



T. C.
SIVAS CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SIVAS İLİ İÇİN SICAK İKLİM KOŞULLARINDA YATAY TOPRAK
KAYNAKLI ISI POMPASININ EKSERJİ ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Dilara BAŞCIL
(20179215002)

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Ferhat KILINÇ

SIVAS
TEMMUZ 2019

Dilara BAŐCİL'ın hazırladığı “**SİVAS İLİ İÇİN SICAK İKLİM KOŞULLARINDA YATAY TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ EKSERJİ ANALİZİ**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı **Dr. Öğr. Üyesi Ferhat KILINÇ**

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Jüri Üyesi **Prof. Dr. Ahmet CAN**

İstanbul Rumeli Üniversitesi

Jüri Üyesi **Prof. Dr. Ertan BUYRUK**

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. İsmail ÇELİK
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.





Bütün hakları saklıdır.
Kaynak göstermek koşuluyla alıntı ve gönderme yapılabilir.

© Dilara BAŞCIL, 2019

Çalışma sırasında bana destek olan aileme ve tüm arkadaşlarıma...

ETİK

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- ✓ Bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- ✓ Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- ✓ Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere, bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- ✓ Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ✓ Tezin herhangi bir bölümünü, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı; beyan ederim.

11.07.2019

Dilara BAŞCIL

TEŞEKKÜR

Bilgi ve deneyimlerinden sürekli yararlandığım, tezin her aşamasında yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Ferhat KILINÇ'a çok teşekkür ederim. Bu tez çalışması süresince bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren hocalarım Sayın Prof. Dr. Ertan BUYRUK'a, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Netice DUMAN ve Sayın Arş. Gör. Mustafa CANER'e desteklerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, tezimin her aşamasında beni yalnız bırakmayan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

ÖZET

SİVAS İLİ İÇİN SICAK İKLİM KOŞULLARINDA YATAY TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ EKSERJİ ANALİZİ

Dilara BAŞCIL

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ferhat KILINÇ

2019, 96 + xvii sayfa

Bu çalışmada, Sivas ili için sıcak iklim koşullarında toprak kaynaklı ısı pompasının kullanılabilirliği araştırılmıştır. Sivas Cumhuriyet Üniversitesi kampüsünde bulunan enerji evine yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası kurulmuştur. Deney sistemi toprak devresi, ısı pompası devresi ve radyatör devresi olmak üzere üç devreden meydana gelmektedir. Deneyler 1 Temmuz 2018 - 1 Ağustos 2018 tarihleri arasında gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında dış ortam sıcaklığı, iç ortam sıcaklığı, salamuranın yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklığı, soğutucu akışkan R410A'nın ısı pompası bileşenlerine giriş ve çıkış sıcaklıkları ve soğutma suyunun radyatörlere giriş ve çıkış sıcaklıkları ile farklı derinliklerde toprak sıcaklıklarının ölçümü gerçekleştirilmiştir. Ayrıca kompresör giriş ve çıkış basınçları ile salamuranın ve soğutma suyunun debisi ve güç tüketimleri ölçülmüştür.

Deneysel veriler kullanılarak her bir sistem bileşeninin ekserji kaybı, ekserji kaybı oranı, termodinamik mükemmellik derecesi ve ekserji verimi incelenmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda ısı pompası ve sistemin ekserji verimleri sırasıyla %43,83 ve %35,85 olarak elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Toprak kaynaklı ısı pompası, ekserji, ekserji verimi, ekserji kaybı, ekserji kaybı oranı, termodinamik mükemmellik derecesi

ABSTRACT

EXERGY ANALYSIS OF HORIZONTAL GROUND SOURCE HEAT PUMP IN HOT CLIMATE CONDITIONS FOR SİVAS PROVINCE

Dilara BAŞCIL

Master of Science Thesis

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Ferhat KILINÇ

2019, 96 + xvii pages

In this study, the usability of ground source heat pump was investigated in Sivas under hot climate conditions. Horizontal type ground source heat pump was installed in the energy house located on the campus of Sivas Cumhuriyet University. The test system consists of three circuits; ground circuit, heat pump circuit and radiator circuit. The experiments were conducted between 1 July 2018 and 1 August 2018. During the experiments, outdoor temperature, indoor temperature, inlet and outlet temperature of brine to condenser, inlet and outlet temperatures of refrigerant R410A, inlet and outlet temperatures of cooling water and radiators to different depths were measured. In addition, compressor inlet and outlet pressures, brine and cooling water flow and power consumption were measured.

Using the experimental data, exergy loss, exergy loss rate, thermodynamic excellence degree and exergy efficiency of each system component were examined. As a result of the calculations, the exergy efficiencies of the heat pump and the system were obtained as 43% and 35.3% respectively.

Key Words: Ground source heat pump, exergy, exergy efficiency, exergy loss, exergy loss rate, thermodynamic perfect degree

İÇİNDEKİLER

Sayfa

TEŞEKKÜR	vii
ÖZET	viii
ABSTRACT	ix
SİMGELER DİZİNİ	xv
KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Konu İle İlgili Yapılmış Çalışmalar	2
2. ISI POMPASI	9
2.1 Isı Pompası Sisteminin Elemanları	9
2.2 Isı Pompası Çevrimi	11
2.2.1 Tersine Carnot çevrimi	11
2.2.2 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	12
2.2.3 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	13
2.3 Isı Pompasında Kullanılan Isı Kaynakları.....	14
2.3.1 Hava kaynaklı ısı pompası.....	155
2.3.2 Su kaynaklı ısı pompası.....	166
2.3.3 Güneş kaynaklı ısı pompası.....	17
2.3.4 Toprak kaynaklı ısı pompası	17
2.3.4.1 TKIP sistemlerinin çalışma şekli	18
2.3.4.2 Toprak kaynaklı ısı pompası çeşitleri	20
2.3.5 Toprak kaynaklı ısı pompalarının avantajları ve dezavantajları	22
3. MATERYAL VE METOT	24
3.1 Isı Pompasının Projelendirilmesi	24
3.1.1 Enerji evi	24
3.1.2 Tesisatın kurulması.....	25
3.2 Deney Sistemi	26
3.2.1 Toprak devresi	28
3.2.2 Isı pompası devresi	30
3.3 Deneylerde Ölçülen Parametreler	33
3.3.1 Sıcaklık ölçümleri.....	34
3.3.2 Basınç ölçümleri.....	35
3.3.3 Debi ölçümleri	36

3.3.4 Güç ölçümleri	37
3.4 Kullanılan Yazılımlar.....	37
3.4.1 Benchlink data logger 3	38
3.4.2 Kael viewer.....	38
3.4.3 Cool pack.....	39
3.5 Deneylerin Yapılışı	39
4. EKSERJİ ANALİZİ	40
4.1 Kütlenin Korunumu	40
4.2 Enerjinin Korunumu.....	40
4.3 Entropi.....	41
4.4 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi	42
4.5 Ekserji	43
4.5.1 Ekserji çeşitleri	43
4.5.1.1 Fiziksel ekserji	44
4.5.2 Ekserji kaybı	44
4.5.3 Ekserji (ikinci yasa) verimi	44
4.5.4 Termodinamik mükemmellik derecesi.....	45
4.5.5 Ekserji kaybı oranı	45
4.6 Belirsizlik Analizi	45
4.7 Sunulan Çalışmada Kullanılan Sistemin Ekserji Analizi	46
4.7.1 Isı pompası devresi için hesaplamalar	47
4.7.2 Toprak devresi için hesaplamalar	51
4.7.3 Soğutma devresi için hesaplamalar.....	52
5. DENEYSSEL BULGULAR	54
5.1 Sistem Bileşenlerinin Ekserji Analizi	57
5.1.1 Ekserji kaybı	59
5.1.2 Ekserji verimi	68
5.1.3 Termodinamik mükemmellik derecesi.....	75
5.1.4 Ekserji kaybı oranı	82
5.1.5 Isı pompası ve sistemin ekserji verimi	89
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	91
KAYNAKLAR	93
ÖZGEÇMİŞ	

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1 Kompresör	9
Şekil 2.2 Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters carnot çevriminin T-s diyagramı	11
Şekil 2.3 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin düzeni	12
Şekil 2.4 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin P-h ve T-s diyagramı	12
Şekil 2.5 Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin düzeni ve T-s diyagramı	14
Şekil 2.6 Hava kaynaklı ısı pompası	15
Şekil 2.7 Su kaynaklı ısı pompası.....	17
Şekil 2.8 Soğutma mevsiminde TKIP çalışması	19
Şekil 2.9 Isıtma mevsiminde TKIP çalışması.....	20
Şekil 2.10 Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası uygulamaları.....	21
Şekil 2.11 Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası uygulamaları.....	22
Şekil 3.1 Enerji evinin kuzey ve güney cepheden görünüşü	24
Şekil 3.2 Enerji evinin mimari planı ve farklı tip duvar uygulamaları.....	25
Şekil 3.3 Deney tesisatı	26
Şekil 3.4 Deney düzeneğinin şematik görünüşü.....	27
Şekil 3.5 Toprak devresinin şematik görünüşü	29
Şekil 3.6 Kollektör.....	30
Şekil 3.7 Isı pompası devresinin şematik görünüşü	31
Şekil 3.8 Kullanılan ısı pompası	32
Şekil 3.9 Soğutma devresinin şematik görünüşü.....	33
Şekil 3.10 Kullanılan veri toplama ünitesi ve modüller	34
Şekil 3.11 Manometreler	36
Şekil 3.12 Ultrasonik termal enerji sayacı.....	36
Şekil 3.13 Şebeke analizörü.....	37
Şekil 3.14 Veri toplama ünitesi programının ara yüzü	38
Şekil 3.15 Şebeke analizöründen elde edilen verilerin görüntülenmesi.....	38
Şekil 4.1 Isı pompası devresi	47
Şekil 4.2 Kompresör şeması	48
Şekil 4.3 Yoğuşturucu şeması	48
Şekil 4.4 Kısılma vanası şeması	49
Şekil 4.5 Buharlaştırıcı şeması	50
Şekil 4.6 Toprak devresi	51
Şekil 4.7 Soğutma devresi	52
Şekil 4.8 Akümülyasyon tankı şeması.....	52
Şekil 4.9 Radyatör şeması	53
Şekil 5.1 26 Temmuz için toprak, iç ve dış ortam ile salamura sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.....	55
Şekil 5.2 1 Ağustos için toprak, iç ve dış ortam ile salamura sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.....	55
Şekil 5.3 Farklı toprak derinliklerine ait sıcaklıkların 26 Temmuz için zamana bağlı değişimi.....	56
Şekil 5.4 Farklı toprak derinliklerine ait sıcaklıkların 1 Ağustos için zamana bağlı değişimi.....	56
Şekil 5.5 Deney düzeneğinde sıcaklık ölçüm noktaları.....	58
Şekil 5.6 Kompresör giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları	60
Şekil 5.7 Buharlaştırıcı giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları	61

Şekil 5.8 Yoğuşturucu giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları	62
Şekil 5.9 TID giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları	63
Şekil 5.10 Akümülyasyon tankı giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları.....	64
Şekil 5.11 Radyatör giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları	65
Şekil 5.12 Sistem elemanlarının ekserji kayıpları	66
Şekil 5.13 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji kaybı değerleri (26 Temmuz)	67
Şekil 5.14 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji kaybı değerleri (1 Ağustos)	67
Şekil 5.15 Kompresörün sekiz günlük ekserji verimi.....	68
Şekil 5.16 Buharlaştırıcının sekiz günlük ekserji verimi.....	69
Şekil 5.17 Yoğuşturucunun sekiz günlük ekserji verimi.....	70
Şekil 5.18 Toprak ısı değiştiricisinin sekiz günlük ekserji verimi	71
Şekil 5.19 Akümülyasyon tankı sekiz günlük ekserji verimi	72
Şekil 5.20 Radyatör sekiz günlük ekserji verimi.....	73
Şekil 5.21 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji verimi değerleri (26 Temmuz)	74
Şekil 5.22 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji verimi değerleri (1 Ağustos).....	74
Şekil 5.23 Kompresörün sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi.....	75
Şekil 5.24 Buharlaştırıcının sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi	76
Şekil 5.25 Yoğuşturucunun sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi	77
Şekil 5.26 Toprak ısı değiştiricisinin sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi	78
Şekil 5.27 Akümülyasyon tankının sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi	79
Şekil 5.28 Radyatörün sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi	80
Şekil 5.29 26 Temmuz için sistem elemanlarının termodinamik mükemmellik derecesi	81
Şekil 5.30 1 Ağustos için sistem elemanlarının termodinamik mükemmellik derecesi .	81
Şekil 5.31 Kompresörün ekserji kaybı oranı	82
Şekil 5.32 Buharlaştırıcının ekserji kaybı oranı	83
Şekil 5.33 Yoğuşturucunun ekserji kaybı oranı.....	84
Şekil 5.34 Toprak ısı değiştiricisinin ekserji kaybı oranı	85
Şekil 5.35 Akümülyasyon tankının ekserji kaybı oranı.....	86
Şekil 5.36 Radyatörün ekserji kaybı oranı.....	87
Şekil 5.37 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji kaybı oranları (26 Temmuz).....	88
Şekil 5.38 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji kaybı oranları (1 Ağustos).....	88
Şekil 5.39 Sistemin ve ısı pompasının sekiz günlük ekserji veriminin karşılaştırılması	89
Şekil 5.40 26 Temmuz için sistemin ve ısı pompasının ekserji verimi	90
Şekil 5.41 1 Ağustos için sistemin ve ısı pompasının ekserji verimi	90

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Boru çapı ve boyu arasında tavsiye edilen değerler	21
Çizelge 3.1 Numaralandırılmış duvar tipleri	25
Çizelge 3.2 Şematik gösterimde kullanılan kısaltmalar	26
Çizelge 3.3 Deney düzeneğinde kullanılan kısaltmalar.....	28
Çizelge 3.4 Isı pompasının teknik değerleri	32
Çizelge 4.1 Ölçüm cihazları için hassasiyet değerleri	46
Çizelge 5.1 Soğutma mevsiminde belirlenen çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları.....	59



SİMGELER DİZİNİ

\dot{E}_x	Ekserji [kJ, kW]
$\dot{E}_{x_{kayıp}}$	Ekserji kaybı [kW]
d	Ekserji kaybı oranı
η	Verim [%]
\dot{W}	Güç [kW]
S	Entropi [kJ/K]
s	Entropi, birim kütle için [kJ/kg.K]
T	Sıcaklık [K, °C]
ε	Termodinamik mükemmellik derecesi
ψ	Açık bir sistemde birim kütle için ekserji değişimi [kW]
\dot{m}	Kütlesel debi [kg/s]
\dot{Q}	Çekilen/atılan ısı [kW]
h	Entalpi [kJ/kg]
$T_{g,sa}$	Salamura geliş sıcaklığı
$T_{ç,sa}$	Salamura gidiş sıcaklığı
P	Basınç [kPa, Bar]
R	Isıl direnç

Alt indisler

yoğ	Yoğuşturucu
buh	Buharlaştırıcı
tank	Akümülyasyon tankı
TID	Toprak ısı değiştiricisi
rad	Radyatör
komp	Kompresör
0	Referans hali
FZ	Fiziksel
KM	Kimyasal
PT	Potansiyel
KN	Kinetik

ç	Çıkan
dış	Dış ortam
g	Giren
iç	İç ortam
IP	Isı pompası
Kayıp	Ekserji kaybı
KH	Kontrol hacmi
Tr	Tersinir
kyp	Kayıp
sis	Sistem



KISALTMALAR DİZİNİ

IP	Isı pompası
KE	Kinetik Enerji
KV	Kısılma Vanası
MTEP	Milyon ton eşdeğer petrol
TANK	Akümülyasyon tankı
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası
TID	Toprak ısı değiştirici
YTKIP	Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası
DTKIP	Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası
Tem	Temmuz
EPA	Amerikan çevre koruma kanunu

1. GİRİŞ

Değişen teknoloji, dünya nüfusunun artması, gelişen sanayi ve hızlı kentleşme ile birlikte enerji ihtiyacı artmıştır ve kaynaklar hızla tükenmektedir. Geçmişten günümüze kadar dünyanın en önemli sorunlarından biri enerji kaynaklarının sürdürülebilirliği olmuştur. Günümüzde enerji ihtiyacının neredeyse tamamını fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. Yapılan araştırmalar sonucunda dünyada fosil yakıtların kullanımını %85-90 oranındadır. Fosil yakıtların hızla tükenmesi, maliyetlerinin fazla olması ve çevreye verdiği zararlar göz önünde bulundurulduğunda çözülmesi gereken problemlerden biri olarak karşımıza çıkmaktadır. Bunun sonucunda yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelim artmaktadır.

Türkiye enerji ihtiyacının büyük bir bölümünü ithal etmektedir. 2010 yılında genel enerji talebi 109,2 MTEP olmuştur. Bu talebi karşılamak için toplam yerli enerji üretimi 32,4 MTEP düzeyinde kalmış olup, toplam enerji ithalatı 87,4 MTEP olarak gerçekleşmiştir. Yani 2010 yılı itibariyle enerji tüketimimizin sadece %29,7'si yerli kaynaklarla karşılanabilmiştir. Türkiye'nin 2010 yılındaki toplam birincil enerji tüketiminin %89,3'lük oranını fosil yakıtlar oluşturmaktadır. Fosil yakıtların tükeniyor olması, enerji fiyatlarının hızla artması, çevre kirliliği, iklim değişikliği gibi nedenlerle birlikte ele alındığında, ülkemizde de yenilenebilir enerji kaynaklarına ve enerji verimliliğine yönelmekten başka çare kalmamıştır (Ünal, 2014).

Ülkemiz coğrafi konum itibari ile yenilenebilir enerji kaynakları açısından potansiyele ve çeşitliliğe sahiptir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının yaygınlaştırılması ile temiz, sürekli ve doğayla barışık enerji üretmek mümkündür. Böylece enerji ithalatımızda azalma sağlayabiliriz.

Günümüzde enerji sorunu önem kazanmaktadır ve yeni enerji kaynakları için çalışmalar hızla çoğalmaktadır. Isı pompaları elektrikli ısıtma ile kıyaslandığında üç ile altı kat avantajlıdır. Ayrıca çevreyi kirletmemeleri, endüstriyel uygulamalarda da kullanılabilir olmaları gibi özellikleri ile son yıllarda üzerine yoğun çalışmalar yapılmaktadır (Dikici vd., 2006).

Isı pompası sistemleri hava, toprak, kuyu, göl, deniz vb. düşük sıcaklıktaki kaynaktan alınan ısıyı ısıtma mevsiminde istenilen ortama aktarmakta, soğutma mevsiminde ortamdaki alınan ısı ise yüksek sıcaklık kaynağı olarak görev yapan toprak, hava, kuyu, göl ve denize iletilmektedir. Hava kaynaklı ısı pompalarının kullanımı daha yaygın olmasına karşın toprak kaynaklı ısı pompası da yeni yeni kullanılmaya başlanmıştır.

Ülkemizde konutların iklimlendirilmesi konusunda güçlük yaşamaktayız. Bu bağlamda toprak kaynaklı ısı pompaları hem çevre dostudur hem de ısıtma ve soğutmayı aynı sistemde yapabiliyor olması nedeniyle avantajlıdır.

150°C' den büyük jeotermal kaynakların en önemli kullanım alanı elektrik üretimidir ve 150°C' den düşük ve orta sıcaklıklı kaynaklar ise çok farklı kullanım alanlarına sahiptir. Jeotermal kaynaklardan 20°C'nin altında olanlardan ise ısı pompası ile ısıtma ve soğutmada kullanılmaktadır (Babacan, 2008).

Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) teknolojisi, yeryüzünün belirli bir derinliğindeki sıcaklığın yıl içerisinde stabil olmasını temel almaktadır. TKIP sayesinde bir binayı hem ekonomik hem de ekolojik olarak ısıtmak ve soğutmak mümkündür. Toprak kaynaklı ısı pompaları ısıtma mevsiminde topraktaki ısıyı sisteme aktararak ısıtma, soğutma mevsiminde ise ortamdaki ısıyı çekerek toprağa iletir ve böylece ortamın soğumasını sağlar. Ayrıca TKIP'ları dış ortam sıcaklığına göre toprak sıcaklığının kış aylarında sıcak ve yaz aylarında soğuk olması sebebiyle hava kaynaklı ısı pompaları sistemlerine göre daha az enerji harcar.

TKIP sistemlerinin ilk yatırım maliyetleri yüksek olmasına rağmen yıl boyunca toprak sıcaklığının aynı olması ve uzun süre kullanılabilir olmaları sebebiyle cazip hale gelmektedirler (Özdemir ve Özkaya, 2015). Isı pompası sistemleri geliştirildiği takdirde düşük enerji tüketimleri, yüksek performansları ve çevre dostu olmaları nedeniyle ülkemize hem çevresel hem de ekonomik olarak büyük katkılar sağlayacaktır.

1.1 Konu İle İlgili Yapılmış Çalışmalar

Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) uygulamaları ile ilgili sayısal ve deneysel birçok akademik çalışma mevcuttur. Bu çalışmalardan bazıları aşağıda özetlenmiştir:

Günerhan vd. (2001), Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü binasındaki bir dersliğin toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) ile ısıtılması ve soğutulması amaçlanmıştır. Soğutucu akışkan olarak R22 kullanılmıştır. Toprak ısı değiştiricisi (TID) boyutlandırılırken üç farklı yöntemden yararlanarak hesaplama yapmışlardır. TKIP sistemlerinin ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olduğu ve bu maliyetin %25'inin TID olduğu belirtilmiştir. Bunun için hem maliyetin düşürülmesi hem de verimin yüksek olması amacıyla TID'in en uygun şekilde tasarlanmasının gerekliliği vurgulanmıştır.

Süzer (2001), İstanbul Hadımköy'de bir villada çalışmasını gerçekleştirmiştir. Çalışmasında toprak kaynaklı ve hava kaynaklı ısı pompalarını karşılaştırmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompasının ilk yatırım maliyeti daha yüksek olmasına karşın işletme giderlerinin daha az olduğunu belirtmiştir.

Mihalakakou (2002), toprak yüzey sıcaklığının günlük ve yıllık değişkenliğini modellemek ve tahmin etmek için iki yaklaşım sunmuştur. Toprak yüzey sıcaklığının, toprakla doğrudan temas halindeki binaların ısı performansını hesaplamak ve havadan havaya ısı eşanjörlerinin verimliliğini tahmin etmek için önemli bir faktör olduğunu belirtmiştir.

Esen ve İnallı (2003), Elazığ iklim koşullarında bulunan bir konutun yatay borulu toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) ile ısıtılmasında Bin (Aralık) yöntemi kullanarak performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Tasarım sırasında toprak kaynaklı ısı pompasının performansı değerlendirilirken çeşitli parametrelere bağlı olarak incelenmiştir.

Koroneos vd. (2003), çalışmalarında güneş enerjisi, rüzgar enerjisi ve jeotermal enerjinin ekserji analizini yapmışlardır. Yenilenebilir enerji kaynaklarını yenilenebilir olmayan enerji kaynakları ile verimlilik esasına göre karşılaştırmışlardır.

Esen vd. (2003) çalışmalarında, bir test odasını ısıtmak için derinliği 2m olan yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans değerlendirmesini yapmışlardır. Test odasının ısıtma yükünü 2,55kW olarak hesaplamışlardır. Günlük ortalama COP_{ip} değerini 3,38, COP_{sis} değerini 2,62 olarak hesaplamışlardır. Deney süresince bu değerlerin zamanla azaldığını gözlemlemişlerdir ve literatürdeki değerlerden düşük olduğunu saptamışlardır. Bunun sebebini ise tasarımdan kaynaklanan bir hatadan dolayı olduğunu düşünmüşlerdir.

Hepbaşı ve Akdemir (2004), Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde bulunan 65 m²'lik bir odayı dikey toprak kaynaklı ısı pompası (DTKIP) ile ısıtmayı amaçlamışlardır. İncelenen odanın ısıtma yükü 3,8 ve soğutma yükü 4,2kW tasarım koşullarında olduğunu belirtmişlerdir. Sistemin performans testlerine 2000 yılının mayıs ayında başlamış, 2001 yılının şubat ayına kadar devam etmişlerdir ve DTKIP'in enerji analizi ve ekserji analizini yapmışlardır.

Dikici vd. (2006), konutları ısıtmak amacıyla kurulan güneş, hava ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin performans özellikleri, enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Deney düzeneği, Elazığ Fırat Üniversitesi'nde 60m² taban alanı üzerinde bulunan bir test odasına kurulmuştur. Deneylerini ısıtma mevsiminde gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, güneş kaynaklı, hava kaynaklı ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin her bir elemanı için ısıtma performans katsayıları, enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, hava kaynaklı ısı pompalarının performans katsayılarındaki düşüklük ve yüksek ekserji kaybı sebebiyle diğer ısı pompalarına göre daha az tercih edilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde ekserji kaybının düşük ve bakım maliyetinin az olması gibi nedenlerden dolayı konutunda toprak alanı yeterli ise kullanılmasının yatırım olarak faydalı olacağı belirtilmiştir.

Patlar (2006), toprak kaynaklı ısı pompasının çalışma prensibi ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. Teorik olarak kurulan toprak kaynaklı ısı pompasının her elemanı incelenerek ekserji analizi yapılmıştır. Isı pompası soğutucu akışkan olarak R-134a seçilmiş ve hesaplamalar bu akışkan üzerinden yapılmıştır.

Esen vd. (2007), Elazığ ilinde bulunan toprak kaynaklı ısı pompasının enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Toprak kaynaklı ısı pompası için 1m ve 2m derinliklere yatay toprak ısı değiştiricisi ünitesi gömülmüştür. 1m derinlikteki TID ünitesinin enerji verimi 2,5 iken, 2m derinlikteki TID ünitesinin ise 2,8'dir. Genel sistemin ekserji verimi ise 1m derinlikte %53,1 iken, 2m derinlikte %56,3 olarak bulunmuştur.

Babacan (2008), Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi kampüsünde mevcut ısıtma sisteminin toprak kaynaklı ısı pompası sistemine dönüştürülmesini analiz etmiştir. Isı pompası olarak düşey tip toprak kaynaklı ısı pompası seçilmiştir. Bu çalışma sonucunda, ilk yatırım maliyeti yüksek olsa da toprak kaynaklı ısı pompası diğer konvansiyonel sistemlere göre daha az işletme giderine sahip olduğu ve daha düşük enerji gerektirdiğini belirtmiştir. Geri ödeme süresini ise 11 yıl olarak hesaplamıştır.

Esen (2007), çalışmasında Elazığ ilinde bulunan bir köy evinin bahçesinde 30, 60 ve 90m olmak üzere üç farklı sondaj derinliği açılmıştır. Bu doğrultu da ilk olarak, toprak ısı eşanjörünün bulunduğu jeopolitik yapının ısıl direnç ve ısıl iletkenliği bulunmuştur. Sondaj derinliğinin ısıl sistem performansındaki etkisi araştırılmıştır. DTKIP sisteminin ekserji verimleri, sondaj derinliğinin fonksiyonu olarak hem ısıtma mevsimi hem de soğutma mevsimi için belirlemiştir.

Bi vd. (2009), çalışmasında binanın ısıtma ve soğutma modları için TKIP sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Ekserji verimliliği, ekserji kaybı, ekserji kaybı oranı, ekserji kaybı katsayısı ve termodinamik mükemmel derecesinin analitik formüllerini türetmişlerdir. Sonuç olarak, bina ısıtma modu için ekserji kaybının soğutma modundan daha büyük olduğunu göstermiştir. Çalışılan sistemdeki maksimum ekserji kaybının kompresör olduğunu belirtmiştir.

Özsolak ve Esen (2011), Elazığ ilinde bulunan 12 m² alandaki deney odasını toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtmışlardır. Çalışma sonucunda yatay slinky toprak ısı değiştirgeci sisteminin COP_{sis} değeri 2,88 ve COP_{ip} değeri 3,55 olarak bulunmuştur. COP_{sis} değeri buharlaştırıcıya giren salamuranın sıcaklığının artmasıyla arttığını belirtmişlerdir. Toplam boru boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı 22W/m iken toplam çukur boyuna göre topraktan çekilen ortalama ısı miktarı 245 W/m olarak hesaplanmıştır.

Öztürk (2014), güneş enerjisi ile elektrik üretmekte olan bir sistemle kombine toprak kaynaklı ısı pompasının enerji ve ekserji verimliliklerini belirlemiştir. Bu birleşik TKIP sisteminin; ısı pompası çevrimi, ısıtıcı termal çevrimi, toprak ısı değiştirici çevrimi ve bir soğutma kulesi çevriminden oluştuğunu belirtmiştir. Soğutma kulesinin performans etkileri incelenmiş ve sistem verimliliğini en üst düzeye çıkarmak için en uygun çalışma parametrelerini seçtiğini belirtmiştir. Isı pompası çevrimi için ekserji yıkım oranları, ekserji verimleri, ekserji kayıpları sistem bileşenleri ve tüm sistem için değerlendirilmiştir.

Özdemir ve Özkaya (2015) çalışmalarında, 20,7 m³ hacmindeki bir odayı ısıtmak ve soğutmak için deney düzeneği kurmuşlardır. Deney düzeneğinde 40m sondaj derinliğine sahip olan DTKIP kullanmışlardır. DTKIP sisteminin enerji ve ekserji analizi, hem ısıtma hem de soğutma mevsimleri için sondaj derinliğinin bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Isıtma mevsiminde ısı pompasının performans katsayısı (COP_{ip}) 3,85 ve sistemin performans katsayısı (COP_{sis}) ise 3,45 olarak bulunmuştur. Isı pompası ünite bazında ekserji verimi %77, sistem bazında ise %71 olarak belirlenmiştir. Soğutma mevsiminde ise ısı pompasının performans katsayısı (COP_{ip}) 3,12 ve sistemin performans katsayısı (COP_{sis}) değeri ise 2,81 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca ısı pompası ünite bazında ekserji verimi % 78,6, sistem bazında % 70,8 olarak saptanmıştır.

Kabul ve Alkan (2016), bir ısı pompası sisteminin enerji, ekserji ve termo-ekonomik analizi, konut ısıtması için alternatif soğutucu akışkanlar kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Soğutucu akışkan olarak R22, R134A, R410A, R404A, R290 ve R600A seçilmiştir. Bu soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerini kullanarak, COP, ekserji verimliliği ve tersinmezlik gibi sistemin performans parametreleri hesaplanmıştır. Ayrıca COP, ekserji verimi ve tersinmezlik oranının sistemin farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıkları ile nasıl değiştiğini belirlemek için bazı parametrik çalışmalar yapılmıştır. Sonuç olarak en iyi soğutucu akışkanın R600A, daha sonra sırasıyla R22, R134A, R290, R410A ve R404A olduğu saptanmıştır.

Caner (2018), Sivas Cumhuriyet Üniversitesinde bulunan enerji evine ısı pompası sistemi kurulmuş ve Sivas ili şartlarında performansı incelenmiştir. Toprakten çekilen ısının değeri en yüksek 4,90kW, en düşük ise 3,90kW olarak belirlenmiştir. Salamuranın topraktan çektiği ısının artması ile ısı pompasının performans katsayısının da arttığı belirtilmiştir.

Duman (2018) çalışmasında; Sivas Cumhuriyet Üniversitesi yerleşkesinde bulunan enerji evindeki yatay tip toprak kaynaklı ısı pompasının Sivas ili koşullarında kullanılabilirliği deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışma sonucunda ise elde edilen deneysel sonuçlara göre enerji evinin ısıtılmasında toprak kaynaklı ısı pompasının her bileşenine ve tüm sisteme kapsamlı bir ekserji analizi yapmıştır. Bu çalışma sonucunda ekserji verimi kompresörde %44,4, yoğusturucu da % 88,5, akümülyasyon tankında % 44,6, kısılma vanasında % 88,2, buharlaştırıcıda %37, radyatörlerde %60,5, TID'da %52,6 olarak hesaplanmıştır.

Zhai vd. (2017), Şanghay Jiao Tong Üniversitesinde 180 m² kapalı alana sahip bir toplantı odasına ısı pompası sistemi kurmuşlardır. Isı pompasının nominal soğutma kapasitesi 5,3kW, elektrik tüketimi ise 22,3kW'tır. Isıtma modunda ise nominal ısıtma kapasitesi 29,5kW, elektrik tüketimi ise 6,9kW'dır. Deneysel inceleme hem soğutma modunda hem de ısıtma modunda gerçekleştirilmiştir. Deneysel incelemeye göre, ısıtma modunda COP değeri 3 ve soğutma modunda ise COP değerini 3,2 olarak bulmuşlardır.

Luo vd. (2015), Güney Almanya'da toprak kaynaklı ısı pompasının termal performansını incelemişlerdir. Isı pompası sistemini Nürnberg şehrindeki bir ofis binasına kurmuşlardır. Sistem performansını değerlendirmek için sistemi 4 yıl boyunca sürekli izlemişlerdir. Sonuç olarak tipik bir yaz günü için enerji verimliliği oranı (EER) 8,0 ve tipik bir kış günü için performans katsayısı (COP) 3,9 olarak bulmuşlardır.

Özdemir vd. (2012), Batı Akdeniz Bölgesinde (Antalya, Burdur ve Isparta) bir ev için toprak kaynaklı ısı pompasının sistem bileşenlerinin ve ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Araştırmacılar çalışmalarını ısıtma mevsiminde gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak ekserji yıkım oranının en fazla kompresör ve kondensere ait olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca Antalya ili için COP değeri 2,25-4,54 aralığında, Burdur ili için 5,4-7,81 aralığında ve Isparta ili için 5,64-7,89 aralığında bulmuşlardır.

Ünal (2014), Mardin ili Midyat ilçesinde bulunan deney odasını güneş enerjisi destekli dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtma ve soğutma mevsimi için enerji, ekserji ve eksergoekonomik analizlerini gerçekleştirmiştir. Sonuç olarak ise soğutma mevsiminde kompresörün 3,704kW'lık ısı kaybı, 1,6539kW'lık ekserji kaybı ve %27,26 ekserji kaybı oranı olduğunu belirtmiştir.

Fei vd. (2012), Çin'de yeraltı suyu ısı pompası sisteminin enerji analizi ve ekserji analizini yapmışlardır. Ölçümlerini 2007 yılının temmuz ayından 2008 yılının şubat ayına kadar gerçekleştirmişlerdir. Hesaplamalarında termodinamik bağıntılar kullanmışlardır. Çalışma sonucunda ısı pompasının ısıtma modu için COP değeri 4,57, sistemin COP değeri 3,1 olarak hesaplamışlardır. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompasının hava kaynaklı ısı pompasından daha verimli olduğunu belirtmişlerdir.

Lubis vd. (2011) çalışmalarında hibrit jeotermal ısı pompası sisteminin termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak hibrit jeotermal ısı pompası sisteminin, tipik hava kaynaklı ısı pompası sistemine kıyasla daha yüksek COP ve ekserji verimliliğine sahip olduğunu söylemişlerdir. Ayrıca en yüksek ekserji kaybının da kompresör ve yoğunlaştırıcıya ait olduğunu nedeninin ise sürtünme ve ısı transferi olduğunu belirtmişlerdir.

Özgener ve Hepbaşlı (2007), toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin performans değerlendirmesi için güneş destekli dikey TKIP ve yatay TKIP olmak üzere iki farklı TKIP'ı kullanmışlardır. Her iki TKIP sisteminin performansını deneysel verilere dayanan enerji ve ekserji analiz yöntemi ile değerlendirmişlerdir. Sonuç olarak COP_{ip} değerleri 3,12 ile 3,64 arasında değiştiğini ve COP_{sis} değerlerinin ise 2,72 ile 3,43 arasında değiştiğini söylemişlerdir.

Akpınar ve Hepbaşlı (2007), Türkiye'de kurulan iki tip TKIP sisteminin performans değerlendirmesini yapmışlardır. Bu sistemlerden biri düşük sıcaklıktaki jeotermal

kaynakları araştırmak için tasarlanmış ve inşa edilmiş olan TKIP sistemidir, diğeri ise dikey ısı eşanjörüne sahip TKIP sistemidir. İki sistem için de kütle, enerji, entropi ve ekserji değerleri karşılaştırılarak değerlendirmeler yapmışlardır.

Naili vd. (2013), Kuzey Tunus'ta yatay toprak kaynaklı ısı pompasının enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Hesaplamalarında termodinamik bağıntılar kullanmışlardır. Tunus bölgesi için YTKIP'in soğutma amaçlı kullanımının uygun olduğu sonucuna varmışlardır.

Bu çalışmada ise R410A soğutucu akışkan kullanılarak yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin Sivas ili koşullarındaki kullanılabilirliği soğutma mevsiminde deneysel olarak incelenecektir.



2. ISI POMPASI

Isı geçişinin yönü azalan sıcaklık yönündedir, yani sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama doğrudur. Bu ısı transferi herhangi bir makine gerekmeden kendiliğinden gerçekleşmektedir. Ancak düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi kendiliğinden gerçekleşmez. Bu ısı geçişini gerçekleştirmek için ısı pompaları veya soğutma makineleri kullanılabilir. Isı pompaları ve soğutma makineleri aynı çevrime göre çalışmalarına karşın kullanım amaçları farklıdır. Isı pompası, ortamın sıcak tutulmasını sağlamak için düşük sıcaklıktaki enerji deposundan alınan ısının ısıtılmak istenen ortama verilmesini sağlamaktır. Soğutma makinelerinin amacı ise soğutulmak istenen ortamdan ısı çekerek ortamın düşük sıcaklıkta tutulmasını sağlar (Çengel ve Boles, 2015).

2.1 Isı Pompası Sisteminin Elemanları

Isı pompasını oluşturan temel bileşenleri yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kompresör ve genişleme valfi olarak sıralayabiliriz.

Kompresör: Buharlaştırıcıdan çıkan alçak basınçtaki soğutucu akışkanın sıcaklığını ve basıncını yükselten elemandır. Beş tip kompresör vardır:

- Pistonlu kompresör
- Rotatif (Rotolu, Rotary, Dönel) kompresör
- Helisel kompresör
- Santrifij kompresör
- Scroll kompresör (Yamankaradeniz vd., 2013)



Şekil 2.1 Kompresör

Yoğuşturucu: Kompresörden yüksek sıcaklık ve basınçta çıkan soğutucu akışkanın yoğuşturulmasını sağlar. Soğutmada su veya havadan yararlanır. Görevini motor ve fan vasıtasıyla lamelleri içinden hava geçirerek yapan yoğuşturuculara hava soğutmalı, kapalı bir tüp içinde bulunan bakır boruların içinden su, dışından soğutkan geçirilerek çalışan tiplere su soğutmalı yoğuşturucu denir. Ayrıca hem su hem de hava kullanılarak çalışan evaporatif yoğuşturucularda mevcuttur (Dumlu, 2012).

Buharlaştırıcı: Soğutucu akışkanının, soğutulmak istenen ortamdan ısı çekilmesini sağlayan elemandır. Çevrim akışkanının beslenme şekline, sistemin çalışma şartlarına, hava sirkülasyonuna, ısı alınacak sıvıya ve kontrol tipine bağlı olarak farklı boyutlarda ve geometride elde edilmektedir (Yamankaradeniz vd., 2013).

Genleşme (Kısılma) Valfi: Soğutucu akışkanın basıncını arzu edilen buharlaşma basıncına düşürmeye yarayan elemandır. Yani genleşme valfine görece yüksek sıcaklık ve basınçta giren soğutkan düşük sıcaklık ve basınç değerlerine ulaşır. Genleşme vanası çeşitleri:

- Manuel olarak çalışan kısılma vanası
- Otomatik olarak çalışan kısılma vanası
- Termostatik kısılma vanası
- Elektrikli kısılma vanası
- Kılcal boru
- Şamandıralı kısılma vanası (Al-Khalidi, 2018)

Yardımcı Elemanlar: Isı pompası sistemlerinde dört temel eleman dışında değişik maksatlarla kullanılan yardımcı elemanlarda vardır. Bunlardan bazıları; gözetleme camı, kumanda panosu, dryer (kurutucu), alçak-yüksek basınç preostatı, elektrik kumanda panosu vb. şeklinde sıralanabilir.

Soğutucu Akışkanlar: Soğutucu akışkanlar, soğutma, havalandırma ve ısı pompası sistemlerinde istenilen bölgeden ısıyı absorbe ederek ya dış ortama ya da diğer bir ortama taşınım ve iletim yoluyla geçirirler. Soğutucu akışkanların genel olarak aşağıdaki niteliklere sahip olması istenir:

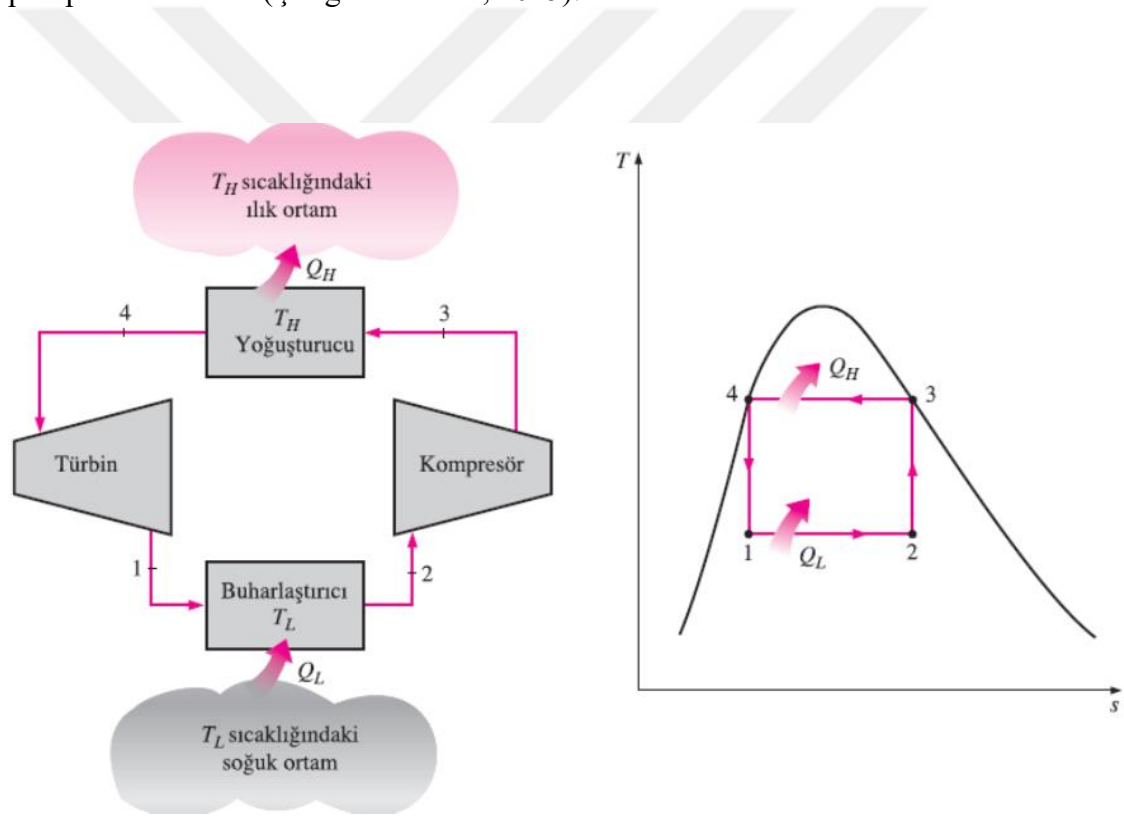
- Enerji tüketimi az, verimi fazla olmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısısının yüksek olması gereklidir.

- Çevreye zarar vermemelidir.
- Sistemin hiçbir yerinde kimyasal değişikliğe uğramaması gereklidir.
- Sistemde sızıntı olması halinde derhal anlaşılmalıdır.
- Yanıcı, patlayıcı ve zehirleyici olmamalıdır.
- Ucuz olmalı ve temini kolay olmalıdır (Yamankaradeniz, 2011).

2.2 Isı Pompası Çevrimi

2.2.1 Tersine Carnot çevrimi

Carnot çevrimi tümüden tersinir bir çevrimdir bu yüzden onu oluşturan tüm hal değişimleri ters yönde gerçekleştirilebilir. Bu durumda Carnot soğutma makinesi veya Carnot ısı pompası elde edilir (Çengel ve Boles, 2015).



Şekil 2.2 Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı

1-2 hal değişimi: Sabit sıcaklıkta soğuk ortamdan akışkana ısı geçişi (Q_L)

2-3 hal değişimi: Akışkanın izantropik sıkıştırılması

3-4 hal değişimi: Akışkandan sabit sıcaklıktaki ılık ortama ısı geçişi (Q_H)

4-1 hal değişimi: Akışkanın izantropik genişlemesi

1-2 hal değişimi: Kompresörde izantropik sıkıştırma

2-3 hal değişimi: Yoğuşturucu da sabit basınçta ısı atılması (Q_H)

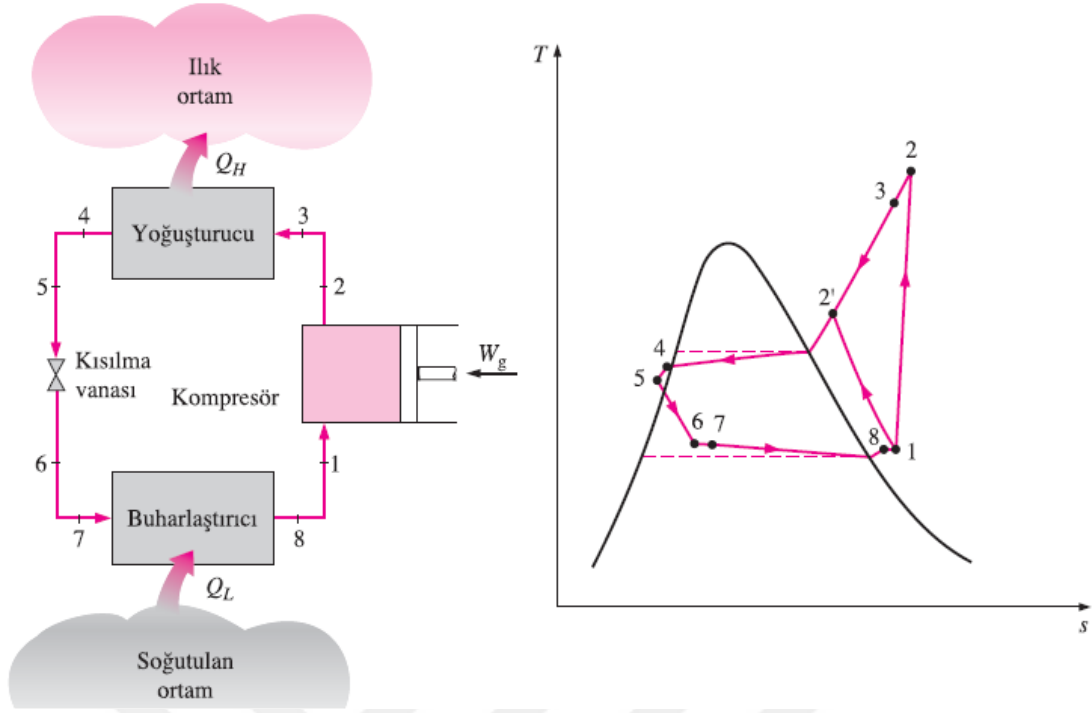
3-4 hal değişimi: Kısılma vanasında genişleme

4-1 hal değişimi: Buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı çekilmesi (Q_L)

Bu çevrimde soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde yani doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Daha sonra soğutucu akışkan 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer. Yoęuřturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoęuřma esnasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. 3 halinde de soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuř sıvı halinde bulunan akışkan genişleme vanasından ya da kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısıılır. Soęutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi dūřük bir doymuş sıvı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soęutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar (Çengel ve Boles, 2015).

2.2.3 Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ideal olandan bazı bakımlardan farklıdır. Bunlar izantropik olmayan sıkıştırma, buharlaştırıcı çıkışındaki kızgın buhar, yoğuşturucu çıkışındaki sıkıştırılmış sıvı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı çıkışındaki basınç dūřüşleridir. Bu durum genellikle çevrimi oluşturan çeşitli elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezlięin iki ana kaynağı, basıncın dūřmesine neden olan akışkanın sūrtünmesi ve çevreyle yapılan ısı alışverişidir. Tersinmezliklerin sonucu olarak COP azalır (Çengel ve Boles, 2015).



Şekil 2.5 Gerçek buhar sıkıştırımlı çevrimin düzeni ve T-s diyagramı

İdeal çevrimde, akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girmektedir. Ancak kompresöre sıvı girişini engellemek için gerçek çevrimde akışkan bir miktar kızgın buhar haline getirilir. Böylece sistem güvenliği sağlanmış olur. Kompresöre kızgın buhar halinde giren akışkan izantropik olarak sıkıştırılmaz. Sürtünme etkileri entropiyi artırma eğilimindedir. Ayrıca entropiyi artırıcı veya azaltıcı yönde ısı geçişi meydana gelebilir (Çengel ve Boles, 2015).

Akışkanın fazını hassas olarak doymuş sıvıda tutmak oldukça zordur ve akışkanın kısılma vanasına tamamen sıvı olarak girmesi gerekmektedir. Bu nedenlerle gerçek sistemde idealden farklı olarak yoğuşturucu çıkışında akışkan sıkıştırılmış sıvı fazındadır. T-s diyagramı incelendiğinde tüm bu farklılıkların yanında kompresör ve kısılma vanası arasındaki basınç kayıpları da görülmektedir (Çengel ve Boles, 2015).

2.3 Isı Pompasında Kullanılan Isı Kaynakları

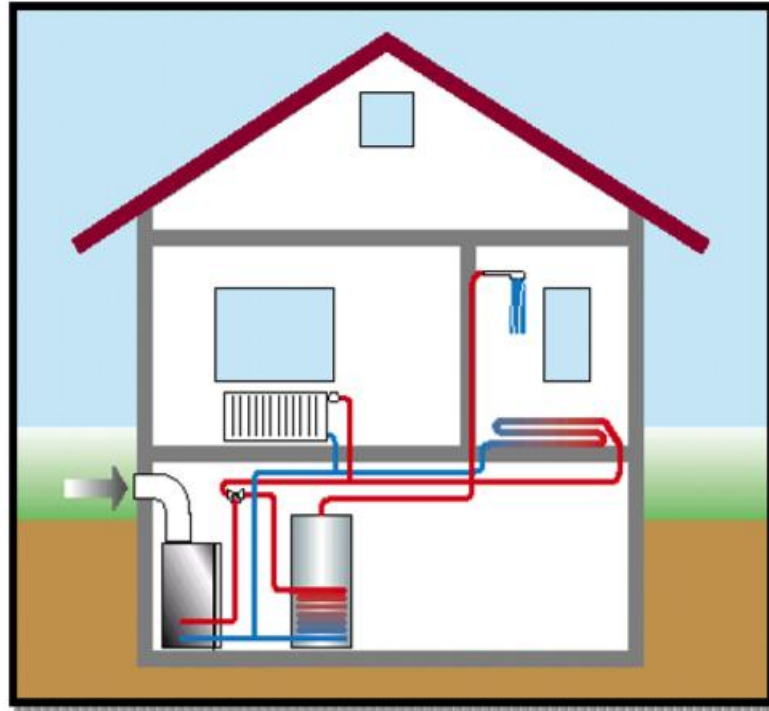
Isı pompasının maksimum verimle çalışması için ısının çekildiği ortam ile ısının aktarılacağı ortam arasındaki sıcaklık farkı minimum olmalıdır. Bu nedenle ısı pompası için en uygun kaynak maksimum sıcaklıkta olmalıdır. Ancak ısı pompasına gerek duyulması için, kaynak sıcaklığının doğrudan kullanılmayacak değerde olması gereklidir.

Isı pompalarında ısı kaynağı olarak; hava, su, toprak ve güneş enerjisinden yararlanılır (Esen, 2011).

2.3.1 Hava kaynaklı ısı pompası

Havanın ucuz, sınırsız, kurulumunun kolay ve tesis masraflarının düşük olması sebebi ile dünyada en çok tercih edilen kaynaktır. Hava kaynaklı ısı pompalarının toprak ve su kaynaklı ısı pompalarına göre ilk yatırım maliyetinin düşük olması sebebiyle özellikle ılıman iklim bölgelerinde sıkça tercih edilmektedir. Ancak hava sıcaklığı karasal iklimlerde mevsimler arasında büyük değişim göstermesi nedeniyle, karasal iklimlerde sınırlı bir kullanıma sahiptir. Çünkü iç ve dış sıcaklıklar arasındaki fark arttıkça ısı pompasının performansı azalır.

Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinde, havanın sıcaklığının 0°C ya da daha düşük sıcaklığa indiğinde ısı pompası buharlaştırıcıda donma problemi ile karşılaşmaktadır ve donma sonucunda oluşan buzlanma ile sistemin performansını düşürmektedir. Buzlanmayı çözmek için defrost uygulamasının yapılması gerekmektedir. Bu durumda sistemin enerji tüketimini arttırmaktadır. Dış ortam sıcaklığının 0°C ve ya daha az olması durumunda çoğunlukla ek ısıtıcı ile birlikte kullanılırlar (url-1).



Şekil 2.6 Hava kaynaklı ısı pompası

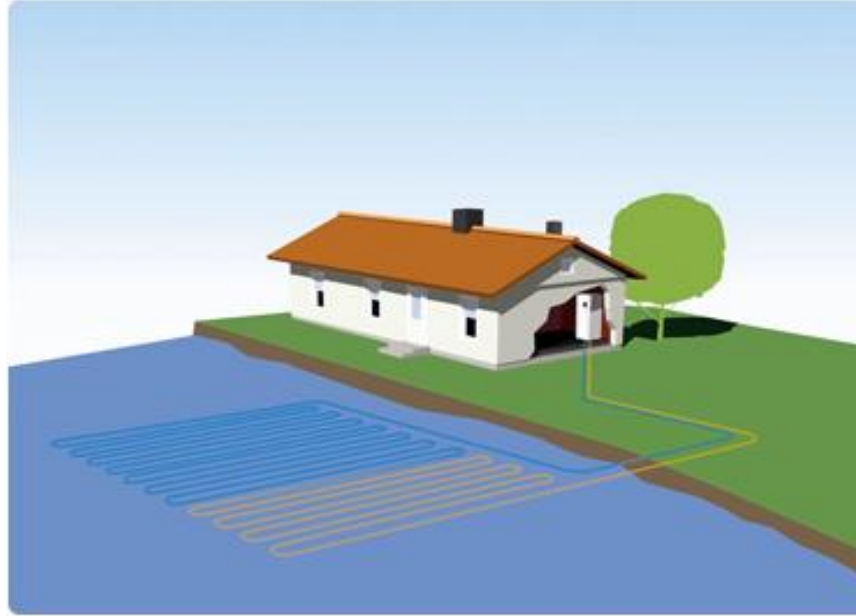
2.3.2 Su kaynaklı ısı pompası

Isı kaynağı olarak; denizlerden, göllerden, ırmaklardan ve kuyulardan elde edilen su kullanılabilir. Kaynak olarak yerüstü sularından (göl, nehir vb.) faydalandığı zaman sıcaklık yeraltı sularına göre daha fazla değişmesine karşın havaya göre daha az değişmektedir. Buna ilaveten yerüstü sularının sıcaklığı ülkemizde 0°C'nin altına düşmemektedir bu da büyük bir avantajdır (Esen, 2011).

Derinliği denizlere göre daha az olan göl veya nehirleri yani yer üstü sularını ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompalarının çalışması toprak kaynaklı ısı pompası ile birbirine benzerdir. Borular en az 2,5m derinliğe yatay biçimde yerleştirilir. Boru içinde salamura dolaştırılır. Deniz suyu ise büyük oranlarda ısı ihtiyacını karşılamak için kullanılır. Deniz suyu sıcaklığı 25-50m derinliklerde 5-8°C sıcaklıklarda sabittir. Bu sıcaklık değerleri yüksek performans katsayıları olarak geri dönmektedir. Deniz suyunu ısı kaynağı olarak kullandığımız zaman dikkat etmemiz gereken konu korozyon ve sistem içerisinde oluşabilecek organik kirlenmeyi en az seviyede tutmaktır.

Su kaynaklı ısı pompalarında ise en uygun kaynak yeraltı sularıdır. Yeraltı suları kış mevsimi de dahil olmak üzere yüksek sıcaklıktadır. Ancak yeraltı sularını kaynak olarak kullandığımızda iki farklı kuyu ihtiyacı meydana gelmektedir. Kuyulardan biri sıcak su ihtiyacını karşılarken, diğer kuyuya da ısı pompasında çevrimini tamamlayan dönüş suyu boşaltır.

Su kaynaklı ısı pompası, suyun termal iletkenliğinin çok daha yüksek olması nedeniyle, hava kaynaklı sistemlere göre daha verimli ve küçük boyutludur. Ancak suda korozyon problemi ile karşılaşılabilir. Hava kaynaklı ısı pompası ile karşılaştırıldığında ilk yatırım maliyeti de daha yüksektir (Yamankaradeniz, 2007).



Şekil 2.7 Su kaynaklı ısı pompası (url-2)

2.3.3 Güneş kaynaklı ısı pompası

Isı kaynağı olarak güneşi tercih etmenin en büyük avantajı buharlaştırıcı sıcaklığının yüksek seçilebilmesine imkan tanınmasıdır. Güneş enerjisinin potansiyeli, yenilebilir ve temiz olması gibi olumlu etkilerinin yanında ilk kurulum maliyetinin yüksek olması, düşük verim gibi olumsuz etkileri de vardır (Ünal, 2014).

Güneş enerjisinden tek başına yararlanılabileceği gibi diğer kaynaklarla birlikte de yararlanılabilmektedir. Kaynak olarak güneş enerjisinden faydalandığında direkt ve indirekt olmak üzere iki sistem vardır. Buharlaştırıcının doğrudan güneş kolektörüne yerleştirildiği sisteme direkt sistem denir ve kolektörlerden su ya da su buharı geçirilerek kaynak olarak kullanılır bu sistemlere de indirekt sistemler denir (Kural, 2012).

2.3.4 Toprak kaynaklı ısı pompası

Yıl boyunca toprağın sıcaklığı 1-2m derinlikte çok fazla değişmemektedir. Toprağın sıcaklığının az değişmesi, sıcaklık sabiti ve ısıyı depolama özellikleri bakımından çok iyi bir ısı kaynağıdır. Ancak geniş toprak alanına ihtiyaç duyulması, ısı değiştiricisini toprağa gömmek ve korozyonu önlemek içinde iyi malzemeler kullanmak gerekir. Bu da ilk yatırım masraflarını arttırır.

Toprak altı sistemindeki borulardan soğutucu akışkanlar ve ya daha ucuz olan salamura (antifriz-su) geçirilir. Toprağın yapısal özellikleri toprak ısı değiştiricisinin (TID)

seçimini ve yerleştirileceği toprak derinliğini etkiler. Toprağın yapısal özellikleri zaman faktörüne bağlı olarak değişmektedir. Isı pompası sisteminin çalışması esnasında boruların çevresinde ısı alışverişinden kaynaklı olarak toprak özelliklerinde değişim meydana gelir bu da tasarım yaparken güçlük çıkarır. Isıtma mevsiminde, TID'a yakın yerlerde toprak ısını suya verdiği için toprağın ısısında düşüş meydana gelir bu nedenle toprağın özelliklerinde değişim olur (Kural, 2012).

Toprak kaynaklı ısı pompalarının enerji kaynağı topraktır. Yeraltında depolanmış halde bulunan enerjiyi kullanmak üzere tasarlanmış ısıtma ve soğutma sistemleridir. Toprak sıcaklığının yıl içinde havanın sıcaklığına göre kısmen kararlı yapıda olması ve kararlı işletme koşullarına sahip olması toprak kaynaklı ısı pompasının ısı kaynağı olarak kullanılmasını cazip hale getirmiştir. Toprak ısısayesinde kışın bir binayı hem ekonomik hem de ekolojik olarak ısıtmak mümkündür. Yazın ise mahal içerisindeki ısının atıldığı ısı çukuru olarak görev yapmaktadır.

Güneş ışınlarının bulutlara, bulutlar vasıtasıyla yağmurla toprağa ya da doğrudan güneş ışınlarının toprağa gelmesiyle toprağın yaklaşık 2m derinliğine kadar enerji birikir, toprak güneşten gelen bu enerjiyi depolar.

TKIP sistemlerinde ısı değiştiricilerin boyutlandırılması ve seçiminde mevcut toprak alanı, toprağın yoğunluğu ve birleşimi, boruların toprağa gömülme derinliği gibi faktörler önemli rol oynamaktadır. TKIP sistemlerinde ısı topraktan iki şekilde çekilmektedir. Birincisi yatay kollektörler vasıtasıyla gerçekleşmektedir, bu sisteme yatay toprak ısı değiştiricili sistem denir. İkincisi ise dikey sondelerle gerçekleşmektedir, bu sisteme de dikey toprak ısı değiştiricili sistem denir. İster yatay tip ister dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası olsun, ikisinin de çalışma prensibi aynıdır (url-1).

2.3.4.1 TKIP sistemlerinin çalışma şekli

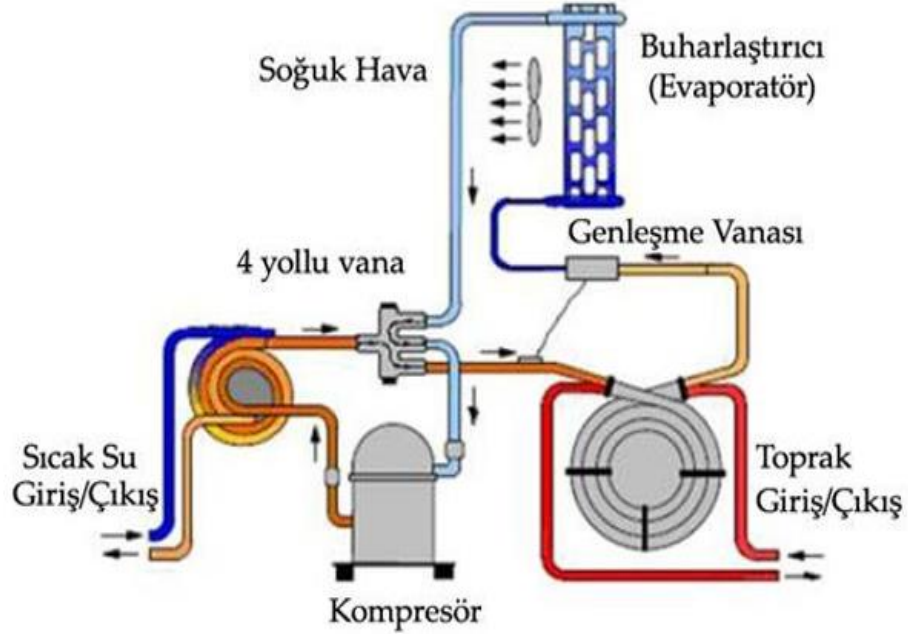
Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri 3 ana kısımdan oluşmaktadır. Bunlar:

- **Toprak ısı değiştiricileri:** Topraktan ısı çekmek için toprak altına yerleştirilen borulardan meydana gelir. İçerisinde genellikle su ya da salamura (su-antifriz) dolaştırılır.
- **Isı pompası:** Isı pompası elemanlarından meydana gelir. İçerisinde soğutucu akışkan dolaştırılır.

- **Isı dağıtım sistemi:** Binayı ısıtmak ya da soğutmak için kullanılan sistemdir (Esen, 2011).

Şekil 2.8’de soğutma mevsimi için, şekil 2.9’da ısıtma mevsimi için toprak kaynaklı ısı pompasının çalışma şeması gösterilmektedir.

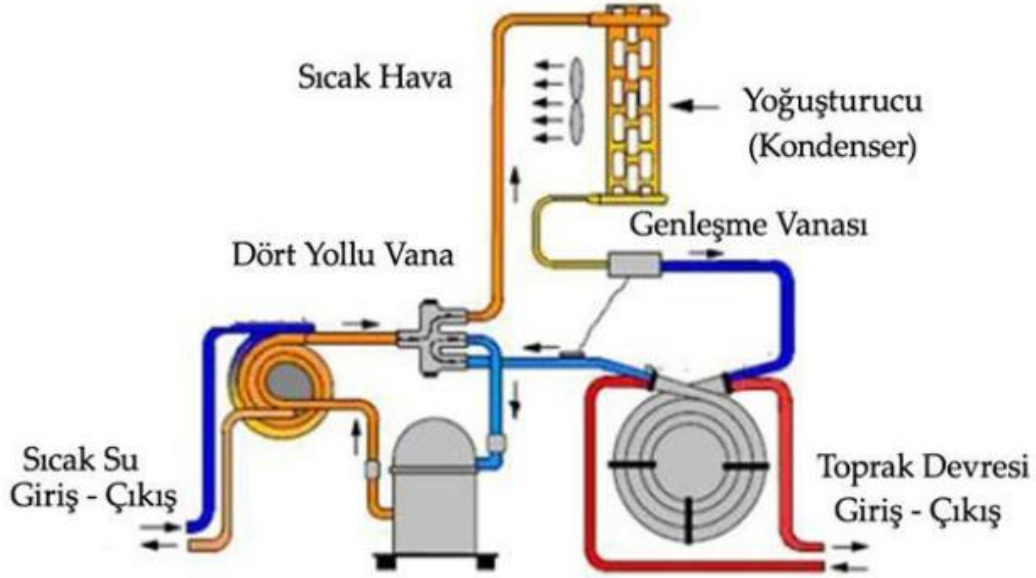
Soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre buhar olarak girer. Burada yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Daha sonra salamura ile soğutucu akışkan arasında ısı geçişini sağlayan yoğuşturucuya gelir burada salamuraya ısını vererek yoğuşan soğutucu akışkan kısılma vanasına gelir. Kısılmanın etkisiyle sıcaklığı ve basıncı düşer. Sıcaklığı büyük ölçüde düşen soğutucu akışkan buharlaştırıcıya girer ve odadaki havadan çektiği ısı ile buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan ayrılıp kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanır. Isıtma çevriminde ise tersi yönde gerçekleşir ve topraktan çekilen ısı ısıtılmak istenen mahale aktarılır.



Şekil 2.8 Soğutma mevsiminde TKIP çalışması (Bayraktar, 2015)

TKIP ısıtma amacıyla kullanıldığında ise dört yollu vana vasıtasıyla yoğuşturucu ile buharlaştırıcının görevleri değiştirilerek işlem gerçekleştirilir. Yani soğutma modunda

yoğuşturucu ısıtma maksatlı kullanılırken, ısıtma modunda ise buharlaştırıcı görevi üstlenir.



Şekil 2.9 Isıtma mevsiminde TKIP çalışması (Bayraktar, 2015)

2.3.4.2 Toprak kaynaklı ısı pompası çeşitleri

Toprak kaynaklı ısı pompaları toprak altı ısı değiştiricisine göre ikiye ayrılır. Bunlar:

- Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası
- Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası

✓ Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası

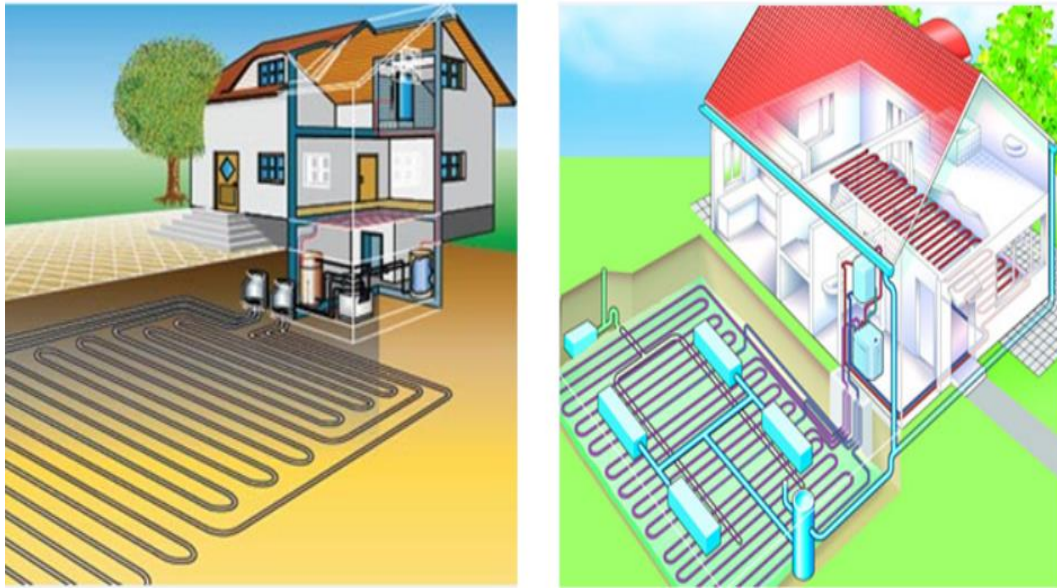
Yatay tip toprak ısı değiştiricileri genellikle toprak alanının uygun olması halinde kullanılır. Isı değiştirici borular toprağa yatay olarak gömülür. Yatay kollektörlerin hem güneş enerjisini alabilecek hem de mevsimsel değişimlerden etkilenmeyecek derinliğe yerleştirilmelidir. En verimli oldukları derinlik 1,2 ve 1,5m'dir. Yatay kollektörün döşendiği alanın üzerine beton atılmamalıdır. Yağmurun toprak ile olan teması engellenmemelidir.

Literatürde en fazla kullanılan yatay ısı değiştiriciler ¾", 1" ve 1 ½" lik tek borularda ve 0,5 ile 2,5m derinliğe döşenmiş ve birbirlerinden 0,6 ile 2,5m aralıklarla döşenmiştir. Bu

ısı değiştiriciler temel kabul edilir. Diğer ısı değiştiricilerin iyilik dereceleri bu ısı değiştiricilere göre belirlenir. Çizelge 2.1’de boru çaplarına göre pratikte uygulanan boru uzunluk sınırları verilmiştir (Ünlü, 2005).

Çizelge 2.1 Boru apı ve boyu arasında tavsiye edilen değerler (Ünlü, 2005)

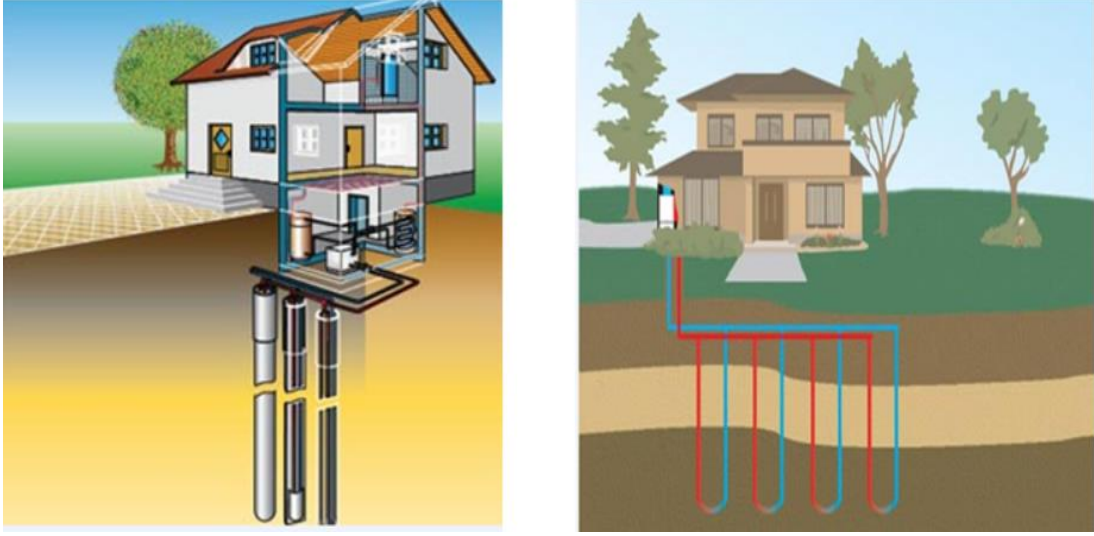
Boru apı (in)	Boru Uzunluğu (m)
3/4	≤ 150
1	≤ 230
1-1/4	≤ 900
1-1/2	≤ 1200
2	≤ 2500



şekil 2.10 Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası uygulamaları (url-3)

✓ **Dikey toprak kaynaklı ısı pompası**

Dikey tip ısı pompası magmadan gelen ıyıyı kullanır. Toprak, ısıtma mevsiminde çalışıyorsa ısı kaynağı, soğutma mevsiminde çalışıyorsa ısı çukuru olarak görev yapmaktadır. Dikey sondaj uygulamalarında açılan kuyuya borular dikey olarak sarkıtılmaktadır. Kullanılan boruların çapı 3/4" ile 1 1/2" arasında değişmektedir. Genellikle sondaj derinliği 30,5m ve 91,4m arasında değişmektedir (Alkan, 2014).



Şekil 2.11 Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası uygulamaları

2.3.5 Toprak kaynaklı ısı pompalarının avantajları ve dezavantajları

- ✓ Yüksek verim ve kararlılık kapasitesine sahiptir. Toprak kaynaklı ısı pompalarının tasarımı iyi yapıldığında ve uygun bir biçimde kullanıldığında diğer sistemlere nazaran daha verimli ve ekonomiktir.
- ✓ Konfor ve hava kalitesine bakıldığında gizli soğutma kapasitesi olmadan yüksek verim sağlayabilirler. Kompresörün basma basıncının emme basıncına oranının azaldığı takdirde yüksek verim elde edilir.
- ✓ Basit kontroller ve ekipman açısından değerlendirme yapıldığında TKIP'in ilk yatırım maliyetini düşürmek için pahalı ve özel cihazların kullanılmaması önerilir.
- ✓ TKIP sistemleri dış ünite olmadan kurulabilirler. Tüm ısı pompası donanımı iç ünite şeklindedir. Böylece dışarıdan gelebilecek olumsuzluklar, korozyon ve havanın neden olabileceği sorunlar oluşmaz. TKIP ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasına karşın bakım giderlerinin az ve ekipman ömrünün uzun olması sebebiyle, yapım ve kullanım ömrü süresince meydana gelen işletme giderleri dikkate alındığında diğer sistemlere göre daha avantajlıdır.
- ✓ EPA (Amerikan Çevre Koruma Kanunu) raporuna göre; TKIP analiz edilen tüm teknolojiler içinde en düşük CO₂ emisyonları ve toplam çevre giderlerine sahip olan sistemlerdir.
- ✓ TKIP tasarım açısından da kolaylık sağlamaktadır. Farklı boyutlarda ve yerleşim şekillerinde tasarlanabilirler. Özellikle ticari yapılarda, iç yüklerden kaynaklı

olarak soğutma sistemleri ile yutulan ve çevreye atılan bir atık ısı mevcuttur. Bu atık ısı TKIP ile sıcak su ihtiyacını karşılamak üzere kullanılabilir.

- ✓ Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri paket halinde bulunmasından dolayı bir kaçak olması durumunda yanlış bağlantı gibi sorunlar söz konusu olmamaktadır.
- ✓ Tüm bu avantajların yanında dezavantajları ise ilk yatırım maliyetinin diğer sistemlere göre daha yüksek olması ve jeotermal ısı kaynaklarına olan ilgisizliktir (Niğdelioğlu, 2006).



3. MATERYAL VE METOT

3.1 Isı Pompasının Projelendirilmesi

Bu çalışmada Sivas Cumhuriyet Üniversitesi'nde bulunan enerji evini soğutmak amacıyla yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası kullanılmıştır.

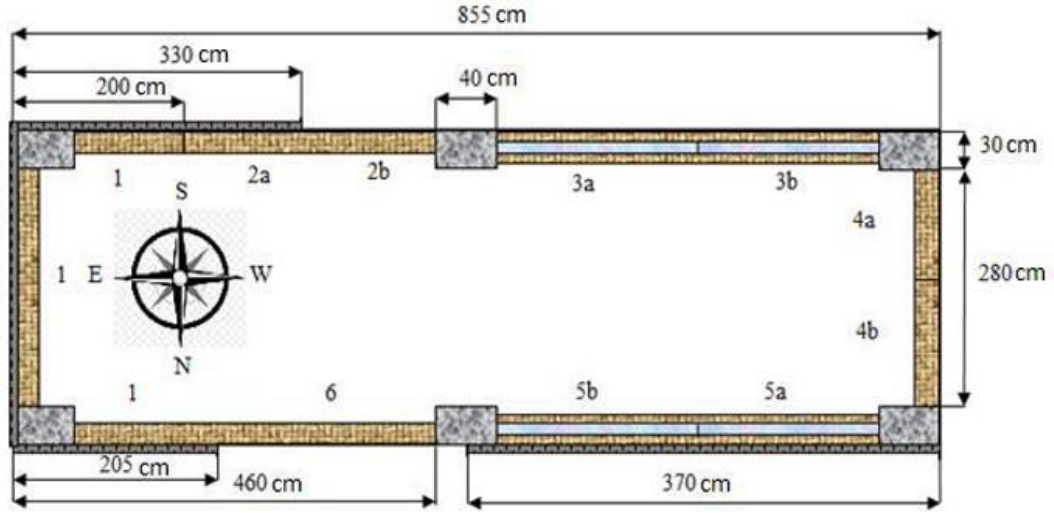
3.1.1 Enerji evi

Farklı yalıtım malzemelerinin ve farklı yalıtım kalınlıklarının Sivas ili için ısı kaybına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi amacıyla Sivas Cumhuriyet Üniversitesi yerleşkesi içerisinde yaklaşık 30m² alana bir ev inşa edilmiştir. Ev, bu amaca uygun olarak başlangıçta ısı yalıtım evi olarak adlandırılmıştır. Ancak gerçekleştirilen projeler sonrasında enerji evine dönüşmüştür.



Şekil 3.1 Enerji evinin kuzey ve güney cepheden görünüşü (Kılınç, 2011)

Evin girişi olan doğu cephesinde ısı pompasının bulunduğu bir oda, orta kısmında güney ve kuzey cepheli bir oda ve arka kısmında batı cepheli bir oda bulunmaktadır. Toprak altı ısı değiştirici boruları evin güney cephesinde bulunan alana yerleştirilmiştir (Caner, 2018).



Şekil 3.2 Enerji evinin mimari planı ve farklı tip duvar uygulamaları (Kılınç, 2011)

Şekil 3.2'deki numaralandırılmış duvar tipleri çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Numaralandırılmış duvar tipleri (Kılınç, 2011)

1	(İç sıva- 19cm yatay delikli tuğla-5cm karbonlu EPS-dış sıva)
2a	(İç sıva-19cm bims tuğla-5cm karbonlu EPS-dış sıva)
2b	(İç sıva- 19cm bims tuğla-dış sıva)
3a	(İç sıva-8,5cm tuğla-5cm taşıyünü-8,5cm tuğla-dış sıva)
3b	(İç sıva-8,5cm tuğla-5cm karbonlu EPS-8,5cm tuğla-dış sıva)
4a	(İç sıva-5cm EPS-19cm tuğla-dış sıva)
4b	(İç sıva-3cm EPS-19cm tuğla-dış sıva)
5a	(İç sıva-2cm EPS-8,5cm tuğla-2cm EPS-8,5cm tuğla-2cm EPS-dış sıva)
5b	(İç sıva-8,5cm tuğla-3cm EPS-8,5cm tuğla-3cm EPS-dış sıva)
6	(İç sıva-19cm tuğla)

3.1.2 Tesisatın kurulması

Isı pompası sisteminin elemanları kapalı yapı içerisinde birlikte bulunmaktadır. Isı pompasının girişine TID borularının bağlantısı yapılmıştır. Sistemde ısı pompası ile radyatör hattı arasında 50L hacme sahip akümülyasyon tankı kullanılmıştır.

Şekil 3.3'te ısı pompası, salamura (su+antifriz) dolaşımını sağlayan sirkülyasyon pompası, salamuranın ve iç tesisatta dolaşan suyun basıncını ölçen manometreler, akümülyasyon tankı, genişleme tankı ve bu bileşenler arasında oluşan tesisat görülmektedir.



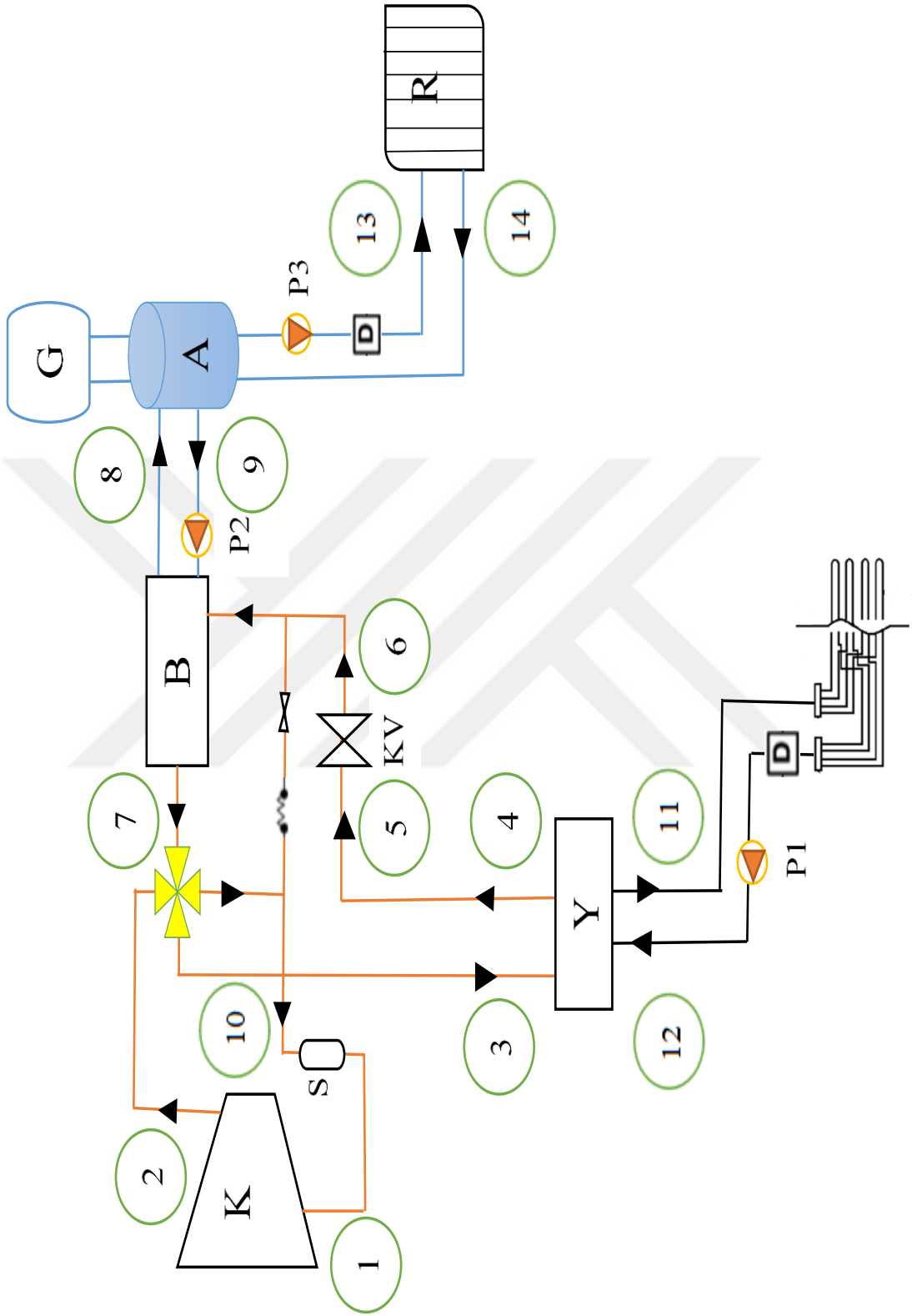
Şekil 3.3 Deney tesisatı (Caner, 2018)

Çizelge 3.2 Şematik gösterimde kullanılan kısaltmalar

1	Isı pompası
2	Sirkülasyon pompası
3	Manometreler
4	Genleşme tankı
5	Akümülayon tankı

3.2 Deney Sistemi

Deney sistemi toprak devresi, ısı pompası devresi ve radyatör devresi olmak üzere üç devreden meydana gelmektedir. Isı pompası enerji evinin giriş odasında bulunmaktadır. Deney sisteminde elektrik gücü, sıcaklık, basınç ve debi değerleri belirli zaman aralıkları ile kayıt edilmektedir. Deney tesisatının şematik gösterimi şekil 3.4’te verilmiştir.



Şekil 3.4 Deney düzeneğinin şematik görünüşü

Çizelge 3.3 Deney düzeneğinde kullanılan kısaltmalar

Akümülayon tankı	A
Buharlaştırıcı	B
Debimetre	D
Genleşme Tankı	G
Kompresör	K
Sirkülayon Pompası	P
Radyatör	R
Sıvı Ayırıcı (Dryer)	S
Kısılma Vanası	KV
Yoğuşturucu	Y

Toprak kaynaklı ısı pompası şekil 3.4' te görüldüğü gibi üç çevrimden oluşmaktadır. Birinci çevrim salamuranın toprakta dolaştığı toprak ısı değiştiricisinde gerçekleşmektedir. İkinci çevrim ısı pompasının olduğı çevrimdir, içerisinde soğutucu akışkan R410A dolaşmaktadır. Üçüncüsü ise kalorifer çevrimidir.

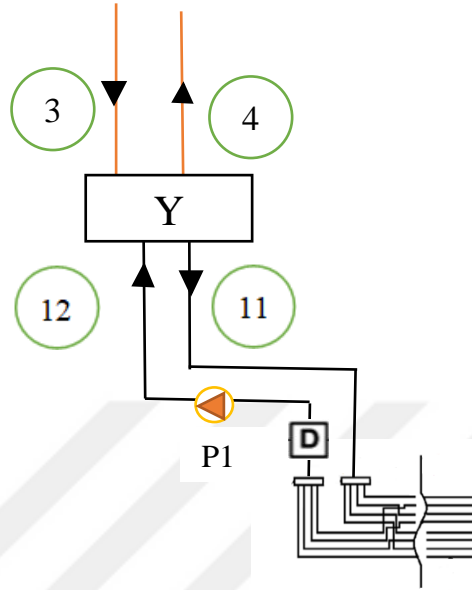
Soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre buhar olarak girer. Burada yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Daha sonra salamura ile soğutucu akışkan arasında ısı geçişini sağlayan yoğuşturucuya gelir burada salamuraya ısını vererek yoğuşan soğutucu akışkan kısılma vanasına gelir. Kısılmanın etkisiyle sıcaklığı ve basıncı düşer. Sıcaklığı büyük ölçüde düşen soğutucu akışkan buharlaştırıcıya girer ve odadaki havadan çektiğı ısı ile buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan ayrılıp kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanır.

3.2.1 Toprak devresi

Toprak devresi;

- Toprak altı ısı değiştiriciler,
- Genleşme tankı,
- Sirkülayon pompası,
- Kollektör,
- Debi ölçmede kullanılan su sayacı,
- Isı değiştiriciden meydana gelmektedir.

Toprak devresine bağı olan ısı değiştirici soğutma mevsiminde yoğuşturucu, ısıtma mevsiminde ise buharlaştırıcı olarak çalışmaktadır. Şekil 3.5'te toprak devresine ait Şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 3.5 Toprak devresinin Şematik görünüşü

- ✓ 3: Yoğuşturucuya giren soğutucu akışkan
- ✓ 4: Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan
- ✓ 11: Toprak devresine giden salamura
- ✓ 12: Toprak devresinden dönen salamura
- ✓ Y: Yoğuşturucu
- ✓ D: Salamuranın debisini ölçen su sayacı
- ✓ P1: Salamuranın dolaşımını sağlayan antifrizli su

Toprak devresi ise 2,5m derinlikte PE100 (polietilen) borulardan oluşmaktadır ve bu borular 10 at işletme basıncına dayanıklıdır. Toprak ısı değiştiricisinde akışkan olarak ktlce %20'si antifriz olan salamura kullanılmıştır. TID borularını oluşturan dört hattın ısı pompasına girmeden önce birleştirilmesi ve ısı pompası dönüşünde tekrar ayrılması için sisteme bir kollektör eklenmiştir. Donma ihtimaline karşılık, borular toprağın 1m derinliğinden itibaren kollektör girişine ve aynı Şekilde çıkışa kadar yalıtılmıştır. Ayrıca

kollektörde meydana gelebilecek donmayı engellemek için kollektörün etrafı kapatılmıştır. Şekil 3.6' da kollektörün şekli verilmiştir.



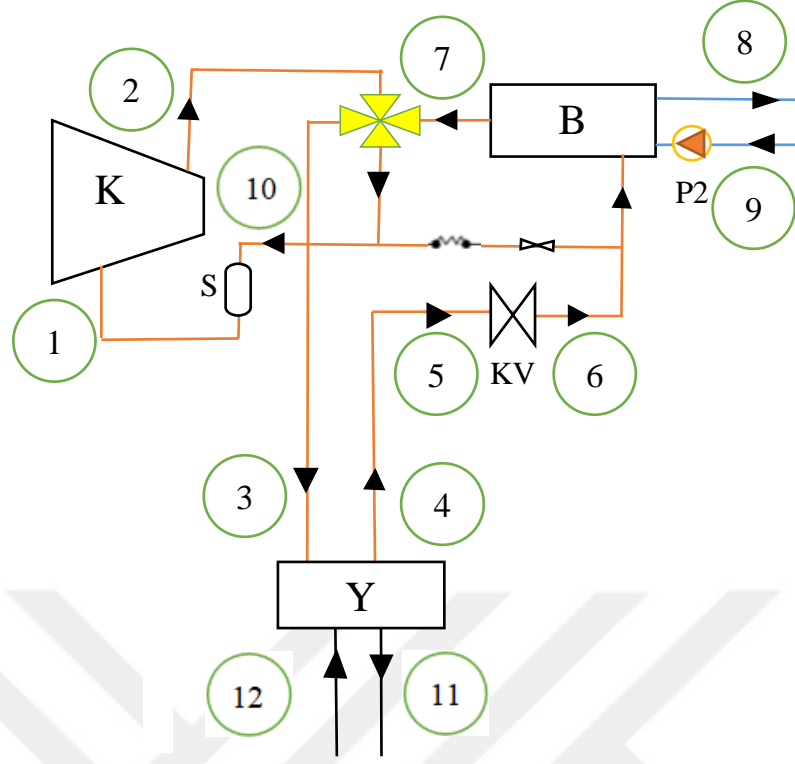
Şekil 3.6 Kollektör

3.2.2 Isı pompası devresi

Isı pompası devresi;

- Kompresör
- Yoğurturucu
- Buharlaştırıcı
- Kısılma vanası
- Sıvı ayırıcı
- Dört yollu vana
- By-pass vanası
- Filtreden meydana gelmektedir.

Şekil 3.7'de ısı pompası devresine ait şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 3.7 Isı pompası devresinin şematik görünüşü

- ✓ 1: Kompresöre giren soğutucu akışkan
- ✓ 2: Kompresörden soğutucu akışkan
- ✓ 3: Yoğuşturucuya giren soğutucu akışkan
- ✓ 4: Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan
- ✓ 5: Kısılma vanasına giren soğutucu akışkan
- ✓ 6: Kısılma vanasından çıkan ve buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan
- ✓ 7: Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan
- ✓ 8: Buharlaştırıcıdan akümülyasyon tankına giden su
- ✓ 9: Akümülyasyon tankından buharlaştırıcıya dönen su
- ✓ 10: Sıvı ayırıcıya giren soğutucu akışkan
- ✓ 11: Toprak devresine giden salamura
- ✓ 12: Toprak devresinden dönen salamura
- ✓ K: Kompresör
- ✓ Y: Yoğuşturucu
- ✓ KV: Kısılma vanası
- ✓ B: Buharlaştırıcı

- ✓ S: Sıvı ayırıcı
- ✓ P2: Buharlaştırıcı ile akümülyasyon tankı arasındaki suyun dolaşımını sağlayan sirkülyasyon pompası



Şekil 3.8 Kullanılan ısı pompası (Restherma Ürün Kataloğu)

Çizelge 3.4 Isı pompasının teknik değerleri (Restherma Ürün Kataloğu)

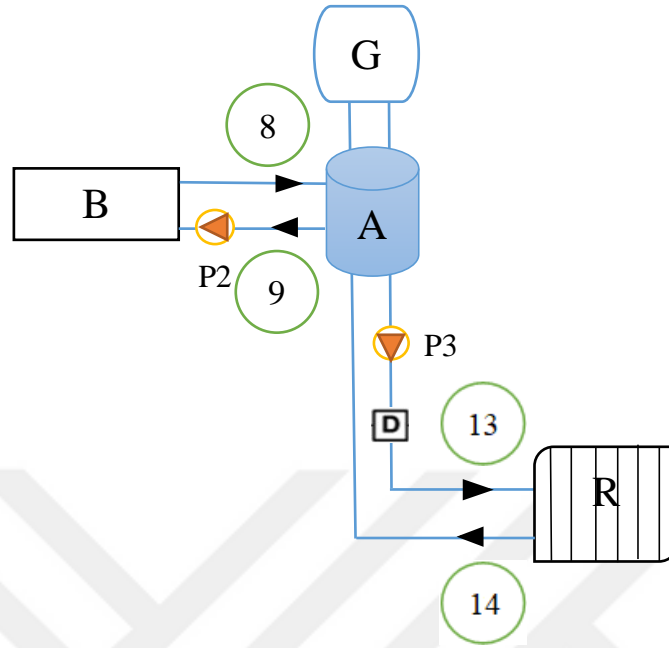
SOĞUTMA	Nominal kapasite EER Maksimum ıkış suyu sıcaklığı	8,5 kW 4,29 7 °C
	Soğutucu akışkan Kompresör tipi Kompresör markası	R410A SCROLL DAIKIN

3.2.3 Soğutma devresi

Soğutma devresi;

- Radyatörler
- Akümülyasyon tankı
- Kalorimetre
- İki adet sirkülyasyon pompasından meydana gelmektedir.

Kuzey - güney cepheli odada 1,5m ve batı cepheli odada 1,6m olmak üzere toplam 3,1m radyatör bulunmaktadır. Soğutma devresinin tesisat şeması şekil 3.9’da gösterilmiştir.



Şekil 3.9 Soğutma devresinin şematik görünüşü

- ✓ 8: Buharlaştırıcıdan akümülyasyon tankına giden su
- ✓ 9: Akümülyasyon tankından buharlaştırıcıya dönen su
- ✓ 13: Akümülyasyon tankından radyatörlere giden su
- ✓ 14: Radyatörlerden akümülyasyon tankına dönen su
- ✓ A: Akümülyasyon tankı
- ✓ D: Kalorimetre
- ✓ G: Genleşme tankı
- ✓ P2: Buharlaştırıcı ile akümülyasyon tankı arasındaki suyun dolaşımını sağlayan sirkülyasyon pompası
- ✓ P3: Akümülyasyon tankı ile radyatörler arasındaki suyun dolaşımını sağlayan sirkülyasyon pompası
- ✓ B: Buharlaştırıcı
- ✓ R: Radyatörler

3.3 Deneylerde Ölçülen Parametreler

Deneyler esnasında farklı noktalarda; sıcaklık, basınç ve debi ölçümleri yapılmıştır. Buna ilaveten sistemin ve sirkülyasyon pompasının elektrik tüketimi ölçülmüştür.

3.3.1 Sıcaklık ölçümleri

Yapılan deneyler süresince; termokupllar (ısı çiftleri) kullanılarak mahal sıcaklığı, toprağın 0,5m, 1m, 1,5m, 2m ve 2,5m derinliklerindeki sıcaklığı, dış ortam sıcaklığı, soğutucu akışkan sıcaklıkları, soğutma suyu sıcaklıkları ve salamuranın sıcaklıkları ölçülmüştür. Dış ortam sıcaklığında çevresel koşulların etkisinin azaltılması amacıyla üç farklı noktadan ölçümler gerçekleştirilmiş ve bu değerlerin ortalamaları alınmıştır. Aynı şekilde iç ortam içinde iki farklı noktadan ölçümler gerçekleştirilmiş ve ortalamaları alınmıştır.

Ölçümler esnasında T tipi bakır – bakır nikel (Cu – Co) termokupllar kullanılmıştır. Toprak sıcaklıklarının ölçümlerinde termokupllar problarla birlikte kullanılmıştır. Ayrıca her derinliğe T tipi termokupllarla birlikte bir adet K tipi nikel krom – nikel (NiCr – Ni) termokupl yerleştirilmiştir. Böylece olası bir olumsuzluğa karşı termokuplların yedeği oluşturulmuştur. Sistemde kullanılacak termokupllar aynı bölgeye yerleştirilmiştir. Böylece veri toplama ünitesindeki (datalogger) ölçüm değerleri karşılaştırılarak termokuplların doğruluğu kontrol edilmiştir.

Deneylerde ölçülen sıcaklık değerleri veri toplama ünitesinde (datalogger) kaydedilmiştir. Veri toplama ünitesi Agilent marka ve 34970A modelidir. Bu cihaz ile K tipi ve T tipi termokupl dahil olmak üzere çok fazla sayıda termokupla kullanılabilir. Yapılan ölçümleri de RS232 bağlantısı ile bilgisayara aktarılabilir. Deneyler sırasında kullanılan veri toplama ünitesi ve modüllerin görüntüsü şekil 3.10’da verilmiştir.



Şekil 3.10 Kullanılan veri toplama ünitesi ve modüller

Deney sırasında aşağıdaki ölçümler gerçekleştirilmiştir.

- ✓ Salamuranın yoğuşturucuya giriş sıcaklığı
- ✓ Salamuranın yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı
- ✓ Soğutucu akışkanın yoğuşturucuya giriş sıcaklığı
- ✓ Soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı
- ✓ Soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı
- ✓ Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı
- ✓ Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı
- ✓ Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı
- ✓ Soğutucu akışkanın kısılma vanasına giriş sıcaklığı
- ✓ Soğutucu akışkanın kısılma vanasından çıkış sıcaklığı
- ✓ Suyun akümülasyon tankına girişi sıcaklığı
- ✓ Suyun akümülasyon tankından çıkış sıcaklığı
- ✓ Akümülasyon tankı sıcaklığı
- ✓ Suyun radyatöre giriş sıcaklığı
- ✓ Suyun radyatörden çıkış sıcaklığı
- ✓ İç ortam sıcaklığı
- ✓ Dış ortam sıcaklığı
- ✓ 0,5m derinliğinde toprak sıcaklığı
- ✓ 1m derinliğinde toprak sıcaklığı
- ✓ 1,5m derinliğinde toprak sıcaklığı
- ✓ 2m derinliğinde toprak sıcaklığı
- ✓ 2,5m derinliğinde toprak sıcaklığı

3.3.2 Basınç ölçümleri

Kompresörün giriş ve çıkışında bulunan manometreler vasıtasıyla sistemin alçak basıncı ve yüksek basıncı ölçülmüştür. Deneyde kullanılan manometreler şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11 Manometreler

3.3.3 Debi ölçümleri

Deney sisteminde TID dolaşan antifrizli suyun ve soğutma suyunun debisi ölçülmüştür. Antifrizli suyun debisini su sayacının yardımıyla belirlenmiştir. Soğutma suyunun debisi CF- UltramaXX MK ultrasonik termal enerji sayacı ile ölçülmüştür ve hassasiyeti EN1434 class 2-3 yani yaklaşık olarak $\pm\%2-3$ 'tür. Ultrasonik termal enerji sayacı şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Ultrasonik termal enerji sayacı

3.3.4 Güç ölçümleri

KAEL firmasının ürettiği multiser-02-pc-tft şebeke analizörü ile ısı pompasının ve sirkülasyon pompalarının harcadığı güç ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Sistemde şebeke analizöründen iki adet kullanılmıştır. Analizörün hassasiyeti class 1 yani yaklaşık olarak $\pm\%1$ 'dir. Şekil 3.13'te şebeke analizörü gösterilmiştir.



Şekil 3.13 Şebeke analizörü

Şebeke analizöründe aşağıdaki ölçümler gerçekleştirilebilmektedir:

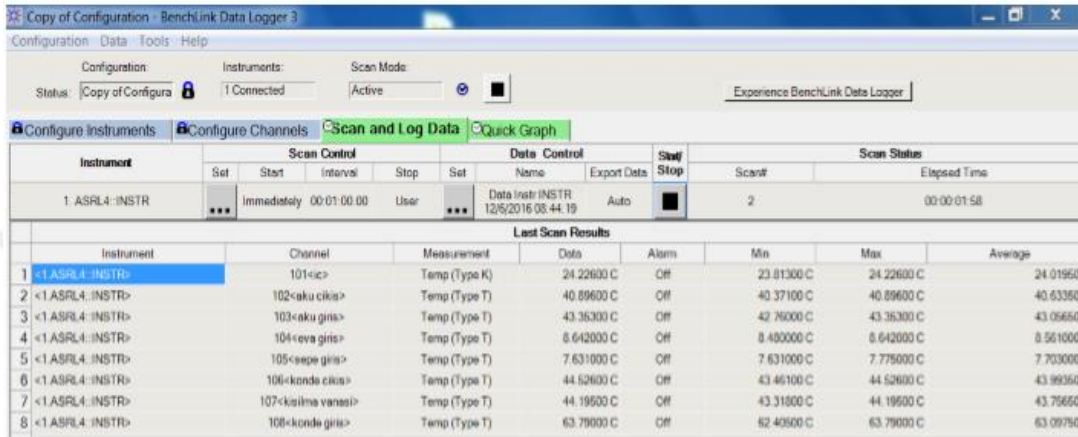
- ✓ Gerilim
- ✓ Akım
- ✓ Güç Faktörü
- ✓ Fazlara ait $\cos\Phi$ değerleri
- ✓ Frekans (Hz)
- ✓ Aktif Güç
- ✓ İnduktif Reaktif Güç
- ✓ Kapasitif Reaktif Güç
- ✓ Görünen Güç
- ✓ Aktif Enerji
- ✓ İnduktif Reaktif enerji
- ✓ Kapasitif Reaktif enerji

3.4 Kullanılan Yazılımlar

Ölçümlerin kayıt edilmesi, kayıt edilen verilerin bilgisayarda açılması ve düzenlenmesi için kullanılan yazılımlar bu başlıkta verilecektir.

3.4.1 Benchlink data logger 3

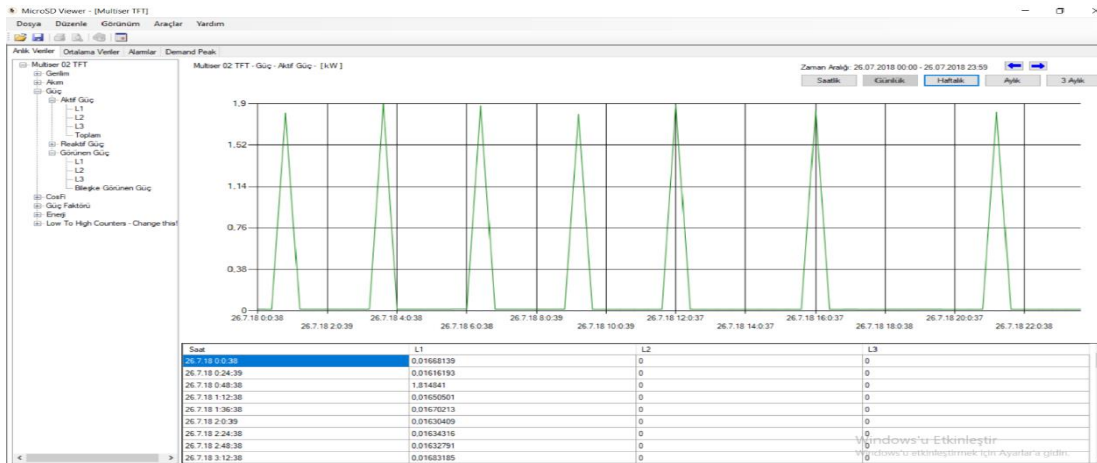
Veri toplama ünitesine ait yazılımdır. Verilerin toplanması ve analiz edilmesi için kullanılmaktadır, buna ilaveten kayıt başlama ve bitirme zamanı yazılımdan ayarlanabilmektedir. Yazılımdan .csv uzantısı olarak alınan kayıt dosyaları Microsoft Excel programına aktarılarak düzenlenmiştir. Veri toplama ünitesi programının ara yüzü şekil 3.14’te gösterilmiştir.



Şekil 3.14 Veri toplama ünitesi programının ara yüzü

3.4.2 Kael viewer

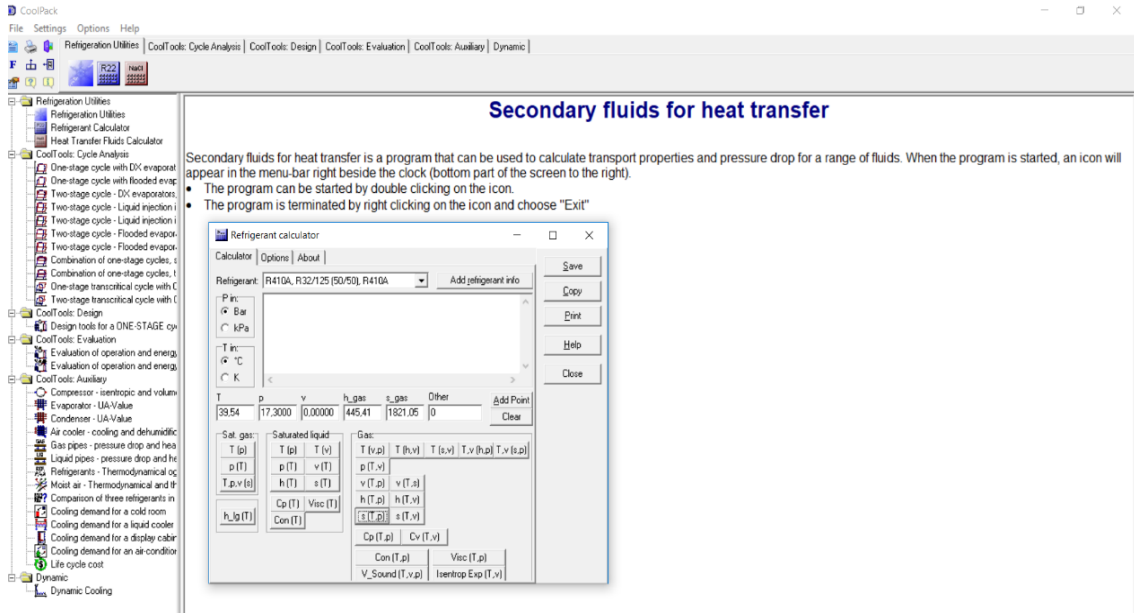
Kompresör ve sirkülasyon pompasının güç ve enerji verileri şebeke analizörü vasıtasıyla hafıza kartına kaydedilmektedir. Kaydedilen veriler kael viewer yazılımını kullanarak görüntülenebilmektedir. Şekil 3.15’te şebeke analizöründen elde edilen verilerin ekran görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3.15 Şebeke analizöründen elde edilen verilerin görüntülenmesi

3.4.3 Cool pack

Sistemde kullanılan R410A soğutucu akışkanın ve suyun ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri kullanılarak entalpi ve entropi değerleri elde edilmiştir. Programa ait görsel şekil 3.16'da verilmiştir.



Şekil 3.16 Cool pack programında değerlerin belirlenmesi

3.4.4 Microsoft Excel

Diğer yazılımlardan elde edilen veriler Microsoft Excel programına aktarılmıştır. Çalışma süresince kayıt altına alınan verilerin cool pack programında entalpi ve entropi değerleri belirlenerek Microsoft Excel'e aktarılmıştır. Isı pompasının ve sistem bileşenlerinin ekserji analizini gerçekleştirebilmek için termodinamik bağıntılar kullanarak formülasyon oluşturulmuştur.

3.5 Deneylerin Yapılışı

Deneyler 01 Temmuz 2018 - 01 Ağustos 2018 tarihleri arasında sistem sürekli çalıştırılarak gerçekleştirilmiştir. Ancak bazı günler meydana gelen elektrik kesintisi gibi aksaklıklar sebebiyle sistem durmuş veriler alınamamıştır.

Deneyler esnasında sıcaklık ölçümleri veri toplama ünitesi tarafından ve elektriksel ölçümlerde şebeke analizörü tarafından her dakika kayıt altına alınmıştır. Bu veriler kullanılarak ısı pompasının ve ısı pompası sisteminin ekserji analizi yapılmıştır.

4. EKSERJİ ANALİZİ

Termodinamiğin birinci yasası, evrendeki toplam madde miktarının ve toplam enerjinin korunumunu ifade eder. Daha genel ifadeyle enerjinin yokken var, varken yok edilemeyeceğini ancak bir biçimden başka bir biçime dönüşebileceğini söylemektedir. Termodinamiğin ikinci yasası hal değişimlerinin yönünü belirlemekle kalmaz enerjinin niceliği kadar niteliği olduğunu da belirtir. Birinci yasa yalnızca enerjinin niceliği ile ilgilendir. Mühendislerin başlıca hedeflerinden biri enerjinin niteliğinin korunmasıdır. İkinci yasa ile enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi esnasında niteliğin nasıl azaldığının belirlenmesi için gerekli vasıtalarını da sağlar.

4.1 Kütleinin Korunumu

Kütleinin korunumu ilkesi; bir hal değişimi sırasında sistemden net kütle geçişinin, aynı hal değişimi için sistemde meydana gelen toplam kütle değişimine eşit olduğunu söylemektedir (Çengel & Boles, 2015).

$$\sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_\phi = \Delta \dot{m}_{\text{sis}} \quad [4.1]$$

Burada, \dot{m} kütleli debiyi, g indisi girişi, ϕ indisi çıkışı, sis ise sistemi temsil etmektedir. Sürekli akışlı açık sistem için, $\Delta \dot{m}_{\text{sis}}=0$ olur ve denklem 4.2 elde edilir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\phi \text{ (kg/s)} \quad [4.2]$$

4.2 Enerjinin Korunumu

Enerjinin korunumu ilkesi kapalı bir sistemin hal değişimi sırasında toplam enerjisindeki net değişim (azalma ya da artma) sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerjinin farkına eşit olduğunu ifade eder. Sürekli akışlı açık sistemler için, kontrol hacminin toplam enerjisi sabittir ve $\Delta E_{\text{KH}}=0$ olur.

Enerjinin korunumu ilkesi sürekli akışlı açık sistemler için aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_2 \theta_2 - \sum \dot{m}_1 \theta_1 \quad [4.3]$$

Burada 1 indisi giriş halini, 2 indisi çıkış halini göstermektedir ve θ akış işi de dahil olmak üzere akışkanın birim kütlelerinin toplam enerjisidir. Buradan $\theta=h + pe + ke$ olduğuna dikkat edecek olursak;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) - \sum \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) \quad [4.4]$$

Buradan kütle debisinin değişmediği ($\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$), potansiyel enerjinin ve kinetik enerjinin değişmediği kabul edilirse enerjinin korunumu denklemi;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \text{ (kW)} \quad [4.5]$$

şeklini alır. Daha sonra bu denklem kütle debisine (\dot{m}) bölünürse ve iş ihmal edilirse;

$$q = h_2 - h_1 = \Delta h \text{ (kJ/kg)} \quad [4.6]$$

böylece birinci yasa birim kütle için ifade edilmiş olur.

4.3 Entropi

Termodinamiğin ikinci yasası, evrenin temel yasalarından biridir ve entropi yasası olarak da bilinmektedir. Entropi, bir sistemin düzensizliğinin nicel ölçüsüdür. Entropinin tanımı Clausius eşitsizliğine dayanmaktadır ve Clausius eşitsizliğinin matematiksel gösterimi;

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad [4.7]$$

Burada Clausius eşitsizliği $\delta Q/T$ ifadesinin termodinamik bir çevrim üzerindeki integralinin sıfıra eşit ya da sıfırdan küçük olduğunu söylemektedir ve \oint ifadesi integralin çevrim boyunca alındığını göstermektedir. Bu eşitlik, soğutma çevrimleri de dahil olmak üzere, tersinir ya da tersinmez bütün termodinamik çevrimler için geçerlidir.

İçten tersinir durumlar için;

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{içten, tr}} = 0 \quad [4.8]$$

olur. Clausius eşitsizliğindeki eşit olma durumu tümünden ya da içten tersinir durumlar için geçerli iken, eşitsizlik durumu da tersinmez sistemler için geçerlidir.

Sürekli akışlı açık sistem için entropi dengesi ise;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_2 s_2 - \sum \dot{m}_1 s_1 + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \quad [4.9]$$

Bu bağıntı $T_{\text{çevre}}$ sıcaklığındaki ısı depolarıyla $Q_{\text{çevre}}$ miktarda ısı alışverişinde bulunan kontrol hacmi içindir ve 1 indisi giriş halini, 2 indisi çıkış halini göstermektedir. Çevresiyle ısı alışverişinde olan bir girişi ve bir çıkışı bulunan sürekli akışlı açık sistem için 4.5 bağıntısını sadeleştirirsek;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_2 - s_1) + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \text{ (kJ/kgK)} \quad [4.10]$$

şeklinde yazılabilir (Çengel ve Boles, 2015).

4.4 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

İkinci yasa çözümlemesi; kompresör, lüle, ısı değıştiricisi, pompa ve türbin gibi içinde sürekli akışın olduğu açık sistemler için kullanışlıdır. Sürekli akışlı açık sistemler için termodinamiğin ikinci yasası;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_2 s_2 - \sum \dot{m}_1 s_1 + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_0} \quad [4.11]$$

Bu denklemde 1 indisi giriş halini, 2 indisi çıkış halini göstermektedir ve birinci kanun denkleminde yararlanarak ısı geçişi terimi yok edilirse;

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 - T_0 s_1 \right) - \sum \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 - T_0 s_2 \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad [4.12]$$

denklemini elde edilir. Bu denklemde verilen \dot{W} , açık sistemlerde yapılan gerçek işi ifade etmektedir ve yararlı işe eşittir. Sebebi ise sürekli açık sistemlerin sınırları sabittir çevre işinden söz edilemez. Tersinir iş ise denklem 4.12'de toplam entropi üretimi ($\dot{S}_{\text{üretim}}$) sıfıra eşitlenerek bulunur.

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \sum \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 - T_0 s_1 \right) - \sum \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 - T_0 s_2 \right) \quad (\text{kW}) \quad [4.13]$$

Sürekli akışlı açık sistemin bir giriş ve bir çıkışı varsa denklem 4.13 sadeleştirilebilir:

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} \left[(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right) + g(z_1 - z_2) \right] \quad (\text{kW}) \quad [4.14]$$

Burada potansiyel enerji ve kinetik enerji değışimleri ihmal edilirse tersinir iş;

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} [(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)] \quad (\text{kW}) \quad [4.15]$$

sistemden geçen birim kütle için;

$$\dot{w}_{\text{tr}} = [(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)] \quad [4.16]$$

Akış ekserjisi (ψ) denklem 4.17 ile gösterilmiştir.

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad [4.17]$$

Burada h entalpiyi, s entropiyi ve sıfır alt indisi P_0 , T_0 durumundaki ölü hal şartları göstermektedir. Bir açık sistemde tersinmezlik (\dot{I}) ve ya birim kütle için tersinmezlik (i);

tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır. \dot{I} ve i aşağıdaki denklemler ile hesaplanır (Çengel ve Boles, 2015).

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \text{ (kW)} \quad [4.18]$$

$$i = \dot{w}_{tr} - \dot{w}_y = T_0 \dot{s}_{\text{üretim}} \text{ (kJ/kg)} \quad [4.19]$$

4.5 Ekserji

Ölü hal, sistemin termodinamik olarak dengede olması anlamına gelmektedir. Bir sistem belirli bir başlangıç halinden ölü hale geçtiği tersinir hal değişimi geçirdiğinde o sistemden en fazla iş elde edileceği sonucuna varırız. Yani belirli bir haldeki sistemin yararlı iş potansiyelini ifade etmektedir ve ekserji olarak adlandırılmaktadır.

4.5.1 Ekserji çeşitleri

Bir sistemin toplam ekserjisi \dot{E}_X dört bileşenden oluşmaktadır. Bunlar:

- Fiziksel ekserji (\dot{E}_{FZ})
- Kinetik ekserji (\dot{E}_{KN})
- Potansiyel ekserji (\dot{E}_{PT})
- Kimyasal ekserji (\dot{E}_{KM})

$$\dot{E}_X = \dot{E}_{X_{FZ}} + \dot{E}_{X_{KN}} + \dot{E}_{X_{PT}} + \dot{E}_{X_{KM}} \quad [4.20]$$

Kütle bazında toplam özgül ekserji aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{e}_X = \dot{e}_{X_{FZ}} + \dot{e}_{X_{KN}} + \dot{e}_{X_{PT}} + \dot{e}_{X_{KM}} \quad [4.21]$$

Potansiyel ekserji ve kinetik ekserjinin ihmal edilmesi ve kimyasal ekserji içinde değişiklik olmadan bir kütle akışındaki özgül ekserji;

$$\dot{e}_{X_{FZ}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad [4.22]$$

olur. Burada h özgül entalpi, s özgül entropi, T sıcaklık, 0 indisi de çevre şartlarını ifade eder.

4.5.1.1 Fiziksel ekserji

Sistem ilk durumda T sıcaklığında ve P basıncında iken, T_0 ve P_0 çevre şartları ile termodinamik olarak denge haline getirildiğinde sistemden elde edilecek maksimum iş fiziksel ekserji denir.

Fiziksel ekserji;

$$ex_{FZ}=(h-h_0)-T_0(s-s_0) \quad [4.23]$$

Toplam fiziksel ekserji akışı;

$$\dot{E}x_{FZ}=\dot{m}ex_{FZ} \quad [4.24]$$

şeklinde ifade edilir.

4.5.2 Ekserji kaybı

Sistemin herhangi bir bileşeni için birim zamanda kaybolan ekserji miktarı E_{kyp} ;

$$\dot{E}x_{kyp}=\dot{E}x_Q-\dot{E}x_W+\sum \dot{E}x_{k\u00fctle,g}-\sum \dot{E}x_{k\u00fctle,\phi} \quad [4.25]$$

$$\dot{E}x_{kyp}=\sum \left(1-\frac{T_0}{T}\right)\dot{Q}-\dot{W}+\sum \dot{m}_g e_g-\sum \dot{m}_\phi e_\phi \quad [4.26]$$

şeklinde ifade edilir. Kaybolan ekserji ($\dot{E}x_{kyp}$), sistemin bileşenlerindeki tersinmezlikler sebebi ile kaybolan ekserji ile sistem bileşenlerinden çevresine transfer edilen ekserjinin toplamıdır. Sistemin tümündeki kaybolan ekserjiyi ise, her bir bileşendeki kaybolan ekserjinin toplamı ile elde ederiz.

$$\sum_{x=1}^n \dot{E}x_{kyp,x}=\dot{E}x_{kyp,1}+\dot{E}x_{kyp,2}+\dot{E}x_{kyp,3}+\dots+\dot{E}x_{kayip,n} \quad [4.27]$$

4.5.3 Ekserji (ikinci yasa) verimi

İkinci yasa verimi gerçek ısı veriminin, aynı şartlarda olabilecek en yüksek yani tersinir ısı verime oranıdır. Daha genel ifadeyle incelediğimiz sistemin tersinir hal değişimine hangi ölçüde yaklaştığının ölçüsüdür. İkinci yasa veriminin sıfır olması ekserjinin tamamen yok oluşunu, bir olması da ekserjinin tamamen korunması demektir.

$$\eta_{II}=\frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}}=1-\frac{\text{Ekserji yok oluşu}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad [4.28]$$

4.5.4 Termodinamik mükemmellik derecesi

Termodinamik mükemmellik derecesi; çıkan ekserjinin giren ekserjiye oranıdır (Bi vd., 2009).

$$\varepsilon = \frac{\text{çıkan ekserji}}{\text{giren ekserji}} \quad [4.29]$$

4.5.5 Ekserji kaybı oranı

Sistemin bileşenlerinden herhangi bir bileşendeki ekserji kaybının, sistemdeki toplam ekserji kaybına oranıdır (Bi vd., 2009).

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{x_{\text{kayıp}}}}{\sum \dot{E}_{x_{\text{kayıp}}}} \quad [4.30]$$

4.6 Belirsizlik Analizi

Belirsizlik analizi verilen sonuçların hassasiyeti hakkında bilgi verir. Deneylelerdeki belirsizlik ve hatalar; cihaz kalibrasyonu, cihaz seçimi, cihazın durumu, gözlem vb. durumlardan kaynaklanabilir. Ölçümler esnasında cihazların ölçüm hassasiyetlerinden kaynaklı olan belirsizlikler hesaplanmalıdır. Belirsizlik analizi verilen bilgilerin doğruluk sınırlarını belirlemektedir. Belirsizlik analizi literatürde birçok çalışmada Holman (1994) tarafından tanımlanan yöntem kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Farklı bağımsız değişkenlerden dolayı oluşan w_R belirsizliği denklem 4.31 ile hesaplanmıştır.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad [4.31]$$

Kütleli debi $w_{\dot{m}}$, sıcaklık w_T ve elektrik gücü için $w_{\dot{w}}$ toplam belirsizliği ifade etmek üzere;

$$w_{\dot{m}} = \left[(w_{ro})^2 + (w_{sl})^2 + (w_{td})^2 \right]^{1/2} \quad [4.32]$$

$w_{\dot{m}}$ kütleli debi belirsizliği, w_{ro} rotametre okumasındaki belirsizliği (%), w_{sl} sistem sızıntılarıyla ilişkili belirsizliği (%), w_{td} sıcaklık farklarıyla ilgili belirsizliği (%) ifade etmektedir.

$$w_T = \left[(w_{da})^2 + (w_{me})^2 + (w_{pr})^2 \right]^{1/2} \quad [4.33]$$

w_T sıcaklık için belirsizlikleri, w_{da} datalogger belirsizliğini (%), w_{me} termokupl belirsizliğini (%), w_{pr} okuma hataları belirsizliğini (%) ifade etmektedir.

$$w_{\dot{w}} = [(w_A)^2 + (w_o)^2]^{1/2} \quad [4.34]$$

$w_{\dot{w}}$ elektrik gücü için belirsizlikleri, w_A analizörün belirsizliğini (%), w_o okuma hataları belirsizliğini (%) ifade etmektedir.

Deneysel düzende kullanılan ölçüm cihazları için hassasiyet değerleri çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Ölçüm cihazları için hassasiyet değerleri

Hacimsel debi	±%3.36
Isıl eleman çiftleri	±%1.43
Kompresör basıncı	±%4.55
Güç değerleri için	±%1.02

4.7 Sunulan Çalışmada Kullanılan Sistemin Ekserji Analizi

Kurulan deney düzeneği ile 51m³ hacme sahip iki odanın toprak kaynaklı ısı pompası vasıtasıyla soğutulması amaçlanmıştır. Sistem 2,5m sondaj derinliğine sahip toprak devresi, ısı pompası devresi ve radyatör devresi olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Toprak devresinde salamura (antifriz-su) dolaşmaktadır, ısı pompası devresinde ise soğutucu akışkan olarak R410A dolaşmaktadır. Ayrıca ısıtma ve soğutma durumlarının dönüşümünü sağlamak için dört yollu vana kullanılmıştır.

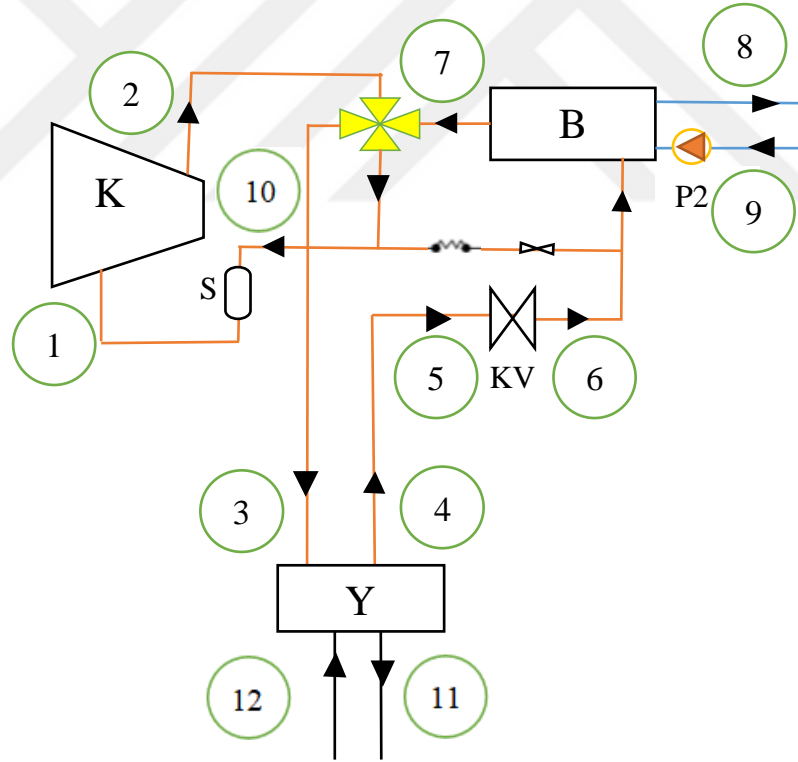
Radyatörler ile ortamdan çekilen ısı (\dot{Q}_{rad}) ısı pompasının buharlaştırıcısına aktarılır. Buharlaştırıcıdan çekilen ısı (\dot{Q}_L) ısı transfer akışkanını buhar haline getirir. Buhar halindeki ısı transfer akışkanının sıcaklığı ve basıncı kompresörde sıkıştırma işlemiyle yükseltilir ve akışkan kompresörden yoğunlaştırıcıya taşınır. Burada yoğunlaşma gerçekleşirken ortaya çıkan ısı (\dot{Q}_H) toprakaltı devresine iletilir. Daha sonra soğutucu akışkan kısılma vanasından geçer ve çevrim devam eder.

Ekserji analizi sırasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Kompresör adyabatik olarak çalışmaktadır.
- Sistemdeki elemanları birbirine bağlayan borulardaki ısı transferi ihmal edilmiştir.

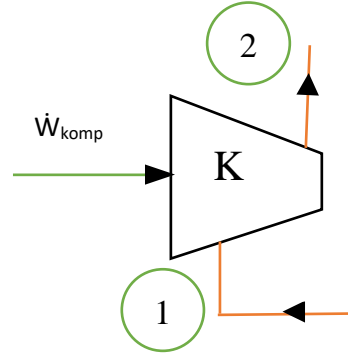
- Tüm işlemlerde kararlı akış hali vardır. Potansiyel enerji ve kimyasal enerji etkileri ihmal edilmiştir. Kimyasal reaksiyonlar ve nükleer reaksiyonlar ihmal edilmiştir.
- Sistemler sürekli akışlı açık sistem modeline uymaktadır.
- TID tamamen toprak içine gömülü olduğundan ısı kaybı ihmal edilmiştir.
- Isı eşanjörleri (buharlaştırıcı ve yoğuşturucu) yalıtımlı olduğu için ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Soğutucu akışkanın ve suyun ölü şartlarındaki sıcaklığı $T_0=25^\circ\text{C}$ ve basıncı $P_0 = 1,013$ bara eşit olarak alınmıştır.

4.7.1 Isı pompası devresi için hesaplamalar



Şekil 4.1 Isı pompası devresi

- Kompresör için;



Şekil 4.2 Kompresör şeması

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,komp}} = (\dot{E}x_1 + \dot{W}_{\text{komp}}) - \dot{E}x_2 = \dot{m}_{R410A}(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{\text{komp}} \quad [4.35]$$

Ekserji verimi:

$$\eta_{II,\text{komp}} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{\text{komp}}} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_2 - \psi_1)}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad [4.36]$$

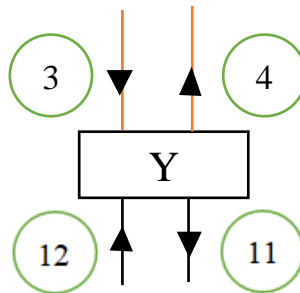
Ekserji kaybı oranı:

$$d_{\text{komp}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,komp}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [4.37]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\varepsilon_{\text{komp}} = \frac{\dot{E}x_2}{\dot{E}x_1 + \dot{W}_{\text{komp}}} = \frac{\dot{m}_{R410A}\psi_2}{\dot{m}_{R410A}\psi_1 + \dot{W}_{\text{komp}}} \quad [4.38]$$

- Yoğuşturucu için;



Şekil 4.3 Yoğuşturucu şeması

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,yoğ}} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11} = \dot{m}_{R410A}(\psi_3 - \psi_4) + \dot{m}_{su}(\psi_{12} - \psi_{11}) \quad [4.39]$$

Ekserji verimi:

$$\eta_{II,yoğ} = \frac{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4}{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_3 - \psi_4)}{\dot{m}_{R410A}(\psi_{12} - \psi_{11})} \quad [4.40]$$

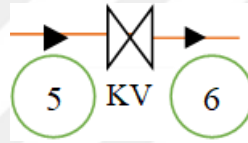
Ekserji kaybı oranı:

$$d_{yoğ} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,yoğ}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [4.41]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\varepsilon_{yoğ} = \frac{\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{11}}{\dot{E}x_3 + \dot{E}x_{12}} = \frac{\dot{m}_{R410A}\psi_4 + \dot{m}_{su}\psi_{11}}{\dot{m}_{R410A}\psi_3 + \dot{m}_{su}\psi_{12}} \quad [4.42]$$

- Kısılma vanası için;



Şekil 4.4 Kısılma vanası şeması

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,kv}} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 = \dot{m}_{R410A}(\psi_5 - \psi_6) \quad [4.43]$$

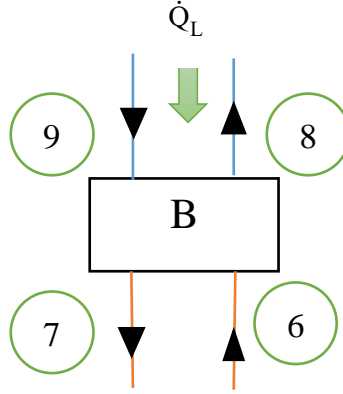
Ekserji verimi ve termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\eta_{II,kv} = \frac{\dot{E}x_6}{\dot{E}x_5} = \frac{\psi_6}{\psi_5} \quad [4.44]$$

Ekserji kaybı oranı:

$$d_{kv} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,kv}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [4.45]$$

- Buharlaştırıcı için;



Şekil 4.5 Buharlaştırıcı şeması

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,buh}} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_8 = \dot{m}_{R410A}(\psi_6 - \psi_7) + \dot{m}_{sa}(\psi_9 - \psi_8) \quad [4.46]$$

Ekserji verimi:

$$\eta_{II,\text{buh}} = \frac{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9}{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_8 - \psi_9)}{\dot{m}_{R410A}(\psi_6 - \psi_7)} \quad [4.47]$$

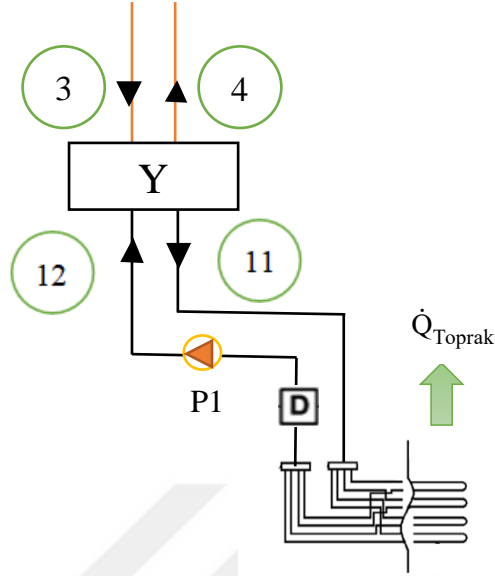
Ekserji kaybı oranı:

$$d_{\text{buh}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,buh}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [4.48]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\varepsilon_{\text{buh}} = \frac{\dot{E}x_7 + \dot{E}x_8}{\dot{E}x_6 + \dot{E}x_9} = \frac{\dot{m}_{R410A}\psi_7 + \dot{m}_{sa}\psi_8}{\dot{m}_{R410A}\psi_6 + \dot{m}_{sa}\psi_9} \quad [4.49]$$

4.7.2 Toprak devresi için hesaplamalar



Şekil 4.6 Toprak devresi

- Toprak ısı değiştiricisi için;

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,TID}} = \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{\text{toprak}} - \dot{E}x_{12} = \dot{m}_{\text{sa}}(\psi_{11} - \psi_{12}) - \dot{Q}_{\text{toprak}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{toprak}}}\right) \quad [4.50]$$

Ekserji verimi:

$$\eta_{\text{II,TID}} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}}{-\dot{E}x_{\text{toprak}}} = \frac{\dot{m}_{\text{sa}}(\psi_{12} - \psi_{11})}{-\dot{Q}_{\text{toprak}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{toprak}}}\right)} \quad [4.51]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\varepsilon_{\text{TID}} = \frac{\dot{E}x_{12}}{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{\text{toprak}}} = \frac{\dot{m}_{\text{sa}}\psi_{12}}{\dot{m}_{\text{sa}}\psi_{11} - \dot{Q}_{\text{toprak}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{toprak}}}\right)} \quad [4.52]$$

Ekserji kaybı oranı:

$$d_{\text{TID}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,TID}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [4.53]$$

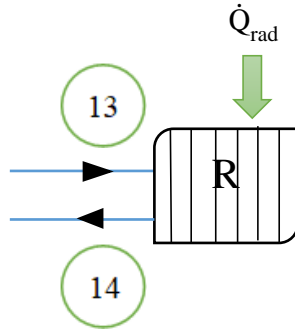
Ekserji kaybı oranı:

$$d_{\text{tank}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,tank}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [4.56]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\varepsilon_{\text{tank}} = \frac{\dot{E}x_{13} + \dot{E}x_9}{\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{14}} = \frac{\dot{m}_{\text{su,rad}}\psi_{13} + \dot{m}_{\text{su,buh}}\psi_9}{\dot{m}_{\text{su,rad}}\psi_8 + \dot{m}_{\text{su,buh}}\psi_{14}} \quad [4.57]$$

- Radyatör için;



Şekil 4.9 Radyatör şeması

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,rad}} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14} + \dot{E}x_{\text{rad}} = \dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{13} - \psi_{14}) + \dot{Q}_{\text{rad}}\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{iç}}}\right) \quad [4.58]$$

Ekserji verimi:

$$\eta_{\text{II,rad}} = \frac{-\dot{E}x_{\text{rad}}}{\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}} = \frac{-\dot{Q}_{\text{rad}}\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{iç}}}\right)}{\dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{13} - \psi_{14})} \quad [4.59]$$

Ekserji kaybı oranı:

$$d_{\text{rad}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,rad}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [4.60]$$

Termodinamik mükemmellik derecesi:

$$\varepsilon_{\text{rad}} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{\text{rad}}}{\dot{E}x_{13}} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{Q}_{\text{rad}}\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{iç}}}\right)}{\dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{13} - \psi_{14})} \quad [4.61]$$

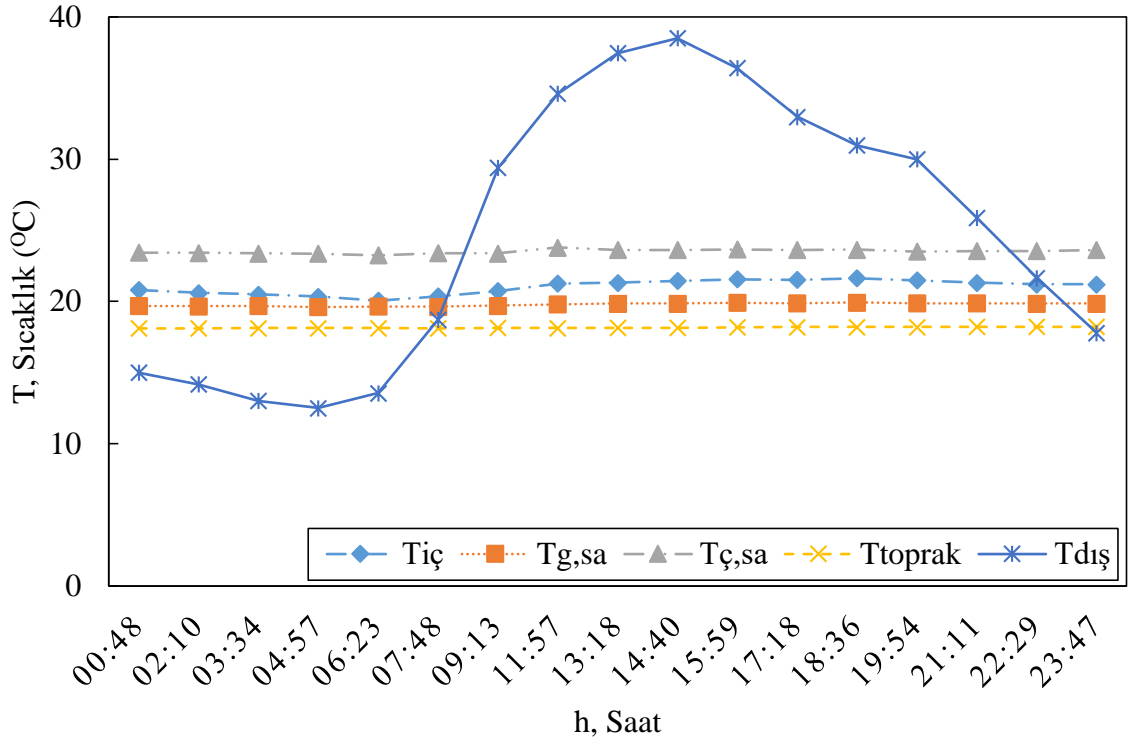
5. DENEYSEL BULGULAR

Bölüm 4'te verilen kütle, enerji ve ekserji denklemlerinden faydalanarak yapılan hesaplamalar sonucunda her bir sistem bileşeni için ekserji verimi, ekserji kaybı, ekserji kaybı oranı ve termodinamik mükemmellik derecesi bulunmuştur. Ayrıca ısı pompasının ve sistemin ekserji verimleri de hesaplanmış ve sonuçları bu bölümde verilmiştir.

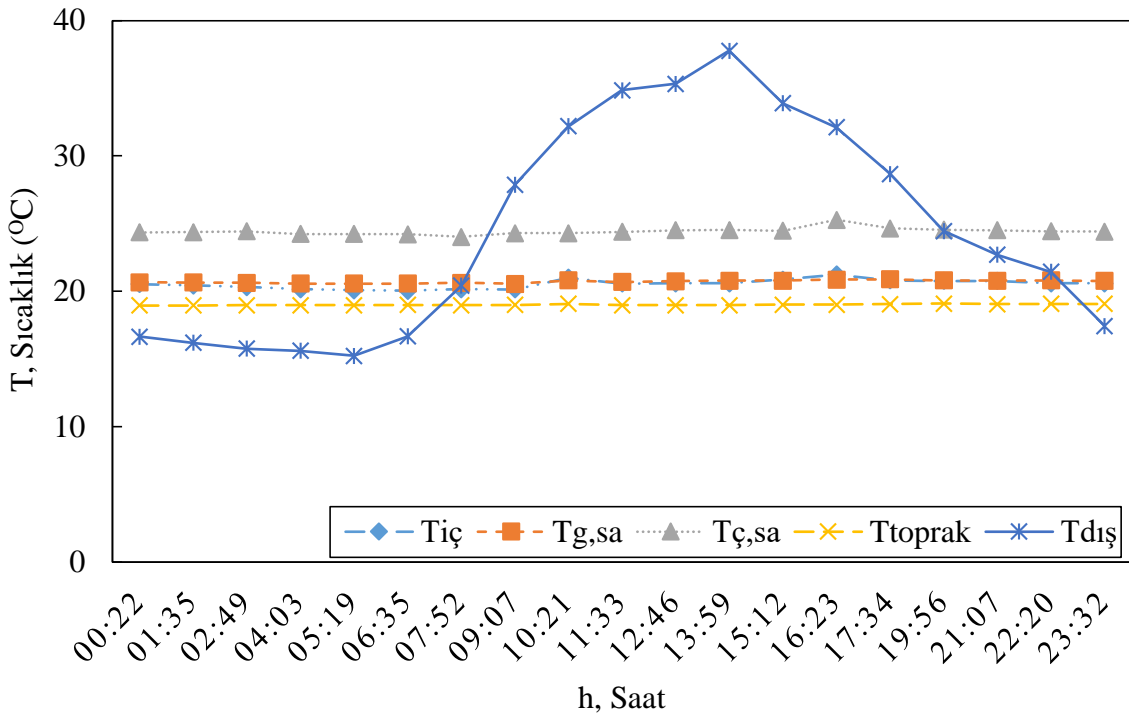
Şekil 5.1' de 26 Temmuz 2018 ve şekil 5.2'de 1 Ağustos 2018 tarihlerindeki iç ortam sıcaklığı ($T_{iç}$), dış ortam sıcaklığı ($T_{dış}$), salamuranın toprağa gidiş sıcaklığı ($T_{ç,sa}$) ve topraktan dönüş sıcaklığı ($T_{g,sa}$) ile toprak sıcaklığının (T_{toprak}) zamana bağlı olarak değişim grafiği verilmiştir. Bu tarihlerin seçilme sebebi dış ortam sıcaklığının yüksek olmasıdır.

26 Temmuz 2018 tarihinde dış ortam sıcaklığı en fazla $38,52^{\circ}C$, en az $12,5^{\circ}C$ 'dir ve iç ortam sıcaklığı en fazla $21,63^{\circ}C$, en az $20,07^{\circ}C$ olarak ölçülmüştür. Gün boyunca toprakta dolaşan salamuranın toprağa gidiş sıcaklığı ($T_{ç,sa}$) ve topraktan dönüş sıcaklığı ($T_{g,sa}$) arasında ortalama fark $3,74^{\circ}C$ olmuştur ve toprak dönüş sıcaklığı en fazla $19,93^{\circ}C$ 'ye ulaşmıştır. 1 Ağustos 2018 tarihinde dış ortam sıcaklığı en fazla $37,77^{\circ}C$, en az $15,22^{\circ}C$ 'dir ve iç ortam sıcaklığı en fazla $21,23^{\circ}C$, en az $20,02^{\circ}C$ olarak ölçülmüştür. Gün boyunca toprakta dolaşan salamuranın toprağa gidiş sıcaklığı ($T_{ç,sa}$) ve topraktan dönüş sıcaklığı ($T_{g,sa}$) arasında ortalama fark $3,72^{\circ}C$ olmuştur ve toprak dönüş sıcaklığı en fazla $20,88^{\circ}C$ 'ye ulaşmıştır.

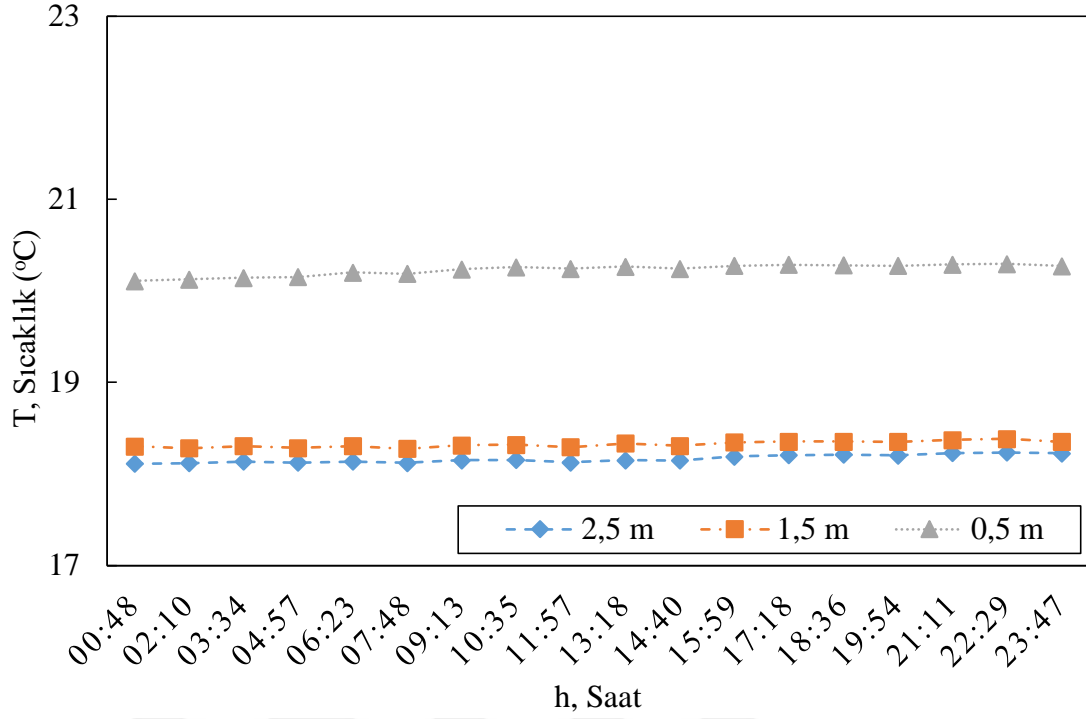
Şekil 5.3'te 26 Temmuz 2018 ve şekil 5.4'te 1 Ağustos 2018 tarihlerindeki farklı toprak derinliklerine ait sıcaklık değerlerinin zamana göre değişim grafiği verilmiştir. 26 Temmuz 2018 tarihinde en yüksek toprak sıcaklık değeri 0,5m derinliğinde elde edilmiş ve en yüksek $20,29^{\circ}C$ ve günlük ortalaması $20,23^{\circ}C$ olarak belirlenmiştir. 1,5m ve 2,5m toprak derinliklerinde sırasıyla sıcaklıklarının ortalaması $18,32^{\circ}C$ ve $18,16^{\circ}C$ olarak elde edilmiştir. 1 Ağustos 2018 tarihinde ise en yüksek toprak sıcaklık değeri 0,5m derinliğinde elde edilmiş ve en yüksek $21,87^{\circ}C$ ve günlük ortalaması $21,74^{\circ}C$ olarak belirlenmiştir. 1,5m ve 2,5m toprak derinliklerinde sırasıyla sıcaklıklarının ortalaması $19,21^{\circ}C$ ve $19^{\circ}C$ olarak elde edilmiştir.



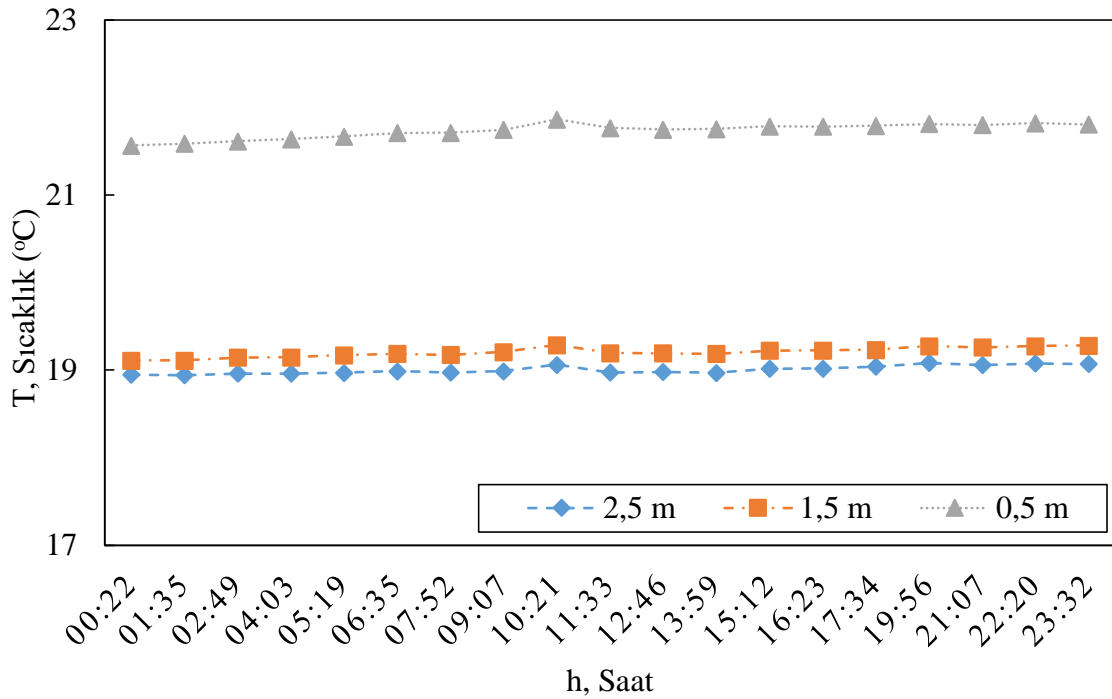
Şekil 5.1 26 Temmuz için toprak, iç ve dış ortam ile salamura sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



Şekil 5.2 1 Ağustos için toprak, iç ve dış ortam ile salamura sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



Şekil 5.3 Farklı toprak derinliklerine ait sıcaklıkların 26 Temmuz için zamana bağlı değişimi

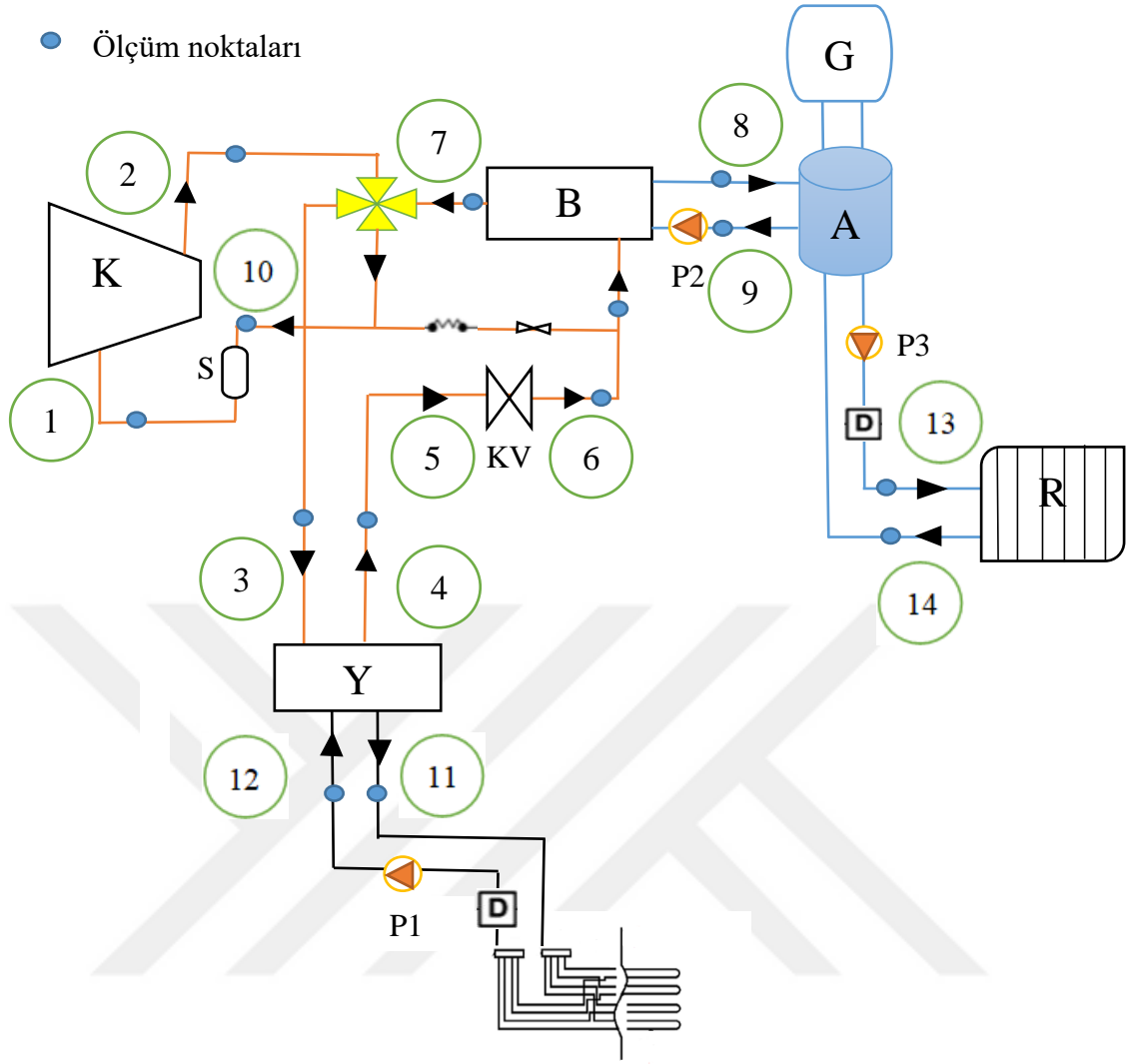


Şekil 5.4 Farklı toprak derinliklerine ait sıcaklıkların 1 Ağustos için zamana bağlı değişimi

5.1 Sistem Bileşenlerinin Ekserji Analizi

Daha önceki bölümlerde bahsedildiği üzere fosil kaynakların tükeniyor olmasından ve enerji maliyetlerinin artması neticesinde yenilebilir enerji kaynakları arayışları ekserji analizlerini de beraberinde getirmiştir. Ekserji analizleri ile sistemlerdeki ekserji kayıplarının belirlenip azaltılması ve tersinmezliklerin giderilmesinin de sonucunda ekserji verimini artırılması amaçlanmaktadır. Ekserji enerjinin kullanılabilir kısmıdır, bu yüzden ekserji analizi tüm enerji sistemleri için önemlidir.

Bu çalışmada, enerji evini soğutmak maksadıyla kurulan toprak kaynaklı ısı pompasının kapsamlı ekserji analizi yapılmıştır ve bu bağlamda ekserji verimi, termodinamik mükemmellik derecesi, ekserji kaybı oranı ve ekserji kaybı hesaplanmıştır. Kapsamlı yapılan ekserji analizi ile enerjinin niteliğinde meydana gelen azalmanın hangi sistem bileşeninden olduğunun fark edilmesi sağlanmaktadır. Şekil 5.5'te deney düzeneğinde sıcaklık ölçüm noktaları verilmiştir. Deneysel ölçümler sonucu elde edilen sıcaklık ve basınç değerlerine göre entalpi, entropi ve kütleli debi değerleri belirlenmiştir. Daha sonra önceki bölümde verilen eşitliklerden faydalanarak soğutma mevsimi için ekserji hesaplamaları yapılmış ve elde edilen sonuçlar ve bazı fiziksel özellikler çizelge 5.1'de verilmiştir.



Şekil 5.5 Deney düzeneğinde sıcaklık ölçüm noktaları

Çizelge 5.1 Soğutma mevsiminde belirlenen çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları

NO	AKIŞKAN	FAZ	SICAKLIK T(°C)	BASINÇ P,bar	DEBİ m (kg/s)	ÖZGÜL ENTALPİ h (kJ/kg)	ÖZGÜL ENTROPİ s (kJ/kgK)	ÖZGÜL EKSERJİ ψ (kJ/kg)	EKSERJİ $\dot{E}_x = \dot{m} \psi$ (kW)
-	R410A	ÖLÜ HAL	25	1,013		455,81	2,15648		
-	SU	ÖLÜ HAL	25	1,013		104,13	0,36467		
1	R410A	KIZGIN BUHAR	6,8146	8,41	0,0408	429,8383	1,8364	69,4685	2,8351
2	R410A	KIZGIN BUHAR	39,5040	17,3	0,0408	445,3822	1,8209	89,6107	3,6572
3	R410A	KIZGIN BUHAR	36,5663	17,3	0,0408	442,3278	1,8111	89,4809	3,6519
4	R410A	SIVI	24,6061	17,3	0,0408	240,7761	1,1402	87,9726	3,5903
6	R410A	ISLAK BUHAR	7,7541	8,41	0,0408	212,21	1,0434	88,2618	3,6021
7	R410A	BUHAR	7,8784	8,41	0,0408	430,7672	1,8397	69,4110	2,8328
8	SU	SIVI	10,9391	1,5	0,7777	44,99	0,1615	1,4322	1,1137
9	SU	SIVI	13,6878	1,5	0,7777	56,46	0,2017	0,9225	0,7174
11	SALAMURA	SIVI	24,3749	1,5	0,5727	101,5	0,3558	0,0056	0,0032
12	SALAMURA	SIVI	19,7889	1,5	0,5727	81,99	0,2898	0,1914	0,1096
13	SU	SIVI	12,1163	1,5	0,2108	49,87	0,1787	1,1929	0,2515
14	SU	SIVI	14,0735	1,5	0,2108	58,06	0,2073	0,8528	0,1798

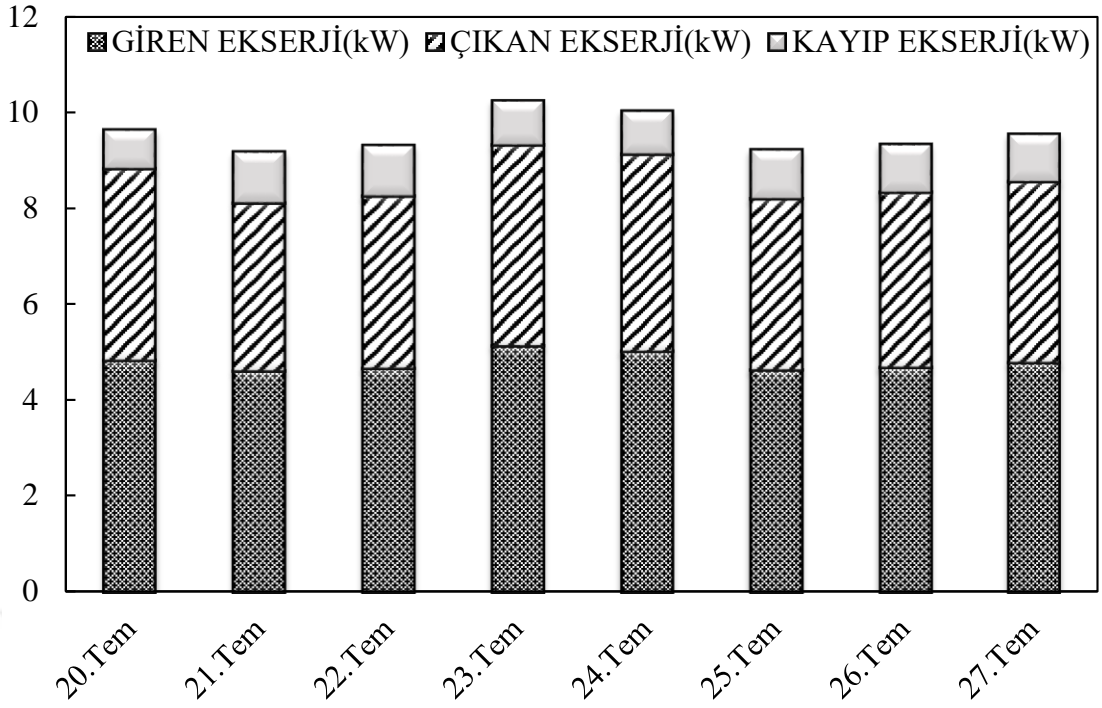
5.1.1 Ekserji kaybı

- Kompresörün ekserji kaybı:

Kompresör sistemde buharlaştırıcıda buhar fazına geçen düşük basınçtaki soğutucu akışkanı emerek, sıkıştırır ve yoğusturucuya basar. Ekserji kaybını hesaplamak için birçok araştırmacı aşağıdaki eşitliği kullanmıştır. Sunulan çalışmada da aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

$$\dot{E}_{x_{\text{kayıp,komp}}} = (\dot{E}_{x1} + \dot{W}_{\text{komp}}) - \dot{E}_{x2} = \dot{m}_{R410A}(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{\text{komp}} \quad [5.1]$$

Şekil 5.6'da sekiz günlük veriler için kompresöre giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları verilmiştir. Ekserji kaybı en çok 21 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri 1,084kW olarak bulunmuştur. Sekiz günlük verilerde kompresörün ortalama ekserji kaybı 0,984kW olarak bulunmuştur.



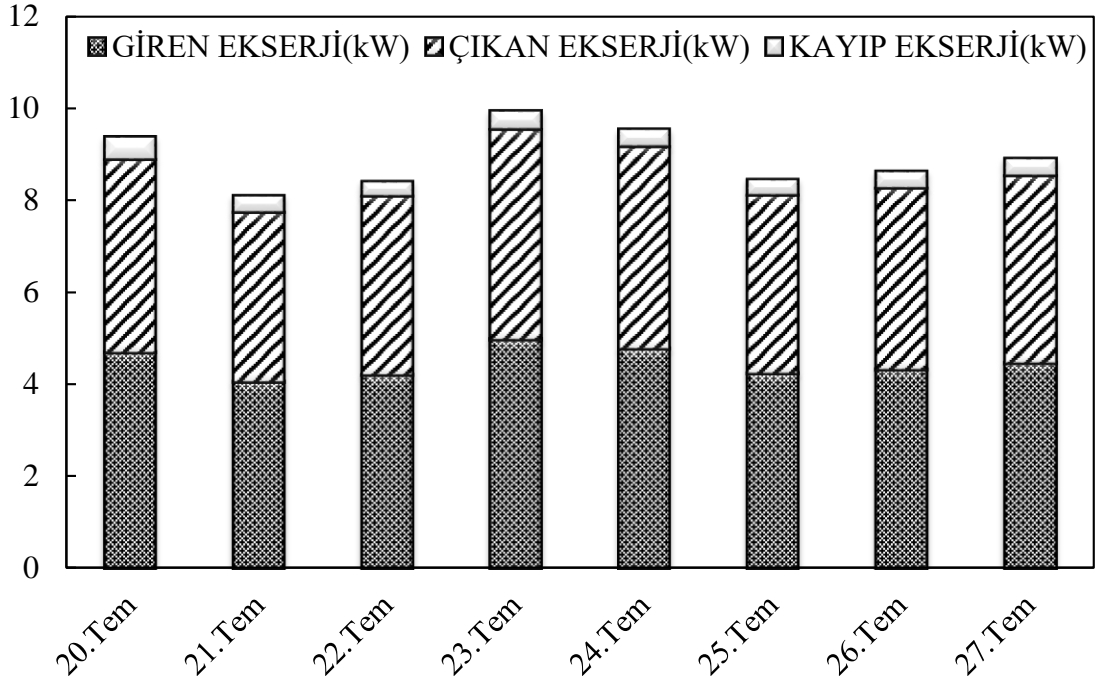
Şekil 5.6 Kompresör giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları

- Buharlaştırıcının ekserji kaybı:

Buharlaştırıcı sistemde soğutulmak istenen odadan ısıyı çekerek ortamın soğumasını sağlar. Ekserji kaybını hesaplamak için birçok araştırmacı aşağıdaki eşitliği kullanmıştır. Sunulan çalışmada da aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,buh}} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_8 = \dot{m}_{R410A}(\psi_6 - \psi_7) + \dot{m}_{sa}(\psi_9 - \psi_8) \quad [5.2]$$

Şekil 5.7’de sekiz günlük veriler için buharlaştırmaya giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları verilmiştir. Ekserji kaybı en çok 20 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri 0,501kW olarak bulunmuştur. Sekiz günlük verilerde buharlaştırıcının ortalama ekserji kaybı 0,386kW olarak bulunmuştur.



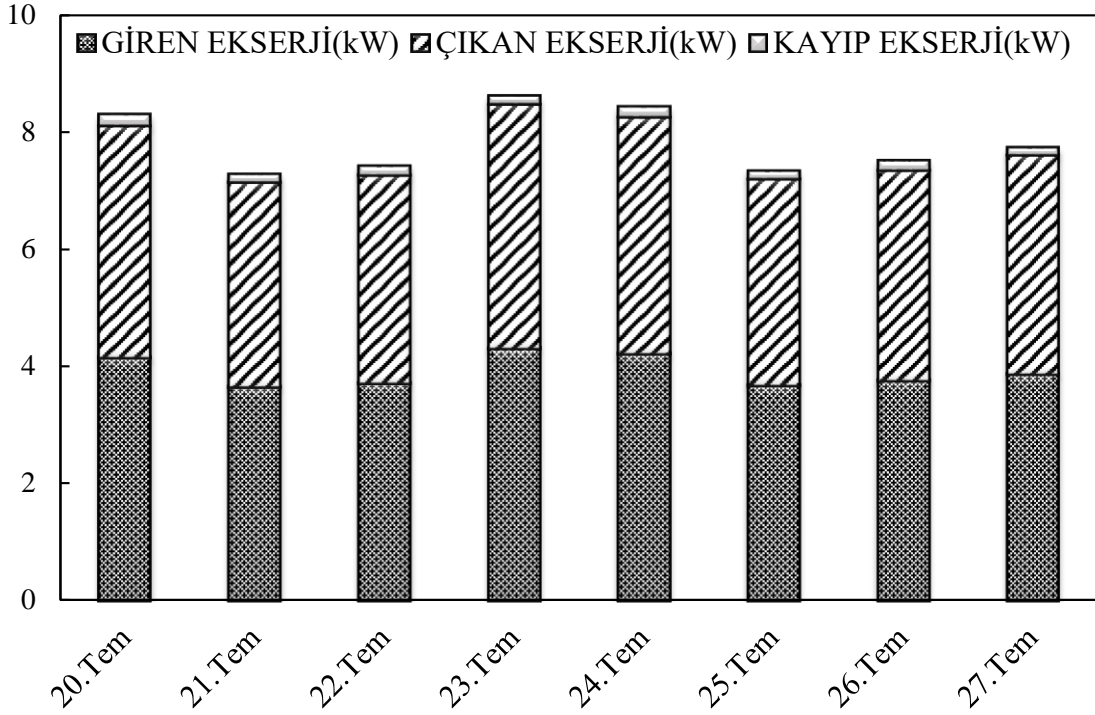
Şekil 5.7 Buharlaştırıcı giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları

- Yoğuşturucunun ekserji kaybı:

Kompresör tarafından emilip, sıkıştırılarak basınç ve sıcaklığı artırılan gaz halindeki soğutucu akışkan, yoğuşurucuda soğutulmuş sıvı hale getirilir. Ekserji kaybını hesaplamak için birçok araştırmacı aşağıdaki eşitliği kullanmıştır. Sunulan çalışmada da aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,yoğ}} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11} = \dot{m}_{R410A}(\psi_3 - \psi_4) + \dot{m}_{su}(\psi_{12} - \psi_{11}) \quad [5.3]$$

Şekil 5.8'de sekiz günlük veriler için yoğuşturucuya giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları verilmiştir. Ekserji kaybı en çok 20 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri 0,196kW olarak bulunmuştur. Sekiz günlük verilerde yoğuşturucunun ortalama ekserji kaybı 0,161kW olarak bulunmuştur.



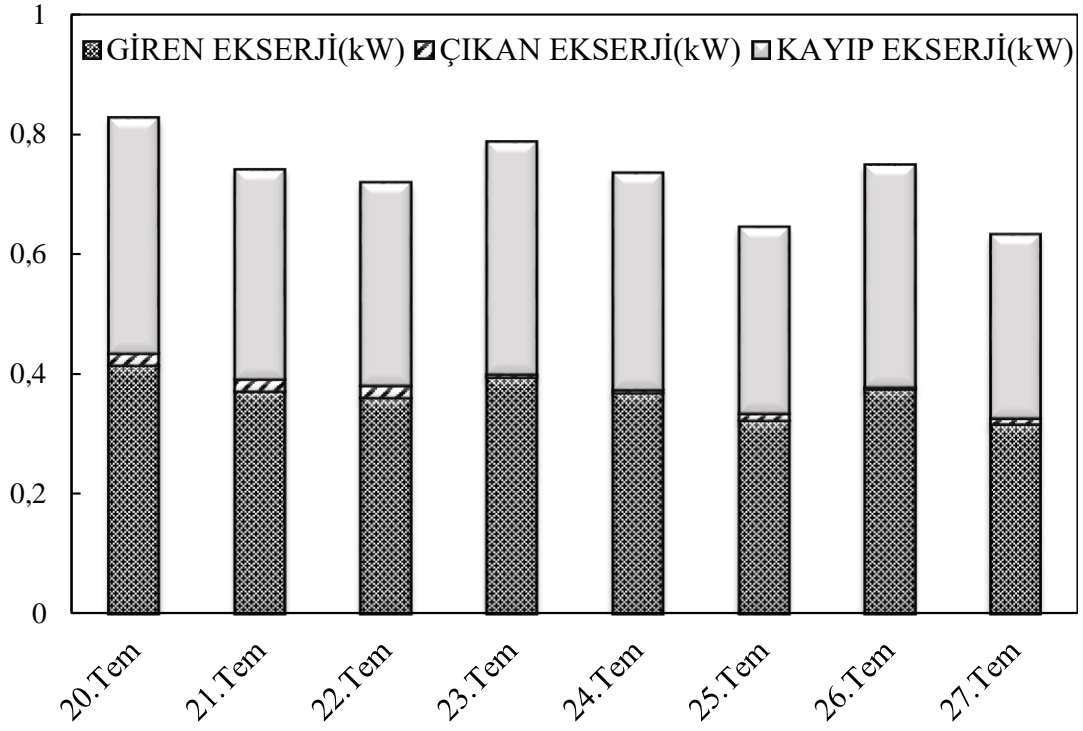
Şekil 5.8 Yoğuşturucu giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları

- Toprak ısı değiştiricisinin ekserji kaybı:

Ekserji kaybını hesaplamak için birçok araştırmacı aşağıdaki eşitliği kullanmıştır. Sunulan çalışmada da aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

$$\dot{E}x_{\text{kayıp, TID}} = \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{\text{toprak}} - \dot{E}x_{12} = \dot{m}_{\text{sa}}(\psi_{11} - \psi_{12}) - \dot{Q}_{\text{toprak}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{toprak}}}\right) \quad [5.4]$$

Şekil 5.9’da sekiz günlük veriler için toprak ısı değiştiricisine giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları verilmiştir. Ekserji kaybı en çok 20 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri 0,393kW olarak bulunmuştur. Sekiz günlük verilerde toprak ısı değiştiricisinin ortalama ekserji kaybı 0,352kW olarak bulunmuştur.



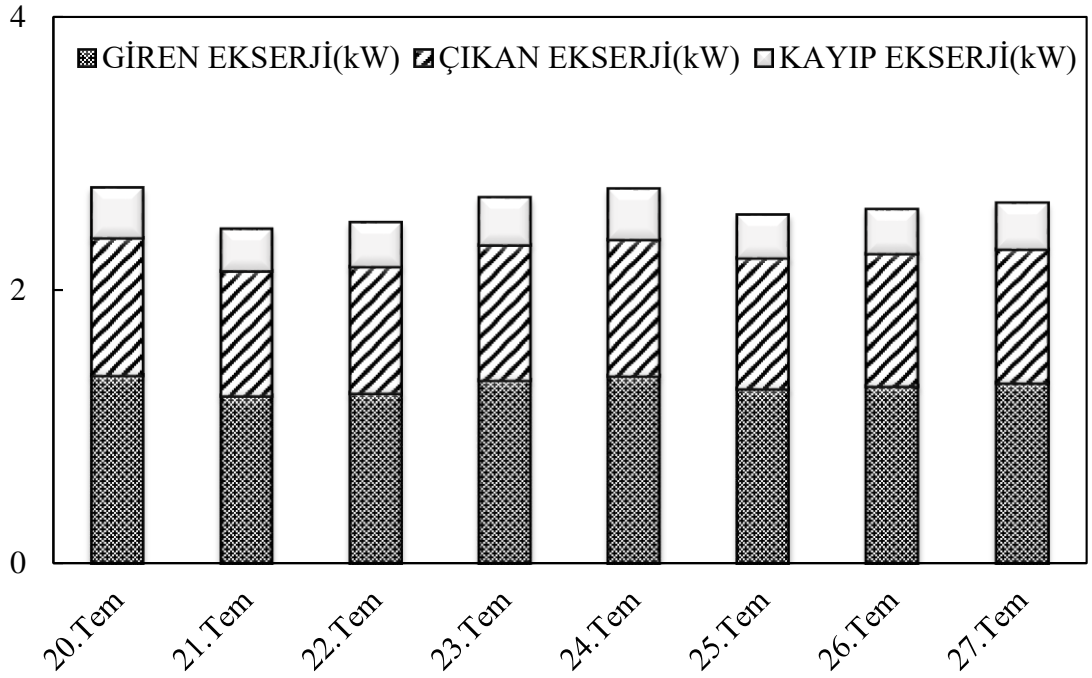
Şekil 5.9 TID giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları

- Akümülyasyon tankı ekserji kaybı

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Hepbaşlı, 2007).

$$\dot{E}x_{\text{kayıp,tank}} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13} = \dot{m}_{\text{su,buh}}(\psi_8 - \psi_9) + \dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{14} - \psi_{13}) \quad [5.5]$$

Şekil 5.10’da sekiz günlük veriler için akümülyasyon tankına giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları verilmiştir. Ekserji kaybı en çok 24 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri 0,373kW olarak bulunmuştur. Sekiz günlük verilerde akümülyasyon tankının ortalama ekserji kaybı 0,338kW olarak bulunmuştur.



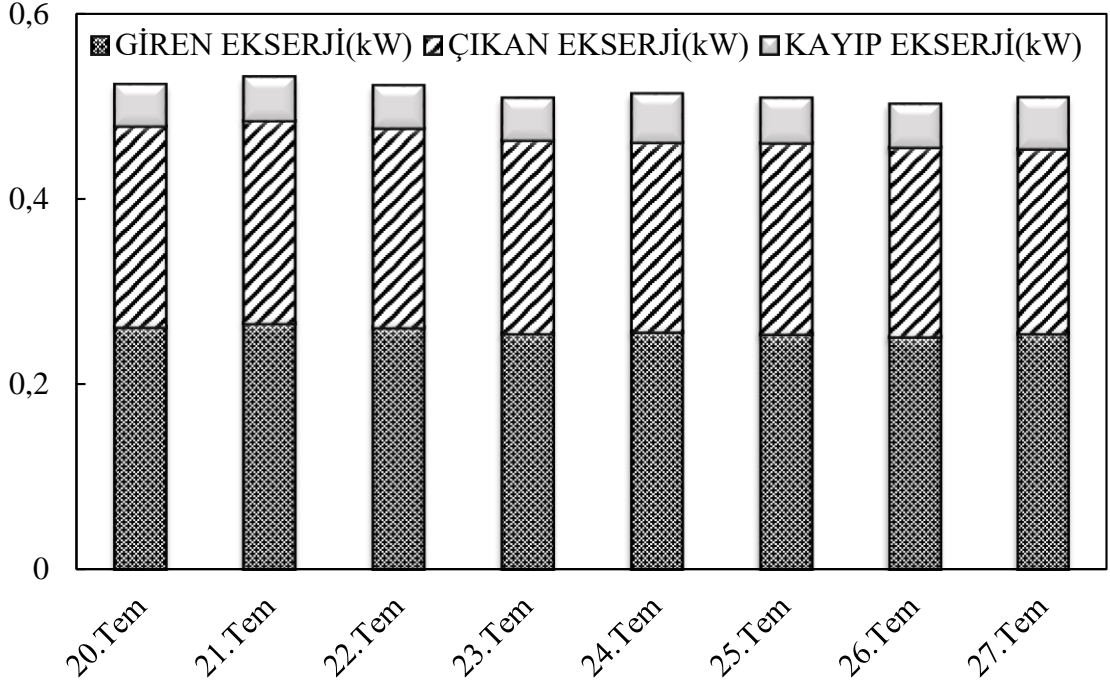
Şekil 5.10 Akümülayon tankı giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları

- Radyatör ekserji kaybı

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Öztürk, 2014).

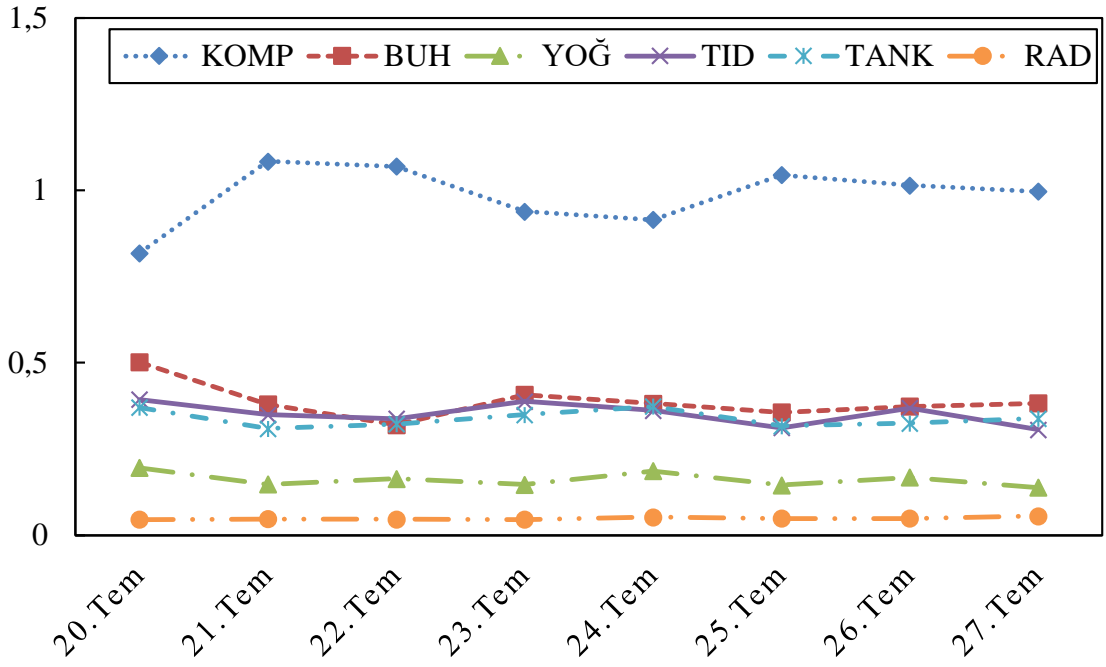
$$\dot{E}x_{\text{kayıp,rad}} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14} + \dot{E}x_{\text{rad}} = \dot{m}_{\text{su,rad}}(\psi_{13} - \psi_{14}) + \dot{Q}_{\text{rad}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{iç}}\right) \quad [5.6]$$

Şekil 5.11’de sekiz günlük veriler için radyatöre giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları verilmiştir. Ekserji kaybı en çok 27 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri 0,055kW olarak bulunmuştur. Sekiz günlük verilerde radyatörün ortalama ekserji kaybı 0,049kW olarak bulunmuştur.



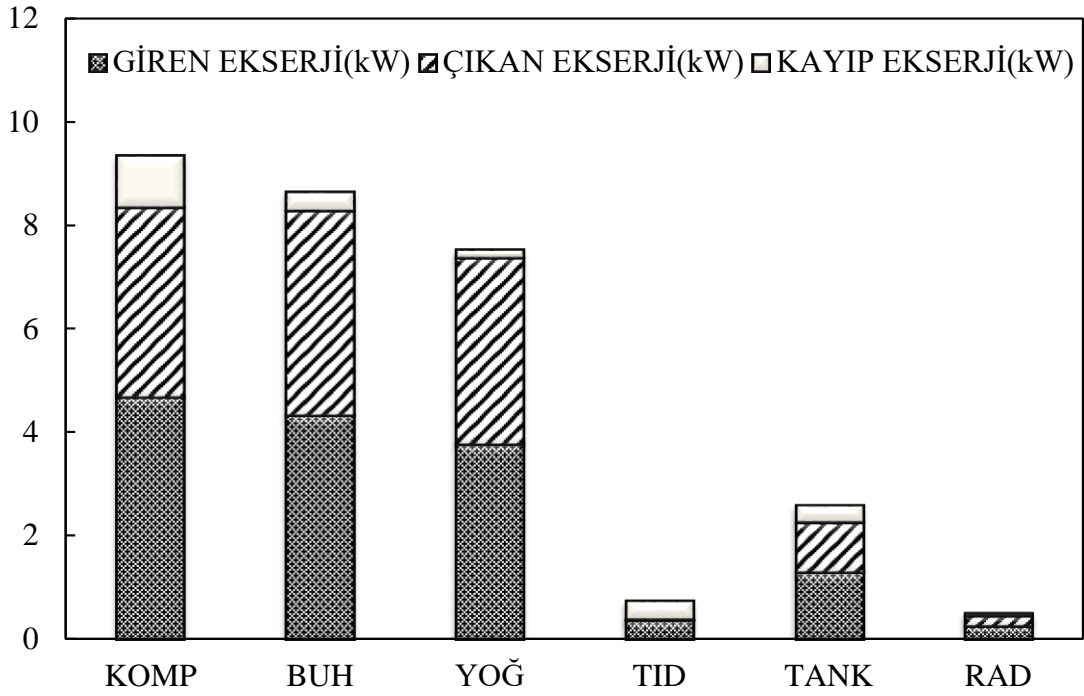
Şekil 5.11 Radyatör giren, çıkan ve kayıp ekserji miktarları

Şekil 5.12’de sistem elemanlarına ait sekiz günlük kayıp ekserji değerleri verilmiştir. Yapılan çalışmada en büyük ekserji kaybının kompresörde olduğu gözlemlenmiştir. Sistem elemanlardaki ekserji kaybının dış ortam sıcaklığından etkilendiği düşünülmektedir. Badescu (2002), Akpınar vd. (2007), Özgener vd. (2007), Duman (2018), Bi vd. (2009), Ünal (2014) ve Hepbaşı (2007) yaptıkları çalışmalarda en büyük ekserji kaybının kompresörde gerçekleştiğini bildirmişlerdir. Aira vd. (2017) çalışmalarında kompresör çalışma süresinin dış ortam ve iç ortam sıcaklığına bağlı olduğunu belirtmiştir.

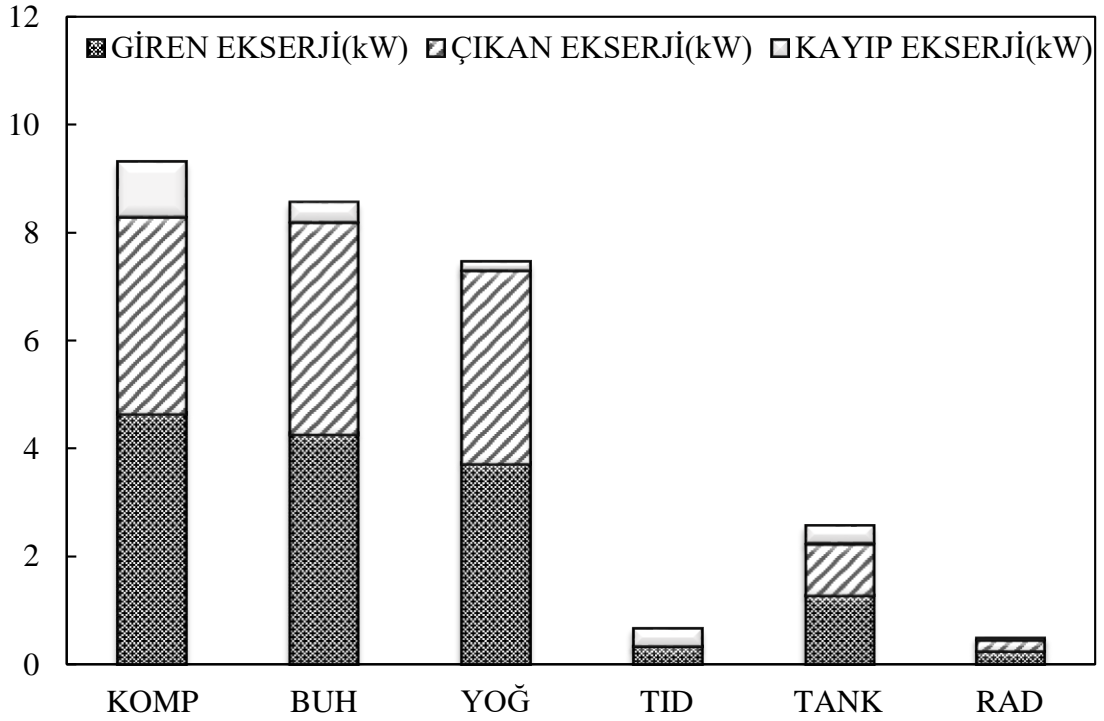


Şekil 5.12 Sistem elemanlarının ekserji kayıpları

Şekil 5.13’de 26 Temmuz 2018 ve şekil 5.14’te 01 Ağustos 2018 tarihlerine ait sistem elemanlarının ekserji kaybı değerleri verilmiştir. 26 Temmuz için ekserji kaybı değerleri kompresör de 1,014kW, buharlaştırıcı da 0,373kW, yoğuşturucu da 0,168kW, toprak ısı değiştiricisinde (TID) 0,369kW, akümülayon tankında 0,324kW ve radyatör 0,049kW olarak bulunmuştur. 01 Ağustos tarihinde ise ekserji kaybı değerleri kompresör de 1,027kW, buharlaştırıcı da 0,379kW, yoğuşturucu da 0,171kW, toprak ısı değeritricisinde (TID) 0,336kW, akümülayon tankında 0,323kW ve radyatör 0,045kW olarak bulunmuştur.



Şekil 5.13 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji kaybı değerleri (26 Temmuz)



Şekil 5.14 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji kaybı değerleri (1 Ağustos)

5.1.2 Ekserji verimi

Ekserji verimi, sistemden ve ya herhangi bir sistem bileşeninden edilen ekserji çıkışının bu sistemde ve ya bileşende kullanılan ekserjiye oranıdır.

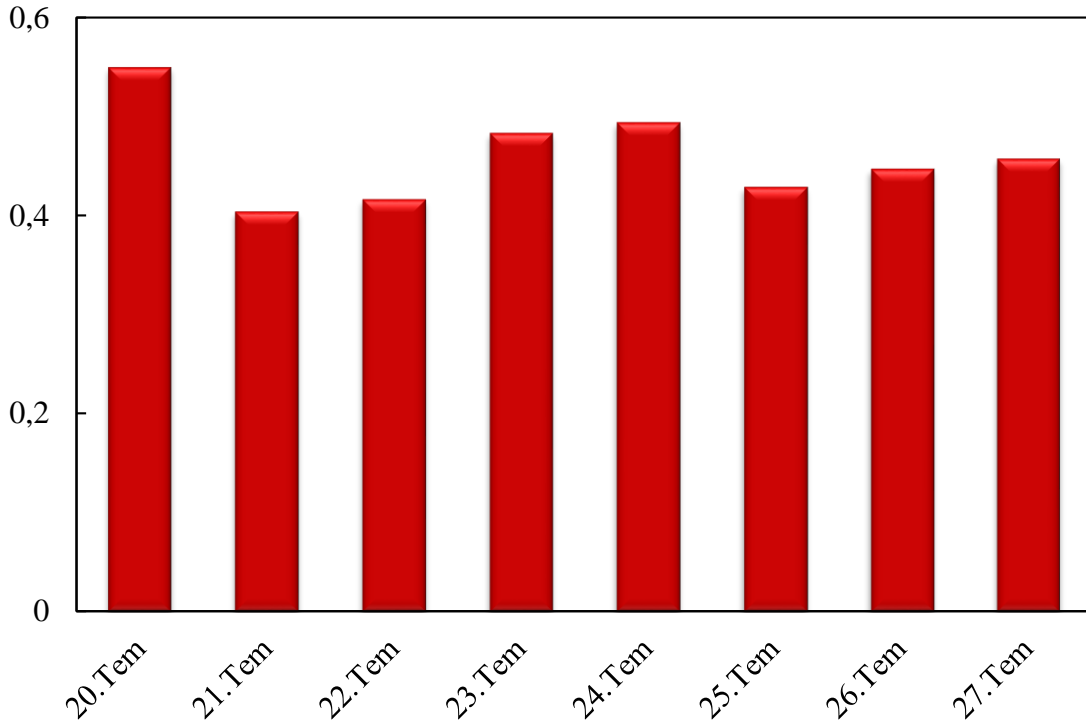
- Kompresörün ekserji verimi:

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$\eta_{II,komp} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{komp}} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_2 - \psi_1)}{\dot{W}_{komp}} \quad [5.7]$$

Sunulan çalışmada kompresör için ekserji verimi ortalama %46,01 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.15'te kompresörün ekserji veriminin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji verimi en yüksek 20 Temmuz 2018 tarihinde elde edilmiştir ve %54,96 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.15 Kompresörün sekiz günlük ekserji verimi

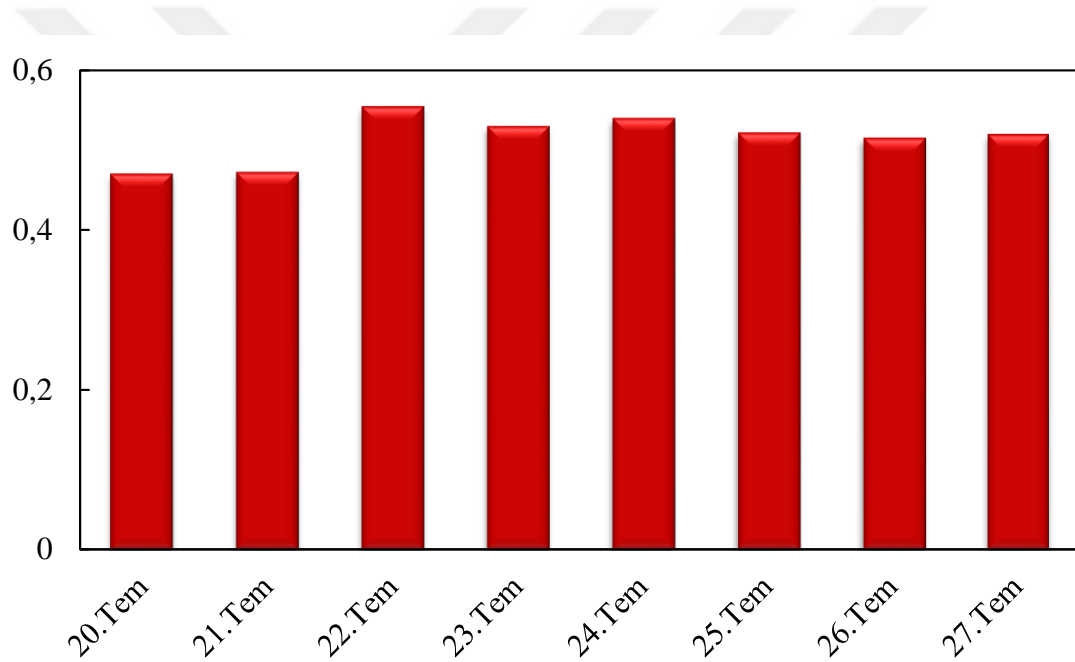
- Buharlaştırıcının ekserji verimi

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$\eta_{II,buh} = \frac{\dot{E}_{x8}-\dot{E}_{x9}}{\dot{E}_{x6}-\dot{E}_{x7}} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_8-\psi_9)}{\dot{m}_{R410A}(\psi_6-\psi_7)} \quad [5.8]$$

Sunulan çalışmada buharlaştırıcının ekserji verimi ortalama % 51,86 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.16’da buharlaştırıcının ekserji veriminin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji verimi en yüksek 22 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %55,47 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.16 Buharlaştırıcının sekiz günlük ekserji verimi

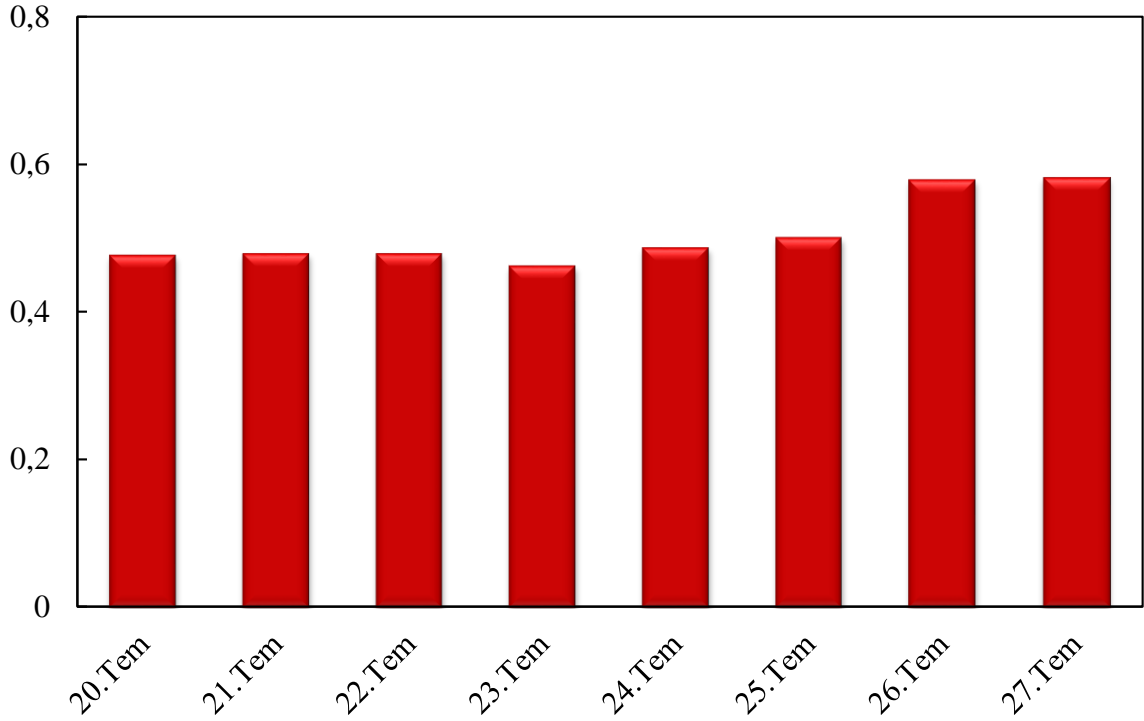
- Yoğuşturucunun ekserji verimi

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$\eta_{II,yoğ} = \frac{\dot{E}_{x3}-\dot{E}_{x4}}{\dot{E}_{x12}-\dot{E}_{x11}} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_3-\psi_4)}{\dot{m}_{R410A}(\psi_{12}-\psi_{11})} \quad [5.9]$$

Sunulan çalışmada yoğuşturucunun ekserji verimi ortalama %50,54 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.17’de yoğuşturucunun ekserji veriminin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji verimi en yüksek 27 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %58,15 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.17 Yoğuşturucunun sekiz günlük ekserji verimi

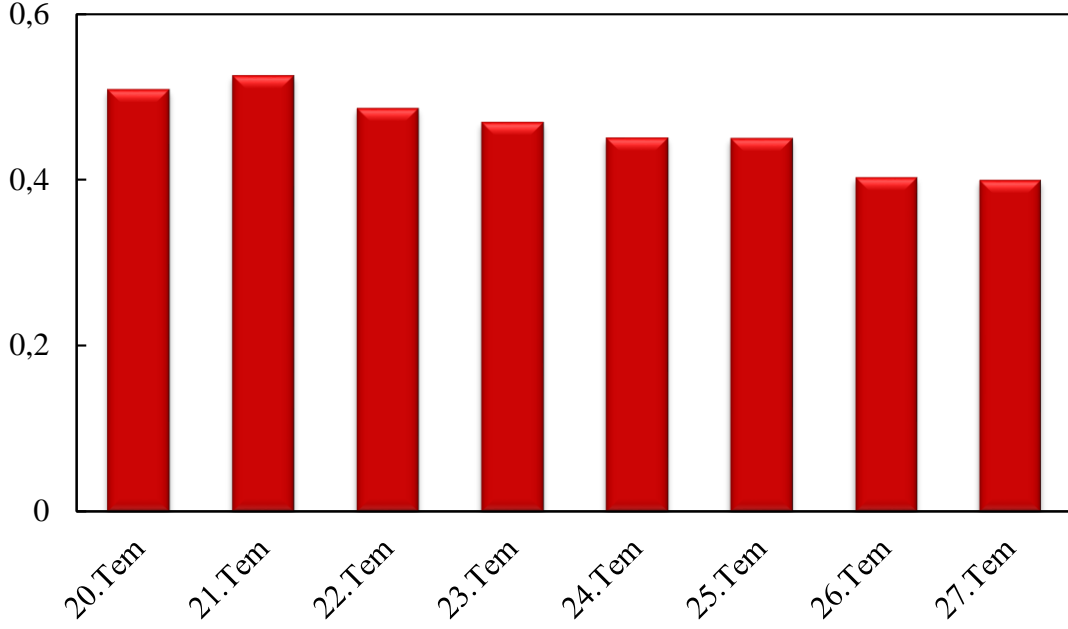
- Toprak ısı değiştiricisinin ekserji verimi:

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$\eta_{II,TID} = \frac{\dot{E}_{X12} - \dot{E}_{X11}}{-\dot{E}_{X_{toprak}}} = \frac{\dot{m}_{sa}(\psi_{12} - \psi_{11})}{-\dot{Q}_{toprak}(1 - \frac{T_0}{T_{toprak}})} \quad [5.10]$$

Sunulan çalışmada TID’in ekserji verimi ortalama %46,17 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.18’de toprak ısı değiştiricisinin ekserji veriminin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji verimi en yüksek 21 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %52,49 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.18 Toprak ısı değiştiricisinin sekiz günlük ekserji verimi

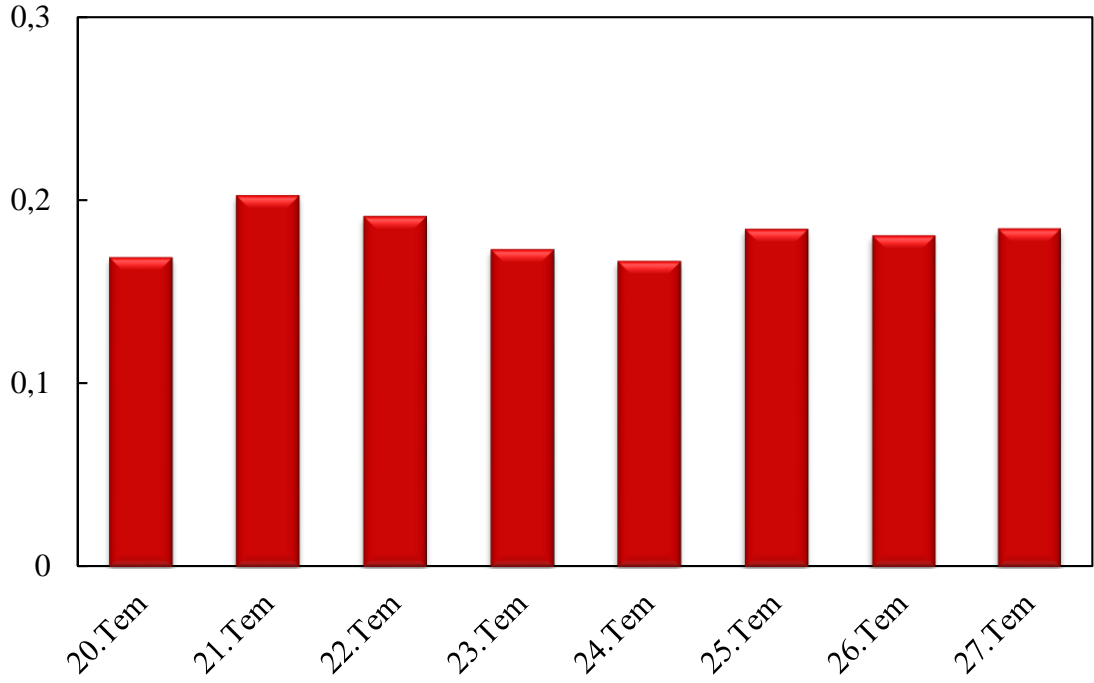
- Akümülasyon tankı ekserji verimi

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Hepbaşlı, 2007).

$$\eta_{II,tank} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}}{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9} = \frac{\dot{m}_{su,rad}(\psi_{14} - \psi_{13})}{\dot{m}_{su,buh}(\psi_8 - \psi_9)} \quad [5.11]$$

Sunulan çalışmada akümülasyon tankının ekserji verimi ortalama %18,16 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.19’da akümülasyon tankı ekserji veriminin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji verimi en yüksek 21 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %20,27 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.19 Akümülayon tankı sekiz günlük ekserji verimi

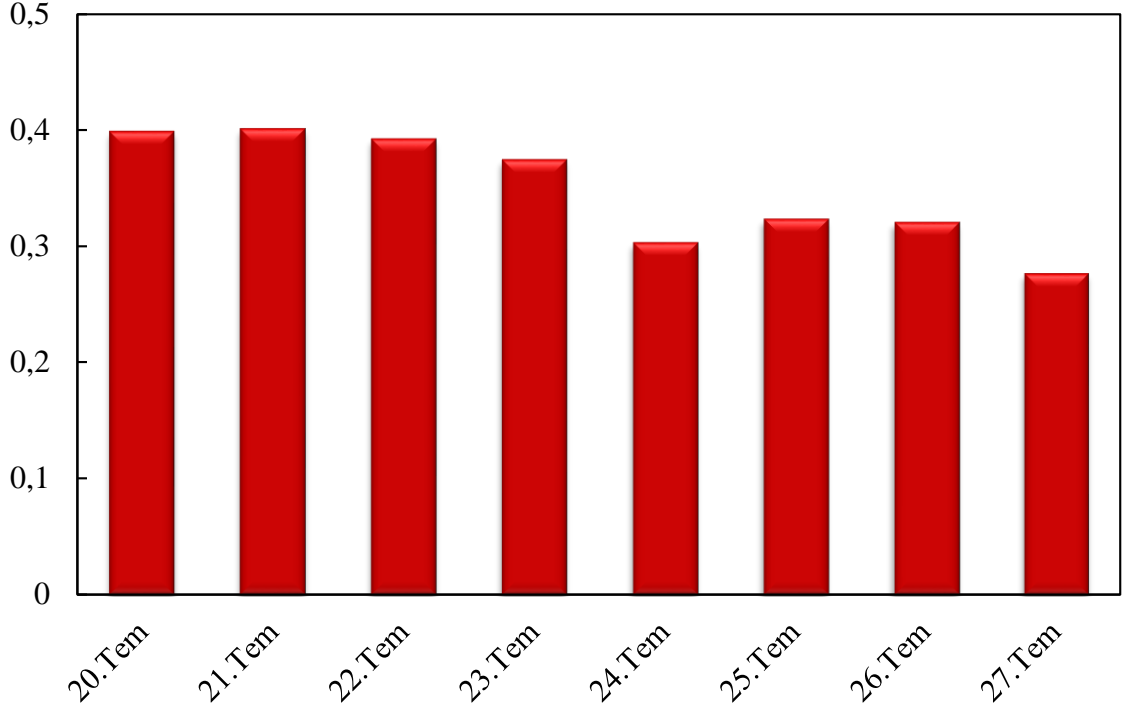
- Radyatörün ekserji verimi:

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$\eta_{II,rad} = \frac{-\dot{E}x_{rad}}{\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}} = \frac{-\dot{Q}_{rad} \left(1 - \frac{T_0}{T_{iç}}\right)}{\dot{m}_{su,rad} (\psi_{13} - \psi_{14})} \quad [5.12]$$

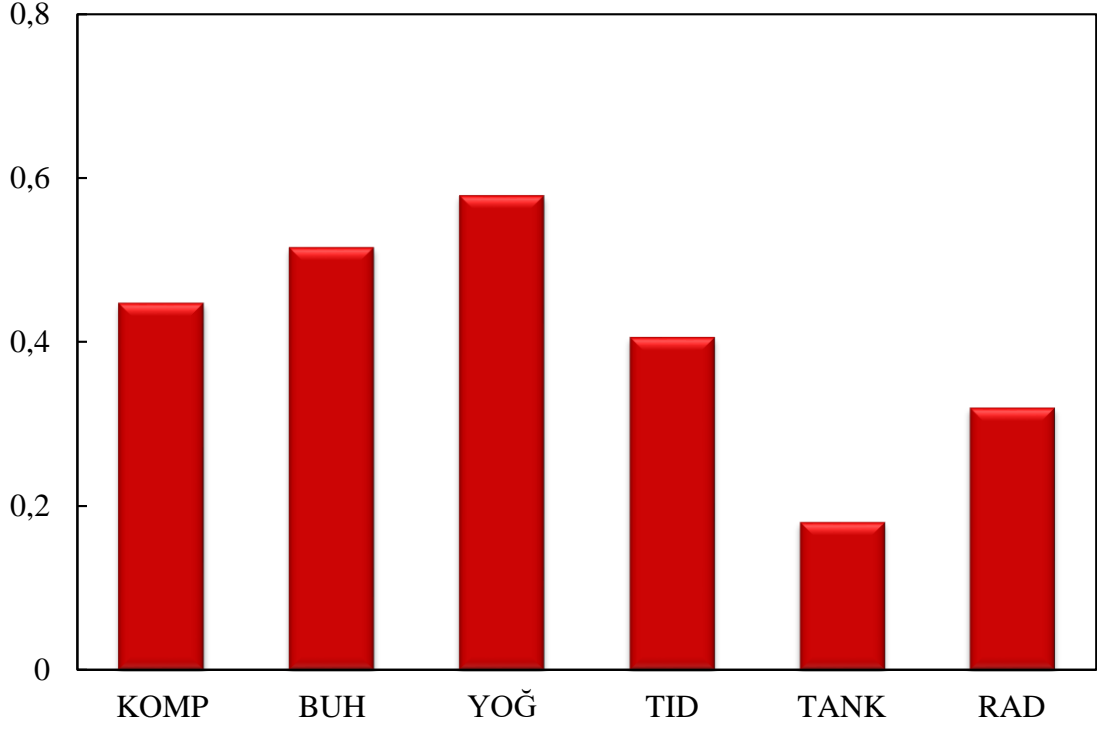
Literatürde yapılan çalışmalarda TKIP sistemi ile soğutma elemanı olarak fan coil sistemi kullanılmıştır. Sunulan çalışmada radyatörün ekserji verimi ortalama % 34,83 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.20’de radyatör ekserji veriminin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji verimi en yüksek 21 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %40,04 olarak bulunmuştur.

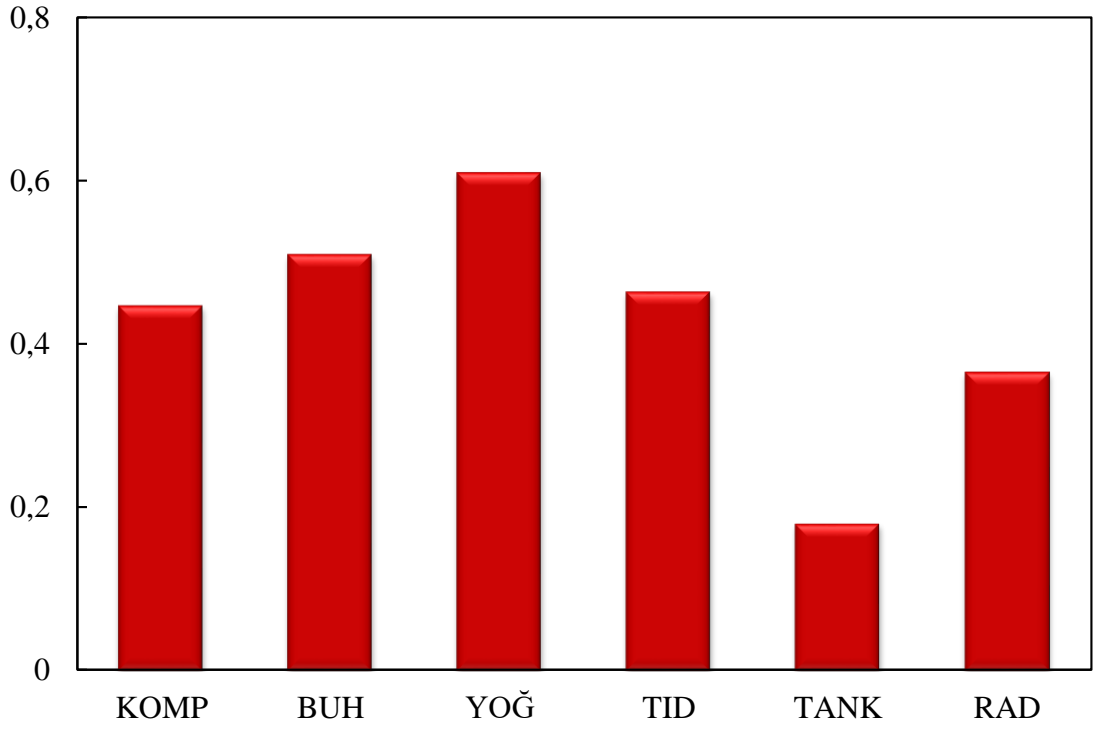


Şekil 5.20 Radyatör sekiz günlük ekserji verimi

Şekil 5.21’de 26 Temmuz 2018 ve şekil 5.22’de 01 Ağustos 2018 tarihlerine ait sistem elemanlarının ekserji verimleri verilmiştir. 26 Temmuz için ekserji verimi kompresör de %44,77, buharlaştırıcı da %51,51, yoğuşturucu da %57,85, toprak ısı değiştiricisinde (TID) %40,58, akümülyasyon tankında %18,09 ve radyatör %32,01 olarak bulunmuştur. 01 Ağustos tarihinde ise ekserji verimi kompresör de %44,67, buharlaştırıcı da %50,96, yoğuşturucu da %60,98, toprak ısı değiştiricisinde (TID) %46,41, akümülyasyon tankında %18,03 ve radyatör %36,62 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.21 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji verimi değerleri (26 Temmuz)



Şekil 5.22 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji verimi değerleri (1 Ağustos)

5.1.3 Termodinamik mükemmellik derecesi

Termodinamik mükemmellik derecesi, sistemden çıkan ekserjinin sisteme giren ekserjiye oranıdır. Sistem bileşenlerinin termodinamik mükemmellik dereceleri ile ekserji verimleri karşılaştırıldığında termodinamik mükemmellik derecelerinin ekserji verimlerine göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun anlamı bileşenlerin ekserji verimlerinin termodinamik mükemmellik derecesi ile arasındaki fark kadar iyileştirilebileceğidir.

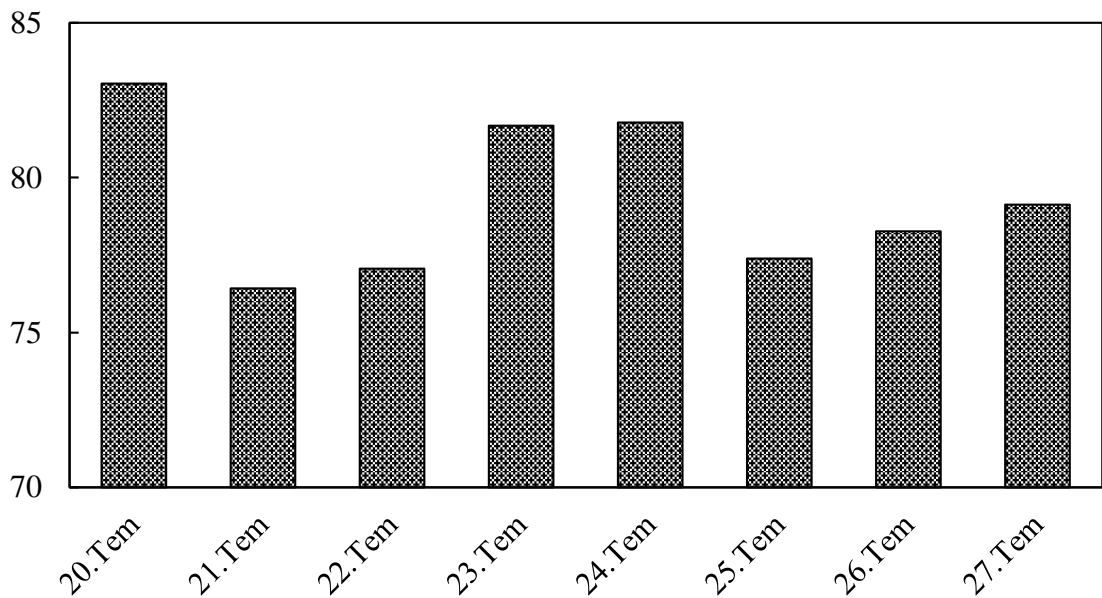
- Kompresörün termodinamik mükemmellik derecesi

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$\epsilon_{\text{komp}} = \frac{\dot{E}x_2}{\dot{E}x_1 + \dot{W}_{\text{komp}}} = \frac{\dot{m}_{R410A}\Psi_2}{\dot{m}_{R410A}\Psi_1 \dot{W}_{\text{komp}}} \quad [5.13]$$

Kompresörün termodinamik mükemmellik derecesi için araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda; Bi vd. (2009) %87 ve Ünal (2014) %78,8 olarak bulmuşlardır. Sunulan çalışmada ise termodinamik mükemmellik derecesi ortalama %79,34 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.23'te kompresörün termodinamik mükemmellik derecesinin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek 20 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri % 83,04 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.23 Kompresörün sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi

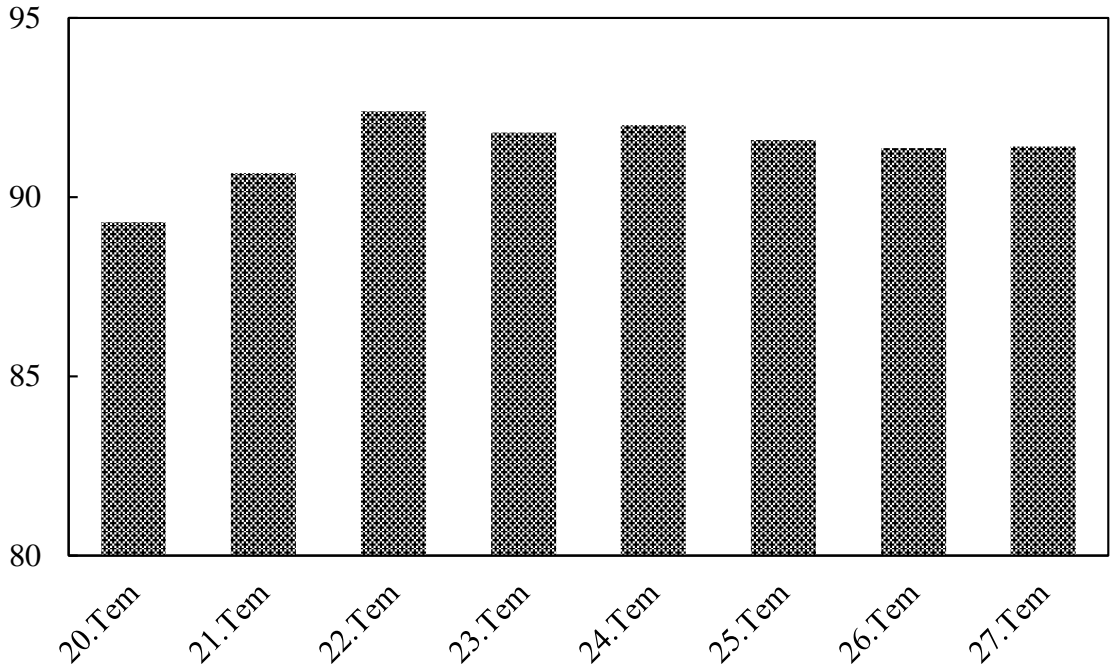
- Buharlaştırıcının termodinamik mükemmellik derecesi

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$\epsilon_{\text{buh}} = \frac{\dot{E}_{x7} + \dot{E}_{x8}}{\dot{E}_{x6} + \dot{E}_{x9}} = \frac{\dot{m}_{R410A}\psi_7 + \dot{m}_{sa}\psi_8}{\dot{m}_{R410A}\psi_6 + \dot{m}_{sa}\psi_9} \quad [5.14]$$

Buharlaştırıcı termodinamik mükemmellik derecesi için araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda; Bi vd. (2009) %98 ve Ünal (2014) %89,82 olarak bulmuşlardır. Sunulan çalışmada ise termodinamik mükemmellik derecesi ortalama %91,38 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.24'te buharlaştırıcının termodinamik mükemmellik derecesinin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek 22 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri % 92,39 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.24 Buharlaştırıcının sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi

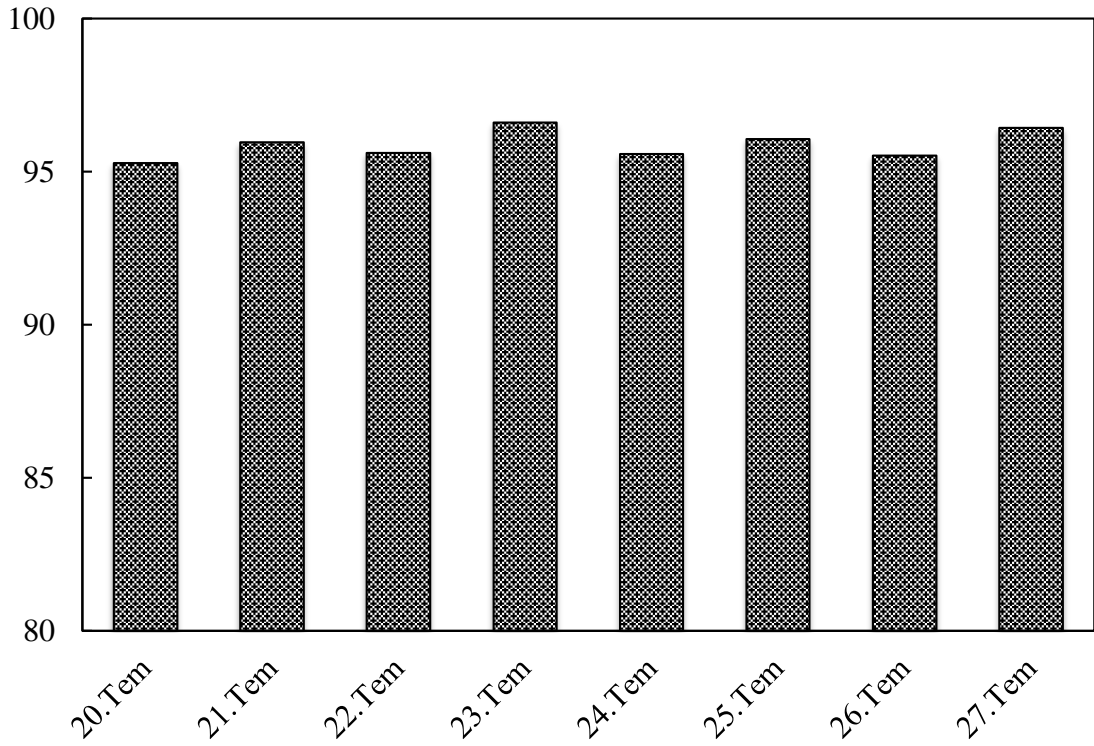
- Yoğuşturucunun termodinamik mükemmellik derecesi

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009)

$$\varepsilon_{\text{yoğ}} = \frac{\dot{E}_{x4} + \dot{E}_{x11}}{\dot{E}_{x3} + \dot{E}_{x12}} = \frac{\dot{m}_{R410A}\Psi_4 + \dot{m}_{su}\Psi_{11}}{\dot{m}_{R410A}\Psi_3 + \dot{m}_{su}\Psi_{12}} \quad [5.15]$$

Yoğuşturucu termodinamik mükemmellik derecesi için araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda; Bi vd. (2009) %99 ve Ünal (2014) %93,64 olarak bulmuşlardır. Sunulan çalışmada ise termodinamik mükemmellik derecesi ortalama %95,88 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.25'te yoğuşturucunun termodinamik mükemmellik derecesinin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek 23 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri % 96,60 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.25 Yoğuşturucunun sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi

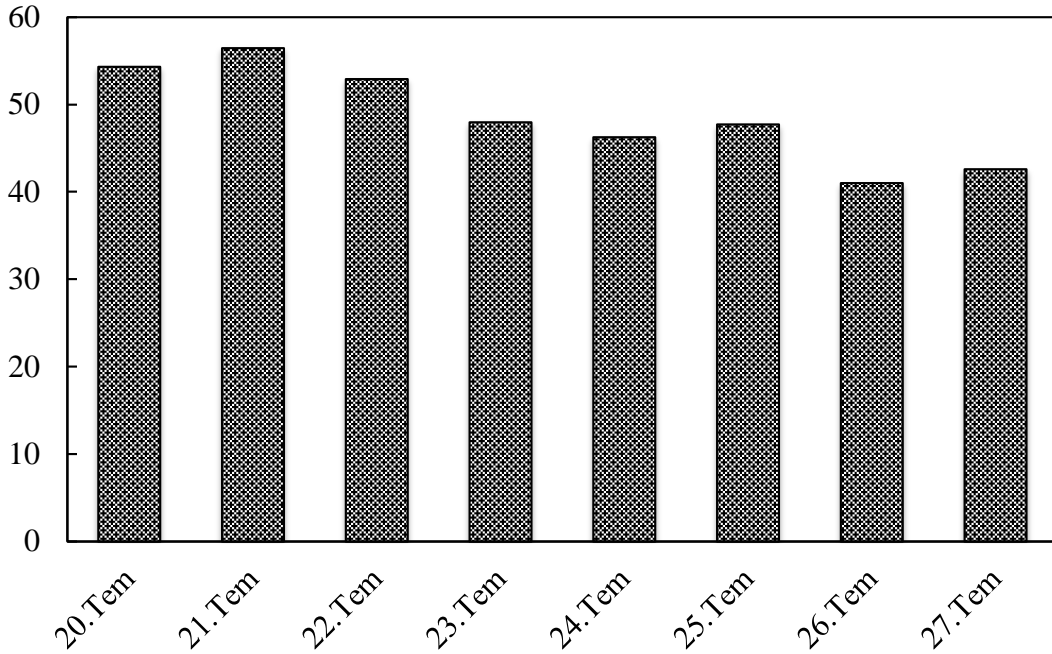
- Toprak ısı değiştiricisinin termodinamik mükemmellik derecesi

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$\varepsilon_{TID} = \frac{\dot{E}x_{12}}{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{toprak}} = \frac{\dot{m}_{sa}\psi_{12}}{\dot{m}_{sa}\psi_{11} - \dot{Q}_{toprak} \left(1 - \frac{T_0}{T_{toprak}}\right)} \quad [5.16]$$

Toprak ısı değiştiricisinin termodinamik mükemmellik derecesi için araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda Bi vd. (2009) %48 olarak bulmuştur. Sunulan çalışmada ise termodinamik mükemmellik derecesi ortalama %48,7 olarak hesaplanmıştır.

şekil 5.26’da toprak ısı değiştiricisinin termodinamik mükemmellik derecesinin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek 21 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %56,45 olarak bulunmuştur.



şekil 5.26 Toprak ısı değiştiricisinin sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi

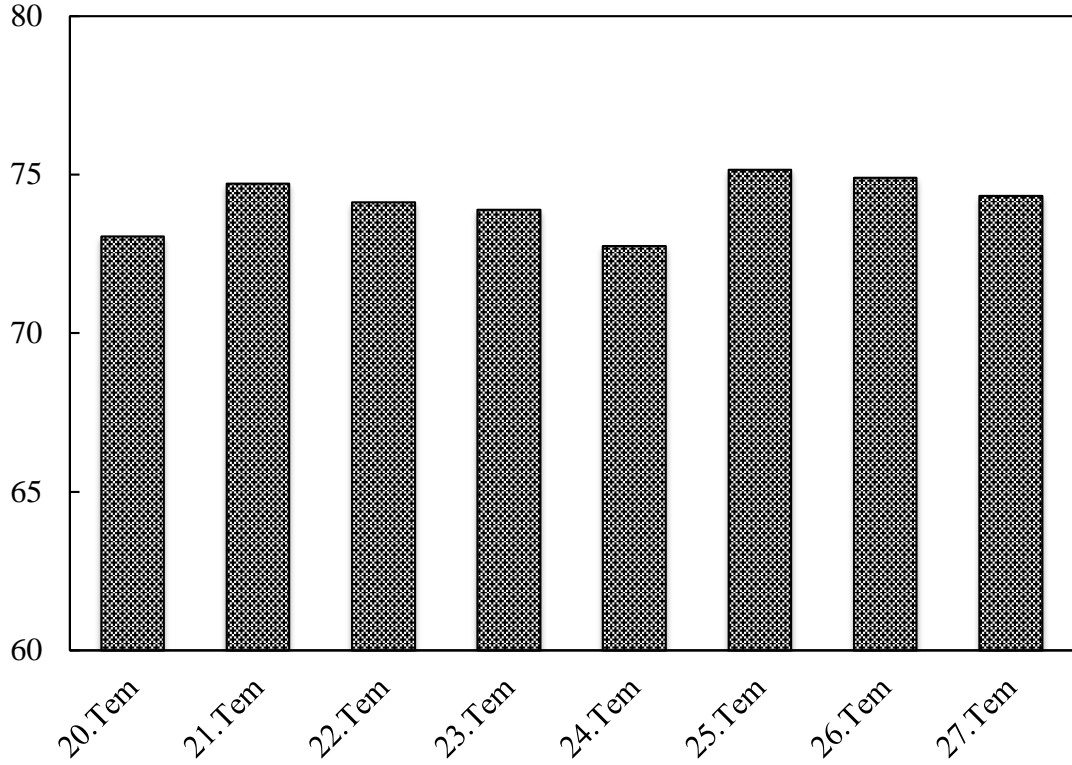
- Akümülasyon tankı termodinamik mükemmellik derecesi

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Hepbaşlı vd., 2007).

$$\varepsilon_{tank} = \frac{\dot{E}x_{13} + \dot{E}x_9}{\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{14}} = \frac{\dot{m}_{su,rad}\psi_{13} + \dot{m}_{su,buh}\psi_9}{\dot{m}_{su,rad}\psi_8 + \dot{m}_{su,buh}\psi_{14}} \quad [5.17]$$

Akümülyasyon tankı termodinamik mükemmellik derecesi için Ünal (2014) yaptığı çalışma da %81,74 olarak bulmuştur. Sunulan çalışmada ise termodinamik mükemmellik derecesi ortalama %74,11 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.27’de akümülyasyon tankı termodinamik mükemmellik derecesinin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek 25 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %75,14 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.27 Akümülyasyon tankının sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi

- Radyatör termodinamik mükemmellik derecesi

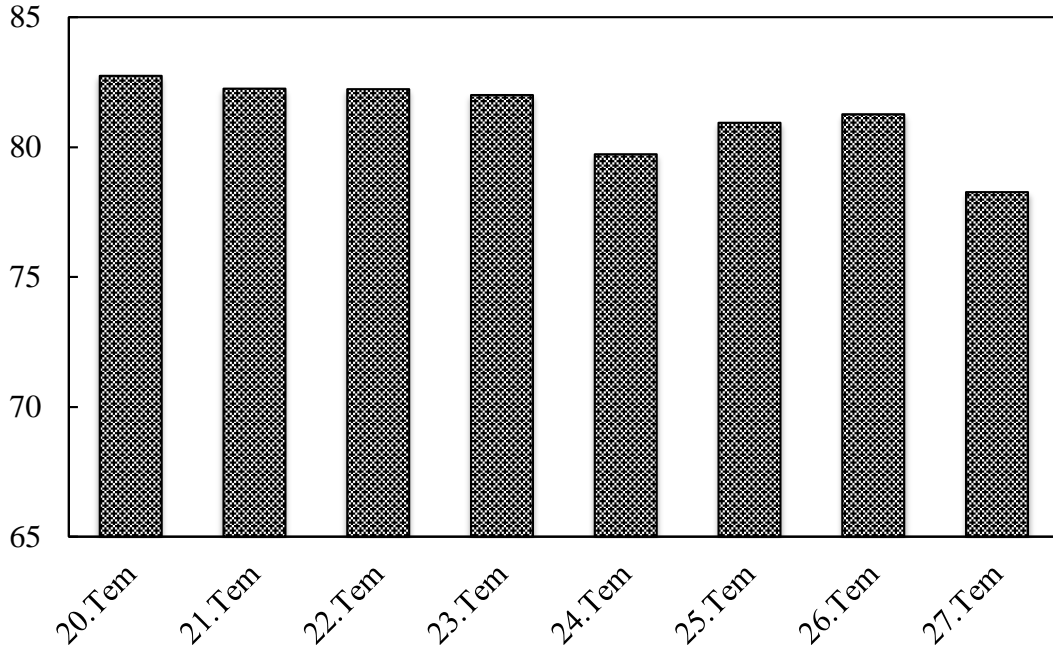
Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$\epsilon_{\text{rad}} = \frac{\dot{E}_{x_{14}} - \dot{E}_{x_{\text{rad}}}}{\dot{E}_{x_{13}}} = \frac{\dot{E}_{x_{14}} - \dot{Q}_{\text{rad}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ic}}}\right)}{\dot{m}_{\text{su,rad}} (\psi_{13} - \psi_{14})} \quad [5.18]$$

Daha önce yapılan çalışmalarda fan coil ünitesinin termodinamik mükemmellik derecesini Bi vd. (2009) %83 ve Ünal (2014) %73,83 olarak hesaplamışlardır. Sunulan

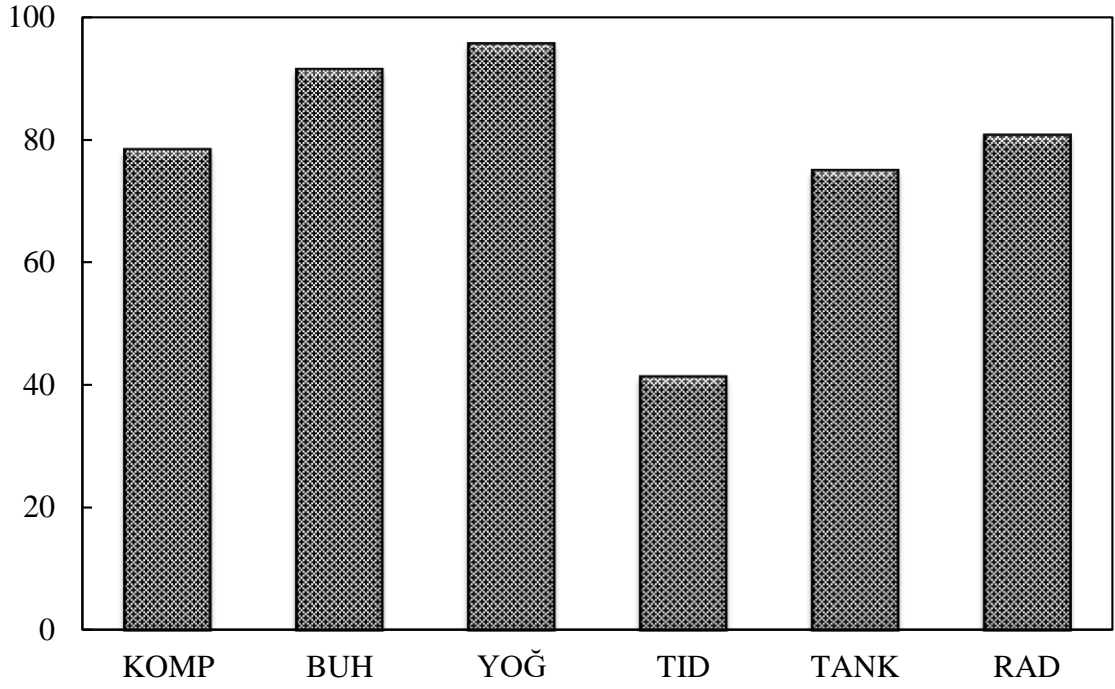
çalışmada ise radyatörün termodinamik mükemmellik derecesi ortalama %81,11 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.28’de radyatörün termodinamik mükemmellik derecesinin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Termodinamik mükemmellik derecesi en yüksek 20 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %82,74 olarak bulunmuştur.

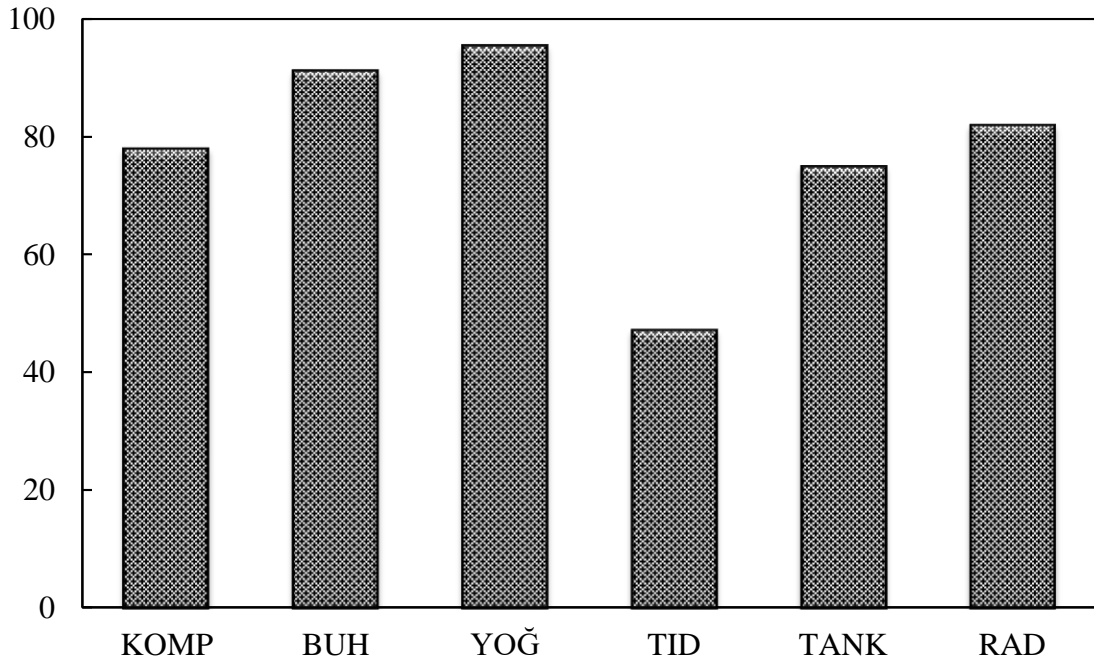


Şekil 5.28 Radyatörün sekiz günlük termodinamik mükemmellik derecesi

Şekil 5.29’te 26 Temmuz 2018 ve şekil 5.30’da 01 Ağustos 2018 tarihlerine ait sistem elemanlarının termodinamik mükemmellik dereceleri verilmiştir. 26 Temmuz için termodinamik mükemmellik dereceleri kompresör %78,29, yoğuşturucuda %95,53, akümülayon tankında %74,90, radyatörlerde %80,62 buharlaştırıcıda %91,36, TID’da %41,30 değerinde bulunmuştur. 01 Ağustos tarihinde ise kompresör %77,91, yoğuşturucuda %95,40, akümülayon tankında %74,87, radyatörlerde %81,93, buharlaştırıcıda %91,14, TID’da %47,15 değerinde bulunmuştur.



Şekil 5.29 26 Temmuz için sistem elemanlarının termodinamik mükemmellik derecesi



Şekil 5.30 1 Ağustos için sistem elemanlarının termodinamik mükemmellik derecesi

5.1.4 Ekserji kaybı oranı

Ekserji kaybı oranı sistem bileşeninde meydana gelen ekserji kaybının toplam ekserji kaybına oranıdır.

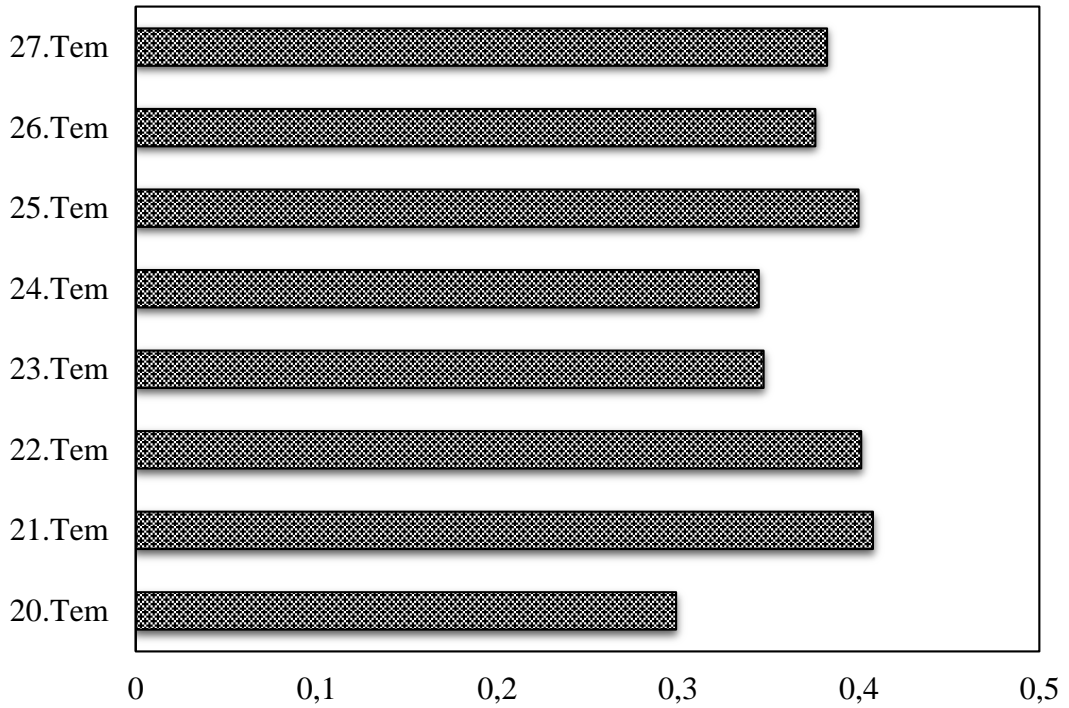
- Kompresörün ekserji kaybı oranı:

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$d_{\text{komp}} = \frac{\dot{E}_{x_{\text{kayıp,komp}}}}{\sum \dot{E}_{x_{\text{kayıp}}}} \quad [5.19]$$

Kompresör ekserji kaybı oranı için araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda; Bi vd. (2009) % 24 ve Ünal (2014) %27,26 olarak hesaplamışlardır. Sunulan çalışmada ise ekserji kaybı oranı ortalama %36,82 olarak hesaplanmıştır. Bu değer sistemdeki en büyük ekserji kaybının kompresörde meydana geldiğini göstermektedir.

Şekil 5.31’de kompresörün ekserji kaybı oranının sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji kaybı oranı en yüksek 21 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %40,6 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.31 Kompresörün ekserji kaybı oranı

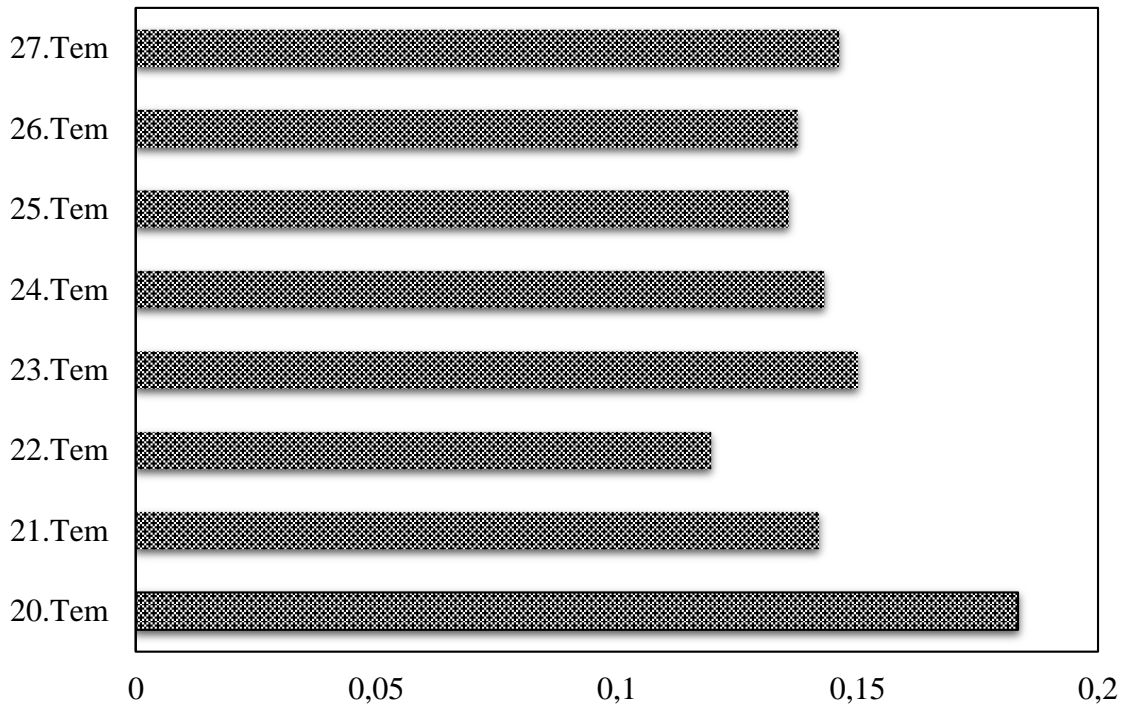
- Buharlaştırıcının ekserji kaybı oranı:

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$d_{\text{buh}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,buh}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [5.20]$$

Buharlaştırıcının ekserji kaybı oranı için araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda; Bi vd. (2009) %4 ve Ünal (2014) %8,56 olarak belirlemişlerdir. Sunulan çalışmada ise ekserji kaybı oranı ise ortalama %14,42 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.32’de buharlaştırıcının ekserji kaybı oranının sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji kaybı oranı en yüksek 20 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %18,34 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.32 Buharlaştırıcının ekserji kaybı oranı

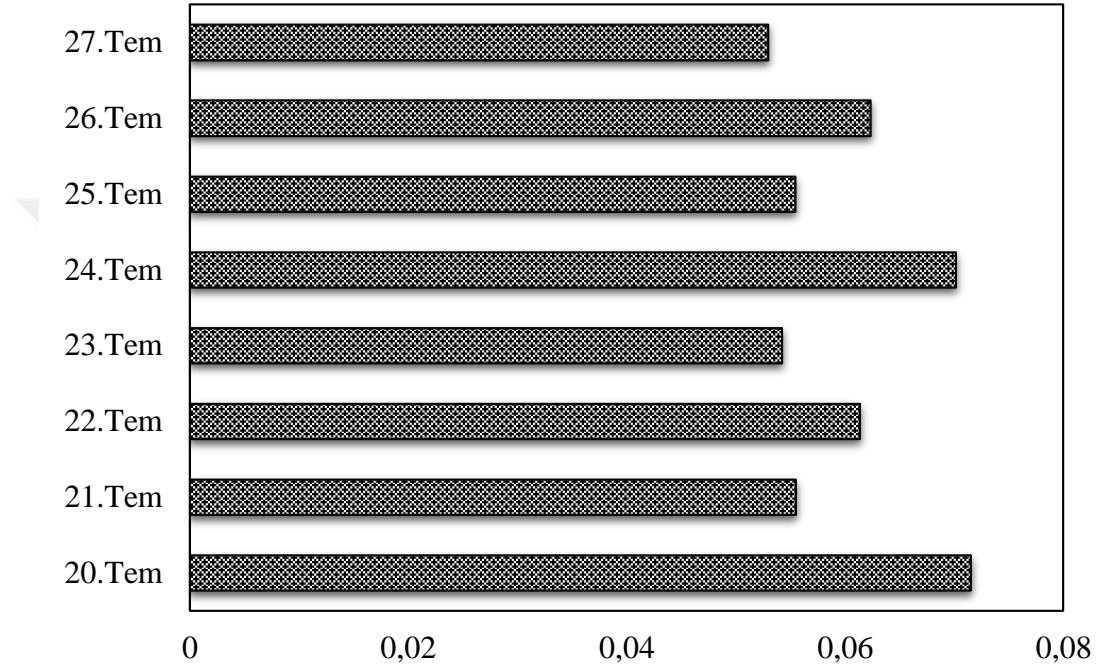
- Yoğuşturucunun ekserji kaybı oranı:

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$d_{\text{yoğ}} = \frac{\dot{E}x_{\text{kayıp,yoğ}}}{\sum \dot{E}x_{\text{kayıp}}} \quad [5.21]$$

Yoğuşturucunun ekserji kaybı oranı için araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda; Bi vd. (2009) ve Ünal (2014) %9 olarak belirlemişlerdir. Sunulan çalışmada ise ekserji kaybı oranı ise ortalama %6,01 olarak hesaplanmıştır.

şekil 5.33'te yoğuşturucunun ekserji kaybı oranının sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji kaybı oranı en yüksek 20 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %7,15 olarak bulunmuştur.



şekil 5.33 Yoğuşturucunun ekserji kaybı oranı

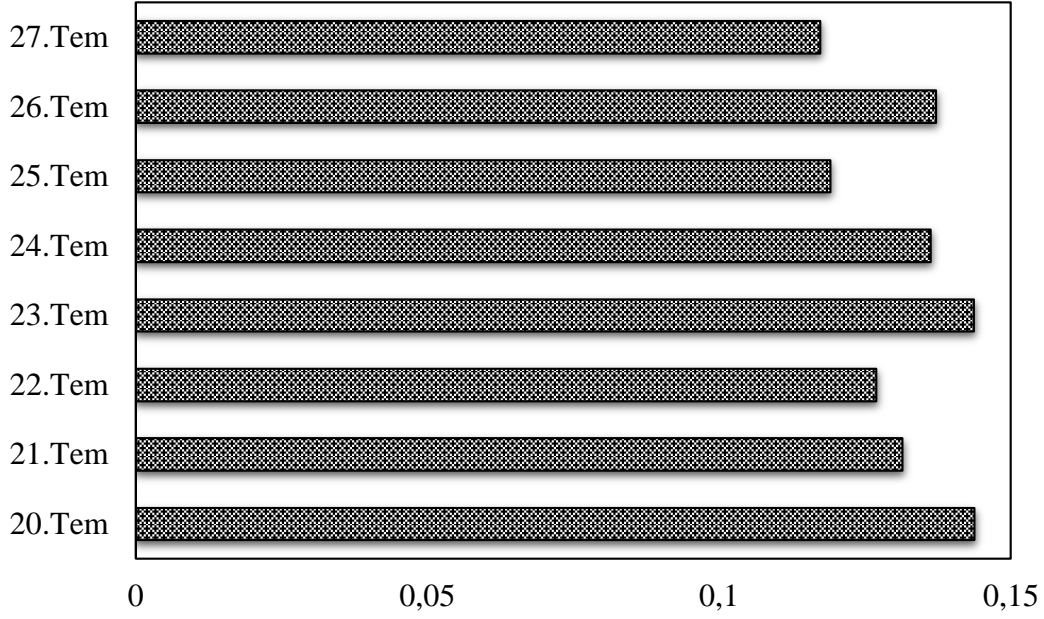
- Toprak ısı değiştiricisinin ekserji kaybı oranı:

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Bi vd., 2009).

$$d_{TID} = \frac{\dot{E}x_{kayıp, TID}}{\sum \dot{E}x_{kayıp}} \quad [5.22]$$

Toprak ısı değiştiricisinin ekserji kaybı oranı için araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda; Bi vd. (2009) %9 ve Ünal (2014) %6,37 olarak bulmuşlardır. Sunulan çalışmada ise ekserji kaybı oranı ise ortalama %13,13 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.34'te toprak ısı değiştiricisinin ekserji kaybı oranının sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji kaybı oranı en yüksek 20 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %14,37 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.34 Toprak ısı değiştiricisinin ekserji kaybı oranı

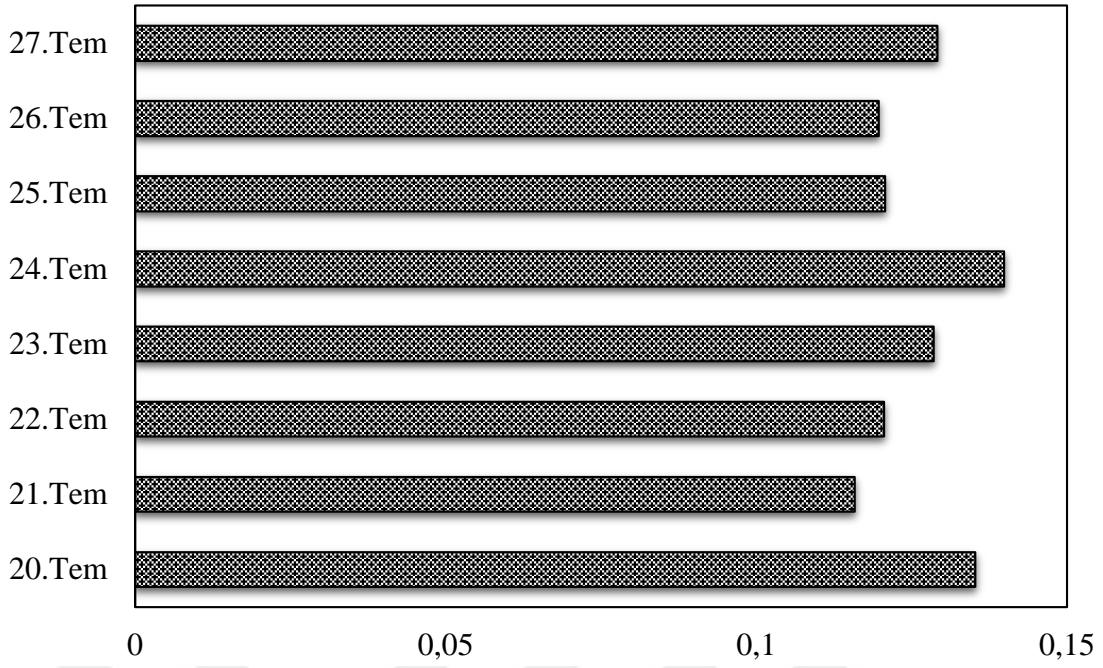
- Akümülasyon tankının ekserji kaybı oranı

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

$$d_{\text{tank}} = \frac{\dot{E}_{\text{kayıp,tank}}}{\sum \dot{E}_{\text{kayıp}}} \quad [5.23]$$

Sunulan çalışmada ekserji kaybı oranı ortalama %12,62 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.35'te akümülasyon tankının ekserji kaybı oranının sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji kaybı oranı en yüksek 24 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %13,98 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.35 Akümülayon tankının ekserji kaybı oranı

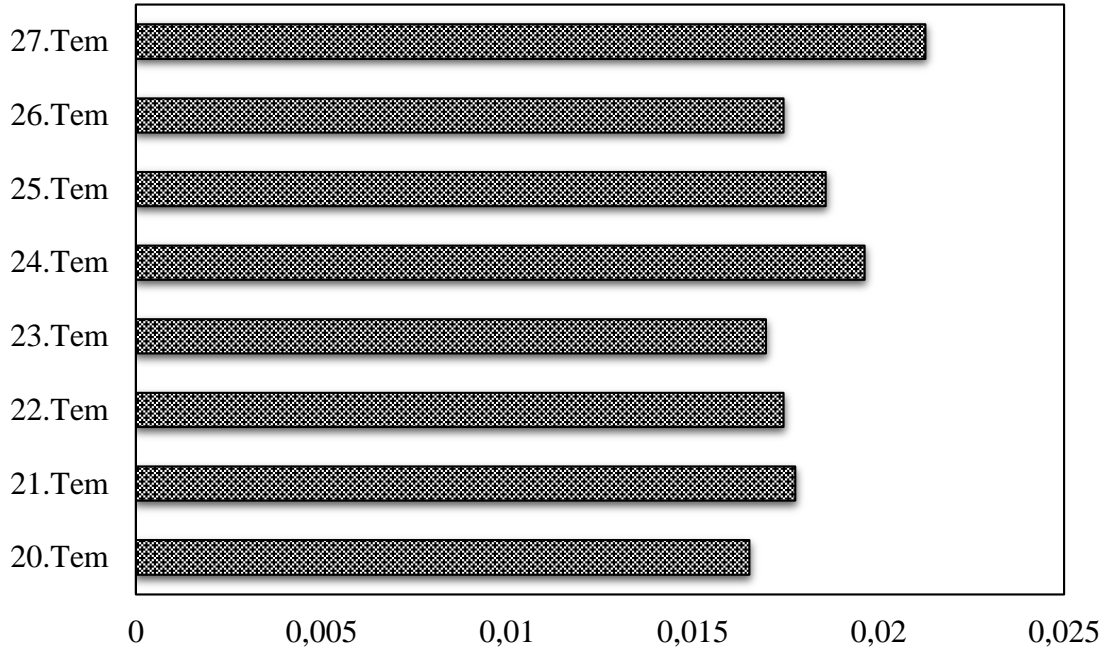
- Radyatörün ekserji kaybı oranı

Sunulan çalışmada aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

$$d_{\text{rad}} = \frac{\dot{E}_{\text{kayıp,rad}}}{\sum \dot{E}_{\text{kayıp}}} \quad [5.24]$$

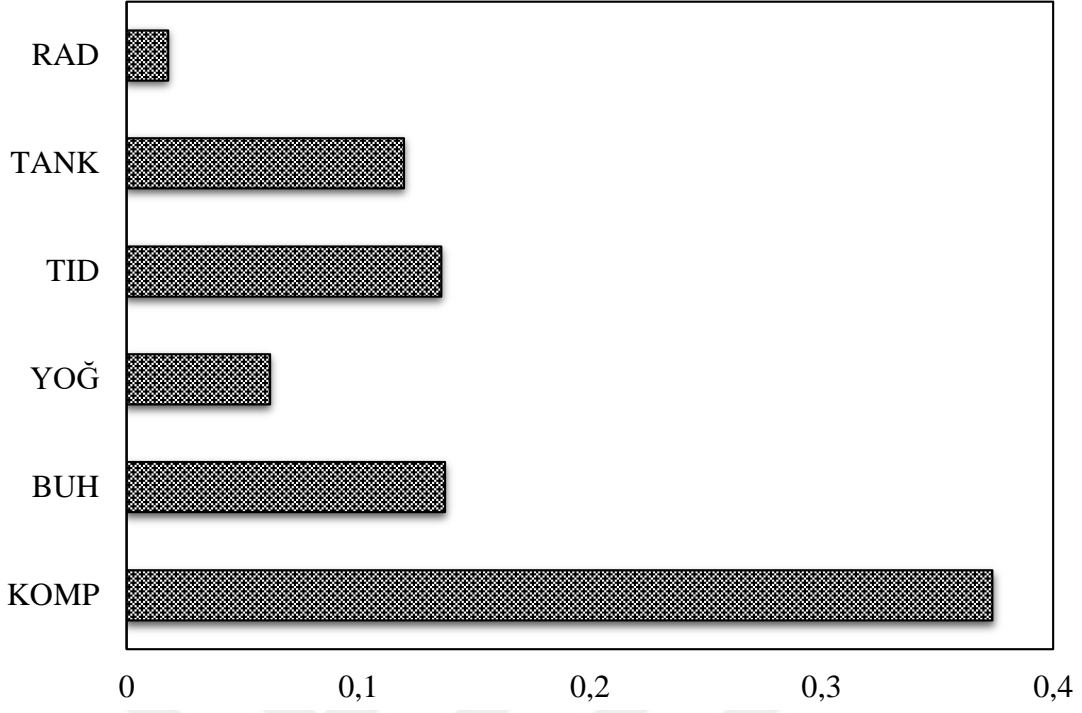
Radyatörün ekserji kaybı oranı için araştırmacıların yaptıkları çalışmalarda; Bi (2009) fan coil ünitesi için %12 ve Ünal (2014) fan coil ünitesi için %5 olarak hesaplamıştır. Sunulan çalışmada ise radyatör için ekserji kaybı oranı ise ortalama %1,81 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.36'da radyatörün ekserji kaybı oranının sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Ekserji kaybı oranı en yüksek 27 Temmuz 2018 tarihinde gerçekleşmiştir ve değeri %2,11 olarak bulunmuştur.

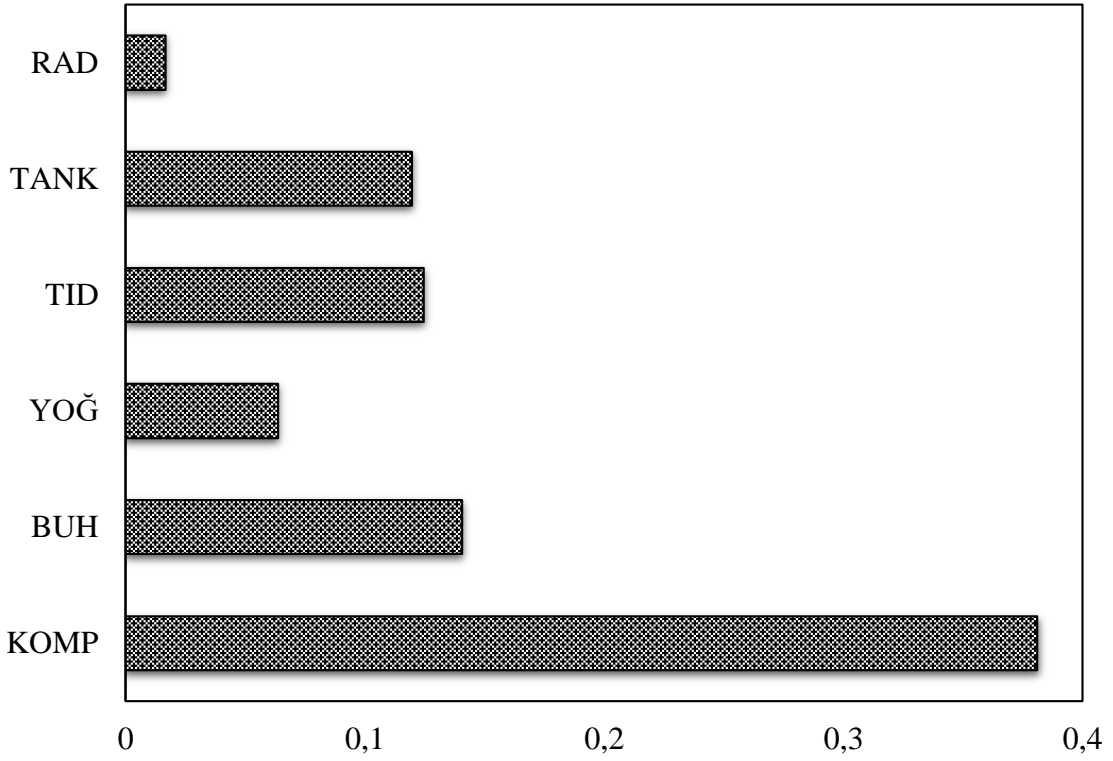


Şekil 5.36 Radyatörün ekserji kaybı oranı

Şekil 5.37’de 26 Temmuz 2018 ve şekil 5.38’de 01 Ağustos 2018 tarihlerine ait sistem elemanlarının ekserji kaybı oranları verilmiştir. 26 Temmuz için ekserji kaybı oranları kompresörde %37,39, buharlaştırıcı da %13,76, yoğuşturucu da %6,19, toprak ısı değiştiricisinde %13,59, akümülayon tankında %11,97 ve radyatör de %1,8 olarak bulunmuştur. 01 Ağustos tarihinde ise kompresör %38,11, buharlaştırıcıda %14,05, yoğuşturucuda %6,36, toprak ısı değiştiricisinde %12,46, akümülayon tankında %11,97, radyatörlerde %1,67 olarak bulunmuştur.



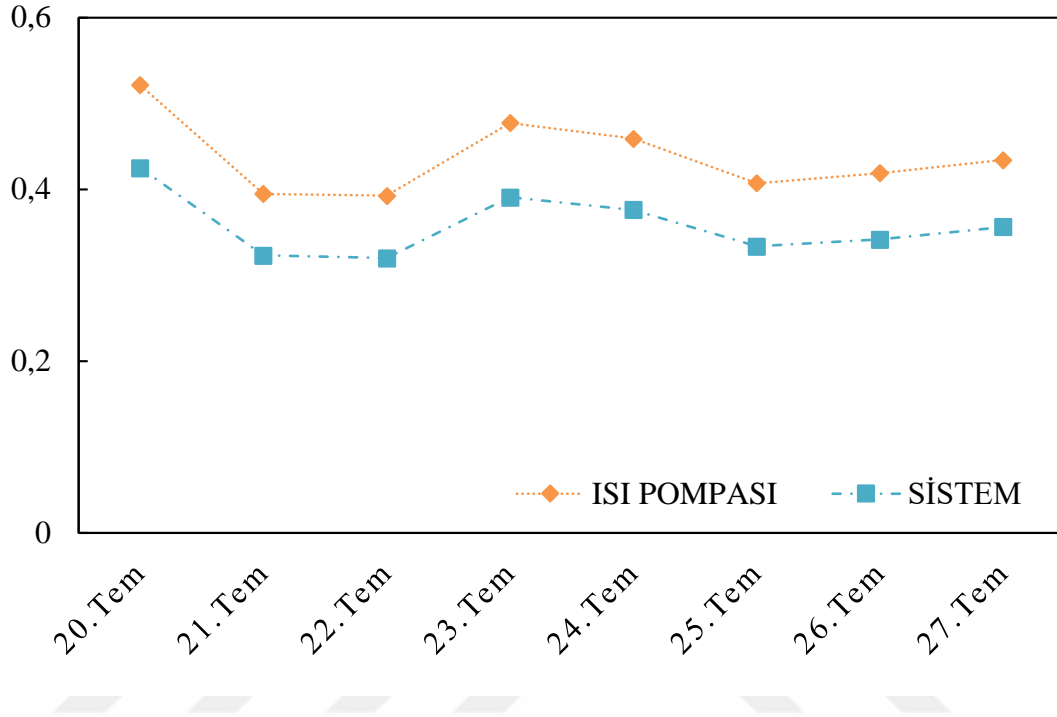
Şekil 5.37 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji kaybı oranları (26 Temmuz)



Şekil 5.38 Sistem elemanlarının bir günlük ekserji kaybı oranları (1 Ağustos)

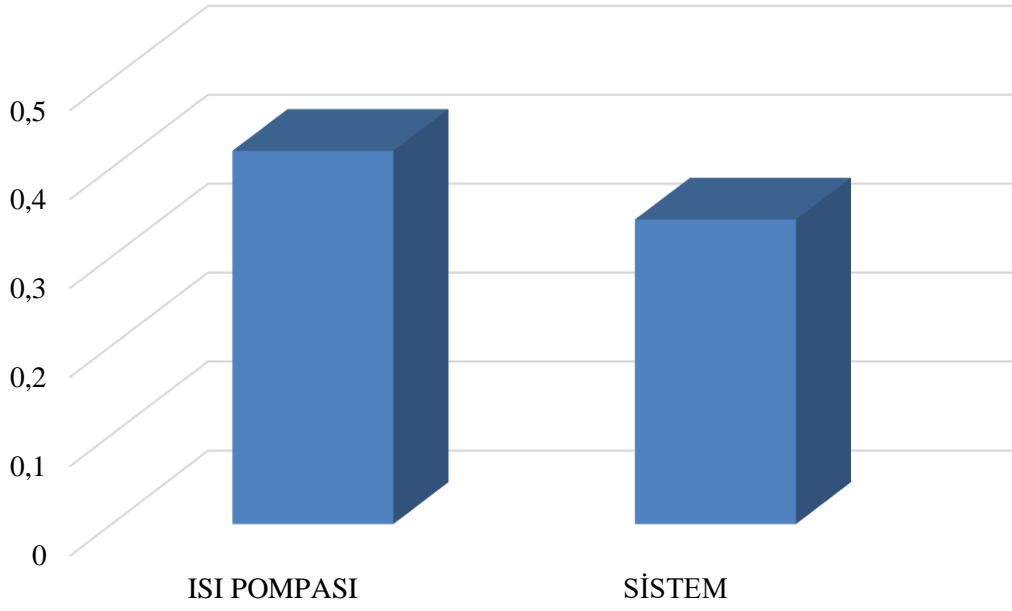
5.1.5 Isı pompası ve sistemin ekserji verimi

Şekil 5.39’da ısı pompasının ve sistemin ekserji veriminin sekiz günlük karşılaştırılması verilmiştir. Isı pompasının ekserji verimi ortalama %43,83 ve sistemin verimi ortalama %35,85 olarak hesaplanmıştır.

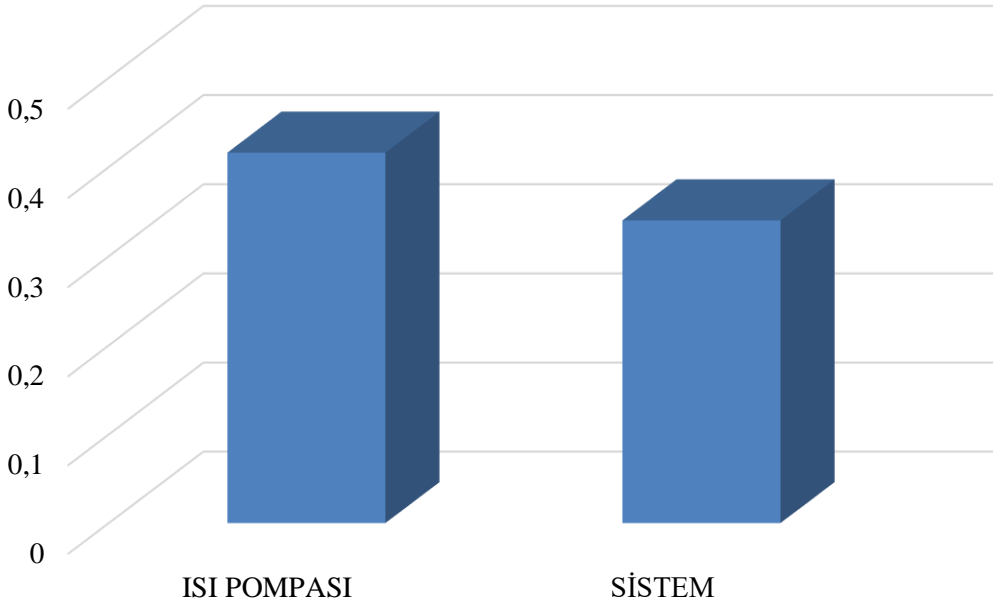


Şekil 5.39 Sistemin ve ısı pompasının sekiz günlük ekserji veriminin karşılaştırılması

Soğutma mevsimi için yapılan ekserji analizi hesaplamalarından bulunan sonuçlara göre şekil 5.40’da 26 Temmuz 2018 ve şekil 5.41’de 01 Ağustos 2018 tarihlerine ait sistemin ve ısı pompasının verim değerleri verilmiştir. 26 Temmuzda ısı pompasının verimi %41,90, sistemin verimi ise %34,18 olarak hesaplanmıştır. 01 Ağustos tarihinde ise ısı pompasının verimi %41,6 sistemin verimi ise %34 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.40 26 Temmuz için sistemin ve ısı pompasının ekserji verimi



Şekil 5.41 1 Ağustos için sistemin ve ısı pompasının ekserji verimi

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Sivas Cumhuriyet Üniversitesinde bulunan 30m² alana inşa edilen enerji evi olarak adlandırılan binaya daha önceki çalışmalar için yatay toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kurulmuştur. Sunulan çalışmada yatay toprak kaynaklı ısı pompasının Sivas ili için soğutma performansı deneysel olarak araştırılmıştır. Sistem toprakaltı devresi, ısı pompası devresi ve radyatör devresinden meydana gelmektedir. Toprakaltı devresinde 370m uzunluğunda borular kullanılmış ve 2,5m derinliğe yerleştirilmiştir. Deneyler esnasında iç ortam sıcaklıkları, dış ortam sıcaklıkları ve sistem elemanlarının giriş çıkışlarının sıcaklıkları ölçülmüş ve datalogger vasıtasıyla kayıt altına alınmıştır.

Çalışma sonucunda elde edilen veriler ışığında sistem bileşenlerine ve sisteme kapsamlı ekserji analizi yapılmıştır. Deneysel çalışmalar 1 Temmuz 2018 – 1 Ağustos 2018 tarihleri arasında gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada iki odadan oluşan toplam 51,3m³ hacme sahip ısı pompası uygulaması yapılmış ve çalışma sonucunda elde edilen veriler ışığında sistem bileşenlerine ve sisteme kapsamlı ekserji analizi yapılmıştır. Sistem elemanlarının ekserji verimleri, termodinamik mükemmellik dereceleri, ekserji kaybı oranı ve ekserji kayıpları hesaplanmıştır.

Ekserji kaybı işe dönüşebilecek enerjinin azaldığını göstermektedir ve ekserji analizi sonuçlarına göre ekserji kaybı değerleri ortalama kompresör de 0,984kW, buharlaştırıcı da 0,386kW, yoğuşturucuda 0,161kW, toprak ısı değiştiricisinde 0,352kW, akümülyasyon tankında 0,338kW ve radyatörde 0,049kW olarak bulunmuştur. Elde edilen sonuçlara göre en yüksek ekserji kaybı kompresördedir ve literatür ile uyumludur.

Literatürde ve kaynaklarda farklı ekserji verimi tanımları yapılmaktadır ancak ortak görüşe varılmış bir tanım bulunmamaktadır. Ekserji verimi tersinir işlemlere hangi ölçüde yaklaşıldığını göstermektedir. Ekserji verimi sonuçlarına göre kompresör de %46,01, buharlaştırıcı da %51,86, yoğuşturucuda %50,54, toprak ısı değiştiricisinde %46,17, akümülyasyon tankında %18,16 ve radyatörde %34,83 olarak bulunmuştur. Isı pompasının verimi ortalama %43,83 ve sistemin verimi ortalama %35,85 olarak hesaplanmıştır.

Ekserji kaybı oranı iyileştirme yapılacak sistem bileşenini belirleme de yardımcı olmaktadır. Ekserji kaybı oranı sonuçlarına göre kompresör de %36,82, buharlaştırıcı da %14,42, yoğuşturucuda %6,01, toprak ısı değiştiricisinde %13,13, akümülyasyon tankında %12,62 ve radyatörde %1,81 olarak bulunmuştur. Sonuçlara bakıldığında en yüksek

ekserji kaybının kompresörde olduğu gör÷lmektedir. Bu nedenle iyileştirmeye öncelikle kompresörden başlanmalıdır.

Sistemin termodinamik mükemmellik derecesi ise kompresör de %79,34, buharlaştırıcı da %91,38, yoğuşturucuda %95,88, toprak ısı değiştiricisinde %48,7, ak÷m÷lasyon tankında %74,11 ve radyatörde %81,11 olarak bulunmuştur. En dñřük termodinamik mükemmellik derecesi toprak ısı değiştiricisine aittir. Toprak ısı değiştiricisinin verimi ile termodinamik mükemmellik derecesinin birbirine yakın çıkması daha fazla iyileştirme yapılamayacağını dñřündürmektedir.

Soğutma sisteminde kullanılan radyatör sistemi yerine fan coil daha verimli olabilir. Literatürde fan coil kullanan sistemlerin verimlerinin daha yüksek olduğu gör÷lmüştür. Ayrıca sistemin ekserji verimliliği çeşitli yollarla iyileştirilebilir. Bunun için sistem elemanlarının tersinmezlikleri azaltılmalıdır. İyileştirmeye öncelikle kompresörden başlanmalıdır. Kompresörün tersinmezliği büyük oranda giriş ve çıkış basınçlarına bağlıdır. Son yıllarda, kompresör tersinmezliği yeni gelişen teknoloji ile birlikte elde edilen motorlar, valfler kullanılarak ve yağlama yapılarak büyük oranda azaltılmıştır. Isı değiştiricisindeki iyileştirme ise buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun sıcaklıklarının birbirine yakın olması sağlanarak kompresör gücündeki azalmayla sağlanabilmektedir.

Son olarak toprağın ekolojik bir enerji kaynağı olması ve yıl boyunca toprak sıcaklığının stabil kalması ısı kaynağı olarak ısı pompalarını cazip hale getirmiştir. İlk yatırım maliyetinin fazla olmasına karşın, bakım maliyetlerinin dñřük olması, hem ısıtma hem de soğutma da kullanılması toprak kaynaklı ısı pompalarının tercih sebebi olması için önemli özelliklerdendir. Toprak kaynaklı ısı değiştiricilerinin fiyatı ve sondaj kazı maliyetleri dñřür÷lürse bu sistemlerin kullanımı hem ekonomik hem de çevresel açıdan yararlı olacaktır. Ayrıca Sivas ili için yatay tip ısı pompası uygulamasından elde edilen verilen ışığında gelecek çalışmalar için dikey tip ısı pompasının kullanımı daha iyi olacaktır.

KAYNAKLAR

- Aira, R., Fernández-Seara, J., Diz, R., ve Pardiñas, Á.** (2017). Experimental analysis of a ground source heat pump in a residential installation after two years in operation. *Renewable Energy*.
- Akpınar, E. K., ve Hepbaşlı, A.** (2007). A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications. *Building and Environment*.
- Al-Khalidi, M. M. H.** (2018). Toprak kaynaklı ısı pompası ile Isparta şartlarında bir ısıtma uygulaması. *Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Alkan, R.** (2014). Farklı soğutucu akışkanlar için toprak kaynaklı ısı pompasının termoeconomik analizi. *Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi*.
- Babacan, Z.** (2008). Muğla Üniversitesi Kötekli yerleşkesinde toprak kaynaklı ısı pompası kullanılabilirliğinin araştırılması. *Yüksek Lisans Tezi, Muğla Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Badescu, V.** (2002). First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system. *Energy Conversion and Management*.
- Bayraktar, M.** (2015). Toprak kaynaklı ısı pompası destekli pasif ev tasarımının karabük ilinde uygulanması. *Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi*.
- Bi, Y., Wang, X., Liu, Y., Zhang, H., ve Chen, L.** (2009). Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes. *Applied Energy*.
- Caner, M.** (2018). Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin Sivas şartlarında değerlendirilmesi. *Yüksek Lisans Tezi, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Çengel, Y. A., ve Boles, M. A.** (2015). Thermodynamics An Engineering Approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- Dikici, A., Akbulut, A., ve Gülçimen, F.** (2006). Güneş, hava ve toprak enerjisi kaynaklı ısı pompalarının Elazığ şartlarında kullanımının deneysel olarak araştırılması ve enerji ve ekserji analizleri. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 49–61.
- Duman, N.** (2018). Toprak kaynaklı ısı pompasının Sivas şartlarında kullanılabilirliğinin deneysel olarak araştırılması. *Doktora Tezi, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Dumlu, S.** (2012). Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekonomik analizi. *Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Esen, A.** (2011). Binalarda kombine ısıtma sisteminin modellenmesi. *Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (July).
- Esen, H.** (2007). Düşey borulu toprak kaynaklı ısı pompasının konut iklimlendirme sistemlerinde mevsimlik davranışının araştırılması. *Doktora Tezi, Fırat Fen Bilimleri Enstitüsü*.

- Esen, H., İnalı, M., Esen, M., ve Pıhtılı, K.** (2007). Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers. *Building and Environment*.
- Esen, H., ve İnalı, M.** (2003). Elazığ iklim şartlarında yatay borulu toprak kaynaklı ısı pompasının performansı. *F. Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15(2), 109–117.
- Esen, H., İnalı, M., ve Esen, M.** (2003). Yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel uygulaması. *Mühendis ve Makina Dergisi*.
- Fei, L., ve Pingfang, H.** (2012). Energy and Exergy Analysis of a Ground Water Heat Pump System. *Physics Procedia*.
- Günerhan, H., Ülgen, K., ve Hepbaşlı, A.** (2001). Toprak kaynaklı ısı pompalarında toprak ısı değiştiricisinin tasarımı: Ege Üniversitesi uygulaması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 18–24.
- Hepbaşlı, A., ve Akdemir, O.** (2004). Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*.
- Hepbaşlı, A.** (2007). Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences. *Energy and Buildings*.
- Holman, J.P.**, Experimental methods for Engineers, (1994) McGraw-Hill Education, 739s.
- Kabul, A., ve Alkan, R.** (2016). Farklı soğutucu akışkanlar için toprak kaynaklı ısı pompasının termodinamik ve termoeconomik analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 119–131.
- Kılınc, F.** (2011). Sivas için farklı yalıtım malzemelerinin ısı kaybına olan etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Koroneos, C., Spachos, T., and Moussiopoulos, N.** (2003). Exergy analysis of renewable energy sources. *Renewable Energy*.
- Kural, A. K.** (2012). Malatya ilinde bir binada toprak kaynaklı ısı pompası uygulamasının merkezi klima ve doğalgazlı sistemlerle karşılaştırılması. *Yüksek Lisans Tezi, İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Lubis, L. I., Kanoglu, M., Dinçer, İ., ve Rosen, M. A.** (2011). Thermodynamic analysis of a hybrid geothermal heat pump system. *Geothermics*.
- Luo, J., Rohn, J., Bayer, M., Priess, A., Wilkmann, L., ve Xiang, W.** (2015). Geothermics Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany. *Geothermics*, 53, 57–66.
- Mihalakakou, G.** (2002). On estimating soil surface temperature profiles. *Energy and Buildings*.
- Murat, Ö., Ahmet, E., Yakut, A. K., ve Nuri, Ö.** (2012). Güneş destekli ısı pompasının enerji ve ekserji analizi. *TMMOB MMO Mühendis ve Makina Dergisi*, 46–55.
- Naili, N., Hazami, M., Attar, I., Farhat, A.** (2013). In-field performance analysis of

- ground source cooling system with horizontal ground heat exchanger in Tunisia. *Energy*, 61, 319–331.
- Niğdelioğlu, O.** (2006). Toprak kaynaklı ısı pompası dizaynı ve tekno-ekonomik performans analizi. *Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.*
- Özdemir, M. B., ve Özkaya, M. G.** (2015). *Ankara ili şartlarında düşey tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizi.* 18(4), 269–280.
- Özgener, Ö., ve Hepbaşlı, A.** (2007a). *Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems.* 39, 66–75.
- Özgener, Ö., ve Hepbaşlı, A.** (2007b). A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse. *Building and Environment.*
- Özsolak, O.** (2011). Güneş ve toprak enerjisi kaynaklı ısı pompasının Elazığ şartlarında konut ısıtması için kullanımının araştırılması. *Doktora Tezi, Fırat Fen Bilimleri Enstitüsü, (Haziran).*
- Özsolak, O., & Esen, M.** (2011). *Slinky toprak ısı değiştirgeçli toprak kaynaklı ısı pompasının deneysel olarak araştırılması.* 6(5), 37–47.
- Öztürk, M.** (2014). Energy and exergy analysis of a combined ground source heat pump system. *Applied Thermal Engineering.*
- Patlar, Ö.** (2006). Toprak kaynaklı ısı pompalarında ekserji analizi. *Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.*
- Res Enerji Sistemleri,** Restherma Ürün Kataloğu, (<http://www.resenerji.com/katalog/restherma.html>) Erişim tarihi : 05.04.2019
- Süzer, B.** (2001). Toprak kaynaklı ısı pompası ile hava kaynaklı ısı pompasının termoeconomik açıdan karşılaştırılması. *Yüksek Lisans, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.*
- Url-1** <<http://portal.canovateenerji.com/tr-TR/toprak-kaynali-isi-pompasi>> erişim tarihi: 08.03.2019
- Url-2** <<http://portal.canovateenerji.com/tr-TR/toprak-kaynali-isi-pompasi/>> erişim tarihi: 08.03.2019
- Url-3** <<http://www.bodrummekanik.com/FileUpload/bs642966/UrunResim/25950184.jpg>> erişim tarihi: 08.03.2019
- Ünal, F.** (2014). Güneş enerjisi destekli dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının Mardin ili için kullanılabilirliğinin araştırılması. *Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.*
- Ünlü, K.** (2005). Hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarına etki eden parametrelerin incelenmesi. *Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.*
- Yamankaradeniz, B.** (2011). Isı pompası kullanılarak kurutma işlemlerinde enerji tasarrufunun incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.*

Yamankaradeniz, N. (2007). Tekstil sanayinde atık ısıdan enerji tasarrufunda klasik sistemlerle ısı pompası sistemlerinin karşılaştırılması. *Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.*

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S., Yamankaradeniz N. (2013). Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları. Dora Basım Yayın, 689s.

Zhai, X. Q., Cheng, X. W., ve Wang, R. Z. (2017). Heating and cooling performance of a minitype ground source heat pump system. *Applied Thermal Engineering, 111*, 1366–1370.





ÖZGEÇMİŞ

Kişisel bilgiler

Adı Soyadı	Dilara BAŞCIL
Doğum Yeri ve Tarihi	Sivas, 04.05.1993
Medeni Hali	Bekar
Yabancı Dil	İngilizce
E-posta Adresi	dilarabascil@gmail.com

Eğitim ve Akademik Durumu

Lisans	Karabük Üniversitesi, 2012-2017
Yüksek Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2017-2019
Tezsiz Yüksek Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2018-2019

İş Tecrübesi

Önder TMGDK	Tehlikeli Madde Güvenlik Danışmanlığı, 2018
-------------	---