

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SUDAN SUYA ISI POMPASI İLE EŞZAMANLI MAHAL SOĞUTMA VE  
SICAK SU ELDESİNİN DENEYSEL ANALİZİ**

**CEMİL ŞAŞMAZ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**2014**

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SUDAN SUYA ISI POMPASI İLE EŞZAMANLI MAHAL SOĞUTMA VE  
SICAK SU ELDESİNİN DENEYSEL ANALİZİ**

**CEMİL ŞAŞMAZ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**2014**

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SUDAN SUYA ISI POMPASI İLE EŞZAMANLI MAHAL SOĞUTMA VE  
SICAK SU ELDESİNİN DENEYSEL ANALİZİ**

**CEMİL ŞAŞMAZ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Bu tez .././201.. tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği/Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. İbrahim ATMAÇA (Danışman)  
Yrd. Doç. Dr. Ayla DOĞAN  
Yrd. Doç. Dr. Nureddin DİNLER

## ÖZET

### SUDAN SUYA ISI POMPASI İLE EŞZAMANLI MAHAL SOĞUTMA VE SICAK SU ELDESİNİN DENEYSEL ANALİZİ

CEMİL ŞAŞMAZ

**Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**  
**Danışman: Doç. Dr. İbrahim ATMACA**  
**Eylül 2014, 64 Sayfa**

Dünya üzerindeki fosil yakıtların azalması, fosil yakıt kaynaklı iklimlendirme sistemlerinin çevreye olan zararları ve çevre bilincinin gelişmesi gibi birçok sebepten dolayı ısı pompası sistemlerinin her geçen gün ülkemizde de yaygınlaşmaktadır. Isı pompaları ısıyı çektiği ve aktardığı ortamlara göre toprak, su ya da hava kaynaklı olabilirler.

Su diğer kaynak çeşitlerine göre enerji transferindeki en verimli yoldur. Soğutma sistemlerinde su kaynaklı sistemler, hava kaynaklı sistemlere göre daha verimli ve küçük boyutludur. Akdeniz bölgesi yıllık sıcaklıklarına bakıldığında, yaz ayları hava sıcaklık değerlerinin çok yüksek olduğu görülmektedir. Bu da hava kaynaklı ısı pompalarının performans katsayılarını (COP) düşürmektedir.

Bu çalışma, soğutulan ortamdan çekilen enerjiyi kullanım sıcak su deposuna aktaran bir ısı pompasının mahal soğutma ve sıcak su elde etmesindeki performansı, seçim nedenleri, uygulanabilirliği üzerinedir. Örnek uygulama olarak Mühendislik Fakültesi Termodinamik Laboratuvarına su kaynaklı ısı pompası tasarımı yapılarak, eşzamanlı olarak mekân soğutulması yapılırken, sıcak su eldesinin çeşitli parametrelere bağlı olarak enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Yaz mevsimi şartlarında yapılan deneyler sonucunda ortalama su ısıtma COP değerinin 2.55, mekân soğutma COP değerinin 2.20 ve birleşik COP değerinin de 4.75 olduğu hesaplanmıştır. Yapılan analizlerde ekserji yok oluşunun ve iyileştirme potansiyelinin sistem elemanları içinde en fazla kompresörde olduğu görülmüştür.

**ANAHTAR KELİMELER:** Sudan suya ısı pompası, Sıcak su eldesi, Mekân soğutma, Enerji analizi, Ekserji analizi

**JÜRİ:** Doç. Dr. İbrahim ATMACA (Danışman)  
Yrd. Doç. Dr. Ayla DOĞAN  
Yrd. Doç. Dr. Nureddin DİNLER

## ABSTRACT

### EXPERIMENTAL ANALYSIS of SIMULTANEOUS SPACE COOLING AND HOT WATER GAIN WITH WATER TO WATER HEAT PUMP

CEMİL ŞAŞMAZ

**M.Sc. Thesis in Mechanical Engineering**  
**Supervisor: Assoc. Prof. Dr. İbrahim ATMACA**  
**September 2014, 64 Pages**

The heat pump systems have become more common because of several reasons such as; the depletion of fossil fuels, environmental harm caused by the fossil fueled air-conditioning systems and an increased environmental awareness. Heat pumps can be air source, water-borne, ground source due to environment that they transfer or reject the heat.

Water is the most efficient way to transfer heat in comparison to other resources. Considering the cooling systems, water-borne systems are more efficient and smaller than air source systems. It is seen that the air temperature values are very high in the Mediterranean region and it decreases the COP (coefficient of performance) of the air source heat pumps.

This study investigates the performance, selection criteria and feasibility of a heat pump which transfers the heat to the hot water tank from the cooled space. As a sample experimental analysis, water-borne air pump design has been carried out and the system is used both for the cooling of the Thermodynamics Laboratory of the Engineering Faculty and the energy-exergy analysis of the hot water is based on various parameters. In the summer season , it is calculated that mean heating COP is 2.20, mean cooling COP is 2.55 and combined COP is 4.75. It is observed that the best exergy destruction and improvement potential in the system components was on compressor.

**KEYWORDS:** Water to water heat pump, Hot water gain, Space cooling, Energy analysis, Exergy analysis

**COMMITTEE:** Assoc. Prof. Dr. İbrahim ATMACA (Supervisor)  
Asst. Prof. Dr. Ayla DOĞAN  
Asst. Prof. Dr. Nureddin DİNLER

## ÖNSÖZ

Enerjinin güvenilir, zamanında, kesintisiz ve çevreye uyumlu temin edilmesi, yenilebilir enerji kaynaklarından üretimine yöneltmek ve verimli kullanılması günümüzde büyük önem kazanmaktadır. Enerji talebindeki ciddi artış, bu artışın temini ve çevre üzerindeki etkileri ancak enerji tasarrufu sağlayarak ve çevreyi korumak için teknoloji geliştirmeye devam ederek, başka bir deyişle, daha verimli teknolojiler geliştirerek karşılanabilir. Enerji sistemlerinin verimliliğini ileriye taşımak, gelecekteki enerji ve çevre sorunlarının çözümü için en önemli etmen olacaktır.

Enerji kaynakları açısından kısıtlı kaynaklara sahip ve dışa bağımlı olan ülkemiz için enerji ihtiyacımızın yeterli, güvenilir ve ekonomik olarak sağlanması temel hedef olmakla birlikte, bu hedefe ulaşma yolunda enerjinin verimli kullanımı ve enerjide tasarruf sağlanması en önemli araçlardan birisidir. Bu nedenle üretimden, tüketime yaşamın her alanında enerjinin verimli, akılcı, etkin kullanımı büyük önem taşımaktadır.

Bu çalışmada, Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Laboratuvarında kurulan sistem ile mekân soğutulması yapılırken eş zamanlı sıcak su eldesi sağlanmıştır. Yaz mevsimi boyunca belirli günlerde deneyler tekrarlanmış olup, kurulan sistem üzerindeki çeşitli noktalardan veriler alınmıştır. Bu veriler kullanılarak enerji ve ekserji analizleri yapılarak, gerek ısıtma gerek soğutma COP değerlerinin değişimleri elde edilmiş, sistem elemanlarındaki tersinmezlik tespit edilmiş ve yorumlanmıştır.

Bu araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Doç. Dr. İbrahim ATMACA'ya, değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren her konuda yardımını esirgemeyen hocam Dr. Veli DOĞAN'a ve Vemeks Mühendislik ailesine teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI.....	8
2.1. Kaynak Taramaları.....	8
2.2. Kuramsal Bilgiler.....	10
2.2.1. Isı pompasının tarihçesi.....	10
2.2.2. Isı pompasının tanımı ve çalışma prensibi.....	13
2.2.3. Isı pompasının çevrimleri.....	13
2.2.3.1. Absorbsiyonlu ısı pompaları ve ısı yükselticileri.....	13
2.2.3.2. Adsorbsiyonlu ısı pompaları.....	15
2.2.3.3. Ters Carnot çevrimi.....	16
2.2.3.4. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....	17
2.2.3.5. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....	19
2.2.4. Isı pompası çeşitleri.....	18
2.2.4.1. Hava kaynaklı ısı pompaları.....	20
2.2.4.2. Isı kaynağı olarak yerüstü ve yeraltı sularının kullanılması.....	20
2.2.4.3. Isı kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanılması.....	21
2.2.4.4. Isı kaynağı olarak toprağın kullanılması.....	22
2.2.4.5. Isı kaynağı olarak atık ısıların kullanılması.....	23
2.2.5. Isı pompası elemanları.....	23
2.2.5.1. Kompresörler.....	23
2.2.5.2. Buharlaştırıcılar.....	24
2.2.5.3. Yoğuşturucular.....	24
2.2.5.4. Kısılma Vanası.....	24
2.2.6. Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar.....	24
3. MATERYAL VE METOT.....	28
3.1. Sistem Elemanları.....	28
3.1.1. Sudan suya ısı pompası.....	28
3.1.2. Döşeme tip fan-coil cihazlar.....	30
3.1.3. Otomasyon sistemi.....	30
3.2. Sistemin Çalışma Prensibi ve Test Metodu.....	33
3.2.1. Sistem çalışma prensibi.....	33
3.2.2. Test metodu.....	34
3.3. Termodinamik Analiz.....	34
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	40
4.1. Örnek Bir Gün İçin Sistemin Anlık Davranışının İncelenmesi.....	40
4.2. Soğutma Sezonu İçin Günlük Ortalama Davranışlarının İncelenmesi.....	50

5. SONUÇ .....	61
6. KAYNAKLAR .....	63
ÖZGEÇMİŞ	



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler

$c_p$	Özgül ısı [kJ/kgK]
$\dot{E}x$	Ekserji [kW]
$\dot{E}x_{\text{çıkan}}$	Çıkan ekserji [kW]
$\dot{E}x_{\text{giren}}$	Giren ekserji [kW]
$\dot{E}x_{yo}$	Ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}x_{yo,buh}$	Buharlaştırıcının ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}x_{yo,depo}$	Deponun ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}x_{yo,fc}$	Fan-coil ünitesinin ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}x_{yo,komp}$	Kompresörün ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}x_{yo,vana}$	Genleşme vanasının ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}x_{yo,yoğ}$	Yoğuşturucunun ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{F}$	Yakıt (Girdi Ekserjisi) [kW]
$h$	Entalpi [kJ/kg]
$h_0$	Ölü hal entalpisi [kJ/kg]
$h_2$	2 noktasının gerçek entalpisi [kJ/kg]
$h_{2s}$	2 noktasının izantropik entalpisi [kJ/kg]
$\dot{I}P$	İyileştirme potansiyeli [-]
$\dot{m}$	Kütleli debi [kg/s]
$\dot{m}_{\text{çıkan}}$	Kontrol hacminden çıkan kütleli debi [kg/s]
$\dot{m}_{\text{giren}}$	Kontrol hacmine giren kütleli debi [kg/s]
$\dot{m}_{\text{ref}}$	Soğutucu akışkanın kütleli debisi [kg/s]

$\dot{P}$	Ürün (Çıktı Ekserjisi) [kW]
$P_0$	Ölü hal basıncı [kPa]
$s$	Entropi [kJ/kgK]
$s_0$	Ölü hal entropisi [kJ/kgK]
$T$	Sıcaklık [K]
$T_0$	Ölü hal sıcaklığı [K]
$T_d$	Depo sıcaklığı [K]
$\dot{Q}_{buh}$	Buharlaştırıcı yükü [kW]
$\dot{Q}_{fc}$	Fan - coil ünitesinin yükü [kW]
$\dot{Q}_{yoğ}$	Yoğuşturucu yükü [kW]
$\dot{W}$	Güç [kW]
$\dot{W}_{komp}$	Kompresör gücü [kW]
$\dot{W}_{komp,elek}$	Kompresörün çektiği elektriksel güç [kW]
$\dot{W}_{pompa}$	Pompa gücü [kW]
$\psi$	Ekserji verimi [%]
$\psi_{depo}$	Deponun ekserji verimi [%]
$\psi_{buh}$	Buharlaştırıcının ekserji verimi [%]
$\psi_{fc}$	Fan coilin ekserji verimi [%]
$\psi_{komp}$	Kompresörün ekserji verimi [%]
$\psi_{yoğ}$	Yoğuşturucunun ekserji verimi [%]
$\psi_{vana}$	Genleşme vanasının ekserji verimi [%]

## **Kısaltmalar**

BTEP	Bin ton eşdeğer petrol
CFC	Kloroflorokarbon
COP	Performans katsayısı
HCFC	Hidrofloroklorokarbon
IP	Isı pompası
MMO	Makine Mühendisleri Odası
MTEP	Milyon ton eşdeğer petrol
TEP	Ton eşdeğer petrol
TMMOB	Türk Mimarlar ve Mühendisler Odası Birliği

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Türkiye birincil enerji arzındaki kaynakların payı.....	1
Şekil 1.2.	Türkiye birincil enerji arzındaki kaynakların miktarı.....	2
Şekil 1.3.	1990-2012 yıllarında Türkiye toplam birincil enerji üretimi ve arzı.....	2
Şekil 1.4.	1990-2012 yıllarında Türkiye birincil enerji üretiminin arzdaki payı .....	3
Şekil 1.5.	2012 yılı Türkiye birincil enerji üretiminde kaynakların payları.....	3
Şekil 1.6.	Türkiye’de yıllara göre talebin yerli üretimle karşılanma oranları (%).....	5
Şekil 1.7.	2010 yılı için Türkiye’de enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı.....	6
Şekil 2.1.	Lord Kelvin ısı pompası.....	10
Şekil 2.2.	Isı pompasının genel çalışma prensibi .....	11
Şekil 2.3.	Isı pompası sistemi.....	12
Şekil 2.4.	Absorbsiyonlu ısı pompası şematik gösterimi .....	13
Şekil 2.5.	Absorbsiyonlu ısı yükselticisi şematik gösterimi .....	15
Şekil 2.6.	Adsorpsiyonlu ısı pompası şematik gösterimi .....	16
Şekil 2.7.	Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı .....	17
Şekil 2.8.	İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin düzeni.....	18
Şekil 2.9.	Soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde gösterilmesi .....	18
Şekil 2.10.	Gerçek soğutma çevriminin P-h diyagramı .....	19
Şekil 2.11.	Hava kaynaklı ısı pompası.....	20
Şekil 2.12.	Yerüstü ısı kaynağı ile konut ısıtma .....	21
Şekil 2.13.	Buharlaştırıcı için güneş kollektörü kullanılan ısı pompası sistemi .....	22
Şekil 2.14.	Güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin birlikte kullanılması .....	22
Şekil 3.1.	Kullanılan ısı pompasının önden görünüşü.....	29
Şekil 3.2.	Kullanılan ısı pompasının yandan görünüşü.....	29

Şekil 3.3.	Kullanılan ısı pompasının arkadan görünüşü.....	29
Şekil 3.4.	Depo ve bağlantıları.....	30
Şekil 3.5.	Laboratuvar ortamında kurulan fan-coil fotoğrafı .....	31
Şekil 3.6.	Otomasyon panosu.....	32
Şekil 3.7.	Sistemin takibinde ve verilerin kaydında kullanılan programın ara yüzü ...	32
Şekil 3.8.	Tesisat genel akış şeması .....	34
Şekil 4.1.	Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basıncı değerlerinin gün içindeki değişimi ..	40
Şekil 4.2.	Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış, kompresöre giriş, yoğuşturucuya giriş, yoğuşturucudan çıkış ve buharlaştırıcı giriş sıcaklıklarının gün içindeki değişimi .....	41
Şekil 4.3.	Fan coil gidiş, dönüş ile depo giriş ve çıkış sıcaklıklarının gün içindeki değişimi .....	42
Şekil 4.4.	Buharlaştırıcı, kompresör ve yoğuşturucu gücü ile kompresörde tüketilen gücün gün içindeki değişimi .....	43
Şekil 4.5.	Isı pompası çalışma saatlerinde COP'nin gün içindeki değişimi.....	44
Şekil 4.6.	Dış ortam bağıl nem, dış ortam sıcaklığı ile iç ortam oda sıcaklığının gün içindeki değişimi .....	44
Şekil 4.7.	Ortalama depo suyu sıcaklığı ile depo çıkış suyu sıcaklığının gün içindeki değişimi .....	45
Şekil 4.8.	Sistem elemanlarının tersinmezliklerinin gün içindeki değişimi .....	48
Şekil 4.9.	Dış ortam sıcaklığı ile iç ortam oda sıcaklığının günlük ortalama değerleri	50
Şekil 4.10.	Depo suyu ortalama sıcaklığı, depo suyu en yüksek sıcaklığı ile depo çıkış suyu sıcaklığının günlük ortalama değerleri .....	51
Şekil 4.11.	Günlük ortalama yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları.....	51
Şekil 4.12.	Soğutucu akışkan R410A'nın kompresörden çıkış, yoğuşturucuya giriş, yoğuşturucudan çıkış, buharlaştırıcıdan çıkış ve buharlaştırıcıya giriş sıcaklıklarının günlük ortalama değerleri.....	52
Şekil 4.13.	Fan-coil su giriş, fan-coil su dönüş, depo su giriş ve çıkış sıcaklıklarının günlük ortalama değerleri.....	53

Şekil 4.14. Yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kompresör gücü ile kompresör elektrik girdisinin günlük ortalama değerleri .....	54
Şekil 4.15. Isı pompası soğutma, ısıtma ve birleşik COP günlük ortalama değerleri....	54
Şekil 4.16. Sistem bileşenleri ekserji yok oluşu günlük ortalama değerleri .....	58
Şekil 4.17. Tüm çalışma günlerinin ortalaması olarak sistem bileşenleri ekserji verimleri ve iyileştirme potansiyelleri .....	59

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1.	1990-2010 yıllarında Türkiye'nin genel enerji dengesi .....	4
Çizelge 1.2.	2009-2012 yılları arasında Türkiye'nin toplam ithalatında enerjinin payı	4
Çizelge 1.3.	Kişi başına yıllık elektrik enerjisi tüketimi .....	6
Çizelge 2.1.	Soğutucu akışkanların atmosferde kalma süreleri ve Ozon'a etkileri ....	25
Çizelge 3.1.	Su – su kaynaklı ısı pompasının teknik özellikleri .....	28
Çizelge 3.2.	Kullanılan fan – coil teknik özellikleri .....	31
Çizelge 3.3.	Kullanılan ölçüm elemanları ve özellikleri .....	33
Çizelge 4.1.	Isı pompası çalışma periyodunda R410A gazı ile ilgili sistem çalışma noktalarında oluşan ortalama şartlar .....	46
Çizelge 4.2.	Isı pompası çalışma periyodunda su akışkanı ile ilgili sistem çalışma noktalarında oluşan ortalama şartlar .....	47
Çizelge 4.3.	Su kaynaklı ısı pompalı hacim soğutma ve eşzamanlı sıcak su eldesi sistemi için enerji ve ekserji analiz sonuçları.....	49
Çizelge 4.4.	Isı pompası çalışma periyodunda R410A gazı ile ilgili sistem çalışma noktalarında oluşan şartlar .....	56
Çizelge 4.5.	Isı pompası çalışma periyodunda su akışkanı ile ilgili sistem çalışma noktalarında oluşan şartlar .....	57
Çizelge 4.6.	Su kaynaklı ısı pompasının hacim soğutma ve eşzamanlı su hazırlama sistemi için enerji ve ekserji analiz sonuçları .....	60

## 1. GİRİŞ

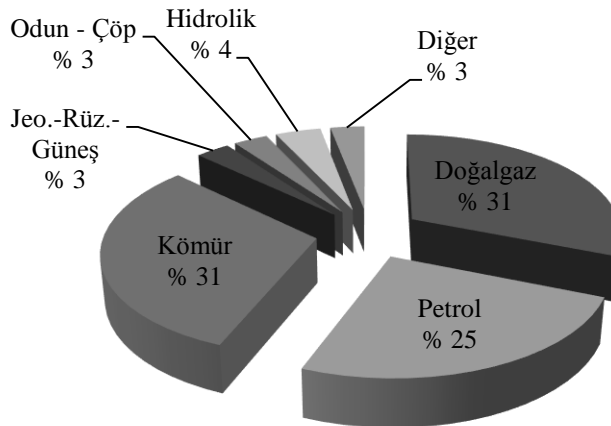
Enerji dünyanın en önemli gündem maddelerinden biridir. İnsanlığın refahı büyük ölçüde enerjiyi üretebilme ve kullanabilme yeteneğine bağlıdır. Ekonomik ve sosyal kalkınmanın en hayati girdilerinden biri enerjidir. Bu yönüyle enerji bir toplumun yaşam standardının yükseltilmesinde önemli rol oynar. Sürdürülebilir kalkınmanın sağlanması da yine enerji ile mümkündür.

Sanayi ve teknoloji alanında yaşanan büyük gelişmelerle birlikte, nüfus artışı ve bireylerin daha iyi yaşama istekleri, enerjinin kullanımını ve fiyatları giderek artırmıştır. Bu durumun bir sonucu olarak, tüm dünyada enerji verimliliğini artırmaya yönelik çalışmalar yoğunlaştırılmıştır. Enerjiyi üretmek kadar, üretilen enerjiden verimli şekilde faydalanmak da artık ülkelerin önemli konularından biri haline gelmiştir.

Enerji verimliliği; enerji girdisinin üretim içindeki payının azaltılması, aynı üretimin daha az enerji tüketerek gerçekleştirilmesidir. Bir başka tanımda ise enerji verimliliği; binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işlemlerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan enerji tüketiminin azaltılması şeklinde ifade edilmiştir.

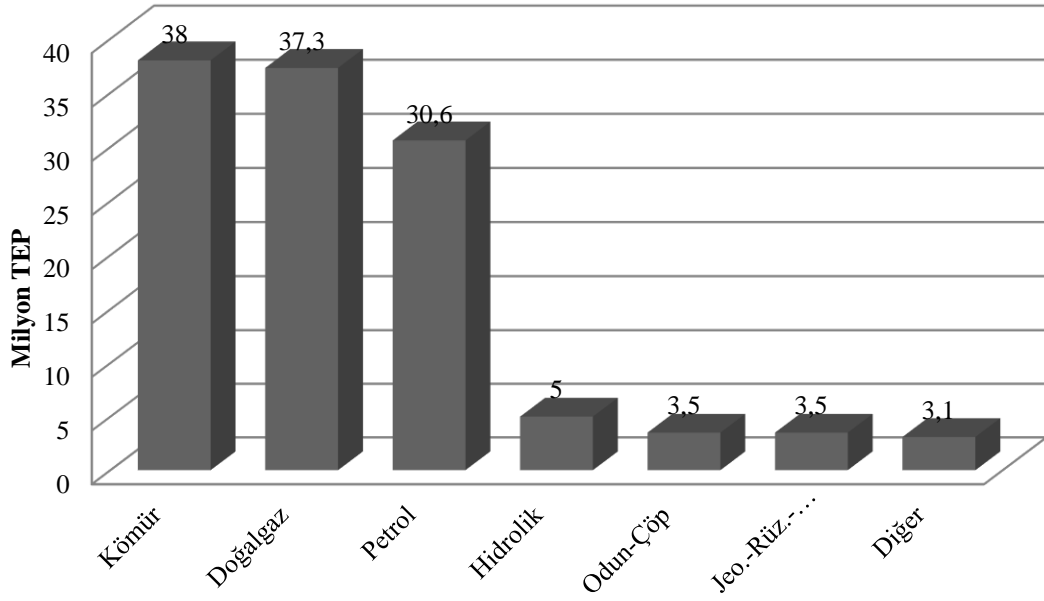
Ülkemizde enerji ihtiyacı, nüfus artışına ve sanayideki gelişmelere paralel olarak artmakta ve enerji kaynakları bu ihtiyacı karşılayamamaktadır. Enerji talebinin büyük bir kısmını ithalatla karşılayan ülkemizde bu durumun kalkınma ve sanayileşmede bir engel oluşturmaması için enerjinin verimli kullanılması önemli hale gelmiştir.

Şekil 1.1 ve Şekil 1.2’de 2012 yılı Türkiye’nin birincil enerji arzındaki kaynakların payı ve miktarları verilmiştir. Türkiye’nin 2012 yılındaki toplam birincil enerji arzı 121 MTEP’dir. Bu arzın kaynaklara dağılımında, kömürdeki ithalatın artmasıyla, 2012 yılında, ilk sırayı 38 MTEP ve toplam arzda %31 payla kömür almıştır. Kömürü 37,3 MTEP ve %31 ile doğal gaz, 30,6 MTEP ve %25 ile petrol, 5 MTEP ve %4 ile hidrolik, 3,5 MTEP ve %3 ile odun-çöp, hayvan, bitki artıkları ile jeotermal, rüzgâr ve güneş alırken, bunu 3,1 MTEP ve % 3 oranı ile diğer kaynaklar izlemiştir.



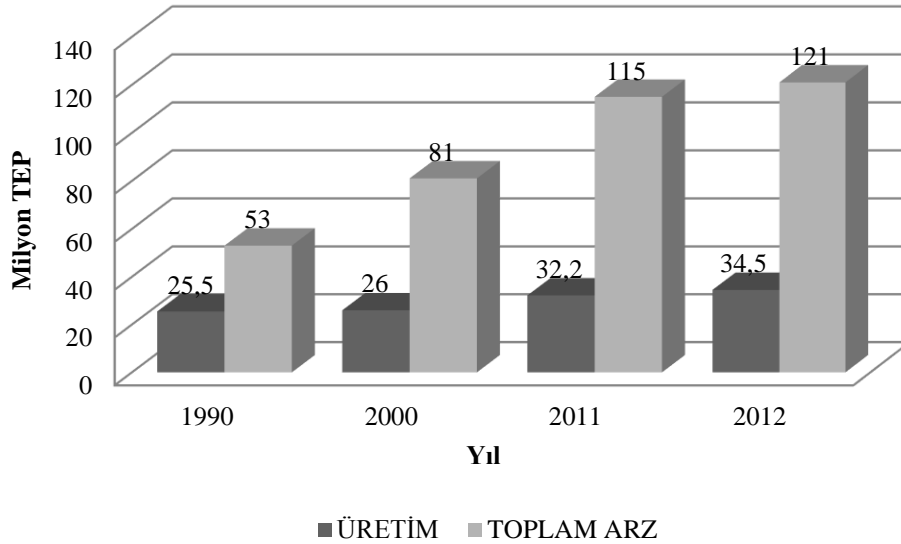
Şekil 1.1. Türkiye birincil enerji arzındaki kaynakların payı (MMO Yayınları 2014)



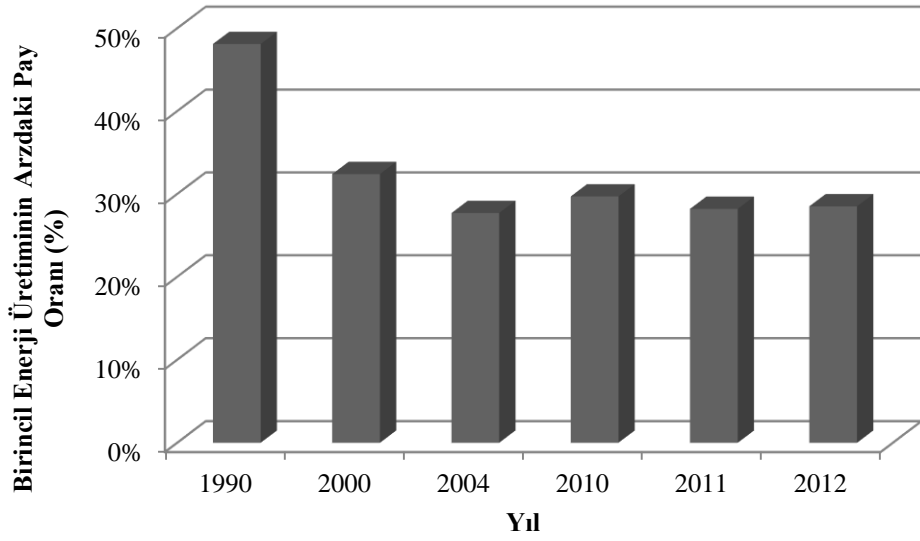


Şekil 1.2. Türkiye birincil enerji arzındaki kaynakların miktarı (MMO Yayınları 2014)

Şekil 1.3'te 1990-2012 yılları arasındaki Türkiye'nin birincil enerji üretimi ve arzı hakkında bilgi verilmiştir. Yirmi iki yılda toplam birincil enerji üretimi, %35 oranında artarak, 25.478 BTEP'ten 34.467 BTEP düzeyine yükselmiştir. Bu dönemdeki toplam birincil enerji arzı ise %128 artmıştır. Üretimin toplam birincil enerji arzındaki payı ise 1990 yılında %48 iken, 2000 yılında % 32, 2011 yılında %28, 2012 yılında ise %28,5 olmuştur (Şekil 1.4).

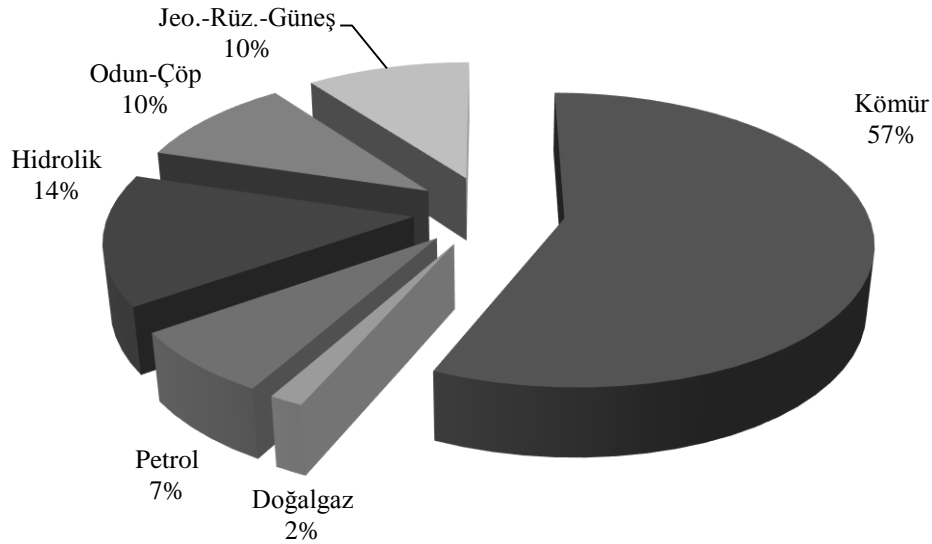


Şekil 1.3. 1990-2012 yıllarında Türkiye toplam birincil enerji üretimi ve arzı (MMO Yayınları 2014)



Şekil 1.4. 1990-2012 yıllarında Türkiye birincil enerji üretiminin arzadaki payı (MMO Yayınları 2014)

Şekil 1.5'te 2012 yılı Türkiye birincil enerji üretiminde kaynakların payları verilmiştir. 2011 yılında toplam Türkiye birincil enerji üretimi 32,23 MTEP iken, 2012 yılında %7 artarak 34,47 MTEP olmuştur. 2012 yılındaki toplam üretimin, 19,52 MTEP ve %57 ile yarıdan fazlasını, %94'ü linyit olan kömür üretimi oluşturmuştur. Kömürü, 4,98 MTEP ve %14 oranı ile hidrolik, 3,51 MTEP ve %10 payı ile jeotermal, rüzgâr ve güneş gibi yenilenebilir enerji kaynakları, 3,47 MTEP ve %10 ile odun, çöp, hayvan atıkları, 2,44 MTEP ile petrol ve 0,53 MTEP ile doğal gaz izlemiştir.



Şekil 1.5. 2012 yılı Türkiye birincil enerji üretiminde kaynakların payları (MMO Yayınları 2014)

Çizelge 1.1’de 1990-2012 yıllarındaki Türkiye’nin genel enerji dengesini göstermektedir. Bu yirmi iki yıllık dönemde, toplam enerji talebinin %129, enerji girdileri ithalatının %220 arttığını, yerli üretimdeki artışın ise %35 ile sınırlı kaldığı, yerli üretimin enerji talebini karşılama oranının ise %41 azaldığı ortaya konulmaktadır.

Çizelge 1.1. 1990-2010 yıllarında Türkiye’nin genel enerji dengesi (MMO Yayınları 2014)

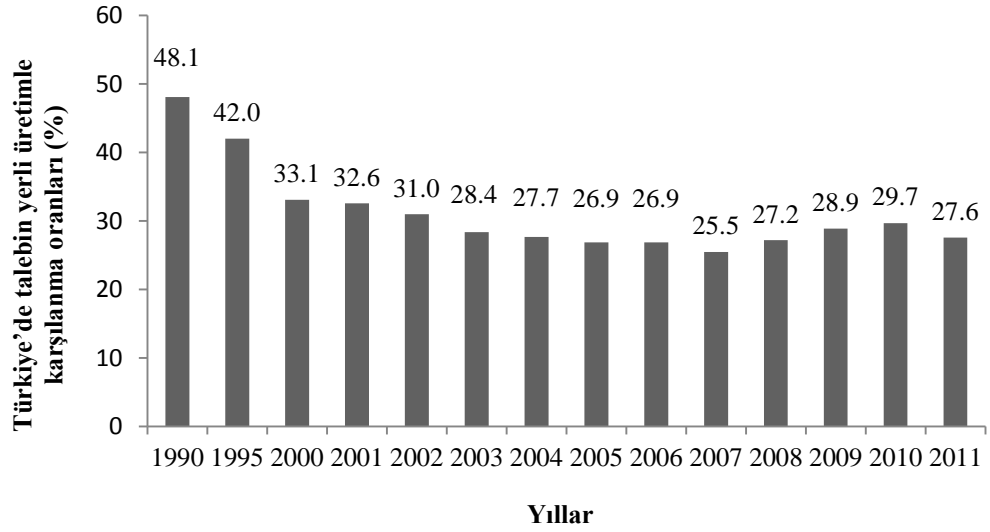
	1990	2012	Değişim
<b>Toplam Enerji Talebi (milyon tep)</b>	52,9	120,98	%129
<b>Toplam Yerli Üretim (milyon tep)</b>	25,6	34,47	%35
<b>Toplam Enerji İthalatı (milyon tep)</b>	30,9	98,74	%220
<b>Yerli Üretimin Talebi Karşılama Oranı</b>	48%	28,5%	-%41

Türkiye enerji talebi artış oranında yerli kaynakları hizmete alamamaktadır. Çizelge 1.2’de 2009-2012 yılları arasında Türkiye’nin toplam ithalatında enerjinin payı verilmiştir. Türkiye’nin 2012 yılında enerji hammaddeleri ithalatına ödediği rakam, tüm ithalat tutarının %23,1’üne ve 60,1 milyar dolara ulaşmıştır. 2013 yılında ekonomideki durgunluğun etkisiyle, enerji girdileri ithalatı biraz gerilemiş ve 55,915 milyar dolarla, ithalatın %22,2’sini oluşturmuştur. 2009-2012 döneminde, ham petrol ve petrol ürünleri ve doğal gaz ithalatı faturasındaki artış, iki kattan daha fazla olmuştur.

Çizelge 1.2. 2009-2012 yılları arasında Türkiye’nin toplam ithalatında enerjinin payı (MMO Yayınları 2014)

<b>Türkiye Enerji Girdileri İthalatı (Milyar USD)</b>				
	2009	2010	2011	2012
<b>Ham Petrol ve Petrol Ürünleri</b>	14,9	20,6	29,2	31,5
<b>Doğalgaz</b>	11,6	14,1	20,2	23,2
<b>Taşkömürü</b>	3,1	3,3	4,1	4,6
<b>Toplam Enerji Girdileri İthalatı</b>	29,9	38,5	54,1	60,1
<b>Türkiye Toplam İthalatı</b>	140,9	185,5	240,8	236,5
<b>Petrol ve Gaz İthalatının Toplam İthalat İçindeki Payı</b>	%18,8	%18,7	%20,5	%23,1

Türkiye’nin enerji gereksiniminin yerli kaynaklardan karşılama oranları Şekil 1.6’den görülebilmektedir. Şekil 1.6 incelendiğinde, Türkiye’nin yerli kaynaklarla enerji talebini karşılama oranının 2007’ye kadar azaldığı görülmüştür. 2008 yılından itibaren ise artmaya başlamış olduğu görülebilmektedir. Bu artış 2009 yılında da devam etmiş ancak 2010 yılından sonra tekrar düşüşe geçmiştir.

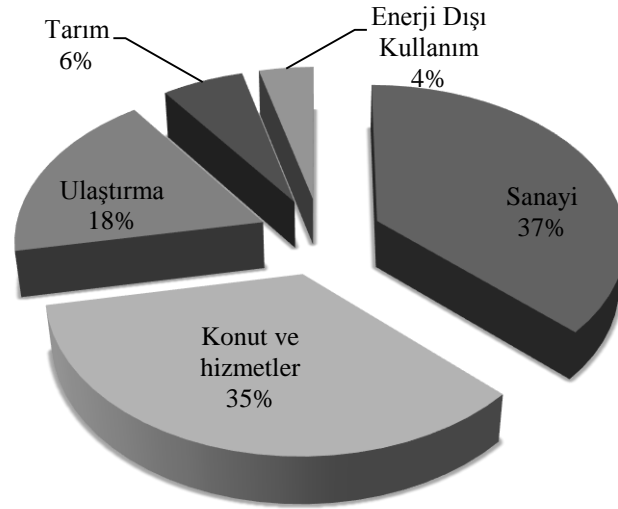


Şekil 1.6 Türkiye’de yıllara göre talebin yerli üretimle karşılanma oranları (%) (Keskin 2012)

Talebin yerel üretimle karşılanabilmesi ve böylece enerji ithalatı bağımlılığından kurtulmak için ya yenilenebilir enerji kaynakları kullanılmalı ya da mevcut enerji kaynakları daha verimli teknolojiler ile kullanılmalıdır. 2010 yılı verilerine bakıldığında Türkiye’de birincil enerji arzının %10.7’sinin (11.674 MTEP) yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılandığı görülebilmektedir. Yenilenebilir enerji kaynakları arasında %39’luk kısım biyokütle (odun, hayvan ve bitki artıkları) kaynaklarından, %38 hidrolik kaynaklardan, %17 jeotermal kaynaklardan, %2 rüzgârdan ve %4 ise güneşten (ısı enerjisi olarak) elde edilmiştir (Keskin 2012).

Ülkemiz çok farklı mevsimsel koşullara bir arada sahip olduğundan ısıtma ve soğutma enerji ihtiyacı da farklı düzeylerde olmaktadır. Türkiye’nin toplam nüfusu 1990 yılında 56.5 milyon iken, TÜİK adrese dayalı nüfus sistemine göre 2010 yılında 74 milyona ulaşmıştır. Buna bağlı olarak şehirleşme oranı 1990 yılındaki %52.9 seviyesinden 2010 yılı sonlarında %75.5 seviyesine ulaşmıştır (Keskin 2012). Bu hızlı şehirleşme konut ihtiyacını ve beraberinde enerji gereksinimlerini arttırmıştır.

2008 yılında en fazla enerji tüketen sektör bina sektörü olmuştur ve yıl içinde toplam tüketimde %36 pay almıştır. 2010 yılında sanayi üretimindeki artışla beraber sanayi sektörünün payı tekrar artarak %37 olmuştur. Sanayi sektörünü %35 ile bina sektörü takip etmiştir (Keskin 2012). 2010 yılı için Türkiye’de enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı Şekil 1.7’de görülebilmektedir.



Şekil 1.7. 2010 yılı için Türkiye’de enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı (Keskin 2012)

Sürdürülebilir kalkınma düşüncesi günümüzden oldukça öncelere gitmesine karşın, son zamanlarda çevresel kaygıların artmasının da etkisiyle yoğun şekilde tartışılır hale gelmiştir. Sürdürülebilir kalkınma sadece çevre boyutu olan bir kavram değildir. Çevre boyutuna ek olarak sosyal, ekonomik ve enerji boyutu sürdürülebilir kalkınmayı tamamlamaktadır.

Enerji, ekonomik ve sosyal gelişmişliğin bir ölçüğü ve aynı zamanda en temel insani bir gereksinimdir. Özellikle de elektrik enerjisi, insan yaşamında tartışmasız bir önceliğe sahiptir. Türkiye’de artan nüfus ve büyümeye bağlı olarak elektrik enerjisi ihtiyacı her geçen gün artmaktadır. Türkiye’de kişi başına yıllık elektrik enerjisi tüketiminin diğer ülkeler ile karşılaştırması Çizelge 1.3’te verilmiştir. Çizelgeden de görüldüğü üzere Türkiye’de kişi başına tüketim dünya ortalamasının üzerindedir.

Çizelge 1.3. Kişi başına yıllık elektrik enerjisi tüketimi (MMO Yayınları 2012)

ÜLKELER	KİŞİ BAŞINA TÜKETİM (kWh)
Dünya Ortalaması	2500
Gelişmiş Ülkeler Ortalaması	8900
ABD	12322
<b>Türkiye</b>	<b>3099</b>

Dünyadaki enerji tüketim oranlarına bakıldığında 2010 yılında dünya birincil enerji (ticari) tüketiminin bir önceki yıla göre %5.6 artarak 12000 MTEP değerine ulaştığı görülmektedir. Dünya enerji tüketiminde en yüksek paya sahip olan ülke, %11 oranında büyüme göstererek Amerika Birleşik Devletleri’ni geride bırakan Çin olmuştur.

Doğacak bir enerji dar boğazından minimum düzeyde etkilenmeyi sağlamak amacıyla etkin enerji planlaması ve yönetimi yapılmak zorundadır. Bu kapsamda yenilenebilir enerji kaynakları kullanımına yönelmek ülkemiz açısından kaçınılmazdır. Yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmenin yanı sıra mevcut enerji kaynaklarını kullanmakta verimliliğin artırılması ve enerji geri kazanım metotlarına yönelmek gerekmektedir. Enerjiyi ve özellikle ısı enerjisinin geri kazanımında değişik metotlar mevcuttur. Büyük potansiyelli ancak düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarından ısı enerjisi geri kazanımında ısı pompaları verimli ve ekonomik çözümler sunmaktadır.

Isı pompası, basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Isı pompası, adını ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama 'pompalama' veya 'taşıma' kabiliyetinden almaktadır. Gerekli şartlar sağlandığında yüksek miktarlarda enerji düşük maliyetlerle kullanıma sunulabilmektedir.

Isı pompası sistemleri, atık ısıyı ısı üretimi sistemine geri kazandıran, bu sayede evsel kullanımdan endüstriyel uygulamalara kadar geniş bir aralıkta verimli ve çevre dostu ısıtma-soğutma uygulamaları sunan bir sistemdir. Isı pompaları sera gazlarını özellikle de karbondioksit emisyonlarını önemli oranda azaltma potansiyeline sahiptir. Enerji maliyetlerinin sürekli olarak artması, enerji tasarrufunu ve enerji verimliliğinin artırılmasını kaçınılmaz kılmıştır. Bu bilgilerin ışığında, ısı pompalarının yüksek miktarda enerji tasarrufu potansiyeline sahip olmaları nedeniyle enerji geri kazanımı sistemlerinde anahtar eleman haline geldikleri söylenebilir. Buna bağlı olarak ısı pompasının performansının ve güvenilirliğinin artırılması ve çevresel etkilerinin incelenmesi de önemli bir konu haline gelmiştir.

Sistemler tasarlanırken termodinamiğin ikinci yasası ve ekserji kavramları mutlaka dikkate alınmalıdır. Bilindiği üzere ekserji, çevre koşullarında, verilen bir enerjiden alınabilecek olan maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji, enerjinin optimum kullanımı olduğundan ekserji analizi, tüm enerji kaynakları ile yapılacak olan tasarımlarda kullanılacak iyi bir metottur.

Bu çalışmada su-su kaynaklı bir ısı pompası sistemi yaz aylarında eşzamanlı hacim soğutma ve sıcak su eldesi amaçlı olarak dizayn ve test edilmiştir. Isı pompasının buharlaştırıcısından ısı çekilerek hacim soğutulurken, yoğuşturucusundan atılan ısı ile eş zamanlı olarak sıcak su temini sağlanmıştır. Deneyler yaz şartlarında uzun süreli olarak tekrar edilerek sistem performansı enerji ve ekserji analizleri yapılmak suretiyle test edilmiştir.

## 2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI

İnsan hayatı için vazgeçilmez temel unsurların başında gelen enerji, ekonomik ve sosyal gelişmişliğin bir ölçөгüdür. Dünyadaki pek çok ülke; sonlu fosil yakıtlarda dış alımlara bağımlılık, her çeşit kirlilik, küresel ısınma, artan enerji maliyetleri ve enerjinin verimsiz kullanılması gibi çeşitli problemlerinin çözümü için yenilebilir enerjilere ve / veya mevcudun verimli kullanımı için alternatif çözümlere yönelmektedir. Ayrıca endüstriyel ve teknolojik gelişmeler hızla artarken nüfus ve enerji ihtiyacı da artmaktadır. Bu nedenle ülke yönetimleri yenilebilir enerji üretimlerini artırma veya mevcut enerjiyi verimli kullanma ile enerji ihtiyacını karşılamaya çözüm getirmek istemektedir.

Gelişen teknoloji ve artan enerji açığı bütün ülkelerde olduğu gibi ülkemizde de yeni enerji kaynakları veya mevcut enerjiyi daha verimli kullanan sistemler üzerinde daha fazla düşünülmesini ve hızlı bir şekilde alternatiflerin üretilmesini gerekli hale getirmiştir. Yeryüzünde fosil yakıtların neden olduğu sera gazlarının küresel ısınma ve iklim değişikliklerine yol açması, diğer yandan nükleer enerji kaynaklarının toplumsal, çevresel ve ekonomik açıdan oldukça maliyetli olması, ülkelerin öz kaynaklarını daha etkin biçimde kullanımının önemini artırmıştır. Özellikle teknolojik gelişmeye bağılı olarak ortaya çıkan çağdaş gereksinimlerden dolayı, enerji üretimi ile ilgili bilimsel araştırmalar, alternatif ve daha kullanışlı enerji kaynaklarına veya sistemlere yönelmiştir. Bu arayışlar jeotermal enerji, dalga enerjisi, rüzgar enerjisi, güneş enerjisi, ısı pompaları gibi farklı sonuçlara ulaşmıştır. Bulunan sonuçlar arasında ısı pompaları, düşük enerji tüketimleri, yüksek performans katsayıları ve çevreye zarar vermemeleri gibi özellikleri ile dikkat çekmektedir.

Isı pompaları bilindiği üzere ısıyı belirli şartlarda bir yerden başka bir yere aktaran makinelerdir. Kışın ısıtma maksadı ile kullanılan ısı pompası, yazın da soğutma için kullanılabilir. Isı pompaları ısıyı çektiği ve aktardığı ortamlara göre toprak, su ya da hava kaynaklı olabilirler. Isı pompası ile ilgili detaylı açıklamalar Bölüm 2.2'de verilecektir.

Isıtma veya soğutma amaçlı, hava, su, toprak gibi çeşitli kaynaklar kullanan ve sistemin çalışması sırasında soğutma ve / veya sıcak su eldesi için kullanılan ısı pompaları için bazı çalışmalar yapılmıştır. Bu bölümde literatürde bulunan çalışmalar ile ilgili bilgiler verilecek ve konu ile ilgili kuramsal alt yapı anlatılacaktır.

### 2.1. Kaynak Taramaları

Alternatif kaynaklar ile çalışan ve gerek soğutma, gerek su ısıtma gerekse hem soğutma hem de su ısıtma uygulaması yapan ısı pompaları bulunmaktadır. Bu sistemlerle ilgili olarak literatürde deneysel ve teorik çalışmalar bulmak mümkündür.

Jiang ve vd. (2006), mahal soğutma ile çekilen ısıdan yararlanarak sıcak su eldesi üzerinde çalışmış, yararlanılan toplam enerjinin performans katsayısının geleneksel sistemlere göre %38.6 daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Bahsedilen çalışmada, kullanılan ısı pompasının yoğunlaştırıcusu sıcak su tankının içine

yerleştirilmiştir. Yani cihaz direkt genişmeli olarak çalışmaktadır. Gerektiğinde sistem soğutma performans katsayısının düşmemesi için tasarımda hava soğutmalı yoğuşturucuda mevcuttur. Isı pompasında kullanılan soğutucu akışkan ise R22'dir.

Shao ve ark. (2004), soğutma amaçlı çekilen ısı ile sıcak su eldesi üzerine analizler yapmış, geleneksel sistemler ile karşılaştırıldığında enerji tüketimlerinin %31.1 azaldığını rapor etmişlerdir. Bu çalışmada da sisteme hava soğutmalı yoğuşturucu ilavesi gerçekleştirilmiştir.

Fatouh ve Elgendy (2011), R134A soğutucu akışkan ile çalışan bir ısı pompası ile eş zamanlı mahal soğutma ve sıcak su eldesini analiz etmişler, COP'nin sadece soğutmada 1.9 – 3.1, sadece ısıtmada 2.9 – 3.3 aralığında olduğunu rapor etmiş, birleşik COP'nin ise 3.7 – 4.9 aralığına yükseldiği sonucuna varmışlardır.

İnallı ve Esen (2005), toprak kaynaklı ısı pompasının sadece soğutma amaçlı kullanımını test etmiştir. Sistemin COP değerinin 2.01 değerine ulaştığı sonucuna varmışlardır.

Kuang ve Wang (2005), kışın ısıtma, yazın soğutma ve tüm yıl için sıcak su temini sağlayabilen çok fonksiyonlu bir direkt genişmeli güneş enerjili ısı pompası sisteminin uzun dönem performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Kuang ve Wang'ın (2005) bu çalışmada inceledikleri sistemde, 10.5 m<sup>2</sup> düzlemsel güneş kolektörü, değişken hızlı kompresör, 1 m<sup>3</sup> depolama tankı ve yerden ısıtma sistemi bulunmaktadır. Çalışmada sistemin farklı çalışma şartları için günlük ortalama COP değerleri, depo suyu sıcaklıkları ve sıcak su eldesi çeşitli mevsimsel koşullar başlıkları altında değerlendirilmiştir.

Hepbaşlı ve Akdemir (2004), çalışmalarında İzmir'de 65 m<sup>2</sup> alana sahip bir odanın 3.8 kW ısıtma ve 4.2 kW soğutma yüklerini karşılaması amacıyla kurulan güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Hepbaşlı ve Akdemir (2004) analizlerinde Şubat ayı için sistemden aldıkları ortalama deneysel verilerden yararlanmışlar ve sistemin tüm elemanlarının ekserji yok oluşlarını elde ederek bu bilgileri Grassmann diyagramı adı verilen ekserji diyagramı ile sunmuşlardır.

Dikici ve Akbulut (2008), düzlemsel güneş kolektörlerine sahip güneş enerjili ısı pompası sistemini deneysel olarak incelemiş ve Ocak ayında Elazığ'da 60 m<sup>2</sup> alana sahip bir odanın ısıtılması için test etmişlerdir. Test sonuçlarında kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve güneş enerjili ısı değiştiricisinin ikinci kanun verimlerini sırasıyla %42.1, %83.7, %43.2 ve %9.4 olarak hesaplamışlardır. Sistem COP'sinin ise 3.08 olduğunu tespit etmişlerdir.

Bilgen ve Takahashi (2002), ısı pompası sistemlerinde ekserji analizini yaparak, ısı transferi ve sürtünmeye bağlı tersinmezlikleri incelemişlerdir. Birinci kanuna göre COP değişimi 7.40'dan 3.85'e, ekserji verimi ise %37'den %25'e ısıtma ve soğutma yükünün azalan fonksiyonu olarak bulunmuştur.



Hamamatsu ve vd. (1990), bir mekanın ısıtma, soğutma ve sıcak su ihtiyacını bir ısı pompası sistemiyle karşılanmasını deneysel olarak incelemiştir. Tahmini COP değeri ile deneysel COP değerleri arasında fark olduğunu ve bunun düşük kompresör veriminden kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Bu çalışmalardan görüldüğü üzere, çeşitli ihtiyaçları karşılamak üzere hava, su, toprak ve güneş enerjisinden faydalanan ısı pompaları için birçok parametre araştırılmıştır. Ancak bu çalışmaların birçoğunda mekan ısıtma, mekan soğutma veya sıcak su eldesi tek hedef olarak belirlenmiş sistemin ve elemanların ekserji ve enerji analizleri üzerine incelemelerde bulunulmuştur.

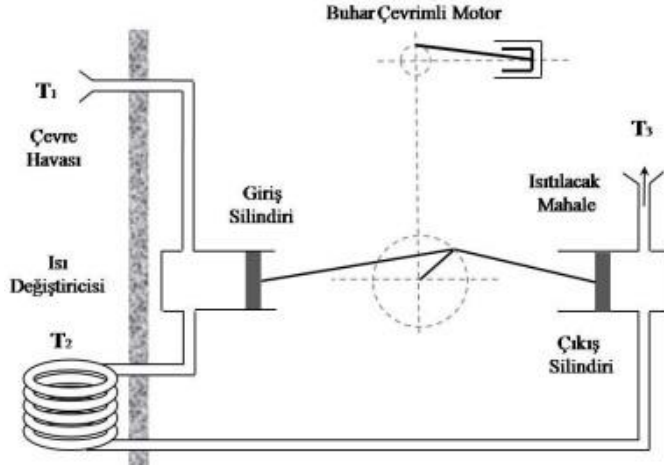
Yapılan bu yeni çalışmada ise, Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik laboratuvarında kurulan sistem ile mekan soğutulması yapılırken eş zamanlı sıcak su eldesi sağlanmıştır. Soğutma sezonunda 35 gün boyunca deneyler tekrarlanmış olup, sistem üzerindeki çeşitli noktalardan ve çevre ortamdan, sıcaklık, basınç ve debi ölçümleri alınmıştır. Çalışmada örnek bir gün ele alınarak, sistemin anlık davranışı incelendiği gibi 35 günlük soğutma sezonu için günlük ortalama sistem davranışı da değerlendirilmiştir. Gerek anlık gerekse günlük ortalama olarak ölçülen yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basıncının değişimi, R410a aracı akışkanın çeşitli noktalardaki sıcaklığının değişimi, sistem üzerindeki su hatlarındaki sıcaklığın değişimi, ısı pompası elemanlarının güçlerinin değişimi, iç ve dış ortam sıcaklık ve nem değerlerinin değişimi, depo suyu sıcaklığının değişimi grafikler ile incelenmiştir. Bu veriler kullanılarak enerji ve ekserji analizleri yapılarak, gerek ısıtma gerek soğutma COP değerlerinin değişimleri elde edilmiş, sistem elemanlarındaki tersinmezlik tespit edilmiş ve yorumlanmıştır.

Dış hava şartları, depo suyu sıcaklığı gibi parametre değişimlerinin sistem üzerine etkileri araştırılmıştır. Hesaplamalar tüm sistem elemanlarının ekserji ve enerji analizleri ile ısı pompası çevrimi ve sistemin tanımı için performans analizleri incelenmiştir.

## **2.2. Kuramsal Bilgiler**

### **2.2.1. Isı pompasının tarihçesi**

Isı pompası teknolojisi temel prensip olarak ilk defa 1824 yılında ortaya çıkmıştır. Nicolas Leonard Sadi Carnot, buharlı güç çevriminin ters çalışması ile çevreden alınan ısının başka bir ortama aktarılabilceğini fark etmiş ancak pratikte uygulanabilirliği fikri ilk defa Lord Kelvin tarafından 1852 yılında İsviçre’de ortaya atılmıştır. Lord Kelvin, iş yapan akışkan olarak havayı kullanmak sureti ile bir ısı pompası yapmıştır (Şekil 2.1). Bu makinede, çevre havası silindire çekilerek genişletilmiş, böylece havanın basınç ve sıcaklığı düşürülmüştür. Bu düşük sıcaklık ve basınçtaki hava, dışarıya yerleştirilen bir havadan havaya ısı değiştiricisinden geçirilerek çevre havasından ısı çekilmiştir. Bu ısıtılmış hava, binanın içine verilmeden öne, atmosferik basınç üzerine çıkartılmıştır.



Şekil 2.1. Lord Kelvin ısı pompası (Yamankaradeniz vd 2009)

Kelvin tarafından 1852 yılında yapılan bu çalışmaya rağmen ısı pompaları üzerine ciddi çalışmalar 1920’li 1930’lu yıllara kadar yapılmamıştır. Morley, Kelvin’in çalışmalarını 1922 yılında canlandırmış, Haldane 1938 yılında ısı pompalarının ısıtma potansiyellerini deneysel olarak analiz etmiştir. Kendi evini deneyde kullandığı ısı pompası ile ısıtarak çeşitli testler yapmıştır. Homkes’de 1930 yılında ısı pompası araştırmalarına katılarak sıcak su üretimini gerçekleştirmiştir (Yamankaradeniz vd 2009).

Avrupa’da ilk uygulama, bir evin ısıtılması amacıyla 1927 yılında İskoçya’da bir ısı pompası tesisatı kurulmasıyla gerçekleştirilmiştir. Bu ünite, sıcak su temini ve hacim ısıtılması için ısı kaynağı olarak atmosferik çevre havası kullanmıştır. İlk ısı pompalarından biri de Avrupa’da 1938 yılında Zürih’te kurulmuştur. Bu ünite, ısı kaynağı olarak nehir suyu, iş yapan akışkan olarak Freon-12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır. 1945 yılında ise İngiltere’de soğutucu akışkan olarak SO<sub>2</sub> (kükürtdioksit) kullanan ve kaynak olarak nehir suyundan faydalanan bir ısı pompası sistemi ile büyük bir binanın ısıtılması sağlanmıştır. Avrupa ülkeleri dışında ise ısı pompası 1940 yılından sonra Amerika’da kullanılmaya başlanmıştır. 1952 yılında 1000 ısı pompası imal edilerek piyasaya sürülmüştür. Isı pompası imalatı 1954 yılında iki misline, 1957 yılında 10 misline çıkartılmıştır. 1963 yılında ise 76000 ısı pompası ünitesi imal edilmiştir. Bu tesisatların birçoğu Güney Amerika’da kurulmuştur. Bu bölgelerde kış aylarında ısıtma ihtiyacı sağlayabilecek şekilde kurulan kombine ısı pompaları klasik sistemlerle rekabet etme imkanına kavuşmuştur. Buna rağmen ısı pompaları daha soğuk bölgelerde kullanıldığında bazı problemler ortaya çıkmıştır. Bu durum ısı pompası ünitelerinde güvenilirliğin azalmasına neden olmuştur. 1960’lı yıllarda ısı pompası endüstrisindeki gerileme 1971 yılına kadar devam etmiştir. Elektrik fiyatlarındaki düşmeye rağmen 1960 yıllarında Amerika’da ısı pompalarından, doğrudan elektrikle ısıtmaya doğru bir yönelme olmuştur. Bunun nedeni, çeşitli sebeplerle ısı pompasına güvenilirliğin azalmasından kaynaklanmıştır. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompası endüstrisinde büyük bir düzelleme olmuştur. İmalatı iyi bilen mühendis ve üreticiler daha güvenilir üniteler geliştirmişlerdir. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompalarına ilgi artarak 1976 yılında 300000 ünite imal edilmiştir. Amerika’da 1978 yılının sonuna kadar imal edilen ısı pompalarının toplam sayısı 2000000’u aşmaktadır. Amerika’da 1978’den sonra yapılan binaların % 25’inin ısı pompası ile ısıtılması

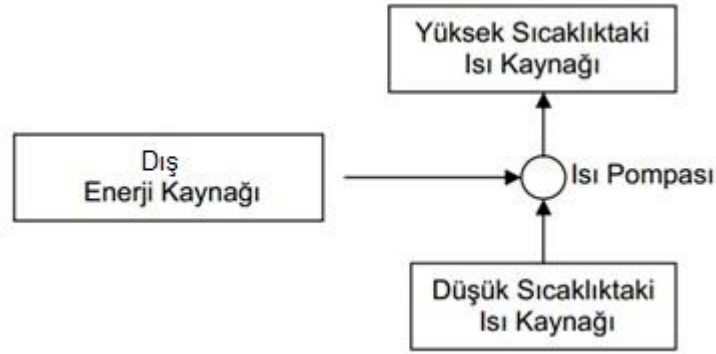
planlanmış ve uygulanmıştır. Dünya da özellikle Amerika, Kanada, Almanya, İsviçre vb. gelişmiş ülkelerde ısı pompaları bugün hem evsel hem de endüstriyel alanda yaygın olarak kullanılmaktadır (Yamankaradeniz vd 2009).

### 2.2.2. Isı pompasının tanımı ve çalışma prensibi

Isı pompası, dışarıdan enerji verilmesi ile düşük sıcaklıktaki bir ortamdan aldığı ısıyı yüksek sıcaklıktaki ortama veren bir makinedir. Kışın ısıtma maksadı ile kullanılan ısı pompası, yazın da soğutma için kullanılabilir (Şekil 2.2).

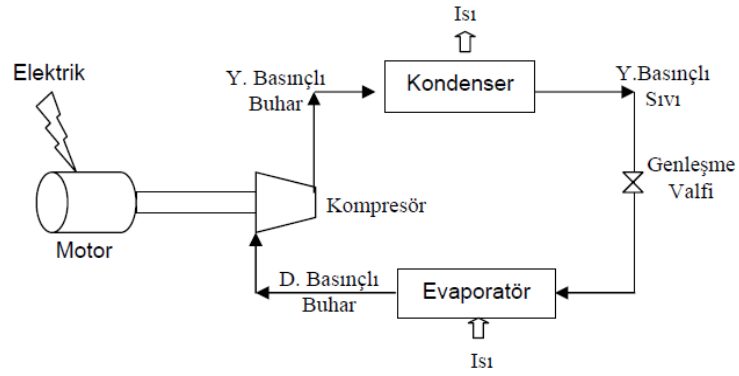
Maddenin enerji durumu kendi mutlak sıcaklığına bağlıdır ve bu da maddeyi oluşturan taneciklerin kinetik enerjileri toplamıdır. 273°K sıcaklıkta bir katı, sıvı veya gaz önemli miktarda enerji içerir. İçinde bulunduğumuz çevrede de büyük miktarda enerji depo edilmekte olup (toprakta, suda, havada), bu enerji ışıma yoluyla sürekli olarak güneş tarafından yenilenmektedir. Isının düşük sıcaklıktaki kaynaklardan özümlemesindeki ana esaslar son yıllarda soğutma ve iklimlendirme ile ilgili olarak geliştirilen teknolojilerde kullanılan ilkelerle aynıdır.

Isı pompasında amaç bir ortamı ısıtmak iken soğutma makinesinde amaç aynı ortamı soğutmaktır. Isı pompası ilk bakışta ısı akış yönü itibariyle termodinamiğin sıfırıncı yasasına aykırı gibi görünmektedir. Sıfırıncı yasa ısının kendiliğinden yüksek sıcaklık ortamından düşük sıcaklık ortamına akacağını ifade ederken, ısı pompasında ısı akımı bu ifadenin tamamen tersi bir durumda meydana gelmektedir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa ısı aktarımı olabilmesi için belli bir iş yapılması gerekir. Bu amaçla ısı pompalarında genellikle elektrik motoruyla çalışan sıkıştırıcılar veya gaz motorları kullanılır.



Şekil 2.2. Isı pompasının genel çalışma prensibi

Isı pompası sistemi, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi ile aynı prensipte çalışmakta ve bir kompresör, yoğuşturucu, genişleme vanası, buharlaştırıcı ve bir iş akışkanından oluşmaktadır (Şekil 2.3).



Şekil 2.3. Isı pompası sistemi

Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya ısı çekilen ortam sıcaklığından daha düşük olan buharlaşma sıcaklığında sıvı halde girer. Ortamdan buharlaştırıcıya soğutucu akışkanın buharlaşma entalpisini sağlamak üzere bir ısı akımı olur. Buharlaşan akışkan daha sonra sıkıştırılır ve bu sıkıştırma sırasında sıcaklığı ve basıncı yükselir. Buhar fazındaki soğutucu akışkan ısının verileceği ortama yerleştirilen bir ısı değiştiricisine girer. Burada ısı yüksek sıcaklıktaki aracı akışkandan ortama doğru akar. Akışkan soğudukça gizli ısını da vererek yoğuşur. Daha sonra genleşme vanasından geçirilerek sıvının basınç ve sıcaklığı düşürülür ve buharlaştırıcıya verilir. Böylece devir tamamlanmış olur (Erbil 2002).

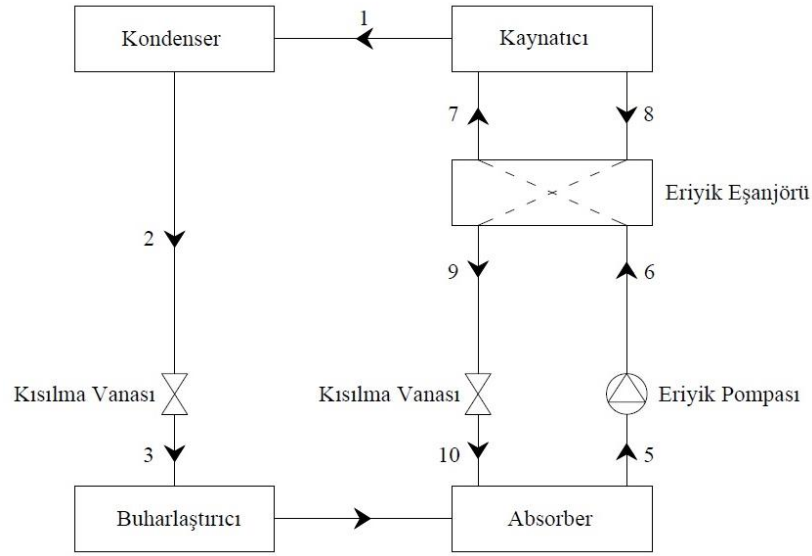
### 2.2.3. Isı pompası çevrimleri

Isı pompası sisteminde en yaygın olarak kullanılan çevrim mekanik buhar sıkıştırımlı çevrimdir. Isı pompası çeşitlerinden yaygın olarak kullanılan bazıları konunun devamında incelenmiştir.

#### 2.2.3.1. Absorbsiyonlu ısı pompaları ve ısı yükselticileri

Absorbsiyonlu soğutma çevriminde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan birisi yutucu (absorbent) diğeri ise soğutucu akışkandır. Şekil 2.4'den görüleceği üzere sistemin başlıca elemanlar, kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber ve eriyik eşanjörüdür.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, genellikle LiBr-H<sub>2</sub>O ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çiftleri kullanılmaktadır. Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan zengin eriyik, kaynatıcıda kollektörde toplanan güneş enerjisi vasıtasıyla ısınır. Bu şekilde soğutucu akışkan olan NH<sub>3</sub>'ün veya suyun tamamı buharlaşarak yoğuşturucuya geçer ve burada ısı atarak yoğuşur. Bir kısılma vanası yardımıyla buharlaştırıcı basıncına düşürülen soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda ısı çekerek buharlaşır ve soğutma işlemini gerçekleştirir. Daha sonra absorberde, kendisinden ayrılarak ısısının bir kısmını eriyik eşanjöründen geçerken zengin eriyiğe veren fakir eriyik tarafından yutulur ve çevrim bu şekilde devam eder (Yiğit ve Atmaca 2010).

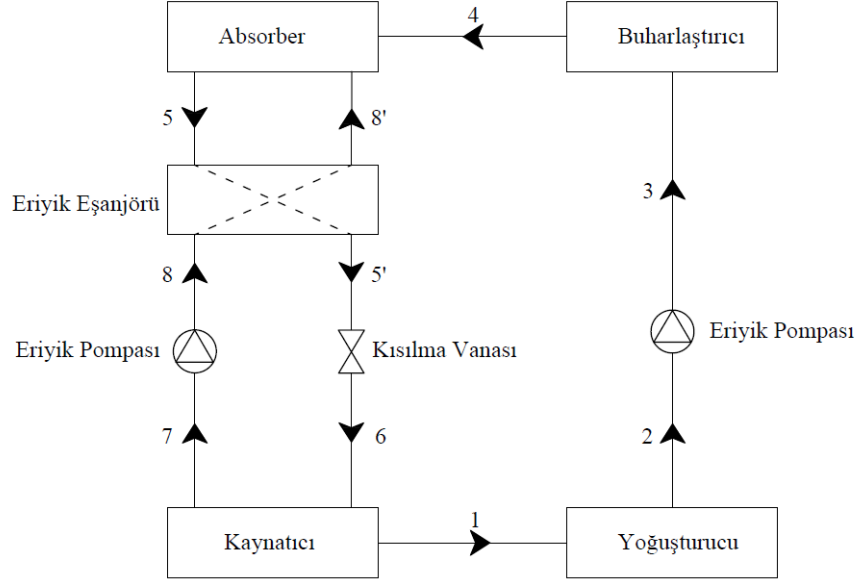


Şekil 2.4. Absorbsiyonlu ısı pompası şematik gösterimi

Absorbsiyonlu sistemlerin COP değerleri 0.4-0.6 arasında değişmektedir. Çift kademeli sistemler sayesinde COP değerinin 1'in üzerine çıkarılması sağlanabilmektedir (Yiğit ve Atmaca 2010).

Tek kademeli adsorbsiyonlu ısı yükseltici çalışma prensibi absorbsiyonlu soğutma sistemine oldukça benzer. Fakat, Şekil 2.5'den de görüleceği üzere absorbsiyonlu soğutma sisteminde alt basınçta çalışan absorber ve buharlaştırıcı adsorbsiyonlu ısı yükseltici sistemde üst basınçta çalışmaktadır. Atık ısı kaynaticıyı tahrik etmekte ve proses suyu veya buharı da absorberden elde edilmektedir. Absorber üst basınç seviyesinde çalıştığından sıcaklık seviyesi yüksektir ve dolayısıyla bu elemanı soğutmak için kullandığımız soğutma suyu çıkış sıcaklığı da çok yüksek sıcaklık seviyelerinde olmaktadır. Bu şekilde kaynaticıyı tahrik eden atık ısı sıcaklık seviyelerinin çok çok üstünde proses suyu/buharı elde etmek mümkün olmaktadır. Sistemin çalışma prensibi kısaca şöyledir; (6) noktasında düşük basınçta olan lityum bromür-su eriyiği kaynaticıya girer, burada düşük sıcaklıklı atık ısı enerjisi kaynaticıda eriyiğe aktarılır. Suyun buharlaşarak yoğuşturucuya ayrılmasından dolayı lityum bromür açısından zenginleşen eriyik (zengin eriyik), (7) noktasında bir pompa yardımıyla basıncı buharlaştırıcı basıncına yükselecek şekilde artırılır ve buharlaştırıcıdan gelen su buharını absorbe etmek üzere absorbere gönderilir. Kaynaticıda (1) noktasında buhar fazına geçip eriyikten ayrılan su, yoğuşturucu basıncında kaynaticıdan yoğuşturucuya gider. (2) noktasında yoğuşturucuda yoğuşan akışkanın basıncı (3) noktasında bir pompa yardımıyla buharlaştırıcı basıncına yükseltilir. Buradan çıkan yüksek basınçtaki akışkan buharlaştırıcıya girer. Akışkanın buharlaşması için buharlaştırıcıya ısı verilir. Yüksek basınçta soğutucu akışkan (4) noktasında absorbere girer ve burada kaynaticıdan gelen eriyik tarafından absorbe edilir. Bu olay esnasında gerçekleşen fiziko-kimyasal reaksiyon neticesinde yüksek sıcaklıklı ısı açığa çıkar. Döngünün sağlanabilmesi için absorberde oluşan bu ısının alınması gerekir. Absorbere gönderilen soğutma suyu bu ısıyı absorberden uzaklaştırırken kızgın su/buhar fazına geçer ki böylelikle adsorbsiyonlu ısı yükseltici sistemi yardımıyla kaynaticıyı tahrik eden düşük sıcaklıklı atık ısı yardımıyla yüksek sıcaklık seviyelerinde

proses suyu veya buharı elde edilmiş olur. Absorberde buharlaştırıcıdan gelen suyu absorbe ederek lityum bromür konsantrasyonu düşen eriyik (fakir eriyik) bir kısılma vanasından geçirilerek kaynatıcıya geri gönderilir ve böylece çevrim tamamlanır (Kurt ve Horuz 2011).

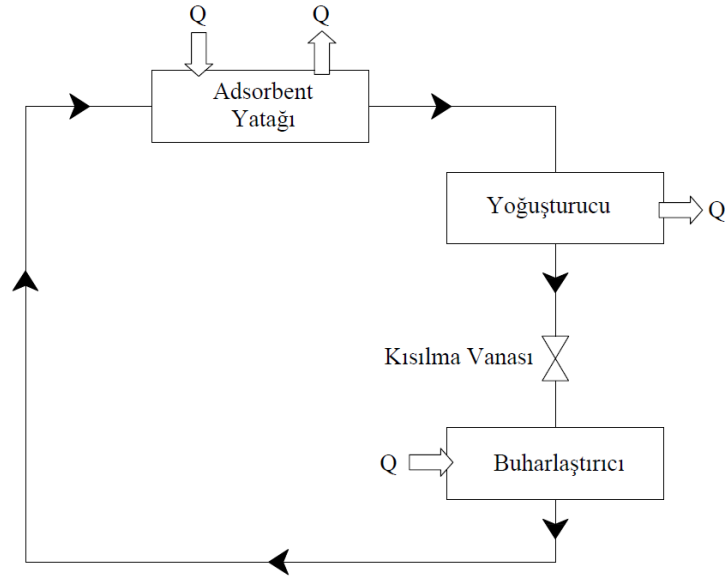


Şekil 2.5. Adsorpsiyonlu ısı yükselticisi şematik gösterimi (Kurt ve Horuz 2011)

### 2.2.3.2. Adsorpsiyonlu ısı pompaları

Adsorpsiyonlu ısı pompası çevrimleri ilk defa Faraday tarafından tanımlanmış (1848); ticari amaçlı soğutucu (veya ısı pompası) teşebbüsü ise 1920'de başlamıştır. Adsorpsiyonlu ısı pompaları enerji kaynaklarının türü ve çevrim süresince gerçekleşen fiziksel olaylar açısından adsorpsiyonlu ısı pompaları ile benzerlikler göstermesine rağmen, iki ısı pompası arasında belirgin farklılıklar vardır (Demir vd 2005). Adsorpsiyon bir sıvı/gaz akışkanın diğer bir sıvı/katı maddenin içine difüzyonu olarak tanımlanmaktadır. Adsorpsiyon ise bir gazın/sıvının, sıvı/katı haldeki bir başka maddenin yüzeyi ile fiziksel veya kimyasal etkileşme olayıdır. Adsorpsiyonlu ısı pompasının çalışma prensibi tamamen adsorpsiyon olayına dayanmaktadır.

Adsorpsiyonlu ısı pompaları, adsorbent, adsorbent yatağı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kısılma vanası ve adsorbattan oluşmaktadır (Şekil 2.6). Bu tip pompalar, basit çalışma prensibine sahip olup, termal enerji ile çalışmaktadır. Soğutma periyodunda buharlaştırıcıda bulunan adsorbat çevreden ısı çekerek buharlaşmakta, adsorbent yatağında kuru durumda bulunan adsorbent tarafından adsorplanmaktadır. Yoğuşma sırasında ise, adsorbent yatağına transfer edilen ısı ile adsorbat desorbe edilip, adsorbent yatağını terk etmekte ve yoğuşturucuda çevreye ısı bırakarak yoğuşmaktadır. Yoğuşturucuda yoğuşan adsorbat daha sonra genişleme vanasından geçirilerek buharlaştırıcıya aktarılmaktadır.



Şekil 2.6. Adsorpsiyonlu ısı pompası

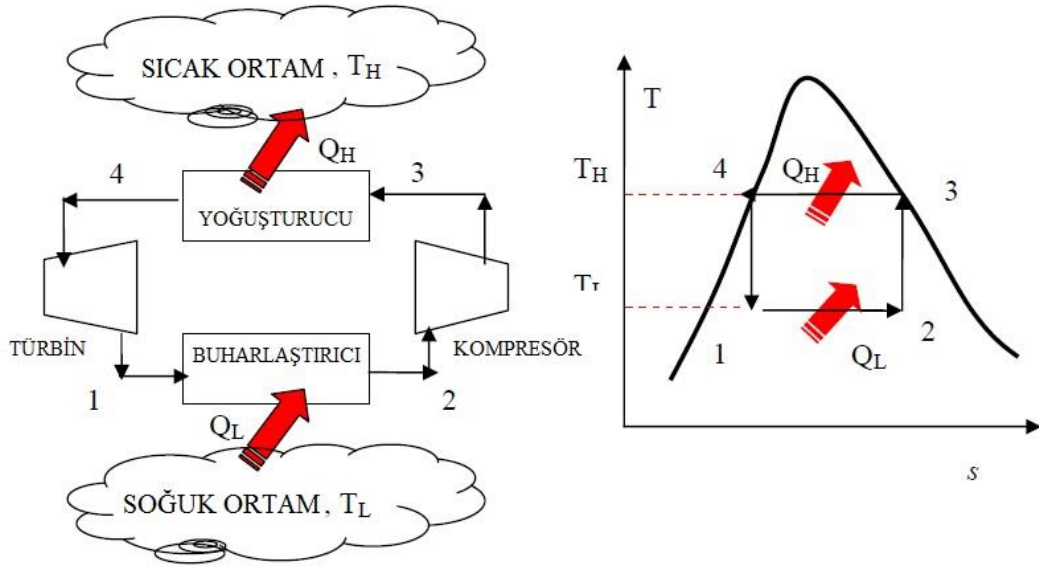
### 2.2.3.3. Ters Carnot çevrimi

Carnot çevrimi, verilen bir sıcaklık aralığında en yüksek ısıl verime sahip çevrimdir. Tersinir bir çevrim olduğu için, Carnot çevrimini oluşturan hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilir. Hal değişimlerinin ters yönde gerçekleşmesi, ısı ve iş etkileşimlerinin yönlerinin değişmesi anlamına gelir. Sonuç, ters Carnot çevrimi adı verilen çevrimdir. Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompası, Carnot soğutma makinesi veya Carnot ısı pompası diye adlandırılır (Şekil 2.7)

Bir soğutucu akışkanın doyma bölgesi içinde gerçekleşen ters Carnot çevrimini ele alalım. Hal değişimi sırasında, soğutucu akışkana,  $T_L$  sıcaklığındaki soğuk ortamdan, sabit sıcaklıkta  $Q_L$  miktarında ısı geçişi olur. Akışkan daha sonra izantropik bir hal değişimiyle 3 haline sıkıştırılır ve hal değişimi sonucunda sıcaklığı  $T_H$  olur. 3-4 hal değişimi sırasında, soğutucu akışkandan  $T_H$  sıcaklığındaki ortama, sabit sıcaklıkta ısı geçişi olur ve daha sonra akışkan 1 haline izantropik olarak genişleyerek çevrimi tamamlar. 4-1 hal değişimi sonunda akışkanın sıcaklığı  $T_L$  olur. 3-4 hal değişimi sırasında soğutucu akışkan, yoğuşturucuda doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüşür.

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısıl enerji deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir fakat aşağıda belirtilen nedenlerle Carnot çevriminin uygulamaya aktarılması olanaksızdır.

Isı geçişinin olduğu iki izotermal hal değişimi uygulamada gerçekleşebilir, çünkü doyma bölgesinde basıncın sabit kalması, sıcaklığında doyma sıcaklığında sabit kalmasını sağlar. Bu bakımdan 2-3 ve 4-1 hal değişimlerinin uygulamada gerçekleştirilmesi zordur. Çünkü 2-3 hal değişimi bir sıvı buhar karışımının sıkıştırılmasını, başka bir deyişle iki fazlı akışkanla çalışan kompresörü gerektirir. 4-1 hal değişimi ise sıvı oranı yüksek bir karışımın genişlemesidir.



Şekil 2.7. Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı

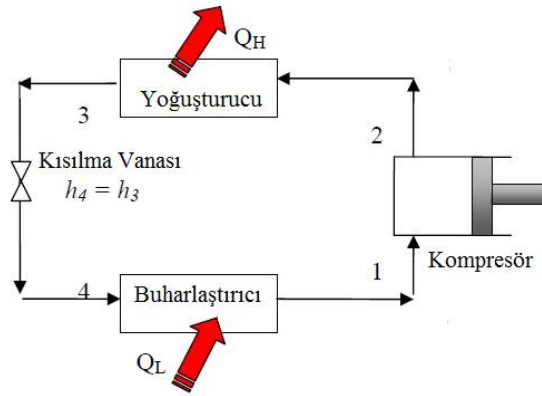
Bu sorunların, Carnot çevrimini doyma bölgesinin dışında gerçekleştirerek çözülebileceği düşünülebilir, fakat bu kez ısı geçişi işlemlerinde sabit sıcaklık koşulunun yerine getirilmesi zorluk çıkaracaktır. Bu nedenlerle ters Carnot çevriminin uygulamada gerçekleşemeyeceği ve soğutma çevrimleri için ideal bir model oluşturamayacağı sonucuna varılır.

#### 2.2.3.4. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

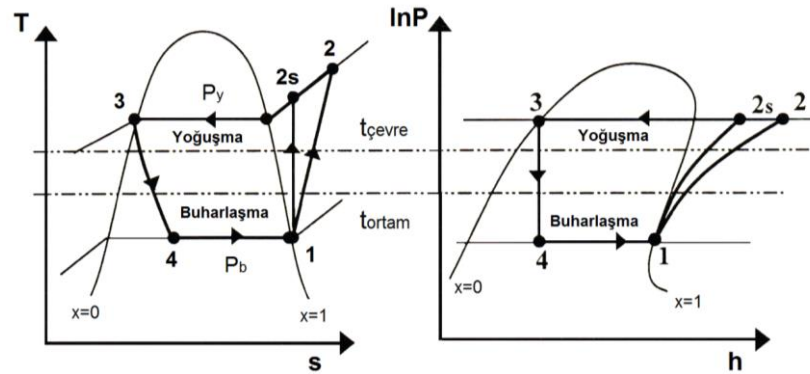
Kısılma işlemi, sıvıyı bir kısılma vanasından veya kılcal borulardan geçirerek yapılabilir. Bu şekilde elde edilen çevrim, ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi diye bilinir. İdeal buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimine ait genel çizim ve diyagramlar Şekil 2.8 ve Şekil 2.9'da verilmiştir. Bu diyagramlar üzerinde, soğutucu akışkana ait özellikler çevrimin her noktasında gözlenebilmektedir. Tersinir çevrime ait diyagramlarda gerçekleşen olaylar şu şekildedir;

- 1 – 2s : Kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma
- 2s – 3 : Tersinir sabit basınçta çevreye ısı atılması
- 3 – 4 : Kısılma vanasında sabit entalpide genleşme
- 4 – 1 : Tersinir sabit basınçta soğutucu akışkanın buharlaşması





Şekil 2.8. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni



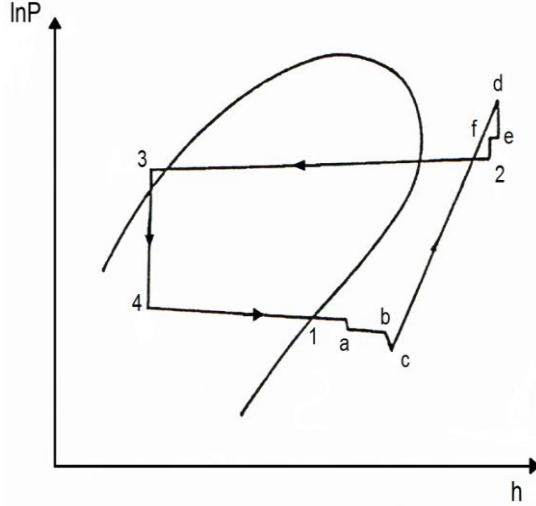
Şekil 2.9. Soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde gösterilmesi  
(Yamankaradeniz vd 2002)

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir kısılma vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı olarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrim tamamlanır.

### 2.2.3.5. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ideal çevrimden tersinmezlikler bakımından farklıdır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, yani izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi

etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu nedenlere bağlı olarak gerçek çevrime ait basınç – entalpi diyagramları da ideal çevrimden farklı olmaktadır. Gerçek çevrimin  $\ln P - h$  diyagramı Şekil 2.10’da verildiği gibidir.



Şekil 2.10. Gerçek soğutma çevriminin  $\ln P-h$  diyagramı (Yamankaradeniz 2002)

Şekil 2.10’da verilen diyagramda noktalar şu durumları ifade etmektedir;

- 1 : Evaporatör çıkışı,
- 1 – a : Emme hattındaki basınç kaybı,
- a – b : Emme hattında çevreden ısı geçişi nedeniyle sıcaklık artışı,
- b – c : Emme vanasındaki basınç düşümü,
- c – d : Kompresörde sıkıştırma,
- d – e : Basma valfindeki basınç düşümü,
- e – f : Basma hattında çevreye ısı kaybı nedeniyle sıcaklık düşümü,
- f – 2 : Basma hattındaki basınç düşümü,
- 2 – 3 : Kondanserde yoğuşma sırasında basınç düşümü,
- 3 – 4 : Kısılma vanasında sürtünmeler nedeniyle entalpi artışı,
- 4 – 1 : Buharlaşma sırasında sürtünmeler nedeniyle basınç düşümü.

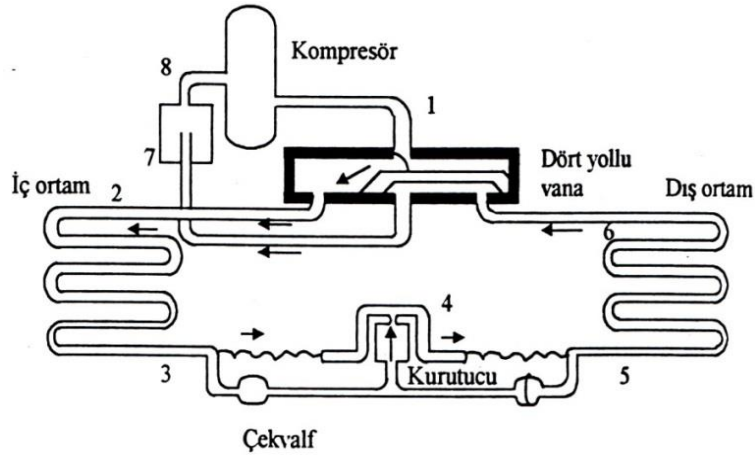
Isı pompası çevrimleri termodinamik olarak karşılaştırıldığında Carnot, ideal ve gerçek çevrimlerden bahsetmek mümkündür. Tersinir bir çevrim olan Carnot çevrimi, verilen iki sıcaklık sınırı arasında en yüksek verime sahip olan çevrimdir. Carnot çevrimi uygulamada gerçekleştirilemez, fakat gerçek çevrimlerin verimlerini Carnot çevriminin verimiyle karşılaştırmak ve gerçek çevrimlerde buna göre iyileştirmeler yapmak mümkündür. İdeal çevrimler, içten tersinir çevrimlerdir. Fakat Carnot çevriminden farklı olarak, dıştan tersinir olmayabilirler. Başka bir deyişle, sonlu sıcaklık farkından ısı geçişi gibi, sistemin sınırları dışından tersinmezlikler olabilir. Bu nedenle ideal bir çevrimin ısıl verimi, genellikle aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm tersinir bir çevriminden daha düşüktür. Buna karşın yapılan idealleştirmeler nedeniyle, yine de gerçek bir çevrimin ısıl veriminden oldukça yüksek bir ısıl verime sahiptir.

## 2.2.4. Isı pompası çeşitleri

### 2.2.4.1. Hava kaynaklı ısı pompaları

Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı olarak havanın kullanıldığı sistemler, havanın herhangi bir yerde ve zamanda kolaylıkla ve bol olarak bulunması nedeniyle oldukça kullanışlıdır. Ancak hava sıcaklığının kışın düşük olmasından dolayı dış ortam serpantinlerinin karlanması söz konusu olabilmektedir. Deniz kıyısında ve endüstriyel alanlarda korozyonu önlemek için dış ortam serpantinlerinin tamamı bakırdan yapılmalıdır. Havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompası sisteminin (Şekil 2.11) ısıtma amacıyla çalışması şu şekilde açıklanabilir:

1 noktasında sıcak gaz kompresörden çıkar, 2-3 arasında iç ortam serpantinlerinde yoğuşma olur ve ısı iç ortama verilerek ortamın havası yükseltilir. 4-5 arasında sıvı haldeki soğutucu akışkanın basıncı genişleme valfinde düşürülür. Daha sonra dış ortam serpantinlerinde soğutucu akışkan buharlaşırken, gizli buharlaşma ısısını da dış ortamdan alır. 7-8 arasında dört yollu vanadan geçen soğutucu akışkan damlacıkları ayırıcıda kalır, soğutucu akışkan kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim tamamlanmış olur.



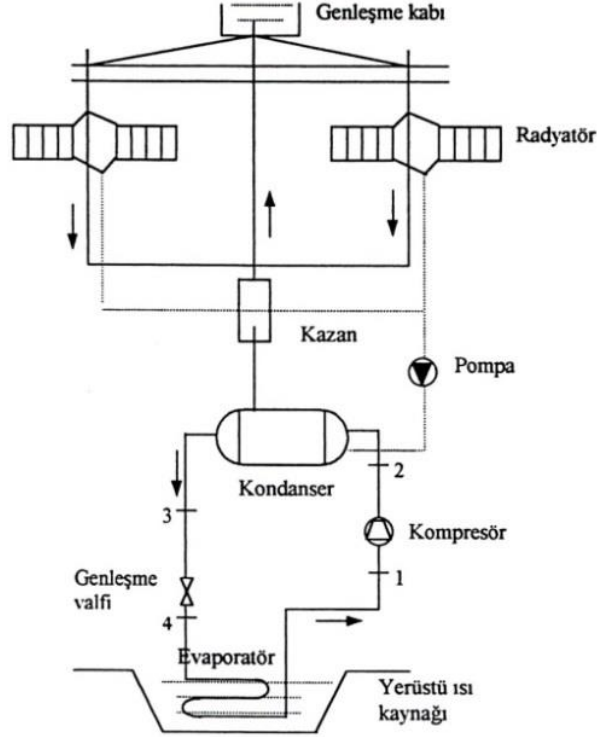
Şekil 2.11. Hava kaynaklı ısı pompası (Seçilmiş 2006)

Soğutma durumunda ise dört yollu vana yardımıyla soğutucu akışkanın akış yönü değiştirilerek, sıcak gazın dış serpantinlere gitmesi sağlanır. Böylece aynı sistemde, iç ortam gerektiği zaman ısıtılmakta gerektiğinde de soğutulmaktadır.

### 2.2.4.2 . Isı kaynağı olarak yerüstü ve yer altı sularının kullanılması

Yüksek ısı kapasitesi ve ısı transferi kabiliyeti nedeniyle su bilinen en iyi ısı kaynağıdır. Nehir, göl ve deniz ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Yerüstü sularının ısı kaynağı olarak kullanımına örnek olarak Şekil 2.12’de gösterilen nehir, göl veya deniz suyu ile konut ısıtma uygulaması verilebilir. Sistem incelenirse; 1-2 arasında kompresörde basıncı ve dolayısıyla sıcaklığı artan kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan yoğuşturucuya gönderilir. Yoğuşturucuda bulunan soğutucu akışkan, sabit

sıcaklıkta yoğuşma ısısını kazana verir ve bu konut ısıtma için kullanılır. 3-4 arasında doymuş sıvı safhasına geçen soğutucu akışkanın basıncı düşürülür. Bu safhada soğutucu akışkan buharlaşma gizli ısısını sabit olan göl, deniz, nehir suyundan alır.



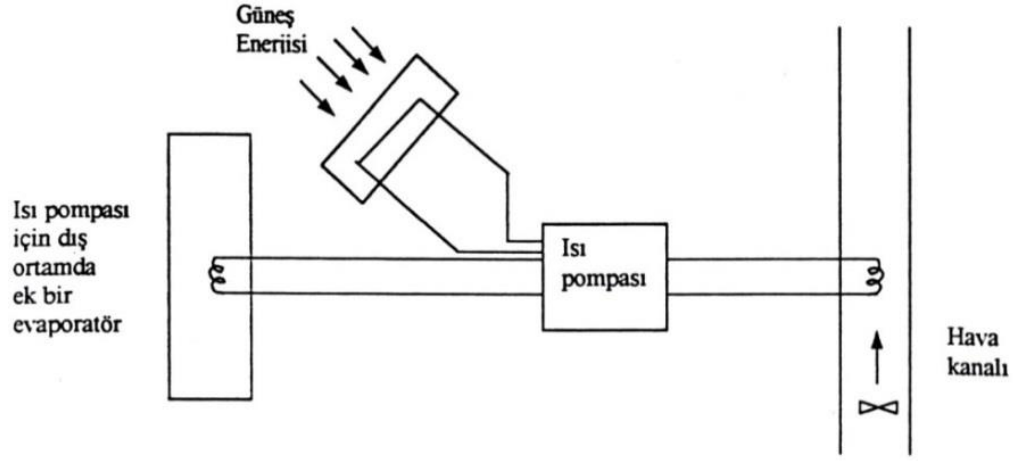
Şekil 2.12. Yerüstü ısı kaynağı ile konut ısıtma (Seçilmiş 2006)

Çeşitli kaynaklardan alınan, ideal su ısı kaynağı sıcaklığı 4-12 °C arasında olmalıdır. Yer altı sularının yıl boyunca sıcaklık değişimi azdır ve 10 °C'nin altına düşmediği için caziptir. Bununla beraber iyi kalitedeki yer altı suyunun kullanımı nadirdir. Çünkü ısı değiştiricilerin yeraltına gömülmesi korozyona neden olabilir ve maliyeti artırır. Taşınması için pompa kullanılıyorsa ek bir enerji kullanılıyor demektir (Seçilmiş 2006).

### 2.2.4.3. Isı kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanılması

Büyük ve küçük boyuttaki bütün ısı pompası kaynaklarına güneş enerjisi tesir edebilir. Güneş enerjisinin ısı pompası kaynağı olarak kullanılmasının en büyük üstünlüğü, ısı çekilecek ortamı daha yüksek sıcaklıklara çıkarabilmesi ve buna bağlı olarak daha yüksek ısıtma performans katsayısı elde edilebilmesidir.

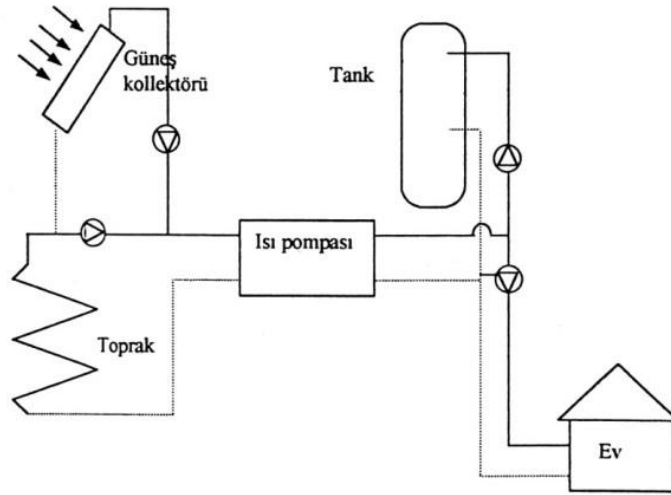
Güneş enerjisinin asıl avantajı, düz plakalı toplayıcıların hava kaynaklı ısı pompalarına ilave bir ısı olmasıdır. Şekil 2.13'te düz plakalı güneş kolektörü ile bir ısı pompası sistemi görülmektedir.



Şekil 2.13. Buharlaştırıcı için güneş kolektörü kullanılan örnek bir ısı pompası sistemi (Seçilmiş 2006)

#### 2.2.4.4. Isı kaynağı olarak toprağın kullanılması

Toprağı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompası sistemleri, inşaatın pahalı ve zor olması ve çok büyük bir buharlaştırıcı alanı gerektirmesi gibi dezavantajlara sahiptir. Toprak iyi bir kaynaktır, fakat ısı değiştiricisini toprağa gömmek, korozyonu önlemek için de dayanıklı bir malzeme kullanmak gerekir. Isı kaynağı olarak güneş enerjisi ve toprak ısı pompası sistemi birlikte kullanılabilir. Bununla ilgili tasarım Şekil 2.14'te görölmektedir.



Şekil 2.14. Güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin birlikte kullanılması (Seçilmiş 2006)

Toprak derinliğine inildikçe, dış tesirler azalarak küçölür. 10 m derinlikten itibaren aşığıya doğru pratikte yaklaşık olarak toprak sıcaklığı sabit kabul edilebilir. Bu sabit sayı, coğrafik konum ve iklimatik şartlara bağlıdır. Ayrıca derinlik arttıkça, sıcaklık az miktarda değişmektedir. Üç etken yer sıcaklığında büyük rol oynamaktadır.

- Özgül ısı kapasitesi
- Isı iletim katsayısı
- Yoğunluk

Bu üç etken toprağın içerdiği nemde bağlıdır. Toprağın nemliliği ise yerin yapısına bağlıdır, çünkü toprak yapısı kayalı, kumlu ya da killi olabilir. Bunun sonucu olarak, killi arazi yüksek nem absorbe etmesi nedeniyle, zemin kolektörü olmaya olağanüstü derecede elverişlidir (Seçilmiş 2006).

#### **2.2.4.5. Isı kaynağı olarak atık ısıların kullanılması**

Atık ısı herhangi bir sistemde bir ürün olarak elde edilen, fakat faydalanılmayan ısılardır. Isı pompası sistemiyle bunların ısısı alınır ve dolayısıyla faydalı hale getirilir. Özellikle fabrikalarda kullanılması çok daha uygun olur. Zira buralardaki atık ısı, genelde fazladır ve sistemin kurulup işletilmesi de elverişlidir.

Soğutma suyu, atık su, egzoz havası ve egzoz gazından ısı kaynağı olarak bahsetmek mümkündür. Soğutma suyu ve atık su doğrudan ısı kaynağı olup, korozif olmamasına dikkat etmek gerekir. Kirli su halinde, bu sıvılardan ara madde olarak yararlanmak ve bunun için araya uygun malzemeli bir ısı değiştirici koymak gereklidir.

#### **2.2.5. Isı pompası elemanları**

Isı pompası ile soğutma makinesini birbirinden ayıran tek fark kullanım amaçlarıdır. Isı pompasının kullanımındaki amaç, ısıtma aylarında düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekerek, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağını ısıtmada kullanmaktadır. Isı pompaları, soğutma aylarında bir soğutma makinesi olarak kullanılırlar. Görevleri; düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekip, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktarmaktır. Burada kullanım amacı, yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağını ısıtmak değil, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağını soğutmaktır. Dolayısıyla soğutma makinesi olarak adlandırılırlar. Bu kısımda buhar sıkıştırımalı çevrim esasına göre çalışan ısı pompası elemanlarında bahsedilecektir.

##### **2.2.5.1. Kompresörler**

Pratikte, buharlaştırıcıdan çıkan buharı, yoğuşma basıncına kadar sıkıştırmak için kullanılan elemanlara kompresör adı verilir. Kompresörler genellikle;

- Rotorlu kompresörler
- Pistonlu kompresörler
- Turbo kompresörler
- Vidalı kompresörler

olmak üzere dört tipte imal edilirler. Kompresörler elektrik motorlarıyla tahrik edilirler. Tahrik doğrudan doğruya veya gücün büyüklüğüne göre bir ya da daha fazla V kayışlı kayış-kasnak mekanizması ile olmaktadır.

### **2.2.5.2. Buharlaştırıcılar**

Soğutucu akışkanın buharlaşarak, soğutulmak istenen ortamdan ısı çekilmesini sağlayan elemanlardır. Soğutucu akışkanın beslenmesine, çalışma şartlarına, soğutulmak istenen sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine, soğutucu akışkanın kontrol tipine ve uygulamaya göre pratikte çok değişik konstrüksiyonlarda ve boyutlarda buharlaştırıcı tipleri bulunmaktadır.

Genellikle buharlaştırıcılar ısıl iletkenliği yüksek olan demir, çelik, pirinç, bakır veya alüminyum gibi malzemelerden imal edilirler. Zamanla yüzeylerde birikebilen kirliliğin oluşturduğu ısıl direncin büyük olması nedeniyle ısıl direnç artabilmektedir. Dış yüzeylerde hava soğutulması halinde birikebilen toz ve buz, su soğutulması halinde ise tortu, soğutucu akışkanın aktığı iç yüzeylerde ise yağ filmi veya tortu birikmesi önemli ısıl dirençler meydana getirebilmektedir.

### **2.2.5.3. Yoğuşturucular**

Yoğuşturucular, kompresörden çıkan kızgın soğutucu akışkan buharının soğutularak yoğuşturulduğu elemanlardır. Burada soğuk akışkan olarak atmosferik hava veya su kullanılabilirdiği için, yoğuşturucuları hava soğutmalı ve su soğutmalı olarak iki grupta incelemek mümkündür.

Hava soğutmalı yoğuşturucular, genellikle kanatlı borulu imal edilirler. Boruların içerisinden soğutucu akışkan, dışından da hava geçer. Bu tip yoğuşturucular daha çok küçük soğutma yüklerinde ve yeterli soğutma suyunun bulunmadığı durumlarda tercih edilir, çünkü hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı küçük olduğundan, büyük soğutma yüklerinde çok büyük yüzeyler gerekir. Bakımları ve kullanışları basit olmakla beraber hava sıcaklığının gün ve mevsim boyunca değişmesi nedeniyle otomatik kontrolü güçtür.

### **2.2.5.4. Kısılma Vanaları**

Kısılma vanaları kondenserden yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanı, arzu edilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan kısma elemanıdır. İdeal şartlarda bu elemanda gerçekleşen basınç düşürme işlemi boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilir. Kısılma vanası olarak küçük sistemlerde kılcal borular bu görevi yapmakla birlikte, daha büyük sistemlerde el ayar vanası, otomatik kısılma vanası ve termik kısılma vanası gibi elemanlar kullanılmaktadır.

### **2.2.6. Isı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanlar**

Soğutucu akışkanlar, soğutma, iklimlendirme ve ısı pompaları sistemlerinin en önemli çalışma akışkanlarıdır. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimleri yardımıyla, bir ortamdan (örnek olarak soğutma yapılan bir salon) çektikleri ıyıyı, diğer bir ortama (örnek olarak dış çevreye) atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırmalı ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görülürken, hava gibi bir akışkan kullanan gaz soğutma çevrimlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı

seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine çok bağlıdır (Genceli 2002). Soğutucu akışkanlardan özellikler şu şekilde sıralanabilir;

- Az bir enerji sarfi ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Buharlaştırıcıda basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
- Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara (ve canlılara) zarar vermemelidir (Süzer 2001).

CFC (chlorofluorocarbon) olarak bilinen halojenli bileşenler, çok kararlı olmaları nedeniyle, yıllarca atmosferde kalabilmekte ve zamanla stratosfer tabakası içine yayılmaktadır. CFC molekülleri sadece karbon ile halojen klorin, florin ve/veya bromin içerir. Atmosferin üst kısımlarına ulaştığında, soğutucu akışkan molekülleri parçalanarak, ozon tabakasının tahrip eden klorini açığa çıkarır. Atmosferin alt tabakalarında ise bu moleküller, yeryüzünün ısınmasına yardım eden, kızılötesi ışınları yutar. CFC moleküllerindeki bir veya daha fazla halojen yerine bir hidrojen atomunun konulması ile HCFC (hydrochlorofluorocarbon) bileşenleri ortaya çıkar. Bu bileşenlerdeki hidrojen varlığı, bunların atmosferdeki ömrünü ve çevreye olan olumsuz etkilerini büyük ölçüde azaltmaktadır. Bazı soğutucu akışkanlarının çevre etkileri Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Soğutucu akışkanların atmosferde kalma süreleri ve Ozon’a etkileri (Genceli 2002)

SOĞUTUCU AKIŞKAN	ATMOSFERDE KALMA SÜRESİ (YIL)	OZONA ETKİ POTANSİYELİ	SERA ETKİSİ
R-32	7,3	0	0,11
R-125	40,5	0	0,84
R-143a	64,2	0	1,1
R-502	15,8 / 400	0,22	3,7
R-22	15,8	0,05	0,34
R-12	130	1	3,1
R-134a	15,6	0	0,28
R-152a	1,8	0	0,03
R-134	-	0	-
R-143	41	0	1,1
R-11	56	1	1
R-123	1,8	0,016	0,02
R-152	-	0	-
R-717	-	0	-

Soğutucu akışkanlar arasında yaygın olarak kullanılan bazı akışkanlar şunlardır;



- **R22 (CHClF<sub>2</sub>)** : Diğer fluoroklorokarbon soğutucu akışkanlar gibi R22 de emniyetle kullanılabilir zehirsiz, yanmayan, patlamayan bir akışkandır. R22, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiş bir soğutucu akışkandır, fakat paket tipi klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda daha kompakt kompresör gerektirmesi (R12'ye nazaran takriben 0.60 katı) ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Çalışma basınçları ve sıcaklıkları R12'den daha yüksek seviyede ve fakat birim soğutma kapasitesi için gerekli tahrik gücü takriben aynıdır (Yamaç 2005).
- **R134a (CF<sub>2</sub>CH<sub>2</sub>F)** : Termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı sıfır olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu maddedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve / veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır (Yamaç 2005). Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır (Yamaç 2005).
- **R407C**: R407C akışkanı, R32, R125 ve R134a'dan oluşan ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik karışımlardır. R407C, ozon inceltme özelliği bulunmayan üç farklı hidroflorokarbon akışkanın karışımından elde edilmektedir. R22 soğutucu akışkanına yakın özellikler gösterir (DuPont Suva 2012).
- **R410A**: R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça % 50 oranında) ve R22 için alternatif kabul edilen yakın azeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R22-R410A dönüşümünde sistemin yeniden tasarlanması gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı takdirde sistem verimi R22'ye göre % 5 daha iyi olmaktadır. R410A yine ozon inceltici özellik göstermeyen iki hidroflorokarbon akışkanın karışımından oluştuğu için sera etkisi yaratmaz (DuPont Suva 2012).

Yukarıda özetlenen önceki çalışmalardan ve kuramsal bilgilerden görüldüğü üzere, çeşitli ihtiyaçları karşılamak üzere hava, su, toprak ve atık ısı enerjisinden faydalanan ısı pompaları için birçok parametre araştırılmıştır. Bu çalışmada, su-su kaynaklı bir ısı pompası sistemi simultane mekân soğutma sıcak su eldesi için kurulmuştur. Soğutma için ortamdan çekilen ısı kullanım sıcak suyu deposuna atılmaktadır. Çalışmanın mevcut çalışmalardan en büyük farkı çalışma stratejisi olmuştur. Antalya ilinde yaz aylarında gün içerisinde güneş ışınımının yoğun olduğu zamanda soğutmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Sıcaklık genellikle 35 °C ile 40 °C arasında seyretmektedir. Yapılan tasarım ile ısı atılan ortam dış ortam havası yerine bina kullanım suyu deposu olmuştur. Bu şekilde yaz aylarında da ihtiyaç duyulan sıhhi sıcak su belirli değerlere kadar ısıtılmış olacaktır. Bu da sıcak su eldesinde enerji kullanımını ciddi oranlarda düşürecek, aynı zamanda soğutma için ortam havası kullanımına nazaran verimi yükseltecektir.

Bu çalışmada tüm sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmış olup, hem sistem performansı hem de sistem performansını olumsuz etkileyen nedenler araştırılmıştır.

Soğutma ihtiyacı duyan bir mekânın ısı pompası ile soğutulması esnasından eşzamanlı olarak kullanım sıcak suyu hazırlanmasının tek bir sistemde gerçekleştirilmesi itibariyle diğer çalışmalardan farklıklar arz etmektedir.

### 3. MATERYAL VE METOD

Bu bölümde çalışma kapsamında kurulan su - su kaynaklı ısı pompası sisteminin her bir elemanı tanıtılacak, alınan ölçümler, ölçümlerde kullanılan cihazlar ve hassasiyetleri verilecek, sistemin yaz şartlarındaki çalışma prensipleri açıklanacak, termodinamik analizde yararlanılan matematiksel ifadeler sunulacaktır.

#### 3.1. Sistem Elemanları

##### 3.1.1. Sudan suya ısı pompası

Sistem için kurulan “Tenesun” marka su - su kaynaklı ısı pompasının teknik özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir. Bu ısı pompası ile

- Yaz aylarında sadece soğutma ya da soğutma ve sıcak su eldesi,
- Kış aylarında sadece ısıtma ya da ısıtma ve sıcak su eldesi,
- Ara mevsimlerde ise sadece sıcak su temini

mümkün olmaktadır. Isı pompasının laboratuvar ortamında kurulmuş görüntüleri Şekil 3.1, Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’te sunulmuştur.

Çizelge 3.1. Su – su kaynaklı ısı pompasının teknik özellikleri

Teknik Özellikler	
Isıtma kapasitesi	18.9 kW (15°C/10°C kaynak, 40°C/45°C kullanıcı)
Isıtma şartlarında güç girişi	4.5 kW
Soğutma kapasitesi	17.5 kW (12°C/7 °C kullanıcı, kaynak 45 °C)
Soğutma şartlarında güç girişi	3.7 kW
Sıcak su temini kapasitesi	18.9 kW (15 °C/55 °C sıcak su, 12 °C/7 °C kullanıcı)
İklimlendirme tarafı sirkülasyon suyu debisi	3 m <sup>3</sup> /h
Sıcak su temini tarafı sirkülasyon suyu debisi	3 m <sup>3</sup> /h
Eşanjörlerde basınç düşümü	35 kPa
Soğutucu akışkan tipi	R410A
Maksimum su çıkış sıcaklığı	60 °C
Boyutlar (L x W x H)	1085 mm x 690 mm x 750 mm
Ses seviyesi	56 dB(A)
Net ağırlığı	180 kg



Şekil 3.1. Kullanılan ısı pompasının önden görünüşü



Şekil 3.2. Kullanılan ısı pompasının yandan görünüşü



Şekil 3.3. Kullanılan ısı pompasının arkadan görünüşü

Kullanım sıcak suyu depolama amaçlı olarak 1000 litre hacimli Alarko marka ASB-1 model tek serpantinli 2 depo sistemde kullanılmıştır. Kullanılan depoların çapı 1m olup yükseklikleri 2.1 m'dir. Depolarda 2.97 m<sup>2</sup> ısı transfer yüzey alanına sahip 1 adet serpantin bulunmaktadır. Depoların susuz ağırlıkları 285 kg'dır. Depolarda serpantin giriş çıkışının yanı sıra 3 adet giriş ağzı bulunmakta ve serpantinler dahil tüm ağzlar 1¼" çaptadır. Laboratuvarda depo yerleşimleri ve bağlantıları Şekil 3.4'te gösterilmiştir.

Sistemde 2 adet sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Bunların yerleri ve özellikleri şu şekildedir:

- a) Depo - ısı pompası arası sirkülasyon pompası: Biral marka M15-2 model dişli 3 kademeli sirkülasyon pompası kullanılmıştır. 3 kademedeki hızlar ve çekilen güç sırasıyla 1450 d/d ve 125 W, 2300 d/d ve 195 W, 2500 d/d ve 250 W olarak kataloglardan tespit edilebilmektedir.
- b) Isı pompası - fan coil arası sirkülasyon pompası: Wilo marka TOP-S30/10 model dişli 3 kademeli sirkülasyon pompası kullanılmıştır. 3 kademedeki hızlar ve çekilen güç sırasıyla 2400 d/d ve 335 W, 2550 d/d ve 385 W, 2700 d/d ve 390 W olarak kataloglardan tespit edilebilmektedir.



Şekil 3.4. Depo ve bağlantıları

### 3.1.2. Döşeme tip fan - coil cihazlar

Soğutmanın temini için Alarko marka MKF5-600 model 2 adet, MKF5-450 model 2 adet fan – coil sistemde kullanılmıştır. Kullanılan fan – coil'lerin özellikleri Çizelge 3.2'de, laboratuvar ortamında kurulumu ise Şekil 3.5'te verilmiştir.

### 3.1.3. Otomasyon sistemi

İklimlendirme sisteminin kontrolünü ve veri kaydını sağlamak amacıyla kapsamlı bir otomasyon sistemi kurulmuştur. Otomasyon sistemi doğrudan sayısal

denetim (DDC), enerji yönetimi birlikte; mikroişlemci tabanlı bina alt sistemleriyle ara yüz olma görevini de üstlenmektedir.

Çizelge 3.2. Kullanılan fan – coil teknik özellikleri

<b>Teknik Özellik</b>	<b>MKF5-450 Model</b>	<b>MKF5-600 Model</b>
Nominal hava debisi (3 kademede)	458 / 642 / 765 m <sup>3</sup> /h	748 / 861 / 1020 m <sup>3</sup> /h
Soğutma kapasitesi (Hava giriş koşulu: 27 °C / % 47 nem, su giriş çıkış: 7 °C / 13 °C, en yüksek devirde)	3.77 kW	4.91 kW
Isıtma kapasitesi (hava giriş koşulu: 20 °C, su giriş sıcaklığı 50 °C, en yüksek devirde)	6.26 kW	6.99 kW
Su debisi	0.180 l/s	0.234 l/s
Su tarafı basınç kaybı	12.7 kPa	13.6 kPa
Giriş / çıkış boru çapı	3/4"	3/4"
Ağırlık	32.5 kg	39 kg



Şekil 3.5. Laboratuvar ortamında kurulan fan-coil fotoğrafı

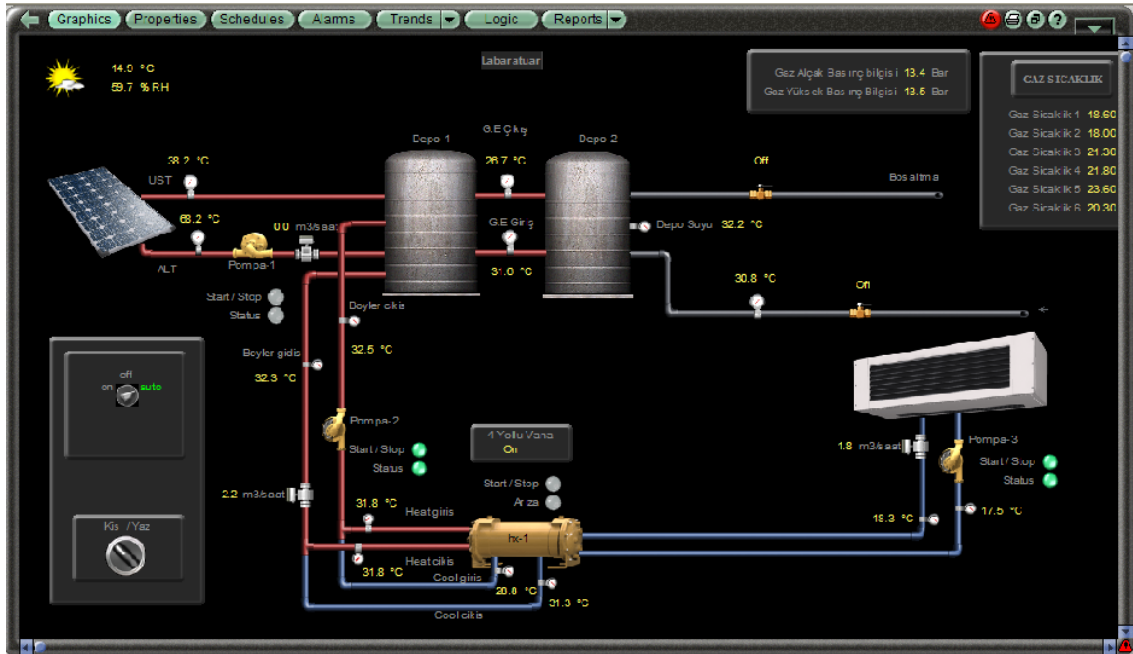
Sistemin tüm kontrol mantığı mikroişlemci tabanlıdır. Mikroişlemciler çift çekirdek teknolojisine sahiptir. Saha kontrol panelleri Şekil 3.6'da gösterilen DDC pano içerisine yerleştirilmiştir. Saha kontrol panelleri universal girişlere sahiptir. Bu girişler hem dijital hem de analog olarak ihtiyaca göre seçilebilmektedir. Analog seçilen girişle; Pt 1000 ohm, Ni 1000 ohm, 100 K ohm, termistör, 0 – 10 VDC, 4 – 20 mA gibi standart sinyalleri kabul etmektedir. Dijital seçilen girişler ise kuru kontaklar ve pulse girişler bağlanabilmektedir.

Otomasyon, sistem ekipmanlarının kontrolünü, gözlemlenmesini, renkli grafik ve resimler ile sistemin izlenmesini, toplanan verilerin işlenerek istatistikî bilgi saklanmasını sağlayabilmektedir. Sistemin takibi ve verilerin toplanmasında kullanılan programın bilgisayar üzerinden görünen ara yüzü Şekil 3.7’de verilmiştir.

Sistemin takibi ve analizi için 25 noktadan sıcaklık, 2 noktadan basınç, 2 noktadan debi ve 1 noktadan nem ölçümleri alınmıştır. Ölçümlerde kullanılan probalar ve özellikleri Çizelge 3.3’te sunulmuştur.



Şekil 3.6. Otomasyon panosu



Şekil 3.7. Sistemin takibinde ve verilerin kaydında kullanılan programın ara yüzü

Çizelge 3.3. Kullanılan ölçüm elemanları ve özellikleri

Eleman	Adet	Amaç	Özellik
Dış hava tipi sıcaklık ve nem probu	1	Dış ortam nem ve sıcaklığının tespiti	Sıcaklık: Ölçüm aralığı: -50...+50 °C Hissedici özelliği: Pt 1000 Hassasiyet: ±0.9 K Nem: Ölçüm aralığı: 0...100 %rh Hissedici özelliği: Pt 1000
Daldırma tip sıcaklık probu	14	Tesisatta her bir noktadaki akışkan sıcaklığının tespiti	Ölçüm aralığı: -30...+130 °C Hissedici özelliği: Pt 1000 Hassasiyet: ±0.6 K
Yüzey tip sıcaklık probu	6	Isı pompasında çeşitli noktalarda aracı akışkan sıcaklığının tespiti	Ölçüm aralığı: -30...+130 °C Hissedici özelliği: Pt 1000 Hassasiyet: ±0.8 K
Mahal tip sıcaklık probu	4	4 ayrı odanın sıcaklığının tespiti	Ölçüm aralığı: -50...+50 °C Hissedici özelliği: Pt 1000 Hassasiyet: ±0.9 K
Basınç probu	2	Isı pompası alt ve üst basıncının tespiti	Ölçüm aralığı: 0...60 bar Hissedici özelliği: 0-10 Volt Hassasiyet: %±1.5
Debimetre	2	Depo - ısı pompası ve ısı pompası - fan coil arası su debisinin tespiti	Pulse çıkışlı çarklı tip debimetre Hız ölçüm aralığı: 0.3m/s–10 m/s Maksimum çalışma basıncı: 10 bar Hassasiyet: %±0.5

Çalışma periyodu boyunca sistemin her noktasındaki su sıcaklıkları 14 ayrı Pt1000 daldırma sıcaklık sensörü ile R410A aracı akışkan sıcaklıkları 6 ayrı Pt1000 yüzey sıcaklık sensörü ile dış sıcaklık ve nem Pt1000 sensör ile iç ortam sıcaklığı 4 ayrı Pt1000 oda tipi sıcaklık sensörü ile yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınçları 2 ayrı piezoresistive basınçölçer ile debiler 2 ayrı çarklı debimetre ile ölçülmüş, görüntülenmiş ve 5' şer dakikalık periyotlar ile kaydedilmiştir. Su sıcaklık ölçümü için ±%1.2, R410 sıcaklık ölçümü için ±%1.6, dış ortam nem ölçümü için ±%2.0, dış ortam sıcaklık ölçümü için ±%4.57, iç ortam sıcaklığı ölçümü için ±%2.4, basınç ölçümleri için ±%1.60, debi ölçümleri için ±%2.63 toplam belirsizlik hesaplanmıştır.

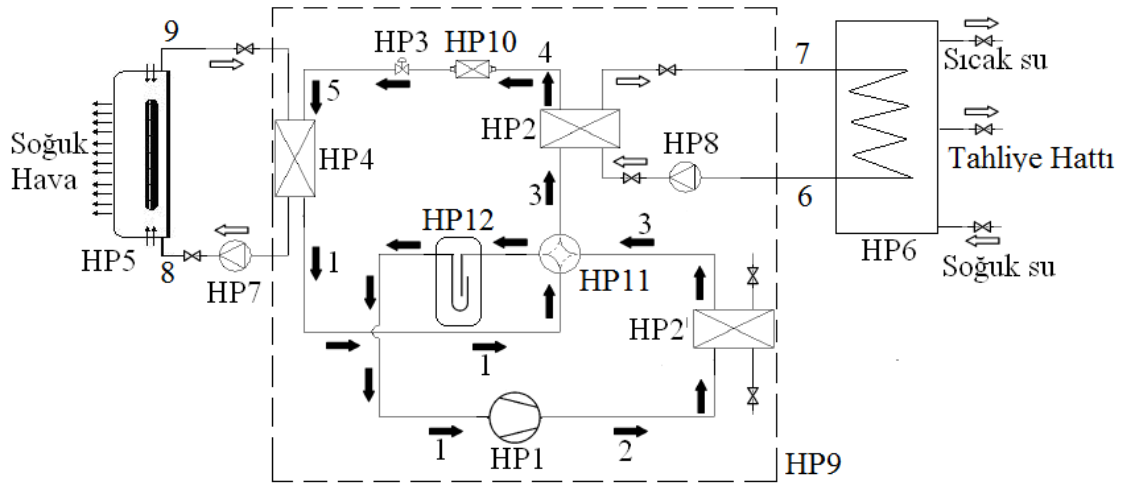
### 3.2. Sistemin çalışma prensibi ve test metodu

#### 3.2.1. Sistem çalışma prensibi

Yukarıda tanımlanan elemanlar ile kurulumu tamamlanan tesisatın genel akış şeması Şekil 3.8'de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere, HP4 numaralı eşanjör buharlaştırıcı, HP2 numaralı eşanjör ise yoğunlaştırıcı görevi üstlenmektedir. Bu çalışmada ise HP2' numaralı eşanjörün devreden çıkarılmıştır. Böylece fan - coil cihazlar tarafından ortamdaki çekilen ısı HP4 buharlaştırıcıda aracı akışkan R410A'ya aktarılacak, aracı akışkan kompresör tarafından yüksek sıcaklık ve basınca çıkarılacak, HP2 numaralı yoğunlaştırıcıda aracı akışkan ısısını suya aktaracak, bu ısı da depoya



aktarılabacaktır. Böylece ortam soğutulurken eş zamanlı olarak sıcak su eldesi de gerçekleştirilmiş olacaktır.



HP1-Kompresör, HP2'-Yedek Yoğurturucu, HP2-Yoğurturucu, HP3-Kısılma Vanası, HP4-Buharlaştırıcı, HP5-Fan-coil, HP6-Kullanım Suyu Deposu, HP7-Sirk.Pompası I, HP8-Sirk.Pompası II, HP9-Isı Pompası Ünitesi, HP10-Çekvalf, HP11-Dört Yollu Vana, HP12-Gaz-Sıvı Ayırıcı

Şekil 3.8. Tesisat genel akış şeması

### 3.2.2. Test metodu

Sistem yaz şartlarında soğutma ve sıcak su eldesini eş zamanlı yapacak şekilde çalıştırılmıştır. Soğutulan hacim 110 m<sup>2</sup> kapasiteli laboratuvar hacmi iken, soğutulan hacimden çekilen ısı 2 ton kapasiteli depoya aktarılarak sıcak su eldesi gerçekleştirilmiştir. Sistem 2012 yılı Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında bu prensip ile 35 gün çalıştırılmıştır. Saat sabah 09:00 ile 14:00 arasında toplam 5 saat soğutma ve sıcak su eldesi işlemi gerçekleştirilmiş olup, artan depo su sıcaklığı ile soğutma performansı düştüğü için sistem saat 14:00'de durdurulmuştur.

### 3.3. Termodinamik analiz

Analizlerde, sürekli akışlı sürekli açık sistem kabulü yapılmış ve kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri kullanılarak ısı geçişleri ve tersinmezlikler ile enerji ve ekserji verimleri belirlenmiştir.

Bilindiği üzere ekserji,  $P_0$  basıncında ve  $T_0$  sıcaklığında sabit olan çevre koşullarında, verilen bir enerjiden alınabilecek maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Herhangi bir enerji formunun ekserjisi, o enerjinin kullanılabilirliği, kalitesi veya değişim yaratma potansiyelinin ölçüsü olarak bilinir. Bir mühendislik tasarımının mümkün olan en yüksek verimde ve minimum maliyette olması beklenir. Tasarım yapılırken hedeflenen bu özelliklere teknik, ekonomik ve yasal koşullar altında etik, ekolojik ve sosyal sonuçlar da göz önüne alınarak ulaşılmaya çalışılmalıdır. Ekserji kavramı da bu amacın gerçekleştirilmesini önemli oranda kolaylaştırır. Ekserji analizleri

aynı zamanda tasarım aşamasındaki proseslerin termodinamik iyileştirme potansiyellerini belirlemekte kullanılır.

Ekserji her zaman referans olarak alınan bir sıcaklık ve basınca göre hesaplanır ki bu koşullar ölü hal olarak adlandırılır. Bu sınırlandırılmış ölü halde, değerlendirilen sabit bir miktar maddenin sıfır hızda ve değerlendirmenin yapıldığı bölgenin yüksekliğinde kütsel sızdırmaz bir hacim içerisine kapatılmış olduğu varsayılır. Bu maddenin  $T_0$  sıcaklığında ve  $P_0$  basıncında olduğu kabul edilir. Hesaplamalarda çevrenin  $T_0$  ve  $P_0$  değerleri genellikle 1 atm basınç ve 25 °C sıcaklıkta alınır. Özgener ve Hepbaşlı (2005a) tarafından bildirildiğine göre Moran, bu özelliklerin uygulamaya bağlı olarak farklı alınabileceğini söylemektedir. Örneğin çalışmanın yapıldığı bölgeye ve aya ait ortalama çevre sıcaklığı ve basıncı da ölü nokta özellikleri olarak kabul edilebilir. Mevcut çalışmada ölü hal bu şekilde tayin edilmiştir.

Enerji kaynaklı iyileştirmelerde ekserji analizi, enerji analizlerinin bir parçası olması açısından çok önemlidir. Ekserji analizinin teorisi temel olarak yararlanılabilir enerji kavramına dayanır. Ekserji (kullanılabilirlik), belirli bir haldeki sistemin yapabileceği maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji, yararlanılabilir enerji, yararlanılabilirlik gibi kavramların hepsi aslında aynı şeyi ifade eder. Benzer şekilde ekserji yok oluşu, ekserji tüketimi, tersinmezlik ve kayıp iş ifadeleri de temelde aynıdır ve bir hal değişimi sırasında kaybolan iş potansiyelini ifade ederler. Bu alandaki terminoloji görüldüğü üzere standart hale getirilememiştir (Dincer ve Rosen 2007; Hepbaşlı ve Özgener 2005a). Bu çalışmada akış ekserjisi, ekserji yok oluşu ve ekserji verimi ifadelerinin kullanılması tercih edilmiştir.

Kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri şu şekilde ifade edilebilir:

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çikan} \quad (3.1)$$

$$\sum \dot{E}_{giren} = \sum \dot{E}_{çikan} \quad (3.2)$$

$$\sum \dot{E}x_{giren} - \sum \dot{E}x_{çikan} - \sum \dot{E}x_{yo} = 0 \quad (3.3)$$

Ekserji dengesi aynı zamanda,

$$\sum \dot{E}x_{giren} - \sum \dot{E}x_{çikan} = \sum \dot{E}x_{yo} \quad (3.4)$$

şeklinde ifade edilebilir ve bu denklemin sol tarafı ısı, iş veya kütle ile transfer edilen net ekserji, sağ tarafı ise ekserji yok oluşunun miktarını gösterir. Sistemin ekserji analizi yapılırken, tüm elemanların ekserji yok oluşu hesaplanmıştır. Bu bölümde hesaplamalar için ihtiyaç duyulan denklemler açıklanacaktır.

Toplam ekserji ise;

$$\dot{E}x = \dot{m}(ex) \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilebilir ki burada akış ekserjisi ise şöyledir:

$$ex = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (3.6)$$

Ekserji veya II. Kanun verimi de toplam ekserji çıktısını toplam ekserji girdisine oranı şeklinde ifade edilebilir:

$$\psi = \frac{\dot{E}x_{\text{çikan}}}{\dot{E}x_{\text{giren}}} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \quad (3.7)$$

Burada ekserji çıktısı ürünü, faydayı veya arzu edilen değeri ( $\dot{P}$ ) ifade ederken, ekserji girdisi ise verilen, arz edilen veya yakıt ekserjisini ( $\dot{F}$ ) ifade etmektedir (Günerhan ve Hepbaşlı 2007).

Van Goal tarafından verilen iyileştirme potansiyeli ise şu şekilde tayin edilebilmektedir (Dincer ve Rosen 2007):

$$IP = (1 - \psi)(\dot{E}x_{\text{giren}} - \dot{E}x_{\text{çikan}}) \quad (3.8)$$

Bu çalışmada enerji ve ekserji analizleri yapılırken yapılan kabuller şu şekilde sıralanabilir:

- Potansiyel ve kinetik enerji terimlerinin ihmal edildiği herhangi bir kimyasal reaksiyonun olmadığı sürekli akışlı sürekli açık sistem kabulü tüm procese uygulanmıştır.
- Sisteme ısı girişi ve sistemin yaptığı iş pozitif olarak alınmıştır.
- Isı pompası ve tüm sistemde boru bağlantılarının uzunlukları kısa olduğu için basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kompresörün toplam mekaniksel ve elektriksel verimi %76'dır. Bu değer kompresörün çalışması sırasında alınan akım ve voltaj ölçümlerine dayanmaktadır.

Sistem analiz edilirken kullanılan tesisat akış şeması Şekil 3.8.'de verilmiştir. Sudan suya ısı pompası sisteminin her bir bileşenine uygulanan kütle, enerji ve ekserji dengesi ifadelerinin sonuçları aşağıda sırasıyla verilmiştir:

**Kompresör (HPI):**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{2,s} = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ref} \quad (3.9)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \quad (3.10)$$

$$\dot{E}x_{yo,komp} = \dot{m}_{ref} (ex_1 - ex_2) + \dot{W}_{komp,elek} \quad (3.11)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{ref} (ex_2 - ex_1)}{\dot{W}_{komp,elek}} \quad (3.12)$$

**Yoğuşturucu (HP2):**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ref} \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{yoğ} \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{yoğ} c_p (T_7 - T_6) = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_4) \quad (3.15)$$

$$\dot{E}x_{yo,yoğ} = \dot{m}_{ref} (ex_3 - ex_4) + \dot{m}_{yoğ} (ex_6 - ex_7) \quad (3.16)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{yoğ} (ex_7 - ex_6)}{\dot{m}_{ref} (ex_3 - ex_4)} \quad (3.17)$$

**Kısılma vanası (HP3):**

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{ref} \quad (3.18)$$

$$h_4 = h_5 \quad (3.19)$$

$$\dot{E}x_{yo,vana} = \dot{m}_{ref} (ex_4 - ex_5) \quad (3.20)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{ref} (ex_5)}{\dot{m}_{ref} (ex_4)} \quad (3.21)$$

**Buharlaştırıcı (HP4):**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{ref} \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{buh} \quad (3.23)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{buh} c_p (T_9 - T_8) = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_5) \quad (3.24)$$

$$\dot{E}x_{yo,evap} = \dot{m}_{ref} (ex_5 - ex_1) + \dot{m}_{buh} (ex_9 - ex_8) \quad (3.25)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{buh} (ex_9 - ex_8)}{\dot{m}_{ref} (ex_1 - ex_5)} \quad (3.26)$$

**Fan - coil ünite (HP5):**

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{evap} \quad (3.27)$$

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{buh} c_p (T_9 - T_8) \quad (3.28)$$

$$\dot{E}x_{yo,fc} = \dot{m}_{evap} (ex_8 - ex_9) + \dot{Q}_{fc} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{girishavasi}} \right) \quad (3.29)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{Q}_{fc} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{girishavasi}} \right)}{\dot{m}_{buh} (ex_8 - ex_9)} \quad (3.30)$$

**Depo (HP6):**

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{yoğ} \quad (3.31)$$

$$\dot{Q}_{st} = \dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{w,st} c_p (T_7 - T_6) \quad (3.32)$$

$$\dot{E}x_{yo,depo} = \dot{m}_{yoğ} (ex_7 - ex_6) - \dot{Q}_{st} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{depo,ort}} \right) \quad (3.33)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{Q}_{yoğ} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{depo,ort}} \right)}{\dot{m}_{yoğ} (ex_6 - ex_7)} \quad (3.34)$$

Eş zamanlı soğutma ve sıcak su eldesinde soğutma için I. Yasa verimi:

$$COP_{SOGUTMA} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp,elek}} \quad (3.35)$$

Sıcak su eldesi için I. Yasa verimi:

$$COP_{ISITMA} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp,elek}} \quad (3.36)$$

şeklinde tayin edilmiştir.

Eş zamanlı soğutma ve sıcak su eldesi yapan bir sistem için birleşik COP değeri (Fatouh ve Elgendy 2011):

$$COP_{BIRLESIK} = COP_{ISITMA} + COP_{SOGUTMA} \quad (3.37)$$

Her bir eleman için Van Goal's iyileştirme potansiyeli ise şu şekildedir:

$$IP_{komp} = (1 - \psi_{komp})(\dot{E}x_{yo,komp}) \quad (3.38)$$

$$IP_{yoğ} = (1 - \psi_{yoğ})(\dot{E}x_{yo,yoğ}) \quad (3.39)$$

$$IP_{vana} = (1 - \psi_{vana})(\dot{E}x_{yo,vana}) \quad (3.40)$$

$$IP_{buh} = (1 - \psi_{buh})(\dot{E}x_{yo,buh}) \quad (3.41)$$

$$IP_{fc} = (1 - \psi_{fc})(\dot{E}x_{yo,fc}) \quad (3.42)$$

$$IP_{depo} = (1 - \psi_{depo})(\dot{E}x_{yo,depo}) \quad (3.43)$$

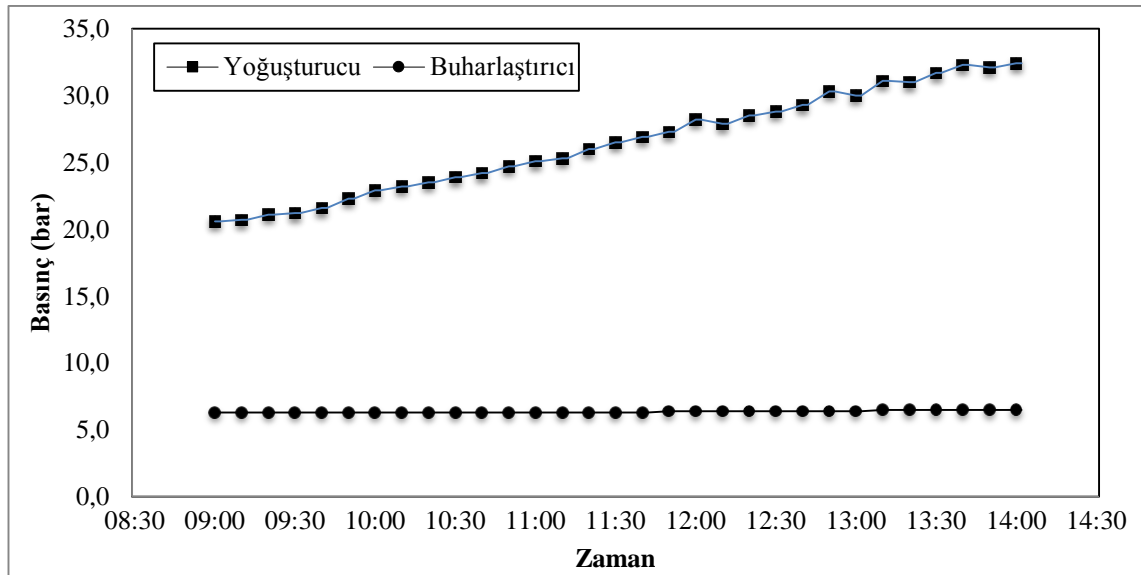
#### 4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Kurulu sistemden alınan ölçümler doğrultusunda elde edilen bulgular bu kısımda sunulacaktır. Yaz şartlarında eş zamanlı soğutma ve sıcak su eldesi uygulaması bulguları iki başlık altında incelenecektir.

İlk kısımda Temmuz ayı içerisinde seçilen bir günün saat 9:00'da başlayıp 14:00'de bitmesiyle oluşan 5 saatlik zaman için sistem davranışı incelenmiştir. İkinci kısımda ise sistemin yaz ayı içerisindeki toplam 35 günlük performansı ele alınmıştır. Sistemden alınan veriler 5 dakikada bir işlenmiş olup elde edilen değerler grafiklerde 30 dakikalık aralıklarla gösterilmiştir.

##### 4.1. Örnek Bir Gün İçin Sistemin Anlık Davranışının İncelenmesi

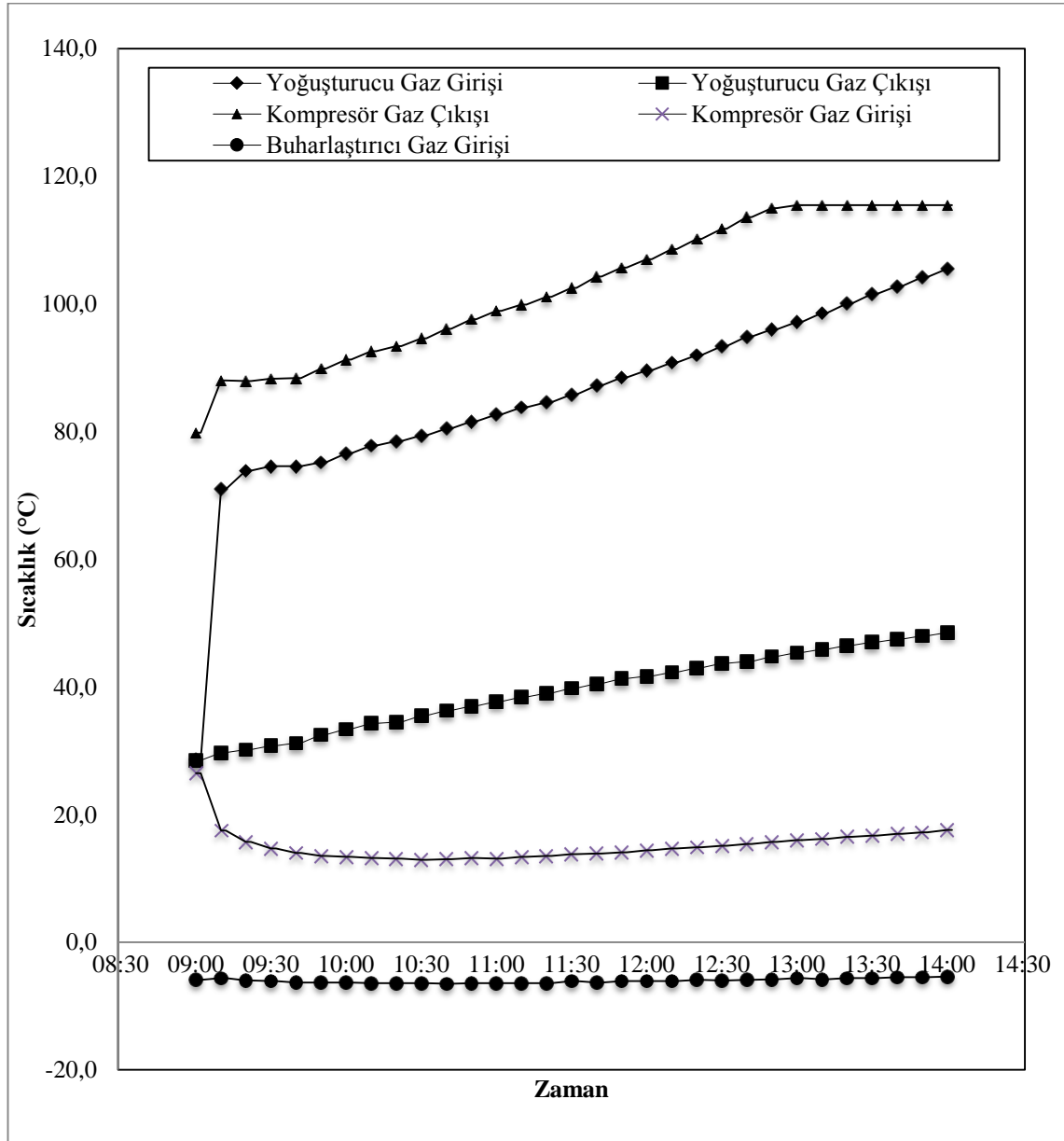
Bu kısımda mevsim şartlarının normal ve havanın açık olduğu bir gün olan 24 Temmuz 2012 tarihinde alınan ölçümlerden elde edilen bulgular değerlendirilmiştir. Testler sırasında gün içinde saat 9:00 ile 14:00 arasındaki 5 saatlik periyotta ısı pompasının üst ve alt basınçlarının (yoğuşturucu ve buharlaştırıcı) değişimi Şekil 4.1'de sunulmuştur. R410a akışkanın depo suyu sıcaklığının düşük olduğu ilk çalışma saatlerinde üst basıncı 21 bar iken, depo suyu sıcaklığındaki yükselişe bağlı olarak çalışma saatlerinin sonuna doğru üst basıncı 32.3 bar seviyelerine doğru yükselmektedir. Alt basınç ise 6.3 bar ile 6.5 bar seviyelerinde ölçülmüştür. Ortalama üst basıncı 26.9 bar iken ortalama alt basıncı ise 6.4 bar olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.1. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basıncı değerlerinin gün içindeki değişimi

Soğutucu akışkan olan R410a'nın kompresörden çıkış, kompresöre giriş, yoğuşturucuya giriş, yoğuşturucudan çıkış ve buharlaştırıcı giriş sıcaklıkları da Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı 115.5 °C ile 88.1 °C (ortalama değer: 104.2 °C) arasında değişirken, kompresöre giriş sıcaklığı 17.7 °C ile 12.9 °C (ortalama değer: 14.6 °C) arasında değişmektedir. Soğutucu akışkan

kompresörden çıktıktan sonra ilk olarak yedek yoğuşturucudan geçtiği için bir miktar ısı kaybı olmakta bu da soğutucu akışkan sıcaklığında bir miktar düşüşe yol açmaktadır. Yoğuşturucuya giriş sıcaklıkları 105.5 °C ile 74.4 °C (ortalama değer: 88.4 °C) arasında değişirken, yoğuşturucudan sıkıştırılmış sıvı fazında çıkan soğutucu akışkan sıcaklığı ise 48.5 °C ile 30.6 °C (ortalama değer: 40.3 °C) arasında değişim göstermektedir. Islak buhar fazındaki soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı ise ortalama -6.1 °C dir.



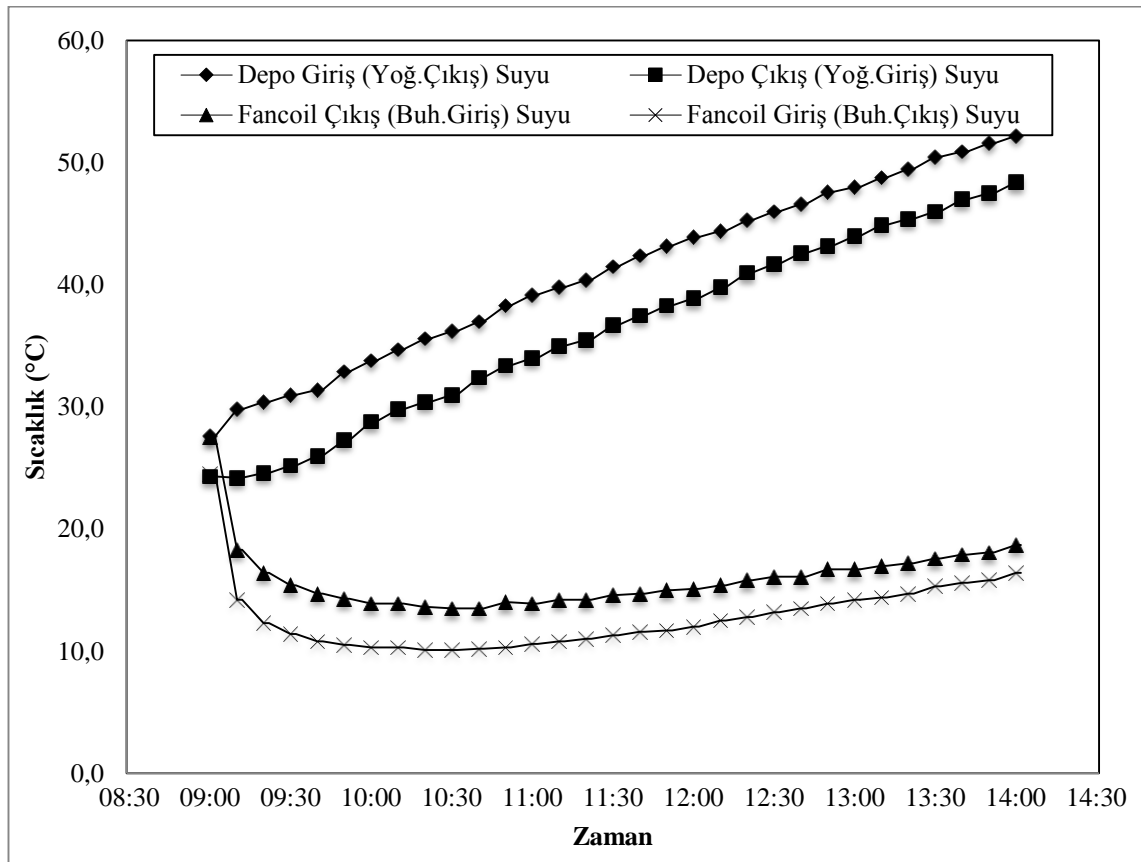
Şekil 4.2. Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış, kompresöre giriş, yoğuşturucuya giriş, yoğuşturucudan çıkış ve buharlaştırıcı giriş sıcaklıklarının gün içindeki değişimi

Fan coil ile ısı pompası buharlaştırıcısı arasındaki çevrimde dolaşan suyun fan coil üniteye gidiş ve dönüş sıcaklıklarının değişimi de Şekil 4.3’de verilmiştir. Hacim soğutma amaçlı olarak fan coil üniteye gönderilen suyun sıcaklığı en düşük değer olan



10.1 °C'ye düşebilmiştir. Suyun buharlaştırıcıya hem giriş hem de çıkış sıcaklığı depo sıcaklığının yükselmesine bağlı olarak zamanla artsa da sıcaklık farkı ortalama 3.1 °C civarındadır. Soğutma amaçlı suyun fan coil üniteye giriş sıcaklığı ortalama 12.3 °C iken fan coil üniteden dönüş sıcaklık ortalaması olarak 15.4 °C'dir.

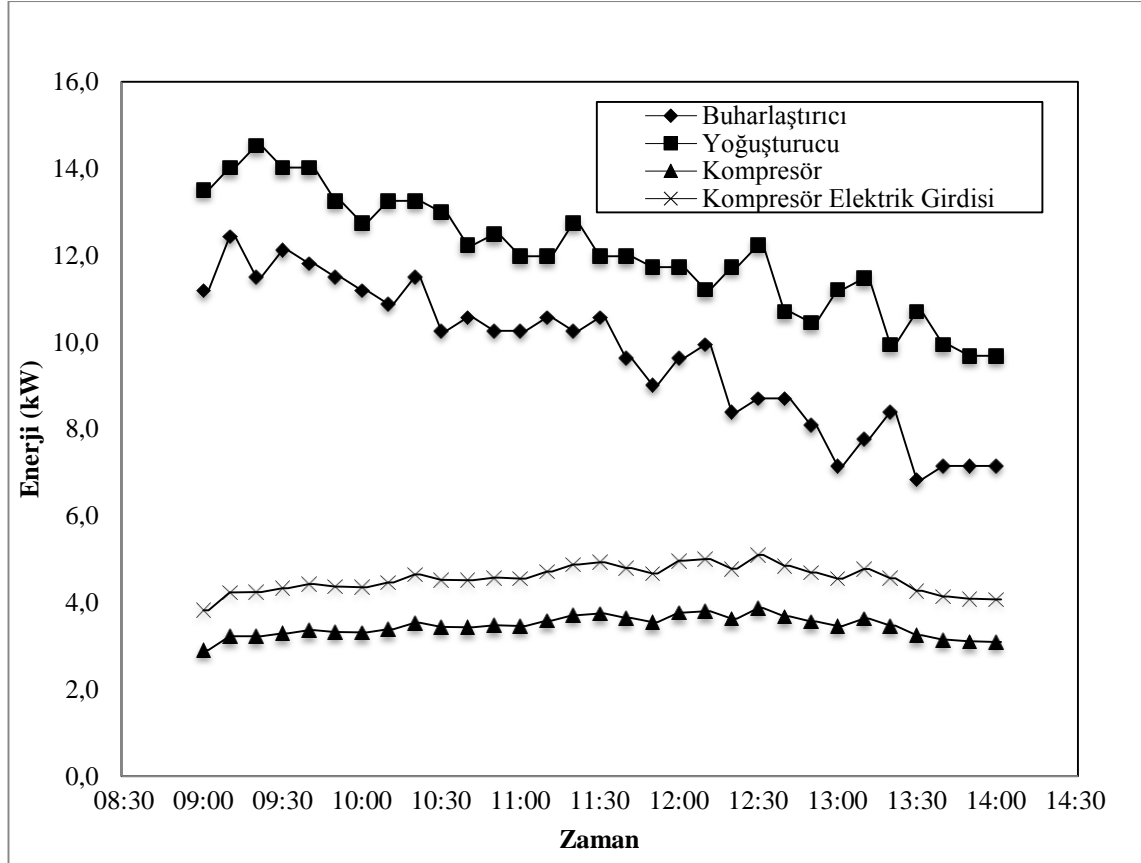
Aynı şekilde depo ile ısı pompası yoğuşturucu arası çevrimde dolaşan suyun yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklıklarının değişimi Şekil 4.3'te verilmiştir. Depo suyu sıcaklığının değişimi de hemen hemen suyun yoğuşturucuya giriş sıcaklığı ile aynı olduğu için grafikte ayrıca gösterilmemiştir. Suyun yoğuşturucuya giriş sıcaklığı 25.2 °C ile 48.4 °C (ortalama değer: 37.5 °C) arasında değişirken, çıkış sıcaklığı 30.7 °C ile 52.2 °C (ortalama değer: 42.2 °C) arasında değişim göstermektedir. Gün sonunda maksimum depo suyu sıcaklığı 50.5 °C'ye çıktığı görülmüştür.



Şekil 4.3. Fan coil gidiş, dönüş ile depo giriş ve çıkış sıcaklıklarının gün içindeki değişimi

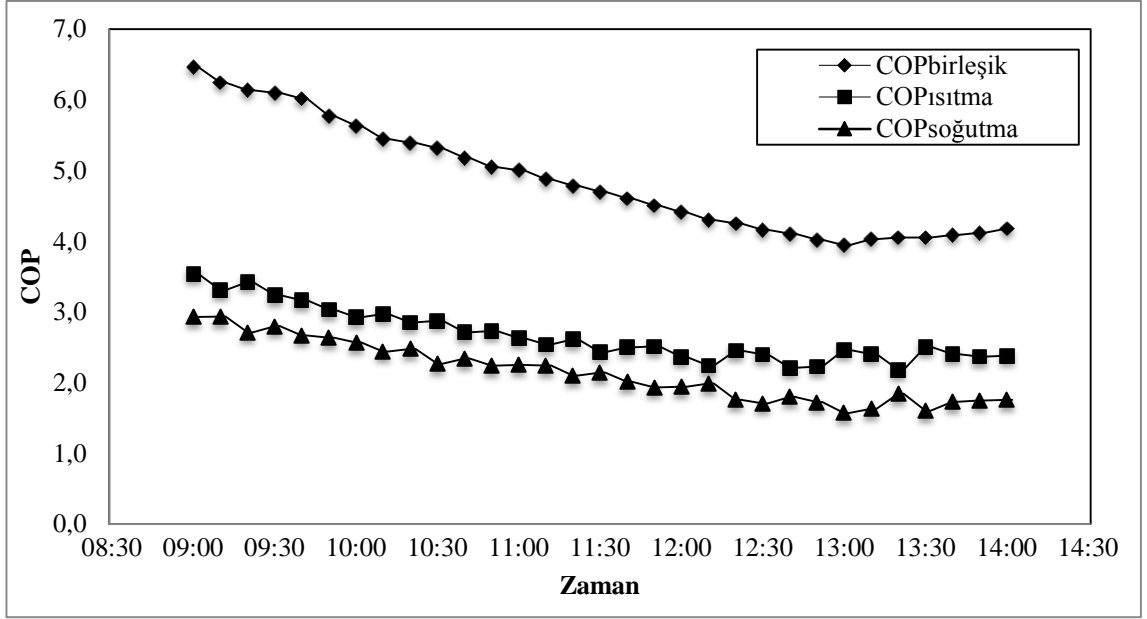
Depo ile ısı pompası arası çevrimde dolaşan suyun debisi ortalama 2.20 m<sup>3</sup>/h, ısı pompası ile fan coil üniteler arasındaki çevrimde dolaşan suyun debisi de ortalama 2.68 m<sup>3</sup>/h olarak ölçülmüştür. Bu debiler ve yukarıdaki grafiklerde açıklanan çalışma şartlarında Termodinamiğin 1. kanunu ve süreklilik denklemleri ile yapılan hesaplamalar neticesinde elde edilen buharlaştırıcıda çekilen ısı, yoğuşturucudan atılan ısı, kompresör gücü ve kompresörde tüketilen elektrik gücü Şekil 4.4'de sunulmuştur. Şekilden de görüleceği üzere cihazın soğutma kapasitesi 12.74 kW ile 6.84 kW arasında değişmektedir. Ortalama yoğuşturucudan çekilen güç ise depo suyu sıcaklığının

artmasına bağlı olarak zamanla düşmektedir. Şekilden de görülebileceği üzere yoğuşturucu gücü 14.78 kW ile 9.69 kW arasında değişmektedir. Kompresörde soğutucu akışkana aktarılan enerji ise 3.88 kW ile 3.09 kW arasında değişkenlik göstermektedir. Kompresörün çalışması sırasında yapılan ölçümlerde çekilen akımın 6.8 amper ile 7.9 amper arasında, voltajın da 370 V ile 390 V arasında değiştiği gözlenmiştir. Bu değerler üzerinden yapılan hesaplamalar kompresör elektriksel veriminin ortalama %76 olduğunu göstermektedir. Bu verim dikkate alınarak elde edilen kompresör tarafından tüketilen elektrik gücü 5.10 kW ile 4.07 kW arasında değişmektedir.



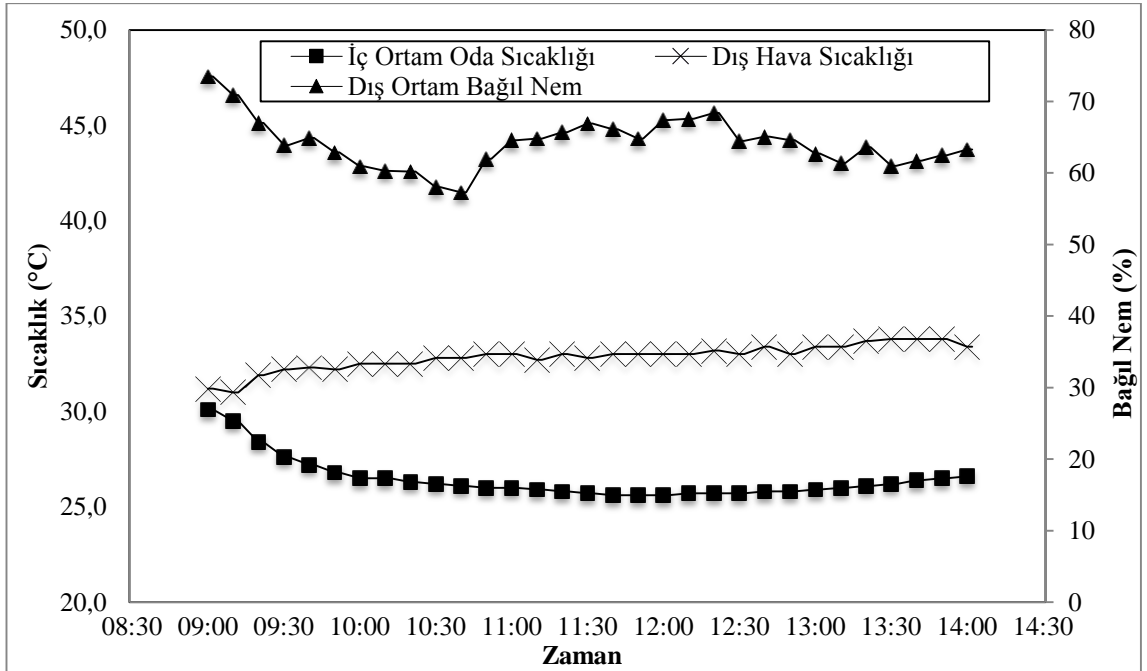
Şekil 4.4. Buharlaştırıcı, kompresör ve yoğuşturucu gücü ile kompresörde tüketilen gücün gün içindeki değişimi.

Bahsedilen çalışma şartlarında ısı pompasının ısıtma ve soğutma COP değerlerinin değişimi de Şekil 4.5'te verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere depo suyu sıcaklığının düşük olduğu ilk saatlerde soğutma COP değeri kısmen daha yüksek iken, ilerleyen saatlerde bir miktar düşmektedir. Çalışma saatleri arasında en düşük soğutma COP değeri 1.57 iken en yüksek COP değeri 2.82 olarak hesaplanmıştır. (ortalama soğutma COP değeri 2.08). Isıtma COP değeri ise en düşük 2.16 iken en yüksek COP değeri 3.35 olarak hesaplanmıştır (ortalama soğutma COP değeri 2.61). Eş zamanlı olarak mekân soğutma ve sıcak su eldesi yapan sistem için ısıtma ve soğutma COP değerlerine bağlı olarak hesaplanan birleşik COP değeri en yüksek değerini sistem başlangıcında hesaplanmış olup, değeri 6.10 olarak tespit edilmiştir. En düşük birleşik COP değeri 3.94 olurken ortalama birleşik COP değeri 4.69 olmaktadır.



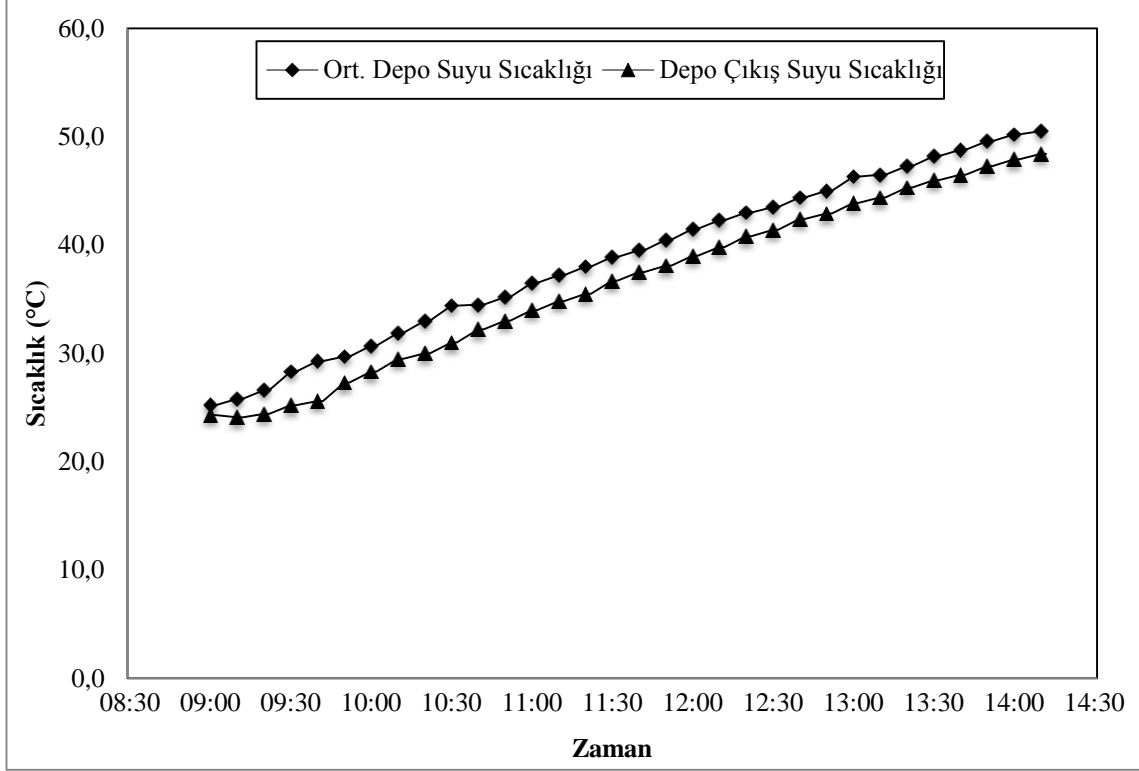
Şekil 4.5. Isı pompası çalışma saatlerinde COP nin gün içindeki değişimi

Dış hava sıcaklığı, dış ortam bağıl nem ile iç ortam oda sıcaklığının değişimi Şekil 4.6’da verilmiştir. Isı pompasının devrede olduğu periyotta ortalama dış ortam sıcaklığı 32.9 °C olmakla birlikte iklimlendirilen iç ortam sıcaklığı 26.1 °C’dir. Şekilden de görüleceği üzere 5 saatlik soğutma periyodunda 27.6 °C olan iç ortam sıcaklığı 25.6 °C kadar düştüğü ölçülmüştür. Gün içerisinde bağıl nem ise % 59.4 ile % 72.4 (ortalama değer: % 63.5) arasında değişim göstermektedir.



Şekil 4.6. Dış ortam bağıl nem, dış ortam sıcaklığı ile iç ortam oda sıcaklığının gün içindeki değişimi

Isı pompasının devrede olduğu saat 9:00 ile 14:00 arasındaki 5 saatlik periyotta ortalama depo suyu sıcaklığı ve depo çıkış suyu sıcaklığı Şekil 4.7’de verilmiştir. Isı pompasının çalıştığı zaman aralığında depo suyu sıcaklığı ortalama 39.9 °C dir. İlk çalışma anında 25.2 °C olan ortalama depo suyu sıcaklığı 5 saatlik çalışmaya periyodu sonunda 50.5 °C ye ulaşmıştır. Bu duruma bağlı olarak depo suyu çıkış sıcaklığı da 24.3 °C den 48.4 °C’ye kadar çıkmıştır.



Şekil 4.7. Ortalama depo suyu sıcaklığı ile depo çıkış suyu sıcaklığının gün içindeki değişimi

Depo sıcaklığının değişimine bağlı olarak tüm sistem belirli bir sıcaklık ve basınç aralığında çalışmıştır. Isı pompasının devrede kaldığı sürede sistemin çalışma şartlarında ölçüm noktalarında elde edilen ortalama değerler çizelgeler halinde verilmiştir. R410a akışkanı ile ilgili veriler Çizelge 4.1’de, ısı pompası ile depo ve ısı pompası ile fan-coiller arasında dolaşan su için veriler ise Çizelge 4.2’de verilmiştir. Ölü nokta şartları ısı pompasının çalıştığı saatlerdeki ortalama çevresel şartlar olarak alınmıştır. Ölü nokta sıcaklığı 32.9 °C ve ölü nokta basıncı 1.01325 bar olarak hesaplarda ele alınmıştır. Çizelgelerde her bir noktanın entalpi ve entropi tablo değerleri verilmiş, hesaplanan özgül ve toplam ekserji değerleri sunulmuştur.

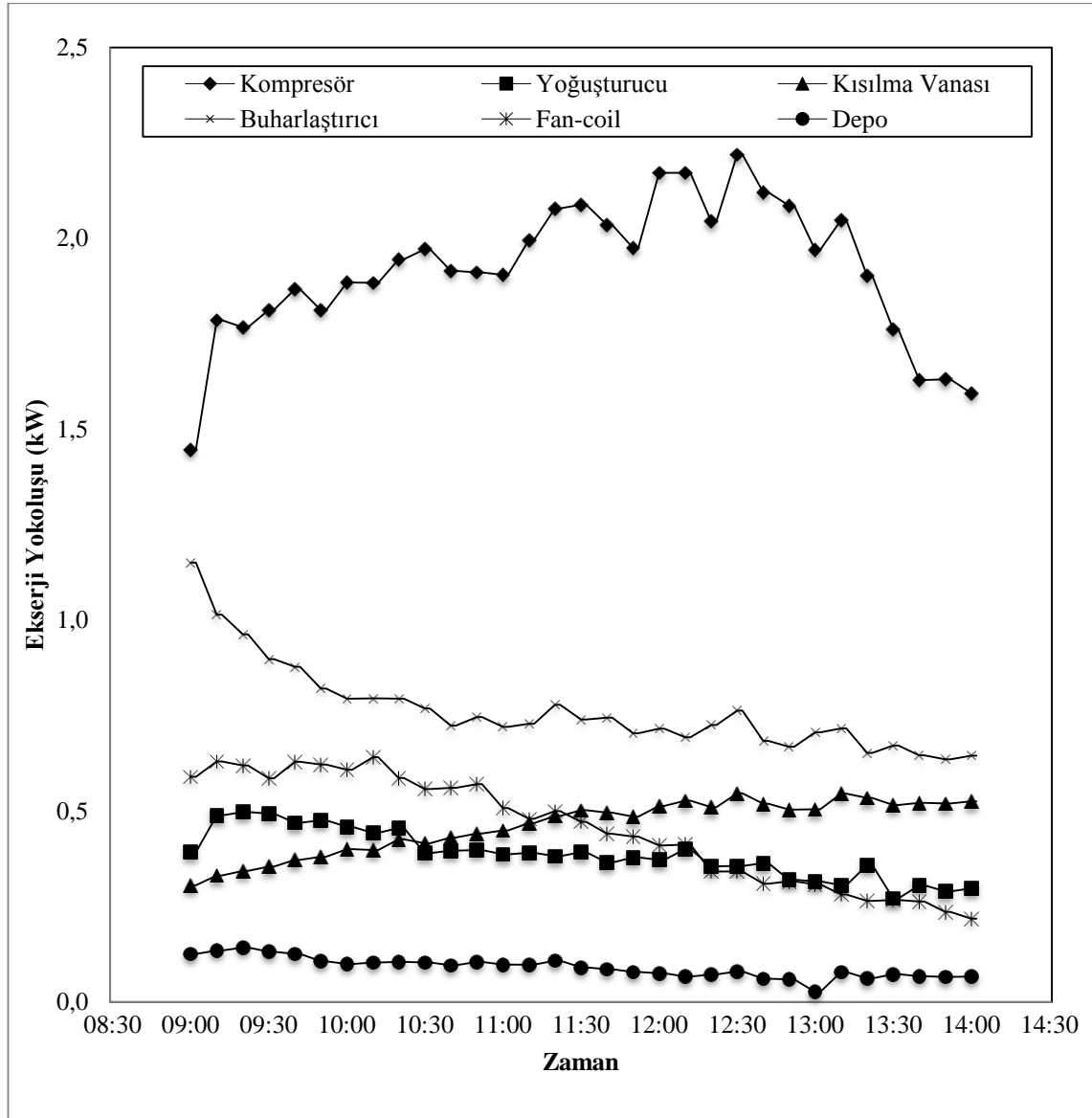
Çizelge 4.1. Isı pompası çalışma periyodunda R410A gazı ile ilgili sistem çalışma noktalarında oluşan şartlar

NO	TANIM	Faz	Debi m kg/s	Basınç P Pa	Sıcaklık T (°C)	Özgül Entalpi h kJ/kg	Özgül Entropi s kJ/kgK	Özgül Ekserjî ex kJ/kg	Toplam Ekserjî Ex = m(ex) kW
0	ORT.		-	101.325	32.7	465.70	2.1899	-	-
	MAKS.	Ölü hal	-	101.325	35.5	468.09	2.1976	-	-
	MİN.		-	101.325	27.8	461.68	2.1766	-	-
1	ORT.		0.047	588	15.6	441.92	1.9137	60.70	2.85290
	MAKS.	Kızgın buhar	0.047	685	16.7	443.70	1.9298	65.59	3.08273
	MİN.		0.047	537	13.2	437.91	1.8855	56.41	2.65127
2	ORT.		0.047	2520	104.5	506.23	1.9608	110.59	5.19773
	MAKS.	Kızgın buhar	0.047	2622	107.0	509.84	1.9738	112.01	5.26447
	MİN.		0.047	2424	96.0	497.03	1.9380	108.60	5.10420
3	ORT.		0.047	2520	87.4	486.65	1.9075	107.32	5.04404
	MAKS.	Kızgın buhar	0.047	2622	90.7	491.45	1.9251	109.00	5.12300
	MİN.		0.047	2424	80.7	479.27	1.8889	105.46	4.95662
4	ORT.		0.047	2520	38.0	262.58	1.2096	96.65	4.54255
	MAKS.	Sıkıştırılmış sıvı	0.047	2622	39.2	264.78	1.2166	99.45	4.67415
	MİN.		0.047	2424	37.0	260.73	1.2039	91.79	4.31413
5	ORT.		0.047	611	-8.1	262.58	1.2375	88.11	4.14117
	MAKS.	Islak Buhar	0.047	681	-4.9	264.78	1.2431	90.89	4.27183
	MİN.		0.047	565	-10.4	260.73	1.2290	83.02	3.90194

Çizelge 4.2. Isı pompası çalışma periyodunda su çevrimi ile ilgili sistem çalışma noktalarında oluşan ortalama şartlar

NO	TANIM	Faz	Debi $m$ kg/s	Basınç $P$ Pa	Sıcaklık $T$ (°C)	Özgül Entalpi $h$ kJ/kg	Özgül Entropi $s$ kJ/kgK	Özgül Ekserji $ex$ kJ/kg	Toplam Ekserji $Ex = m(ex)$ kW
0'	-	Ölü hal	-	101.325	32.9	137.91	0.4767	-	-
6	Depo çıkışı /Yoğuşturucu girişi	Sıvı	0.61	-	37.5	157.11	0.5380	0.44	0.2684
7	Depo girişi /Yoğuşturucu çıkışı	Sıvı	0.61	-	42.2	176.78	0.6010	0.83	0.5063
8	Fancoil girişi/Buharlaştırıcı çıkışı	Sıvı	0.74	-	12.3	51.61	0.1847	3.08	2.2866
9	Fancoil çıkışı/Buharlaştırıcı girişi	Sıvı	0.74	-	15.4	64.55	0.2298	2.20	1.6280

Sistem elemanlarının çalışma saatleri arasındaki ekserji yok oluşu (tersinmezlik) değerleri Şekil 4.8’de sunulmuştur. En yüksek tersinmezliğin kompresörde, en düşük tersinmezliğin ise depoda olduğu şekilde açıkça görülebilmektedir.



Şekil 4.8. Sistem elemanlarının tersinmezliklerinin gün içindeki değişimi

Ekserji yok oluşu (tersinmezlik), güç, ürün (girdi ekserjisi), yakıt (çıkış ekserjisi), ekserji verimi (II. Yasa verimi) ile ısı pompası ısıtma ve soğutma COP değerleri Çizelge 4.3’te sunulmuştur. Isı pompası ortalama su ısıtma COP değeri 2.61 iken soğutma için bu değer ortalama 2.08 olarak tespit edilmiştir. Sistemin birleşik COP değeri ise 4.69 olarak hesaplanmıştır.

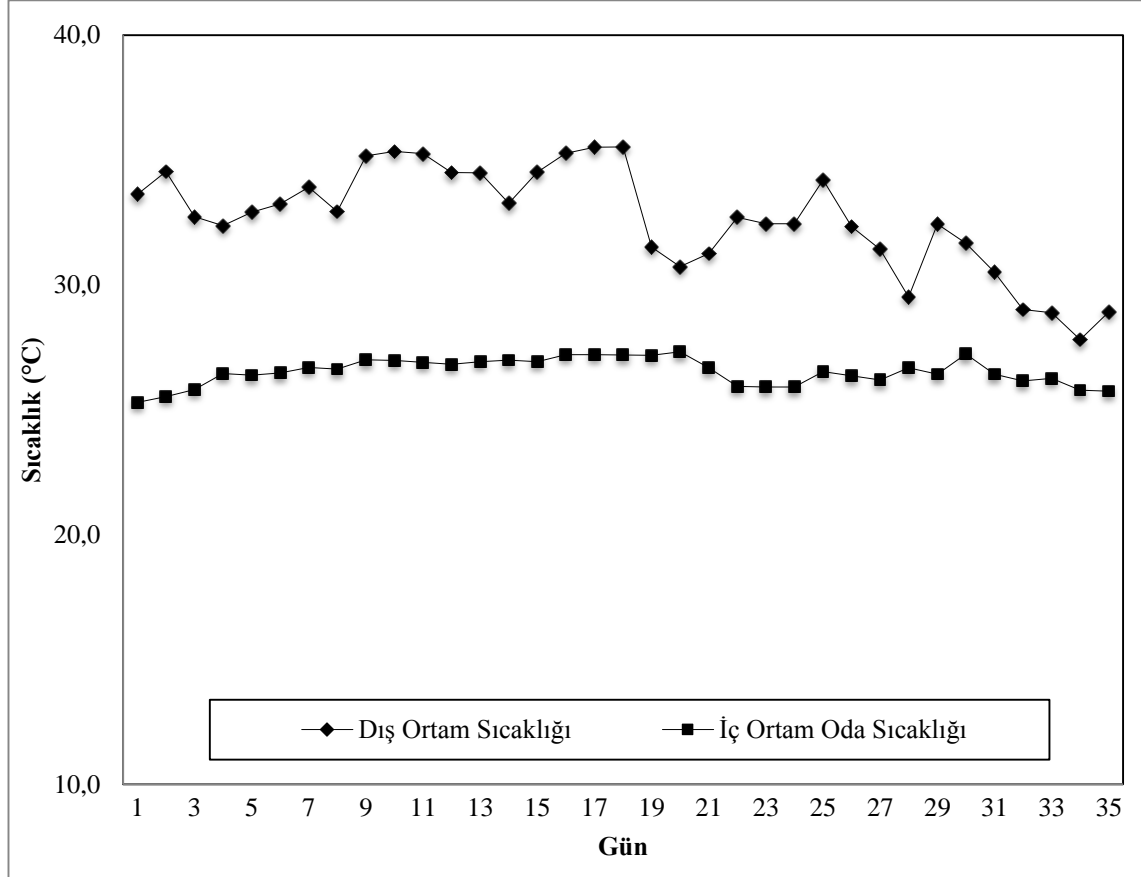
Çizelge 4.3. Su kaynaklı ısı pompalı hacim soğutma ve eşzamanlı sıcak su eldesi sistemi için enerji ve ekserji analiz ortalama sonuçları

NO	BİLEŞEN	Tersinmezlik $Ex_{10}$ (kW)	Ürün P (kW)	Yakıt F (kW)	Ekserji Verimini $\psi = P/F$ (%)	COP (Isıtma)	COP (Soğutma)	COP (Birleşik)
HP1	Kompresör	1,96	2,65	4,62	0,58	-	-	-
HP2	Yoğuşturucu	0,38	0,24	0,62	0,28	-	-	-
HP3	Kısıtma vanası	0,47	4,87	5,35	0,91	-	-	-
HP4	Buharlaştırıcı	0,74	0,65	1,39	0,46	-	-	-
HP5	Fancoil	0,44	0,22	0,65	0,34	-	-	-
HP6	Depo	0,09	0,24	0,15	0,66	-	-	-
HP9	Isı pompası	-	-	-	-	2,61	2,08	4,69



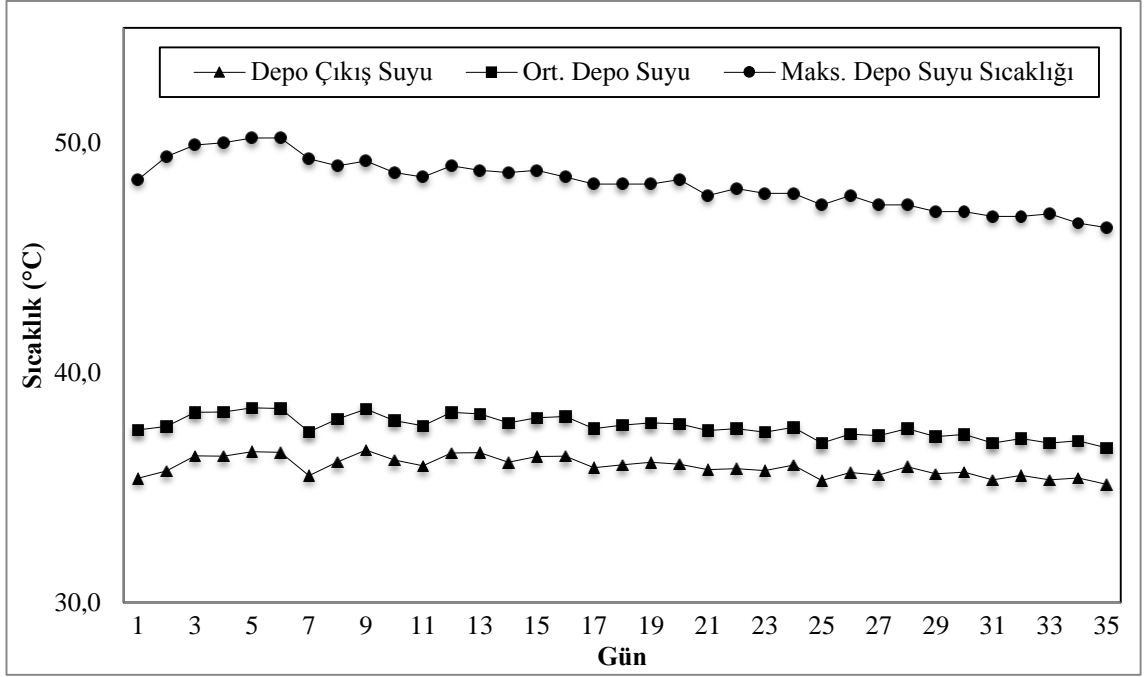
## 4.2. Soğutma Sezonu İçin Günlük Ortalama Davranışlarının İncelenmesi

Soğutma sezonunda 35 gün için alınan verilerin değerlendirilmesi bu kısımda yapılmıştır. Şekil 4.9'da saat 9:00 ile 14:00 arasında ortalama dış ortam sıcaklığı ve iç ortam oda sıcaklığı için değişimleri her bir çalışma günü için sunulmuştur. Isı pompasının çalışma periyodunda günlük ortalama dış ortam sıcaklıkları 27.8 °C ile 35.5 °C arasında değişmektedir. Aynı periyotta günlük ortalama iç ortam sıcaklığı yaklaşık 26.5 °C'dir.



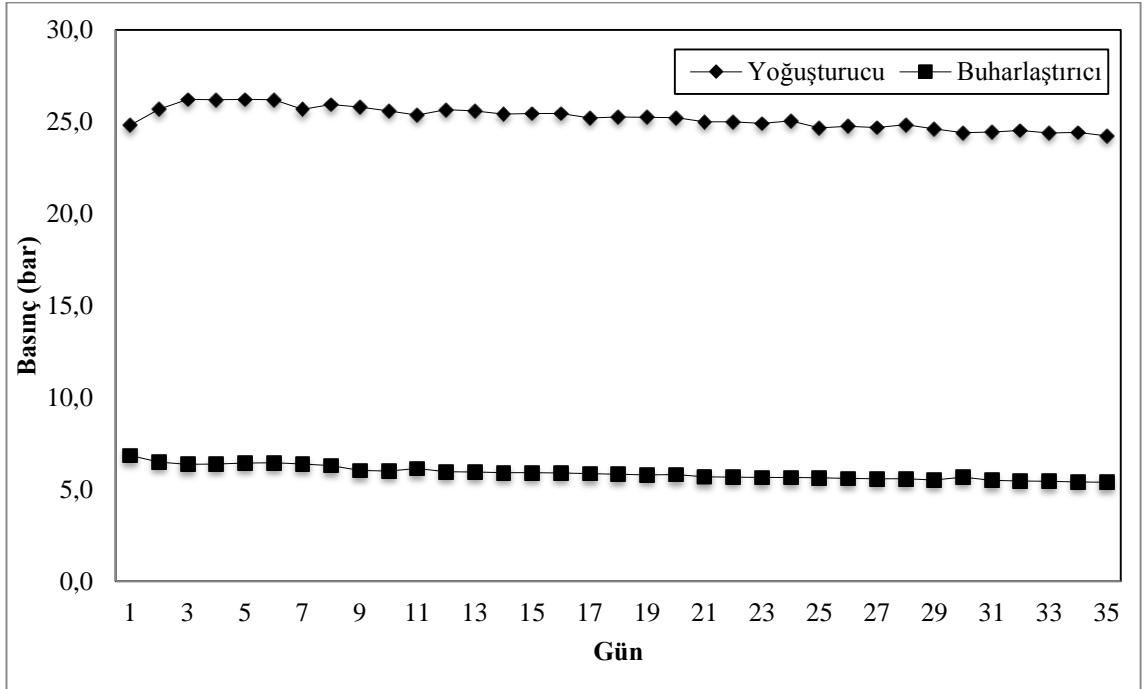
Şekil 4.9. Dış ortam sıcaklığı ile iç ortam oda sıcaklığının günlük ortalama değerleri

Şekil 4.10'da depo suyu ortalama sıcaklığı, depo suyu en yüksek sıcaklığı ile depo çıkış suyu sıcaklığının, günlük ortalama değerleri verilmiştir. Şekilden görülebileceği üzere, gün sonu depo tank sıcaklığı en yüksek 50.2 °C'ye ulaşmaktadır. Depo suyunun ortalama günlük sıcaklığı 36.7 °C ile 38.5 °C arasında değişirken, depo suyunun çıkış sıcaklığı 35.1 °C ile 36.6 °C arasında değişmektedir.



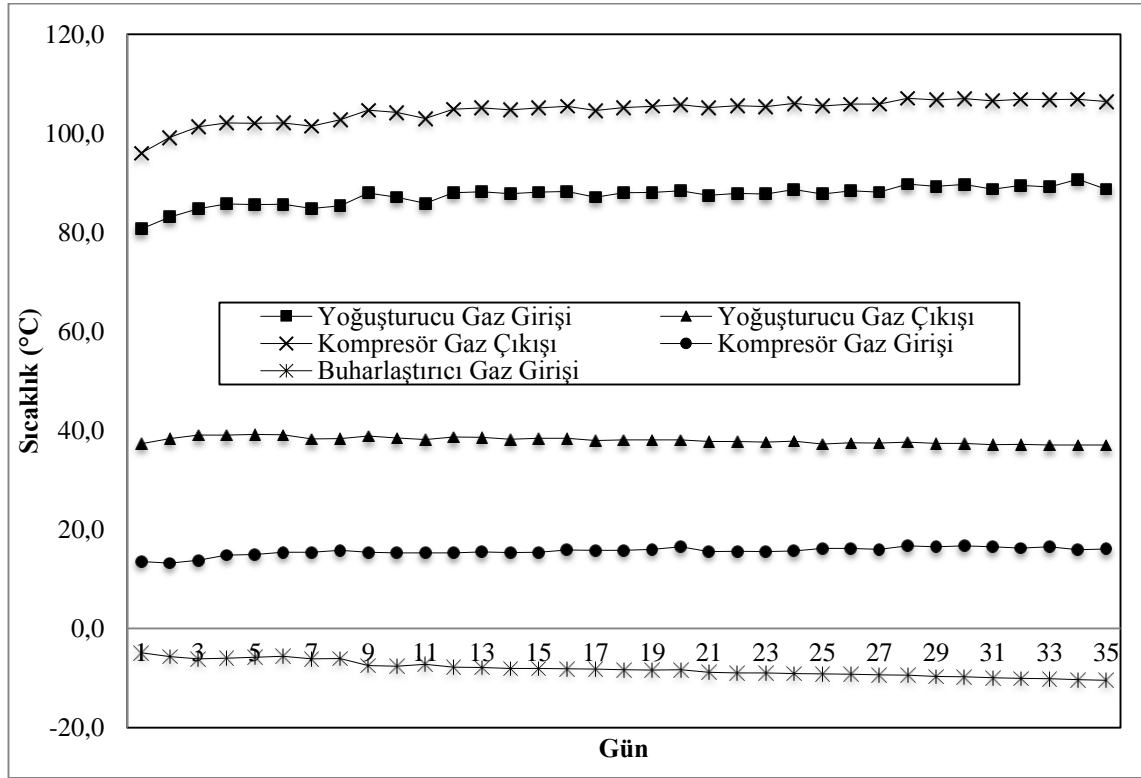
Şekil 4.10. Depo suyu ortalama sıcaklığı, depo suyu en yüksek sıcaklığı ile depo çıkış suyu sıcaklığının günlük ortalama değerleri

Isı pompasının 5 saatlik çalışma periyodu için günlük ortalama yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları Şekil 4.11’de verilmiştir. R410a soğutucu akışkanının yoğuşma basıncı ortalama 24.2 bar ile 25.2 bar arasında değişirken, buharlaşma basıncı depo tank sıcaklığına bağlı olarak ortalama 5.4 bar ile 6.8 bar arasında değişmektedir.



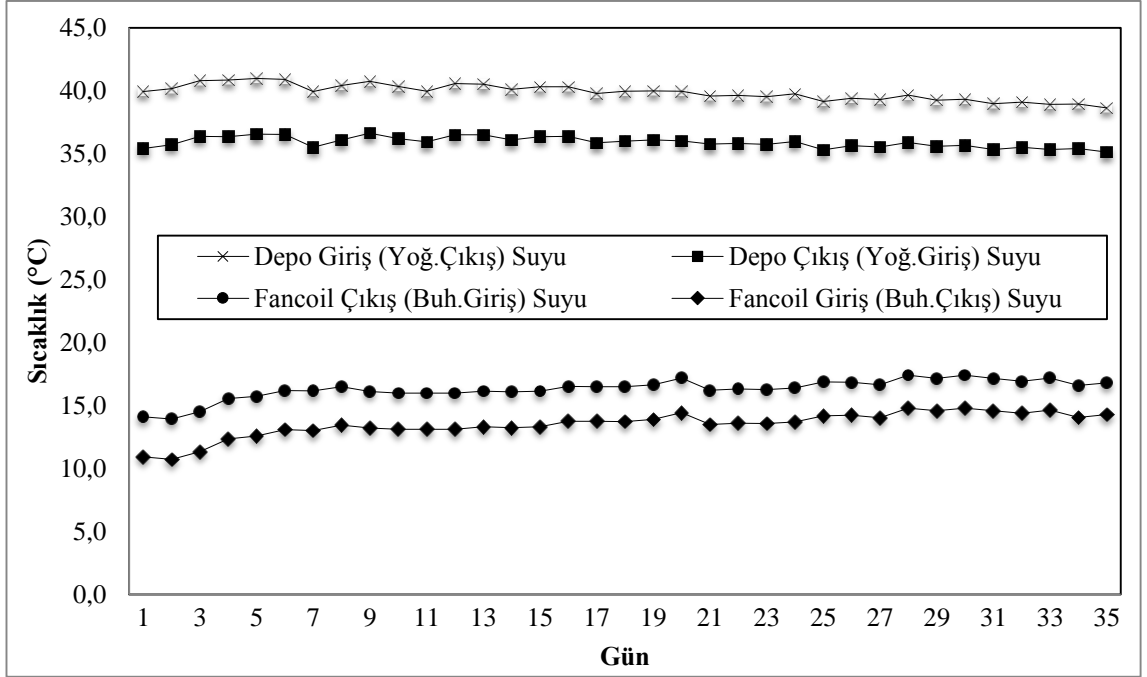
Şekil 4.11. Günlük ortalama yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları

R410a soğutucu akışkanının kompresör çıkışında, kompresör girişinde yoğuşturucu girişinde, yoğuşturucu çıkışında ve buharlaştırıcı girişindeki sıcaklıklarının test gününe bağlı değişimi Şekil 4.12’de verilmiştir. Soğutucu akışkanın günlük ortalama kompresör çıkış sıcaklığı 96.0 °C ile 107.1 °C arasında değişirken günlük ortalama yoğuşturucu giriş sıcaklığı 80.7 °C ile 90.7 °C arasında değişmektedir. R410a soğutucu akışkanı kompresör çıkışında sıcak su eldesi amaçlı yoğuşturucuya girmeden ikinci bir yoğuşturucudan (yedek yoğuşturucu) geçtiği için bir miktar ısı kaybetmekte ve sıcaklığı düşmektedir. Soğutucu akışkanın günlük ortalama yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı ise 37.0 °C ile 39.2 °C arasında değişmektedir ki bu şartlarda soğutucu akışkan sıkıştırılmış sıvı bölgesinde kalmaktadır. Soğutucu akışkanın ıslak buhar bölgesinde olduğu buharlaştırıcı giriş sıcaklıkları ise test gününe bağlı olarak -10.4 °C ile -4.9 °C arasında değişmektedir.



Şekil 4.12. Soğutucu akışkan R410a'nın, yoğuşturucuya giriş, yoğuşturucudan çıkış, kompresörden çıkış, kompresör giriş ve buharlaştırıcıya giriş sıcaklıklarının günlük ortalama değerleri

Fan-coil üniteler ile ısı pompası buharlaştırıcısı arasında dolaşan suyun fan-coil üniteye giriş ve çıkış sıcaklıkları ile depo tank ile ısı pompası yoğuşturucusu arasında dolaşan suyun yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklıklarının test günlerine bağlı olarak değişimi Şekil 4.13'te sunulmuştur. Suyun fan-coil ünitelere giriş sıcaklıklarının günlük ortalama değerleri 10.7 °C ile 14.8 °C arasında değişirken, çıkış sıcaklıklarının günlük ortalama değerleri 13.9 °C ile 17.4 °C arasında değişmektedir. Benzer şekilde suyun yoğuşturucudan çıkış ve giriş sıcaklıklarının günlük ortalama değerleri de depo tank sıcaklıklarına bağlı olarak sırasıyla 41.0 °C ile 38.6 °C ve 35.1 °C ile 36.6 °C arasında değişmektedir.

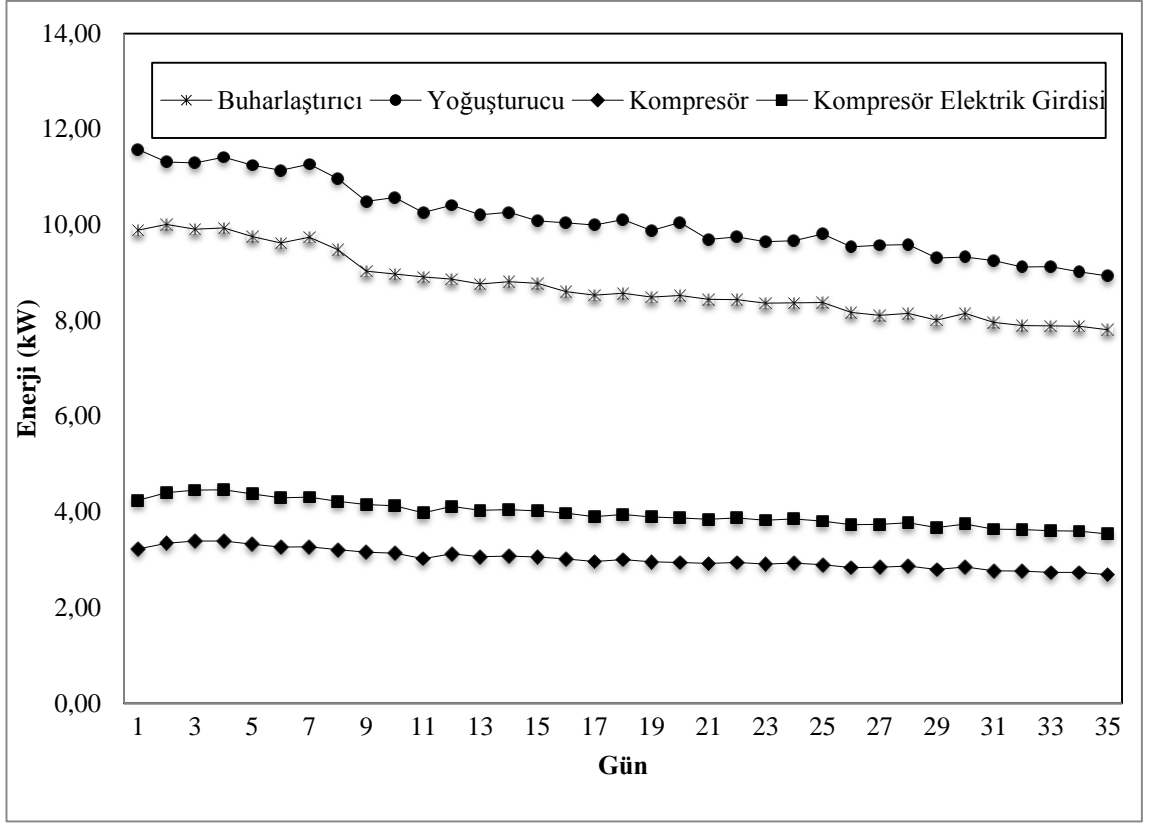


Şekil 4.13. Fan-coil su giriş, fan-coil su dönüş, depo su giriş ve çıkış sıcaklıklarının günlük ortalama değerleri

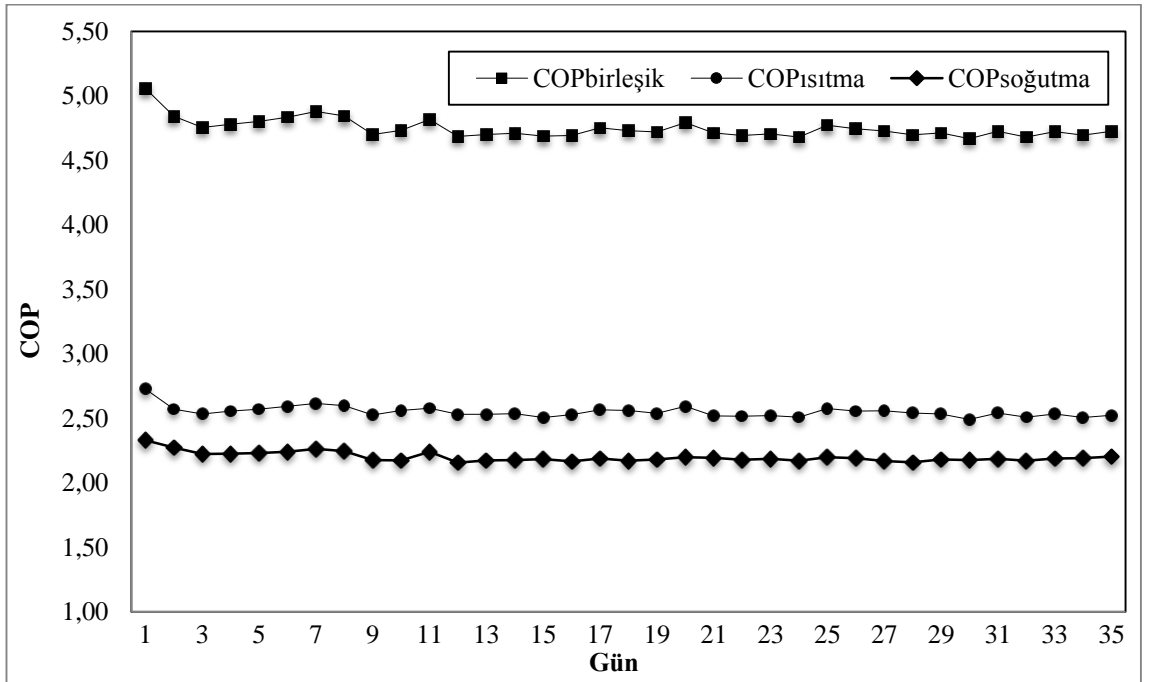
Yukarıda açıklanan çalışma şartları altında ısı pompasında dolaşan soğutucu akışkan R410a debisinin test gününe bağlı olarak 0.04 kg/s ile 0.05 kg/s arasında değiştiği hesaplanmıştır. Depo ile ısı pompası yoğuşturucusu, ısı pompası buharlaştırıcısı ile fan-coil üniteler arasında dolaşan suyun debileri de sırasıyla ortalama 0.61 kg/s ve 0.74 kg/s olarak ölçülmüştür.

Günlük ortalama buharlaştırıcı gücü (aynı zamanda sistemin soğutma kapasitesi), günlük ortalama yoğuşturucu gücü (aynı zamanda sistemin sıcak su ısıtma kapasitesi), günlük ortalama kompresör gücü ve kompresör tarafından tüketilen günlük ortalama elektriksel güç hesaplanmış ve Şekil 4.14'te sunulmuştur. Şekilden de görüleceği üzere, bütün test günlerinin ortalaması olarak soğutma kapasitesi 8.72 kW iken bu değer maksimum 10.0 kW değerine kadar çıkmaktadır. Kompresör tarafından tüketilen elektriksel güç 3.54 kW ile 4.47 kW arasında değişmekte iken ortalama değer 3.96 kW'dır. Isıtma kapasitesi 11.6 kW ile 8.9 kW (ortalama değer: 10.1 kW) arasında değişim göstermektedir.

Günlük ortalama ısı pompası COP değerlerinin değişimi Şekil 4.15'te verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere, günlük ortalama ısı pompası soğutma COP değeri 2.16 ile 2.33 arasında iken ısıtma için 2.49 ile 2.73 arasında olduğu tespit edilmiştir. Tüm test günlerinin ortalaması olarak da soğutma COP değeri 2.20, ısıtma COP değeri 2.55 olarak tespit edilmiştir. Eş zamanlı olarak mekan soğutma ve sıcak su eldesi yapan sistem için ısıtma ve soğutma COP değerlerine bağlı olarak hesaplanan birleşik COP nin en yüksek değerini 5.06 olarak tespit edilmiştir. En düşük birleşik COP değeri 4.67 olurken ortalama birleşik COP değeri 4.75 olmaktadır.



Şekil 4.14. Yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kompresör gücü ile kompresör elektrik girdisinin günlük ortalama değerleri



Şekil 4.15. Isı pompası soğutma, ısıtma ve birleşik COP günlük ortalama değerleri

Kurulan sistem 35 günlük zaman dilimi içerisinde dış Şartlar ve depo sıcaklığının değişimine bağlı olarak belirli bir sıcaklık ve basınç aralığında çalışmıştır. Elde edilen verilere dayanılarak enerji ve ekserji analizleri sistem elemanları için ayrı ayrı ele alınmıştır. Çizelge 4.4'te R410a soğutucu akışkanının sistem içerisindeki noktalarda gösterdiği özelliklerle birlikte akış ekserjisi ile toplam ekserji değeri de hesaplanmış ve verilmiştir. l nokta Şartları ısı pompasının çalıştığı saatlerdeki ortalama evresel Şartlar olarak alınmıştır. Isı pompası ile depo ve ısı pompası ile fan-coiller arasında dolaşan su için veriler ise izelge 4.5'te verilmiştir. Yine her bir noktanın akış ekserjisi ile toplam ekserji değeri de hesaplanmış ve çizelgelerde verilmiştir.

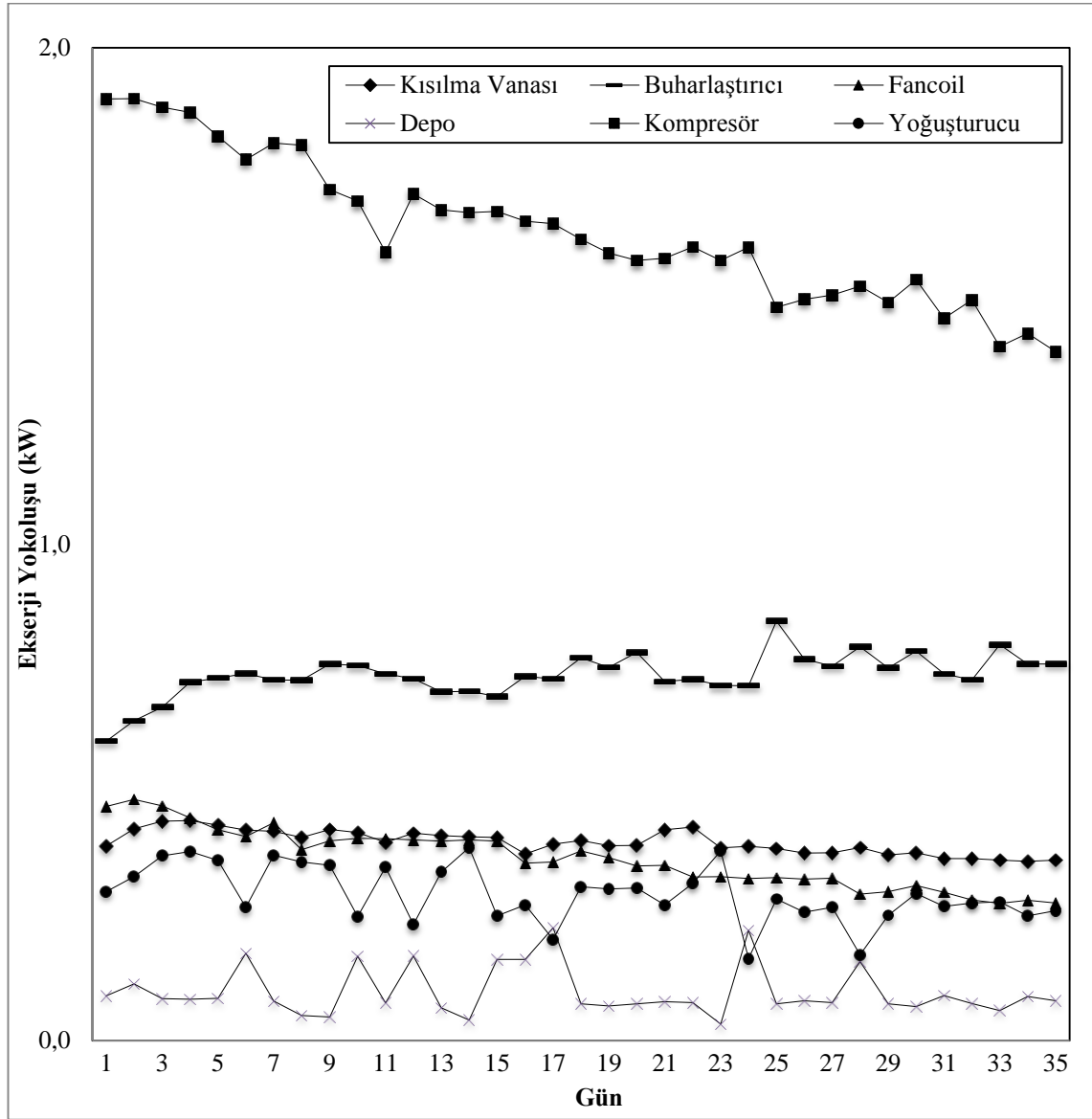
NO	TANIM	Faz	Debi $\dot{m}$ kg/s	Basınç P Pa	Sıcaklık T (°C)	Özgül Entalpi $h$ kJ/kg	Özgül Entropi $s$ kJ/kgK	Özgül Ekserji $ex$ kJ/kg	Toplam Ekserji $Ex = m(ex)$ kW
0		ORT.	-	101.325	32.7	465.70	2.1899	-	-
		MAKS.	-	101.325	35.5	468.09	2.1976	-	-
		MİN.	-	101.325	27.8	461.68	2.1766	-	-
1	Kompresör girişi/Buharlaştırma çıkışı	ORT.	0.047	588	15.6	441.92	1.9137	60.70	2.85290
		MAKS.	0.047	685	16.7	443.70	1.9298	65.59	3.08273
		MİN.	0.047	537	13.2	437.91	1.8855	56.41	2.65127
2	Kompresör çıkışı	ORT.	0.047	2520	104.5	506.23	1.9608	110.59	5.19773
		MAKS.	0.047	2622	107.0	509.84	1.9738	112.01	5.26447
		MİN.	0.047	2424	96.0	497.03	1.9380	108.60	5.10420
3	Yoğuşturucu girişi	ORT.	0.047	2520	87.4	486.65	1.9075	107.32	5.04404
		MAKS.	0.047	2622	90.7	491.45	1.9251	109.00	5.12300
		MİN.	0.047	2424	80.7	479.27	1.8889	105.46	4.95662
4	Yoğuşturucu çıkışı/Kısıtlı vanası girişi	ORT.	0.047	2520	38.0	262.58	1.2096	96.65	4.54255
		MAKS.	0.047	2622	39.2	264.78	1.2166	99.45	4.67415
		MİN.	0.047	2424	37.0	260.73	1.2039	91.79	4.31413
5	Buharlaştırıcı girişi/Kısıtlı vanası çıkışı	ORT.	0.047	611	-8.1	262.58	1.2375	88.11	4.14117
		MAKS.	0.047	681	-4.9	264.78	1.2431	90.89	4.27183
		MİN.	0.047	565	-10.4	260.73	1.2290	83.02	3.90194

Çizelge 4.5. Isı pompası çalışma periyodunda su akışkanı ile ilgili sistem çalışma noktalarında oluşan şartlar

NO	TANIM	Faz	Debi		Sıcaklık T (°C)	Özgül Entalpi h kJ/kg	Özgül Entropi s kJ/kgK	Özgül Ekserji ex kJ/kg	Toplam Ekserji Ex = m(ex) kW
			m kg/s						
0'		Ölü hal	ORT.	-	32.7	136.85	0.4731	-	-
			MAKS.	-	35.5	148.77	0.5121	-	-
			MIN.	-	27.8	116.60	0.4065	-	-
6	Depo çıkışı /Yoğuşturucu girişi	Sıvı	ORT.	0.61	35.9	150.39	0.5173	0.097	0.05917
			MAKS.	0.61	36.6	153.37	0.5269	0.442	0.26962
			MIN.	0.61	35.1	147.10	0.5060	0.002	0.00122
7	Depo girişi /Yoğuşturucu çıkışı	Sıvı	ORT.	0.61	39.9	167.08	0.5708	0.429	0.26169
			MAKS.	0.61	41.0	171.75	0.5858	0.890	0.54290
			MIN.	0.61	38.6	161.72	0.5530	0.148	0.09028
8	Fancoil giriş/Buharlaştırıcı çıkışı	Sıvı	ORT.	0.74	13.5	56.70	0.2026	2.670	1.97580
			MAKS.	0.74	14.8	62.15	0.2216	4.092	3.02808
			MIN.	0.74	10.7	44.95	0.1614	1.332	0.98568
9	Fancoil çıkış/Buharlaştırıcı girişi	Sıvı	ORT.	0.74	16.3	68.52	0.2436	1.934	1.43116
			MAKS.	0.74	17.4	73.06	0.2593	3.034	2.24516
			MIN.	0.74	13.9	58.38	0.2085	0.880	0.65120

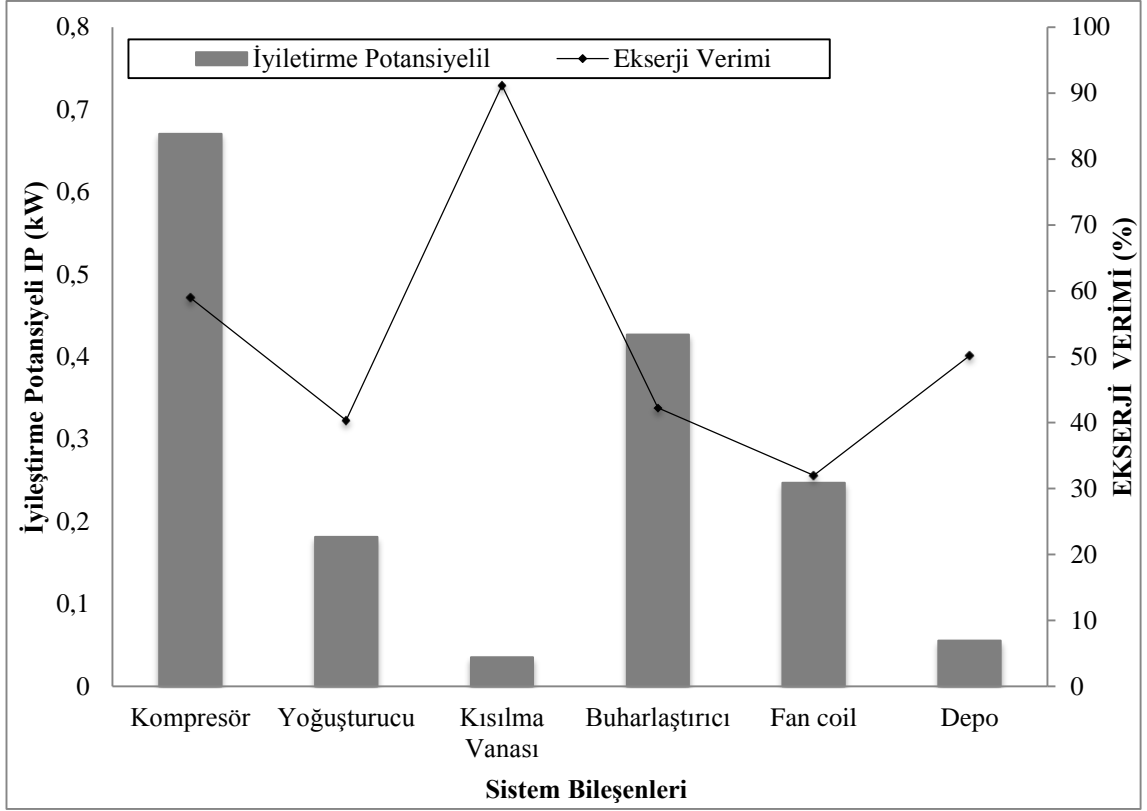


Şekil 4.16’da su kaynaklı ısı pompası sistem bileşenleri için hesaplanan ekserji yok oluşu değerleri verilmiştir. En büyük tersinmezliğin kompresörde meydana geldiği şekilden açıkça görülebilmektedir. Kompresördeki tersinmezliğin yüksek çıkmasının sebebi elektrik, mekanik ve izentropik verimden kaynaklanmaktadır. Tüm test günlerinin ortalaması olarak kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve kısılma vanası ekserji yok oluşu değerleri sırasıyla 1.63 kW, 0.74 kW, 0.29 kW ve 0.40 kW olarak tespit edilmiştir. Fan-coil ve depoda ise bu değerler 0.37 kW ile 0.10 kW olmuştur.



Şekil 4.16. Sistem bileşenleri ekserji yok oluşu günlük ortalama değerleri

Sistemin çalışma şartları altında bileşenlerinde oluşan ekserji verimi ile iyileştirme potansiyelleri de hesaplanmış ve Şekil 4.17’de sunulmuştur. Şekil incelendiğinde tüm sistem ve ısı pompası için en yüksek iyileştirme potansiyelinin kompresör kısmında olduğu açıkça görülebilmektedir.



Şekil 4.17. Tüm çalışma günlerinin ortalaması olarak sistem bileşenleri ekserji verimleri ve iyileştirme potansiyelleri

Ekserji yok oluşu (tersinmezlik), güç, iyileştirme potansiyeli, ekserji verimi (II. Yasa verimi) ile ısı pompası ve tüm sistem COP değerleri Çizelge 4.6'da sunulmuştur. Ürün/yakıt prensibine dayalı ekserji verimlerinde en yüksek değer kısılma vanasında bulunmuştur. Isı pompası ortalama soğutma COP değeri 2.20 iken ısıtma için bu değer 2.55 olarak tespit edilmiştir. En yüksek tersinmezliğin tüm sistem için kompresörde olduğu tablodan açıkça görülebilmektedir. Elektriksel ve mekaniksel aksamardan kaynaklanan sebeplerden dolayı olduğu düşünülebilir. Kompresörler üzerinde daha detaylı çalışmalar yapılarak tersinmezlikleri düşürülebilir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda yapılacak iyileştirmeler kompresör elektrik tüketiminde düşürecektir. Ayrıca kompresör gücü cihazın giriş ve çıkışındaki basınçtan etkilenmektedir. Kompresördeki kayıplar tüm sistemin performansını önemli oranda etkilediğinden iyileştirme potansiyeli bakımından önemlidir.

Çizelge 4.6. Su kaynaklı ısı pompasının hacim soğutma ve eşzamanlı su hazırlama sistemi için enerji ve ekserji analiz sonuçları

NO	BİLEŞEN	Tersinmezlik $Ex_{10}$ (kW)	Ürün P (kW)	Yakıt F (kW)	Ekserji Verimi $\psi = P/F$ (%)	İyileştirme Potansiyeli IP (kW)	COP (Isınma)	COP (Soğutma)	COP (Birleşik)
HP1	Kompresör	ORT.	2.33	3.96	0.59	0.67	-	-	-
		MAKS.	1.90	2.60	0.61	0.85	-	-	-
		MIN.	1.39	2.14	0.55	0.54	-	-	-
HP2	Yoğuşturucu	ORT.	0.29	0.20	0.40	0.18	-	-	-
		MAKS.	0.39	0.36	0.67	0.29	-	-	-
		MIN.	0.17	0.09	0.21	0.06	-	-	-
HP3	Kısıtlama vanası	ORT.	0.40	4.14	0.91	0.04	-	-	-
		MAKS.	0.44	4.94	0.93	0.04	-	-	-
		MIN.	0.36	3.42	0.90	0.03	-	-	-
HP4	Buharlaştırıcı	ORT.	0.74	0.55	0.42	0.43	-	-	-
		MAKS.	0.84	0.79	0.55	0.56	-	-	-
		MIN.	0.60	0.34	0.30	0.27	-	-	-
HP5	Fancoil	ORT.	0.37	0.18	0.32	0.25	-	-	-
		MAKS.	0.49	0.30	0.40	0.32	-	-	-
		MIN.	0.28	0.05	0.16	0.20	-	-	-
HP6	Depo	ORT.	0.10	0.20	0.50	0.06	-	-	-
		MAKS.	0.23	0.36	0.76	0.22	-	-	-
		MIN.	0.03	0.09	0.05	0.01	-	-	-
HP9	Isı pompası	ORT.	-	-	-	-	2.55	2.20	4.75
		MAKS.	-	-	-	-	2.73	2.33	5.06
		MIN.	-	-	-	-	2.49	2.16	4.67

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Laboratuvarında kurulan su-su kaynaklı bir ısı pompası incelenmiştir. Kurulu bu ısı pompası ile 110 m<sup>2</sup> kullanım alanına sahip bir mekân soğutulurken, mekândan çekilen ısının 2 ton su kapasiteli bir depoya atılması kaydıyla eşzamanlı olarak sıcak su temini sağlanmıştır. Sistemin örnek bir gün için anlık davranışının yanı sıra soğutma sezonu için günlük ortalama davranışı da çalışmada ele alınmıştır. Açıklanan bu sistem, yaz aylarında 35 gün test edilmiş, çok noktadan su sıcaklıkları, soğutucu akışkan sıcaklıkları, iç ve dış ortam sıcaklıkları, dış ortam bağıl nemi ve hat üzerindeki farklı noktalardan debi ölçümleri alınmak kaydıyla teorik olarak çıkarılan kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri ile enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışmadan çıkarılan sonuçlar ve sistemin iyileştirilmesine yönelik öneriler aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır:

- a) Depodaki su sıcaklığının düşük olduğu saatlerde hem soğutma hem de su ısıtma COP değeri kısmen daha yüksek iken, depo su sıcaklığının artmasıyla COP değerleri bir miktar düşmektedir. Örnek bir gün için yapılan anlık analizde ortalama soğutma COP değeri 2.08, su ısıtmada COP değeri ise 2.61 olarak tespit edilmiştir. Soğutma sezonu için 35 günlük deneyler sonucunda ise soğutma ve su ısıtma ortalama COP değerleri sırasıyla 2.20 ve 2.55 olarak hesaplanmıştır. Kullanılan deneysel test metodunda sistemin gün içerisindeki 5 saatlik çalışma periyodunda depo içerisindeki suyun kullanımı olmadığından sıcaklığı sürekli artmaktadır. Sürekli sıcak su kullanımı olan uygulamalarda su deposu şebeke suyu ile besleneceği için bu şekilde bir sıcaklık artışı olmayacak, sistem daha yüksek COP değerleri ile de çalışabilecektir.
- b) Gerek anlık gerekse günlük ortalama analizler göstermiştir ki ısı pompası elemanları arasında en yüksek tersinmezlik kompresörde oluşurken bunu buharlaştırıcı, kısılma vanası ve yoğunlaştırıcı takip etmektedir. Kompresördeki tersinmezliğin yüksek çıkmasının sebebi elektriksel, mekanik ve izentropik verimden kaynaklanmaktadır. İkinci büyük tersinmezlik buharlaştırıcıda oluşmaktadır. Buharlaştırıcıdaki tersinmezlik ise, soğutucu akışkan ve soğutma suyu arasındaki yüksek sıcaklık farkı yanı sıra eşanjördeki basınç düşümünden kaynaklanmaktadır. Üçüncü olarak tersinmezliğin en büyük değeri kısılma vanasında ortaya çıkmıştır. Kısılma vanasında oluşan tersinmezlik ise soğutucu akışkanının kısılma vanasından geçerken basıncının düşmesinden kaynaklanmaktadır ki bu tersinmezlik sistemin sürekliliği için kaçınılmazdır.
- c) Sistemdeki herhangi bir elemanın kötü performansı sistemin toplam performansı üzerine önemli derecede etken olduğu için yüksek tersinmezliklere sahip sistem elemanları öncelikli olarak iyileştirilmelidir. Isı pompasındaki tüm elemanların ekserji verimleri ürün / yakıt prensibine göre değerlendirildiğinde en fazla iyileştirme potansiyelinin kompresörde, sonrasında ise buharlaştırıcıda olduğu görülmektedir. Eşanjörde basınç kayıplarını azaltacak akış düzenlemeleri veya konstrüksiyon ve malzeme seçimine dayalı önlemler almak ve akış dengesizliklerini düzeltmek kaydıyla buharlaştırıcı tersinmezlikleri azaltılabilir.

Kompresörler üzerinde de daha detaylı çalışmalar yapılarak tersinmezlikler düşürülebilir. Kompresörde motorlar, valfler ve yağlama üzerine iyileştirmeler sağlanarak ya da etkin bir soğutma uygulamak kaydıyla kompresör gücü azaltılabilir. Ayrıca kompresör gücü cihazın giriş ve çıkışındaki basınçtan oldukça etkilenmektedir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda yapılacak iyileştirmeler de kompresör gücünü düşürecektir. Kompresördeki kayıplar tüm sistemin performansını önemli oranda etkilediğinden iyileştirme potansiyeli bakımdan önemlidir ve öncelikli olarak ele alınmalıdır.

## 6. KAYNAKLAR

- BILGEN, E. and TAKAHASHI, H. 2002. Exergy analysis and experimental study of heat pump systems. *Exergy an International Journal*, 2: 259-265.
- DEMİR, H., MOBEDİ, M. ve ULKU S., 2005. Adsorbsiyonlu ısı pompaları. VII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi 11 ss. 535-545
- DIKICI, A. and AKBULUT, A. 2008. Performance characteristics and energy – exergy analysis of solar – assisted heat pump system. *Building and Environment*, 43: 1961-1972.
- DINCER, I. and ROSEN, A. 2007. Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development. Elsevier Publications, USA, 451 pp.
- DuPONT SUVA. 2012. 407C (R-407C) and 410A (R-410A) Properties, uses, storage and Handling.  
[http://www2.dupont.com/Refrigerants/en\\_US/assets/downloads/h65905\\_Suva407C\\_410A\\_push.pdf](http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h65905_Suva407C_410A_push.pdf) (Son erişim tarihi: 06.08.2014)
- ERBİL, T. 2002. Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı hibrit ısı pompası tesisinin enerji ve ekserji analizinin teorik ve deneysel olarak incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Ege Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- FATOUH, M. and ELGENDY, E. 2011. Experimental investigation of a vapor compression heat pump used for cooling. *Energy, Volume 36, Issue 5* : 2788-2795
- GENCELİ, O., 2002. Soğutma Tesisatı, *MMO Yayınları*, Yayın : 295-2.
- GUNERHAN, H. and HEPBASLI, A. 2007. Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications. *Energy and Build*, 39: 506-516.
- HAMAMATSU, T., IWATSUBO, T. and SAIKAWA M., 1990. Development of advanced heat pumps for room cooling, heating and hot water supplying. *Heat Pumps Solving Energy and Environmental Challenges*: 477-486
- HEPBASLI, A. and AKDEMİR, O. 2004. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45: 737-753.
- INALLI, M. and ESEN, H. 2005. Seasonal cooling performance of a ground-coupled heat pump system in a hot and arid climate. *Renewable Energy*, 30: 1411 – 1424.
- JIANG, H., JIANG, Y., WANG Y., MA, Z. and YAO, Y. 2006. An experimental study on a modified air conditioner with a domestic hot water supply (ACDHWS).

*Energy*, 31: 1789 – 1803.

- KESKİN, T. 2012. Dünyada ve Türkiye’de Enerji Verimliliği. *TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları*, Ankara, 132 ss.
- KUANG, Y.H. and WANG, R.Z. 2006. Performance of a multi – functional direct expansion solar assisted heat pump system. *Solar Energy*, 80: 795-803.
- KURT, B. ve HORUZ, İ. 2011. Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri ve Bir Endüstriyel Uygulama. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, ss. 339-351, 13-16 Nisan 2011, İzmir
- OZGENER, O. and HEPBASLI, A. 2005a. Experimental performance analysis of a solar assisted ground source heat pump greenhouse heating system. *Energy and Buildings*, 37: 101-110.
- OZGENER, O. and HEPBASLI, A. 2005b. Performance analysis of a solar – assisted ground – source heat pump system for greenhouse heating: and experimental study. *Building and Environment*, 40: 1040-1050.
- SEÇİLMİŞ A. 2006. Su kaynaklı ısı pompalarında ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 128 ss.
- SHAO, S., SHI, W., LI, X. and MA, J. 2004. A new inverter heat pump operated all year round with domestic hot water. *Energy Conversion and Management*, 45: 2255–2268
- SÜZER, B. 2001. Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Hava Kaynaklı Isı Pompasının Tekno-Ekonomik Açından Karşılaştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Tek. Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- YAMAÇ, Ö. 2005. Güneş enerjisi destekli ısı pompalarının teorik incelenmesi. Yüksek lisans tezi, Mustafa Kemal Üniversitesi, 95 ss.
- YAMANKARADENİZ, R., HORUZ, İ. ve COŞKUN, S. 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. *VİPAŞ A.Ş. Yayınları*, Bursa, 607 ss.
- YAMANKARADENİZ, R., HORUZ, İ., KAYNAKLI, Ö., COŞKUN, S. ve YAMANKARADENİZ, N. 2009. Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları. Dora Yayıncılık, Bursa, 690 ss.
- YİĞİT, A. ve ATMACA, İ. 2010. Güneş Enerjisi. Alfa Aktüel Yayınları, Bursa, 216 ss.
- TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları. Nisan 2014. Türkiye’nin Enerji Görünümü, Yayın no : MMO/616, Ankara, 253 ss.
- TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları. Nisan 2012. Türkiye’nin Enerji Görünümü, Yayın no : MMO/558, Ankara, 242 ss.

## ÖZGEÇMİŞ

1986 Yozgat doğumludur. 2009 yılında Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2010 yılında Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitime başladı. 2013 yılına kadar özel sektörde çalıştıktan sonra kurucusu olduğu Sadesa Mühendislik Ltd.Şti.'nde makine mühendisi olarak çalışmaktadır.