**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

# TOPRAK KAYNAKLI BİR ISI POMPASININ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

**ÇAĞATAY YILDIZ**

**KOCAELİ 2017**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

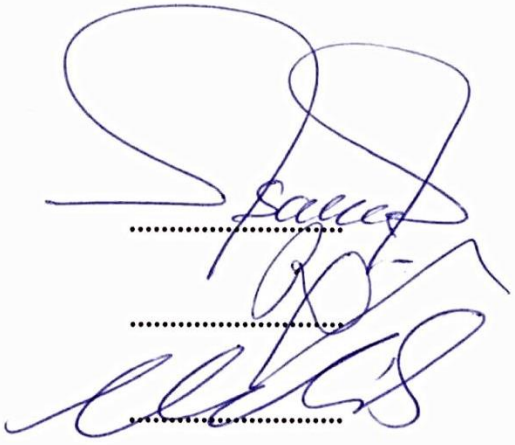
# TOPRAK KAYNAKLI BİR ISI POMPASININ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

**ÇAĞATAY YILDIZ**

**Prof. Dr. Halil İbrahim SARAÇ**
**Danışman,** **Kocaeli Üniversitesi** .....

**Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN**
**Jüri Üyesi,** **İstanbul Üniversitesi** .....

**Doç. Dr. Cenk ÇELİK**
**Jüri Üyesi,** **Kocaeli Üniversitesi** .....



**Tezin Savunulduğu Tarih: 22.12.2017**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Enerji verimliliği, her geçen gün önemi daha da artan vazgeçilmez bir kavram olmaya devam etmektedir. Enerjinin gerek konutlarda gerekse sanayide en %30 - %40'lık bir pay ile en çok alan ve su ısıtması işlemi kullanılıyor olması gerçeği, enerji verimliliğinin önemini daha da artırmaktadır. Bu sebeple, özellikle ısıtma işlemlerinde enerji verimliliğinin artması, büyük ölçüde bir maddi ve çevresel kazanım olarak geri dönecektir. Isı pompası sistemleri, yüksek performans katsayıları sayesinde, doğrudan elektrikli ısıtmaya veya fosil yakıtlar ile konvansiyonel bir biçimde ısıtmaya kıyasla çok daha verimli ve çevreci bir alternatif olmaktadır. Aynı zamanda enerjisinin büyük bir kısmını toprak, hava veya su gibi ısı kaynaklarından aldığı için yenilenebilir enerji olarak da sınıflandırılabilmektedir. Ancak tüm termodinamik sistemlerde olduğu gibi, bu tip sistemlerde de, enerji verimliliği yanında ekserji verimliliği, yani sistemin sahip olduğu iş potansiyelinin ne kadarını faydalı işe çevirebildiğini tespit etmek, potansiyel iyileştirmeleri tespit etmek ve verimliliği artırmak için adımlar atmak adına mühendisler için büyük önem arz etmektedir. Bu çalışmada da, toprak kaynaklı bir ısı pompasının belirli şartlar ve kabuller altında enerji ve ekserji analizi yapılmış olup, alınan sonuçların çeşitli parametrelerin değişiminden nasıl etkilendiği teorik olarak hesaplamalar yapılarak incelenmiştir.

Bu çalışmam sırasında, ihtiyacım olduğu her an akademik bilgi ve tecrübesi ile bana destek veren danışmanım Prof. Dr. Halil İbrahim SARAÇ başta olmak üzere, tez çalışmam boyunca bilgi ve tecrübeleriyle yanımda olan, sorunlarımın çözümünde bana değerli vakitlerini ayıran Doç. Dr. Cenk ÇELİK'e, Doç. Dr. Abdullah AKBULUT'a ve Yrd. Doç. Dr. Canan CİMŞİT'e teşekkürlerimi sunarım. Aynı zamanda çalışmam sırasında her zaman yanımda olan değerli çalışma arkadaşlarım Arş. Gör. Mert TÜKEL ve Arş. Gör. Fahri VATANSEVER'e de teşekkür ederim.

Son olarak, yaptığım her işte bana her zaman güvenen, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, bu zorlu yolda her zaman yanımda olan ve ayrıca akademik tecrübelerini benimle her ihtiyacım olduğunda paylaşıp bana yol gösteren annem Ziraat Yüksek Mühendisi Dr. Ayla YILDIZ'a, babam Ziraat Yüksek Mühendisi Dr. Ahmet YILDIZ'a ve ağabeyim Kimyager Burak Çağrı YILDIZ'a sonsuz teşekkürlerimi sunmak isterim.

Aralık-2017 Çağatay YILDIZ

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR ..... i
İÇİNDEKİLER ..... ii
ŞEKİLLER DİZİNİ ..... iv
TABLOLAR DİZİNİ ..... vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ ..... vii
ÖZET ..... ix
ABSTRACT ..... x
GİRİŞ ..... 1
1. GENEL BİLGİLER ..... 3
1.1. Literatür Araştırması ..... 3
1.2. Tersine Carnot Çevrimi ..... 8
1.3. İdeal Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi ..... 11
1.4. Gerçek Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi ..... 12
1.5. Soğutma ve Isı Pompası Çevrimlerinde Kullanılan Bazı Önemli Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri ..... 15
1.6. Isı Pompası Sistemleri ..... 19
1.6.1. Toprak kaynaklı ısı pompaları ..... 21
1.6.2. Hava kaynaklı ısı pompaları ..... 24
1.6.3. Su kaynaklı ısı pompaları ..... 25
1.6.4. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompaları ..... 25
1.7. Türkiye ve Dünyada Isı Pompalarının Durumu ..... 26
2. MATERYAL VE YÖNTEM ..... 30
2.1. Termodinamiğin Birinci Yasası ve Enerji ..... 30
2.1.1. Kütle dengesi ..... 31
2.1.2. Enerji dengesi ..... 31
2.2. Termodinamiğin İkinci Yasası ile Entropi ve Ekserji Kavramları ..... 33
2.2.1. Entropi kavramı ..... 35
2.2.2. Ekserji kavramı ve ekserji analizi ..... 37
2.2.3. İkinci yasa verimi ve ısıtma tesir katsayısı ..... 43
2.3. Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Özellikleri ..... 45
2.4. EES Programı ..... 47
3. BULGULAR VE TARTIŞMA ..... 49
3.1. Enerji Analizi ..... 49
3.1.1. Kompresör giriş sıcaklığının enerji performansına etkisi ..... 50
3.1.2. Kondenser çıkış sıcaklığının enerji performansına etkisi ..... 51
3.1.3. Kompresör izantropik veriminin enerji performansına etkisi ..... 53
3.2. Ekserji Analizi ..... 55
3.2.1. Kompresör giriş sıcaklığının ekserji performansına etkisi ..... 58
3.2.2. Kondenser çıkış sıcaklığının ekserji performansına etkisi ..... 60
3.2.3. Kompresör izantropik veriminin ekserji verimine etkisi ..... 63
3.2.4. Toprak sıcaklığının ekserji performansına etkisi ..... 66
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER ..... 69
KAYNAKLAR ..... 72

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER ..... 75
ÖZGEÇMİŞ ..... 76

## ŞEKİLLER DİZİNİ


Şekil 1.1. Tersine Carnot çevrimi şeması ve T-s diyagramı ..... 8
Şekil 1.2. Kondenser ve evaporatör sıcaklıklarının soğuk ve sıcak bölge sıcaklıkları ile karşılaştırılması ..... 10
Şekil 1.3. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi şeması ve t-s diyagramı ..... 11
Şekil 1.4. Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi tesisat şeması ve T-s diyagramı..... 13
Şekil 1.5. Sıvı tankı bulunan bir soğutma sistemi şeması ..... 15
Şekil 1.6. Bazı soğutucu akışkanların sıcaklığa göre basınç değişim eğrileri..... 19
Şekil 1.7. Isı pompası tesisat şeması ..... 20
Şekil 1.8. Toprak kaynaklı ısı pompası şematik gösterimi..... 22
Şekil 1.9. Konut ısıtmasında toprak kaynaklı ısı pompası yatay borulama düzeni ..... 22
Şekil 1.10. Konut ısıtmasında toprak kaynaklı ısı pompası dikey borulama düzeni ..... 23
Şekil 1.11. Slinky adı verilen toprak ısı değiştirgeci borulaması..... 24
Şekil 1.12. Güneş enerjisi destekli ısı pompası şematik gösterimi ..... 25
Şekil 1.13. Avrupa'da ısı pompası sayısı ..... 28
Şekil 1.14. Yıllara göre Avrupa'daki TKIP sayısı artışı ..... 29
Şekil 2.1. Kelvin-Planck ifadesine aykırı bir ısı makinesi ..... 34
Şekil 2.2. Clausius ifadesine aykırı bir soğutma makinesi..... 35
Şekil 2.3. Ekserji ve kullanılamayan enerjinin şematik gösterimi ..... 37
Şekil 2.4. Analiz edilen toprak kaynaklı ısı pompasının şematik gösterimi ..... 47
Şekil 2.5. EES programından bir ara yüz görüntüsü ..... 48
Şekil 3.1. Kompresör giriş sıcaklığının kompresör gücüne etkisi..... 50
Şekil 3.2. Kompresör giriş sıcaklığının cop üzerindeki etkisi..... 51
Şekil 3.3. Kondenser çıkış sıcaklığının kompresör gücüne etkisi..... 52
Şekil 3.4. Kondenser çıkış sıcaklığının COP üzerindeki etkisi..... 53
Şekil 3.5. Kompresör izantropik veriminin COP ve kompresör gücüne etkisi ..... 54
Şekil 3.6. TKIP elemanlarının ekserji yıkımları ve yüzdeleri..... 56
Şekil 3.7. TKIP elemanlarının ve sistemin ekserji verimleri ..... 57
Şekil 3.8. Kompresör giriş sıcaklığının kompresör ekserji verimine etkisi ..... 59
Şekil 3.9. Kompresör giriş sıcaklığının kompresör ekserji yıkımına Etkisi..... 59
Şekil 3.10. Kompresör giriş sıcaklığının TKIP ekserji verimine etkisi ..... 60
Şekil 3.11. Kondenser çıkış sıcaklığının kondenser ekserji verimine etkisi..... 61
Şekil 3.12. Kondenser çıkış sıcaklığının kondenser ekserji verimine etkisi..... 62
Şekil 3.13. Kondenser çıkış sıcaklığının TKIP ekserji verimine etkisi..... 63
Şekil 3.14. Kompresör izantropik veriminin kompresör ekserji verimine ve ekserji yıkımına etkisi ..... 64
Şekil 3.15. Kompresör izantropik veriminin kondenser ekserji verimine ve ekserji yıkımına etkisi ..... 65
Şekil 3.16. Kompresör izantropik veriminin TKIP ekserji verimine etkisi ..... 66
Şekil 3.17. Toprak sıcaklığının TID ekserji performansına etkisi ..... 67

Şekil 3.18. Toprak sıcaklığının TKIP ekserji verimine etkisi ..... 68

## TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 1.1. Bazı önemli soğutucu akışkanların temel özellikleri ..... 18
Tablo 1.2. Bazı ısı pompası türlerinde kullanılan ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları ..... 26
Tablo 1.3. TKIP kullanımında öncü ülkeler ..... 27
Tablo 1.4. Bazı ısı pompası türleri kapasite ve kullanım bölgeleri ..... 28
Tablo 2.1. 25 °C ortam ısıtması için alınan sıcaklık ve basınç değerleri ..... 45
Tablo 3.1. Enerji analizi bulguları ..... 49
Tablo 3.2. Ekserji analizi bulguları ..... 56

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

E : Enerji, (kJ)
$\dot{E}$ : Enerji Geçişi, (kW)
e : Spesifik Enerji, (kJ/kg)
Ex : Ekserji, (kJ)
$\dot{E}x$ : Ekserji Geçişi, (kW)
ex : Spesifik Ekserji, (kJ/kg)
g : Yer Çekimi İvmesi, ($m/s^2$)
h : Özgül Entalpi, (kJ/kg)
m : Kütle, (kg)
$\dot{m}$ : Kütle Debisi, (kg/s)
P : Basınç, (bar)
Q : Isı, (kJ)
$\dot{Q}$ : Isı Geçişi, (kW)
S : Entropi, (kJ/K)
$\dot{S}$ : Entropi Geçişi, (kW/K)
s : Özgül Entropi, (kJ/kgK)
T : Sıcaklık, (°C, K)
u : Özgül İç Enerji, (kJ/kg)
V : Hız, (m/s)
W : İş, (kJ)
$\dot{W}$ : Güç, (kW)
z : Yükseklik, (m)
$\Delta$ : Değişim
$\theta$ : Özgül Akış Enerjisi, (kJ/kg)
$\Phi$ : Kapalı Sistemin Özgül Akış Ekserjisi, (kJ/kg)
$\psi$ : Açık Sistemin Özgül Akış Ekserjisi, (kJ/kg)
$\eta$ : Verim

### Alt İndisler

0 : Ölü Hal
H : Yüksek Sıcaklık Bölgesi
k : Numaralandırılmış Nokta
ke : Kinetik Enerji
KH : Kontrol Hacmi
L : Düşük Sıcaklık Bölgesi
pe : Potansiyel Enerji
s : İzantropik
tr : Tersinir
y : Yok Edilen
II : İkinci Yasa

**Kısaltmalar**

COP : Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
TID : Toprak Isı Değiştirgeci
TKIP : Toprak Kaynaklı Isı Pompası

## TOPRAK KAYNKALI BİR ISI POMPASININ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ


## ÖZET

Enerjinin doğru ve verimli kullanılması, günümüz ekonomik ve teknolojik şartlarında en önemli konulardan biri haline gelmektedir. Bu kapsamda, hem çevreci hem de verimli enerji kullanımı ve söz konusu enerjinin iş yapma potansiyelinin, ne kadarından yararlanılabildiğinin analiz edilmesi, özellikle enerjinin en çok harcandığı işlemlerden biri olan ısıtma işleminde çok daha fazla önem kazanmaktadır. Bu nedenle, mühendislik açısından bakıldığı zaman bir sistemin ve bileşenlerinin termodinamik açıdan yalnızca birinci yasa kapsamında incelenmesi yetersiz kalmakta, sistemin koruduğu enerjinin ne kadarını faydalı işe çevirebildiğini görmek gerekmektedir. Ancak bu şekilde iyileştirme yapılabilecek alanlar doğru şekilde tespit edilebilmekte ve sistemin verimliliği hakkında daha doğru bir fikir elde edilebilmektedir.

Bu çalışmada, ısı pompalarının ısıtma için çok daha çevreci ve verimli sistemler olduğu vurgulanmakla beraber toprak kaynaklı bir ısı pompasının enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. EES programı kullanılarak, önceden belirlenen durumlar için hesaplamalar gerçekleştirilmiş, sonuçlar alınmıştır. Sonrasında, kompresör giriş sıcaklığı, kondenser çıkış sıcaklığı, kompresör izantropik verimi, toprak sıcaklığı gibi bazı parametrelerin artı veya eksi yönde değişiminin sistemin ve bazı sistem bileşenlerinin enerji ve ekserji performansına olan etkisi parametrik olarak hesaplanıp incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda ise, kondenser sıcaklığının birkaç derece azaltılmasının enerji ve ekserji performansına olumlu etkisi olduğu, izantropik verimin artması ile hemen hemen aynı ölçüde kompresör ekserji veriminin de arttığı gözlenmiş, fakat kompresör giriş sıcaklığının etkisinin daha az olduğu görülmüştür. Ayrıca toprak sıcaklığının artmasının toprak ısı değiştirgecinin ekserji verimine olumlu ancak ısı pompası sisteminin ekserji verimine olumsuz etkisi olduğu hesaplamalar sonucu görülmüştür.



**Anahtar Kelimeler:** Ekserji, Enerji, Enerji Verimliliği, Isı Pompası Sistemleri, Toprak Kaynaklı Isı Pompası.

**ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A GROUND-SOURCE HEAT PUMP**

## ABSTRACT

The usage of energy in a proper and efficient way has recently become one of the most important issues in current economic and technologic conditions. In this case, both environment friendly and also efficient energy usage and determination and analysis of how much work potential of the energy could be used becomes more important than usual, especially in heating processes where the majority of energy is consumed. Because of this reason, the analysis of a system and its components in means of the first law of thermodynamics is not always sufficient and it is required to comprehend how much the system can convert its conserved energy to useful work. Only in this way, the parts or components which could potentially be improved or optimized could be located and also a better understanding could be set up about system efficiency.

It is not only emphasized that the heat pump systems are more environment friendly and efficient systems but also energy and exergy analysis of a ground-source heat pump system has been carried out by using EES software where the initial conditions were previously set and after calculations, there are some results obtained. Then, a parametric study has been carried out by changing some parameters such as compressor inlet temperature, condenser outlet temperature, isentropic efficiency of compressor ground temperature, and their effect to the energy and exergy performance has been calculated and discussed. As a result, it is found that decreasing of condenser outlet temperature had a large positive effect of system and condenser performance as well as isentropic efficiency increase had a positive effect on compressor performance. However, the compressor inlet temperature increase had a bit positive effect on system and compressor performance but not as good as the other parameters. Last but not least, the increase of the ground temperature had a negative impact on system performance despite having a positive effect on ground heat exchanger.

**Keywords:** Exergy, Energy, Energy Efficiency, Heat Pump Systems, Ground Source Heat Pump.

# GİRİŞ

Günümüzde enerji temini konusundaki endişeler dünya çapında artmaktadır. Konvansiyonel yöntemlerle enerji üretimi de hızlı bir şekilde artmaktadır. Fosil yakıtların kullanımı, beraberinde küresel ısınma, iklim değişikliği, kutup buzullarının erimesi, kirlilik, ozon tabakasının delinmesi asit yağmurları ve deniz seviyelerindeki yükselme gibi çevresel sorunları da arttırmaktadır. Bu açıdan, ısıtma, soğutma, aydınlatma ve diğer birçok uygulamada enerji kullanımı önemli bir hale gelmiştir (Öztürk, 2014).

Enerji, dünyadaki ekonomik gelişme, daha iyi bir büyüme ve endüstriyel sektörün modernleşmesi için endüstriyel süreçlerdeki temel ihtiyaç olarak görülmektedir. Uluslararası enerji kurumu, enerjinin %81'lik bir bölümünün fosil yakıtlardan elde edildiğini iddia etmekte ve bu fosil yakıtlara olan talepteki artışın da çevreye birçok olumsuz etkisinin olduğunu dile getirmektedir. Ayrıca dünyada kullanılan toplam enerjinin %35'lik bir kısmı endüstriyel sektörlerde kullanılmaktadır (Suleman ve diğ., 2014).

Yenilenebilir kaynaklardan ısıtma yapılması, endüstrideki ısıtmanın yeni bir eğilimdir. Bu tip ısıtmada, ısı, alışılagelmiş olarak direkt elektrik gücünden değil, yenilenebilir kaynakların sahip olduğu potansiyelden sağlanmaktadır (Suleman ve diğ., 2014).

Isı pompaları, ısı enerjisini düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama atan cihazlardır. Soğutma makineleri de aslında ısı pompalarıyla aynı cihazdır fakat kullanım amaçları farklıdır. Soğutma makinesinin hedefi, soğutulan hacimden ısı çekerek onu düşük sıcaklıkta tutmaktır. Söz konusu ısının daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarılması işlemin sadece bir bölümü olup ana amaç değildir. Diğer taraftan ısı pompasının hedefi ise ısıtılan ortamı belirli bir sıcaklıkta tutmaktır. Bunu sağlamak için kuyu suyu, dış hava, toprak gibi düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekilir ve bu ısı daha sıcak bir ortama aktarılır (Çengel ve Boles, 2012).

Soğutma makineleri ve ısı pompalarının görevlerini yerine getirmeleri COP (Coefficient of Performance) ile ifade edilir ve bu değer 1'den büyük olabilir. Bu değerin 1'den büyük olması, yapılan ısıtmanın aynı şartlardaki bir elektrikli ısıtıcıdan daha fazla olduğunu gösterir (Çengel ve Boles, 2012).

Elektrikli kompresörle çalışan tipik bir ısı pompası, çevrede serbestçe bulunan veya atık ısı olarak atılan 200 kW ısıyı, 100 kW'lık bir kompresör gücüne ihtiyaç duyarak 300 kW kullanılabilir faydalı ısıya çevirebilmektedir. Yani her durumda, faydalı ısı çıktısı, ısı pompasına çalışması için verilen elektrik enerjisinden daha fazla olacaktır. Toprak kaynaklı ısı pompaları temiz, verimli ve enerji tasarruflu ısıtma sağlarlar, daha az enerji tüketerek doğal kaynakların da korunmasına yardımcı olurlar (Omer, 2008).

Bu çalışmada, R410A soğutucu akışkanını kullanan toprak kaynaklı bir ısı pompasının termodinamik olarak birinci ve ikinci yasa analizinin yapılması ve parametrik bir çalışma yapılarak farklı değişkenlerin enerji ve ekserji performansına olan etkisi incelenmek istenmiştir. Aynı zamanda çeşitli ısı pompalarının tanıtımı ve bu konuda çeşitli bilgiler verilmesi amaçlanmıştır.

# 1. GENEL BİLGİLER

## 1.1. Literatür Araştırması

Bilgen ve Takahashi (2002), ısı pompası-iklimlendirme sistemlerinin ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca Matsushita marka CS-XG28M tipi bir klima sistemi ile de deneysel çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Termodinamiğin birinci yasasına dayalı teorik ve deneysel olarak COP değerleri hesaplamış ve ısıl yüklerin birer fonksiyonu olarak optimum COP değerini de belirlemişlerdir. Benzer şekilde, ikinci yasaya dayalı olarak da ekserji performansı katsayısını ısıtma ve soğutma durumları için hesaplamışlardır. COP değerinin 7,4 ile 3,85 arasında; ekserji veriminin ise 0,37 ile 0,25 değerleri arasında değiştiğini görmüşlerdir. Optimum tasarım ile COP değerinin %20 ile %30 arasında arttırılabileceğini ve ekserji verimliliğini de arttırabilmek için sistemin bileşenlerinin tek tek detaylı olarak ekserji kullanımı ve ekserji-ekonomik açılardan incelenmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Hepbaşlı ve Akdemir (2004), Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü içerisinde 65 $m^2$'lik bir oda için ısı pompası kurulumu gerçekleştirmiş ve bu ısı pompasının enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu sistem için, toprak içerisine dikine olacak şekilde 50m'lik toprak ısı değiştirgeci U-tipi boruları döşemişlerdir. Odanın ısıtma yükünü ve soğutma yükünü sırasıyla 3,8 kW ve 4,2 kW olarak belirlemişlerdir. Kütle, enerji, ekserji ve entropi dengeleri denklemlerini kullanarak sistemin performansını ortaya koymuşlardır.

Özgener ve Hepbaşlı (2005), güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası ile sera ısıtmasını incelemişler ve Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü içerisindeki bu sistemden ölçümler vasıtasıyla veriler alarak tüm bileşenlerin ayrı ayrı ekserji performanslarını hesaplamışlardır. 50 m derinliğe U-tipi borular yerleştirilerek kurulan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ve toplam sistemin COP değerlerini sırasıyla 2,64 ve 2,38 olarak belirlemişlerdir. Tüm sistemin ekserji verimini ise %67,7 olarak tespit etmişlerdir. Seracılığın Türk tarımında önemli bir ekonomik yer

tuttuğundan ve bu sebeple sera içerisindeki iklim şartlarının doğru bir şekilde sağlanmasının önemini de vurgulamışlardır.

Omer (2008), toprak kaynaklı ısı pompaları ile ilgili bir derleme yapmış ve toprak kaynaklı ısı pompalarının oldukça verimli ve çevreci sistemler olduğunu vurgulamıştır. Toprak sıcaklıklarının yıl boyunca fazla dalgalanma göstermediğini, böylece de sıcaklığın belirli bir aralıkta seyrettiğini ve bununla beraber toprağın çevre havası soğuk iken bile çevre havasından daha sıcak, çevre havası çok sıcakken de çevre havasından daha soğuk kaldığına değinmiştir. Bu nedenle de ısı pompalarını yaz ve kış kullanmanın mümkün olabileceğini belirtmiştir. Aynı zamanda toprak kaynaklı ısı pompalarının birçok çeşidine, özelliklerine ve uygulama alanlarına da değinmiştir.

Dikici ve Akbulut (2008), farklı ısı kaynakları kullanan ısı pompalarındaki enerji ve ekserji performanslarını deneysel olarak incelemişler ve bu farklı sistemlerin performanslarını birbirleriyle kıyaslamışlardır. Isı pompası olarak temelde toprak kaynaklı, hava kaynaklı ve güneş enerjisi destekli ısı pompası düzenekleri kullanmakla beraber, bu sistemleri de birbirleriyle kombine ederek güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası, güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompası ve toprak-hava kaynaklı ısı pompası olarak çeşitli sistemlerde denemeler gerçekleştirmişlerdir. Tüm bu sistemleri, Elazığ Fırat Üniversitesi'nde tasarlamışlardır ve 60 $m^2$ zemin alanına sahip bir deneme odasında deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Güneş enerjisi, toprak ve hava kaynaklı ısı pompalarının COP değerlerini sırasıyla 2,95, 2,44 ve 2,33 olarak elde etmişlerdir. Sistemlerin ekserji kayıplarını ise sırasıyla 1,342, 1,705 ve 1,942 kW olarak elde etmişlerdir. Kombine edilmiş sistemlerde ise, güneş enerjisi ile toprak veya hava kaynaklı ısı pompası sistemini birleştirdiklerinde, daha yüksek bir COP değeri elde ederken, toprak ve hava kaynaklı ısı pompalarının birleşik halde kullanımında, COP değerinde düşüş olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, ekserji kayıplarında da tüm sistemde belirli bir ölçüde yükselme olduğunu kaydetmişlerdir.

Bi ve diğ. (2009), binalar için hem ısıtma hem de soğutma durumunda, toprak kaynaklı bir ısı pompasının kapsamlı ekserji analizini yapmışlardır. Çeşitli ekserji, enerji ve kütle dengesi denklemlerini de kullanarak yaptıkları hesaplamalarda, ısıtma

durumundaki ekserji kaybının, soğutma durumundakine göre daha fazla olduğunu görmüşlerdir. Tüm sistem üzerinde en çok ekserji kaybının kompresörde meydana geldiğini ve toprak ısı değiştirgecinde de en düşük ekserji veriminin bulunduğunu tespit etmişlerdir ve böylece iyileştirmelerin ilk olarak bu elemanlardan başlaması gerektiğini vurgulamışlardır. Aynı zamanda, kapsamlı bir ekserji analizinin enerji tasarrufunda büyük rolü olduğunu da belirtmişlerdir.

Chen ve Yang (2012), sıcak su eldesi ve ortam ısıtması amaçlı güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı bir ısı pompasının sayısal benzetimini yapmışlardır. Farklı meteorolojik şartlar için de benzetim gerçekleştirerek kuzey Çin bölümünde de böyle bir ısı pompasının uygun şekilde kullanılmasını amaçlamışlardır. Ayrıca çalışmada farklı durumları ve şartları da karşılaştırmışlardır. Söz konusu sistemin Pekin bölgesinde uygulanması için verimli ve ekonomik olduğunu kanısına varmışlardır.

Fei ve Pingfang (2012), toprak altı suyu kaynaklı ısı pompalarının enerji tasarrufunda büyük rol oynadığını belirterek Çin'in Wuhan kentinde bir apartmanda kurulu ve çalışmakta olan bir ısı pompasının enerji ve ekserji açısından performans karakteristiğini incelemişlerdir. Yıl boyunca alınan veriler ile beraber sistemdeki değişen COP değerlerini ve her bir bileşen ve sistemdeki ekserji yıkımlarını incelemişlerdir.

Öztürk (2014), buharlaştırıcısı bir fotovoltaik termal kolektör olarak çalışan kombine bir toprak kaynaklı ısı pompasının enerji ve ekserji analizini gerçekleştirerek sistem üzerinde kayıpların bulunduğu bölümleri tespit etmeye odaklanarak bir çalışma yapmıştır. Yok edilen ekserji, ekserji verimi, COP ve ekserji COP değerlerini, tüm sistem için ve ayrı ayrı bileşenler için bulmuştur. Sonuç olarak, sistemin ekserji veriminin %74,72; COP ve ekserji COP değerlerini ise sırasıyla 2,895 ve 0,39 olarak hesaplamıştır. Bu çalışmada ayrıca, çevre sıcaklığını 0 °C ile 30 °C arasında değiştirerek ve fotovoltaik panel üzerine düşen güneş radyasyonu 400 $W/m^2$ ile 900 $W/m^2$ arasında değiştiği hesaba katılarak çeşitli parametrik sonuçlar da elde etmiştir.

Suleman ve diğ. (2014), endüstriyel ısıtma için, güneş enerjisi destekli entegre bir ısı pompası sistemi geliştirmişlerdir. Sistemdeki ısı pompası, sıcak su elde etmek için, güneş enerjisi ise bir başka ısıtma prosesi için kullanılmış ve bu sistemin kapsamlı bir enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu analizlerin ise temiz ve

çevreci enerjiyi ilgilendiren sonuçlar gösterdiğini belirtmişlerdir. Çalışma sonucunda prosesin enerji verimliliği %58 iken ekserji verimliliğinin ise %75 olduğunu hesaplamışlardır. Isı pompası çevriminin enerji COP değeri 3,54 iken ekserji verimliliğini ise %42,5 olarak bulmuşlardır. Sistemin enerji COP değeri ise 2,97 ve ekserji verimliliğini %35,7 olarak bulmuşlardır. Tüm bunların yanında, yaptıkları parametrik çalışmada da, yoğuşturucu sıcaklığının ve basıncının farklı değerleri ile pozitif sonuçlar elde etmişlerdir.

Cho (2015), güneş enerjili hibrit bir ısı pompası düzeneği üzerinde soğutucu akışkan R22 ve R744 kullanarak bu iki akışkanın performansa olan etkisini güneşli ve bulutlu günlerde ayrı ayrı olmak üzere deneysel olarak incelemiştir. Bulutlu ve güneşli olmak üzere çeşitli günlerde ısı pompasının güneş panelleri üzerine düşen güneş radyasyonunu da belirlemiş ve bunun performansa etkisini de incelemiştir. R22 ve R744 akışkanlarının kullanımında, COP değerleri bulutlu bir gün için sırasıyla 3,21 ve 2,75 değerlerinde bulunmuştur. Güneşli günlerde ise bu COP değerlerinin ortalama %20,2 kadar arttığını belirtmiştir. R744 kullanıldığında, sistemin tersinmezlik değerleri, R22 kullanılan sisteme göre fark edilir derecede yüksek olduğundan, R22 kullanıldığında sistemin ekserji verimi %6,2 kadar daha yüksek olduğu tespit etmiştir.

Ally ve diğ. (2015), Amerika Birleşik Devletlerindeki 253 metre kareye sahip bir evin ısıtılmasında kullanılan sudan havaya toprak kaynaklı bir ısı pompasının performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu ısı pompasının pratik kullanımının yenilenebilir enerji bakımından bir kaynak oluşturabileceğini açıkça ortaya koymuşlar ve alan ısıtması için gerekli olan enerjinin yaklaşık %75 gibi bir oranda topraktan sağlanabileceğini belirtmişlerdir. Toprak borulamasını ise 94,5m uzunluğunda ve yere dikey borulama şeklinde yapmışlardır. Aynı ev içerisinde de sıcak su ihtiyacını yine bu ısı pompası ile iç hat kapalı şebeke suyunu ısıtarak karşılamışlardır.

Verda ve diğ. (2016), toprak ısı değiştirgeci yatay olarak döşenmiş toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ikinci yasa analizi konusunda çalışmış ve çalışmasında toprak ısı değiştirgecini daha detaylı olarak incelemiştir. Bu kapsamda, toprağın 1m altında, 210 $m^2$'lik bir alanda yer alan ısı değiştirgecinin gerçek değerleriyle

hesaplamalarını gerçekleştirmiştir. Aynı zamanda 1 yıl boyunca toprağın farklı derinliklerindeki sıcaklıkları da ölçerek, yıl boyu söz konusu bölgedeki toprak sıcaklığındaki değişimi tespit etmiştir. Toprak yüzeyi ve toprak yüzeyinden 5 m derinliğe kadar her 0,5 m'de bir sıcaklık değerlerini elde etmiş ve buradan ısı akısı değerlerini de bulmuştur. Bu durumda da, toprağın 5 m altındaki sıcaklığın yıl boyunca 14 – 16 °C olduğunu ve çok fazla dalgalanmadığını belirtmiştir. Buna karşın toprağın yüzeyinde veya çok az altında ise sıcaklık değerlerinin yıl boyunca derinlerdekine göre daha çok dalgalandığını, sıcak mevsimlerde 30 °C civarında ve soğuk mevsimlerde ise 0 – 2 °C civarlarında olduğunu tespit etmiştir. Sonrasında ise, toprak ısı değiştirgecinin toprağın 2 m altında kurulduğu durumdaki ekserji analizini gerçekleştirmiş ve sonucunda da toprağın 1 m altına kurulu olan ısı değiştirgecine kıyasla %60 daha çok ekserji girdisi olduğunu ortaya çıkarmıştır. Bu bilgilerin de, toprak ısı değiştirgecinin konumlandırılması ve en uygun derinliğin saptanmasında rol oynayacağını belirtmiştir.

Saloux ve diğ. (2016), ısı pompalarında ekserji analizini, soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerini tablo vb. yerlerden bulmayı gerektirmeyen yeni bir çözüm metodu yaklaşımı yapmışlardır. Sadece soğutkanın çalışma sıcaklıkları ve enerji bağıntılarının gerekmekte olduğunu belirtmişler ve bu metot ile üreticiler tarafından bazı değerlerin verilmediği durumlarda veya tam tanımlanmamış proseslerde de bu metodun kullanılarak ekserji analizinin çok daha kolay bir şekilde yapılacağını belirtmişlerdir.

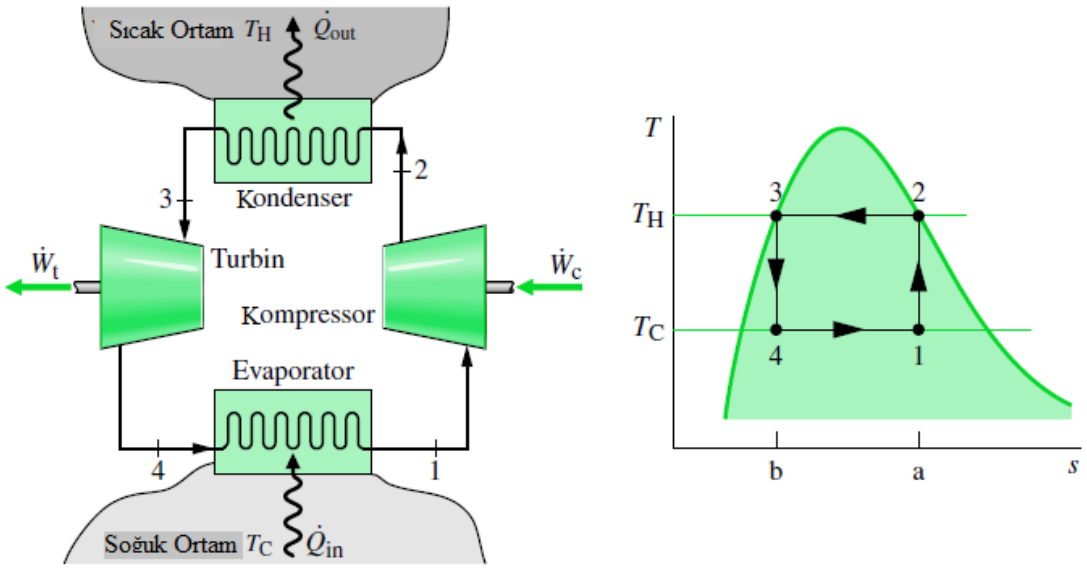
Erbay ve Hepbaşlı (2017), toprak kaynaklı ısı pompası ile yiyecek kurutucu sisteminin eksergoekonomik çözümlemesini gerçekleştirmişlerdir. Buna ek olarak, sistemin farklı ölü hal parametrelerine göre ekserji performansı ve ekonomik performansını da incelemiş ve literatürdeki verilerle karşılaştırmışlardır. Çalışma neticesinde, söz konusu sistemin verimini artırabilecek en önemli bileşeninin %48'lik ekserji verimliliği ve en yüksek miktarda ekserjinin yok edildiği ve maliyeti yüksek olan yoğuşturucu olduğuna kanaat getirmişlerdir. Ayrıca, kurutma kanalı, üçüncü en verimli bileşen olmasına karşın, kurutma kanalından geçen kurutma havasının üretilmesinin çok maliyetli olduğunu ortaya koymuşlardır. Bu sebeple kurutma kanalında bir maliyet yığılması tespit etmişlerdir. Tüm bunlarla beraber, toprak kaynaklı ısı pompasında ısı değiştirgeçlerinin performanslarının ölü hal

sıcaklıklarından çok etkilendiğini, ölü hal sıcaklıklarının artmasıyla sistem bileşenlerinin genel olarak ikinci yasa verimlerinin düştüğünü ve buharlaştırıcıdaki maliyetlerin ölü hal sıcaklıkları arttıkça hissedilir şekilde arttığını tespit etmişlerdir.

Lucia ve diğ. (2017), toprak kaynaklı ısı pompalarının toprağı bir ısı kaynağı veya kuyusu olarak kullanabilen yenilikçi bir teknoloji olarak görmüşlerdir ve bu konuda yapılan birçok çalışma olduğunu belirterek toprak kaynaklı ısı pompaları ile ısıtma ve soğutma konularını kapsayan bir derleme çalışması yapmışlardır. Söz konusu çalışmada, hem değişik tipteki toprak kaynaklı ısı pompalarını incelemişler hem de bunların termodinamik yaklaşımlarıyla ve modellemeleriyle ilgili çalışmalara yer vermişlerdir.

## 1.2. Tersine Carnot Çevrimi

Soğutma veya ısı pompası çevriminin önemli noktalarını kavramak adına tersine Carnot çevrimi iyi bir başlangıçtır. Tersine Carnot çevriminin şematik olarak gösterimi ve T-s diyagramı şekil 1'de gösterilmiştir.




Şekil 1.1. Tersine Carnot çevrimi şeması ve T-s diyagramı (Moran ve Shapiro, 2006)

Soğutucu akışkanın izlediği yolu takip ederek prosesin gidişatı şu şekilde açıklanabilir: Öncelikle, soğutucu akışkanın evaporatör (buharlaştırıcı) içerisine 4 noktasından itibaren sıvı-buhar karışımı olarak girdiği düşünülürse, buradan 1 noktasına kadar sıcaklık ve basıncı değişmeden fakat bulunduğu soğuk bölgeden ısı

çekmek suretiyle geçmektedir. Ters Carnot çevrimine göre yine, 1 noktasında sıvı buhar karışımı olarak çıkan soğutucu akışkan, daha sonra kompresöre doğru yol alır. Kompresörde adyabatik olarak sıkıştırılma gerçekleştirilince, akışkan 2 noktasında doymuş buhar haline geçmiş olur. 1 noktasından 2 noktasına geçişteki bu proseste, akışkanın sıcaklığı ve basıncı artarak yüksek sıcaklık ortamının sıcaklık değerine ulaşmış olur. Akışkan, 2 noktasından 3 noktasına doğru ilerlerken kondenser (yoğuşturucu) içerisinden geçer ve bu esnada akışkandan yüksek sıcaklık ortamına ısı transferi gerçekleşir. Bu proses sırasında da akışkanın basınç ve sıcaklığı değişmez. Ancak akışkan doymuş buhar fazından doymuş sıvı fazına geçmiş olur. Akışkan daha sonra 3 noktasından 4 noktasına ilerlerken adyabatik olarak bir türbinde genleşmeye uğrar ve bu sırada da sıcaklığı yüksek ortamın sıcaklık değerinden düşük ortamın sıcaklık değerine kadar düşer, aynı zamanda basıncında da düşüş olur ve evaporatöre girdiği sıcaklık ve basınç şartlarına ulaşır.

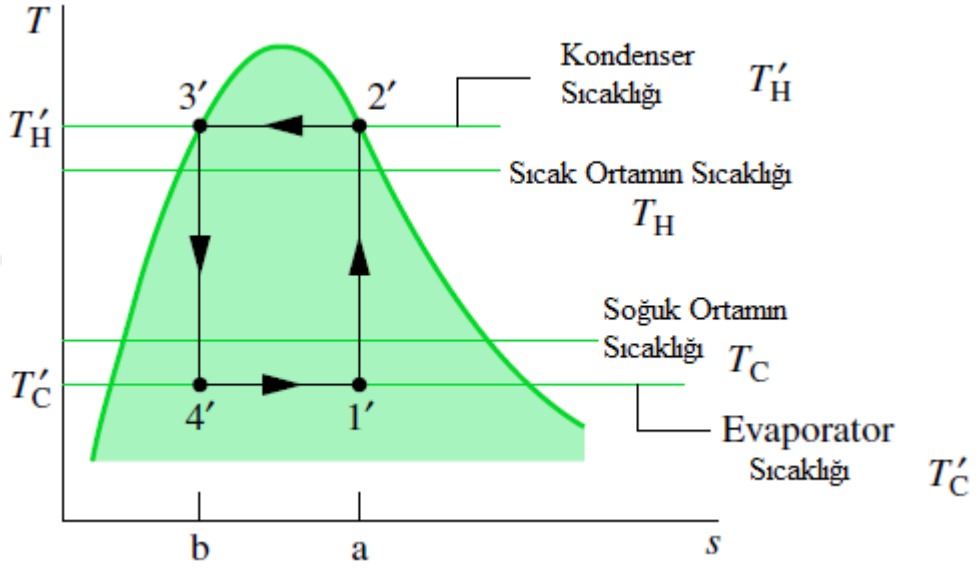
Carnot buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, içten tersinir proseslerden oluştuğu için T-s diyagramı ısı transferleri açısından incelenebilir. Diyagrama bakıldığında, soğutucu akışkanın düşük sıcaklıktaki ortamdan çektiği ısıyı, 1-a-b-4-1 noktalarını çevreleyen alan temsil etmektedir. 2-a-b-3-2 dizisini takip eden alan ise, soğutucu akışkandan sıcaklığı yüksek ortama geçen ısıyı temsil etmektedir. Bu durumda bu iki alanın farkı, 1-2-3-4-1 noktalarının takip ettiği, yani proses çizgilerinin kapsadığı alanı temsil etmektedir. Bu da aynı zamanda net ısı transferini göstermektedir. Net ısı transferi ise, soğutucu akışkan üzerinde yapılan net işe eşit olmaktadır. Bu çevrimdeki net iş de, kompresöre verilen iş girdisi ile türbinden alınan iş çıktısının farkına eşit olmaktadır (Moran ve Shapiro, 2006).

Bir soğutma (veya ısı pompası) çevriminin performans katsayısı (COP), soğutma (veya ısıtma) etkisinin, bu etkiyi oluşturmak için harcanan net işe oranı ile hesaplanır. Bu durumda Carnot çevrimi için performans katsayısı;

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_g/\dot{m}}{\frac{\dot{W}_k}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}} = \frac{\text{Alan 1-a-b-4-1}}{\text{Alan 1-2-3-4-1}} = \frac{T_C\left(s_a - s_b\right)}{\left(T_H - T_C\right)\left(s_a - s_b\right)} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \tag{1.1}$$

Carnot soğutma çevrimi, pratikteki çevrimler için bir referans niteliği teşkil etse de, pratik çevrimlerle arasında çok belirgin farklar bulunmaktadır. Bu farklar ve ayrılıklar ise şu şekildedir:

Öncelikle, Carnot çevriminde tüm ısı transferleri adyabatik kabul edilir fakat ısı transferi gerçekte bu şekilde gerçekleşmediği için, soğuk veya sıcak bölge sıcaklıkları ile evaporatör veya kondenser sıcaklıkları arasında belirli bir fark olmaktadır. Bu kapsamda, evaporatör sıcaklığı, düşük sıcaklık bölgesinin sıcaklığından birkaç derece düşük; kondenser sıcaklığı ise yüksek sıcaklık bölgesinin sıcaklığından birkaç derece daha yüksekte olmaktadır. Bu durum da, doğal olarak COP değerinin düşmesine neden olmaktadır. Sıcaklıkların karşılaştırılması ise Şekil 1.2'de T-s diyagramı üzerinde görülebilir (Moran & Shapiro, 2006).



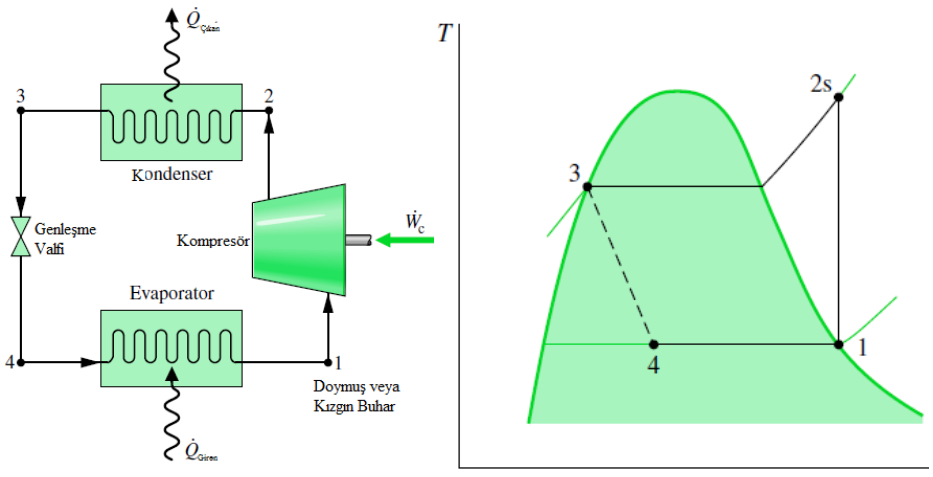

Şekil 1.2. Kondenser ve evaporatör sıcaklıklarının soğuk ve sıcak bölge sıcaklıkları ile karşılaştırılması (Moran ve Shapiro, 2006).

Sıcaklık değerleri yukarıdaki gibi farklı olsa dahi, Carnot çevriminin pratiğe dönüşmesindeki bir diğer engel de, kompresöre giren akışkanın sıvı-buhar karışımı şeklinde olmasıdır. Pratikte, kompresörde sıvı sıkıştırılması, yani ıslak sıkıştırma, kompresöre büyük zararlar vereceğinden istenmeyen bir durumdur. Bu nedenle gerçek durumlarda kompresöre giren akışkan doymuş buhar veya kızgın buhar halindedir. Bu durum ise kuru sıkıştırma olarak adlandırılır.

Carnot çevrimini pratikten ayıran bir diğer özelliği ise, kondenser çıkışından sonra akışkanın genleşmek için bir türbine girip iş üretmesidir. Üretilen bu iş, kompresörün tükettiği işe göre çok düşük miktarda kalmaktadır. Ayrıca bu şartlarda iş üretecek olan bir türbinin verimi de çok düşük olmaktadır. Bu nedenle pratikte bu genleşmeyi sağlayabilmek için, türbinin kurulum, bakım-onarım gibi masraflarının olacağını da düşünerek, bu çok küçük iş üretiminden feragat edilerek onun yerine çok daha basit bir genleşme elemanı olan genleşme vanaları kullanılmaktadır (Moran ve Shapiro, 2006).

## 1.3. İdeal Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

Tersine Carnot çevrimi sırasında karşılaşılan ana problemler, kompresöre ıslak buhar gönderilmesi ve genleşme için bir türbin kullanılmasıydı. Şayet bu problemler giderildiğinde, yani kompresöre ıslak yerine doymuş buhar gönderildiğinde ve genleşme elemanı olarak türbin yerine bir genleşme valfi kullanıldığı takdirde ortaya çıkan çevrim, ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi olarak adlandırılmaktadır. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi de aynı zamanda soğutma makineleri, ısı pompaları ve iklimlendirme cihazlarında en çok kullanılan çevrimdir (Çengel ve Boles, 2012). Şekil 1.3'te ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin ana elemanlarını gösteren tesisat şeması ve T-s diyagramı bulunmaktadır.



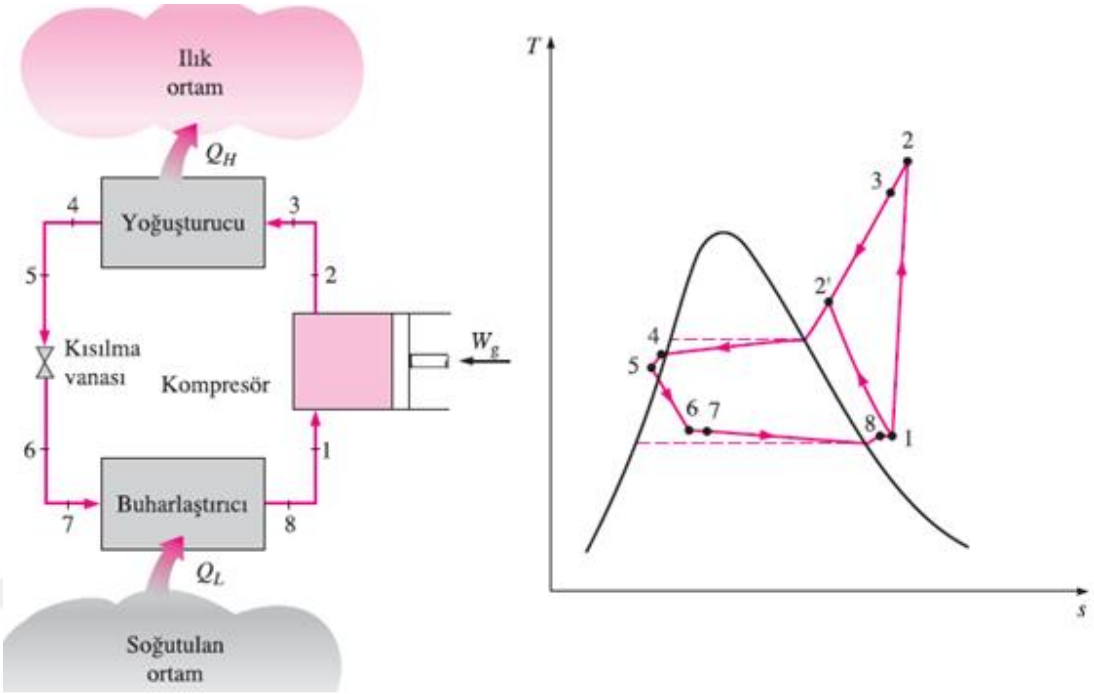

Şekil 1.3. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi şeması ve T-s diyagramı (Moran ve Shapiro, 2006).

Buharlaştırıcıdaki, kompresördeki ve yoğuşturucudaki tersinmezlikler ihmal edilirse, sürtünme ile basınç kayıpları olmamakta ve böylece soğutucu akışkan buharlaştırıcı

ve yoğuşturucudan sabit basınçlarda geçmektedir. Eğer çevreye olan ısı transfer kayıpları da ihmal edilirse, bu durumda da kompresör izantropik olmuş olur ve bu kabullerle de ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi elde edilir. Şekil 1.3'teki diyagram, ideal buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminin proseslerini her bir bileşen için göstermektedir ve bu proseslerin birleşiminden de çevrim oluşmaktadır. 1 noktasında soğutucu akışkan ideal durumda, doymuş sıvı halindedir. 1 noktasından 2s noktasına kadar olan proseste soğutucu akışkan kompresör içerisine girer ve adyabatik olarak sıkıştırılır. Sıkışan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı oldukça yüksek bir seviyeye çıkmış olur. 2s noktasındaki "s" ibaresi de, bu prosesin izantropik olduğunu ifade etmektedir. Yani 1 noktasındaki entropi değeri ile 2 noktasındaki entropi değeri birbirine eşittir. Bu ise yalnızca ideal çevrimde mümkün olan bir durumdur. 2s noktasında akışkan artık kızgın buhar halindedir. Daha sonra bu akışkan 2-3 prosesinde kondenser içerisine girer ve burada yüksek sıcaklık ortamına basıncı değişmeden, yani sabit basınçta ısı atar ve böylece hal değiştirir. 3 noktasına geldiğinde ise akışkan ideal durumda doymuş sıvı fazındadır. Basıncı yüksek olan akışkanı, evaporatör çalışma şartlarına getirebilmek için ise basıncını düşürmek gerekmektedir. İdeal çevrimde bu görevi yapacak eleman da genleşme valfidir. Genleşme elemanı, akışkanı bir anda dar bir kesitten geçmeye zorlayarak sıcaklık ve basıncını düşürmektedir. Böylece 4 noktasına ulaşan akışkan doymuş sıvı-buhar karışımı fazına gelir ve tekrardan evaporatöre girerek düşük sıcaklıktaki ortamdan sabit basınçta ısı çeker. Bunun sonucunda sabit sıcaklıkta doymuş buhar haline gelerek tekrardan kompresöre doğru ilerler (Moran ve Shapiro, 2006).

## 1.4. Gerçek Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, gerçek çevrime göre bazı farklılıklar gösterir. Bu farklılıklar, ideal çevrimdeki proseslerin tersinir olduğu varsayıldığı için ve esasen gerçek çevrimde proseslerin tersinir olmamasıdır. Tersinir olmamasının iki ana sebebi ise, soğutucu akışkanın devre içerisindeki sürtünmelerinden kaynaklanan basınç kaybı ve çevrim elemanlarının çevreyle olan ısı alış verişidir. Gerçek bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin gösterimi Şekil 1.4'te verilmiştir.




Şekil 1.4. Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi tesisat şeması ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2012).

İdeal çevrimde, soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Pratik durumlarda ise akışkanın halini bu kadar hassas olarak kontrol etmek pek kolay olmayabilir. Bu nedenle, soğutucu akışkan gerçek çevrimlerde kompresöre kızgın buhar halinde giriş yapar. Bu olaya "aşırı kızdırma" adı da verilir. Böylece kompresöre sıvı gitmediği de garanti altına alınmış olur. Ayrıca bu süreçte, soğutucu akışkan, bağlantı borularında bir miktar basınç kaybına uğrar ve bunun sonucunda özgül hacim de artar ve böylece kompresöre verilmesi gereken iş de artmış olur. Aynı zamanda çevreyle bir miktar ısı transferi de meydana gelir.

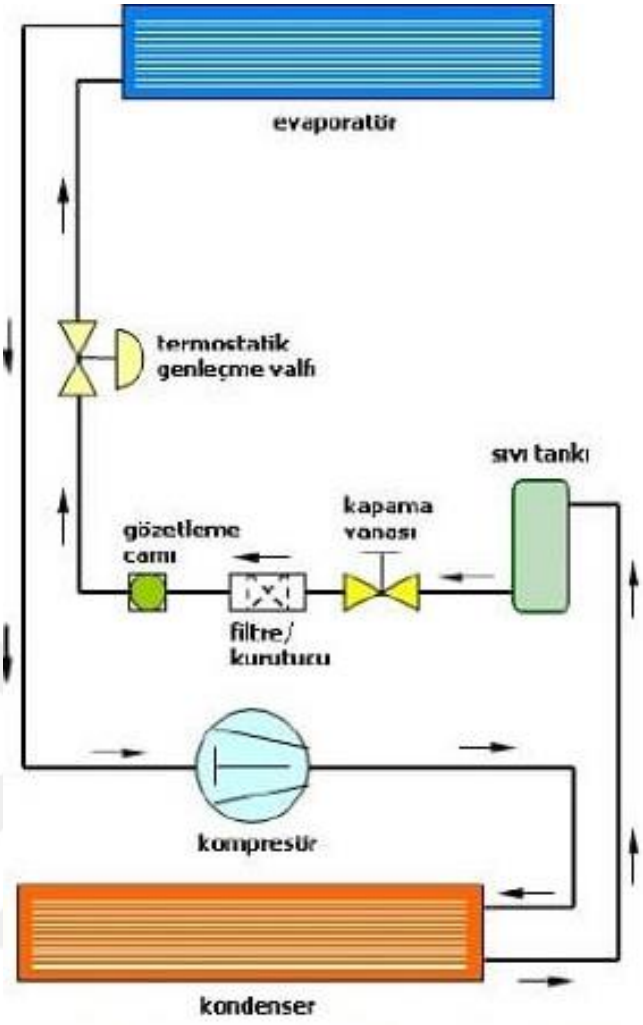
Kompresörde gerçekleşen sıkıştırma işlemi dikkate alındığında, gerçek durumda, entropiyi artıran sürtünme etkileri ve yönüne bağlı olarak entropiyi artıran ya da azaltan ısı geçişi bulunur. Hangi durumun daha baskın olduğuna göre değişmek üzere Şekil 1.4.'te gösterilen 1-2 hal değişimi veya 1-2' hal değişimi gerçekleşebilir. Bazı durumlarda sıkıştırma işleminin izantropik olmasındansa 1-2' gibi olması istenebilir. Nitekim bu durumda soğutucu akışkanın özgül hacmi daha az olacağından iş gereksinimi de azalacaktır. Ancak sıkıştırma işlemi sırasında soğutucu akışkanın soğutulması, uygulanabilir ve ekonomik olduğu sürece yapılmalıdır (Çengel ve Boles, 2012).

Basınç düşüşleri, kompresör çıkışından sonra kondensere giden borularda, kondenserde ve kondenser sonrasında genleşme elemanına giden hatlarda hatırı sayılır derecede olabilir. Ancak genleşme elemanı ile evaporatör arasındaki mesafe kısa olduğundan, buradaki basınç kaybı pek fazla kayda değer değildir.

Evaporatör çıkışındaki duruma benzer olarak, yoğuşturucu çıkışında da akışkanın fazını kontrol altında tutmak ve ideal durumdaki gibi doymuş sıvı halinde çıkmasını sağlamak oldukça zor bir durumdur. Bazı sistemlerde bu durum, sıvı tankı olarak adlandırılan bir eleman yardımıyla çözülebilir. Böylece sıvı tankının alt tarafında sıvı hale dönüşen akışkan toplanır ve oradan çevrime devam eder, buhar ise üstte kalır. Nitekim, soğutkanın da iyice yoğuşmadan genleşme valfine gitmesi istenmez, bu nedenle bir miktar aşırı soğutulabilir. Aynı şekilde, evaporatör çıkışında da akümülatör adı verilen eleman ile de kompresöre sıvı gitmesi engellenebilmektedir. Şekil 1.5'te, sıvı tankı bulunan bir soğutma çevrimi şeması görülebilir.

İzantropik kavramı, entropinin değişmediği, iki durum arasında eşit olduğu manasına gelmektedir. İzantropik proses dendiğinde, termodinamik olarak gerçekleşen herhangi bir prosesin başlangıcındaki entropinin, proses bitiminde de aynı değerde kalması durumudur. İzantropik prosesler, ideal şartlarda görülen durumlardır. Ancak gerçek durumda, çevrimlerdeki herhangi bir elemandaki (özellikle pompa, kompresör, türbin vb.) entropi değeri sabit kalmayacaktır. Entropilerin sabit kaldığı ve sabit kalmadığı durumlardaki entalpi farkları arasındaki oran, o elemanın izantropik verimini verecektir. Soğutma çevrimi göz önüne alındığında, kompresördeki izantropik verim ise Denklem (1.2)'de şu şekilde belirlenecektir:

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{1.2}$$




Şekil 1.5. Sıvı tankı bulunan bir soğutma sistemi şeması (URL-4)

## 1.5. Soğutma ve Isı Pompası Çevrimlerinde Kullanılan Bazı Önemli Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri

Bu başlık altında, soğutma çevrimlerinde ve özellikle ısı pompalarında kullanılan bazı önemli soğutkanlara ve bunların özelliklerine değinilecektir. Bir soğutma ve ısı pompası çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama iletilmesinde ara madde olarak kullanılan soğutucu akışkanlar, ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar hale geçerek veya buhar halden sıvı hale geçerek sağlarlar. Yani buharlaşma ve yoğunlaşma ile çektikleri ısıyı taşıyarak bir başka ortama atarlar.

Soğutucu akışkanın, kullanıldığı şartlara, kullanım alanlarına ve dış ortam parametrelerine uygun olarak seçilmesi büyük önem taşımaktadır. Öyle ki, aksi

takdirde istenilen verim alınamayabilir veya güvenlik ve sağlık konularından ödün verilebilir. Aynı zamanda çevreye ve atmosfere de oldukça büyük zararlar verilebilir.

Soğutucu akışkanlarda aranan temel özellikler ise şu şekilde sıralanabilir (Yamankaradeniz ve diğ., 2016):

- Az bir enerji sarfiyatı ile daha çok soğutma veya ısıtma elde etmelidir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Buharlaştırıcıda basıncı atmosfer basıncının altına düşmemelidir.
- Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
- Yağlama yağları ile kapalı devredeki elemanlara zararlı sonuçlar doğurabilecek reaksiyonlara girmemelidir.
- Çevrim içerisinde bulunmaması gereken nem ile bir arada bulunması halinde dahi zararlı tepkimeler meydana getirmemelidir.
- Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmamalıdır.
- Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
- Ucuz ve kolay bulunabilir olmalıdır.
- Ozon tabakasına zarar vermemelidir.
- Zehirli ve kanserojen olmamalıdır.
- Kaçağı kolay tespit edilebilir olmaldır.

Soğutma ve ısı pompası çevrimlerinde çok çeşitli akışkanlar kullanılmakla beraber bunlar arasında kloroflorokarbonlar (CFC), hidrokarbonlar, amonyak, hava ve su örnek olarak gösterilebilir. Bu gruplara dahil olan soğutkanlardan R-11, R-12, R-22, R-134a ve R-502 piyasada kullanılan soğutucu akışkanların büyük bölümünü oluşturmaktadır (Çengel ve Boles, 2012).

Amonyak, su, R-134a, metanol gibi bazı soğutucu akışkanlar tek bir bileşikten oluşabileceği gibi R410A ve diğer bazı 400 serisi soğutkanlar, R502 ve bazı 500 serisi soğutkanlar da, farklı iki soğutucu akışkanın belirli oranlarda karışımı ile elde edilmektedir.

Isı pompalarında kullanılan bazı önemli soğutucu akışkanların özellikleri aşağıda sıralanmıştır (URL-2):

R134a soğutucu akışkanı, kloroflorokarbon grubundadır. R000 ile R399 arasında numaralandırılan soğutkanların kodları Rxyz şeklinde ele alınırsa x, bileşikteki karbon atomu sayısının 1 eksiğini; y, bileşikteki hidrojen atomu sayısının bir eksiğini ve z de bileşikteki flor atomu sayısını direkt olarak vermektedir. Yani R-134a bileşiğinde 2 karbon atomu, 4 hidrojen atomu ve 4 flor atomu bulunur ve bu şekilde formülü çıkarılabilir. R-134a, orta ve büyük ölçüdeki ısı pompası sistemlerinde kullanılır. R407c ve R410a ile kıyaslandığında verimi çok daha yüksektir ancak amonyağa göre kıyaslandığında ise düşük verimdedir. R134a'nın basıncı oldukça düşüktür, bu nedenle kompresör tarafından süpürülmesi gereken hacim daha yüksek olmakta ve bu da yatırım maliyetini arttırmaktadır.

R407c ve R410a, küçük ve orta ölçekli ısı pompası uygulamalarında sıklıkla kullanılmaktadır. Bu soğutucu akışkanlar, hem ısıtma hem soğutma olarak çift fonksiyonlu çalışan ısı pompalarında da düzenli olarak kullanılabilmektedir. R410a'nın süper kritik sıcaklık noktası 71 °C'dir ve bu sıcaklık değerinin üzerinde gaz veya sıvı fazında olduğu tam olarak anlaşılamaz. R410a bu sebepten düşük sıcaklık sağlayan ısı pompalarında uygulanabilir. Fakat kompresörün süpürme hacmi, R134a'dakine göre daha düşük olacağından yatırım maliyeti (kompresör gücü vb.) de daha düşük olacaktır. Bu da R410a'nın bir avantajı olmaktadır. Öte yandan ısıtma verimliliği ise R134a'ya göre daha düşüktür.

R600 (bütan) ve R600a (izobütan), soğutma sistemlerinde kullanılırlar, ısı pompaları için de özellikle 80 °C üzeri uygulamalar için uygun bir akışkandır. Birçok soğutkan, bu sıcaklık değerlerinde yüksek basınca çıkar. Ancak R600 ve R600a için basıncın sıcaklıkla artışı çok daha düşüktür. Ancak yanma ve patlama risklerine karşı bazı resmi güvenlik gereksinimlerini karşılamaları gerekmektedir.

R717 (amonyak), endüstriyel ısı pompası uygulamalarına en uygun soğutucu akışkanlardan biridir. Çok verimli olmakla beraber 80 °C altı uygulamalarda rahatlıkla kullanılabilmektedir. Bu sıcaklık değerinin yakın zamanda 90 °C dolaylarına da çıkacağı beklenmektedir. Bununla beraber amonyak, sera etkisi yapmayan doğal bir soğutkandır. Uzun zamandır soğutma çevrimlerinde

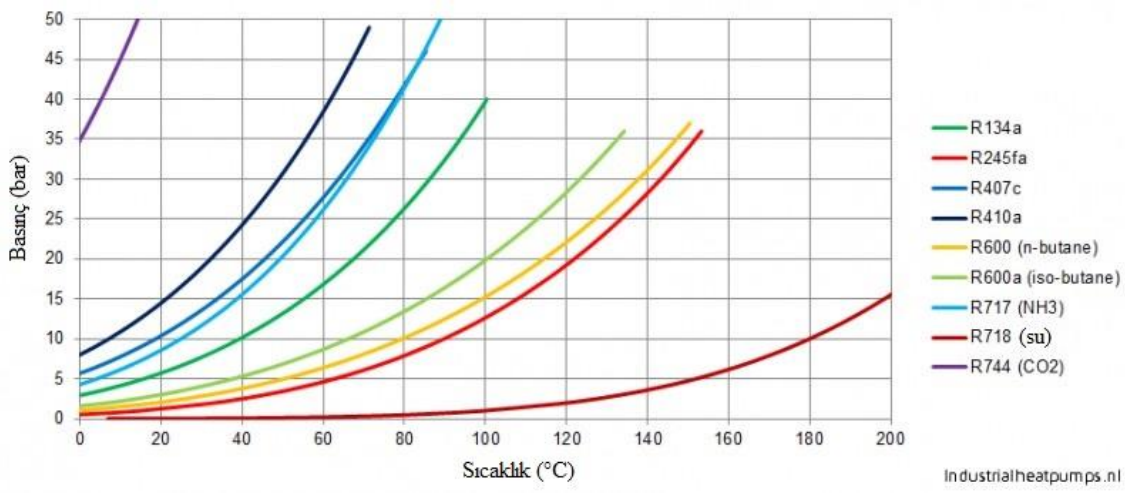
kullanılması, kendisi hakkında belirli bir tecrübe ve bilgi oluşturmuştur ve ısı pompası sistemlerine de uygulanabilmektedir. Belirli bir ölçüde yanıcı olması ve insan sağlığına da son derece zararlı olması, amonyağın dezavantajları arasındadır. İnsan vücudu tarafından solunması, deriye veya göze teması, çok kısa sürede büyük hasarlar verebilmektedir. Ancak keskin kokusu sebebiyle kaçağı kolay tespit edilebilmektedir.

R744 (karbondiosit), bir başka doğal soğutkan olup çevrimlerde kullanılır. Bazen de amonyak ile beraber kullanılıp kompresöre giriş yapar, böylece çevrimde kullanılan amonyak miktarı azaltılmış olur. Dondurucu tipi soğutma uygulamalarında bu şekilde kullanılabilmektedir. Karbondioksit için kritik sıcaklık değeri 31 °C'dir ve bu sıcaklığın üzerindeki değerlerde sabit bir basınçta yoğuşma sağlayamaz, bunun yerine bir sıcaklık aralığında yoğuşma gerçekleştirir. Bu sebeple, yalnızca sabit bir sıcaklıkta ısıtma talep edilmediği durumlardaki ısı pompalarında kullanılabilir.

R718 (su) de bir soğutucu akışkan olarak bu tür ısı pompası ve soğutma çevrimlerinde kullanılabilir. Çok kolay bulunabilmesi ve çevreye zararsız olması avantajları arasında yer almaktadır. Ancak yalnızca 100 °C üzeri yüksek sıcaklıklar için kullanılabilir. Bu yüksek sıcaklıklarda diğer soğutkanlara göre basınç fazla yükselmez ve buhar halindeki yoğunluğu da çok düşük olduğundan yüksek kapasiteli bir kompresör gerektirmektedir. Bu da suyun bu tip sistemlerde kullanımındaki dezavantaj olarak karşımıza çıkmaktadır.

Tablo 1.1. Bazı önemli soğutucu akışkanların temel özellikleri (URL-2)

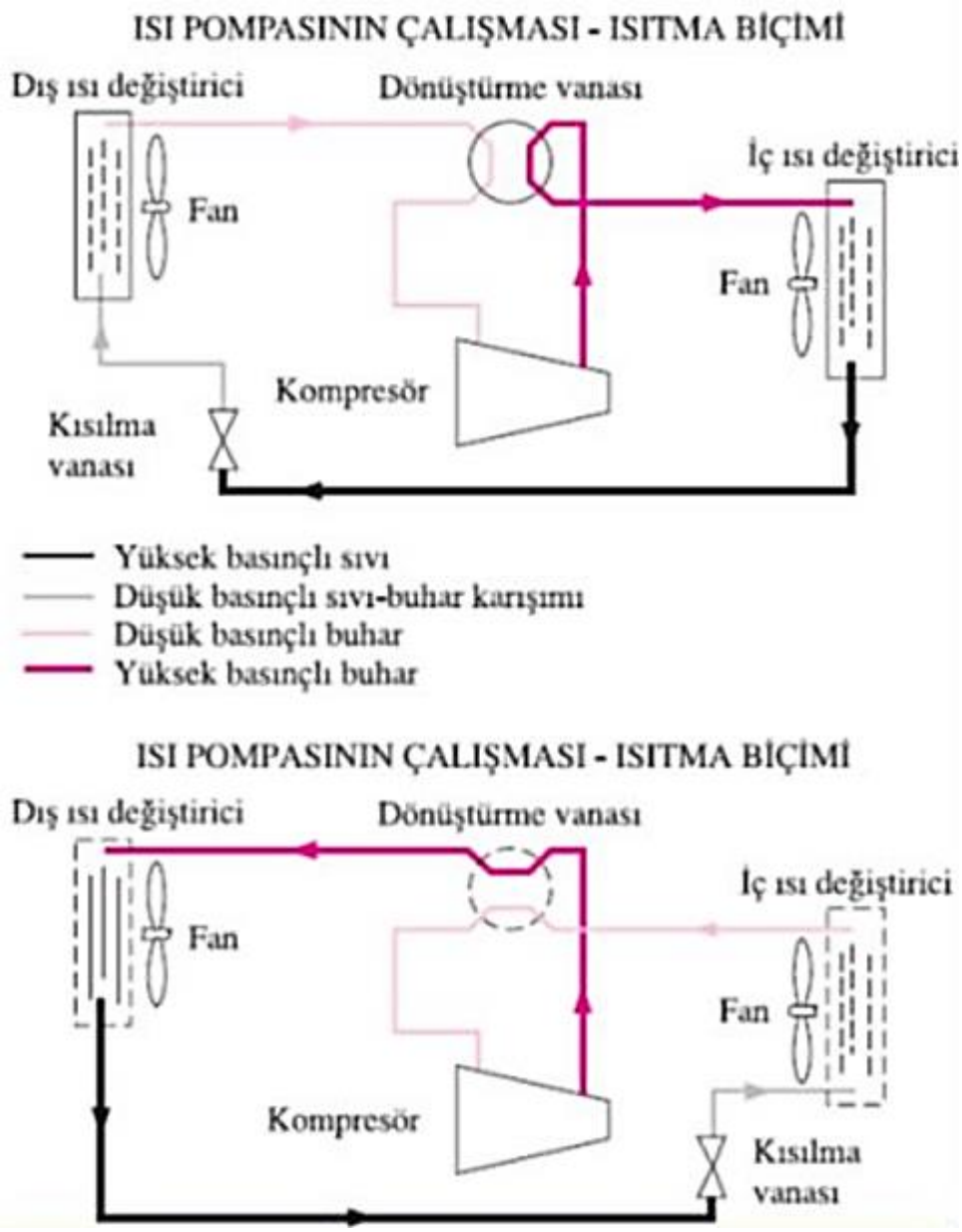
| **Soğutucu Akışkan** | **15 °C'deki Basınç (bar)** | **70 °C'deki Basınç (bar)** | **Basınç Oranı** | **70 °C'deki Buharlaşma Isısı (kJ/kg)** | **15 °C'deki Yoğunluk** |
|---|---|---|---|---|---|
| R134a | 4,9 | 21,2 | 4,3 | 124 | 23,8 |
| R407c | 7,5 | 35 | 4,7 | 107 | 31,9 |
| R600 | 1,8 | 8,1 | 4,5 | 307 | 4,5 |
| R600a | 2,6 | 10,9 | 4,2 | 269 | 6,8 |
| R717 (NH3) | 7,3 | 33,1 | 4,5 | 939 | 5,7 |
| R410a* | 12,5 | 47,7 | 3,8 | 45 | 48 |
| R744 (CO2) | 50,9 | - | | | 160,7 |




Şekil 1.6. Bazı soğutucu akışkanların sıcaklığa göre basınç değişim eğrileri (URL-2)

## 1.6. Isı Pompası Sistemleri

Isı pompaları, bir ortamı ısıtmak amacıyla soğuk bir ortamdan daha sıcak bir ortama mekanik enerji kullanarak ısı atmaya yarayan sistemlerdir. Çalışma prensipleri soğutma makineleri ile ortaktır. Bazı ısı pompası sistemleri, yalnızca ısıtma görevini üstlenirken bazıları ise dört yollu vana adı verilen eleman yardımıyla ve istenilen duruma göre ısı pompası veya soğutma makinesi olarak da kullanılabilmektedir. Konut ısıtmasında veya endüstriyel amaçla kullanılabilirler ve bu açıdan en kullanışlı olan biçimi buhar sıkıştırmalı ısı pompalarıdır (Moran ve Shapiro, 2006). Isıtma ve soğutma biçiminde kullanılan ısı pompası şeması Şekil 1.7.'de verilmiştir.




Şekil 1.7. Isı pompası tesisat şeması (Çengel ve Boles, 2012)

Isı pompalarının kurulum maliyetleri genel olarak diğer ısıtma türlerine göre daha fazladır. Ancak öte yandan, ısıtmaya harcanan enerjiyi ve maliyeti düşürdükleri göz önüne alındığında ise uzun vadede ekonomik tasarruf sağlamaktadırlar. İlk yatırım maliyetleri düşük olmasına rağmen ısı pompası kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. 2002 – 2012 yılları arasında ABD'de her üç evden birinin ısıtılması ısı pompası ile sağlanmıştır (Çengel ve Boles, 2012).

Isı pompaları, ısıyı çektikleri kaynağa göre çeşitli gruplarda incelenebilir. Uygulamanın şartlarına göre, ısı pompası tarafından çekilen ısı toprak, hava, su gibi

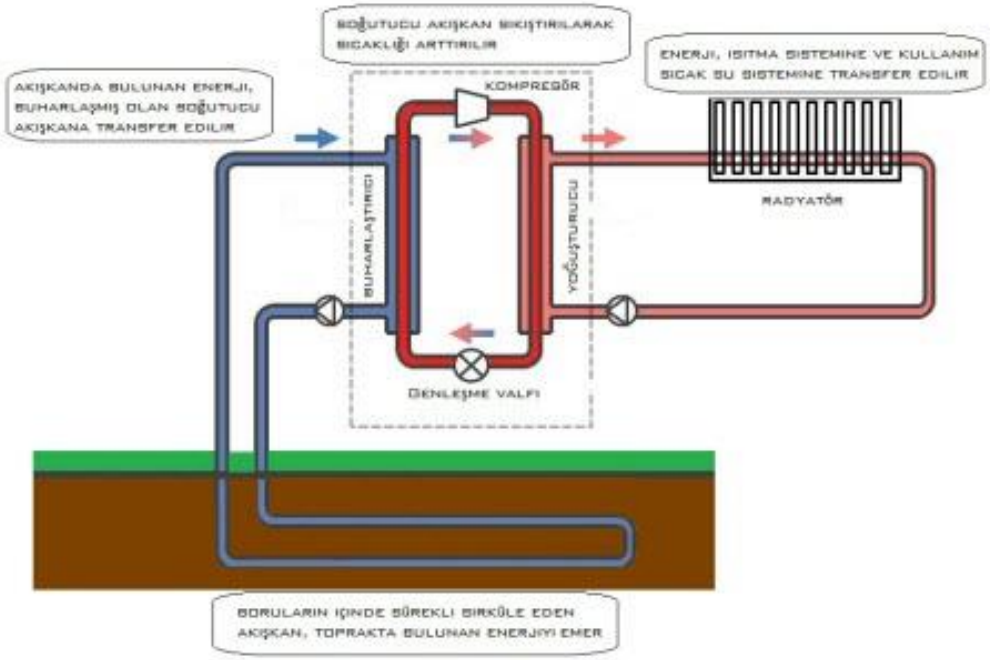
çeşitli ısı kaynaklarından sağlanabilir. Bu kaynaklara göre de toprak, hava veya su kaynaklı ısı pompası şeklinde de adlandırma yapılabilir.

### 1.6.1. Toprak kaynaklı ısı pompaları

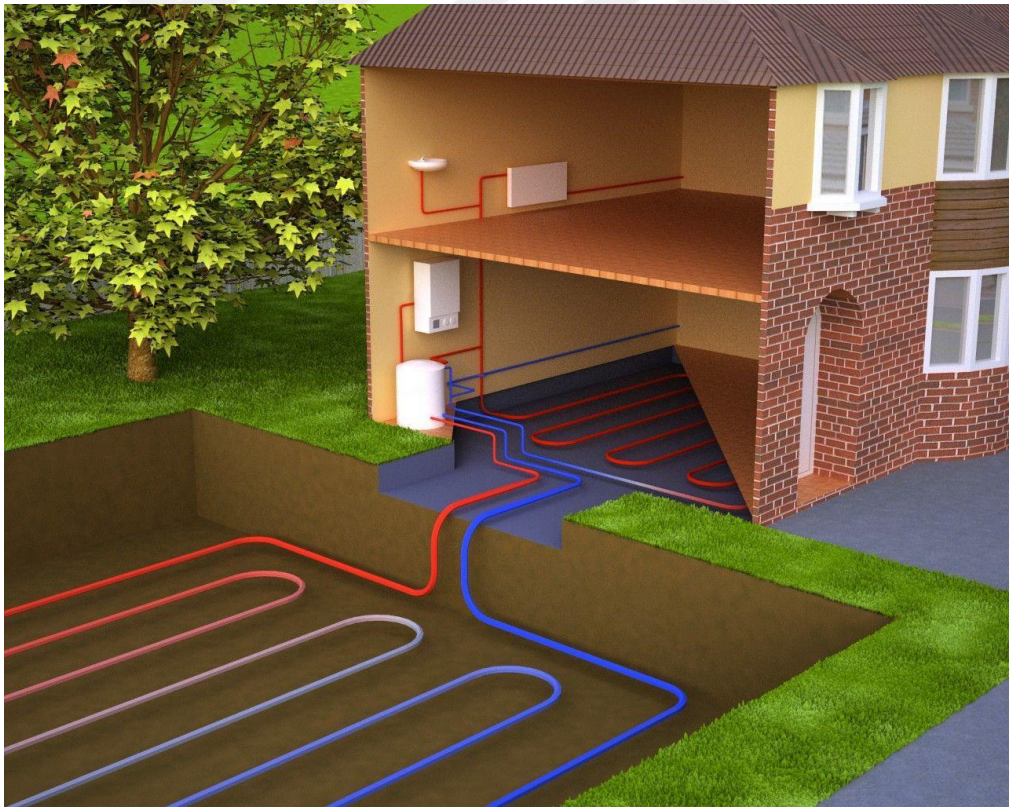
Toprağın içine yerleştirilmiş olan ısı değiştirgeçleri yardımıyla topraktaki ısıyı kullanarak ısıtma yapan ısı pompaları, toprak kaynaklı ısı pompası olarak adlandırılmaktadır. Bazı durumlarda ise jeotermal ısı pompası olarak da adlandırılabilirler. Genellikle su veya su ile bir antifrizin karışımı olan akışkanlar kullanılır (Sanner ve diğ. 2003). Toprak kaynaklı ısı pompalarında, toprak ısı değiştirgeci aldığı ısıyı genellikle çevrimin buharlaştırıcısına aktarır ve bu toprak ısı değiştirgeci toprağın içerisine dikey veya yatay olmak üzere çeşitli şekillerde ve boyutlarda yerleştirilebilir. Topraktan çekilmesi gereken ısı miktarına bağlı olarak ısı değiştirgecinin boyutu veya borular içerisinde kullanılacak akışkan türü de değişebilir.

Toprak kaynaklı ısı pompaları, sıradan sistemlere göre yüksek verimlilikleri (ısıtma performansları) sebebiyle konut ısıtması veya endüstriyel ısıtmalarda oldukça çekici bir seçenek halindedir. Gelişmiş ülkelerde uzun yıllardır kullanılmasına rağmen Türkiye pazarında daha kısa süredir bu sistemler yer almaktadır (Hepbaşlı ve Akdemir, 2004).

Toprak kaynaklı ısı pompasının tesisat şeması olarak gösterimi ve konut ısıtmasında dikey ve yatay borulama şeklindeki düzenlemeleri aşağıdaki şekillerde görülmektedir.




Şekil 1.8. Toprak kaynaklı ısı pompası şematik gösterimi (URL-4)



Şekil 1.9. Konut ısıtmasında toprak kaynaklı ısı pompası yatay borulama düzeni (URL-5)

Toprak kaynaklı ısı pompalarında Şekil 1.9'da görüldüğü gibi toprak ısı değiştirgecinin yatay olarak yerleştirilebildiği gibi Şekil 1.10'da da sondaj tipi, yani ısı değiştirgecinin dikey olarak yerleştirildiği de görülebilir.



Şekil 1.10. Konut ısıtmasında toprak kaynaklı ısı pompası dikey borulama düzeni (URL-6)

Toprak kaynaklı ısı pompalarında, "slinky" adı verilen halka şeklinde yapılan yatay borulama şekli de kullanılmaktadır. Topraktan çekilecek ısının durumuna göre boru çapları ve kullanılacak toplam boru uzunluğu belirlenir. Isı transferinin etkin bir biçimde gerçekleşmesi adına bu borular yatay düzlemde yuvarlaklar oluşturacak şekilde tasarlanır ve kazılan toprağın içine yerleştirilir. Daha sonra taşlardan zarar görmemesi adına üzerine özel ince bir kum tabakası da dökülerek kazılan toprak kapatılabilir. Slinky adı verilen toprak ısı değiştirgeci Şekil 1.11.'de görülebilir.

Yatay borulama sistemlerinin daha verimli olması bir avantajdır ancak yatırım maliyeti biraz daha yüksektir ve özellikle daha geniş bir alan gereksinimi vardır. Alan problemi olmadığı takdirde rahatça kullanılabilir. Öte yandan düşey borulama, daha az bir alana gereksinim duymaktadır ve daha az toprak kazma işlemine gerek duyulur. Sondaj yapılarak borular, yani toprak ısı değiştirgeçleri yerleştirilebilir.



Şekil 1.11. Slinky adı verilen toprak ısı değiştirgeci borulaması

### 1.6.2. Hava kaynaklı ısı pompaları

Isı pompaları, değişik ısı kaynaklarını kullanabildikleri gibi hava, bunlardan en sık kullanılan kaynaklar arasındadır. Hava kaynaklı ısı pompaları, çektikleri ısıyı doğrudan atmosferik havadan temin edebilirler. Hava kaynaklı ısı pompalarına, ülkemizde de yaygın kullanılan split klima sistemleri örnek gösterilebilir.

Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerindeki en büyük sorun, özellikle nemli bölgelerde sıcaklık 2 – 5 °C altına düştüğünde buharlaştırıcı üzerinde karlanma olmasıdır. Bu durum sisteme zarar verebileceği gibi ısı transferini de büyük ölçüde engeller. Ancak bu problemin çözümü de vardır. Günümüzde defrost adı verilen bir metotla buharlaştırıcı üzerindeki karlanma, elektrik rezistansı ile eritilebilir, çözülebilir.

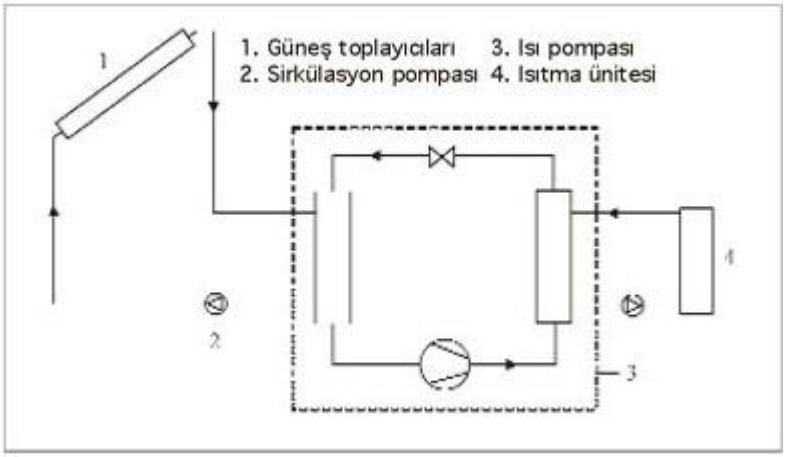
### 1.6.3. Su kaynaklı ısı pompaları

Su, elde edilebildiği ortamlarda ısı kaynağı olarak kullanılabilirler ve havaya göre bazı avantajları da bulunmaktadır. Bu tip ısı pompaları, kuyular açılmak suretiyle çekilen yer altı suyunu kullanmaktadırlar (İnan, 2014).

Su kaynaklı ısı pompaları, ısı kaynağı olarak genellikle 80m'ye kadar inebilen derinliklerde, 5 – 10 °C sıcaklığa sahip yer altı, göl veya kuyu suyu kullanırlar. Bu sistemlerde karlanma sorunu yoktur ve ısıtma tesir katsayıları hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha yüksektir. Ancak bu sistemin dezavantajı ise, daha karmaşık bir yapıda olmasıdır.

### 1.6.4. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompaları

Güneş, sonsuz bir ısı kaynağı olması sebebiyle çok önemli bir kaynaktır. Güneş enerjisi kullanan ısı pompalarında, güneş enerjisinden doğrudan veya dolaylı olarak yararlanılmaktadır. Güneş kolektörü destekli ısı pompası uygulamaları da Avrupa'da ve Kuzey Amerika'da geniş kullanım alanı bulmaktadırlar (İnan, 2014). Güneş enerjisi destekli ısı pompası şeması, Şekil 1.12'de görülebilir.




Şekil 1.12. Güneş enerjisi destekli ısı pompası şematik gösterimi (URL-3)

Isı pompalarında kullanılan ısı kaynakları ve bu kaynakların sıcaklık aralıkları da Tablo 1.2.'de verilmiştir.

Tablo 1.2. Bazı ısı pompası türlerinde kullanılan ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları (İnan, 2014)

| ISI KAYNAĞI | SICAKLIK ARALIĞI (°C) |
|---|---|
| Dış hava | (-10) – (15) |
| Atık hava | 15–25 |
| Yer altı suyu | 4–10 |
| Göl | 0–10 |
| Nehir | 0–10 |
| Deniz | 3–8 |
| Kayaçlar | 0–5 |
| Toprak | 0–10 |
| Atık su veya sıvılar | >10 |

## 1.7. Türkiye ve Dünyada Isı Pompalarının Durumu

Toprak kaynaklı ısı pompaları, geçen 10 yılda 30 ülkede yıllık %10'luk bir artış sağlayarak dünyadaki en hızlı büyüyen yenilenebilir enerji uygulamalarından biri haline gelmiştir. Her ne kadar yenilenebilir enerji grubunda olup olmaması halen bir tartışma konusu olsa da, düşük enerji tüketimleri, yüksek verimlilik katsayıları ve çevreye minimum zararları olması sebebiyle ısı pompaları geleceğin de çevreci ve verimli sistemleri olarak görülmektedir. Isı kaynağı olarak 5 ile 30 °C arasında değişen toprak veya yeraltı suyu sıcaklığından faydalandığı için ısı pompaları hemen hemen bütün ülkelerde kullanılabilir ve bu da en büyük avantajı olarak görülmektedir. Isı pompaları son yıllarda en çok ABD ve Avrupa'da gelişmesine rağmen Japonya ve Türkiye'de de oldukça gelişen bir eğilim yakalamaktadır. Dünyada 2004 yılı itibariyle kurulu ısı pompası kapasitesi 12000 MW olup yıllık enerji kullanımı 72000 TJ (20000 GWh) olarak hesaplanmıştır. Kurulu ısı pompası sayısı da 1100000 olmakla beraber bu veriler tamamlanmış da değildir ve ısı pompası sayıları da artmaktadır. En çok ısı pompası kullanan ülkeler de Tablo 1.3'te verilmiştir (Lund ve Sanner, 2004).

Tablo 1.3. TKIP kullanımında öncü ülkeler (Lund ve Sanner, 2004)

| Ülke | MW | GWh/yıl | Kurulum Sayısı |
|---|---|---|---|
| Avusturya | 275 | 370 | 23000 |
| Kanada | 435 | 600 | 36000 |
| Almanya | 640 | 930 | 46400 |
| İsveç | 2300 | 9200 | 230000 |
| İsviçre | 525 | 780 | 30000 |
| ABD | 6300 | 6300 | 600000 |

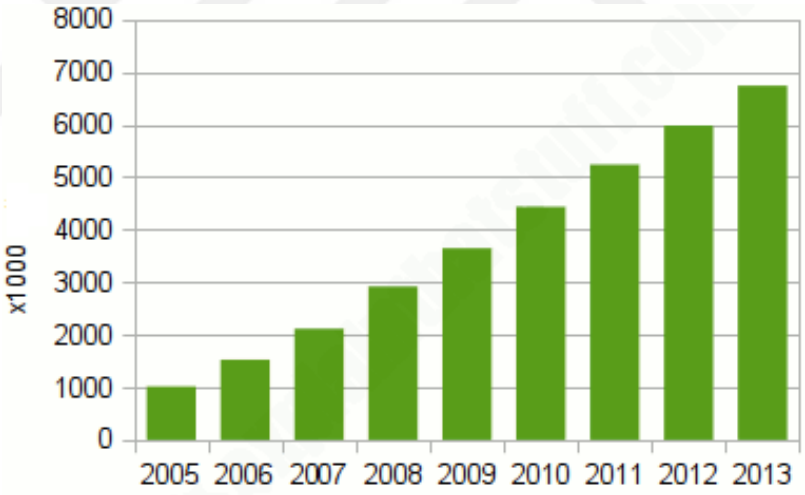
Toprak kaynaklı ısı pompaları, çok az şart gereksinimi ve esnek koşulları ile ve talepleri karşılaması sebebiyle birçok yerde kullanılabilmektedir. Orta ve Batı Avrupa'da toprak kaynaklı ısı pompası sistemi çok sayıda kullanıcının bulunduğu bölgesel ısıtmada hemen hemen her yerde kullanılabilir bir seçenek olmakla beraber, jeotermal enerjinin direkt olarak kullanılması (açık devre) ise bölgenin jeolojik konumuna ve özelliklerine göre değişiklik gösterebilmektedir. Bu durumda da merkezi olmayan ve daha sığ ısı değiştirgecine sahip olan TKIP kullanılabilmektedir. Avrupa şartlarında çalışan dikey borulamaya (sondaj) sahip bir TKIP bir kWh ısıtma veya soğutma çıkışı için 0,22 kWh ile 0,35 kWh arasında elektrik enerjisine gereksinim duymaktadır. Bu da, ısı kaynağı veya kuyusu olarak atmosferi kullanan havadan havaya ısı pompalarının mevsimsel enerji tüketiminden %30 ile %50 arasında daha düşük bir değerdir (Lund ve Sanner, 2004).

Isı pompalarının ısı kaynakları, kullanım alanlarına veya amaçlarına göre de tercih edilebilir. Tablo 1.4'te bazı ısı pompası türleri (kaynak ve ısı kuyusu olarak) ısı kapasite aralığı ve Avrupa'nın hangi bölgelerinden daha yoğun tercih edildiği yer almaktadır (Forsen, 2005).

Tablo 1.4. Bazı ısı pompası türleri kapasite ve kullanım bölgeleri (Forsen, 2005)

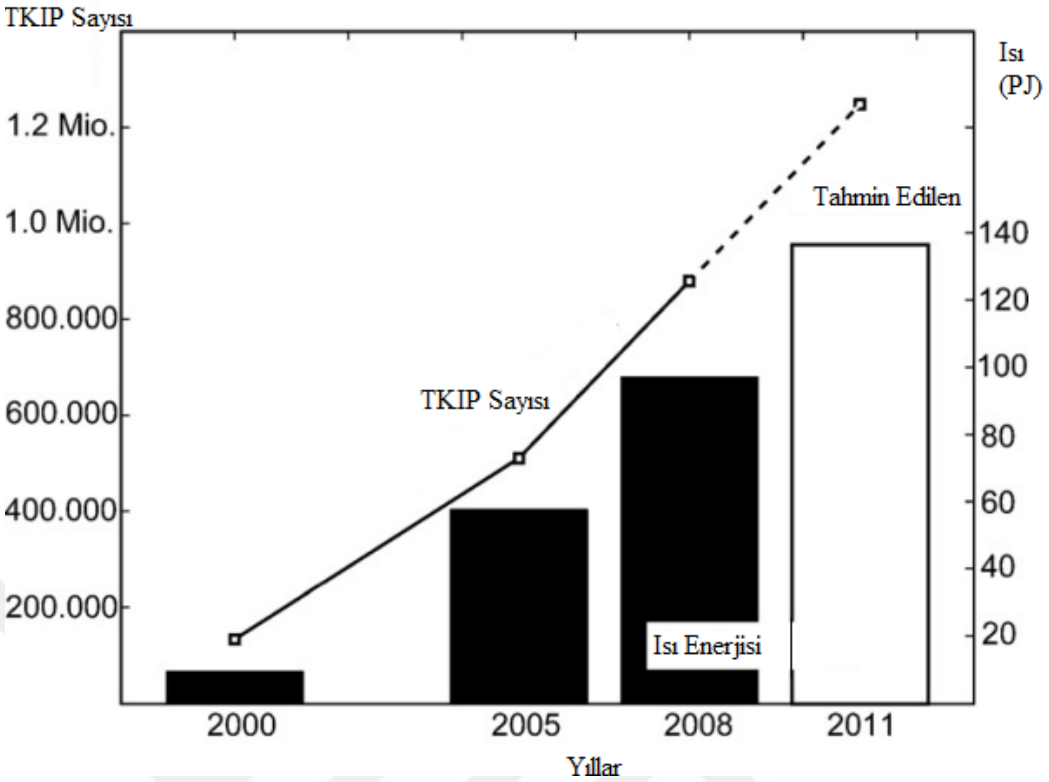
| Isı Pompası Türü | Genel Olarak Kapasite Aralığı (kW) | Uygulama | Baskın Bölge |
|---|---|---|---|
| Hava-Hava | 3-5 | Isıtma+Soğutma | Güney Avrupa |
| Hava-Su | 4-40 | Isıtma | Orta Avrupa |
| Egzoz Gazları | 2-3 | Isıtma | İsveç |
| Zemin Kayalığı | 5-40 | Isıtma+Soğutma | Kuzey ve Orta Avrupa |
| Toprak | 5-25 | Isıtma | Kuzey ve Orta Avrupa |
| Göl Suları | 15-40 | Isıtma | |

Avrupa'da 2005 yılından itibaren ısı pompası sayısındaki artış da yaklaşık olarak Şekil 1.13'te verilmiştir. Avrupa'daki ısı pompası sayısı 2005 yılından 2013 yılına kadar toplamda yaklaşık 7 kat artış göstermiştir.




Şekil 1.13. Avrupa'da ısı pompası sayısı (European Heat Pump Association, 2014)

Toprak kaynaklı ısı pompalarının sayısının ve ısı kapasitelerinin Avrupa'daki artışı da Şekil 1.14'te verilmiştir. Avrupa'daki toprak kaynaklı ısı pompalarının yaklaşık %75'i başta İsveç olmak üzere Almanya, İsviçre ve Fransa'da bulunmaktadır. Avrupa'daki toprak kaynaklı ısı pompalarının sayısının daha da artması beklenmektedir (Bayer ve diğ., 2012).




Şekil 1.14. Yıllara göre Avrupa'daki TKIP sayısı artışı (Bayer ve diğ., 2012)

# 2. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışma kapsamında, toprak kaynaklı bir ısı pompasının enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Bu hesaplamalarda, literatürde mevcut olan termodinamiğin birinci ve ikinci yasası denklemlerinden faydalanılmıştır. Enerji, ekserji, tersinmezlik gibi kavramlar ve hesaplamalarda kullanılan EES (Engineering Equation Solver) programı da bu bölümde açıklanacaktır.

## 2.1. Termodinamiğin Birinci Yasası ve Enerji

Termodinamik kelimesi Latince kökenli olup ısı (therme) ve güç (dynamis) kelimelerinin birleşiminden meydana gelmektedir. Bir bakıma bu kelimeler, ısıyı bir güce dönüştürmeyi eski zamanlardan beri temsil etmektedir. Mühendislik açısından bakıldığında ise termodinamik, enerjinin bilimi olarak tanımlanabilir. Enerji ise, değişiklikler sağlama yeteneği olarak ele alınabilir. Fakat bu kavramın tam olarak kesin ve keskin bir tanımını yapmak da çok zordur (Çengel ve Boles, 2012).

Termodinamiğin birinci yasası ise, enerjinin korunumu ilkesidir ve enerjinin bir etkileşim sırasında tamamen veya kısmen başka bir forma dönüşebileceğini fakat toplam miktarının aynı kalacağını ifade eder. Bir başka deyişle, enerjinin yoktan var, vardan yok edilemeyeceğini belirtir. Termodinamiğin birinci yasasının kapalı ve açık sistemlere uygulanmasında sırasıyla iç enerji ve entalpi kullanılır (Çengel ve Boles, 2012).

İç enerji, sistemi oluşturan parçacıkların potansiyel ve kinetik enerjilerinin toplamı şeklinde ifade edilebilmektedir (URL-7).

Entalpi kavramı ise, bir sistemin içerdiği toplam ısıyı ifade eder. Bir başka deyişle, sistemin sahip olduğu iç enerjiye sistemin basınç ve hacim değerlerinin çarpımının eklenmesiyle de ortaya çıkan kavramdır (URL-7).

### 2.1.1. Kütle dengesi

Isı pompası gibi sistemlerde analiz yapılırken, sistemin her bir elemanını birer açık sistem (kontrol hacmi) olarak düşünmek, yapılan hesapları büyük ölçüde kolaylaştırmaktadır. Kütlenin korunumu ilkesi de, bir kontrol hacmine veya kontrol hacminden Δt zaman aralığında olan kütle geçişi, aynı zaman aralığında kontrol hacmindeki toplam kütledeki değişmeye (azalma veya artmaya) eşit olduğunu ifade etmektedir (Çengel ve Boles, 2012). Bu durumda sisteme giren ve çıkan kütlenin farkı, sistemdeki toplam kütle değişimine eşit olmaktadır ve bu durum Denklem (2.1) ve Denklem (2.2)'de sırasıyla kütle ve kütle debilerinin değişimi olarak ifade edilmiştir. Açık sistemlerde de genellikle kütle debisi değişimi kullanılmaktadır.

$$m_{Giren} - m_{Çıkan} = \Delta m\,(kg) \tag{2.1}$$

$$\dot{m}_{Giren} - \dot{m}_{Çıkan} = \frac{dm}{dt}\,(kg/s) \tag{2.2}$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde ise toplam kütle zamanla değişmez, yani zamana bağlı bir değişim gerçekleşmez. Bu durumlarda, kontrol hacmi içerisine giren toplam kütle, kontrol hacminden çıkan toplam kütleye eşit olmaktadır. Bir başka deyişle, Denklem (2.2)'de eşitliğin sağ tarafında bulunan türev ifadesi sıfır olmaktadır. Kontrol hacmine birden çok kütle girişi ve çıkışı olabileceği için, bu durum toplam sembolü kullanılarak ifade edilirse daha doğru olmaktadır.

$$\sum_{Giren} \dot{m} = \sum_{Çıkan} \dot{m}\,(kg/s) \tag{2.3}$$

### 2.1.2. Enerji dengesi

Kontrol hacimlerinde kütle giriş ve çıkışı gözlenir. Kütlenin de kontrol hacmine girebilmesi veya çıkabilmesi için bir iş yapması başka bir deyişle bir enerjiye sahip olması gerekir. Bu iş akış işi veya akış enerjisi olarak tanımlanmaktadır. (Çengel ve Boles, 2012). Kapalı sistemlerde ise kütle giriş çıkışı olmadığından bu durum gözlenmez.

Akışın olduğu ve akışın olmadığı ortamlarda, toplam enerji spesifik olarak ifade edilirken Denklem (2.4) ve Denklem (2.5)'te belirtildiği gibi gösterilebilir.

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz \ \text{(kJ/kg)} \tag{2.4}$$

Bu eşitlikteki terimlerden "u" iç enerjiyi, "$V^2/2$" terimi kinetik enerjiyi ve "gz" terimi de sahip olunan potansiyel enerjiyi ifade etmektedir. Akış olmayan bir ortamda veya sistemde, sahip olunan toplam enerji "e", bu üç terimin toplamı olarak ifade edilebilmektedir.

Ancak Denklem (2.5)'te görüldüğü üzere, akış olan ortamlarda enerji denklemine bir terim daha eklenmektedir. Basıncı temsil eden P ve özgül hacmi temsil eden v terimlerinin çarpımı, akış enerjisini vermektedir ve bu da akış olan sistemlerdeki enerji hesabında kullanılır.

$$\theta = u + Pv + \frac{V^2}{2} + gz \ \text{(kJ/kg)} \tag{2.5}$$

Bu durumda, Denklem (2.5)'te oluşan "u+Pv" terimi, aslında bileşik bir terim olan entalpi olarak tanımlanmakta ve "h" sembolü ile gösterilmektedir. Bu durumda da akış enerjisini Denklem (2.6)'daki gibi göstermek mümkün olmaktadır.

$$\theta = h + \frac{V^2}{2} + gz \ \text{(kJ/kg)} \tag{2.6}$$

Akış olan sistemlerde hesaplama yapılırken, "Pv" olan akış işini ayrıca hesaplamak yerine entalpi ile işlem yapmak, hesaplamaları kolaylaştıracağı entalpi kavramı kullanılabilmektedir.

Sürekli akışlı (zamandan bağımsız) açık bir sistemde enerji; ısı, iş ve kütle geçişi ile sağlanabilir. Bu kapsamda, bu kavramların tamamını içinde barındıran enerjinin korunumu denklemi de Denklem (2.7)'deki gibi; ısı, iş ve kütle terimlerinin de görüldüğü açık ve düzenlenmiş şekli ise Denklem (2.8)'deki gibi yazılabilir:

$$\dot{E}_{Giren} - \dot{E}_{Çıkan} = \frac{dE_{Sistem}}{dt} = 0 \ \text{(Sürekli akış sistemleri için)} \tag{2.7}$$

$$\dot{Q}_{Giren} + \dot{W}_{Giren} + \sum_{Giren} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) = \dot{Q}_{Çıkan} + \dot{W}_{Çıkan} + \sum_{Çıkan} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \tag{2.8}$$

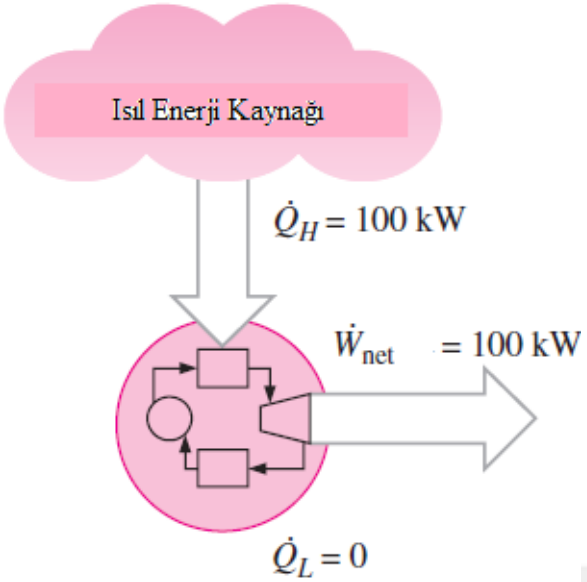
## 2.2. Termodinamiğin İkinci Yasası ile Entropi ve Ekserji Kavramları

Termodinamiğin birinci yasası, hal değişimlerini açıklamakla beraber hal değişiminin (prosesin) yönü hakkında bilgi verememektedir. Öyle ki, atmosfer şartlarındaki bir ortama bırakılan çok sıcak bir nesne, zamanla bulunduğu ortama ısı verecek ve sıcaklığı düşecektir. Aynı zamanda bulunduğu ortam da bu ısıyı alacaktır ve bu işlem gerçekleştiğinde toplam enerji yer değiştirse bile yine de korunacaktır. Bu durum, termodinamiğin birinci yasasıyla açıklanabilir bir durumdur. Ancak bu prosesin tam tersinin gerçekleşip gerçekleşmeyeceği konusunda birinci yasa yetersiz kalmaktadır. Bu yetersizliği, ikinci yasa tamamlamaktadır (Moran ve Shapiro, 2006). Bir başka deyişle, termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu üzerinde dururken, ikinci yasa ise enerjinin niceliği kadar niteliği ile de ilgilenir. Yani enerjinin miktarı kadar kalitesi de önemlidir ve bir hal değişiminde bu kalitenin azalması söz konusudur. Mühendislik açısından bu azalmayı mümkün olduğunca düşük tutmak, termodinamik bir sistemin verimini de artıracaktır.

Termodinamiğin ikinci yasasını özetleyen iki önemli ve yaygın ifadeden biri, "Kelvin-Planck" ifadesidir. Kelvin-Planck ifadesi şu şekildedir:

> "Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinanın yalnızca bir kaynaktan ısı alıp net iş üretmesi olanaksızdır"(Çengel ve Boles, 2012)

Bu ifadeden anlaşılabildiği gibi, bir ısı makinesinin aldığı ısıyı hiçbir kayıp olmaksızın işe dönüştürmesi mümkün değildir. Şekil 2.1'de bu duruma aykırı bir ısı makinesi şematik olarak görülebilir.

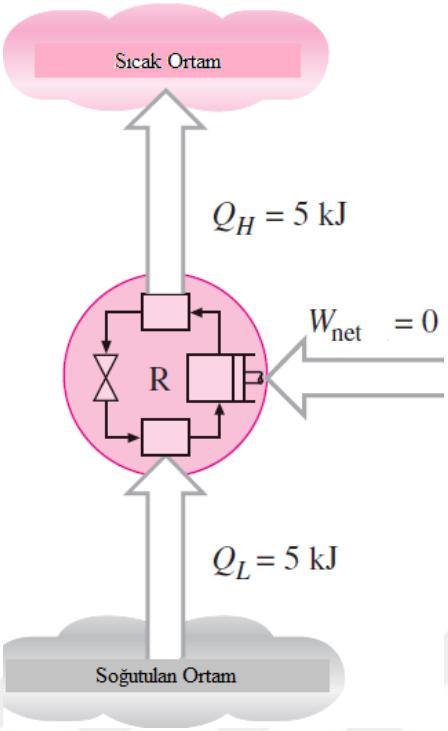



Şekil 2.1. Kelvin-Planck ifadesine aykırı bir ısı makinesi (Çengel ve Boles, 2012)

Bir diğer önemli ve yaygın olarak kullanılan ikinci yasa ifadesi ise, "Clausisus ifadesi"dir. Clausius ifadesi ise şu şekilde yazılabilir:

> "Termodinamik çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin, başka hiçbir enerji etkileşiminde bulunmadan düşük sıcaklıktaki bir cisimden ısı alıp yüksek sıcaklıktaki bir cisme ısı aktarması olanaksızdır"(Çengel ve Boles, 2012)

Clausius ifadesi, aslında iyi bilinen fiziksel bir olguyu, yani ısının soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama kendiliğinden geçemeyeceğini açıklamaktadır. Isı, dışarıdan herhangi bir iş harcanmadığı sürece yalnızca sıcak ortamdan soğuk ortama doğru hareket etmektedir. Ancak bir ısı pompası veya soğutma makinesi, tam olarak bu işi, yani ısıyı soğuk ortamdan sıcak ortama aktarma işini yapmaktadır fakat elbette bunu dışarıdan bir enerji sağlanarak gerçekleştirmektedirler. Şekil 2.2'de Clausius ifadesine aykırı bir soğutma makinesi şeması görülmektedir.




Şekil 2.2. Clausius ifadesine aykırı bir soğutma makinesi (Çengel ve Boles, 2012)

Kelvin-Planck ve Clausius ifadelerine bakıldığında, ısı makinelerinin yaptığı iş de ortaya çıkmaktadır. Bu ifadelere göre, söz konusu iş, dışarıdan bir enerji verilmediği sürece mümkün değildir. Ancak dışarıdan enerji verildiği durumda bu işlem belirli bir performansta gerçekleştirilebilmektedir. Bu performans ise birçok parametreye göre değişmektedir. Dışarıdan verilen bu enerji, ısı pompası veya soğutma makinelerinde, kompresöre dışarıdan verilen enerjiyi ifade etmektedir. Bir ısı pompasındaki evaporatör de aynı şekilde soğuk ortamdan ısı çeker ve kondenser de sıcak ortama ısı atmakta kullanılır.

### 2.2.1. Entropi kavramı

Entropi kavramı, termodinamik bilimi ve ikinci yasa açısından çok önemli ve aynı zamanda birçok ifadesi olabilen fakat aslında bilimsel olarak da tam olarak kesin ve net bir şekilde açıklanamayan bir kavramdır. Entropinin çeşitli ifadelerinden birkaçı, bir sistemin düzensizliği, bir sistemin çokluğu, bir işi yapmanın mümkün olmadığı enerji miktarının ölçüsü şeklinde olabilmektedir. Entropi ısı soğurmasının Q olduğu T sıcaklığında tersinir bir süreç için bu değişimin bir değişkenlik durumudur.

Clausius eşitsizliği, entropi konusundaki temel ögelerden biri olmakla beraber tersinir veya tersinmez bütün çevrimler için geçerlidir. Denklem (2.9)'da Clausius eşitsizliği görülebilir:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \tag{2.9}$$

Denklem (2.9) ve (2.10)'da bu durum belirtilmiştir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre de, hiçbir süreç tersinir olamayacağı için evrenin de entropisi her zaman artacaktır. Bir başka deyişle, odadaki kahve bardağındaki sıcak kahve kendiliğinden soğuyacaktır, buzluktan çıkarılan donmuş pizza kendiliğinden eriyerek çözünecektir veya bir bardak yere düşüp kırıldığında yüzlerce parçaya ayrılacak ve bu parçalar bir daha asla bir araya gelip kendiliğinden bardağı oluşturamayacaklardır (URL-1). Denklem (2.11)'de da evrenin entropi değişiminin her zaman sıfırdan büyük olduğu ifade edilmekte ve doğadaki gerçek durumları betimlemektedir:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \tag{2.10}$$

$$\Delta S_{Evren} > 0 \tag{2.11}$$

Bir sistemdeki entropi değişimi, eğer iki durum ele alınırsa, son durum ile ilk durum arasındaki entropilerin farkı olarak tanımlanabilir. Ayrıca tersinmez bir hal değişimi sırasında mutlaka entropi üretilir. Entropi üretimi her zaman pozitiftir ve tersinmezliklerle ilgilidir. Bir sistemin entropi değişimi ve entropi üretimi de Denklem (2.12)'de verildiği gibi açıklanabilir:

$$\Delta S_{Sistem} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{Üretim} \tag{2.12}$$

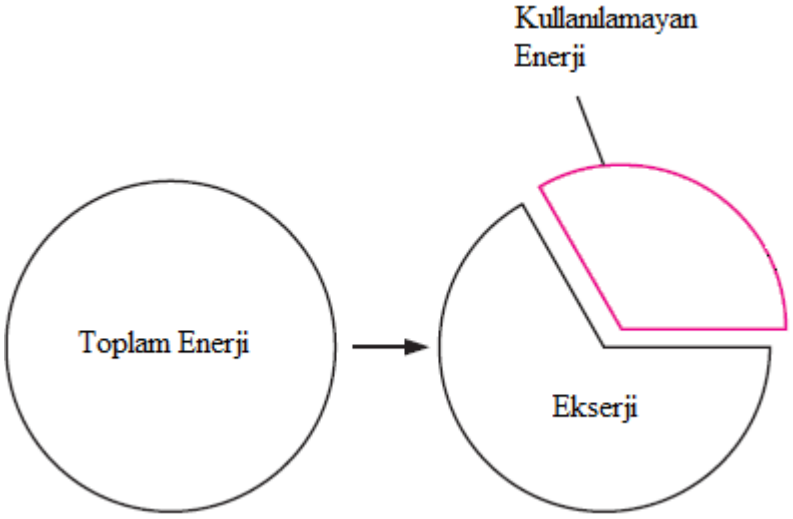
Burada bulunan integral içerisindeki terim de, ısı geçişinden kaynaklanan entropi geçişini ifade etmektedir.

İkinci yasa ve entropi kavramı pratikte, hiçbir çevrimin sıfır kayıpla gerçekleştirilemeyeceğini, mutlaka bir miktar enerji kaybının olacağını göstermektedir (URL-1). Çevrimin entropi değeri yükseldikçe, verimi de düşecektir.

Ortamın mutlak sıcaklık değeri ve entropi değişimi değerleri aynı zamanda bir sistemin veya prosesin ikinci yasa verimini (ekserji verimi) etkileyen önemli parametrelerdir.

### 2.2.2. Ekserji kavramı ve ekserji analizi

Enerjinin miktarı, bize bu enerjinin ne kadar iş yapabileceği hakkında bir bilgi vermemektedir ve bu enerji miktarının iş potansiyelinin bilinmesi gerekmektedir. Nitekim bir hal değişimi sırasında, mevcut enerjinin tamamı işe dönüştürülememekte ve kayıplar ortaya çıkmaktadır. Bu kayıplar, gerek hal değişiminin gerçekleştiği ölü hal şartlarına, gerekse tersinmezliklere bağlı olarak değişmektedir. Enerji miktarından bu kayıplar çıkarıldığı takdirde, geriye kalan ve iş potansiyeli barındıran kavrama ekserji adı verilmektedir ve bazı kaynaklarda da "kullanılabilirlik" olarak tanımlanabilmektedir. Bu iş potansiyeli, yani ekserji de, bir sistemden alınabilecek maksimum faydalı işi ifade etmektedir ve bu nedenle termodinamik açıdan incelenmesi yüksek önem taşımaktadır. Nitekim ekserji kavramı bilinemez ise, sistemin sahip olduğu enerjinin ne kadarını faydalı işe dönüştürebileceği bilinemez ve bu durumda aslında verimli gibi görünen termodinamik prosesler veya hal değişimleri farkında olunmadan çok verimsiz bir şekilde yürüyebilir. Şekil 2.3'te ekserji ve kullanılamayan enerjiyi (bazı kaynaklarda anerji olarak anılıyor) gösteren bir görsel yer almaktadır.




Şekil 2.3. Ekserji ve kullanılamayan enerjinin şematik gösterimi

Bir ısı makinesi, tersinir olarak çalışsa bile sahip olduğu veya edindiği enerjinin tamamını hiçbir kayıp olmaksızın işe çeviremez, bu ikinci yasaya aykırı bir durumdur.

Termodinamik anlamda hal değişimi sırasında yapılan bir iş; ilk hal koşullarına, hal değişiminin yoluna ve son hal koşullarına bağlıdır.

Bir sistemin "ölü halde" bulunması, çevresi ile termodinamik olarak dengede olması anlamına gelir. Yani sistemin sıcaklığı ve basıncı çevre sıcaklığı ve basıncına eşittir, yani ısıl ve mekanik dengededir. Aynı zamanda çevresine göre kinetik potansiyel enerjisi de yoktur. Çevresiyle herhangi bir kimyasal tepkimeye de girmez, elektriksel, manyetik veya yüzeysel bir gerilme etkisi de yoktur (Çengel & Boles, 2012). İşte sistemin belirli bir potansiyelden çevre şartlarına kadar durum değiştirmesi sonucu faydalı bir iş ortaya çıkar ve artık çevre şartlarına gelince, sistemin iş yapabilme kabiliyeti kalmamış olur. Bu durum, sistemden alınabilecek faydalı işin, sadece sisteme değil aynı zamanda çevre şartlarına da bağlı olduğunu gösterir. Enerji analizi yapılırken çevre şartları bu şekilde göz önüne alınmamaktadır. Bu nedenle sistemin ne kadar iş potansiyeline sahip olduğu, dolayısıyla da ne kadar verimli çalışabileceği bilinememektedir. Ancak ekserji analizi sayesinde, çevre şartları da göz önüne alınarak verimlilik belirlenebilmektedir. Ayrıca ekserji, sistemlerin veya sistem içerisindeki bileşenlerin performanslarını birbirleriyle kıyaslamak için oldukça kullanışlı bir araçtır.

Tersinir iş ve tersinmezlik kavramları da, ekserji analizi konusunda büyük önem arz eden kavramlardır. Tersinir iş, bir sistemin başlangıç ve son hali arasında üretebileceği maksimum faydalı iş olarak tanımlanır. Yani tüm tersinmezlik ve kayıpların ihmal edildiği durumdur. İş harcanan sistemlerde ise bu durumun tam tersi, yani en az harcanan işi temsil eder. Tersinmezlik ise, iş yapabilecek bir potansiyelin kaybını ifade etmektedir. Bir sistemde tersinmezlik değeri ne kadar küçük olursa, sistemin verimi de o kadar artar. Bu nedenle mühendislik sistemlerinde tersinmezlik mümkün olduğunca azaltılmaya çalışılır.

Tersinmezlik değeri, bir sistemden alınan tersinir iş ile o sistemden alınan faydalı işin farkından hesaplanabilir. İş harcayan sistemlerde ise yine bunun tam tersi şekildedir. Tersinir iş, toplam iş yapma potansiyeli, faydalı iş ise pratikte alınan iş olduğu için

aradaki fark, yok edilen potansiyel, yani tersinmezlik olarak adlandırılabilir. Bu değer aynı zamanda "yok edilen ekserji" veya "ekserji yıkımı" şeklinde de ifade edilebilmektedir.

Ekserji analizi, bir sistemin gerçek iş potansiyelini belirlemek ve bir sistemi veya sistemi oluşturan bileşenleri kendi aralarında iş potansiyeline göre kıyaslayabilmek adına yapılan önemli bir termodinamik analizdir. Bu analiz yapılırken, termodinamiğin özellikle ikinci yasasından faydalanılır. Ekserji türleri, daha önce de belirtildiği gibi fiziksel, kimyasal, potansiyel ve kinetik olarak incelenebilir. Ancak bu çalışmada herhangi büyük bir kimyasal tepkime, yanma reaksiyonu vb. olmadığı için kimyasal ekserji hesaplamaları yapılmamıştır. Potansiyel ve kinetik enerjinin ekserjisi ise, yine kendisine eşittir. Bu durumda Denklem (2.13) ve (2.14) kinetik ve potansiyel enerjinin ekserjilerini şu şekilde ifade etmektedir:

$$ex_{ke} = \frac{V^2}{2} \ \text{(kJ/kg)} \tag{2.13}$$

$$ex_{pe} = gz \ \text{(kJ/kg)} \tag{2.14}$$

Kapalı bir sistemin ekserjisi, 0 alt indisi ölü hal durumundaki özellikleri temsil etmek üzere birim kütle için aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Phi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \tag{2.15}$$

Bir hal değişimi sırasında ise, sistemin ekserji değişimi, sistemin son haldeki ve ilk haldeki ekserjileri farkıdır, yani 1 durumundan 2 durumuna geçerken $\Phi_2 - \Phi_1$ olarak hesaplanır. Ancak zaten ölü hal durumundaki özellikler değişmeyeceğinden, denklemi birim kütle için şu şekilde yazmak da mantıklı olacaktır:

$$\Phi_2 - \Phi_1 = (u_2 - u_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \tag{2.16}$$

Açık sistemlerde ise, sisteme giren ve çıkan bir kütle bulunmaktadır ve bu da dolayısıyla bir akış oluşturmaktadır. Bu durumda ise, akış ekserjisinden faydalanılmaktadır. Akış ekserjisinin denklemi, akış olmayan sistemlerdeki, yani

kapalı sistemler için olan ekserji denklemine bir de akış enerjisinin ekserjisi eklenerek elde edilir. Bu durumda Denklem (2.16)'ya bir de "Pv-$P_0$v" yani (P-$P_0$)v terimi eklendiğinde, akış (veya akım) ekserjisi denklemi de Denklem (2.17)'deki şekle gelmektedir:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \tag{2.17}$$

Açık sistemlerde, belirlenen bir noktadaki ekserjiyi bulmak için Denklem (2.17) kullanılabilir ancak asıl kullanışlı olan, bir sistemin veya bileşenin içerisindeki ekserji değişimidir. Bir kontrol hacmindeki ekserji değişimi de yine son durumdaki ekserji ile ilk durumdaki ekserjinin farkıdır. Bu durumda hal değiştiren bir akışkanın 1 durumundan 2 durumuna geçerken oluşan ekserji değişimi bize yapılabilecek yararlı iş miktarını veya harcanan iş miktarını gösterir. İki hal arasındaki akış ekserjisi değişimi de Denklem (2.18)'deki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \tag{2.18}$$

Tıpkı enerjide olduğu gibi ekserji de bir sistemden üç şekilde geçiş yapabilir ve bunlar şu şekilde sıralanabilir:

- Isı ile ekserji geçişi
- İş ile ekserji geçişi
- Kütle ile ekserji geçişi

Bilindiği üzere, ısı, enerjinin düzensiz bir halidir ve ısının tamamını işe dönüştürmek mümkün olmamaktadır. $T_0$ mutlak çevre sıcaklığı ve T ise mutlak çalışma sıcaklığı olmak üzere bir ısı makinesinin Carnot verimi, "1-($T_0$/T)" olarak tanımlanır. Bu durumda belirli bir yerden geçen ısı Q olmak kaydıyla bu ısı geçişine bir ekserji geçişi de eşlik eder. Bu durumda ısı ile ekserji geçişi Denklem (2.19)'daki gibi ifade edilebilmektedir:

$$Ex_{ısı} = (1 - \frac{T_0}{T})Q \ \text{(kJ)} \tag{2.19}$$

Şayet ısı geçişinin olduğu sınırda T sıcaklığı sabit değilse, bu durumda integral almak gerekmektedir. İntegral alındığı takdirde de ısı geçişine eşlik eden ekserji geçişi Denklem (2.20)'deki gibidir:

$$Ex_{ısı} = \int (1 - \frac{T_0}{T}) \delta Q \tag{2.20}$$

İş ile ekserji geçişi ise, sınır işi hariç diğer tüm iş çeşitleri için aynıdır ve yapılan işin kendisine eşittir. Ancak sınır işinde, faydalı iş ile beraber çevreye de bir iş yapıldığı için, faydalı işten çevre işinin çıkarılmasıyla bulunan fark, sınır işinin ekserjisine eşittir. Denklem (2.21) ve (2.22)'de sırasıyla iş ekserjisi ve sınır işi ekserjisi ifade edilmiştir:

$$Ex_{iş} = W \tag{2.21}$$

$$Ex_{iş} = W - W_{çevre} \text{ (Yalnızca sınır işi için)} \tag{2.22}$$

Kütle ile ekserji geçişi, kütle akışı sayesinde meydana gelen ve sistem içerisinden geçen kütlenin taşıdığı enerji ve entropi ile birlikte meydana gelen bir oluşumdur. Kütle akışının bu nicelikleri de beraberinde taşımasıyla bir ekserji geçişi meydana gelir. Bu nedenle, m kadar kütlenin beraberinde taşıdığı ekserji de mψ kadar olacaktır.

$$Ex_{kütle} = m\psi \tag{2.23}$$

Ekserji yok oluşu, başka bir deyişle tersinmezlik hesabı da daha önce de bahsedildiği gibi çevrenin mutlak sıcaklığı ve üretilen entropiye göre değişmektedir. Bu durumda ekserji yok oluşu, $Ex_y$, bu değerlerin çarpımı olarak ifade edilir:

$$Ex_y = T_0 S_{üretim} \tag{2.24}$$

Birim zaman için yok olan ekserji düşünüldüğünde ise Denklem (2.25)'teki şekliyle yazılır:

$$\dot{E}x_y = T_0 \dot{S}_{üretim} \tag{2.25}$$

Ekserji, entropinin aksine sürekli artan bir olgu olmamakla beraber ekserjinin yıkımı, yani azalması söz konusudur. Yani tersinir olmayan bir hal değişiminde, ilk haldeki ekserji değeri ile son haldeki ekserji değeri arasında mutlaka bir fark oluşacaktır. Toplam ekserji çıkışı, toplam ekserji girişinden küçük bir değerde olacaktır (ekserjinin azalması ilkesi) ve bu aradaki fark da yok edilen ekserjiye eşit olacaktır. İşte bu şekilde bir denge sağlanmakta ve oluşan bu dengeye de sistemin ekserji dengesi adı verilmektedir. Bu durumda ekserji dengesi genel olarak şu şekilde yazılabilir:

$$\sum_{\text{Giren}} \text{Ex} - \sum_{\text{Çıkan}} \text{Ex} - \sum_{\text{Yok.olan}} \text{Ex} = \sum_{\text{Sistem}} \Delta\text{Ex} \tag{2.26}$$

Burada, toplam giren ve çıkan toplam ekserji değerleri içerisinde ısı, iş ve kütle ile ekserji geçişleri bulunmaktadır. Bu durumda kapalı sistemler için ekserji dengesi genel haliyle Denklem (2.27)'deki hale gelmektedir:

$$\sum (1-\frac{T_0}{T_k})\,Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{üretim}} = \text{Ex}_2 - \text{Ex}_1 \tag{2.27}$$

Kontrol hacimleri için ekserji dengesinde ise, yine kapalı sistemlere ek olarak akış ekserjisi denkleme eklenmektedir. Aynı zamanda birim zaman için de benzer şekilde bir denklem yazılabilir. Ayrıca eğer sürekli akışlı bir sistem söz konusu ise, denklemin sağ tarafı sıfır olacaktır. Bu durumlar da sırasıyla Denklem (2.28) ve (2.29) ve (2.30)'da belirtilmiştir:

$$\sum (1-\frac{T_0}{T_k})\,Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \sum_{\text{Giren}} m\psi - \sum_{\text{Çıkan}} m\psi - \text{Ex}_y = (\text{Ex}_2 - \text{Ex}_1)_{\text{KH}} \tag{2.28}$$

$$\sum (1-\frac{T_0}{T_k})\,\dot{Q}_k - [\dot{W} - P_0(\frac{dV_{\text{KH}}}{dt})] + \sum_{\text{Giren}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{Çıkan}} \dot{m}\psi - \dot{\text{E}}\text{x}_y = (\frac{d\dot{\text{E}}\text{x}}{dt})_{\text{KH}} \tag{2.29}$$

Sürekli akış olan sistemlerde ise, denklem (2.30)'da olduğu gibi dV/dt ve dEx/dt terimleri sıfır olacaktır.

$$\sum (1-\frac{T_0}{T_k})\,\dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{\text{Giren}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{Çıkan}} \dot{m}\psi - \dot{\text{E}}\text{x}_y = 0 \tag{2.30}$$

Bunların yanında, yok edilen ekserjiyi doğrudan hesaplamak için bilinmesi gereken entropi üretimi, entropi dengesi de, Denklem (2.31)'deki gibi ifade edilir. Sisteme entropi girişi ve entropi çıkışına müteakip, sistemde bir entropi üretimi olur. Bu durum ilk bakışta ekserjinin yıkımı durumunun tam tersi gibi düşünülebilir. Zaten ekserji yıkımına sebep olan durum da entropi üretimidir.

$$S_{giren} - S_{çıkan} + S_{üretim} = \Delta S_{sistem} \tag{2.31}$$

Bu denklem de benzer şekilde birim zaman veya birim kütle için de ayrı ayrı yazılabilir.

Ekserji analizi yapılırken, söz konusu literatür denklemleri kullanılmaktadır. Ancak sistem sınırları ve sistemin durumu iyi gözlenmeli ve ona göre hesaplamalar yapılmalıdır. Bir sonraki bölümde ise, termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre verim ve tesir katsayısı hesaplamaları bulunmaktadır.

### 2.2.3. İkinci yasa verimi ve ısıtma tesir katsayısı

Termodinamik anlamda birinci yasa verimi, yalnızca enerjinin miktarının bir ölçüsü olabilmekte ve enerjinin ne kadar etkin kullanılabileceği hakkında bilgi vermemektedir. Bu nedenle birinci yasa verimi tek başına bir performans ölçütü olarak alınamamaktadır. Tıpkı birinci yasanın eksikliğinin ikinci yasa tarafından giderilmesi gibi, ikinci yasa verimi de termodinamik sistemlerin performansı açısından daha doğru ve net bilgi verebilir. Aynı zamanda da iyi bir kıyaslama ölçütü olmaktadır.

İkinci yasa verimi, farklı sistemler veya makineler için farklı şekillerde tanımlanabilir. Genel olarak ise, ikinci yasa verimi Denklem (2.32)'deki gibi yazılabilir:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde Edilen Ekserji}}{\text{Sağlanan Ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji Yok Oluşu}}{\text{Sağlanan Ekserji}} \tag{2.32}$$

Isı pompalarında, ısıtma tesir katsayısı da, $Q_H/W$ şeklinde hesaplanmaktadır. Isıtma tesir katsayısı değerini ise, tersinir durumdaki ısıtma tesir katsayısına oranlamak, ısı

pompaları veya soğutma makineleri için ikinci yasa verimini bulmanın bir başka yoludur. Denklem (2.33)'te bu durum ifade edilmiştir:

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{tr}} \tag{2.33}$$

Türbin veya kompresör gibi iş üreten ve iş tüketen makinelerde ise ikinci yasa veriminin tanımı biraz daha farklıdır. Tersinir iş kavramı, bir makinenin üretebileceği maksimum işi veya tüketeceği minimum işi temsil eder. Bu nedenle bu kavramları karıştırmamakta fayda vardır. İş üreten makineler için ikinci yasa verimi Denklem (2.34)'teki gibi tanımlanır:

$$\eta_{II} = \frac{W}{W_{tr}} \tag{2.34}$$

İş tüketen makinelerde ise, proses tersinir olduğu takdirde aynı iş daha az enerji ihtiyacı duyularak yapılacağı için şu şekilde tanımlanır:

$$\eta_{II} = \frac{W_{tr}}{W} \tag{2.35}$$

Isı değiştirgeçlerinde ise, farklı sıcaklıktaki iki veya daha fazla akışkanın dolaştığını ve bu akışkanların karışmadığını varsayarsak, ikinci yasa verimi, Denklem (2.36)'da ifade edildiği şekilde tanımlanabilir:

$$\eta_{II} = \frac{\text{(Soğuk Akışkanın Debisi) x (Kazandığı Ekserji)}}{\text{(Sıcak Akışkanın Debisi) x (Kaybettiği Ekserji)}} \tag{2.36}$$

Herhangi bir ısı değiştirgeci, ısısını başka bir akışa aktarmıyor ve bir ortama doğrudan bir ısı geçişi sağlanıyor ise, bu durumda ekserji geçişi ısı ile de gerçekleşecektir. Bu durumda, verim hesaplanırken, ısı ile olan ekserji geçişi de hesaba katılmalıdır.

Termodinamiğin ikinci yasasına göre farklı makineler için farklı verim tanımları yapılabildiği gibi tam olarak bir ekserji verimi tanımı konusunda literatürde görüş ayrılıkları vardır. Ancak şu bilinmelidir ki, ikinci yasa verimi her zaman %100'den küçük bir değer almaktadır. Ayrıca farklı termodinamik sistemleri veya farklı

makineleri termodinamik açıdan kıyaslamak için çok kullanışlı bir kavramdır ve günümüzde de önemi artmaktadır.

## 2.3. Analizi Yapılan Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Özellikleri

Analiz edilen toprak kaynaklı ısı pompasının, çevrimde R410A soğutucu akışkanını kullanmakta olduğu, toprak ve yük tarafı çevrimlerinde ise su kullandığı varsayılmaktadır. Ancak su, en düşük 5 derece sıcaklığa kadar inmekte ve bu sayede donma olmamaktadır. Söz konusu ısı pompasının ısıtma kapasitesi sabit ve 20 kW olarak belirlenmiştir. Isıtma yapılacak alan için, alan sıcaklığı 25 °C olacak şekilde ortam sıcaklığı belirlenmiştir ve birinci ve ikinci yasa analizleri için hesaplamalar da bu sıcaklık için yapılmıştır. Diğer değişkenler de buradan hareketle belirlenmiş ve hesaplanmıştır. Ortam 25 °C'de tutulduğu takdirde, evaporatör çıkış sıcaklığı 5 °C aşırı kızdırma ile birlikte 0 °C olarak belirlenmiş ve bu kapsamda da evaporatör, basıncı -5 °C'deki doyma basıncı olan 6,771 bar olarak belirlenmiştir. Kondenser çıkışında ise soğutucu akışkanın sıcaklığının 50 °C olduğu ve kondenser basıncının da buna bağlı olarak 30,61 bar olduğu hesaplara dahil edilmiştir. Kondenser ve evaporatöre bağlı olan yük ve kaynak çevrimlerindeki sıcaklıklar ise, çıkış sıcaklıkları arasındaki fark sırasıyla 10 ve 5 °C olacak şekilde belirlenmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompasının 25 °C ortam ısıtması için belirli noktalardaki kabul edilen sıcaklık ve basınç değerleri ile kullanılan akışkan tablo 2.1'de belirtilmiştir. 2 noktasındaki kompresör çıkış sıcaklığı ise hesaplanarak elde edilmiştir.

Tablo 2.1. 25 °C Ortam ısıtması için alınan sıcaklık ve basınç değerleri

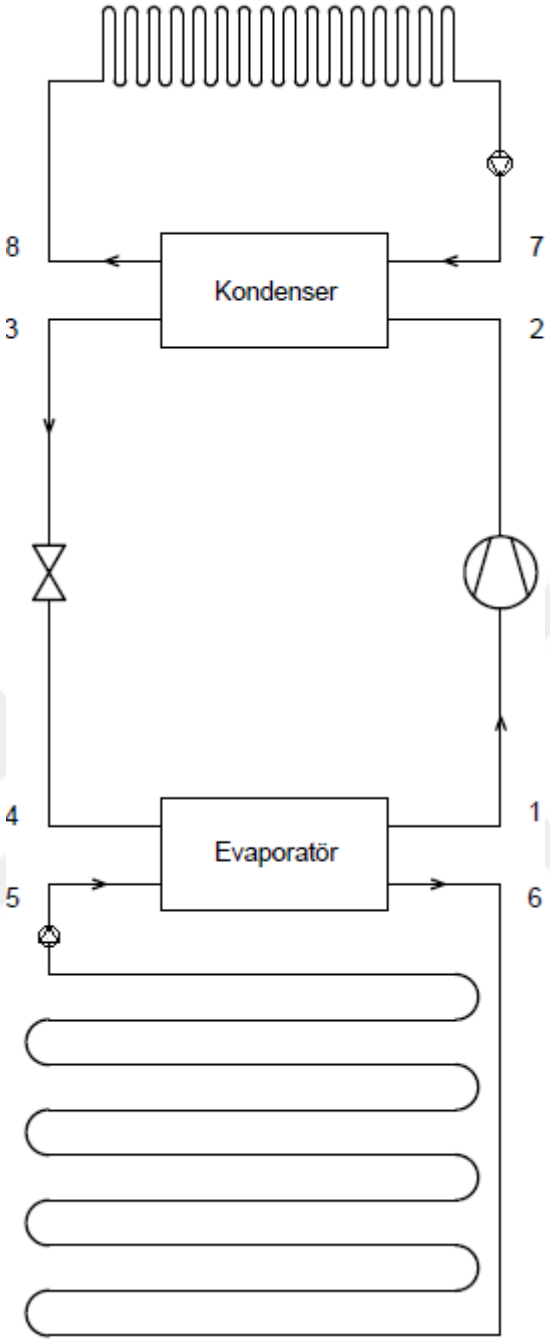
| Noktalar | Akışkan | T (°C) | P (bar) |
|---|---|---|---|
| 0 | R410A | 25 | 1 |
| 0 | Su | 25 | 1 |
| 1 | R410A | 0 | 6,771 |
| 2 | R410A | 88,21 | 30,61 |
| 3 | R410A | 50 | 30,61 |
| 4 | R410A | -5 | 6,771 |
| 5 | Su | 8 | 2 |
| 6 | Su | 5 | 2,5 |
| 7 | Su | 35 | 2 |
| 8 | Su | 40 | 2,5 |

Ekserji analizi için ölü hal şartları da $T_0$=25 °C sıcaklığında ve $P_0$= 1 bar basınç olarak kabul edilmiştir. Aynı zamanda borulardaki basınç kayıpları ile yük ve kaynak hatlarındaki pompalardan kaynaklı ekserji yıkımları, sıcaklık artışı vb. diğer kayıplar da ihmal edilmiştir.

Birinci yasa analizi kapsamında, analiz edilen ısı pompasının entalpi ve entropi değerleri belirlenmiş, varsayılan kompresör izantropik verimi karşılığında kompresör çıkış sıcaklığı ve entalpisi hesaplanmış, COP değeri ve hatlardaki debi değerleri hesaplanmış ve sonrasında bazı parametrelerin değişimine göre performansın ne yönde etkilendiği incelenmiştir.

İkinci yasa analizi kapsamında ise; entalpi, entropi ve ölü hal durumundaki entalpi ve entropi değerleri kullanılarak öncelikle her noktadaki özgül ekserji değerleri hesaplanmıştır. Sonrasında, debiye göre ekserji geçişleri hesaplanmış ve her eleman için ayrı ayrı ekserji yıkımları ve buna bağlı olarak ekserji verimleri de hesaplanmıştır. Bu değerler bulunduktan sonra parametrik çalışma yapılarak kompresör giriş sıcaklığı, kondenser çıkış sıcaklığı, izantropik verim gibi parametrelerin ilgili elemanların ve ısı pompası sisteminin performansına olan etkisi de incelenmiştir.

Toprak kaynaklı ısı pompasının ana elemanlarını, toprak kaynağı tarafını ve yük tarafını şematik olarak gösteren bir çizim de Şekil 2.4'te verilmiştir. Bu çizim üzerinde, tablolarda da mevcut bulunan belirli noktalar kontrol hacimlerine giriş ve çıkışı temsil etmek üzere numaralandırılmıştır.




Şekil 2.4. Analiz edilen toprak kaynaklı ısı pompasının şematik gösterimi

## 2.4. EES Programı

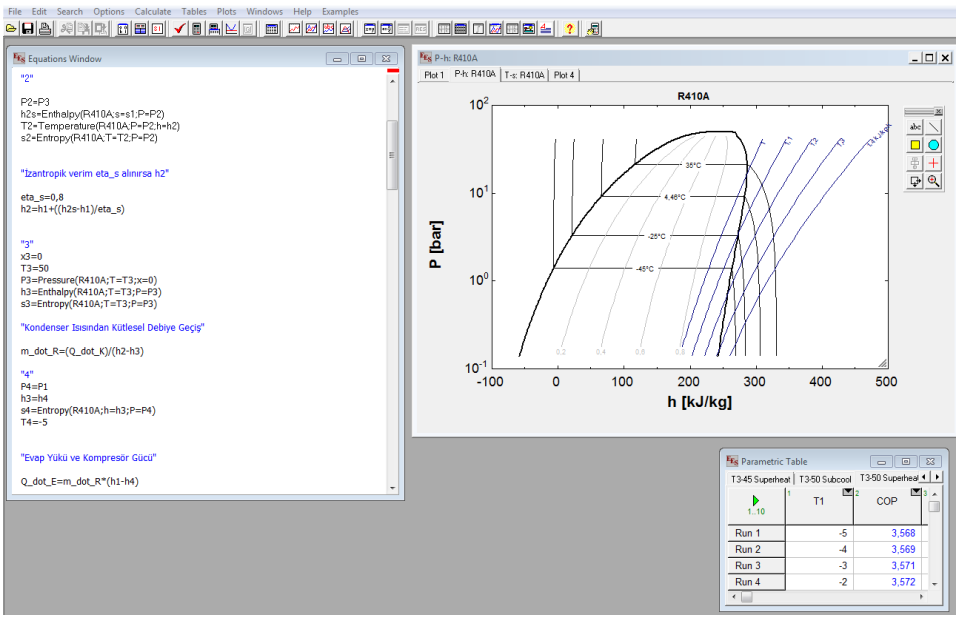
EES kısaltması ile piyasada bulunan Engineering Equation Solver isimli program, bir çeşit denklem çözücü program olmakla beraber termodinamik açıdan işlevselliği çok yüksektir. Öyle ki, EES programı, termodinamik çevrimlerde kullanılan birçok soğutucu akışkanın entalpi, entropi, özgül hacim vb. birçok özelliğini içerisinde

barındırmaktadır. Böylece hesaplamalar yapılırken bu tür termodinamik özellikleri doğrudan veri tabanından çekebilmektedir ve kolaylık sağlamaktadır.

EES programının kendine özgü bir kod yazım sistemi bulunmaktadır ve kullanıcı değişkenleri kendi isteği doğrultusunda atayabilmektedir ve bunların çıktısı olarak işlem yaptırabileceği gibi herhangi bir terimi herhangi bir istenen malzemenin istenilen özelliği olarak da atayabilmektedir. Aynı zamanda veri tabanında bulunan malzeme özellikleri de istendiği takdirde görülebilir ve kullanılabilir.

Programın önemli bir özelliği de, parametrik olarak yapılan hesapları daha da pratik ve hızlı bir hale getirmesi ve bu sebeple zamandan da tasarruf sağlayarak sonuçları daha hızlı almaya ve gerekirse bu sonuçları görsel olarak grafik veya diyagramlara dökebilmesidir.

Şekil 2.5'te EES programının ara yüzünden bir görüntü bulunmaktadır. Kod yazım sayfası ve aynı zamanda çeşitli soğutucu akışkanların T-s veya logP-h diyagramlarına da ulaşılabilmektedir. Aynı zamanda çeşitli tablolar ve çizelgeler çıkarılabilmekte ve parametrik hesaplamalar da yapılabilmektedir. Bu nedenle termodinamik hesaplamalar için kullanışlı bir programdır.




Şekil 2.5. EES programından bir ara yüz görüntüsü

# 3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Toprak kaynaklı ısı pompasının analizi, termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre ısıtılan ortam sıcaklığı 25 °C'de tutulacak şekilde yapılmıştır. Bu bölümde, yapılan enerji ve ekserji analizlerinin bulguları ve bazı parametrelerin birinci ve ikinci yasa performansına olan etkileri yer almaktadır.

## 3.1. Enerji Analizi

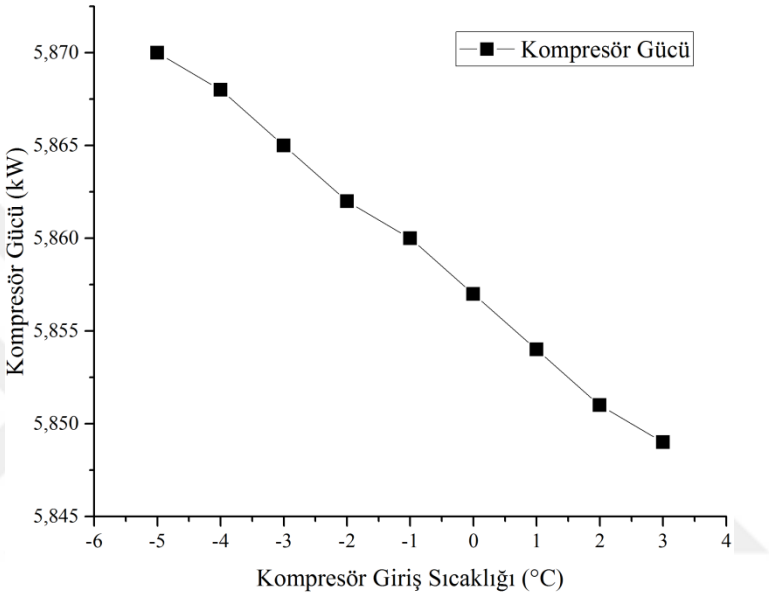
Isıtılan ortam sıcaklığının 25 °C olması durumunda, 20 kW'lık bir ısı geçişi de sağlandığı takdirde, toprak kaynaklı ısı pompası, daha önceki bölümde de verilen kabul edilen şartlar doğrultusunda kompresörden 5,857 kW güç çekerek 3,42 değerinde bir ısıtma tesir katsayısına sahip olmaktadır. Hesaplanan kompresör çıkış sıcaklığı ise 88,21 °C'dir. Tablo 3.1'de tüm noktalar için analizin sonuçları yer almaktadır.

Tablo 3.1. Enerji analizi bulguları

| Noktalar | Akışkan | T (°C) | P (bar) | m (kg/s) | h (kJ/kg) | s (kJ/kgK) | W (kW) | COP |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | R410A | 25 | 1 | | 321,1 | 1,412 | 5,86 | 3,415 |
| 0 | Su | 25 | 1 | | 104,8 | 0,3669 | | |
| 1 | R410A | 0 | 6,771 | 0,1015 | 285,2 | 1,078 | | |
| 2 | R410A | 88,21 | 30,61 | 0,1015 | 342,9 | 1,118 | | |
| 3 | R410A | 50 | 30,61 | 0,1015 | 145,9 | 0,5183 | | |
| 4 | R410A | -5 | 6,771 | 0,1015 | 145,9 | 0,5584 | | |
| 5 | Su | 8 | 2 | 1,126 | 33,8 | 0,1213 | | |
| 6 | Su | 5 | 2,5 | 1,126 | 21,27 | 0,07625 | | |
| 7 | Su | 35 | 2 | 0,9556 | 146,8 | 0,5049 | | |
| 8 | Su | 40 | 2,5 | 0,9556 | 167,7 | 0,5722 | | |

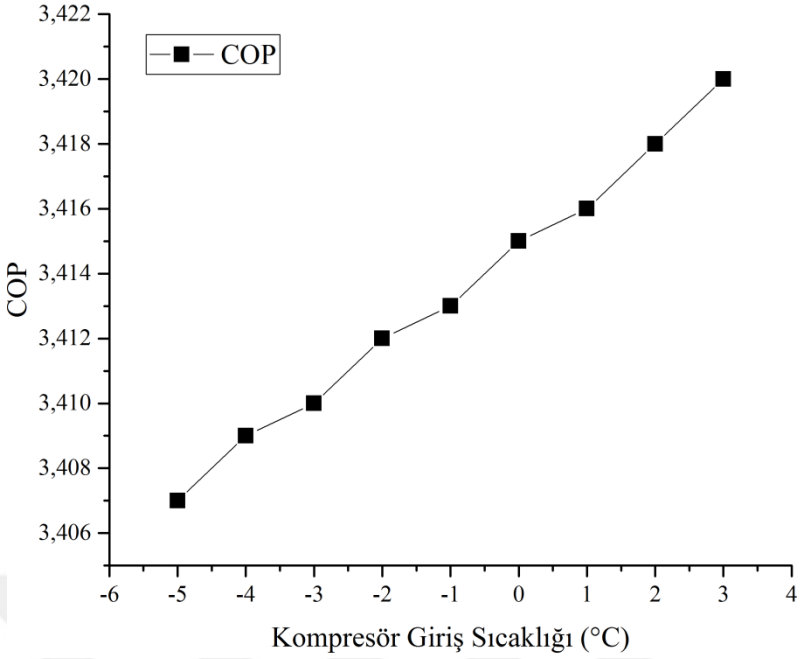
### 3.1.1. Kompresör giriş sıcaklığının enerji performansına etkisi

Birinci yasa analizi açısından, kompresör giriş sıcaklığının harcanan kompresör gücüne ve dolayısı ile ısıtma tesir katsayısına (COP) etkisi bu bölümde incelenmiştir. Kompresör girişindeki sıcaklık arttığı takdirde kompresörün çektiği gücün az da olsa azaldığı ve buna karşılık ısıtma tesir katsayısının da (COP) hafif bir artış gösterdiği gözlenmiştir. Bu durumlar sırasıyla şekil 3.1 ve 3.2'de gösterilmiştir.




Şekil 3.1. Kompresör giriş sıcaklığının kompresör gücüne etkisi

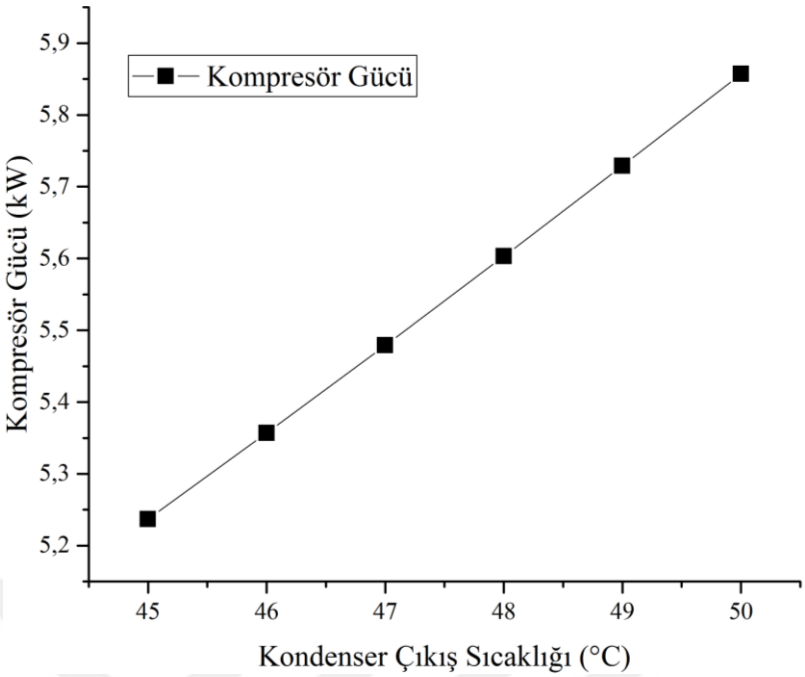
Kompresörün harcadığı güçteki düşüş, aktarılan ısı debisi aynı olduğu için ısıtma tesir sayısında bir yükseliş sağlayacaktır.




Şekil 3.2. Kompresör giriş sıcaklığının COP üzerindeki etkisi

### 3.1.2. Kondenser çıkış sıcaklığının enerji performansına etkisi

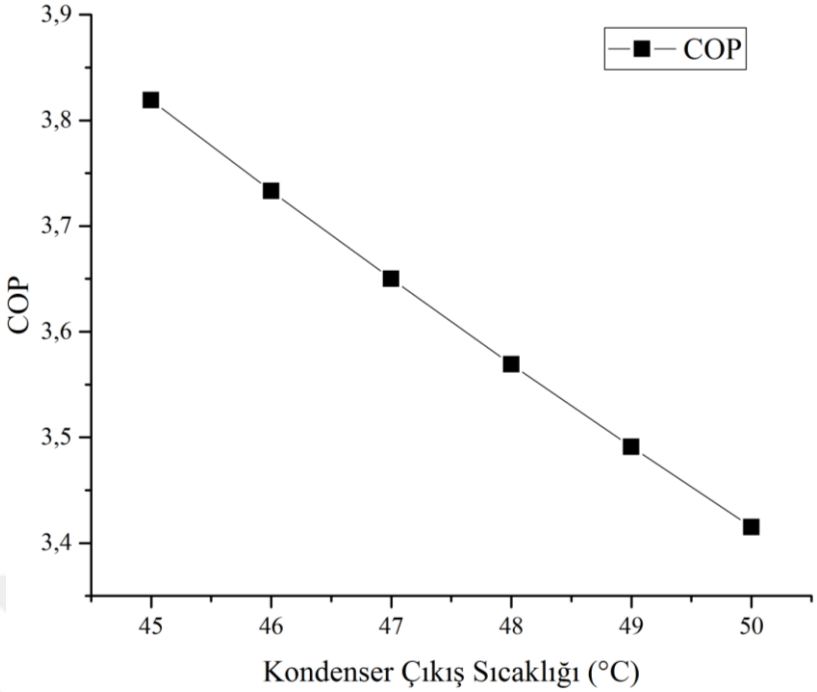
Kondenser çıkış sıcaklığı 50 °C'den kademeli olarak 1'er derece farkla azaltıldığında, bunun ısıtma tesir katsayısına katkısı olduğu gözlenmiştir. Bu sayede kompresörün çektiği güç de azalmaktadır. Şekil 3.3 ve 3.4'te bu artış ve azalış durumları görülmektedir.




Şekil 3.3. Kondenser çıkış sıcaklığının kompresör gücüne etkisi

Kondenser çıkışında tam olarak doymuş sıvı olan soğutucu akışkanın sıcaklığının 5 ila 10 dereceye kadar azaltılması, akışkan sıkıştırılmış sıvı fazına geçmesini sağlar. Böylece soğutucu akışkandan daha da fazla ısı çekilebilmektedir.

Kompresörün harcadığı gücün azalması, yine giriş sıcaklığında olduğu gibi burada da ısıtma tesir katsayısını artıracaktır. Böylece, ısı pompası sistemi, 20 kW'lık ısıtma yapmak için daha az enerji harcayacak ve böylece daha verimli bir hale gelecektir. Ancak pratik durumlarda, ısı değiştirgeçlerindeki ısı transferi, ısı değiştirgecinin boyutlarına bağlı olmakla beraber mükemmel seviyelerde veya verimlilikte olmayabilmektedir.

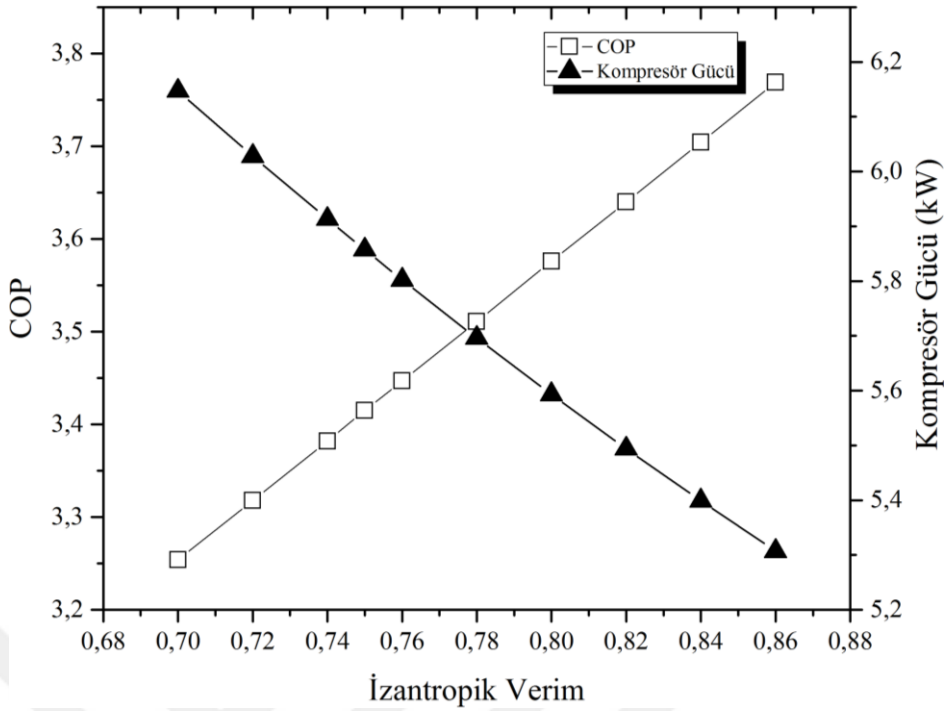



Şekil 3.4. Kondenser çıkış sıcaklığının COP üzerindeki etkisi

Kondenser çıkışında aşırı soğutma yapıldığı takdirde, ısı pompasının COP değeri, 3,4 seviyelerinden 3,8 seviyesinin üzerine doğru çıkabilmektedir. Bu da, ısı pompasının birim zamanda harcadığı elektrik enerjisine karşılık olarak daha fazla ısıtma yapabilmesi veya başka bir deyişle aynı miktarda ısıtmayı yapabilmesi için daha az enerji harcaması anlamına gelmektedir.

### 3.1.3. Kompresör izantropik veriminin enerji performansına etkisi

Birinci ve ikinci yasa hesaplamalarının tümünde kompresörün izantropik verimi %75 olarak alınmıştır. Ancak kompresörün izantropik veriminin, sistemin enerji verimliliğinde önemli bir payı olduğu hesaba katılarak, kompresördeki kayıpların ve tersinmezliklerin sistem performansına olan etkisi incelenmiştir. Bu nedenle kompresörün izantropik verimi %70'den %86'ya kadar artırılarak bu durumun COP ve kompresörün harcadığı enerjiye olan etkisinin büyüklüğünü görebilmek adına hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda çizilen grafikler de Şekil 3.5'te görülebilmektedir.




Şekil 3.5. Kompresör izantropik veriminin COP ve kompresör gücüne etkisi

Yapılan hesaplamalarda kabul edilen izantropik verim %75 idi. Ancak pratikte bu durum %75 seviyesinin üstünde veya altında olabileceği için, izantropik verim ile parametrik hesaplamalar, kabul edilen izantropik verimin daha aşağısında ve daha yukarısındaki verim değerleriyle yapılmıştır. Böylece, daha geniş bir skalada gerçekçi sonuçlar alınması sağlanmıştır. İzantropik verim %70 seviyesine doğru düştüğünde, COP değeri 3,25; %86 seviyesine doğru çıktığında ise 3,77 değerlerine ulaşabilmektedir. Isıtma tesir katsayısı (COP) üzerinde, izantropik verimin hatırı sayılır bir etkisinin bulunduğu bu hesaplamalar sonucu görülmüştür.

İzantropik verim düştükçe, kompresörün ihtiyaç duyduğu elektrik gücü artmaktadır. Öyle ki, %70 izantropik verime sahip olan bir kompresör, söz konusu şartlarda yaklaşık 6,15 kW bir güce gereksinim duyarken, izantropik verim %86 olması halinde gereksinim duyacağı güç 5,31 kW düzeyine gerilemektedir. Böylece, izantropik verimin %70 olması ile %86 olması arasındaki fark, 840 W gibi hatırı sayılır bir güç tasarrufu sağlayabilmektedir. Konutlar için 1 kWh elektrik enerjisinin dağıtım bedeli dahil ve vergiler hariç olmak üzere yaklaşık 0,335 TL maliyetinin olduğu düşünülürse, kompresördeki bu 0,84 kW'lık güç tasarrufu, günde 8 saat çalışan bir ısı pompası kompresörü düşünüldüğünde yaklaşık 63,50 TL tasarruf

sağlayabilecektir. Vergiler de dahil edildiğinde bu rakam yaklaşık 71,10 TL olmaktadır. Bu da, seçilen veya imal edilen kompresörün izantropik veriminin önemini vurgulamaktadır.

### 3.2. Ekserji Analizi

Termodinamiğin birinci yasasına göre yapılan enerji analizi, ısı pompasının toplam enerjisini korumasından ve ne kadar miktar enerji alıp bunun ne kadarını ısıya dönüştürebildiği gibi sonuçları ortaya çıkarmıştır. Aynı zamanda COP kavramı ile kompresöre verilen elektrik enerjisinden kaç kat daha fazla ısıtma yapabildiği de hesaplanabilmektedir. Ancak termodinamiğin birinci yasasına göre, bu ısı pompasının ve elemanlarının aldığı enerjinin ne kadarlık bir kısmını yararlı işe çevirebildiği veya başka bir deyişle enerjisinin kalitesi ve ne kadarlık bir iş potansiyeline sahip olduğu belirlenememektedir. Ekserji analizi ile birlikte, toprak kaynaklı ısı pompasının ve her bir elemanının ne kadarlık bir iş potansiyeli olduğu ve iş potansiyelinin ne kadarını yıktığı hesaplanmıştır. Ayrıca farklı parametrelerin değişimi ile bu iş potansiyelinin, yani ekserji veriminin veya yıkımının büyüklüğünün değişimi hesaplanmıştır.

Isı pompasının verilen şartlar altında, öncelikle entalpi ve entropi değerleri de kullanılarak her noktadaki özgül ekserji değerleri hesaplanmış ve bunlar daha sonra kütlesel debi ile çarpılarak her noktadaki birim zamandaki ekserji geçişi hesaplanmıştır. İki nokta arasındaki TKIP elemanı da bir kontrol hacmi olarak alınarak her eleman içerisinde oluşan ekserji yıkımı ve bununla birlikte ekserji verimleri de hesaplanmıştır. Sonrasında, tüm bu hesaplanan ekserji verimi, ekserji yıkımı değerlerinin çeşitli parametrelerin değişimine göre nasıl ve ne ölçüde değiştiği incelenmiştir.

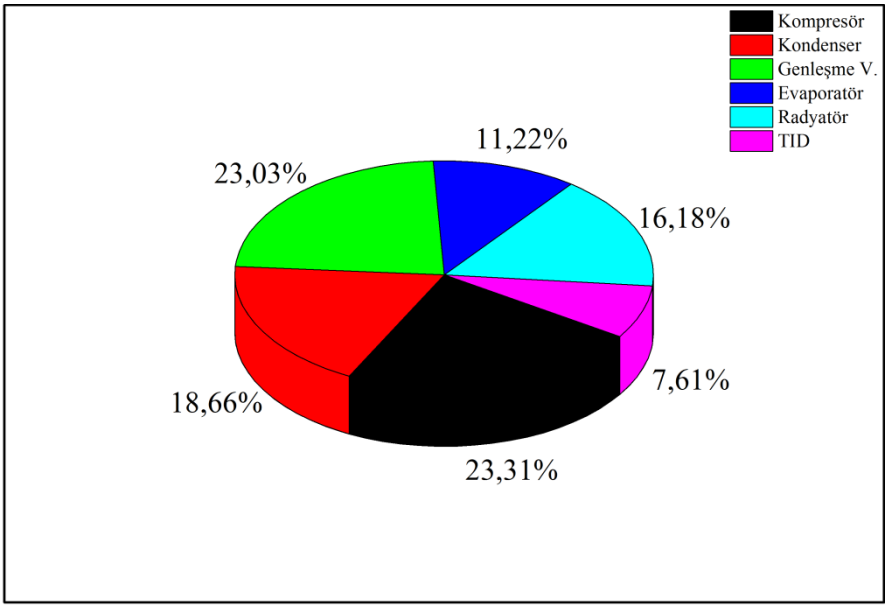
Isıtılan ortam sıcaklığı 25 °C olarak kabul edilmekle beraber, ortalama toprak sıcaklığı da 13 °C olarak alınmıştır. Böylelikle 13 °C sıcaklıktaki düşük sıcaklık ısı kaynağından 25 °C'deki yüksek sıcaklık ısı kuyusuna ısı atan bir ısı pompasının, ikinci yasaya göre olabilecek maksimum COP değeri de hesaplanmış ve asıl COP değeri bu değer ile oranlandığında ısı pompasının ekserji verimi ortaya çıkmıştır.

Toprak kaynaklı ısı pompasının elemanlarının her bir noktasındaki entalpi, entropi, özgül ekserji, ekserji debisi gibi değerler de Tablo 3.2'de belirtilmiştir.

Tablo 3.2. Ekserji analizi bulguları

| Noktalar | Akışkan | T (°C) | P (bar) | m (kg/s) | h (kJ/kg) | s (kJ/kgK) | ψ (kJ/kg) | Ex (kW) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | R410A | 25 | 1 | | 321,1 | 1,412 | | |
| 0 | Su | 25 | 1 | | 104,8 | 0,3669 | | |
| 1 | R410A | 0 | 6,771 | 0,1015 | 285,2 | 1,078 | 63,78 | 6,4737 |
| 2 | R410A | 88,21 | 30,61 | 0,1015 | 342,9 | 1,118 | 109,4 | 11,1041 |
| 3 | R410A | 50 | 30,61 | 0,1015 | 145,9 | 0,5183 | 91,32 | 9,2690 |
| 4 | R410A | -5 | 6,771 | 0,1015 | 145,9 | 0,5584 | 79,38 | 8,0571 |
| 5 | Su | 8 | 2 | 1,126 | 33,8 | 0,1213 | 2,209 | 2,4873 |
| 6 | Su | 5 | 2,5 | 1,126 | 21,27 | 0,07625 | 3,092 | 3,4816 |
| 7 | Su | 35 | 2 | 0,9556 | 146,8 | 0,5049 | 0,7864 | 0,7515 |
| 8 | Su | 40 | 2,5 | 0,9556 | 167,7 | 0,5722 | 1,678 | 1,6035 |

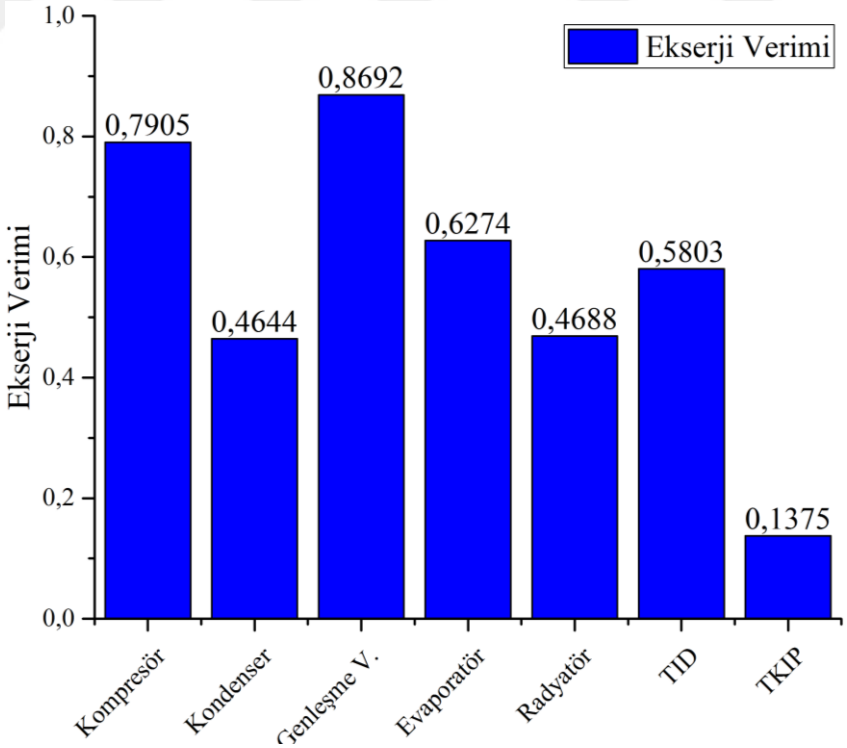
Her bir eleman için ayrı ayrı hesaplanan ekserji kayıpları, söz konusu değerler üzerinden hesaplanmıştır ve Şekil 3.6'da her elemanın ekserji yıkımı ve bunların sistemin toplam ekserji yıkımı içerisindeki yüzdesi belirtilmiştir. Ekserji yıkımı, elemanların birbiri arasındaki performansını kıyaslamada kullanışlı bir araçtır.




Şekil 3.6. TKIP elemanlarının ekserji yıkımları ve yüzdeleri

Sistemdeki toplam ekserji yıkımı düşünüldüğünde ekserji yıkımının en çok olduğu eleman kompresör olmakla birlikte, genleşme valfi de yüksek basınçtaki akışkanı bir anda düşük bir basınca kıstığı için büyük bir ekserji yıkımı gerçekleştirmektedir. Ekserji yıkımının en düşük olduğu bölüm ise toprak ısı değiştirgeci (TID) olarak görünmektedir. Ekserji yıkımının toprak ısı değiştirgecinde daha düşük olmasının sebebi, herhangi bir hal değişimi olmamakla birlikte akışkanın düşük ve birbirine yakın sıcaklıklarda hareket etmesi ve bu nedenle entalpi ve entropi değişim miktarının daha az olmasından kaynaklanmaktadır. Radyatör ısıtmasında da benzer bir durum söz konusudur.

Ekserji verimliliği ise, çeşitli şekillerde tanımlanabilmesine ve termodinamik olarak tam ve kesin bir yargı ile belirlenmiş olmamasına rağmen, temelde, herhangi bir elemanın sahip olduğu iş potansiyelinin ne kadarını kullanıp faydalı işe çevirdiğini göstermektedir. Tersinmezlikler ve kayıplar olduğu için hiçbir zaman %100'e ulaşamamaktadır. Şekil 3.7'de ısı pompasının 6 ana elemanının ve toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji verimleri yer almaktadır.




Şekil 3.7. TKIP elemanlarının ve sistemin ekserji verimleri

Ekserji verimliliği en yüksek olan eleman, beklendiği üzere genleşme elemanı olarak görünmektedir. Kondenser ise, ekserji verimi en düşük eleman olarak yer almakta ve

iyileştirmeye açık bir durumda bulunmaktadır. Ayrıca ekserji yıkımı da yüksek bir seviyededir.

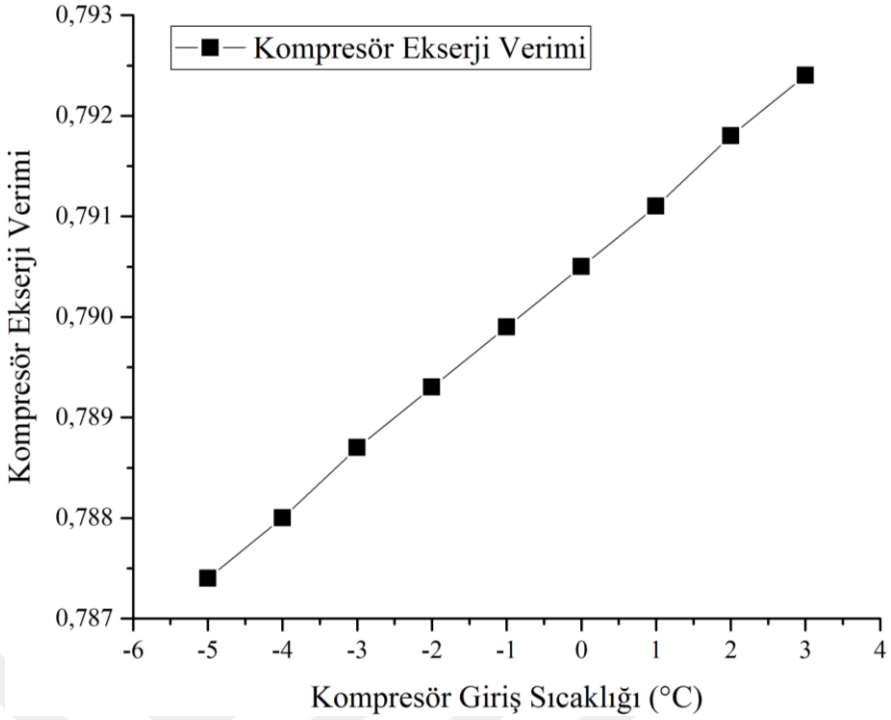
Kompresörün ekserji verimi %79 dolaylarında bulunmaktadır. Bu da, kompresör tek başına düşünüldüğünde kendisine sağlanan enerjinin %79'luk bir kısmını faydalı işe çevirdiği anlaşılmaktadır. Geriye kalan %21'lik kısmı ise, tersinmezlikler ve kayıplar nedeniyle işe çevirememektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji verimi ise, %13,75 ile oldukça düşük görünmesine rağmen ısı pompaları için olağan bir değerdedir. Öyle ki, ısı pompalarının ikinci yasa verimi, sahip oldukları ısıtma tesir katsayısının ideal ve tersinmez şartlarda sahip olabilecekleri maksimum teorik ısıtma tesir katsayısına oranlanmasıyla elde edilir ve bu da ısı pompasının etkinliğinden ne kadar faydalanıldığını göstermekte ve aynı zamanda performansa ve iyileştirmeye bir referans bakış açısı oluşturmaktadır. Her ne kadar yüzdelik olarak verim düşük görünse bile, ısı pompası yerine bir doğrudan elektrikli ısıtıcı kullanılmış olsaydı, ikinci yasa verimi çok daha düşük bir seviyede kalacaktı.

### 3.2.1. Kompresör giriş sıcaklığının ekserji performansına etkisi

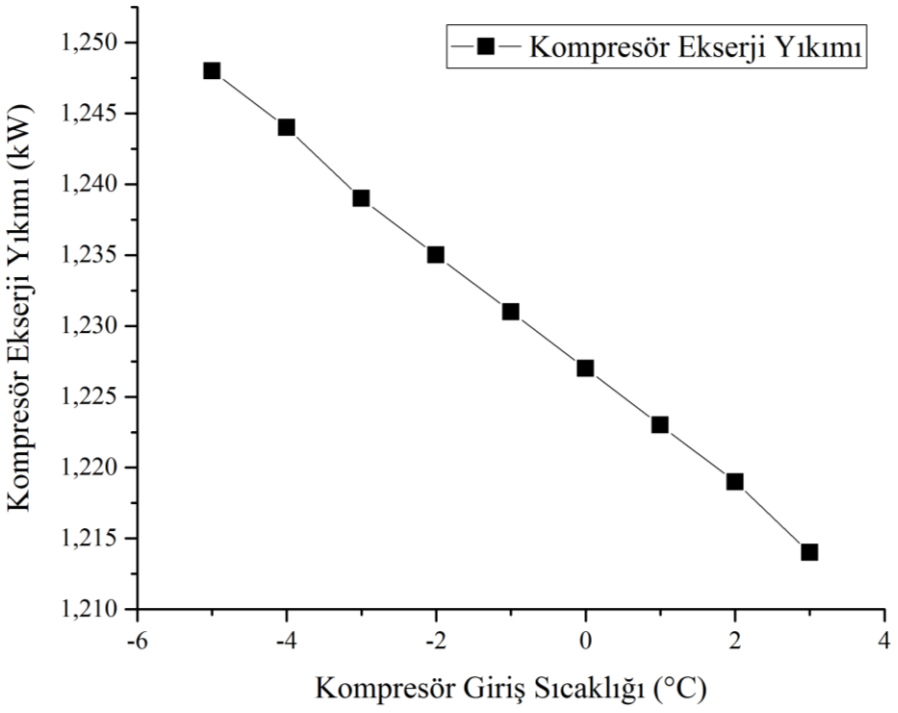
Kompresör giriş sıcaklığı, enerji verimine olduğu gibi ekserji verimine de etki etmektedir. Kompresör giriş sıcaklığının artması, hem kompresöre ıslak buhar girmesini önleyecek, hem de kompresörün sıkıştırma işi için harcayacağı gücü azaltacaktır. Ancak bunun aşırı artmasının da hem malzeme hem çalışma durumu, yağ sıcaklığı vb. durumlar için zararları olacaktır. Bu nedenle pratik uygulamalarda da kompresör girişinde birkaç derecelik aşırı kızdırma yapılabilmektedir. Kompresör giriş sıcaklığının kompresörün ekserji verimine olan etkisi Şekil 3.8'de görülmektedir.

Kompresördeki ekserji yıkımı da, artan birkaç derecelik sıcaklık ile kompresöre giren ekserji miktarı daha fazla olacağı için azalmaktadır. Ekserji yıkımının azalması, ekserji verimliliğinin artmasında olduğu gibi sağlanan sabit bir enerji miktarından daha fazla yararlanılabildiğini göstermektedir. Bu durum da Şekil 3.9'da görülmektedir.



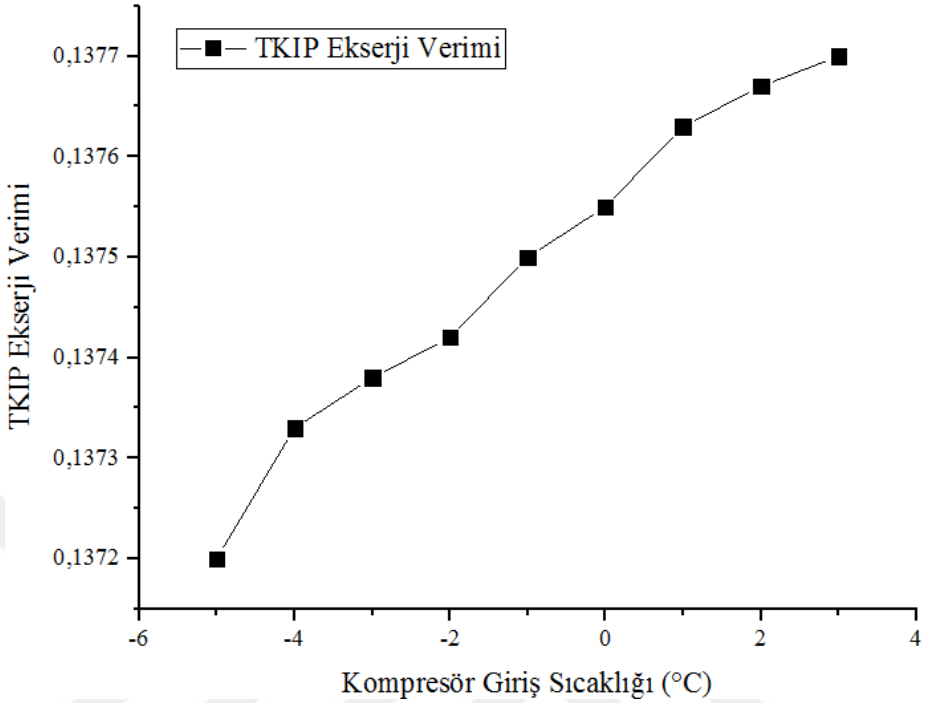

Şekil 3.8. Kompresör giriş sıcaklığının kompresör ekserji verimine etkisi

Dokuz farklı giriş sıcaklık değerinde hesaplanan ekserji veriminin sıcaklık arttıkça arttığı, ekserji yıkımının da buna paralel 0,04 kW kadar azaldığı gözlenmiştir.




Şekil 3.9. Kompresör giriş sıcaklığının kompresör ekserji yıkımına etkisi

Kompresör giriş sıcaklığının, az da olsa ısı pompasının ekserji verimine de etkisi bulunmaktadır. Bu durum da Şekil 3.10'da verilmiştir.



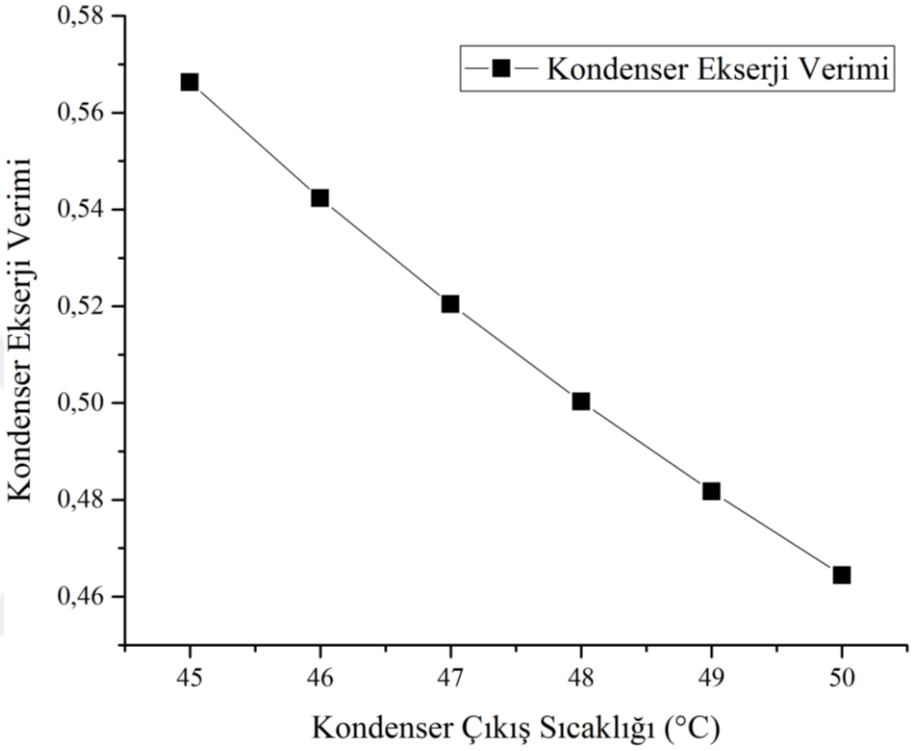

Şekil 3.10. Kompresör giriş sıcaklığının TKIP ekserji verimine etkisi

Belirtildiği üzere, toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji verimi, kompresör sıcaklığıyla beraber azalan bir artış göstermektedir ve artış miktarı çok az bir seviyededir. Sistemin verimi, kompresör giriş sıcaklığı 5 °C'lik bir kızdırma ile 0 °C iken %13,75 iken bu sıcaklık -5 °C'ye gerilediğinde %13,72; +3 °C'ye çıktığında ise yalnızca %13,77 seviyesinde bulunmaktadır.

### 3.2.2. Kondenser çıkış sıcaklığının ekserji performansına etkisi

Kondenser çıkış sıcaklığının birkaç derecelik azalması, performansa olumlu yönde etki etmiştir. Kondenser içerisinde meydana gelen ısı aktarımı ne kadar iyi bir şekilde gerçekleşirse, kondenser ekserji verimi de o derece yükselmektedir. Elbette burada da belirli limitler aşılamamaktadır. Isı transferinin çok daha iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, yüzey alanının, yani kondenserin büyüklüğünün de artması gerekmektedir. Bu hem maliyet hem de yer açısından sorunlar veya kısıtlamalar doğurabilmektedir.

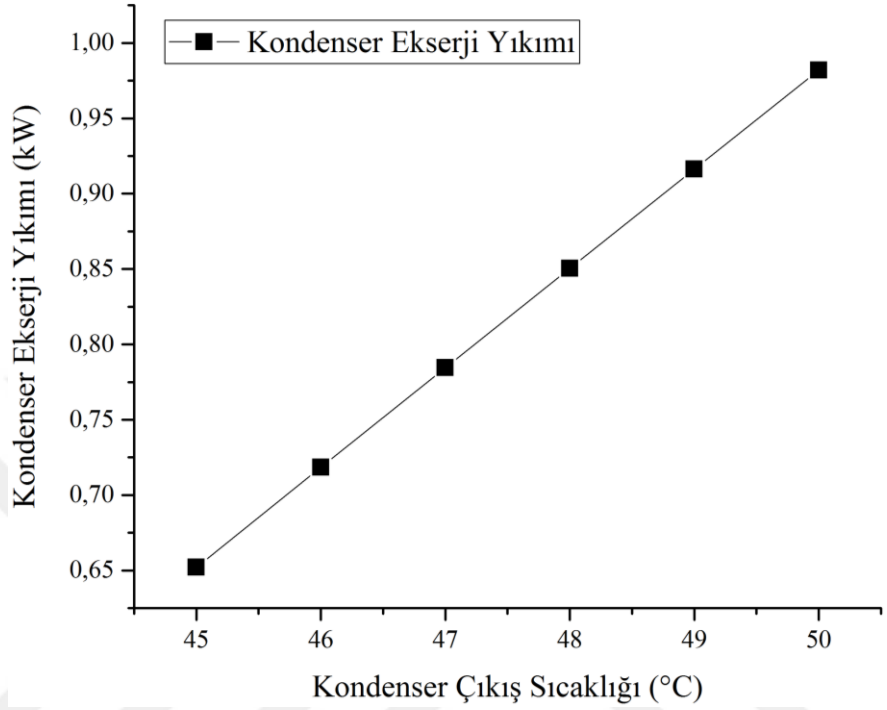
Kondenser ekserji verimi, soğuk akışkanın ekserji artışının sıcak akışkanın ekserji azalışına oranı olarak tanımlanmakta ve buradan yola çıkarak, sıcak akışkanın ekserjisini soğuk akışkana ne kadar çok iletebilirse o derece verimli olmaktadır. Şekil 3.11 ve 3.12'de ekserji veriminin ve ekserji yıkımının kondenser çıkış sıcaklığı ile değişimi görülebilmektedir.




Şekil 3.11. Kondenser çıkış sıcaklığının kondenser ekserji verimine etkisi

Kondenser çıkış sıcaklığı, hesaplamalar yapılırken 50 °C olarak kabul edilmişti ve bu sıcaklıktaki basınç, doyma basıncı olarak alınmıştı. Bir başka deyişle, kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan, doymuş sıvı olarak çıkmaktaydı. Ayrıca yük tarafındaki diğer akışkan ile arasında 10 °C sıcaklık farkı bulunmaktaydı. Bu nedenle, kondenser sıcaklığı 50 °C'den kademeli bir şekilde 1'er °C azaltılarak hesaplamalar tekrar edilmiştir. Bu durumda, kondenserin ekserji verimi %46,44 iken, çıkış sıcaklığı 45 °C olduğu durumda ise %56,63 seviyesine çıkmıştır. Bu artış, ekserji verimliliği açısından yüksek bir değerdir. Bu şekilde kondenserin attığı ısıdan daha fazla yararlanıldığı sonucu da çıkarılabilir.

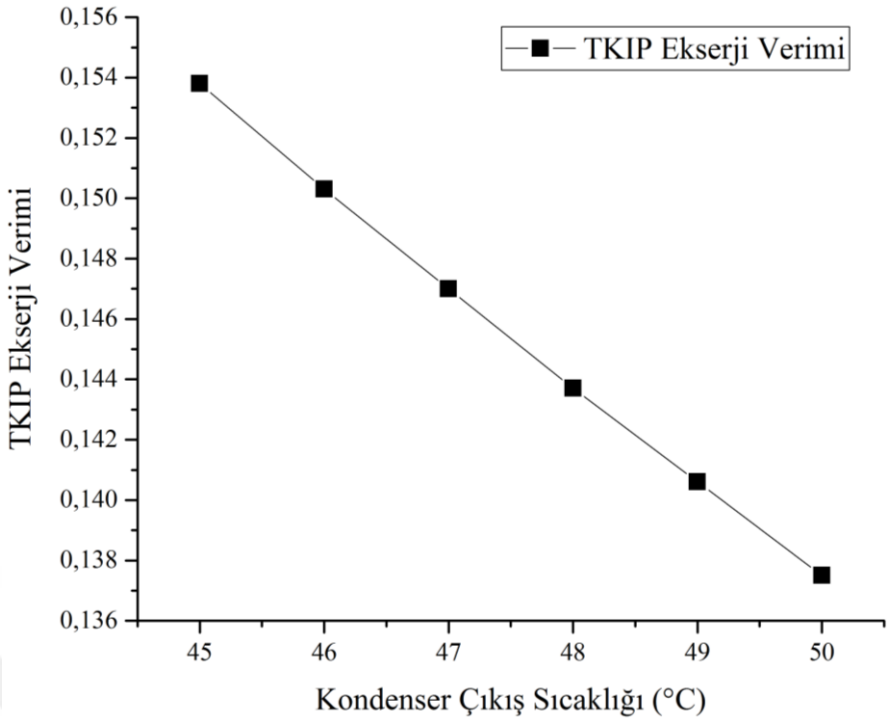
Ekserji veriminin artmasına paralel olarak yine ekserji yıkımının da düşmesi beklenmiştir. Hesaplamalar sonucunda yıkılan ekserjinin de düşen kondenser sıcaklığı karşısında azaldığı görülmüştür.




Şekil 3.12. Kondenser çıkış sıcaklığının kondenser ekserji verimine etkisi

Kondenser çıkışındaki sıcaklık 50 °C'den 45 °C'ye doğru azalırken, 0,9819 kW olan ekserji yıkımı 0,6522 seviyesine gerileyerek %33,6 oranında bir azalma göstermiştir. Bu durum da, daha fazla ekserjinin faydalı iş için kullanılabileceğinin bir göstergesidir.

Kondenserdeki çıkış sıcaklığının düşmesinin analiz edilen toprak kaynaklı ısı pompasının ikinci yasa verimini de etkilemektedir. Öyle ki, kondenser çıkış sıcaklığı düştükçe ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı artmakta, bu da doğrudan tersinir ısıtma tesir katsayısı ile arasındaki farkı azaltmaktadır. Böylece bu oran artmakta, dolayısıyla verim tanımından ötürü ekserji verimi de artış göstermektedir. Şekil 3.13'te bu durum grafik üzerinde de görülebilmektedir.



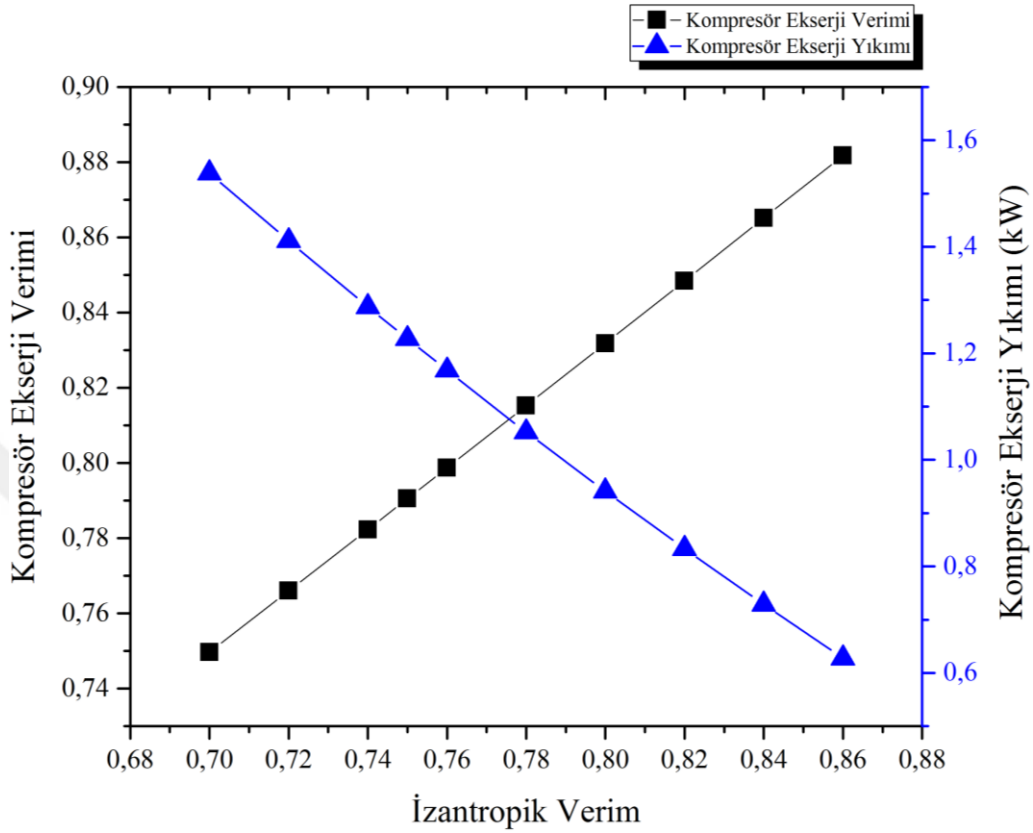

Şekil 3.13. Kondenser çıkış sıcaklığının TKIP ekserji verimine etkisi

Isı pompasının verimi, kondenser çıkış sıcaklığı 50 °C'de iken %13,75 iken 5 °C aşırı soğutma yapıldığı durumda 45 °C'de %15,4 seviyesine çıkarak oldukça iyi bir yükseliş göstermiştir. Pratikte kondenser büyüklüğü vb. kısıtlamalar sebebiyle bu durumun sağlanıp sağlanamayacağı çok kesin bir durum olmamakla birlikte, verimliliği artırma konusunda bir bakış açısı kazandıracağı yadsınamaz bir durumdadır. Kondenserde daha iyi bir ısı transferinin gerçekleşmesi sağlandığında, ısı pompasının da ikinci yasa verimi artacak ve kendisine verilen enerjinin daha büyük bir kısmını faydalı işe, yani ısıtmaya çevirebilecektir. Bu sayede hem enerjiden hem de maliyetten tasarruf sağlanabilecektir.

### 3.2.3. Kompresör izantropik veriminin ekserji verimine etkisi

İzantropik verim ve ikinci yasa verimi kavramları birbirine yakın ve birbirleriyle doğru orantılı kavramlar olmasına rağmen, aralarında bazı farklılıklar bulunmaktadır. Bu sebeple, izantropik verimin ikinci yasa verimine olan etkisinin söz konusu toprak kaynaklı ısı pompası açısından hangi derecelerde veya ne kadarlık bir etkisinin olduğunu inceleyebilmek adına, kabul edilen izantropik verimin üzerinde veya altındaki durumlardaki ikinci yasa veriminin değişimi incelenmiştir.

Şekil 3.14'te kompresör izantropik veriminin kompresörün ekserji verimi üzerindeki etkisi görülmektedir.

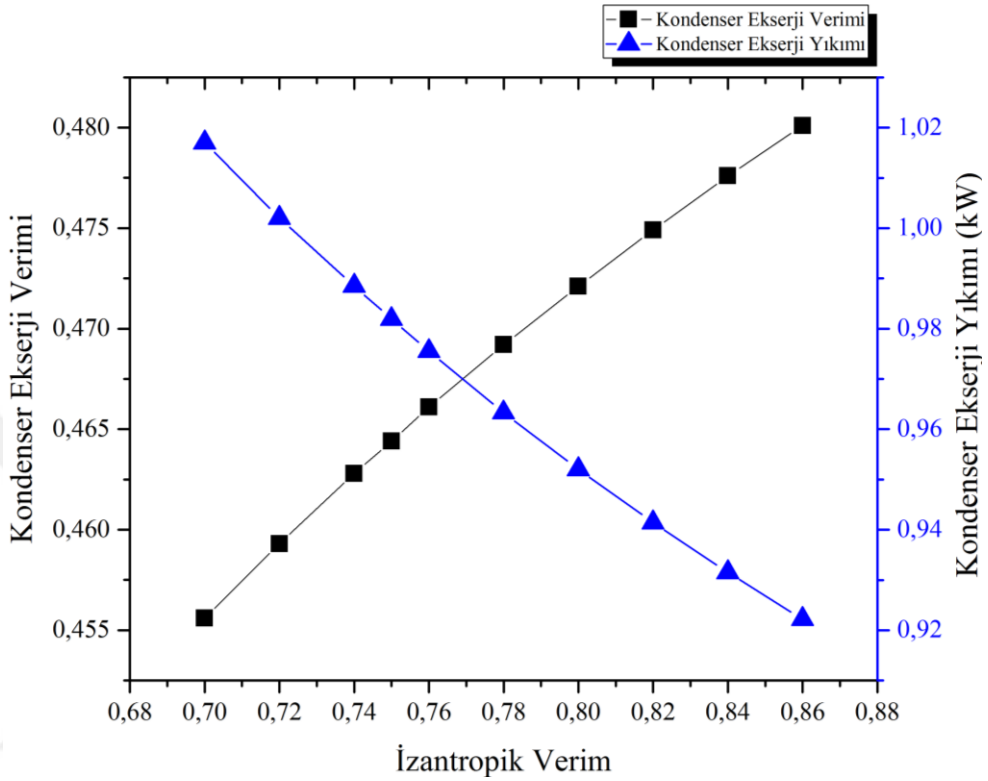



Şekil 3.14. Kompresör izantropik veriminin kompresör ekserji verimine ve ekserji yıkımına etkisi

Hesaplamalarda izantropik verim için kabul edilen değer %75 olup bu değer grafikte belirtilmiştir. Bunun dışında, izantropik verim %70 seviyesinden %86 seviyesine kadar çıkarılıp hesaplamalar yapıldığında, kompresörün ekserji veriminin de arttığı gözlenmiştir. İzantropik verimin %70 olduğu durumda kompresörün ekserji verim %74,9 seviyesinde iken, izantropik verim %86 olduğunda bu değer %88,18 seviyesine çıkmıştır.

Ekserji yıkımı ise benzer şekilde, izantropik verim %70 iken 1,538 kW değerinde iken izantropik verimin %86 seviyesine yükselmesiyle, 0,6274 kW değerine gerilemiştir. Böylece kompresörün yüksek izantropik verime sahip oldukça, faydalı işe çevirebileceği potansiyelini de kaybetmemiş olduğu görülebiliyor. Bu sebeple, kompresörlerin izantropik verimlerinin önemi de bir kez daha ortaya çıkmaktadır.

Kompresörün izantropik veriminin kondenserin ekserji performansına olan etkisi de incelenmiştir. Kondenser ekserji yıkımının ve ekserji veriminin izantropik verimle değişimi Şekil 3.15'te verilmiştir.

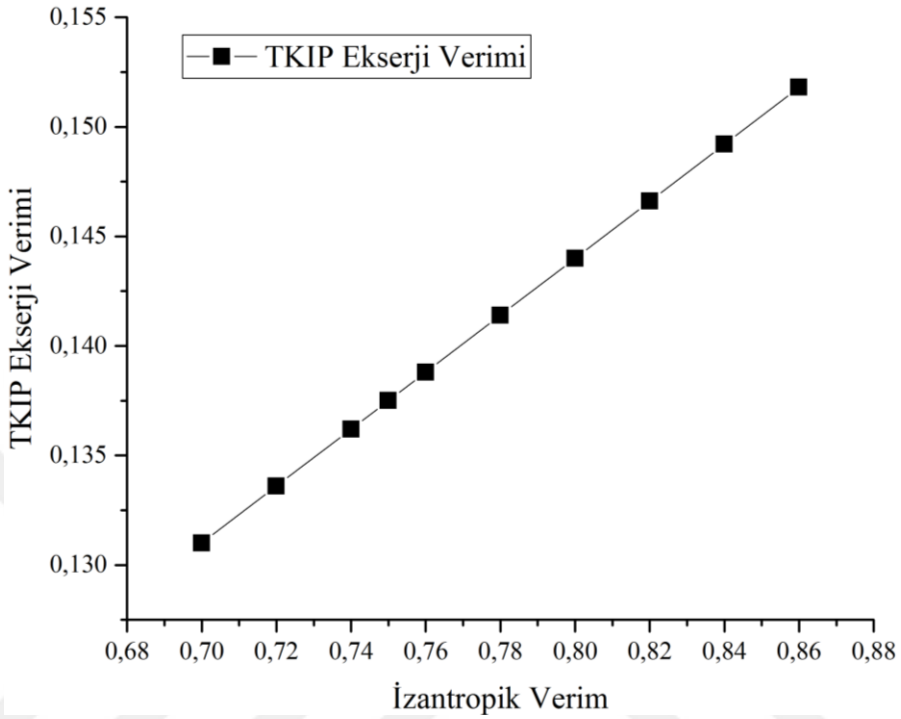



Şekil 3.15. Kompresör izantropik veriminin kondenser ekserji verimine ve ekserji yıkımına etkisi

İzantropik verimin artışı, kondenserin ekserji veriminde de bir artış sağlamaktadır. Şayet kompresörün izantropik verimi %70 seviyesinde olursa, kondenserin ekserji verimi %45,56 olmakta, %75 iken %46,44 olmakta ve %86 iken %48,01 olmaktadır. Kompresördeki artış kadar yüksek olmasa da, kondenserin ekserji veriminde hatırı sayılır bir artış meydana gelmektedir.

Ekserji yıkımında ise durum tam tersi olmakta ve izantropik verim %70 seviyesinde olduğunda 1,017 kW değerinde bir ekserji yıkımı söz konusu iken %75 durumunda 0,9819 kW ve %86 olduğu takdirde de 0,9222 kW değerinde bir ekserji yıkımı olmaktadır. Bu sayede, izantropik verimin yüksek olması yok edilen ekserjinin daha az seviyede tutulmasına, kayıpların daha düşük olması ve ısı transfer performansının yüksek olmasını beraberinde getirmektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompasının ikinci yasa verimine bakıldığında da benzer durum söz konusudur. Şekil 3.16'da izantropik verimin TKIP ekserji verimine etkisi görülmektedir.




Şekil 3.16. Kompresör izantropik veriminin TKIP ekserji verimine etkisi

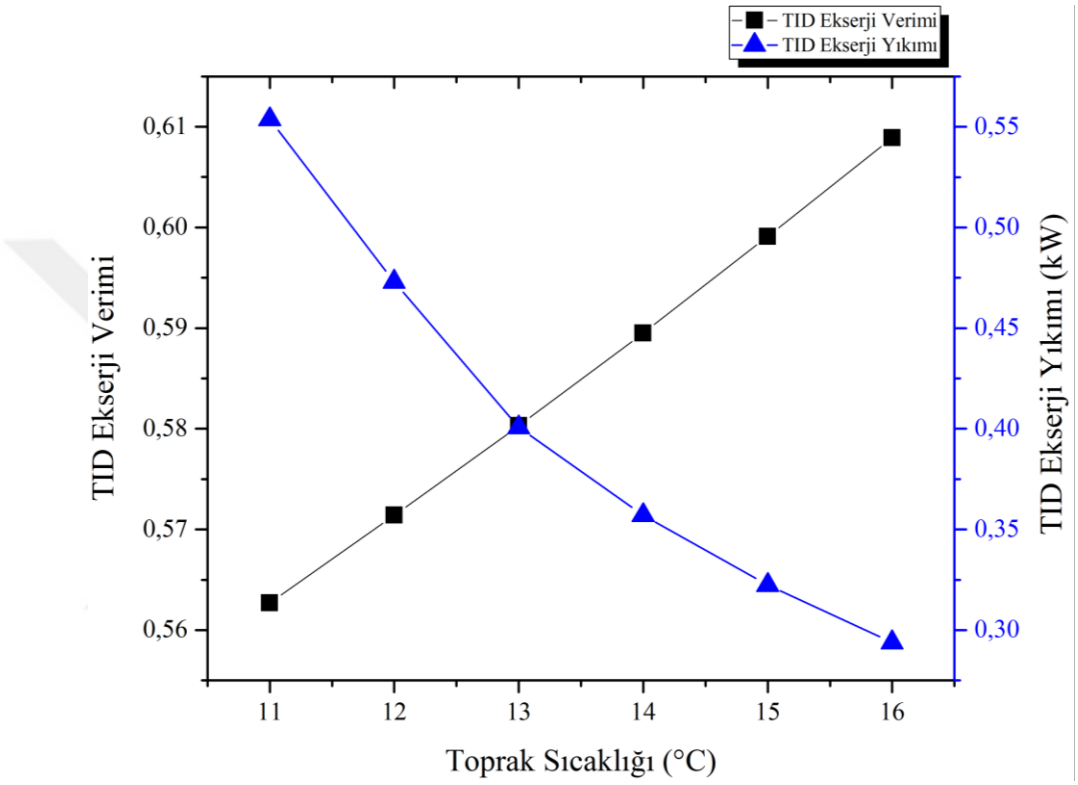
Kompresörün izantropik veriminin artması, ısıtma tesir katsayısını arttırdığından doğrudan toprak kaynaklı ısı pompasının da verimini artıracaktır. Hesaplamalar sonucunda da bu durum gözlenmiştir. İzantropik verim %70 düzeyindeyken TKIP ekserji verimi %13,1; %75 düzeyindeyken %13,75 iken izantropik verim %86 seviyesinde kabul edilip hesaplamalar yapıldığı takdirde sistemin ekserji verimi %15,18 olarak bulunmuştur.

### 3.2.4. Toprak sıcaklığının ekserji performansına etkisi

Toprak sıcaklığının ekserji performansında gerek tersinir COP değerini doğrudan etkilemesinden ötürü, gerekse toprak ısı değiştirgeci ne ısı transfer edebilmesi adına etkisi bulunmaktadır. Çalışma sırasında toprak sıcaklığı 13 °C olarak alınmıştır ancak bu durum konuma ve mevsimlere göre az miktarda değişiklik gösterebilir. Toprak sıcaklıklarının yıl içerisinde çok fazla dalgalanma yapmaması, TKIP kurulumları için de bir avantaj olarak ele alınmaktadır.

Toprak sıcaklıkları, hesaplamalar çerçevesinde 11 °C'den 1 °C artırılarak 16 °C'ye kadar çıkarılmıştır ve toprak ısı değiştirgecinin ve toprak kaynaklı ısı pompasının ikinci yasa verimi ve performansı incelenmiştir.

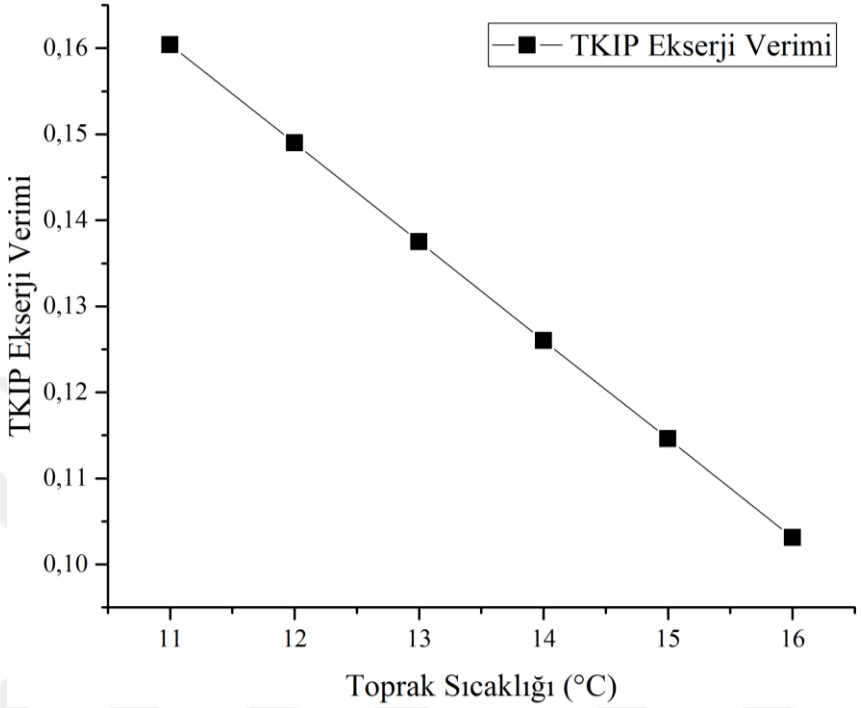
Toprak ısı değiştirgecinin değişen toprak sıcaklıklarına göre ekserji performansı Şekil 3.17'de verilmiştir.




Şekil 3.17. Toprak sıcaklığının TID ekserji performansına etkisi

Toprak sıcaklığı arttıkça, TID ile toprak arasında sıcaklık farkı artacağı için daha iyi bir ısı transferinin sağlanması mümkün olmaktadır. Bu nedenle, diğer koşullar sabit iken toprak sıcaklığının artması, toprak ısı değiştirgecinin de ekserji veriminin artmasını sağlamaktadır. Toprak sıcaklığı 11 °C olduğu takdirde toprak ısı değiştirgecinin ekserji verimi %56,27 olmaktadır. 13 °C toprak sıcaklığında ise %58,03 olan ekserji verimi, toprak sıcaklığı 16 °C'ye çıktığında ise %60,89 seviyesine çıkabilmektedir. Bu üç sıcaklık için ekserji yıkımları da sırasıyla 0,5536 kW, 0,4006 kW ve 0,2938 kW olarak hesaplanmıştır. Yani ekserji yıkımında da hatırı sayılır bir düşüş olmaktadır.

Toprak sıcaklığının artması ve ısıtılan ortam sıcaklığının sabit tutulması, TKIP sisteminin ekserji verimini etkilemektedir. Şekil 3.18'de grafik üzerinde toprak sıcaklığı ile TKIP ekserji verimi ilişkisi görülmektedir.




Şekil 3.18. Toprak sıcaklığının TKIP ekserji verimine etkisi

Toprak sıcaklığının artması, her ne kadar toprak ısı değiştirgecinin verimi üzerinde olumlu bir etki oluştursa da, ısı pompası sistemi üzerinde ısı çekilen kaynağın sıcaklığı yükseldikçe, ekserji verimi düşmektedir. Bunun sebebi, toprak sıcaklığının doğrudan tersinir COP üzerinde etkisinin bulunmasıdır. Isıtılan ortam sıcaklığı da sabit kaldığı için, kaynak ve kuyu sıcaklıkları arasındaki fark azaldıkça tersinir COP değeri yükselmekte ve sabit kalan asıl COP değeri ile oranlandığında ekserji verimi düşmektedir. Toprak sıcaklığı 11 °C iken %16,04 değerinde bir verim hesaplanmıştır. 13 °C olduğu durumdaki hesaplamalar sonucunda %13,75; 16 °C olduğu durumda ise %10,31 gibi bir değerde olduğu görülmüştür.

Toprak sıcaklığının, ısı pompası sisteminin ekserji verimi üzerinde yüksek bir etkisi olduğu söz konusu parametrik hesaplamalardan çıkarılabilmektedir. Toprak sıcaklığı, fazla değişken olmamasına rağmen toprak kaynaklı ısı pompası için önemli bir performans parametresi olarak görülmektedir.

# 4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Isı pompalarının tanıtılması, başlıca özellikleri, önemi ve toprak kaynaklı bir ısı pompasının bazı kabuller yapılarak belirlenen sıcaklık ve basınç değerlerinde termodinamiğin birinci ve ikinci yasası kapsamında incelenmesini konu alan bu çalışmada, belirtilen birinci ve ikinci yasa hesaplamaları yapılmış ve kompresör giriş sıcaklığı, kondenser çıkış sıcaklığı, kompresörün izantropik verimi, toprak sıcaklığı gibi parametreler değiştirilerek bunların enerji ve ekserji performansları üzerindeki etkileri parametrik olarak incelenmiştir. Parametreler değiştirilirken pratik durumlara uygun olmasına dikkat edilmiştir.

Enerji analizi sonucunda, 20 kW ısıtma yüküne sahip olan toprak kaynaklı ısı pompasının kabul edilen sıcaklık ve basınç değerlerinde hesaplamalar yapıldığında, ısıtma tesir katsayısı 3,42 olarak belirlenmiştir. Bu durumda, kompresörden çekilen güç ise 5,86 kW olarak hesaplanmıştır. Parametrik çalışmalar ve hesaplamalar sonucunda, çeşitli ısıtma tesir katsayısı değerleri elde edilmiştir ancak en yüksek değer kondenser çıkış sıcaklığının 45 °C seviyesine azaltılması ile beraber 3,82 seviyesine kadar çıkmıştır. Bu durumda 5,4 kW kompresör gücü harcanması gerektiği de hesaplara yansımıştır. Bu sayede, kondenser çıkış sıcaklığını biraz daha düşürmenin performansa olumlu etkisi olduğu saptanmıştır. Enerji analizi ile beraber aynı zamanda çevrimin, yük tarafının ve kaynak tarafının sahip olduğu akışkanların kütlesel debileri hesaplanmıştır. Ancak yük ve kaynak taraflarındaki çevrimi sağlayan pompalar göreceli olarak daha az güç harcadığı ve sıcaklığı hatırı sayılır bir derecede yükseltmedikleri için hesaplara dahil edilmemişlerdir. Kompresör giriş sıcaklığının etkisi 9 farklı sıcaklık değerinde, kondenser çıkış sıcaklığının etkisi ise 6 farklı sıcaklık değerinde incelenmiştir. Ayrıca enerji analizi kapsamında 10 farklı izantropik verim değerinde de performans etkileri hesaplanmış ve incelenmiştir. Bu değişkenler arasında performanstaki değişimi en çok kondenser çıkış sıcaklığı etkilemiştir.

Belirlenen şartlarda yapılan ekserji analizi hesaplamaları sonucunda ise, toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji verimi %13,75 olarak belirlenmiştir. Sayısal olarak

düşük bir değer olarak görünse de doğrudan elektrik direnci ısıtması ile kıyaslandığında söz konusu toprak kaynaklı ısı pompası iş potansiyelinin çok daha büyük bir kısmını faydalı işe çevirebilmektedir. Aynı sıcaklıktaki bir ısı kaynağından ısı çekip aynı sıcaklıktaki bir ortama ısı atan bir elektrik dirençli ısıtıcının bu durumdaki ekserji verimi yalnızca %4 olacaktır.

Isı pompasındaki yük ve kaynak çevrimlerinde yer alan pompa verimleri hariç 6 ana elemanın ekserji verimleri hesaplandığında, en yüksek verimin olduğu eleman %86,92 ile genleşme valfi, en düşük verimin görüldüğü eleman ise %46,44 ile kondenser olmuştur. Ayrıca radyatör verimi de kondenser verimi değerine yakın olup biraz daha yüksek bir seviyededir. Çevrimdeki kompresörün verimi %79,04 olarak hesaplanmıştır. Ancak buna rağmen, tüm elemanlardaki ekserji yıkımı düşünüldüğünde, toplam ekserji yıkımının en büyük olduğu eleman da yine kompresör olmaktadır.

Hesaplamalar sonucunda, kompresör giriş sıcaklığının birkaç derece artırılmasının kompresörün ve ısı pompasının ekserji verimini arttırdığı görülmektedir. Ayrıca kondenser çıkış sıcaklığının da birkaç derece azaltılmasının kondenserin ve sistemin ekserji verimini kompresör giriş sıcaklığı ile kıyasla daha çok artırdığı ve olumlu etkisinin olduğu görülmüştür.

Isı pompası sistemleri, ısıtma konusunda ilk yatırım maliyetleri yüksek olmasına karşın uzun vadede elektrik enerjisine göre çok daha verimli ve çevreci sistemlerdir. Konut ısıtmasının yanı sıra ticari anlamda alış veriş merkezi vb. büyük ortamların ısıtılmasında veya tarımsal alanlarda sera ısıtılması gibi işlemlerde kullanılması, hem verimlilik hem çevrecilik açısından çok faydalı olabilir. Bunun yanı sıra toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanılması, toprak sıcaklığının fazla dalgalanmaması sebebiyle daha sürdürülebilir bir ısı kaynağı olacağından verimi de hava kaynaklı ısı pompasına göre biraz daha yüksek olacak ve farklı mevsimlerde de kullanılabilecektir. Dahası, toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde dört yollu vana vb. kullanılarak çevrim tersine döndürülebildiği takdirde, ısıtma gibi aynı şekilde soğutma da yapılabilmesi mümkün olacaktır.

Konut ısıtmalarında ise ısı kapasitesi, konutun ihtiyacına göre tek ısı pompasından iki veya daha fazla farklı konuta radyatörler vasıtasıyla dağıtılabilir. Bu da, verimlilik ve kurulum ekonomisi açısından alternatif bir çözüm olarak sunulabilir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarında, topraktan ısı çekmek için sıcaklık 0 °C ve altında olmamak şartıyla su kullanılabilmektedir. Ancak daha düşük sıcaklıklarda ve çok soğuk kış şartlarında toprak tarafında yalnızca su kullanmak mümkün olmamaktadır. Bu nedenle, suyun donmasını engellemek üzere salamura kullanılması daha faydalı olduğu gibi topraktan da daha düşük sıcaklıklarda ısı çekilebilmesine olanak sağlamaktadır. Bu çalışmada, toprak tarafında su kullanılmıştır ancak söz konusu toprak kaynaklı ısı pompasının toprak tarafı çevriminde metanol vb. bir salamura kullanıldığı takdirde, hem verimin artırılması hem de ısı pompasının daha düşük sıcaklıklarda kullanılabilmesi mümkün olabilir.

## KAYNAKLAR


Ally M. R., Munk, J. D., Baxter, V. D., Gehl, A. C., Exergy Analysis of a Two-Stage Ground Source Heat Pump with a Vertical Bore for Residential Space Conditioning Under Simulated Occupancy, *Applied Energy,* 2015, **45**, 502-514.

Bayer P., Saner D., Bolaya S., Rybachc L., Blumd P., Greenhouse Gas Emission Savings of Ground Source Heat Pump Systems in Europe: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 2012, **16**, 1256-1267.

Bi Y., Wang X., Liu Y., Zhang H., Chen, L., Comprehensive Exergy Analysis of a Ground-Source Heat Pump System for both Building Heating and Cooling Modes, *Applied Energy*, 2009, **86**, 2560-2565.

Bilgen E., Takahashi H., Exergy Analysis and Experimental Study of Heat Pump Systems, *Exergy, an international journal,* 2002, **2**, 259-265.

Chen X., Yang H., Performance Analysis of a Proposed Solar Assisted Ground Coupled Heat Pump System, *Applied Energy*, 2012, **97**, 888-896.

Cho H., Comparative Study on the Performance and Exergy Efficiency of a Solar Hybrid Heat Pump using R22 and R744, *Energy,* 2015, **93**, 1267-1276.

Çengel Y. A., Boles M. A., *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik,* 5. Baskı İzmir Güven Kitabevi, İzmir, 2012.

Dikici A., Akbulut A., Exergetic Performance Evaluation of Heat Pump Systems Having Various Heat Sources, *International Journal of Energy Research*, 2008, **32**, 1279-1296.

Erbay Z., Hepbaşlı A., Exergoeconomic Evaluation of a Ground-Source Heat Pump Food Dryer at Varying Dead State Temperatures, *Journal of Cleaner Production,* 2017, **146**, 1425-1435.

Fei L., Pingfang H., Energy and Exergy Analysis of a Ground Water Heat Pump System, *Physics Procedia,* 2012, **24**, 169-175.

Forsen M., Heat Pumps Technology and Environmental Impact, *Swedish Heat Pump Association,* 2005.

Hepbaşlı A., Akdemir O., Energy and Exergy Analysis of a Ground-Source (Geothermal) Heat Pump System, *Energy Conversion and Management,* 2004, **45**, 737-753.

İnan İ., Derece-Saat Metodu Yaklaşımıyla Sera Isıtmasında Toprak Kaynaklı Isı Pompası Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya, 2014, 380398.

Lucia U., Simonetti M., Chiesa G., Grisolia G., Ground-Source Pump System for Heating and Cooling: Review and Thermodynamic Approach, *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 2017, **70**, 867-874.

Lund J., Sanner B., Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps A World Review, GHC Bulletin, 2004.

Moran M. J., Shapiro H. N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* 5th Edition, West Sussex: John Wiley & Sons, Inc, West Sussex, İngiltere, 2006.

Nowak T., Westring P., European Heat Pump Market and Statistics Report, *European Heat Pump Association*, 2014.

Omer A. M., Ground Source Heat Pump Systems and Applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 2008, **12**, 344-371.

Özgener Ö., Hepbaşlı A., Experimental Performance Analysis of a Solar Assisted Ground-Source Heat Pump Greenhouse Heating System, *Energy and Buildings,* 2005, **37**, 101-110.

Öztürk M., Energy and Exergy Analysis of a Combined Ground Source Heat Pump System, *Applied Thermal Engineering*, 2014, **73**, 362-370.

Saloux E., Sorin M., Teyssedou A., Modeling the Exergy Performance of Heat Pump Systems without Using Refrigerant Thermodynamic Properties, *Energy and Buildings,* 2016, **112**, 69-79.

Sanner B., Karytsas C., Mendrinos D., Rybach L., Current Status of Ground Source Heat Pumps and Underground Energy Storage in Europe, *Geothermics,* 2003, **32**, 579-588.

Suleman F., Dincer I., Agelin-Chaab M., Energy and Exergy Analysis of an Integrated Solar Heat Pump System, *Applied Thermal Engineering*, 2014, **73**, 559-566.

URL-1: http://www.kuark.org/ (Ziyaret Tarihi: 14 Eylül 2017)

URL-2: http://www.industrialheatpumps.nl/en/how_it_works/refrigerants/ (Ziyaret Tarihi 24 Temmuz 2017)

URL-3: www.termodinamik.info (Ziyaret Tarihi: 26 Temmuz 2017)

URL-4: http://www.bodrummekanik.com (Ziyaret Tarihi: 1 Ağustos 2017)

URL-5: *http://www.tesisatmarket.com/* (Ziyaret Tarihi: 1 Ağustos 2017)

URL-6: *www.benkoltd.com*. (Ziyaret Tarihi: 3 Ağustos 2017)

URL-7: http://chemed.chem.purdue.edu/ (Ziyaret Tarihi: 8 Eylül 2017)

Verda V., Cosentino S., Russo S. L., Sciacovelli A. Second Law Analysis of Horizontal Geothermal Heat Pump Systems, *Energy and Buildings*, 2016, **124**, 236-240.

Yamankaradeniz R., Horuz İ., Coşkun S., *Soğutma Tekniği ve Uygulamaları*, 1. Baskı, Vipaş A.Ş., İstanbul, 2002.

## KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Yıldız F., Turkmen A.C., **Yıldız Ç.,** Celik C., Saraç H.I., Blade Profile Analysis for Wind Turbines by Ansys Software, *1st International Mediterranean Science and Engineering Congress,* Adana, Turkey, 26-28 October 2016.

**Yıldız Ç.**, Saraç H.I., Akbulut A., Second Law Analysis of a Ground Source Heat Pump, *3rd International Conference on Engineering and Natural Sciences*, Budapest, Hungary, 3-7 May 2017.

Yıldız F., Turkmen A.C., **Yıldız Ç.**, Celik C., Saraç H.I., Fluid-Solid Interaction on Wind Turbine Blades, *3rd International Conference on Engineering and Natural Sciences*, Budapest, Hungary, 3-7 May 2017.

**Yıldız Ç.,** Saraç H.I., Celik C., Analysis of a Ground Source Heat Pump in Thermodynamic Means and the Economic Importance of Heat Pumps, *European Congress on Economic Issues: New Trends in Economics,* Kocaeli, Turkey, 16-18 November 2017.

## ÖZGEÇMİŞ

1990 yılında Adana'da doğdu. İlköğrenimi Mersin'de, orta öğrenimini ise Adana'da tamamladı. 2008 yılında Adana İsmail Safa Özler Almanca Anadolu Lisesi'ni bitirdi. 2014 yılında Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği (İng.) bölümünden mezun oldu, 2015 yılının başında ise Çukurova Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği (İng.) Çift Anadal Programından mezun oldu. 2016 yılından itibaren Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.