ψ1.grid(row=11,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "DİKKAT", fg="red")
    ψ1.grid(row=11,column=9)
#e1 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ11_ozgul = tools.ozgulEnerji(data11.enthalpy_hf, data11.entropy_sf, h0we,
t0we, s0we)
ψ1=Label(text= ψ11_ozgul)
ψ1.grid(row=12,column=8)
if ψ11_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green")
    ψ1.grid(row=12,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "DİKKAT", fg="red")
    ψ1.grid(row=12,column=9)
#e2 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ12_ozgul = tools.ozgulEnerji(data12.enthalpy_hf, data12.entropy_sf, h0we,
t0we, s0we)
ψ1=Label(text= ψ12_ozgul )
ψ1.grid(row=13,column=8)
if ψ12_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=13,column=9)
else:
    ψ1=Label(text= "DİKKAT", fg="red" )
    ψ1.grid(row=13,column=9)
#e3 numaralı noktanın özgül ekserjisi
ψ13_ozgul = tools.ozgulEnerji( data13.enthalpy_hf, data13.entropy_sf, h0we,
t0we, s0we )
ψ1=Label(text= ψ13_ozgul )
ψ1.grid(row=14,column=8)
if ψ13_ozgul>0:
    ψ1=Label(text= "DOĞRU", fg="green" )
    ψ1.grid(row=14,column=9) else:
    ψ1=Label(text= "DİKKAT", fg="red" )
    ψ1.grid(row=14,column=9)

Qas=tools.wcformul(data5.enthalpy_hf,data4.enthalpy_hf,
sogutucuAkiskanDebisi)
Tin3=float(sicaklik8.get())
Tout3=float(sicaklik9.get())
alt3=float(CPwk*(Tout3-Tin3))

```

```

kontrolas_debi=(sogutucuAkiskanDebisi*(Qas)/(alt3))
#as_debi=Label(text="%.5f" %kontrolas_debi )
#as_debi.grid(row=20, column=2)
print(kontrolas_debi)
Qak=tools.wcformul(data.enthalpy, data7.enthalpy_hg, sogutucuAkiskanDebisi)
Tin4=float(sicaklik11.get())
Tout4=float(sicaklik12.get())
alt4=float(CPwk*(Tout4-Tin4))
kontrolak_debi=(sogutucuAkiskanDebisi*(Qak)/(alt4))
#ak_debi=Label(text="%.5f" %kontrolak_debi )
#ak_debi.grid(row=21, column=2)
print(kontrolak_debi)
print(data4.temp)
Wc_formula = tools.wcformul(data.enthalpy, data2.enthalpy,
sogutucuAkiskanDebisi)
kompresor=Label(text=Wc_formula)
kompresor.grid(row=2,column=12)
Qkond1=tools.wcformul(data2.enthalpy,data4.enthalpy_hf,sogutucuAkiskanDebisi)
Qkond=-1*Qkond1
Qkondlabel=Label(text=Qkond)
Qkondlabel.grid(row=3,column=12)
Qevap=tools.wcformul(data6.enthalpy_hf, data7.enthalpy_hg,
sogutucuAkiskanDebisi)
Qevaplabel=Label(text=Qevap)
Qevaplabel.grid(row=4,column=12)
COPr=tools.COP(Wc_formula,(Qevap+Qas))
COPrLabel=Label(text=COPr, bg="#D8F781")
COPrLabel.grid(row=5,column=12)
COPhp=tools.COP(Wc_formula,(Qkond+Qak))
COPhpLabel=Label(text=COPhp, bg="#D8F781")
COPhpLabel.grid(row=6,column=12)
Ic=tools.Ikompresor(sogutucuAkiskanDebisi,t0,data.entropy,data2.entropy)
IcLabel=Label(text=Ic)
IcLabel.grid(row=7,column=12)
Ikond=tools.IsuperheatingI(sogutucuAkiskanDebisi,kondanserSuDebisi,
ψ2_ozgul, ψ4_ozgul, ψ8_ozgul, ψ10_ozgul )
IkondLabel=Label(text=Ikond)
IkondLabel.grid(row=8,column=12)
if Ikond <0:
    messagebox.showerror("Uyarı", "Yoğuşturucu giriş çıkış noktalarını kontrol
ediniz!")

```

## ÖZGEÇMİŞ

1983 yılında Trabzon ilinin Sürmene ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğretimini Sürmene’de lise öğretimini Araklı Anadolu Öğretmen Lisesi’nde tamamladı. Üniversite lisans eğitimini 2001-2007 yılları arasında Selçuk Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde tamamladı.

2006-2010 yılları arasında İstanbul’da özel bir şirkette sıhhi tesisat, ısıtma, soğutma, doğalgaz ve yangın tesisatları üzerine proje mühendisliği ve şantiye şefliği yaptı. 2010-2012 yılları arasında Trabzon’da özel bir şirkette VRF, havalandırma, ısıtma soğutma ve yangın tesisatları üzerine proje mühendisliği ve teknik sorumlu olarak çalıştı. Aynı zamanda VRF üzerine teknik servis departmanını yönetti. 2012-2016 yılları arasında Trabzon’da bir alışveriş merkezinin teknik müdürlük görevini yaptı. 2016-2018 yılları arasında İstanbul merkezli, tüm Türkiye’de faaliyet gösteren özel bir şirkette tesis bakım onarım müdürü olarak görev yapmıştır. 2018 itibari ile İstanbul’da bir alışveriş merkezinde teknik müdürlük görevine devam etmektedir. Evli ve iki çocuk babası olan Topçu, İstanbul’da yaşamaktadır. İngilizce bilen Abdullah Topçu, hobi olarak karakelem çizim ve Arapça dili ile ilgilenmektedir.