T.C.
MUĞLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ISI POMPASI KAYNAKLI ISIL DEPOLAMA SİSTEMİNİN PERFORMANSI ÜZERİNE TEKSTİL ESASLI HAVALI GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜNÜN ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS

ONUR VAHİP GÜLER

OCAK 2019
MUĞLA

O.V.GÜLER ENERJİ SİSTEMLERİ MÜH. ANABİLİM DALI YÜKSEK LİSANS TEZİ MUĞLA

T.C.
MUĞLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ISI POMPASI KAYNAKLI ISIL DEPOLAMA SİSTEMİNİN PERFORMANSI ÜZERİNE TEKSTİL ESASLI HAVALI GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜNÜN ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS

ONUR VAHİP GÜLER

OCAK 2019
MUĞLA

MUGLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEZ ONAYI

ONUR VAHİP GÜLER tarafından hazırlanan **ISI POMPASI KAYNAKLI ISIL DEPOLAMA SİSTEMİNİN PERFORMANSI ÜZERİNE TEKSTİL ESASLI HAVALI GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜNÜN ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI** başlıklı tezinin, **11/01/2019** tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans derecesi için gerekli şartları sağladığı oybirliği ile kabul edilmiştir.

TEZ SINAV JURİSİ

Prof. Dr. Ahmet KABUL **(Jüri Başkanı)** İmza:

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı,
Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Isparta

Doç. Dr. Ali KEÇEBAŞ **(Danışman)** İmza:

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı,
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

Dr. Öğr. Üyesi Tolga URAL **(Üye)** İmza:

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı,
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

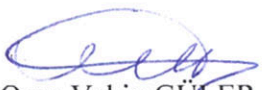
ANA BİLİM DALI BAŞKANLIĞI ONAYI

Prof. Dr. Tayfun BÜKE İmza:

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı,
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

Savunma Tarihi: 11/01/2019

Tez çalışmalarım sırasında elde ettiğim ve sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgelerin tarafımdan bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde edildiğini; akademik ve bilimsel etik kurallarına uygun olduğunu beyan ederim. Ayrıca, akademik ve bilimsel etik kuralları gereği bu tez çalışması sırasında elde edilmemiş başkalarına ait tüm orijinal bilgi ve sonuçlara atıf yapıldığını da beyan ederim.



Onur Vahip GÜLER

11/01/2019

ÖZET

ISI POMPASI KAYNAKLI ISIL DEPOLAMA SİSTEMİNİN PERFORMANSI ÜZERİNE TEKSTİL ESASLI HAVALI GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜNÜN ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

Onur Vahip GÜLER

Yüksek Lisans Tezi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ali KEÇEBAŞ

Ocak 2019, 86 sayfa

Bu tez çalışmasında, mekan ısıtması amacıyla Muğla İli iklim şartlarında tekstil esaslı güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası ısıtma sistemini termodinamik performans yönünden değerlendirmek için teorik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu amaç için havalı güneş kollektörleri, havadan suya ısı pompası, akümülasyon tankı, ısı eşanjörü, pompa ve radyatörlerden oluşan bir ısıtma sisteminin farklı işletme şartlarında çalışabilecek deney düzeneği tasarlanmış ve imalatı yapılmıştır. Literatürde güneş kollektörü destekli sudan suya ısı pompası ile ilgili yapılan sayısal çalışmaların aksine, gerçek çalışma koşulları altındaki deney düzeneği üzerinde (i) tekstil esaslı (TE) ve selektif yüzeyli (SY) havalı güneş kollektörler (HGK), (ii) TE-HGK'lı ve SY-HGK'lı ısı pompaları (IP) ve (iii) TE-IP'li, SY-IP'li ve standart havalı IP'li ısıtma sistemler enerji ve ekserji analizi yolunda değerlendirilmiş ve karşılaştırılmıştır. Bu doğrultuda çalışma sonuçları, TE-HGK, TE-IP ve TE-IP'li ısıtma sistemleri diğer sistemlere göre daha yüksek performans göstermişlerdir. TE-IP, SY-IP ve standart IP'nin ısıtma tesir katsayısı (ITK) sırasıyla 5,11, 4,93 ve 3,99 hesaplanırken toplam ekserji verimleri sırasıyla %56, %53 ve %44 olarak belirlenmiştir. Kış aylarında standart havadan suya IP evaporatöründeki (buharlaştırıcı) yüksek sıcaklık farkı (düşük dış hava sıcaklığı) ve buzlanma problemleri, kompresörde harcanan elektrik enerjisini arttırmış ve dolayısıyla ısı pompasının veriminin düşmesine yol açmıştır. Söz konusu problemler havalı güneş kollektörler kullanılarak giderilmiştir. Tez çalışmasında kullanılan yeni nesil HGK'leri havanın işlem görmemiş bir kumaş içerisinden (tekstil absorber) geçirilerek ısıtılması prensibine dayanmaktadır. TE-HGK'nin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %70 ve %41 iken SY-HGK'nin değerleri %53 ve %31'dir. Ayrıca projede soğutkandan suya plakalı ısı eşanjör olarak kullanılan kondenser, böyle bir sistem için düşük etkinlik değerli kalmıştır. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerin ITK değerleri günlük ortalama olarak sırasıyla 2,49,

2,32 ve 1,90 ve onların toplam ekserji verimleri ise %14,40, %13,37 ve %11,27'dir. Isıl depolama işlemi olarak iyi yalıtılmış ve içerisinde serpantin olmayan standart bir akümülasyon tankının güneş enerjisi destekli havadan suya ısı pompası kullanılarak ısının depolanması ve bu ısının IP'nin pasif olduğu veya gece boyunca kullanılmasının faydalı olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Isıtma İşlemi, Tekstil Esaslı Havalı Güneş Kollektörleri, Isı Pompası, Güneş Destekli Isı Pompası, Isıl Depolama, Termodinamik Performans.

ABSTRACT

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF TEXTILE-BASED AIR SOLAR COLLECTOR ON THE PERFORMANCE OF HEAT PUMP WELDED HEAT STORAGE SYSTEM

Onur Vahip GÜLER

Master of Science (M.Sc.)

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Energy Systems Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ali KEÇEBAŞ

January 2019, 86 pages

In this thesis, theoretical and experimental studies are carried out in order to evaluate the thermal performance of heating system with a textile based solar supported air source heat pump in the climate conditions of Muğla province in terms of space heating. For this purpose, an experimental setup of a heating system that works under different operation conditions consisting of air solar collectors, air-to-water heat pump, accumulation tank, heat exchanger, pump and radiators are designed and manufactured. Unlike the numerical studies conducted in the water-to-water heat pump cycle assisted by solar collector in the literature, air based solar collectors (ASC and WSC) with textile-based (TB) and selective surface (SS), heat pumps (HP) with TB-ASC, heating systems with TB-HP, SS-HP and standard air based HP and heating systems on the experimental setup are evaluated and compared under real working conditions in the way of energy and exergy analysis. In this respect, the results of the study are shown that TB-ASC, TB-HP and heating systems with TB-HP are higher performance than other systems. The heating coefficients of performance (COPH) of TB-HP, SS-HP and standard HP are found as 5.11, 4.93 and 3.99, respectively, and their total exergy yields are 56%, 53% and 44%. In winter, the high-temperature difference (low outdoor temperature) and frosting problems in the standard air-to-water HP evaporator lead to increase the electrical energy spent in the compressor and consequently reduce the efficiency of the heat pump. These problems are solved using air based solar collectors. The air based solar collectors used in the thesis are based on the principle of heating the air by passing it through a piece of fabric (textile absorbent). While the energy and exergy efficiencies of TB-ASC are 70% and 41%, respectively, the values of SS-ASC are 53% and 31%. In addition, the condenser used as a refrigerant-to-water plate heat exchanger has low activity value for such a system. The COPH values of the heating systems with TB-HP, SS-HP and standard HP are respectively 2.49, 2.32 and 1.90, and their total exergy yields are 14.40%, 13.37% and

11.27%. It has been reported that the thermal storage of a standard accumulation tank that is well insulated and non-serpentine by using solar energy assisted air-to-water heat pump and that its heat is passive and useful for the night use.

Keywords: Heating Process, Textile Based Air Solar Collectors, Heat Pump, Solar Assisted Heat Pump, Thermal Storage, Thermodynamic Performance.

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının gerçekleşmesinde büyük emeği olan, her fırsatta kıymetli zamanını ayırıp sabırla ilgilenen, değerli bilgilerini bana aktarmak ve akademik olarak gelişmem için elinden gelenden fazlasını yapan, her problem yaşadığımda yanına çekinmeden gidebildiğim, güler yüzünü ve samimiyetini esirgemeden o problemi çözen, meslek hayatımda kendisinden edindiğim bilgi ve tecrübelerin hayatıma ışık tutacağından emin olduğum danışman hoca statüsünü fazlasıyla yapan çok değerli Doç. Dr. Ali KEÇEBAŞ'a sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum. Yine bu çalışmanın gerçekleşmesinde ve çalışma alanının konusu, deney setinin kurulması, finansal destek süreçlerinde büyük emeği olan Dr. Öğr. Üyesi Tolga URAL'a ve Arş. Gör. Gülşah KARACA'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Tekstil esaslı havalı kollektörlerin patent sahibi Prof. Dr. Işık TARAKÇIOĞLU, Dr. Öğr. Üyesi Mustafa ERTÜRK ve Mehmet Efe KANAT'a deney setinin kurulması ve malzeme temininde verdikleri desteklerden dolayı teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım için finansal destek ve projeyi gerçekleştirmemi sağlayan TÜBİTAK Makine/Enerji grubuna 116M978 numaralı projeye verdikleri destekten dolayı sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Tez çalışmalarım için ek destek veren Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi Bilimsel Araştırma Birimine 18/016 numaralı Yüksek Lisans Tez Projesine finansal destek verdiği için teşekkür ederim.

Doğduğum günden bugüne kadar olan süreçte desteklerini benden esirgemeyen Annem Keriman GÜLER ve Babam Halit GÜLER'e, ne zaman başım sıkışsa arkamda olduğunu bildiğim canım Abim Uğur GÜLER'e, Üniversite sınavına hazırlanan, canımdan çok sevdiğim Kardeşim Ebrar Şevval GÜLER'e, 2015 yılında çalıştığım işimden istifa dilekçemi beraber yazdığım ve beni yüksek lisansa teşvik eden, o zaman arkadaşım şimdi ise eşim olan Özlem GÜLER'e her zaman destekçim ve yanımda oldukları için teşekkür ediyorum.

TEŞEKKÜR

Canım Aileme..

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**
ABSTRACT ..... **vi**
ÖNSÖZ ..... **viii**
İÇİNDEKİLER ..... **x**
ÇİZELGELER DİZİNİ ..... **xii**
ŞEKİLLER DİZİNİ ..... **xiii**
1. GİRİŞ **1**
2. MATERYAL VE YÖNTEM **7**
2.1. Deney Düzeneğinin Tanıtımı ve Deneysel Yöntem 7
2.1.1. Tekstil esaslı havalı güneş kollektörün performansının test edilmesi.. 22
2.1.2. Tekstil esaslı havalı güneş kollektör destekli ısı pompasının performansının test edilmesi 23
2.1.3. Tekstil esaslı güneş kollektör destekli ısı pompalı ısıtma sisteminin performansının test edilmesi 23
2.1.4. Solarmetre 24
2.1.5. Debimetre 24
2.1.6. Sıcaklık sensörü 25
2.1.7. Manometre 25
2.1.8. Hava hız sensörü 25
2.1.9. Wattmetre 25
2.1.10. Datalogger; 26
2.2. Analiz 26
2.2.1. Güneş kollektörü 28
2.2.2. Isı pompası 31
2.2.3. Isı kaynağı/karışım deposu 33
2.2.4. Akümülasyon tankı 34
2.2.5. 2. Pompa (p2) 35
2.2.6. Pompa (p4) 36
2.2.7. Radyatörlü ısıtma sistemi 36
2.2.8. 5. Pompa (p5) 37
3. BULGULAR VE TARTIŞMA **39**
3.1. Havalı Tip Tekstil Esaslı Güneş Kollektörün Performans Sonuçları 41

3.2. Tekstil Esaslı Havalı Güneş Kollektör Destekli Isı Pompasının Performans Sonuçları 48
3.3. Tekstil Esaslı Havalı Güneş Kollektör Destekli Isı Pompalı Isıtma Sisteminin Performans Sonuçları 62
4. SONUÇ VE ÖNERİLER 78
5. KAYNAKLAR 82
6. ÖZGEÇMİŞ……...84

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Tekstil ve selektif yüzeyli havalı güneş kollektörlerine ait teknik özellikler 10

Çizelge 2.2. Sirkülasyon pompalarının teknik özellikleri. 20

Çizelge 2.3. Kullanılan debimetrenin teknik özellikleri. 25

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Teknoloji Fakültesi Binası ve imalat edilen deney düzeneğinin yerleri. 8

Şekil 2.2. Güneş kollektörlerinin Teknoloji Fakültesi Binası'nın çatı kulelerindeki güneş kollektörlerinin yerleri ve konumları. 9

Şekil 2.3. Tekstil esaslı ve selektif yüzeyli havalı güneş kollektör destekli ısı pompası sistemine ait şematik görünüş. 11

Şekil 2.4. Tekstil esaslı (soldaki) ve selektif yüzeyli (sağdaki) havalı güneş kollektörlerine ait bir resim. 12

Şekil 2.5. Havalı tip tekstil esaslı güneş kollektörü(a) ve ona ait şematik bir genel görünüş. 13

Şekil 2.6. Havalı güneş kollektörlerinin çıkışlarına fanın bağlantısı. 14

Şekil 2.7. Çatı arasındaki oda ve odaya yerleştirilen deney düzeneği. 14

Şekil 2.8. Çatı arasındaki odaya yerleştirilen deney düzeneğinin genel şematik görünüşü. 15

Şekil 2.9. Özel imalatı yapılan ısı pompası. 16

Şekil 2.10. Evaporatör önüne yerleştirilen ısı kaynağı/karışım deposu. 16

Şekil 2.11. Kondenser olarak plakalı tip ısı eşanjörü ve kompresör. 18

Şekil 2.12. Isı depolama için kullanılan akümülasyon tankı. 19

Şekil 2.13. Akümülasyon tankına giriş ve çıkış hatları, pompalar ve vanalar. 19

Şekil 2.14. Plakalı tip ısı eşanjörleri. 20

Şekil 2.15. Radyatörlü ısıtma sistemi. 21

Şekil 2.16. Sistem ekipmanlarının kontrolü ve yönlendirmesi için kullanılan pano. 21

Şekil 2.17. Deney düzeneğinin şematik akış şeması. 22

Şekil 3.1. 1 Ocak – 31 Mart 2018 tarihlerindeki deney günlerine ait saatlik çevre sıcaklığının değişimi. 39

Şekil 3.2. 1 Ocak – 31 Mart 2018 tarihlerindeki deney günlerine ait saatlik güneş ışınım miktarının değişimi. 40

Şekil 3.3. Her iki kollektörün performansını karşılaştırmak için seçilen günlerdeki çevre sıcaklığı ve güneş ışınım miktarı değerlerinin karşılaştırılması. 42

Şekil 3.4. (a) Tekstil esaslı havalı güneş kollektörü (TE-HGK) ile (b) selektif yüzeyli havalı güneş kollektörü (SY-HGK) için hava giriş ve çıkış sıcaklık değerlerinin değişimi. 43

Şekil 3.5. TE ve SY havalı güneş kollektörleri için çıkış hava hızlarındaki değişim. 44

Şekil 3.6. TE-HGK ve SY-HGK'nın hava giriş ve çıkış sıcalıkları arasındaki farkın karşılaştırılması..... 45

Şekil 3.7. TE-HGK ve SY-HGK'nın enerji verimlerindeki değişim. 46

Şekil 3.8. TE-HGK ve SY-HGK'nın ekserji yıkım miktarlarındaki değişim. 47

Şekil 3.9. TE-HGK ve SY-HGK'nın ekserji verimlerindeki değişim. 48

Şekil 3.10. TE-IP, SY-IP ve IP'lerin performanslarını karşılaştırmak için kullanılan deney günlerine ait çevre sıcaklıklarının değişimleri. 49

Şekil 3.11. TE-IP, SY-IP ve IP'lerin performanslarını karşılaştırmak için kullanılan deney günlerine ait evaporatör önü ısı kaynağı/karışım deposunun sıcaklığındaki değişim. 50

Şekil 3.12. TE-IP (siyah renk), SY-IP (kırmızı renk) ve IP (mavi renk)'lerin kondenser giriş ve çıkış sıcaklıkları ile evaporatör ile birleşik ısı kaynağı/karışım deposu sıcaklıklarının değişimleri. 51

Şekil 3.13. TE-HGK ve SY-HGK'nın hava giriş çıkışından elde edilen enerji miktarlarındaki değişim..... 52

Şekil 3.14. TE-HGK ve SY-HGK'larda meydana gelen enerji kaybı miktarlarındaki değişim..... 53

Şekil 3.15. TE-IP, SY-IP ve standart IP'lara giren ve kondenserde üretilen enerji miktarlarının değişimi. 54

Şekil 3.16. Gün boyunca TE-IP, SY-IP ve standart IP'lardaki kompresörün harcadığı elektrik miktarının değişimi. 54

Şekil 3.17. TE-IP, SY-IP ve standart IP'nin ısıtma tesir katsayısının değişimi..... 55

Şekil 3.18. 14 Mart 2018 tarihinde işletilen TE-IP'nın ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi..... 56

Şekil 3.19. 15 Mart 2018 tarihinde işletilen SY-IP'nın ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi..... 57

Şekil 3.20. 18 Mart 2018 tarihinde işletilen standart IP'nın ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi..... 58

Şekil 3.21. TE-IP, SY-IP ve IP'lar ve onların ekipmanlarında meydana gelen günlük ortalama ekserji yıkım miktarları. 59

Şekil 3.22. TE-IP, SY-IP ve standart IP'nin ekserji verimindeki değişim..... 60

Şekil 3.23. TE-IP, SY-IP ve IP'lar ve onların ekipmanlarında meydana gelen ortalama ekserji verimleri..... 61

Şekil 3.24. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerin performanslarını karşılaştırmak için kullanılan deney günlerine ait çevre sıcaklıklarının değişimleri..... 63

Şekil 3.25. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerin performanslarını karşılaştırmak için kullanılan deney günlerine ait evaporatör önü ısı kaynağı/karışım deposunun sıcaklığındaki değişim..... 64

Şekil 3.26. 14 Mart 2018 tarihinde işletilen TE-IP'li ısıtma sistemi üzerinden kaydedilen sıcaklıkların değişimi..... 65

Şekil 3.27. 15 Mart 2018 tarihinde işletilen SY-IP'li ısıtma sistemi üzerinden kaydedilen sıcaklıkların değişimi. 66

Şekil 3.28. 18 Mart 2018 tarihinde işletilen standart IP'li ısıtma sistemi üzerinden kaydedilen sıcaklıkların de1ğişimi. 67

Şekil 3.29. 14 Mart 2018 tarihinde işletilen TE-IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının enerji üretim miktarlarının değişimi. 68

Şekil 3.30. 15 Mart 2018 tarihinde işletilen SY-IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının enerji üretim miktarlarının değişimi. 69

Şekil 3.31. 18 Mart 2018 tarihinde işletilen standart IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının enerji üretim miktarlarının değişimi. 70

Şekil 3.32. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerinin ısıtma tesir katsayısının değişimi. 71

Şekil 3.33. 14 Mart 2018 tarihinde işletilen TE-IP'li ısıtma sisteminin ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi. 72

Şekil 3.34. 15 Mart 2018 tarihinde işletilen SY-IP'li ısıtma sisteminin ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi. 73

Şekil 3.35. 18 Mart 2018 tarihinde işletilen standart IP'li ısıtma sisteminin ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi. 74

Şekil 3.36. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemleri ve onların ekipmanlarında meydana gelen günlük ortalama ekserji yıkım miktarları. 75

Şekil 3.37. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemleri ve onların ekipmanlarında meydana gelen ortalama ekserji verimleri..... 76

Şekil 3.38. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerinin ekserji verimindeki değişim. 77

SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

ε	Ekserji Verimi
ψ	Ekserji
η	Verim
ρ	Yoğunluk
ω	Bağıl Nem
A	Alan (m^2)
AT	Akümülasyon Tankı
C_p	Özgül Isı
$\dot{E}$	Enerji
evap	Evaporatör
fan	Evaporatör Fanı
f_g	Güneşin Kara Cisim Sıcaklığı
F_R	Kollektör Isı Çekiş Faktörü
GV	Genleşme Valfi
h	Entalpi
IE	Isı Eşanjörü
ITK	Isıtma Tesir Katsayısı
kdepo	Karışım Deposu
kfan	Kollektör Fanı
Koll	Kollektör
komp	Kompresör
kond	Kondenser
$\dot{m}$	Debi (kg/s)
P	Basınç
p	Pompa
$\dot{Q}_{koll,hava}$	Kollektör Yüzeyinden Akışkana Transfer edilen Isı Miktarı
R	Gaz Sabiti
s	Entropi
$\dot{W}$	İş

$\dot{Q}$	Isı
T	Sıcaklık
U_{koll}	Kollektörün Toplam Isı İletim Katsayısı
v	Hız
0	Ölü Hal
ç	Çıkan
çs	Çevre Sıcaklığı
dh	Dış Hava
Ex	Ekserji
g	Giren
gım	Kollektör Alanındaki Güneş Işınım Miktarı
gs	Görünür Güneş Sıcaklığı
koll	Kollektör
rady	Radyatör
y	Yıkım

1. GİRİŞ

Günümüzde enerjiye olan ihtiyaç gelişen teknoloji ile birlikte doğru orantılı bir şekilde artmaktadır. Dünyada tüketilen enerji sadece konvansiyonel kaynaklarla karşılanamayacak kadar artmış ve giderek artmaya devam etmektedir. Bu sebeple yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanmak ve bu kaynakların elde edilmesinde kullanılan sistemlerin verimliliğini arttırmak gerekmektedir. İnsanoğlu her geçen yıl hayatı kolaylaştıran daha fazla ürün kullanmakta, bu ürünlerin üretim ve kullanım sürecinde tüketilen enerji miktarı ivmeli bir şekilde artmaktadır. Bu durumun önüne geçilebilmesi için daha fazla enerji üretilmesi veya enerji üretim sistemlerinin verimlerinin arttırılması gerekmektedir. Enerji elde edilmesinde sadece konvansiyonel enerji kaynaklarının değil aynı zamanda yenilenebilir enerji kaynaklarının da kullanılması, kaynak çeşitliliğini arttıracağı için geçmişte yaşanan "petrol krizi" gibi olumsuzlukların yaşanmasına engel olacaktır. Aynı zamanda yenilenebilir enerji kaynaklarının daha ucuz ve temiz olduğu göz önüne alındığında bu sistemlerin geliştirilmesi ve verimlerinin arttırılması ile ilgili çalışmalar yapılması gerekmektedir. Yenilenebilir enerji sistemleri içerisindeki en büyük paya sahip enerji çeşidi güneş enerjisidir. Güneş enerjisinden faydalanma arttıkça konvansiyonel kaynaklara olan ihtiyaç azalacaktır. Dolayısıyla enerjinin açığa çıkması için mekanik işlemlerden geçmesine gerek olmadan doğrudan kaynak olarak güneş enerjisi kullanılabilecektir.

Bu çalışmada yeni nesil bir havalı güneş kollektörü ısı pompası sistemine eklenerek bina ısıtmasında kullanılmıştır. Bina ısıtmasında artan enerjinin bir akümülasyon tankında depolanması sağlanarak gündüz çalıştırılan sistemin, gece depolanan enerjisi kullanılmış ve güneş enerjisinden maksimum fayda sağlanması amaçlanmıştır. Kullanılan güneş kollektöründe absorbsiyon malzemesi olarak metal gövde yerine tekstil malzemesi kullanılarak kollektörün hafif ve ucuza mal edilmesine dikkat edilmiştir.

Dış havadan alınan soğuk hava, kollektörün içerisine girerek bir miktar ısıtılmış ve bir fan yardımıyla ısı pompasının emiş hattına verilmiştir. Isı pompasına giren ısıtılmış hava, soğutucu akışkanın ısınmasını sağlayarak sistem veriminin artmasını sağlamıştır. Isı pompasından eşanjör yardımı ile akümülasyon tankına depo edilen ısı, buradan ikinci bir eşanjör yardımıyla radyatörlere verilerek bina ısıtmasında kullanılmıştır. Kış aylarında yapılan bu deney, ısı pompası sistemlerinde karşılaşılan donma problemlerine bir çözüm olmuş ve düşük dış hava sıcaklıklarında düşen COP değerinin artmasını sağlayarak ısı pompası sisteminin verimini arttırmıştır.

Isı, herhangi bir cihaza ihtiyaç duymadan yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama aktarılmaktadır. Ancak, bu durumun tam tersinin olabilmesi için bazı cihazlara ihtiyaç vardır. Isı pompaları, dondurucular, klimalar bu tür cihazlara örnek olarak gösterilebilir. Bu cihazlar düşük sıcaklıktaki ortamdan ısıyı alarak daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarmak için kullanılmaktadırlar. Isı pompası, derin dondurucu veya klima ile aynı çalışma prensibine sahiptir. Aralarındaki fark sadece amaçtır. Derin dondurucular ve klimalar daha düşük sıcaklıktaki ısıyı çekerek belirlenen alanı soğutmak için tasarlanmıştır. Isı pompasında istenilen etki ısıtmak ise; daha yüksek sıcaklığa ısı aktarımı yapılır (Çengel ve Boles, 2015).

Isı makinesi, yüksek sıcaklıktaki rezervuardan ısıyı alır ve düşük sıcaklıktaki rezervuara aktararak bir iş üretir. Bir ısı makinesinin üretebileceği maksimum teorik iş carnot çevrimi ile elde edilir. Bir tersinir çevrim olarak Carnot çevrimi, belirli iki sıcaklık arasında gerçekleşen en yüksek verime sahip çevrimdir. Carnot çevrimi uygulamada gerçekleştirilemez ama Carnot çevrimine yaklaşma çabalarıyla gerçek çevrimlerin verimleri iyileştirilebilir (Çengel ve Boles, 2015).

Carnot çevrimi tersinir bir çevrimdir. Carnot çevrimi toplamda 2 izotermal ve 2 izentropik (adyabatik) olan 4 hal değişiminden oluşmaktadır ve sürekli akışlı bir sistemde veya kapalı bir sistemde gerçekleştirilebilir. Carnot çevrimi ile çalışan ısı makinesine Carnot ısı makinesi denir ve çevrimin ters yönde çalışması Carnot Soğutma çevrimi olarak adlandırılır (Çengel ve Boles, 2015).

Isı pompası düşük ortamdaki ısının yüksek ortama aktarılması sürecinde mekanik enerjinin termal enerjiye dönüşümünde kullanılır. Isı pompası ile birlikte kullanılan

güneş ısıtıcılar ısı pompasının daha düşük güçte çalışmasını sağlayarak enerji tasarrufu sağlar (Kalogirou, 2004).

Isı pompaları, ısıtma talebine hem enerji verimliliği hem de düşük maliyetli bir çözüm sağlar. Bu tip ısıtma sisteminin en önemli avantajı, bir ısı pompasını çalıştırmak için gerekli olandan daha fazla enerjinin ısıtma için kullanılabilmesidir. Modern elektrikli ısı pompalarının Etkinlik Performansı (COP) 3,5-5 arasındadır (Viessmann, 2018). Bu her kWh güç tüketimi için 3,5-5 kWh ısıtma enerjisi oluşturabileceği anlamına gelir. Böylesi yüksek performans, daha az kirliliğe neden olmanın yanı sıra hem ısıtma hem soğutma için ısı pompasının popülerliğini arttırmaktadır.

Havalı güneş kollektörleri güneş enerjisini toplayan ve ısıya dönüştüren bir sistem türüdür. Havanın güneş kollektörüne girmesi ve güneşten gelen ısının havanın sıcaklığını doğal olarak yükseltmesi prensibine dayanır. Diğer bir değişle soğuk dış havadan alınan hava ısıtılır ve iç ortama verilir (Kalogirou, 2004).

Düz plakalı havalı güneş kollektörleri üzerinde paralel bariyerlerin etkisi teorik olarak incelendiğinde kollektör verimliliğini arttırdığı gözlemlenmiştir (Yeh ve Lin, 1996).

Yumrutaş ve Kaşka (2003), güneş destekli ısı pompasının termal performansını şubat mart ve nisan aylarında ılıman iklim şartlarında araştırmış ve enerji depolama üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yüksek düzeyde ışınım olan bu bölgede güneş ısıtıcısı ile ısı pompasının uyumu sistem COP'sinin yüksek olduğunu göstermişlerdir.

Allan vd. (2018), açık yüzme havuzu ısıtma için güneş destekli 3 farklı ısı pompası çeşidini (hava-su, su-su, çift kaynaklı) 6 farklı lokasyonda araştırmışlardır. Güneş destekli ısı pompası kullanılan bölgelerdeki verim, diğer bölgede kullanılan ısı pompalarına göre ciddi anlamda verim farkı olduğunu ortaya çıkartmıştır.

Giorgio vd. (2019), güneş destekli çok fonksiyonlu bir ısı pompası tasarlayarak bir evin ihtiyacı olabilecek tüm ısıtma/soğutma sistemlerini karşılamayı hedeflemiştir. Tasarlanan bu sistem ile normal ısı pompası kıyaslandığında %15,4 lük bir enerji tasarrufu sağlandığı ortaya çıkmıştır.

Shuxue vd. (2018), oda ısıtma için hava kaynaklı ısı pompasının radyatör sistemi olarak ısı borusu kullanmıştır. Farklı tipteki soğutucu akışkanların kullanıldığı bu

deneyde R32 ve R410A soğutucu akışkan gazların en yüksek ısıtma kapasitesine sahip olduğu görülerek dış ortam sıcaklığı 0 ℃ ve iç ortam sıcaklığı 22 ℃ olduğunda sistem COP'sinin 4,1 olduğu bulunmuştur.

Mzad vd. (2019), güneş enerjisinden faydalanan ısıtıcıların verimini arttırmak için farklı bir yaklaşım sunmuştur. Havalı güneş kollektörünün kurulumu yapılarak testler gerçekleştirilerek, konum enlemi, ışın, dağınık güneş ışınımı ve panel eğimi gibi parametreleri göz önünde bulundurarak yaz ve kış ayları için ayrı ayrı termal performans değerleri hesaplanmıştır.

Bisth vd. (2018), havalı güneş ısıtıcılarının verimini arttırmak için kollektör alt yüzeyine pürüzlülük uygulayarak kollektörü geliştirmişlerdir. Farklı pürüzlülük geometrilerine sahip ısı transferi ve sürtünme özelliğine bakarak performans kıyaslamasını incelemişlerdir.

Poole vd. (2018), havalı güneş kollektörünün emici yüzey malzemesi olarak metal yüzey, plastik yüzey ve işlenmemiş kumaşı karşılaştırmıştır. Metal ve plastik yüzeyli kollektörlerin gözenekliliği %1,2 iken kumaş tabanlı kollektörün gözenekliliği %80 olarak ölçülmüştür. Belirtilen hız ve sıcaklık farkı göz önüne alındığında emici yüzey malzemesi olarak plastik kullanımı daha verimli çıkmasına karşın kumaş kullanılan kollektörün maliyetinin çok daha uygun olduğu ortaya çıkmıştır.

Havalı güneş ısıtıcıları ile ilgili emici yüzeyin alt bölümünde pürüzlülüğün arttırılması amaçlanan bir çalışmada Nusselt sayısı Reynold sayısı ile birlikte artış göstermiştir ve bu durum hava ısıtıcısının termal performansını önemli ölçüde arttırmıştır (Bisht vd., 2018).

Amin ve Hawlader (2013), Singapur Ulusal Üniversitesinde kurduğu deney setinde havalı güneş kollektörü ve geleneksel hava kollektörünü ısı pompası, kurutma ve iklimlendirme olarak 3 farklı uygulamada karşılaştırmışlardır. Güneş kollektörü destekli sistemlerin geleneksel kollektörlere kıyasla %80-90 oranında daha verimli olduğu ortaya çıkan bu araştırma sonucunda sistem COP değerinin 8.0 gibi yüksek bir değere ulaştığı görülmüştür.

Literatürde düz emici plaka üzerine verilen farklı geometrik şekillerin (kanatçık, v

şekli, dolambaç) kullanılması ile havalı kolektörlerin veriminin iyileştirilebileceğinden bahsedilmektedir. Gedik vd. (2008), zigzag emici yüzeyli (ZEY) ve selektif yüzeyli (SY) havalı güneş kollektörleri imal ederek deneysel olarak performanslarını karşılaştırmışlardır. 410–758 W/m^2'lik güneş ışınım miktarı ve 1,23 m^3/s debi için ZEY-HGK'nin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %47 ve %1,3 iken SY-HGK'nin verimlerini ise %33 ve %1,1 olarak bulmuşlardır. Akpinar ve Kocyigit (2010), çeşitli engel tipleri olan (ET) ve selektif yüzeyli (SY) havalı güneş kollektörlerin performanslarını deneysel olarak değerlendirmişlerdir. Yaklaşık 1000 W/m^2'lik güneş ışınım miktarı ve 0,0074-0,0052 kg/s debiler için çeşitli engel tipleri olan HGK'nin enerji verimleri %20-%82 arasında değişirken onların ekserji verimleri %8 ve %44 arasında değişmiştir. ET-HGK'lerin enerji ve ekserji verimleri SY-HGK' e kıyasla daha büyük değerdedir.

Bayrak vd. (2013), 400-1000 W/m^2'lik güneş ışınım miktarı ve 0,016-0,025 kg/s debiler için saptırmalı ve saptırmasız gözenekli bölme eklenmiş yüzeyli (SGBY) ve selektif yüzeyli (SY) havalı güneş kollektörlerin enerji ve ekserji verimlerini hesaplamışlardır. SGBY-HGK ve SY-HGK'nin enerji verimlerini sırasıyla %78 ve %48 iken onların ekserji verimlerini %55 ve %24 olarak bulmuşlardır. Oztop vd. (2013), havalı güneş kollektörlerin ısı transfer iyileştirme teknikleri olarak yüzey işleme, farklı şekilli bölme ve kanatçıklar, akış yönleri konularında literatür araştırması yapmışlardır. Havalı güneş kollektörlerinin enerji verimlerinin %47 ile %89 arasında değiştiğini rapor etmişlerdir.

Abuşka ve Akgül (2016), çalışmasında konik yaylar yerleştirilmiş yüzeyli (KYY) ve selektif yüzeyli (SY) havalı güneş kollektörlerin performanslarını deneysel olarak değerlendirmişlerdir. 600-1000 W/m^2'lik güneş ışınım miktarı ve 0,007 kg/s debi için onların enerji verimlerini sırasıyla %66 ve %50 olarak hesaplamıştır. Li vd. (2017), çalışmasında sinüsoidal oluk yüzeyli (sinusoidal corrugated plate) (SOY), çıkıntı yüzeyli (protrusion plate) (ÇY), sinüsoidal oluklu ve çıkıntı yüzeyli (SO-ÇY) ve selektif yüzeyli (SY) havalı güneş kollektörlerin performanslarını araştırmışlardır. 730 W/m^2'lik güneş ışınım miktarı ve 80 m^3/h debi için SOY-HGK, ÇY-HGK, SO-ÇY-HGK ve SY-HGK'nin enerji verimlerini sırasıyla %65, %65, %61 ve %60 olarak hesaplamıştır.

Abuşka ve Şevik (2017), bakır ve alüminyumdan yapılmış V-oluk çıkıntılı (V-groove protrusion) ve selektif yüzeyli (SY) havalı güneş kollektörlerin performansını değerlendirmek için enerji, ekserji, ekonomik ve çevresel analizleri kullanmışlardır. Onların termal verimlerini %45 ile %66 arasında ve ekserji verimlerini ise %6 ile %12 arasında hesaplamışlardır. Dolayısıyla V-oluk çıkıntılı HGK'nin verimleri SY-HGK'den yüksek bulmuştur. Abuşka (2018) konik yüzeyli (KY) ve selektif yüzeyli (SY) havalı güneş kollektörlerin performanslarını deneysel olarak değerlendirmiştir. 400-740 W/m^2'lik güneş ışınım miktarı ve 0,1 kg/s debi için KY ve SY havalı güneş kollektörlerin enerji verimlerini sırasıyla %46–%91 ve %28–%75 arasında hesaplamıştır. Onların ekserji verimleri ise %3–%19 ve %1–%15 arasındadır.

Yukarıda verilen literatür çalışmalarında yoğun olarak ele alınan çalışma konuları emici plakalarda yüzey işleme, farklı şekilli bölme, kanatçıklar ve hava akış yönleridir. Emici plaka, havalı güneş kollektörlerinin performansını etkileyen en önemli kısımdır. Bununla birlikte emici plaka yerine tekstil kumaş kullanımı ve tekstil esaslı güneş kollektörünün termodinamik performansı üzerine literatürde herhangi bir çalışma mevcut değildir.

Bu tez çalışmasında yeni nesil bir kollektör, emici yüzey olarak tekstil esaslı bir kumaş kullanılarak tasarlanmıştır. Bu tasarlanan kollektörün içerisinden geçirilen hava, ısı pompasının dış hava emiş hattına bağlanarak sistem performansının arttırılması amaçlanmıştır.

Kullanılan ısı pompası mahal ısıtması sağlamasının yanı sıra üretilen fazla enerjinin iyi yalıtılmış bir akümülasyon tankında depolanmasını sağlamıştır. Bu sistem, gün ışığının olmadığı saatlerde mahal ısıtması sağlanabilmesi ve güneş enerjisinden maksimum fayda elde edilmesi için tasarlanmıştır. Bu nedenle, bu çalışma; gündüz doğrudan ve gece dolaylı olarak güneş ışığından sağlanan enerjinin ele alınması ve sistem bileşeni olan kollektörde absorbent madde olarak bir kumaş kullanılması ile literatürdeki diğer çalışmalardan ayrılmaktadır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında, güneş enerjisinden maksimum fayda sağlanması amaçlanmıştır. Isı pompası sistemlerinde dış hava sıcaklığının düşük olması verim kayıplarına sebep olduğu için çalışmamızda ısı pompası emiş hattına özel olarak tasarlanmış ve imal edilmiş kollektörlere entegre ederek havanın bir ön ısıtıcıya girmesi ve bu sayede ısı pompası sistemi veriminin arttırılması hedeflenmiştir. Ayrıca ısı pompasında üretilen fazla enerji akümülasyon tankında depolanarak, akşam saatlerinde güneş enerjisinden faydalanılamayacağı zaman devreye alınarak mahal ısıtmasında kullanılması amaçlanmıştır.

2.1. Deney Düzeneğinin Tanıtımı ve Deneysel Yöntem

Muğla İli için tekstil esaslı solar destekli hava kaynaklı ısı pompası ve ısıtma sisteminin termodinamik performansının deneysel ve teorik incelenmesi yapılmıştır. Bu amaçla üzerinde ölçümlerin yapılabildiği bir deneysel düzenek tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel düzenek, üzerinde havalı tip tekstil esaslı ve/veya selektif yüzeyli güneş kollektörler, tekstil esaslı ve/veya selektif yüzeyli havalı güneş kollektör destekli ısı pompası sistemlerin ve güneş enerjisi destekli ısı pompalı ısıtma sisteminin çalışmasına uygun olarak hazırlanmıştır. Bu amaçla, Türkiye'nin Muğla İlinde (37° 22' Kuzey - 28° 36' Doğu) Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi binasının çatısına güneş kollektörleri ve çatı arasındaki odaya ısı pompası, akümülasyon tankı, ısı eşanjörleri, pompalar ve radyatörlerden oluşan bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinin kurulduğu Teknoloji Fakültesi binasına ait resimler Şekil 2.1'de verilmiştir. Bina; bodrum, zemin, 4 kat ve çatı arasından oluşmaktadır. Deney düzeneğine ait güneş kollektörleri çatıya yerleştirilmiştir. Çatının hemen altında yer alan çatı arasındaki odaya ise geri kalan deney ekipmanları (ısı pompası, akümülasyon tankı, ısı eşanjörleri, pompalar, radyatörler, vd.) ve kontrol üniteleri konulmuştur.



(a) Teknoloji Fakültesi binası



(b) Doğu çatı kulesi



(c) Batı çatı kulesi





(d) Çatı arasındaki oda

Şekil 2.1. Teknoloji Fakültesi Binası ve İmalatı yapılan deney düzeneğinin yerleri.

Havalı tekstil ve selektif yüzeyli güneş kollektörleri; güney-doğu yönünde ve yatayla 37°'lik açı ile sabit olarak bina çatısına yerleştirilmiştir. Güneş kollektörlerinin bina üzerindeki konumu Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Şekil 2.2'de görüldüğü gibi çatının batı kulesinde ikişer adet havalı tip tekstil ve selektif yüzeyli olmak üzere toplamda dört adet güneş kollektörü yan yana bulunmaktadır.



Şekil 2.2. Güneş kollektörlerinin Teknoloji Fakültesi binasının çatı kulelerindeki yerleri ve konumları.

Bu tez konusu olan deney düzeneğinin en önemli parçası ısı pompası olmasına rağmen güneş kollektörleri de onun kadar önemlidir. Dolayısıyla yapılan tez çalışmasında yeni bir güneş kollektörünün verimi incelenmiştir. Bu kollektör tekstil esaslı güneş kollektörü olarak adlandırılmaktadır.

Çizelge 2.1. Tekstil ve selektif yüzeyli havalı güneş kollektörlerine ait teknik özellikler

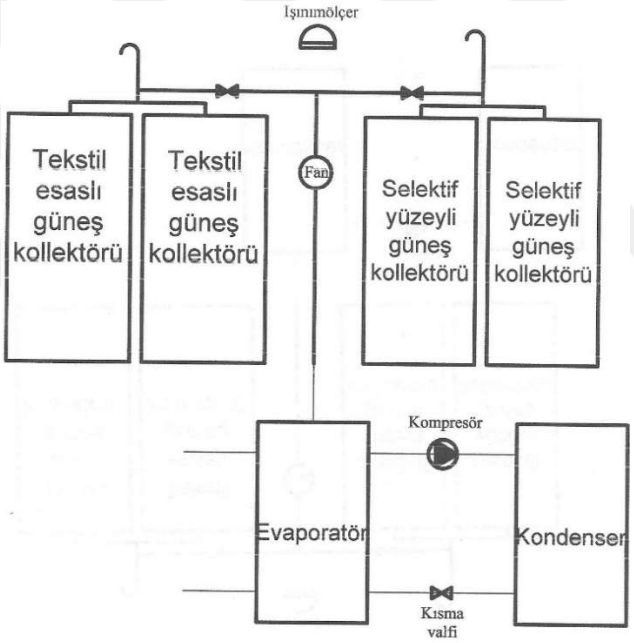
Ekipmanlar/cihazlar	Teknik özellikler	
Kollektör Tipi	Tekstil esaslı havalı güneş kollektörü (TE-HGK)	Selektif yüzeyli havalı güneş kollektörü (SY-HGK)
Boyutlar/Alan	1x3x0,1 m (2 ünite) / 6 m2	1x3x0,1 m (2 ünite) / 6 m2
Kalınlık	0,002 m çelik saç	0,002 m çelik saç
Üst örtü	0,4 mm'lik şeffaf plastik (polikarbonat) örtü	0,4 mm'lik pencere camı
Yalıtım	50 mm cam yünü	50 mm cam yünü
Kollektör eğim açısı/Yönü	37° Güney	37° Güney
Emici plaka	Dokunmamış kumaş (Non-woven)	Alüminyum düz levha
Emici plaka kaplaması	Koyu renk (siyah); yayıcılık: 0,40, emicilik: 0,90	Mad siyah boya; yayıcılık: 0,40, emicilik: 0,90
Emici plaka kalınlığı	0,005 m	0,002 m
Emici plaka konumu	Kumaş kollektör boyu	
Akış tipi	Hava	Hava
Akış şekli	Hava kollektör boyunca çapraz şekilde konumlandırılmış (diyagonal) kumaş içerisinden geçirilmektedir.	Hava düz emici plaka üzerinden doğruca geçirilmektedir.
Isı transfer şekli	Zorlanmış taşınım	Zorlanmış taşınım
Isı kaynağı/karışım deposu	Evaporatör serpantinin önünde yer alan depodur. Isı pompası evaporatörünün ısı kaynağı olarak dış havanın ayarlanabilir klapeden geçirilerek toplandığı ve/veya HGK'larda ısıtılan havanın toplandığı ve/veya dış hava ve HGK'dan gelen sıcak havanın karışımı yapılan yerdir. 142 lt hacime sahiptir.	
Fan	Evaporatör serpantinin arkasında yer alır. Isı kaynağı/karışım deposundan sıcak havanın emilerek evaporator serpantininden geçirilmesini sağlamaktadır. 150-1000 m3/h'lik hacimsel debi, 1430 rpm ve 170 W'lık güçte radyal hava fanıdır.	
Sistem tipi	Atmosfere açık	

Şekil 2.2'de Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi binasının batı çatı kulesine tekstil esaslı ve selektif yüzeyli havalı güneş kollektörleri yerleştirildiği görülmektedir. Çatının batı kulesine yan yana sabitlenen tekstil ve selektif yüzeyli havalı güneş kollektörlerine ait teknik özellikler Çizelge 2.1'de listelenmiştir. Şekil 2.4'de gösterildiği gibi havalı tip güneş kollektörlerin; aynı tesisat boruları üzerinden çatı arasındaki ısı pompası evaporatörü önündeki ısı kaynağı/karışım deposu ve bir fan ile tamamen atmosfere açık bir şekilde montajı gerçekleştirilmiştir.

Tekstil esaslı güneş kollektörün şematik görünüşü Şekil 2.4'te gösterilmiştir. Kollektör, Tablo 2.1'de listelendiği gibi 2 mm kalınlığına sahip 3x1x0.1 m ölçülerinde alüminyum bir kutudur. Onun güneşe bakan yüzeyi şeffaf plastik ile örtülmüş ve geri

kalan yüzeyler ise izolasyon malzemesi ile kaplanmıştır. Plastik çanta ile şeffaf plastik örtü arasında emici plaka yerine koyu renkli bir kumaş (non-woven fabric) ve kumaşın konumunu korumak için bir alt örtü kullanılmıştır (Tarakçıoğlu, 2009).

Isı kaynağı/karışım deposu ise evaporatör önünde dış havanın ve havalı güneş kollektörlerinden gelen sıcak havanın sadece birinin veya karışım olarak şartlandırılmasını sağlamaktadır. Deney düzeneğindeki kollektörlerin işletilmesi güneş kollektörleri ile fan arasındaki klapeler yardımıyla yapılmaktadır. Ayrıca ısı kaynağı/karışım deposu dış hava klapesi de kullanılmaktadır. Deneysel düzenekteki tüm deneyler boyunca ortalama 4,5 m/s'lik hava hızı kullanılmıştır. Havalı güneş kollektörlere ait bir resim Şekil 2.4'de görülmektedir. Şekil 2.2'de görüldüğü gibi 2 tane yan yana tekstil esaslı havalı güneş kollektörü ve hemen yanında 2 adet selektif yüzeyli havalı güneş kollektörü mevcuttur.



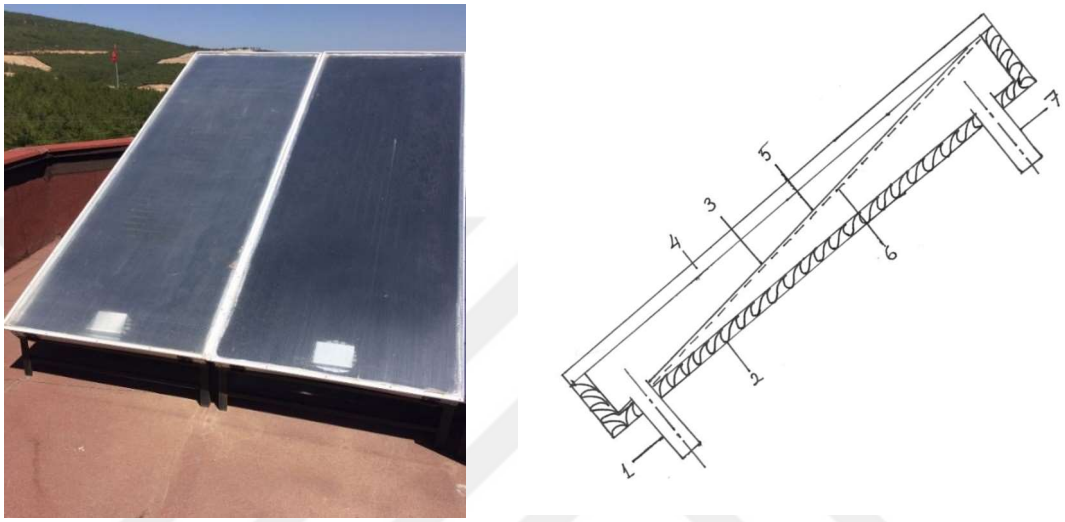
Şekil 2.2. Tekstil esaslı ve selektif yüzeyli havalı güneş kollektör destekli ısı pompası sistemine ait şematik görünüş.



Şekil 2.3. Tekstil esaslı (soldaki) ve selektif yüzeyli (sağdaki) havalı güneş kollektörlerine ait bir resim.

Tekstil esaslı havalı güneş kollektörün (TE-HGK) şematik görünüşü Şekil 2.4'de gösterilmiştir. Kollektör, Çizelge 2.1'de listelendiği gibi 2 mm kalınlığına sahip 3x1x0.1 m ölçülerinde alüminyum bir kutudur. Onun güneşe bakan yüzeyi cam yerine hafif ve daha az kırılgan şeffaf plastik malzeme (polikarbonat) ile örtülmüş ve geri kalan yüzeyler ise cam yünü izolasyon malzemesi ile kaplanmıştır. Polikarbonatlı kollektör üst yüzeyi her ne kadar ışık geçirgenliği cama nazaran biraz daha düşük ise de, siyah kumaş tarafından absorbe edilmeyip yansıyan kızılötesi ışınların dışarı kaçmasını daha etkili bir şekilde önleyebilmektedir. Dolayısıyla kollektör içerisindeki sera etkisiyle akışkanın ısınmasını sağlamaktadır. Ayrıca TE-HGK'de emici plaka yerine koyu renkli bir tekstil malzeme (dokunmamış siyah kumaş) kullanılmaktadır. Şekil 2.4'de görüldüğü gibi tekstil kumaş güneş kollektörü boyunca diyagonal olarak yerleştirilmiştir. Hava, kollektör altındaki borudan emilir. Daha sonra kumaş ile kollektör üst örtüsü arasındaki bölümden kumaş ile kollektör alt kısmı arasındaki bölüme geçirilir. Bu esnada hava sıcak koyu renkli kumaş içerisinden geçirilerek ısı transferi gerçekleştirilir. Tekstil dokunmamış kumaştan oluşturan liflerin arasında kılcal boşluklar bulunmaktadır. Bu kumaş liflerinin arasında kalan boşlukların tamamı toplam ısı transfer alanına eşit olmaktadır. Böylece kollektöre giren havanın ısı transfer

alanı arttırılmış olmaktadır (Tarakçıoğlu, 2012). Sıcak hava kumaş içerisinden geçirilirken gerçekleşen ısı transferi; hava akımı sıcaklığı ve debisi, kumaşın yapısı ve onun sıcaklığına bağlıdır. Havanın kollektör içerisindeki hareketini sağlamak ve bu ısıyı ısı pompası evaporatör girişine aktarmak için Şekil 2.5'de görüldüğü gibi güneş kollektörlerin çıkışında bir fan kullanılmaktadır.



(a) (b)

Şekil 2.4. Havalı tip tekstil esaslı güneş kollektörü(a) ve ona ait şematik bir genel görünüş (b) (1. Kollektör hava girişi, 2. Kollektör hava çıkışı, 3. Kollektör dış gövdesi, 4. Tekstil kumaş desteği, 5. Tekstil kumaş, 6. Kollektör izolasyonu, 7. Şeffaf üst yüzey) (Tarakçıoğlu 2009).

Tekstil esaslı havalı tip güneş kollektörü (TE-HGK) ile ticari tip selektif yüzeyli havalı güneş kollektörlerin (SY-HGK) çalışma prensibi aynıdır. TE-HGK'nin SY-HGK'den tek farkı dış havaya kollektör altından giriş ve çıkış yaptırılmasıdır. Tüm deneyler boyunca güneş ışınım şiddeti, kollektörlerin giriş ve çıkış hava sıcaklıkları, basınçları, hızları ve fan gücü ölçülmektedir.



(a) (b)

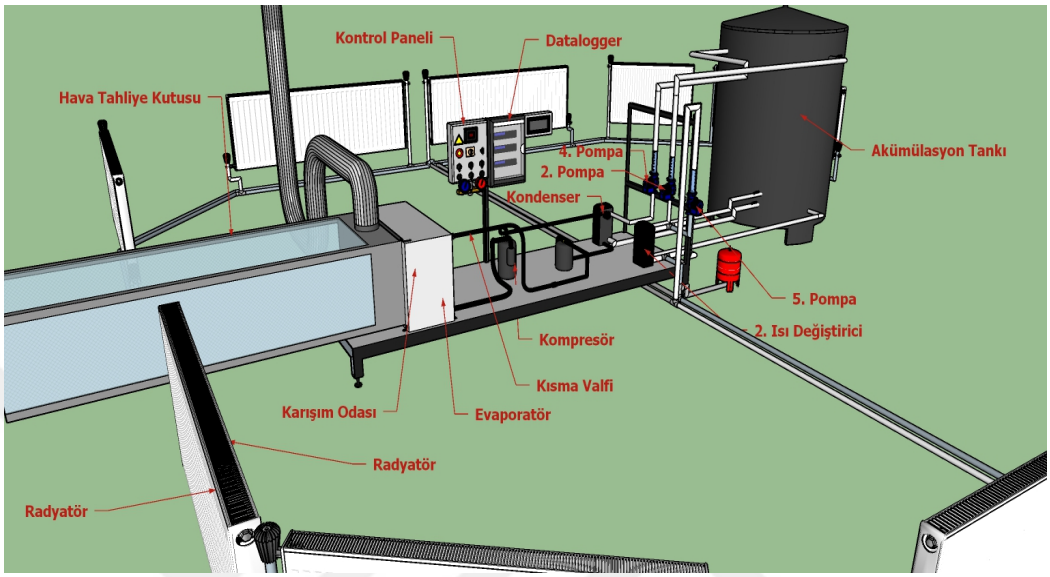
Şekil 2.5. Havalı güneş kollektörlerinin çıkışlarına fanın bağlantısı.

Şekil 2.1'de gösterilen çatı arasındaki odaya deney ekipmanları (ısı pompası, akümülasyon tankı, ısı eşanjörleri, pompalar, radyatörler, vd.) ve kontrol üniteleri yerleştirilmiştir. Çatı arasındaki odaya yerleştirilen deney düzeneği Şekil 2.6'da gösterilmektedir.



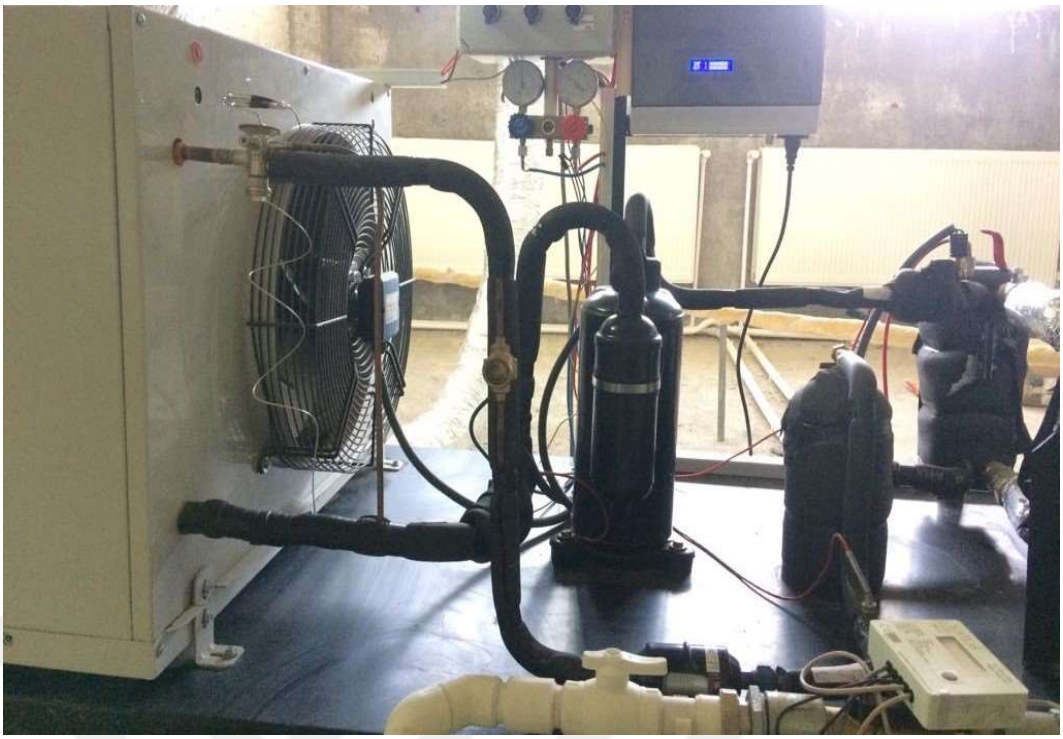
Şekil 2.6. Çatı arasındaki oda ve odaya yerleştirilen deney düzeneği.

Deney düzeneğinin sketch up programında çizilmiş şematik görünüşü de Şekil 2.7'de sunulmuştur. Şekil 2.7'de görüldüğü gibi panoda bulunan anahtarlar, vanalar ve klapeler yardımı ile farklı deneylerin yapılmasına olanak sağlamaktadır.



Şekil 2.7. Çatı arasındaki odaya yerleştirilen deney düzeneğinin genel şematik görünüşü.

Şekil 2.7'da gösterilen deney düzeneğinin ana ekipmanı olarak evaporatör, kompresör, genleşme valfi, kondenser ve diğerlerinden oluşan özel bir ısı pompası tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deney düzeneğindeki ısı pompası Şekil 2.8'de gösterildiği gibi yerleştirilmiştir. Isı pompası, ısı kaynağı olarak dış ortam havanın ve/veya havalı güneş kollektörlerinde ısıtılan sıcak havanın ısısını evaporatör üzerine alan ve kondenserde (ısı eşanjörü) suya atan bir sistemdir. Kondenser olarak imalat edilen ısı eşanjöründeki ısı ise pompalı bir çevrim ile akümülasyon tankına devir-daim ettirilir.



Şekil 2.8. Özel imalatı yapılan ısı pompası.



Şekil 2.9. Evaporatör önüne yerleştirilen ısı kaynağı/karışım deposu.

Isı pompasının performansını arttırmak için evaporatör önüne ısı kaynağı/karışım deposu yerleştirilmiştir. Isı kaynağı/karışım deposunun görünüşü Şekil 2.9'da verilmiştir. Şekil 2.9'de görüldüğü gibi depo evaporatör serpantini önüne yerleştirilmiş ve deponun dış hava alması için klapeli bir havalandırma pervazı yapılmıştır. Şekil 2.7'da gösterildiği gibi çatı arasındaki odaya deney düzeneği yerleştirilirken ısı kaynağı/karışım deposu ile dış hava bağlantısı için havalandırma pervazından dış ortama hava kanalı yapılmıştır. Deponun hemen üzerindeki boru kanallarından havalı güneş kollektörlerinden çıkan sıcak hava aktarılmaktadır. Şekil 2.9'da görüldüğü gibi evaporatör fanı, evaporatörün ısı kaynağı/karışım deposunun karşı istikametine yerleştirilmiştir. Evaporatör fanı, ısı kaynağı/karışım deposundan emdiği havayı kompresör üzerine aktarmaktadır. Kondenser olarak ısı eşanjörü, üflenen bu havadan izole edilmiştir. Boru kanalları üzerinde (havalandırma pervazı üzerinde) fanın üflediği hava sıcaklıkları ve hızları ölçülmektedir. Dolayısıyla evaporatör önündeki ısı kaynağı/karışım deposunun faydaları; doğrudan dış hava kullanımı, doğrudan havalı güneş kollektörlerinden çıkan sıcak havanın kullanımı ve dış hava ile sıcak havanın karışımının kullanımı şeklinde sıralanabilir.

Isı pompasının kondenseri olarak soğutucu akışkandan suya ısı transferi yapan özel bir plakalı ısı eşanjörü kullanılmıştır. Şekil 2.10'da plakalı tip ısı eşanjörü ve kompresör gösterilmiştir. Kompresör giriş ve çıkışındaki basınçlar ve harcadığı güç; evaporatör ve kondenserin giriş ve çıkış gaz sıcaklıkları ölçülmektedir. Isı pompasının debisi ise kompresör verim eğrileri ve R410A soğutkanın termodinamik özelliklerinden faydalanarak hesaplanmaktadır.



Şekil 2.10. Kondenser olarak plakalı tip ısı eşanjörü ve kompresör.

Tekstil esaslı ve/veya selektif yüzeyli havalı güneş kollektör destekli ısı pompası sistemi ve güneş enerjisi destekli ısı pompalı sisteminin performansını değerlendirmek için gerçekleştirilen deneylerde akümülasyon tankı ana bir görev taşımaktadır. Şekil 2.7'de gösterilen deney düzeneğinde ısı depolamak için bir akümülasyon tankı kullanılmıştır. Akümülasyon tankına ait bir görünüş Şekil 2.11'de verilmiştir.

Şekil 2.11'de görülen akümülasyon tankı; 500 litre paslanmaz çelikten özel olarak imal edilen bu tankın yalıtımı poliüretan malzeme ile kaplanmıştır. İçerisinde serpantin bulunmamakta olup sadece bir depo tankıdır. Akümülasyon tankının altında 2 adet soğuk su çıkışı ve üstünde 2 adet sıcak su giriş hattı bulunmaktadır. Ayrıca radyatörlü ısıtma sistemine gidiş ve geliş boru hatları mevcuttur. Tankın güvenliğini sağlamak amacıyla üzerinde kapalı genleşme deposu kullanılmıştır. Isı pompasından aldığı ısıyı depolayarak elektriğin ve/veya güneşin olmadığı gündüz ve gece vakitlerinde kullanılması amaçlanmaktadır.



Şekil 2.11. Isı depolama için kullanılan akümülasyon tankı.

Akümülasyon tankını besleyen çevrim ısı pompası sisteminden gelmektedir. Bu çevrim akümülasyon tankı ile ısı pompasının kondenser (plakalı ısı eşanjörü) arasında bulunan pompalı çevrimdir. Ayrıca akümülasyon tankı sadece ısıtma sistemine ait (ikinci) plakalı ısı eşanjörünü beslediği pompalı çevrime de sahiptir. Bu çevrimlerin genel bir görünüşü Şekil 2.12'de sunulmaktadır.



Şekil 2.12. Akümülasyon tankına giriş ve çıkış hatları, pompalar ve vanalar.

Şekil 2.12'de görüldüğü gibi ısı pompasının ısı eşanjörü ile akümülasyon tankı arasında 2. pompa, ısıtma sistemi için kullanılan ikinci plakalı tip ısı eşanjörü ile akümülasyon tankı arasında 4. pompa ve ısıtma sistemi plakalı ısı eşanjörü ile radyatörler arasında 5. pompa kullanılmaktadır. Sirkülasyon pompalarının teknik özellikleri Çizelge 2.2.'de listelenmiştir.

Çizelge 2.2. Sirkülasyon pompalarının teknik özellikleri.

	Teknik özellikleri
Çalışma sıcaklığı	2°C~110°C
Maks. dış sıcaklık	+40°C
Maks. sistem basıncı	10 bar
Montaj	Yatay motor şaftlı
Maks. akış	4,5 m3/h
Güç	65 W

Şekil 2.13'de gösterilen deney düzeneğinde 2 adet plakalı ısı değiştirici bulunmaktadır. Bunlardan birincisi ısı pompasının kollektöründeki ısının akümülasyon tankına aktarılması için kullanılırken, ikinci plakalı ısı değiştirici ise akümülasyon tankındaki ısının doğrudan değilde dolaylı olarak radyatörlere aktarmak için kullanılmaktadır. İkinci plakalı ısı eşanjörü, ısı pompasında kondenser olarak kullanılan plakalı tip ısı eşanjörünün teknik özelliklerine sahiptir.



Şekil 2.13. Plakalı tip ısı eşanjörleri.

Isıtma işlemi için ikinci eşanjör ile radyatörler arasında kapalı bir çevrim kurulmuştur. Akümülasyon tankında depolanan ısı, ısı eşanjörü vasıtası ile radyatörlere aktarılarak mahal ısıtması için kullanılır. Şekil 2.14'de çatı arasındaki odanın ısıtılması için kullanılan radyatör tesisatı gösterilmiştir.



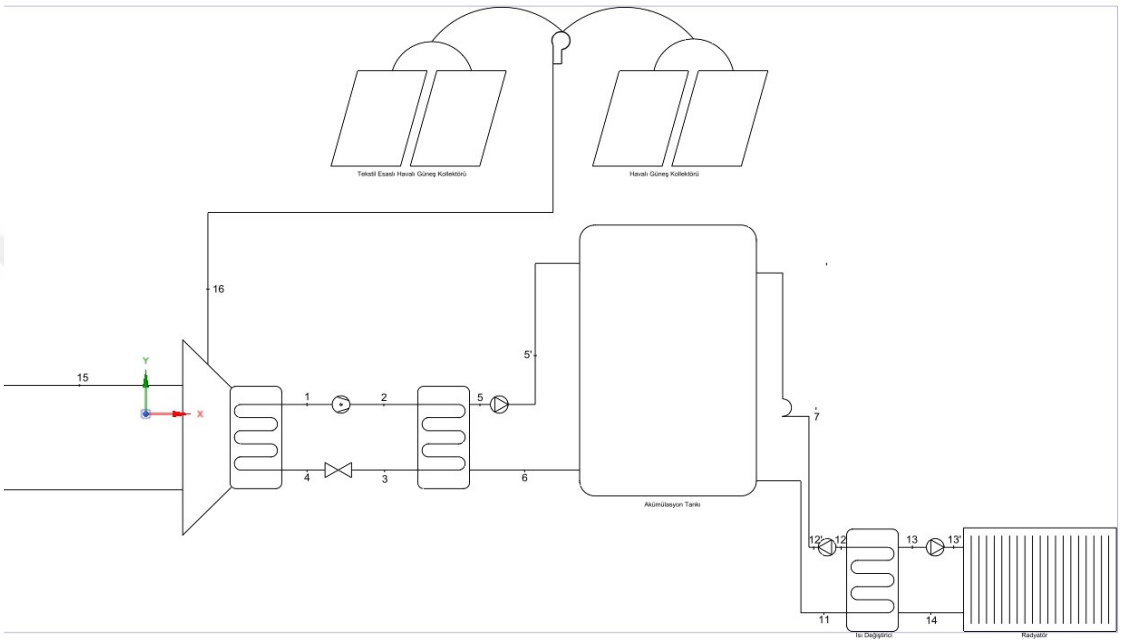
Şekil 2.14. Radyatörlü ısıtma sistemi.

Deney düzeneğinde bulunan ekipmanların deney çeşidine göre çalıştırılıp çalıştırılmayacağının belirlendiği ve her ekipman anahtarının olduğu bir panodur. Pano, Şekil 2.15'de gösterilmektedir.



Şekil 2.15. Sistem ekipmanlarının kontrolü ve yönlendirmesi için kullanılan pano.

Şekil 2.16'de gösterilen deneysel düzenek üzerinde havalı tip tekstil esaslı ve/veya selektif yüzeyli güneş kollektörlerin, tekstil esaslı ve/veya selektif yüzeyli havalı güneş kollektör destekli ısı pompası sistemlerin ve güneş enerjisi destekli ısı pompalı ısıtma sisteminin performansını belirlemek için 3 bölümde deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler aşağıdaki gibi özetlenebilir:



Şekil 2.16. Deney düzeneğinin şematik akış şeması.

2.1.1. Tekstil esaslı havalı güneş kollektörün performansının test edilmesi

Tekstil esaslı havalı güneş kollektör (TE-HGK) ile selektif yüzeyli havalı güneş kollektörün (SY-HGK) performanslarını karşılaştırmak için havalı güneş kollektörleri, fan ve ısı kaynağı/karışım deposundan oluşan bir çevrim oluşturulmuştur. Fanın emiş hattındaki klapeler yardımıyla deney yapılacak HGK'ü seçilir. Seçilen HGK'ü, güneş doğuşundan 30 dk önce kontrol panosu üzerindeki fan anahtarı "AÇIK" açılarak fan çalıştırılır. Kollektör hava girişi öncesinde havanın sıcaklığı, hızı ve nemi ve ayrıca kollektör üzerinden direkt güneş ışınım miktarı ölçülerek kaydedilir. Fan yardımı ile

kollektörden emilen sıcak hava, evaporatör önündeki ısı kaynağı/karışım deposuna üflenir. Fanın gücü ve depoya üflenen havanın hızı ve sıcaklığı ölçülerek kaydedilir.

2.1.2. Tekstil esaslı havalı güneş kollektör destekli ısı pompasının performansının test edilmesi

Standart havalı, TE-HGK ve SY-HGK destekli ısı pompasının performanslarını karşılaştırmak için dış hava, havalı güneş kollektörleri, ısı kaynağı/karışım deposu, ısı pompası ve akümülasyon tankından oluşan bir çevrim oluşturulmuştur. Isı kaynağı/karışım deposunun çalışma şekline göre 3 farklı test yapılabilmektedir. HGK'lerin fanı "KAPALI" iken depo üzerindeki klapeli bir havalandırma pervazı tam açık durumda hava kaynaklı ısı pompasının testi yapılabilmektedir. Diğer taraftan depo üzerindeki klapeli bir havalandırma pervazı tam kapalı iken HGK'lerin fan öncesindeki klapelerin konumuna göre fanın "AÇIK" olması durumunda TE-HGK veya SY-HGK destekli ısı pompalarının testleri yapılabilmektedir. 3 farklı testten birinin seçimine göre havalandırma pervazı ve kollektör fanın durumu ayarlanır ve sonra ısı pompası kompresörü ve evaporatör fanı çalıştırılır. Aynı anda ısı pompası kondenseri ile akümülasyon tankı arasındaki 2. pompa otomatik olarak çalışmaktadır. Deney 3'ün testleri yapılırken bahsedilen tüm ekipmanların giriş ve çıkışlarından sıcaklık, basınç, hacimsel debi ve elektriksel güç ölçülerek kayıt edilmektedir. Bu deneyin farkı ısı pompasına atmosferden gelen ısının direkt olarak değil de tekstil esaslı havalı kollektör içerisinden geçirilerek gelmesidir. Bu durum dış hava sıcaklığının düşük olduğu günlerde güneş radyasyonundan faydalanılarak, atmosferden alınan havanın ısıtılarak daha yüksek sıcaklıkta ısı pompası sistemine girmesini sağlamaktadır. Böylece sistem veriminin arttırılması hedeflenmiştir.

2.1.3. Tekstil esaslı güneş kollektör destekli ısı pompalı ısıtma sisteminin performansının test edilmesi

Bu deney yönteminde tüm deney düzeneği üzerindeki ekipmanlardan oluşturulan ısıtma sisteminin performanslarını karşılaştırmak için havalı tip güneş kollektörleri, ısı kaynağı/karışım deposu, ısı pompası, akümülasyon tankı, radyatörlü ısıtma

sisteminden oluşan bir çevrim oluşturulmuştur. Yine Tekstil esaslı havalı güneş kollektör destekli ısı pompasının performansının test edilmesi deneyine benzer olarak ısı kaynağı/karışım deposunun çalışma şekline göre 3 farklı test için akümülasyon tankında depolanan ısının radyatörlü ısıtma sistemine etkisi ve radyatörlü ısıtma sistemine ısı pompasının etkileri incelenebilecektir. Deney 1 ve Deney 2'e ek olarak akümülasyon tankı; ısı pompasından beslenmektedir. Akümülasyon tankında depolanan ısı ise ısıtma işlemi esnasında ve/veya elektrik/güneş yokluğundaki gündüz ve gece zamanlarında radyatörlü ısıtma sisteminde kullanılmaktadır. Ayrıca akümülasyon tankı ile ikinci plakalı ısı eşanjörü arasındaki 4. pompa ve ikinci plakalı ısı eşanjörü ile radyatörler arasındaki 5. pompa da çalıştırılır. Her iki çevrim üzerindeki sıcaklık, basınç ve hacimsel debi ölçülerek kayıt edilmektedir. Radyatör ısıtma sistemi üzerindeki ısı miktarı, sıcaklık, sıcaklık farkı ve hacimsel debi ölçümleri; kalorimetre kullanılarak doğrulanmıştır.

Tekstil esaslı solar destekli hava kaynaklı ısı pompasının performansını değerlendirmek için testler esnasında deney düzeneği üzerinden bazı veriler toplanmıştır. Bu amaçla toplanan veriler ile enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu sebeple sistem üzerinden toplanan verilerin doğruluğu çok önemlidir. Aşağıda verilerin toplanılmasında kullanılan ölçü aletleri ve cihazları tanıtılmıştır.

2.1.4. Solarmetre

Güneş kollektörleri üzerine doğrudan gelen güneş ışınım miktarını ölçmek için kullanılır. Solarmetre olarak MS-602 pyranometer kullanılmıştır. Kullanılan pyranometre; 0-2000 W/m^2'lik radyasyon aralığı, 6,95 $\mu V/W/m^2$'lik duyarlılık, 57 ohm'luk iç direnç ve (-40) - (+80) °C'lik işletme sıcaklık aralığına sahiptir.

2.1.5. Debimetre

Sistemde kullanılan suyun hacimsel debisini belirleyen bir alettir. Her bir sirkülasyon pompasının çıkışına bir adet yerleştirilmiştir. Kullanılan debimetrenin teknik

özellikleri Çizelge 2.3.'de listelenmiştir.

Çizelge 2.3. Kullanılan debimetrenin teknik özellikleri.

Özellik	Değeri
Çalışma sıcaklığı	-20°C~+60°C
Şamandıra yoğunluğu	1 gr/cm3
Maks. Basınç	10 bar
Ölçüm aralığı	100~1000 lt/h

2.1.6. Sıcaklık sensörü

Sistem ekipmanlarının giriş ve çıkışlarındaki sıcaklığı ölçen alettir. Deney düzeneğinde 16 farklı noktadan ölçüm alınmasını sağlayan ve bu değerleri analiz sonuçlarını değerlendirmek için 10 sn aralıklar ile Datalogger'a gönderen PT-100 tipi sıcaklık sensörüdür. 0,1 °C'lik hassasiyetteki su sıcaklığı doğrudan su temaslı termokupl mevcuttur.

2.1.7. Manometre

Deney düzeneğinde 2 farklı manometre bulunmaktadır. İlk kullanılan manometre ısı pompasındaki soğutkan akışkanın kompresörün giriş ve çıkışındaki basınçlarını göstermektedir. İkinci manometre ise sistemdeki su basıncını ölçmek için kullanılmaktadır.

2.1.8. Hava hız sensörü

Hava hızını ölçen bir cihazdır. Sistem ekipmanlarının giriş ve çıkış hava hızının ölçülmesinde kullanılmaktadır.

2.1.9. Wattmetre

Deney düzeneğindeki kompresör, pompa ve fanın harcadığı gücü ölçmektedir.

2.1.10. Datalogger;

Deney düzeneğinde bulunan sıcaklık sensörleri ve hava hız sensöründen gelen bilgileri depolayarak excel dosyası formatına aktararak bilgilere ulaşmamızı sağlamaktadır.

2.2. Analiz

Termal sistemlerin analizinde yaygın olarak kullanılan enerji analizi sadece enerji korunumu ile ilişkili olduğu için enerjinin nasıl, nerede, ne kadar azaldığı ile ilgili bilgi vermez. Lakin ekserji analizi enerji sistemlerinin tasarımı, optimizasyonu ve performansının değerlendirilmesinde kullanılan etkili bir yöntemdir. Sistemin maksimum performansını belirlemek ve tersinmezliğin gerçekleştiği yerleri saptamak için kullanılmaktadır (Yumrutaş ve Ünsal, 2000). Enerji transferini hesaplamak için enerji, ekserji ve kütle denkliklerinden kararlı hal (steady state) ve kararlı akış (steady flow) kabulü yapılarak faydalanılmaktadır. Kararlı ve sürekli akış durumlarında giren ve çıkan kütlesel debiler birbirine eşittir ve genel kütle dengesini aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \tag{2.1}$$

Enerji sistem sınırlarından ısı, iş ve kütle olmak üzere üç şekilde geçmektedir. Burada $\dot{Q}_{net}$ net ısı giriş miktarını, Ẇnet net iş çıkış hızı, h spesifik entalpi olmak üzere genel enerji dengesi aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

$$\dot{E}_g = \dot{E}_ç \tag{2.2}$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_g h_g = \dot{W} + \sum \dot{m}_ç h_ç \tag{2.3}$$

Sistemin toplam ekserjisi, kimyasal ekserji Ex_{kim}, fiziksel ekserji Ex_{fiz}, kinetik ekserji Ex_{ke}, ve potansiyel ekserji Ex_{pe}, olmak üzere dört elemandan oluşmaktadır (Gang vd., 2010).

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{kim} + \dot{E}x_{fiz} + \dot{E}x_{ke} + \dot{E}x_{pe} \quad (2.4)$$

Genel ekserji dengesi Eşitlik (2.5)'te gösterilmiştir. Burada $\dot{E}x_g = \dot{E}x_ç$ ısı, iş ve kütleyle olan ekserji geçiş miktarını ve $\dot{E}x_y$ ekserji yıkım miktarını ifade etmektedir. Kısacası enerji dönüşüm sistemlerinde kütle akışı ve ısı etkileşimi bakımından ekserji transferi Eşitlik (2.6)'daki gibi olmaktadır. Genel ekserji dengesinin daha açık bir şekli Eşitlik (2.7)'de ve ψ akış ekserjisi Eşitlik (2.8)'de gösterilmiştir. Aşağıdaki denklemlerde $\dot{Q}_i$ ısı transfer miktarını, Ti ısı transferinin meydana geldiği sıcaklık, $\dot{W}$ birim zamanda yapılan işi, h entalpi, s entropi, 0 alt indisi de P_0 ve T_0 ölü durumu temsil etmektedir (Kaygusuz ve Ayhan, 1993).

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_ç = \dot{E}x_y \quad (2.5)$$

$$\dot{E}x_{ısı} - \dot{E}x_{iş} + \dot{E}x_{kütle,g} - \dot{E}x_{kütle,ç} = \dot{E}x_y \quad (2.6)$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_ç \psi_ç = \dot{E}x_y \quad (2.7)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.8)$$

Ekserji miktarı aşağıdaki ifade ile belirlenebilir.

$$\dot{E}x = \dot{m}\psi \quad (2.9)$$

Enerji analizine dayanarak ısı pompası ve toplam ısı pompası sisteminin ısıtma tesir katsayıları (ITK veya COP) aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$ITK_{IP} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp}} \quad (2.10)$$

$$ITK_{sistem} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p_lar} + \dot{W}_{fanlar}} \quad (2.11)$$

Burada $\dot{Q}_{kond}$ kondenserde meydana gelen ısı transferi miktarı, $\dot{W}_{komp}$, $\dot{W}_{p_lar}$ ve $\dot{W}_{fanlar}$ sırasıyla kompresöre, sirkülasyon pompaları ve fanlara ait iş girdilerini ifade etmektedir.

Ekserji analizi, tüm sistemin verimsizliği üzerinde hangi ekipmanın en çok etkisinin olduğunun belirlenmesine ve sistemdeki her ekipmanın ekserji yıkımı veya ekserji kayıplarını değerlendirilmesine imkan sunar. Ekserji verimi (Termodinamiğin İkinci Yasası) Eşitlik (2.12)'deki gibi yazılabilir (Kotas, 1985).

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{ç}}{\dot{E}x_{g}} \tag{2.12}$$

Yukarıda bahsedilen genel tanımlamalardan sonra Şekil 2.9'da gösterilen deney düzeneğinin her bir ekipmanın kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri ayrıntılı bir şekilde ele alınmıştır.

2.2.1. Güneş kollektörü

Bina ısıtması, kullanım sıcak su hazırlığı, ürünlerin kurutulması ve elektrik üretim sistemlerinin kalbini oluşturmaktadır. Dolayısıyla onların termodinamik performansları çok önemlidir. Bu sebeple güneş kollektörünün eş zamanlı enerji verimi, Termodinamiğin 1. Kanunu'na göre iş akışkanı tarafından kazanılan ısının kollektör yüzeyine gelen güneş ışınımına oranı kullanılarak hesaplanabilir.

$$\eta_{koll} = \frac{\dot{Q}_{koll,hava}}{\dot{Q}_{gım}} \tag{2.13}$$

Burada $\dot{Q}_{koll,hava}$ ve $\dot{Q}_{gım}$ sırasıyla güneş kollektör yüzeyinden iş akışkanına (hava) transfer edilen toplam ısı miktarı ve kollektör alanındaki güneş ışınım miktarını ifade etmektedir. Dolayısıyla $\dot{Q}_{koll,hava}$ toplam ısı miktarı ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\dot{Q}_{koll,hava} = \dot{m}_{hava} C_{P,hava} \left(T_{ç} - T_{g}\right) \tag{2.14}$$

Burada $\dot{m}_{hava}$ ve $C_{P,hava}$ hava olarak iş akışkanın kütlesel debisi ve özgül ısı kapasitesidir. $T_{g,koll}$ ve $T_{ç,koll}$ sırasıyla güneş kollektör giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıklarıdır. $\dot{Q}_{gım}$ ise güneş kollektörü yüzey alanına gelen güneş ışınım miktarıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{gım} = I\,(\tau\alpha)A_{koll} \tag{2.15}$$

Burada A_{koll} ve I sırasıyla güneş kollektörün yüzey alanı ve W/m^2 olarak güneş radyasyon miktarıdır. τ geçirgenlik ve α soğurma ile birlikte $(\tau\alpha)$ etkili iletim oranıdır (effective transmission rate). Diğer taraftan güneş kollektörleri tarafından toplanan anlık kullanılabilir enerji hesabı da yapılabilir.

$$\dot{Q}_{gım} = F_R A_{koll}\left[I\,(\tau\alpha) - U_{koll}\left(T_{koll} - T_{çs}\right)\right] = \dot{m}_{hava} C_{P,hava}\left(T_0 - T_{koll}\right) \tag{2.16}$$

Burada F_R kollektör ısı çekiş faktörü, U_{koll} kollektörün toplam ısı iletim katsayısı, T_{koll}, $T_{çs}$ ve T_0 sırasıyla kollektör, çevre ve ölü durum sıcaklıklarıdır (Duffie ve Beckman 1991).

Kararlı şartlarda açık sistemler için Eşitlik (2.7)'de verilen ekserji dengesi güneş kollektörü için düzeltilerek aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\sum\left(1 - \frac{T_{çs}}{T_{gs}}\right)\dot{Q}_{gım} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_ç \psi_ç = \dot{E}x_y \tag{2.17}$$

Burada T_{gs} 6000 K sıcaklığa eşit olan görünür güneş sıcaklığıdır. ψ ise Eşitlik (2.8)'de verilmiş olan özgül ekserjiyi ifade etmektedir. Böylece Eşitlik (2.17) üzerinde gereken sadeleştirme yapılarak aşağıdaki Eşitlik (2.18) formuna dönüşmektedir.

$$\sum\left(1 - \frac{T_{çs}}{T_{gs}}\right)\dot{Q}_{gım} - \dot{m}_{hava}\left[\left(h_{ç,koll} - h_{g,koll}\right) - T_{çs}\left(s_{ç,koll} - s_{g,koll}\right)\right] = \dot{E}x_y \tag{2.18}$$

Diğer taraftan Eşitlik (2.18)'de sunulan $\left(1 - \frac{T_{çs}}{T_{gs}}\right)$ ifadesi termal ışınım proseslerinde ekserji faktörü olarak tanımlanır. Bu ifade (Badescu, 2015) geometrik faktör kaynağı tarafından yayılan ışınımın ekserji faktörü olarak aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\psi = 1 - \frac{4}{3}\left(\frac{T_{çs}}{T_{gs}}\right) + \frac{1}{3}\frac{1}{f_g}\left(\frac{T_{çs}}{T_{gs}}\right)^4 \tag{2.19}$$

Burada güneşin karacisim sıcaklığı f_g 75% dir (Gupta ve Saha, 1990). Böylece sistem tarafından absorbe edilen güneş radyasyon ekserjisi, sonsuz bir termal kaynak olduğu

varsayılarak Petela ifadesi(Petela, 2003) aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\psi = 1 - \frac{4}{3}\left(\frac{T_{çs}}{T_{gs}}\right) + \frac{1}{3}\left(\frac{T_{çs}}{T_{gs}}\right)^4 \tag{2.20}$$

Termodinamiğin 2. Kanuna göre güneş kollektörünün eş zamanlı ekserji verimi, Eşitlik (2.18) ve Eşitlik (2.20)'ye göre sırasıyla aşağıdaki ifadeler ile belirlenebilir:

$$\varepsilon_{koll} = \frac{\dot{E}x_ç}{\dot{E}x_g} = \frac{\dot{m}_{hava}\left[\left(h_{ç,koll} - h_{g,koll}\right) - T_{çs}\left(s_{ç,koll} - s_{g,koll}\right)\right]}{\sum\left(1 - \frac{T_{çs}}{T_{gs}}\right)\dot{Q}_{gım}} \tag{2.21}$$

$$\varepsilon_{koll} = \frac{\dot{E}x_ç}{\dot{E}x_g} = \frac{\dot{m}_{hava}\left[\left(h_{ç,koll} - h_{g,koll}\right) - T_{çs}\left(s_{ç,koll} - s_{g,koll}\right)\right]}{\left[1 - \frac{4}{3}\left(\frac{T_{çs}}{T_{gs}}\right) + \frac{1}{3}\left(\frac{T_{çs}}{T_{gs}}\right)^4\right]\dot{Q}_{gım}} \tag{2.22}$$

Havalı tip güneş kollektörlerde hava akışı için kollektör fanı kullanılmaktadır. Kollektör fanın (kfan) kütle, enerji ve ekserji dengeleri aşağıdaki ifadeleri ile hesaplanabilir.

$$\dot{m}_{g,kfan} = \dot{m}_{ç,kfan} = \dot{m}_{kfan,hava} \tag{2.23}$$

$$\dot{W}_{kfan} = \dot{m}_{kfan,hava}\left[\left(h_{ç,kfan} - h_{g,kfan}\right) + \frac{v_{ç,kfan}{}^2}{2}\right]$$

veya (2.24)

$$\dot{W}_{kfan} = \frac{\dot{m}_{kfan,hava}\Delta p}{\rho_{kfan,hava}\eta_{kfan}\eta_{motor}}$$

$$\eta_{kfan} = \frac{\dot{m}_{kfan,hava}\left(h_{ç,kfan} - h_{g,kfan}\right)}{\dot{W}_{kfan}} \tag{2.25}$$

$$\dot{E}x_{y,kfan} = \dot{W}_{kfan} - \dot{m}_{kfan,hava}\left(\psi_{ç,kfan} - \psi_{g,kfan}\right) \tag{2.26}$$

$$\varepsilon_{kfan} = \frac{\dot{m}_{kfan,hava}\left(\psi_{ç,kfan} - \psi_{g,kfan}\right)}{\dot{W}_{kfan}} \tag{2.27}$$

Burada $v_{ç,kfan}$ kollektör fanın çıkış hava hızı, Δp kollektör fanı giriş ve çıkış basınç farkı, $\rho_{kfan,hava}$ kollektör fan havasının yoğunluğu, η_{kfan} kollektör fan şaftının verimi

ve η_{motor} fan motorunun verimidir.

2.2.2. Isı pompası

Düşük sıcaklıktaki ortamlarda ısıtma yapabilmek için ısı pompası kullanılabilmektedir. Isı pompası, basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Günümüzde birçok ısıtma sisteminde çoğunlukla kullanılmaktadır. Dolayısıyla bu sistemin performansının araştırılması gerekmektedir. Tez konusu olan hava kaynaklı ısı pompasının her bir ekipmanının kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

Kompresör (komp):

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{2,s} = \dot{m}_{R410A} \tag{2.28}$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{R410A}(h_{2,s} - h_1) \tag{2.29}$$

$$\eta_{komp} = \frac{\dot{m}_{R410A}(h_2 - h_1)}{\dot{W}_{komp}} \tag{2.30}$$

$$\dot{E}x_{y,komp} = \dot{W}_{komp} - \dot{m}_{R410A}(\psi_{2,s} - \psi_1) \tag{2.31}$$

$$\varepsilon_{komp} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_{2,s} - \psi_1)}{\dot{W}_{komp}} \tag{2.32}$$

Kondenser (Birinci plakalı ısı eşanjörü – IE1) (kond):

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{R410A} \text{ ve } \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{sıc-su-1} \tag{2.33}$$

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{R410A}(h_2 - h_3) \text{ ve } \dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{sıc-su-1}(h_5 - h_6) \tag{2.34}$$

$$\eta_{kond} = \frac{\dot{m}_{sıc-su-1}(h_5 - h_6)}{\dot{m}_{R410A}(h_2 - h_3)} \tag{2.35}$$

$$\dot{E}x_{y,kond} = \dot{m}_{R410A}(\psi_2 - \psi_3) - \dot{m}_{sıc-su-1}(\psi_5 - \psi_6) \tag{2.36}$$

$$\varepsilon_{kond} = \frac{\dot{m}_{sıc-su-1}(\psi_5 - \psi_6)}{\dot{m}_{R410A}(\psi_2 - \psi_3)} \quad (2.37)$$

Genleşme valfi (GV):

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{R410A} \quad (2.38)$$

$$h_3 = h_4 \quad (2.39)$$

$$\dot{E}x_{y,GV} = \dot{m}_{R410A}(\psi_3 - \psi_4) \quad (2.40)$$

$$\varepsilon_{GV} = \frac{\psi_4}{\psi_3} \quad (2.41)$$

Evaporatör (evap):

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{R410A} \quad (2.42)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{R410A}(h_1 - h_4) \text{ ve } \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{hava} C_{P,hava}(h_{17} - h_{16}) \quad (2.43)$$

$$\eta_{evap} = \frac{\dot{m}_{R410A}(h_1 - h_4)}{\dot{m}_{hava} C_{P,hava}(h_{17} - h_{16})} \quad (2.44)$$

$$\dot{E}x_{y,evap} = \dot{W}_{fan} + \dot{m}_{hava}(\psi_{17} - \psi_{16}) - \dot{m}_{R410A}(\psi_1 - \psi_4) \quad (2.45)$$

$$\varepsilon_{evap} = \frac{\dot{m}_{R410A}(\psi_1 - \psi_4)}{\dot{m}_{hava}(\psi_{17} - \psi_{16})} \quad (2.46)$$

Fan (evaporatör):

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}^*_{17} = \dot{m}_{dh} = \dot{m}_{ç,kdepo} \quad (2.47)$$

$$\dot{W}_{fan} = \dot{m}_{hava}\left[(h_{17} - h^*_{17}) + \frac{v_ç^{\,2}}{2}\right] \quad (2.48)$$

veya

$$\dot{W}_{fan} = \frac{\dot{m}_{hava}\Delta p}{\rho_{hava}\eta_{fan}\eta_{motor}}$$

$$\eta_{fan} = \frac{\dot{m}_{hava}(h_{17} - h_{17}^{*})}{\dot{W}_{fan}} \tag{2.49}$$

$$\dot{E}x_{y,fan} = \dot{W}_{fan} - \dot{m}_{hava}(\psi_{17} - \psi_{17}^{*}) \tag{2.50}$$

$$\varepsilon_{fan} = \frac{\dot{m}_{hava}(\psi_{17} - \psi_{17}^{*})}{\dot{W}_{fan}} \tag{2.51}$$

Burada (*) işareti fan girişini ifade etmektedir.

2.2.3. Isı kaynağı/karışım deposu

Standart havalı ısı pompasının evaporatörü; düşük hava sıcaklıklarında çalışabilmektedir. Ancak çevre şartlarındaki evaporatör sıcaklığı havalı güneş kollektörlerinde ısıtılan hava ile arttırılabilir. Bu sebeple evaporatör önüne ısı kaynağı/karışım deposu eklenmiştir. Isı kaynağı/karışım deposu (kdepo) için kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

Kollektör çalıştırılmadığında depo önünden evaporatör üzerine doğrudan dış hava üflendiği durum için;

$$\dot{m}_{dh} = \dot{m}_{ç,kdepo} \tag{2.52}$$

$$\dot{Q}_{kdepo} = \dot{m}_{dh}C_{P,hava}\left(h_{ç,kdepo} - h_{dh}\right) \tag{2.53}$$

$$\eta_{kdepo} = \frac{h_{dh}}{h_{ç,kdepo}} \tag{2.54}$$

$$\omega = \frac{\dot{m}_{nemli-hava}}{\dot{m}_{hava}} \tag{2.55}$$

$$\psi_{hava} = \left(C_{P,hava} + \omega C_{P,nemli-hava}\right)T_0\left[\left(\frac{T}{T_0}\right) - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right)\right] + (1 + 1{,}6078\omega)R_{hava}T_0\ln\left(\frac{P}{P_0}\right) + R_{hava}T_0\left\{(1 + \right. \tag{2.56}$$

$$1{,}6078\omega)\ln\left[\frac{(1+1{,}6078\omega_0)}{(1+1{,}6078\omega)}\right]+1{,}6078\omega\ln\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)\Big\}$$

$$\dot{E}x_{y,kdepo}=\dot{m}_{dh}\left(\psi_{ç,kdepo}-\psi_{dh}\right) \tag{2.57}$$

$$\varepsilon_{kdepo}=\frac{\psi_{dh}}{\psi_{ç,kdepo}} \tag{2.58}$$

Burada ω bağıl nemi, dh alt indisi dış havayı, R_{hava} havanın gaz sabiti, P basıncı ifade etmektedir.

Deponun dış havası kapatılıp evaporatör üzerine doğrudan havalı kollektörde ısıtılan havanın üflendiği durum için;

$$\dot{m}_{ç,kfan}=\dot{m}_{ç,kdepo}=\dot{m}_{kfan,hava} \tag{2.59}$$

$$\dot{Q}_{kdepo}=\dot{m}_{kfan,hava}C_{P,hava}\left(h_{ç,kdepo}-h_{ç,kfan}\right) \tag{2.60}$$

$$\eta_{kdepo}=\frac{h_{ç,kfan}}{h_{ç,kdepo}} \tag{2.61}$$

$$\dot{E}x_{y,kdepo}=\dot{m}_{dh}\left(\psi_{ç,kdepo}-\psi_{ç,kfan}\right) \tag{2.62}$$

$$\varepsilon_{kdepo}=\frac{\psi_{ç,kfan}}{\psi_{ç,kdepo}} \tag{2.63}$$

Yukarıda verilmiş denklemler kullanılarak; dış hava ile havalı güneş kollektöründen çıkan sıcak hava karışımları da hesaplanabilir.

2.2.4. Akümülasyon tankı

Akümülayon tankı, havalı ısı pompası tarafından üretilen ısının depolandığı bir tanktır. Bu tanktaki ısı, radyatörlü ısıtma sistemi tarafından mekan ısıtmasında kullanılmaktadır. Akümülasyon tankının kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki gibi sıralanabilir.

Havalı ısı pompası ısı değiştiricisi ile akümülasyon tankı arası;

$$\dot{m}_5^* = \dot{m}_6 = \dot{m}_{sıc-su-1} \quad (2.64)$$

$$\dot{Q}_{AT-1} = \dot{m}_{sıc-su-1}(h_5^* - h_6) \quad (2.65)$$

$$\dot{E}x_{AT-1} = \dot{m}_{sıc-su-1}(\psi_5^* - \psi_6) \quad (2.66)$$

Akümülasyon tankı ile ikinci ısı eşanjörü arası;

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{soğ-su} \quad (2.67)$$

$$\dot{Q}_{AT-3} = \dot{m}_{soğ-su}(h_{11} - h_{12}) \quad (2.68)$$

$$\dot{E}x_{AT-3} = \dot{m}_{soğ-su}(\psi_{11} - \psi_{12}) \quad (2.69)$$

Böylece akümülasyon tankının enerji ve ekserji dengeleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q}_{AT} = \dot{m}_{sıc-su-1}(h_5^* - h_6) - \dot{m}_{soğ-su}(h_{11} - h_{12}) \quad (2.70)$$

$$\eta_{AT} = \frac{\dot{m}_{soğ-su}(h_{11} - h_{12})}{\dot{m}_{sıc-su-1}(h_5^* - h_6)} \quad (2.71)$$

$$\dot{E}x_{y,AT} = \dot{m}_{sıc-su-1}(\psi_5^* - \psi_6) - \dot{m}_{soğ-su}(\psi_{11} - \psi_{12}) \quad (2.72)$$

$$\varepsilon_{AT} = \frac{\dot{m}_{soğ-su}(\psi_{11} - \psi_{12})}{\dot{m}_{sıc-su-1}(\psi_5^* - \psi_6)} \quad (2.73)$$

2.2.5. 2. Pompa (p2)

Bu pompa ısı pompası kondenseri (Birinci ısı eşanjörü) ile akümülasyon tankı arasında yer alır.

$$\dot{m}_5^* = \dot{m}_5 = \dot{m}_{sıc-su-1} \quad (2.74)$$

$$\dot{W}_{p2} = \dot{m}_{sıc-su-1}\left(h_{5,s}^* - h_5\right) \quad (2.75)$$

$$\eta_{p2} = \frac{\dot{m}_{sıc-su-1}(h_5^* - h_5)}{\dot{W}_{p2}} \quad (2.76)$$

$$\dot{E}x_{y,p2} = \dot{W}_{p2} - \dot{m}_{sıc-su-1}\left(\psi^*_{5,s} - \psi_5\right) \tag{2.77}$$

$$\varepsilon_{p2} = \frac{\dot{m}_{sıc-su-1}\left(\psi^*_{5,s} - \psi_5\right)}{\dot{W}_{p2}} \tag{2.78}$$

2.2.6. Pompa (p4)

Bu pompa akümülasyon tankı ile ikinci ısı eşanjörü arasında yer alır.

$$\dot{m}^*_{12} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{soğ-su} \tag{2.79}$$

$$\dot{W}_{p4} = \dot{m}_{soğ-su}(h^*_{12} - h_{12}) \tag{2.80}$$

$$\eta_{p4} = \frac{\dot{m}_{soğ-su}(h^*_{12} - h_{12})}{\dot{W}_{p4}} \tag{2.81}$$

$$\dot{E}x_{y,p4} = \dot{W}_{p4} - \dot{m}_{soğ-su}(\psi^*_{12} - \psi_{12}) \tag{2.82}$$

$$\varepsilon_{p4} = \frac{\dot{m}_{soğ-su}(\psi^*_{12} - \psi_{12})}{\dot{W}_{p4}} \tag{2.83}$$

2.2.7. Radyatörlü ısıtma sistemi

Bir mahalin ısıtılmasında radyatör önemli bir ekipmandır. İkinci ısı eşanjörü ile radyatörler arasında kapalı bir çevrim oluşturulmuştur. Radyatörlü ısıtma sisteminin kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri aşağıdaki ifadeler kullanılabilir.

İkinci plakalı ısı eşanjörü (IE2):

$$\dot{m}^*_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{soğ-su} = \dot{m}_{sıc-su-3} \text{ ve } \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{sıc-su-4} \tag{2.84}$$

$$\dot{Q}_{IE2} = \dot{m}_{sıc-su-3}(h^*_{12} - h_{11}) \text{ ve } \dot{Q}_{IE2} = \dot{m}_{sıc-su-4}(h_{13} - h_{14}) \tag{2.85}$$

$$\eta_{IE2} = \frac{\dot{m}_{sıc-su-3}(h_{12} - h_{11})}{\dot{m}_{sıc-su-4}(h^*_{13} - h_{14})} \tag{2.86}$$

$$\dot{E}x_{y,IE2} = \dot{m}_{sıc-su-3}(\psi^*_{12} - \psi_{11}) - \dot{m}_{sıc-su-4}(\psi^*_{13} - \psi_{14}) \quad (2.87)$$

$$\varepsilon_{IE2} = \frac{\dot{m}_{sıc-su-4}(\psi^*_{13} - \psi_{14})}{\dot{m}_{sıc-su-3}(\psi^*_{12} - \psi_{11})} \quad (2.88)$$

2.2.8. 5. Pompa (p5)

Bu pompa ikinci ısı eşanjörü ile radyatörlü ısıtma sistemi arasında yer alır.

$$\dot{m}^*_{13} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{sıc-su-4} \quad (2.89)$$

$$\dot{W}_{p5} = \dot{m}_{sıc-su-4}(h^*_{13} - h_{13}) \quad (2.90)$$

$$\eta_{p5} = \frac{\dot{m}_{sıc-su-4}(h^*_{13} - h_{13})}{\dot{W}_{p5}} \quad (2.91)$$

$$\dot{E}x_{y,p4} = \dot{W}_{p4} - \dot{m}_{sıc-su-4}(\psi^*_{13} - \psi_{13}) \quad (2.92)$$

$$\varepsilon_{p5} = \frac{\dot{m}_{sıc-su-4}(\psi^*_{13} - \psi_{13})}{\dot{W}_{p5}} \quad (2.93)$$

Radyatörler (rady)

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}^*_{13} = \dot{m}_{sıc-su-4} \quad (2.94)$$

$$\dot{Q}_{rady} = \dot{m}_{sıc-su-4}(h^*_{13} - h_{14}) \quad (2.95)$$

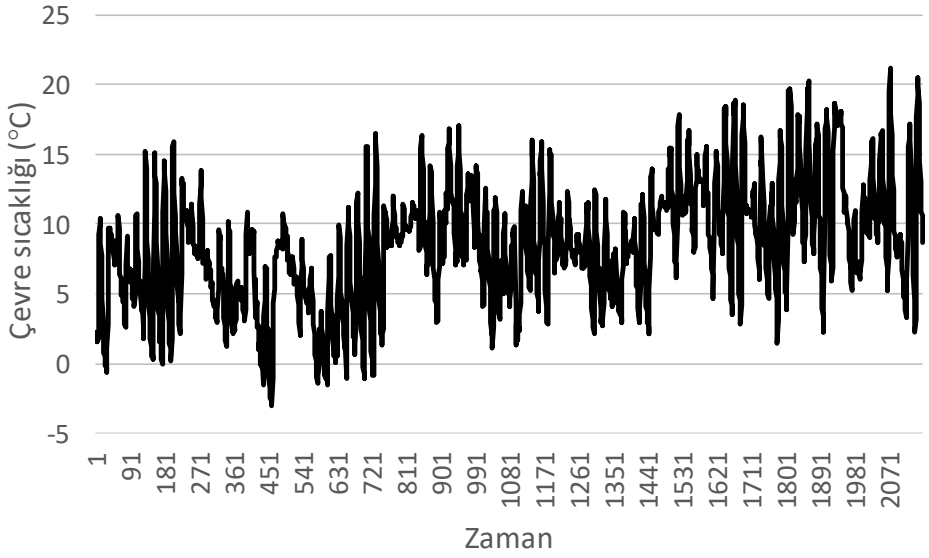
$$\dot{E}x_{rady} = \dot{m}_{sıc-su-4}(\psi^*_{13} - \psi_{14}) \quad (2.96)$$

Radyatörlerin gidiş ve geliş hatları üzerinde sıcaklık, basınç ve hacimsel debi ölçümleri yapılmasına rağmen ölçüm sonuçları kalorimetre ile kontrol edilmiştir.

Bu tez çalışmasında, deney düzeneği üzerinde deneysel yöntemlere uygun olarak Ocak-Nisan 2018 tarihleri arasındaki her bir gün için 10'ar dakika aralıklar ile veriler toplanmıştır. Deneysel verilerden elde edilen bilgilerin termodinamik analizlerinin yapılabilmesi için yukarıda bahsedilen tüm matematiksek denklemler Mühendislik Problemleri Çözücü (Engineering Equation Solver - EES) programına işlenmiştir. Böylece proje konusu olan tekstil esaslı solar destekli hava kaynaklı ısı pompasının deneysel ve teorik incelenmesi yapılabilmiştir.

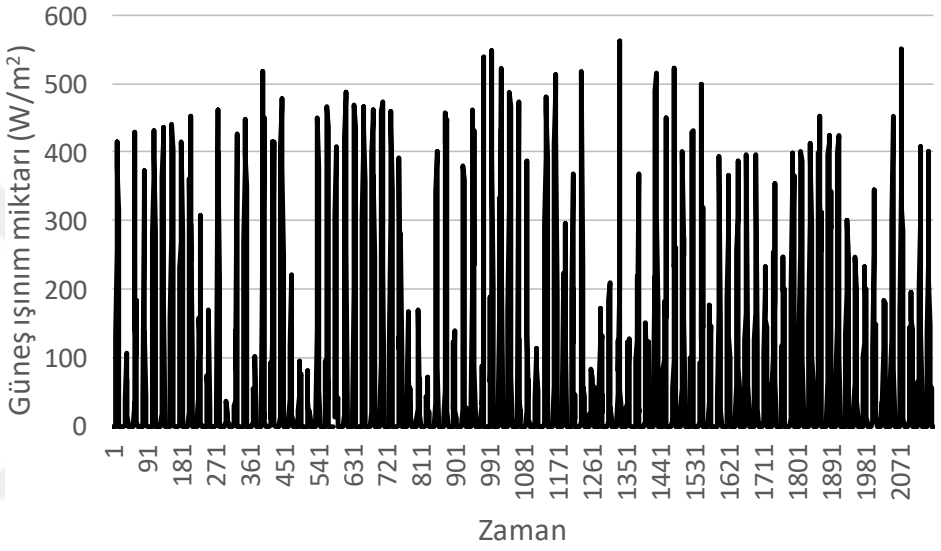
3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde Muğla ili için tekstil esaslı güneş destekli hava kaynaklı ısı pompasının termodinamik performansının deneysel ve teorik incelemesi yapılmıştır. Bu amaçla deneysel düzenek tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel düzenek üzerinde hava kaynaklı tekstil esaslı ve/veya selektif yüzeyli güneş kollektörlerinin, tekstil esaslı ve/veya selektif yüzeyli havalı güneş kollektör destekli ısı pompası sistemlerinin ve güneş enerjisi destekli ısı pompalı ısıtma sisteminin termodinamik performansları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Bu amaçla, Türkiye'nin Muğla ili Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi binasının çatısına güneş kollektörleri ve çatı arasındaki odaya ısı pompası, akümülasyon tankı, ısı eşanjörleri, pompalar ve radyatörlerden oluşan bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneği üzerinde termodinamik performans değerlendirmesi yapabilmek için veriler toplanmıştır. Gerçek zamanlı veriler kullanılarak enerji ve ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneği üzerinden 1 Ocak – 31 Mart 2018 tarihleri arasındaki her bir gün için 10'ar dakika aralıklar ile hava hızı, sıcaklık, basınç, hacimsel debi, elektriksel güç gibi parametreler kaydedilmiştir.



Şekil 3.1. 1 Ocak – 31 Mart 2018 tarihlerindeki deney günlerine ait saatlik çevre sıcaklığının değişimi.

1 Ocak – 31 Mart 2018 tarihleri arasında deney düzeneğinin bulunduğu konuma ait ortalama saatlik çevre sıcaklığı değişimi Şekil 3.1.'de verilmiştir. Şekil 3.1.'de görüldüğü gibi deneylerin yapıldığı 1 Ocak – 31 Mart 2018 tarihleri arasında en yüksek ve en düşük çevre sıcaklıkları 21,2 °C ve -3 °C olarak ölçülmüştür. 3 ayın ortalama sıcaklığı ise 8,4 °C'dir. Aylara göre çevre sıcaklıkları karşılaştırıldığında Ocak ayının 5,7 °C'lik ortalama sıcaklık değeri ile en düşük seviyeyi aldığı gözlemlenmiştir. Sonrasında 8,5 °C ile Şubat ve 10,9 °C ile Mart ayında meydana gelmiştir.



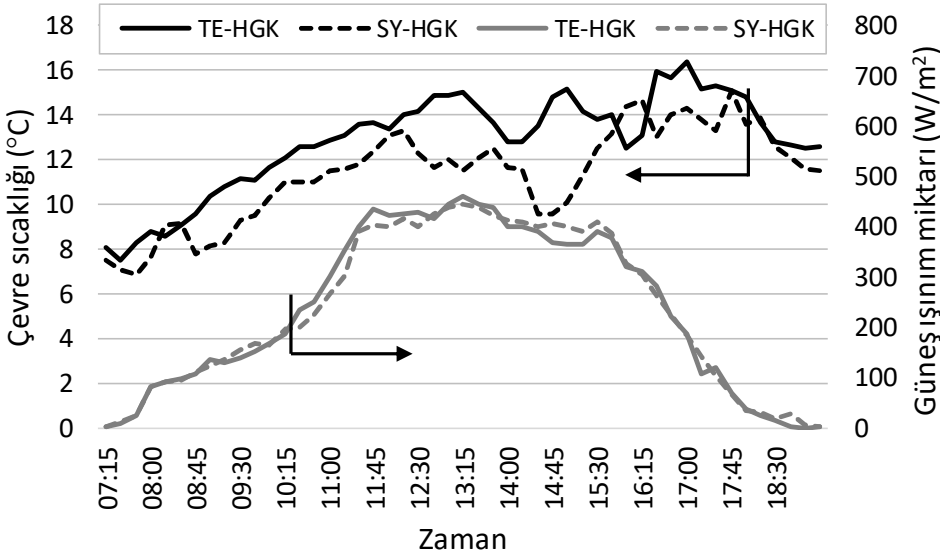
Şekil 3.2. 1 Ocak – 31 Mart 2018 tarihlerindeki deney günlerine ait saatlik güneş ışınım miktarının değişimi.

Şekil 3.2'de ise 3 aylık dönem içerisinde saatlik güneş ışınım miktarının değişimi verilmiştir. 3 aylık dönemin ortalaması 69 W/m^2 olarak belirlenmiştir. En yüksek ortalama 78 W/m^2 ile Mart ayı ve en düşük ortalama ise 56 W/m^2 ile Şubat ayında ölçülmüştür. Şekil 3.2'de güneş ışınım şiddetinin bazı günlerde 500 W/m^2 değerlerini aştığı da görülmektedir. Tez çalışmasında karşılaştırmalı değerlendirme yapabilmek için deney günleri, çevre sıcaklıkları ve güneş ışınım miktarlarının birbirine yakın ve eşit olan günler kullanılmıştır. Böylece deneysel ve teorik incelemeler sonucunda aşağıda ayrıntılı olarak sunulan bulgulara ve sonuçlara ulaşılmıştır.

3.1. Havalı Tip Tekstil Esaslı Güneş Kollektörün Performans Sonuçları

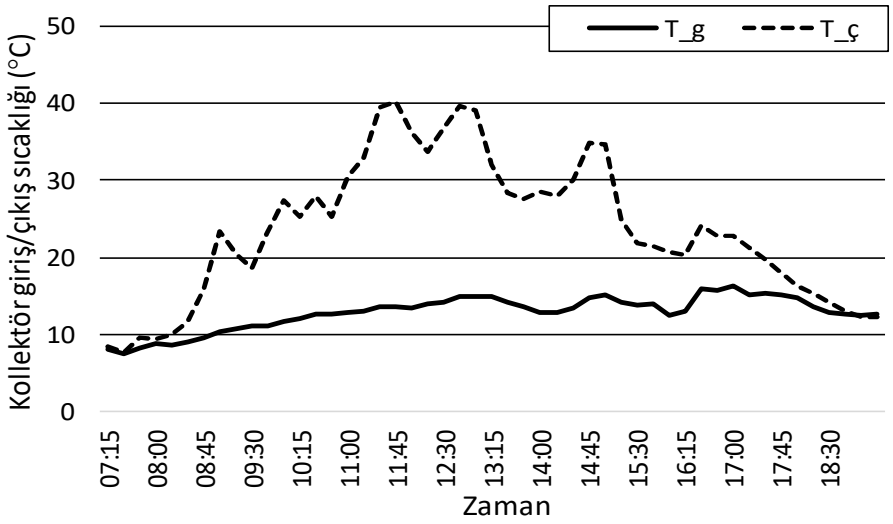
Tekstil esaslı havalı güneş kollektörü (TE-HGK) ve selektif yüzeyli havalı güneş kollektörünün (SY-HGK) termodinamik performansları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Havalı güneş kollektörlerinin performanslarını doğru bir şekilde değerlendirmek için aynı veya birbirine eşit çevre sıcaklığı ve güneş radyasyonuna sahip yarım açık günler de toplanan veriler burada sunulmuştur. TE-GK ve SY-GK için sırasıyla 14 Mart ve 15 Mart 2018'de toplanan veriler kullanılmıştır. Dolayısıyla her iki kollektör için 07:15 ile 19:15 zaman aralığında çevre sıcaklığı ve güneş radyasyonun değişimi Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Şekil 3.3'de görüldüğü gibi seçilen deney günlerindeki güneş ışınım miktarları birbirini izlemektedir. Güneşin doğuşundan batışına kadar geçen sürede her iki deney için ortalama 234 W/m^2'lik güneş ışınımı varken TE-HGK ve SY-HGK için yapılan deneylerde sırasıyla 460 W/m^2 ve 444 W/m^2 ile en yüksek değerler meydana gelmiştir. Şekil 3.3'de çevre sıcaklığının değişimi ise birbirine yakınken TE-HGK için yapılan deney günün sıcaklığı SY-HGK için yapılandan daha yüksektir. TE-HGK ve SY-HGK için yapılana deney günlerine ait en yüksek çevre sıcaklıkları sırasıyla 16 °C ve 15 °C iken ortalama çevre sıcaklıkları 13 °C ve 11 °C'dir. Havalı güneş kolektörleri performanslarını karşılaştırma işleminde ekserji girişi olarak güneş ışınım miktarının aynı olması istenen bir durumdu. Ancak her iki deney gününe ait çevre sıcaklığının birbirinde farklı olması özellikle TE-HGK için bir dezavantaj olması öngörülmektedir.

Şekil 3.4, en yakın çevre şartlarına sahip deneyden alınan verilere göre havalı güneş kollektörlerin giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimini göstermektedir. Şekil 3.4(a)'da görüldüğü gibi TE havalı güneş kollektör giriş ve çıkış hava sıcaklığının sabah 8 °C iken akşam vakti 13 °C olduğu görülmektedir. Şekil 3.4(b)'de ise bu değerler 7 °C ve 11 °C'dir. Her iki kollektörün hava giriş sıcaklıkları birbirine yakın olmasına rağmen TE havalı güneş kollektörünün çıkış hava sıcaklığı (maks. 40 °C ve ort. 24 °C), SY havalı güneş kollektörüne kıyasla (maks. 32 °C ve ort. 17 °C) oldukça yüksek sıcaklıklara ulaşmaktadır. Şekil 3.4'de görüldüğü gibi TE-HGK'nün kollektör çıkış hava sıcaklığı 11:00 ile 15:00 saatleri arasında 30 °C üzerinde iken SY-HGK'nün sıcaklığı 30 °C'nin altında kalmıştır.

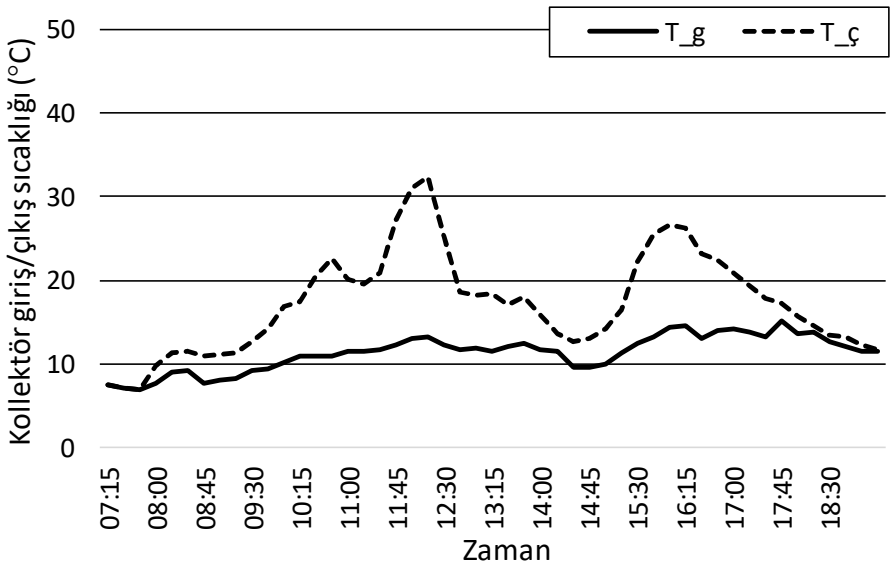


Şekil 3.3. Her iki kollektörün performansını karşılaştırmak için seçilen günlerdeki çevre sıcaklığı ve güneş ışınım miktarı değerlerinin karşılaştırılması.

Buradan şu sonuca varılabilir ki Şekil 3.4'den gün boyunca tüm zamanlarda TE havalı güneş kollektörü SY havalı güneş kollektörüne göre daha yüksek sıcaklık elde edilmiştir. Kollektörlerin çıkış hava sıcaklıklarındaki dalgalanmalar ise yarım açık günler (bulut geçişi ve yağmur) olması sebebiyle oluşmuştur.



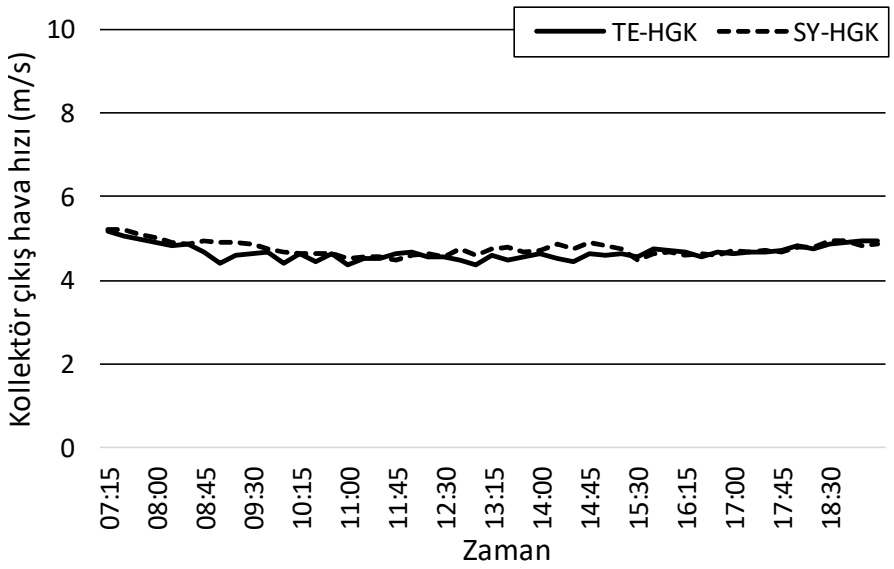
(a)



(b)

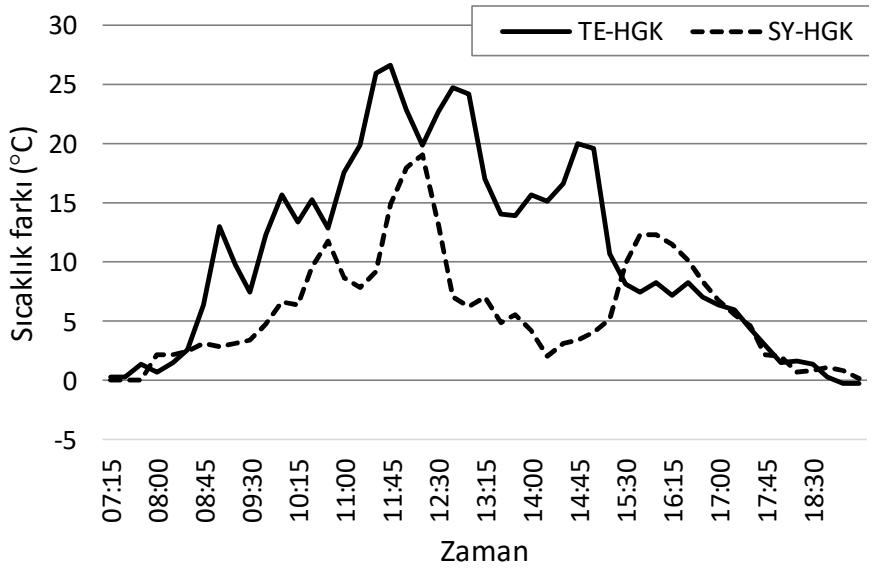
Şekil 3.4. (a) Tekstil esaslı havalı güneş kollektörü (TE-HGK) ile (b) selektif yüzeyli havalı güneş kollektörü (SY-HGK) için hava giriş ve çıkış sıcaklık değerlerinin değişimi.

Havalı kolektörlerde kolektöre giren ve çıkan havanın debisi ve sıcaklığı, havanın girdiği ve çıktığı yer, akış yolu şekli ve uzunluğu gibi durumlar havalı kolektörlerin verimlerini etkileyen faktörlerdir. Yapılan deneylerde her iki kollektör tipi için hava girişi ve çıkışı ölçüleri aynı olan tek yerden olmaktadır. Ayrıca her iki deneyde aynı özelliklerde fan kullanılması ile kolektörlerde dolaştırılan hava debisi her iki havalı güneş kollektörü için de eşittir. Dolayısıyla Şekil 3.5'de her iki kollektör tipi için deneylerde ölçülen kollektör çıkış hava hızı değişimi gösterilmiştir. Şekil 3.5'de görüldüğü gibi kollektör performanslarını karşılaştırmak için hava hızların birbirine yakın veya eşittir. Değeri ise her iki deney için ortalama 5,2 m/s'dir. Kolektörlerde yerel kaçakların oluşturduğu kayıplar yalıtım yapılarak giderilmeye çalışıldığından dolayı yerel kaçaklar ihmal edilmiştir.



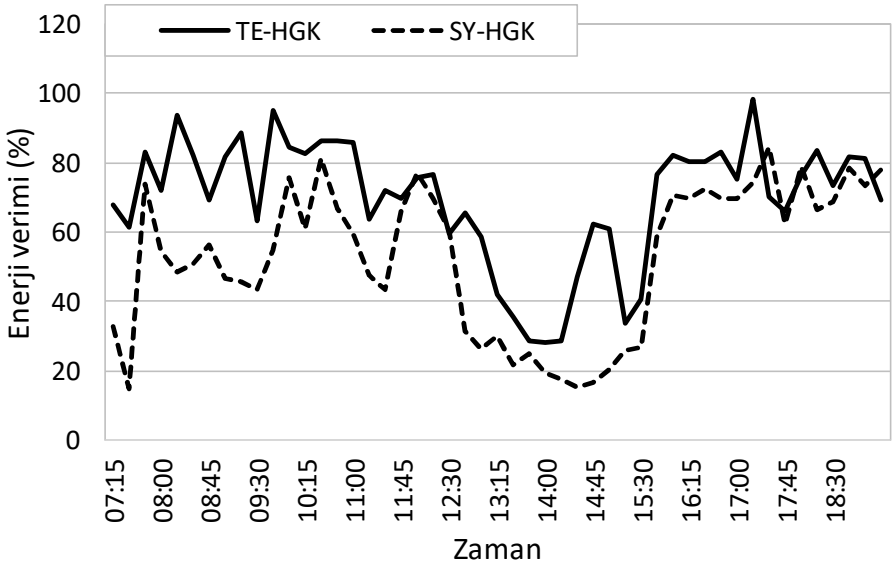
Şekil 3.5. TE ve SY havalı güneş kollektörleri için çıkış hava hızlarındaki değişim.

Şekil 3.3'ün nihai bir sonucu olarak havalı güneş kollektörün hava giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın değişimi Şekil 3.6'da sunulmuştur. Şekil 3.6'da görüldüğü gibi tüm gün boyunca TE havalı güneş kollektörün giriş ve çıkış hava sıcaklık farkı, SY havalı güneş kollektöre kıyasla yüksek olmuştur. Bu ise TE-HGK'de iyi bir ısı transferi olduğunu ve güneş ışınım miktarından alınan ısı miktarını göstermektedir. Bu sıcaklık farkları kollektörlerin şekilsel ve teknik özelliklerinden dolayı oluşmaktadır.



Şekil 3.6. TE-HGK ve SY-HGK'nın hava giriş ve çıkış sıcalıkları arasındaki farkın karşılaştırılması.

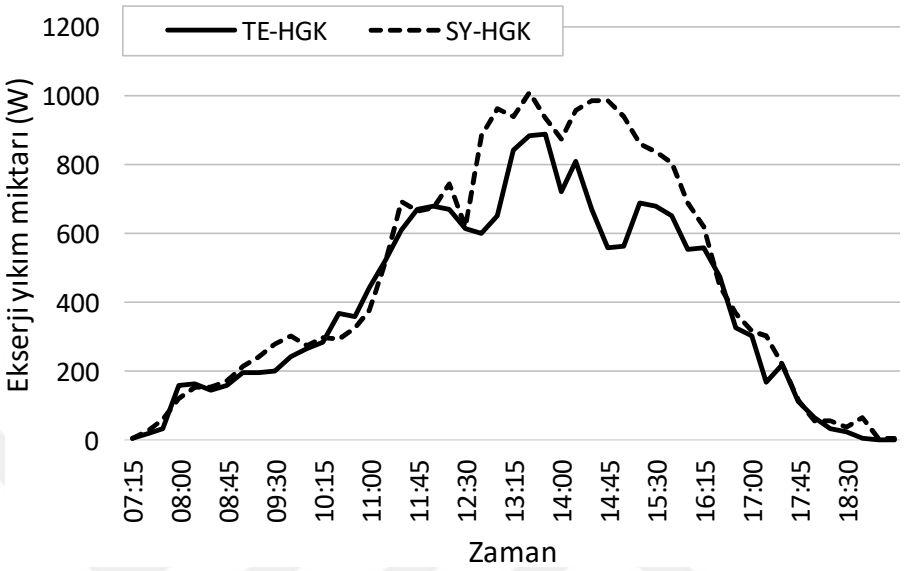
Havalı kolektörün verimi; kollektör yapı malzemesine, kollektör tipinin tasarımına, emici plakanın yapısına, camın özelliğine, hava ve deney şartlarına bağlı olarak değişmektedir. TE ve SY hava güneş kollektörünün enerji verimlerinin zamansal değişimi Şekil 3.7'te gösterilmiştir. Şekil 3.7'te gösterildiği gibi verilerin kullanıldığı aynı şartlara sahip günlere ait TE-HGK'nın enerji verimi tüm gün boyunca SY-HGK'nınkinden yüksek bulunmuştur. Burada tekstil kumaşı, kollektörlerin performanslarının karşılaştırma sürecinde etkili olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca verimdeki dalgalanmalar ise kollektör çıkış hava sıcaklığındaki değişimlere sebep olmuştur. Hesaplamalar neticesinde TE-HGK'nün enerji verimi gün içerisindeki ortalaması %70 iken SY-HGK'nün verimi ise %53 olarak bulunmuştur. 12:30 ile 15:30 saatleri arasında güneş ışınım miktarı ve çevre sıcaklığındaki düşüşler sebebiyle kollektörlerin enerji verimlerinde de bir azalma meydana gelmiştir. SY-HGK'ün enerji veriminin düşmesine rağmen TE-HGK'ün verimi (%40'dan %70'e artış) artmaktadır.



Şekil 3.7. TE-HGK ve SY-HGK'nın enerji verimlerindeki değişim.

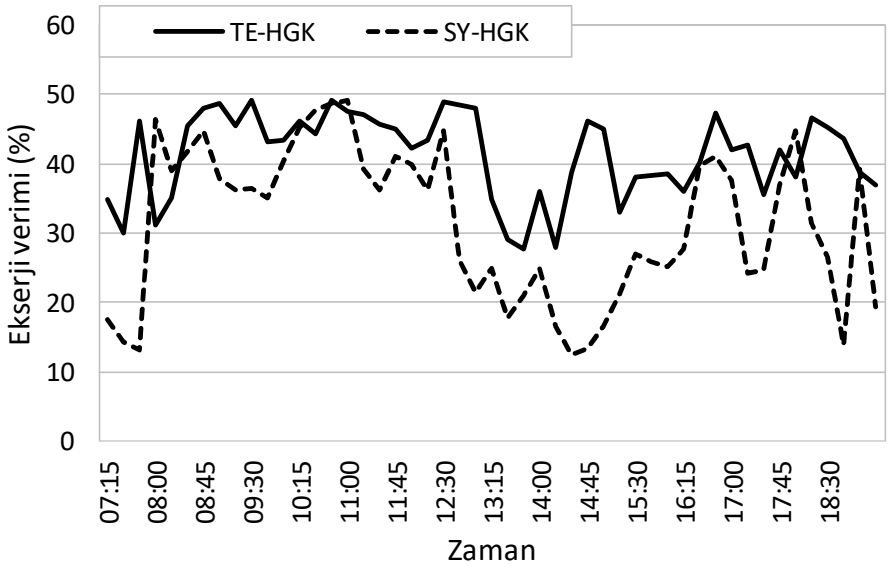
Havalı güneş kollektörlerinde meydana gelen ekserji yıkım miktarındaki değişim ise Şekil 3.8'de verilmiştir. Her iki kollektörün deney günleri için Şekil 3.3'de görülebileceği gibi güneş ışınım miktarları birbirine yakın veya eşit olduğuna dikkat edilmelidir. Dolayısıyla Şekil 3.8'de görüldüğü gibi SY havalı güneş kollektörünün gün içerisindeki ekserji yıkım miktarı TE-HGK'e oranla daha yüksektir. Gün içerisinde TE havalı güneş kollektöründe ortalama ekserji yıkımı 389 W değerinde iken SY-HGK'nın değeri 459 W'tır. TE-HGK ve SY-HGK için en yüksek ekserji yıkım miktarı ise sırasıyla 886 W ve 1007 W'tır. TE-HGK'nın deney gününe ait çevre sıcaklığı değerleri SY-HGK'e kıyasla yüksek olmasına rağmen TE-HGK'nın ekserji yıkım miktarı SY-HGK'e göre daha düşüktür. Şekil 3.8'de görüldüğü gibi 12:30 ile 15:30 saatleri arasında çevre sıcaklığı farkı açıldığı için kollektörlerin ekserji yıkım miktarları arasındaki farkta artmıştır. Bahsedilen sebebe rağmen TE-HGK'nin ekserji yıkım miktarı SY-HGK'e göre daha düşüktür. Mortazavi ve Ameri (2018), 1000 W/m^2 ışınım miktarı için selektif yüzeyli havalı güneş kollektörünün termodinamik performansını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarında SY havalı güneş kollektörlerinde en fazla ekserji yıkımının emici plakada ve sonrasında ise üst örtüde (kaplama camı) meydana geldiğini bildirmişlerdir. Dolayısıyla bu proje çalışmasında da havalı güneş kollektörlerinde tekstil kumaşın kullanımının tersinmezlikleri azalttığı

öngörülmektedir. Tersinmezlikler ise ileri düzey akış ve ısı transferi analizleri ile belirlenmelidir. Sonuç olarak havalı güneş kollektörü tasarımı yapılırken özellikle emici plakaya özen ve dikkat edilmelidir.



Şekil 3.8. TE-HGK ve SY-HGK'nın ekserji yıkım miktarlarındaki değişim.

Şekil 3.9'te her iki havalı güneş kollektörünün ekserji verimlerinin değişimi verilmiştir. Şekil 3.9'te görüldüğü gibi TE-HGK'nın ortalama ekserji verimi %41 iken SY-HGK'nın verimi %31 olarak hesaplanmıştır. Standart bir havalı güneş kollektöründe tekstil kumaş kullanımı havalı tip güneş kollektörlerin enerji ve ekserji verimlerini arttırmaktadır. Ancak havalı güneş kollektörlerde tekstil kumaşı kullanımının etkilerini analiz etmek için ileri düzey akış ve ısı transferi analizleri yapılmalıdır. SY-HGK'nın performansını etkileyen tekstil kumaşın tasarımı ve etkilerini daha anlaşılır hale getirmek ve TE-HGK'ün performansını iyileştirmek için araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmalıdır.



Şekil 3.9. TE-HGK ve SY-HGK'nın ekserji verimlerindeki değişim.

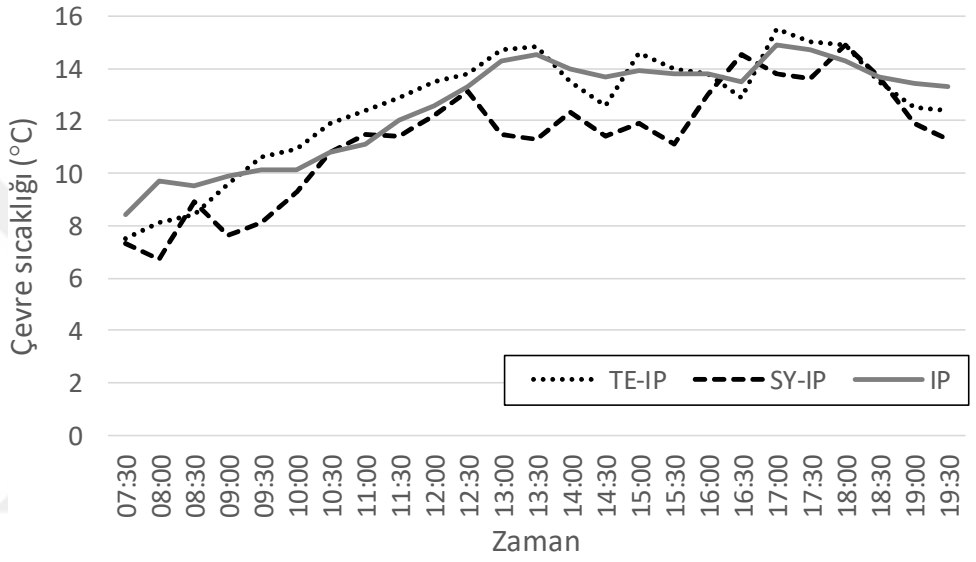
Havalı kolektörün verimi; kollektör yapı malzemesine, kollektör tipinin tasarımına, emici plakanın yapısına, camın özelliğine, hava ve deney şartlarına bağlı olarak değişmektedir. Dolayısıyla en önemli faktör kollektörün emici plakasının şekil ve teknik özelliklerinden dolayı oluşmaktadır.

Diğer taraftan literatürdeki çalışmalara konu olan havalı güneş kollektörlerin performansları konusunda ortalama %70 ve %41'lik enerji ve ekserji verimleri (maks. %90 ve %51) ile bahsedilen çalışmalardaki havalı güneş kollektörlerinden daha iyi termodinamik performansa sahip olduğu söylenebilir.

3.2. Tekstil Esaslı Havalı Güneş Kollektör Destekli Isı Pompasının Performans Sonuçları

Tekstil esaslı havalı güneş kollektör destekli ısı pompası (TE-IP), güneşten aldığı ısıyı ısı pompasının evaporatörüne taşıyan havalı güneş kollektörü ve fan sisteminden oluşan bir ısı pompası, ısı pompasının kondenserinden üretilen ısının depolamak amacıyla akümülasyon tankına iletilmesini sağlayan bir sistem olarak deney düzeneği kullanılmıştır. Bu sistem için yapılmış deneylerde ısı pompası 7:30'dan 19:30'a kadar

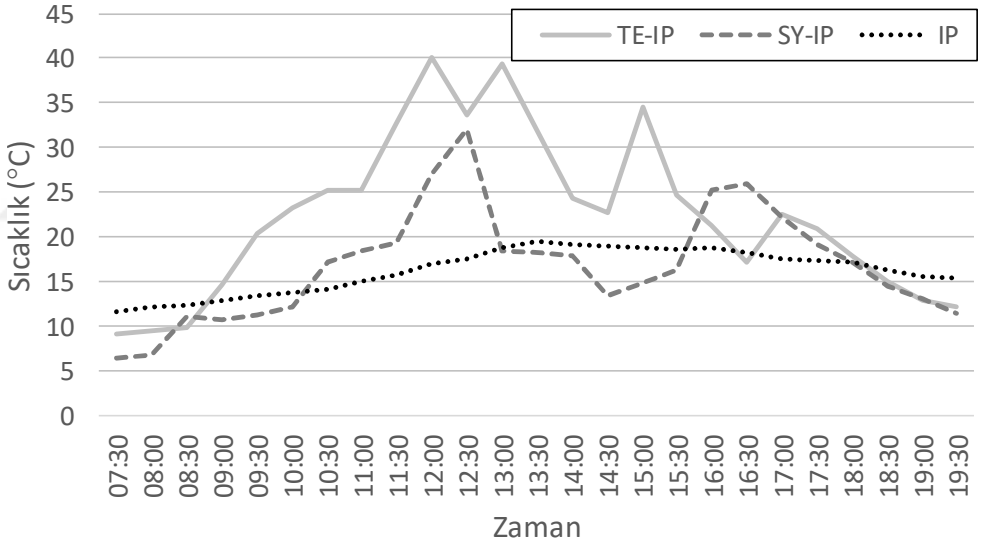
çalıştırılmış ve bu saatler dışında ısı pompası kapatılmıştır. Isı pompasının standart havadan havaya ısı pompası (IP), tekstil esaslı güneş kollektör destekli ısı pompası (TE-IP) ve selektif yüzeyli güneş kollektör destekli ısı pompası (SY-IP) kullanımına göre performansını karşılaştırmak için 07:30 ile 19:30 arasındaki veriler kullanılmıştır. Çevre sıcaklığının ve güneş ışınım miktarının birbirine en yakın olduğu TE-IP için 14 Mart 2018, SY-IP için 15 Mart 2018 ve havadan havaya IP için 18 Mart 2018 günlerindeki deney sonuçları kullanılmıştır.



Şekil 3.10. TE-IP, SY-IP ve IP'lerin performanslarını karşılaştırmak için kullanılan deney günlerine ait çevre sıcaklıklarının değişimleri.

Isı pompası performans karşılaştırması yapmak amacıyla Şekil 3.10'da görüldüğü gibi deney günlerine ait çevre sıcaklığının değişimleri birbirlerine yakındır. Dolayısıyla TE-IP, SE-IP ve IP için deney günlerine ait ortalama çevre sıcaklıkları sırasıyla 12,6 °C, 11,3 °C ve 12,5 °C'dir. Deney günlerine ait çevre sıcaklığının en yüksek ve en düşük sıcaklığı 14,9 °C - 15,4 °C ve 6,7 °C - 8,4 °C aralıklarında değişmiştir. Özellikle TE-IP ile IP'nin deney günlerine ait çevre sıcaklık değişimi birbirinin aynısıdır. Deney günlerine ait güneş ışınım şiddetinin değişimi Şekil 3.3'de görüldüğü gibi birbirinin aynısıdır. Bu sebeple bu günler seçilmiştir.

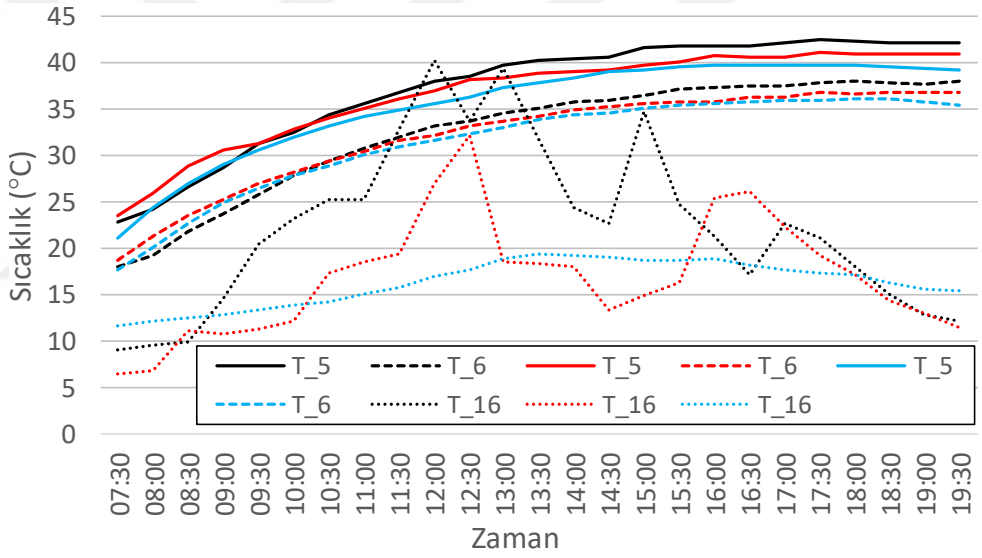
Deney günlerine ait ısı pompası evaporatör ile birleşik ısı kaynağı/karışım deposunun sıcaklığındaki değişim Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi güneş batış saatinden itibaren ısı kaynağı/karışım deposu sıcaklığının birbirine yakın sıcaklık değerlerinin aldığı ve havadan havaya IP'na ait deney gününde diğer 2 günün sıcaklıklarından daha yüksek olmuştur. Şekildeki dikkat edilmesi gereken konu ise güneşlenme süresi boyunca TE-IP ve SY-IP deney günlerindeki sıcaklığın IP'nın deney gününden daha yüksektir. Şekil 3.11'de görüldüğü gibi ısı kaynağı/karışım deposunun sıcaklığı IP'ye ait günde ortalama 16,2 °C iken SY-IP ve TE-IP için sırasıyla ortalama 18,2 °C ve 22,4 °C'ye ulaşmıştır. Sıcaklık değişimlerindeki dalgalanmalar ise bulut geçişi sebebiyle kaynaklanmaktadır. Ayrıca Şekil 3.11 ile TE-HGK'nün performansının SY-HGK'nün performansından daha yüksek olduğunu tekrar görülmektedir.



Şekil 3.11. TE-IP, SY-IP ve IP'lerin performanslarını karşılaştırmak için kullanılan deney günlerine ait evaporatör önü ısı kaynağı/karışım deposunun sıcaklığındaki değişim.

Havalı güneş kollektör destekli ısı pompası deney düzeneği üzerindeki bazı noktalardan sıcaklık ölçüm değerleri toplanmıştır. Bu noktalar kondenser giriş ve çıkış sıcaklıkları (T_5 ve T_6) ve evaporatör önü ısı kaynağı/karışım deposunun sıcaklığı (T_{16})'dır. Bahsedilen sıcaklıkların değişimi Şekil 3.12.'de gösterilmektedir. Şekilde

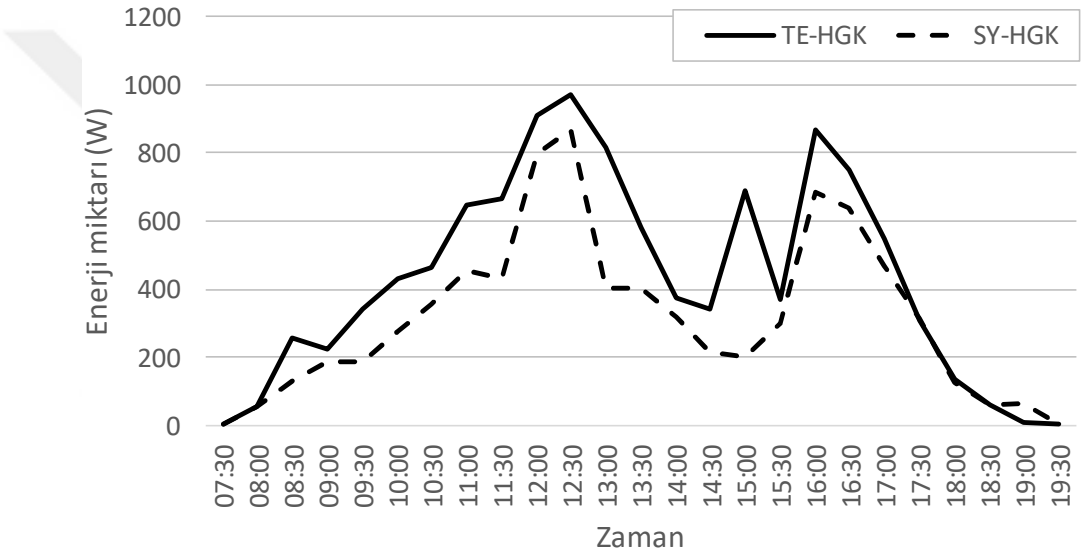
görüldüğü gibi TE-IP'a ait sıcaklıkların diğer ikisine göre yüksek seyrettiği görülmektedir. TE-IP, SY-IP ve standart IP'nın kondenser çıkış ortalama su sıcaklıkları sırasıyla 37,2 °C, 36,5 °C ve 34,4 °C'dir. Kondenser giriş ve çıkış su sıcaklıkları farkı ($\Delta T=T_5-T_6$) ise ortalama olarak 4,7 °C, 4,5 °C ve 4 °C olarak belirlenmiştir. Bahsedilen sistemler için evaporatör önü ısı kaynağı/karışım deposunun ortalama sıcaklığı (T_{16}) ise sırasıyla 22,4 °C, 16,8 °C ve 14,3 °C'dir. Dolasıyla ısı pompasının evaporatör ve kondenser sıcaklıkları havalı güneş kollektörü kullanılarak yükseltilebilmektedir. Özellikle TE-HGK tarafından elde edilen sıcaklıklar, SY-HK ve doğrudan dış havanın sağladığı sıcaklıklardan daha yüksektir. Düşük sıcaklıklı dış hava şartlarında hava kaynaklı standart ısı pompanın performansından daha iyi performans gösterecek ve özellikle evaporatörün karlanmasını önleyebilecektir.



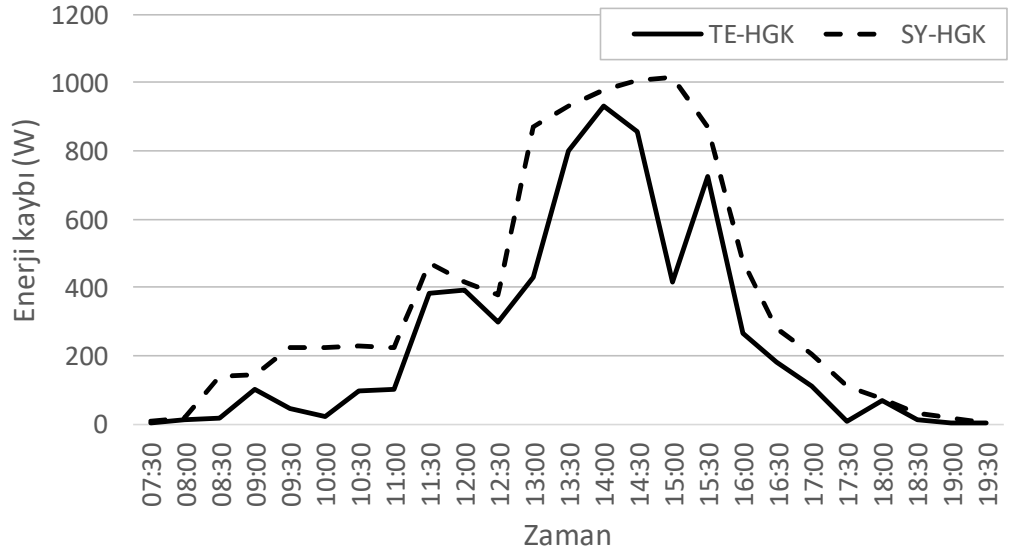
Şekil 3.12. TE-IP (siyah renk), SY-IP (kırmızı renk) ve IP (mavi renk)'lerin kondenser giriş ve çıkış sıcaklıkları ile evaporatör ile birleşik ısı kaynağı/karışım deposu sıcaklıklarının değişimleri.

TE-IP ve SY-IP'da performanslarının karşılaştırılmasında havalı güneş kollektörlerinin önemini Şekil 3.12'de gösterilmiştir. Dolayısıyla TE-HGK ve SY-HGK'da hava tarafından taşınan/üretilen enerji miktarındaki değişim Şekil 3.13'da sunulmuştur. Şekilde görüldüğü gibi TE-HGK'da üretilen enerji miktarı gün boyunca

SY-HGK'den daha yüksek seyretmiştir. TE-HGK'nın enerji miktarı ortalama 432,5 W iken SY-HGK'nün ortalama değeri 316,9 W olarak hesaplanmıştır. Diğer taraftan TE-HGK ve SY-HGK'da meydana gelen enerji kayıp miktarındaki değişim Şekil 3.14'de görülmektedir. Şekiller 3.13 ve 3.14'den görüldüğü gibi HGK'lerde meydana gelen ısı kayıplarının hava ile taşınan ısı miktarına hemen hemen eşittir. Buradan TE-HGK'de kullanılan kumaşın sebep olduğu basınç kayıplarına rağmen onun ısı tutma kapasitesi sayesinde ısı transferinin arttığı anlaşılmaktadır. Deneylerde güneş ışınım miktarının birbirine eşit olan günler seçildiği için hava ile taşınan ısı miktarı artması ve dolayısıyla enerji kayıplarının düşmesi doğal bir sonuçtur.

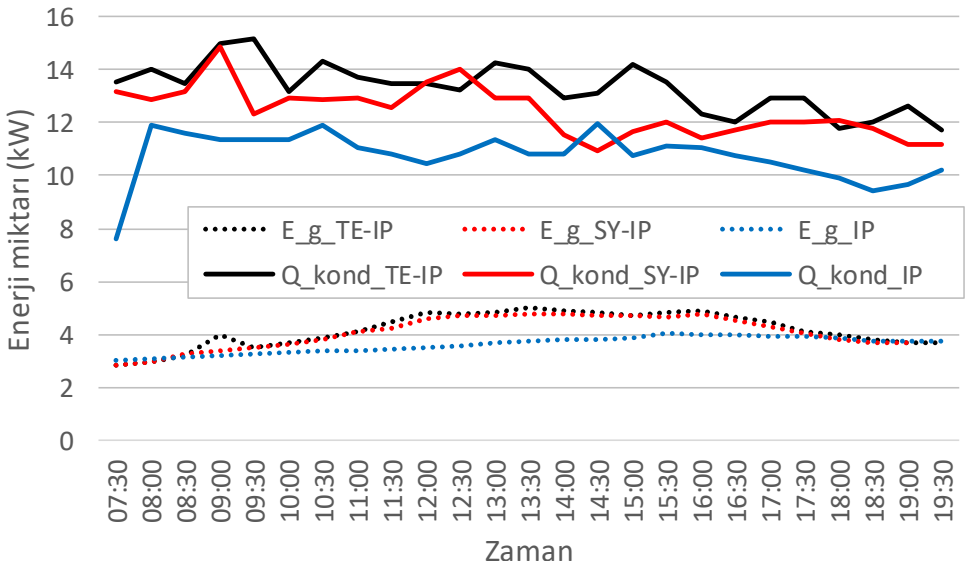


Şekil 3.13. TE-HGK ve SY-HGK'nın hava giriş çıkışından elde edilen enerji miktarlarındaki değişim.

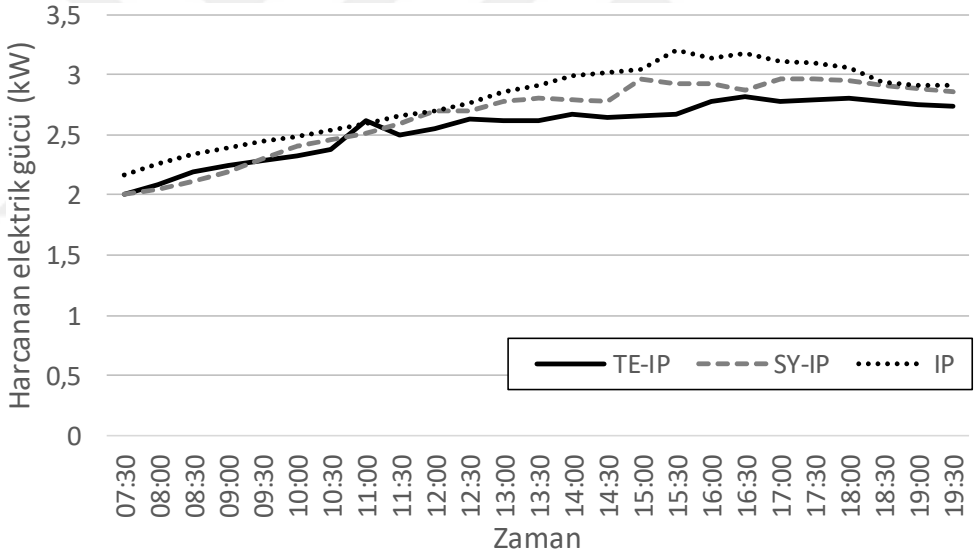


Şekil 3.14. TE-HGK ve SY-HGK'larda meydana gelen enerji kaybı miktarlarındaki değişim.

TE-IP, SY-IP ve standart IP'nin performanslarını belirlemek için yapılmış deney sonuçları için giren enerji miktarları ve kondenserde üretilen enerji miktarlarının değişimi Şekil 3.15'de gösterilmiştir. Şekil 3.15'de görüldüğü gibi IP'nın çalıştırılması ile birlikte sisteme giren enerji miktarı TE-IP, SY-IP ve standart IP için sırasıyla 2,8 kW, 2,8 kW ve 2,9 kW'tır. Bu miktar, güneş ışınım miktarı ve kompresör ve fanların harcadığı elektrik miktarının toplamıdır. Şekil 3.15'de gün içerisindeki güneş ışınım etkisi de görülmektedir. TE-IP ve SY-IP'larındaki toplam giren enerji miktarı güneşin etkili olduğu 10:00 ile 17:30 saatleri arasında standart IP'nın değerinden daha yüksek olduğu gözlenmektedir. Isı pompa sistemlerine giren ortalama enerji miktarı sırasıyla 4,2 kW, 4,1 kW ve 3,6 kW'tır. Şekil 3.15'de görüldüğü üzere IP'nın kondenserinde üretilen ortalama enerji miktarı [$Q_{kond}=mc_p(T_5-T_6)$], TE-IP, SY-IP ve standart IP için sırasıyla 13,3 kW, 12,4 kW ve 10,8 kW olarak hesaplanmıştır. TE-IP, diğer iki sistemden daha fazla enerji üretebilmektedir.



Şekil 3.15. TE-IP, SY-IP ve standart IP'lara giren ve kondenserde üretilen enerji miktarlarının değişimi.

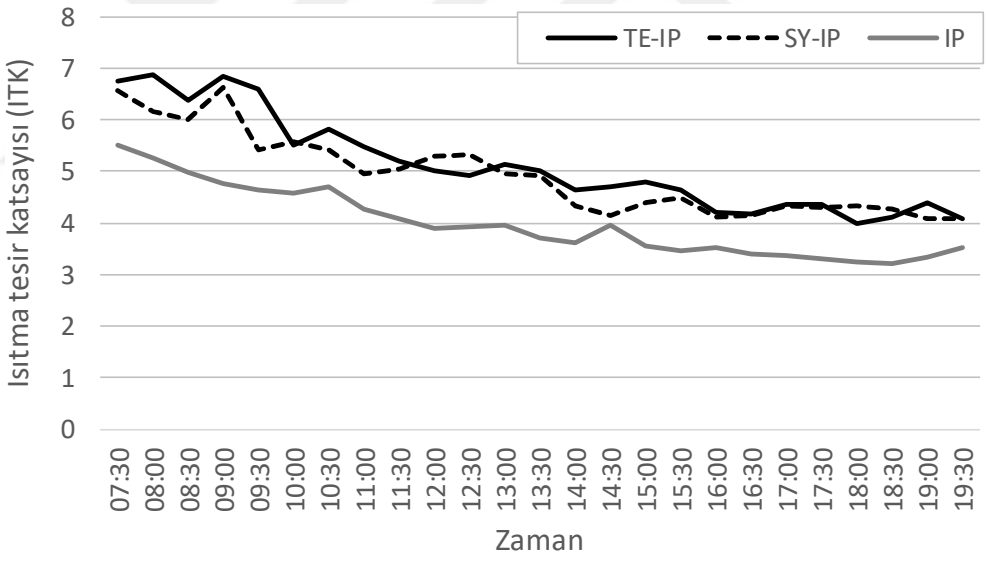


Şekil 3.16. Gün boyunca TE-IP, SY-IP ve standart IP'lardaki kompresörün harcadığı elektrik miktarının değişimi.

TE-IP, SY-IP ve standart IP'nin işletilmesi boyunca kompresör tarafından harcanan enerji miktarlarının değişimi Şekil 3.16'da sunulmuştur. Şekil 3.16'dan TE-IP'nın kompresörü diğer iki sistemin kompresörlerinden daha az elektrik enerjisi tüketmiştir.

TE-IP, SY-IP ve standart IP'lerin kompresörlerin günlük ortalama elektrik tüketimleri sırasıyla 2,6 kW, 2,7 kW ve 2,8 kW'tır. Standart IP'nin kompresör elektrik tüketimi, TE-IP ve SY-IP kullanımı ile birlikte sırasıyla %8,3 ve %4,8'lük bir azalma meydana gelmiştir.

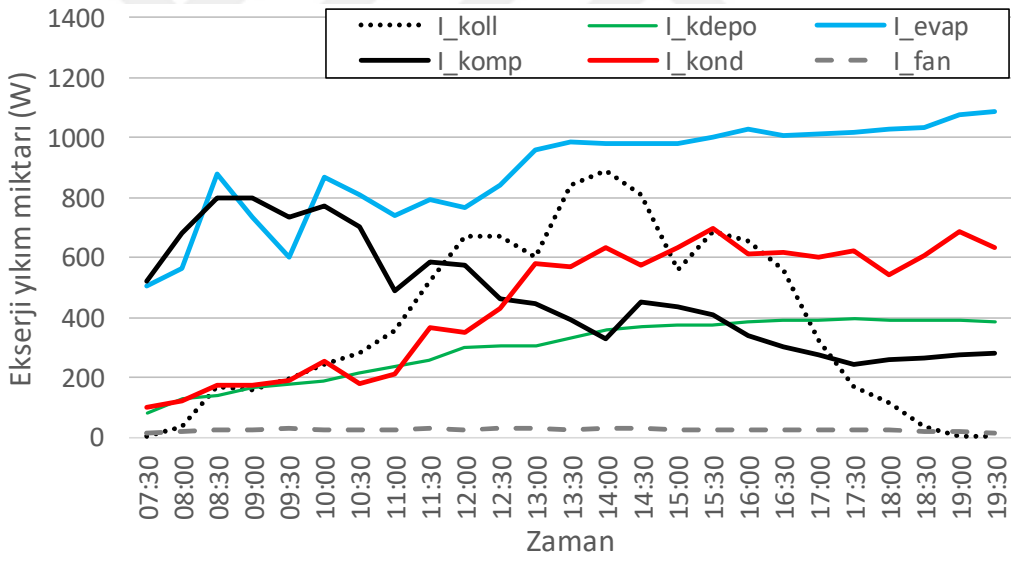
Termodinamiğin 1. Kanununa göre TE-IP, SY-IP ve standart IP'nin performansını gösteren belirteç ısıtma işlemleri için ısıtma tesir katsayısıdır (ITK). ITK, bir ısı pompasının kondenserinde üretilen ısı miktarının kompresöründe harcanan enerji miktarı oranıdır. Tez çalışmasında incelenen sistemlerin ısıtma tesir katsayılarının gün içerisindeki değişimi Şekil 3.17'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi en yüksek ITK değerine TE-IP sahiptir. Onu SY-IP ve standart IP takip etmektedir. Onların ortalama değerleri sırasıyla 5,11, 4,93 ve 3,99'dur. Örneğin; TE-IP için kompresörün elektrik tüketimi 2,6 kW ve kondenser enerji üretim miktarı 13,3 kW'tır. Bu iki değer oranlanırsa 13,3 kW / 2,6 kW = 5,11 elde edilir.



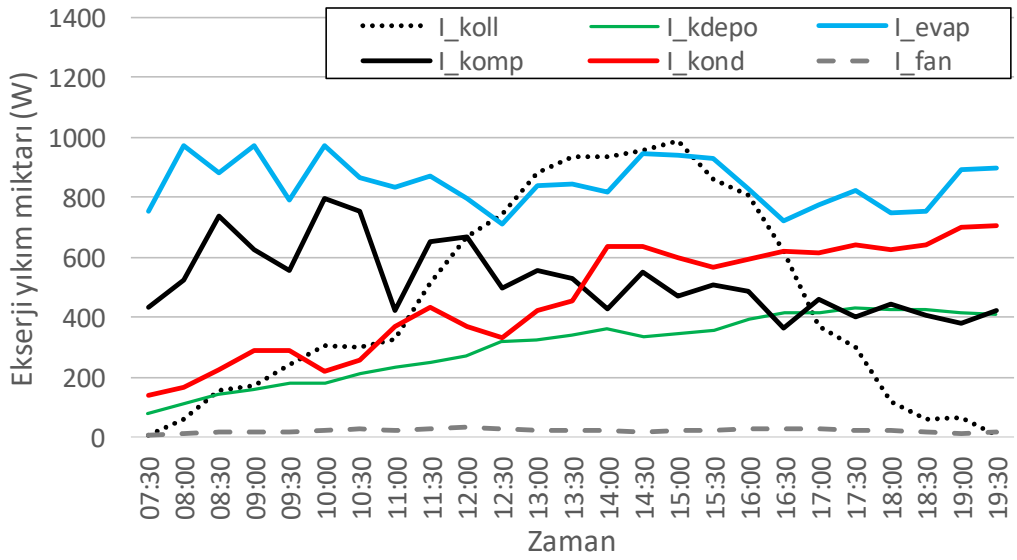
Şekil 3.17. TE-IP, SY-IP ve standart IP'nin ısıtma tesir katsayısının değişimi.

Termodinamiğin 2. Kanununa göre TE-IP, SY-IP ve standart IP'nin performansını değerlendirmede tersinmezliklerin ve ısı kayıplarının yerini ve büyüklüğünü belirlenmesinde ekserji analizi kullanılır. Ekserji analizinde sistem ekipmanlarında

meydana gelen ekserji yıkımları hesaplanır. TE-IP, SY-IP ve standart IP sistemlerinin her bir ekipmanın ekserji yıkım miktarlarının günlük değişimleri sırasıyla Şekil 3.18, Şekil 3.19 ve Şekil 3.20'de gösterilmiştir. Şekil 3.18'te 14 Mart 2018 tarihinde işletilen TE-IP'nın ekipmanlarının ekserji yıkım miktarları verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi en yüksek ekserji yıkım miktarı evaporatörde meydana gelmiştir. En yüksek ekserji yıkım miktarına sahip ekipman evaporatör olarak belirlenmiş ve günlük ortalama değeri 891 W'tır. Onu 472 W ile kompresör, 445 W ile kondenser, 381 W ile TE-HGK'ler ve 296 W ile ısı kaynağı/karışım deposu takip etmiştir. Düşük sıcaklıktaki sabah saatlerinde kompresör ve evaporatörün ekserji yıkımları yüksektir. Sebebi ise evaporatöre gelen havanın içerisindeki nemin sebep olduğu karlanma problemidir. Sonraki zamanlarda çevre sıcaklığının artması ile kompresörün ekserji yıkım miktarı düşerken evaporatör, kondenser ve evaporatör önü ısı kaynağı/karışım deposunun ekserji yıkım miktarları artmıştır.



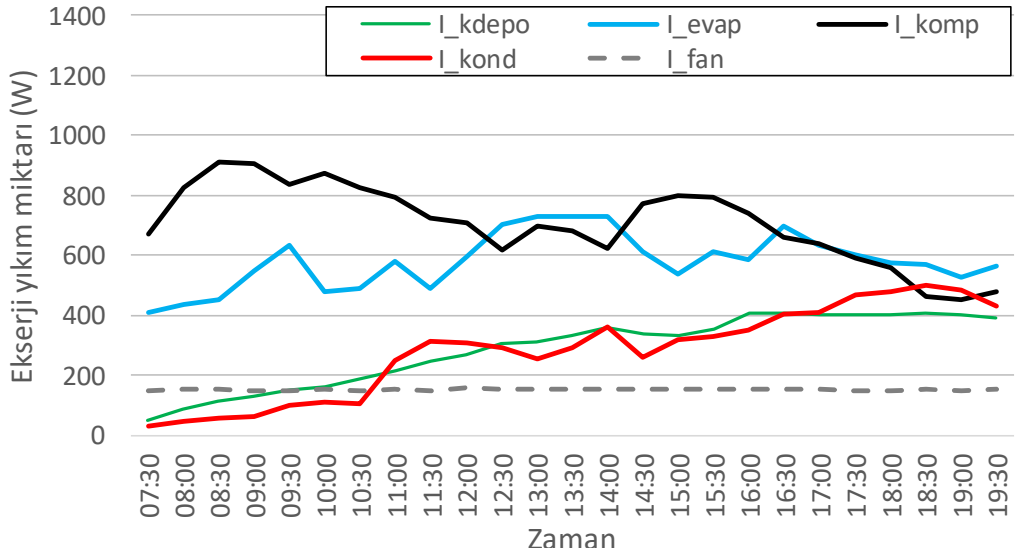
Şekil 3.18. 14 Mart 2018 tarihinde işletilen TE-IP'nın ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi.



Şekil 3.19. 15 Mart 2018 tarihinde işletilen SY-IP'nın ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi.

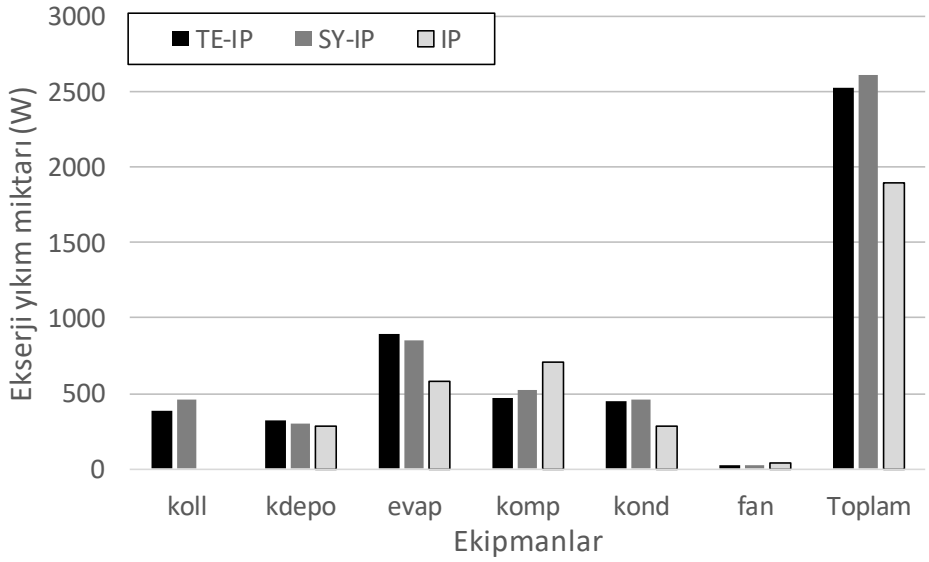
15 Mart 2018 tarihinde işletilen SY-IP'nın ekipmanlarının ekserji yıkım miktarları Şekil 3.19'de gösterilmiştir. Şekil 3.18'teki TE-IP için verilen sonuçlar ile benzerlik göstermektedir. Burada de evaporatör ortalama 847 W ile en yüksek ekserji yıkım miktarına sahip ekipmandır. Onu, 524 W ile kompresör, 463 ile kondenser, 456 ile SY-HGK'ler ve 302 W ile ısı kaynağı/karışım deposu takip etmiştir. TE-IP'nın ekipmanları ile karşılaştırıldığında sadece evaporatörün ekserji yıkım miktarı düşük kalmıştır. Bu durum deney günlerine ait saatlerindeki çevre sıcaklığı farkı ile açıklanabilir. Ayrıca SY-HGK'nın ekserji yıkım miktarı TE-HGK'ninkine göre daha fazladır.

18 Mart 2018 tarihinde işletilen standart IP'nın ekipmanlarının ekserji yıkım miktarları Şekil 3.20'de verilmiştir. Standart ısı pompasının (IP) ısı kaynağı/karışım deposunda doğrudan dış hava kullanılmıştır. Yani güneş kollektörlerinin kullanılmadığı bir durumdur. Yine de Şekil 3.18 ve Şekil 3.19'deki benzer sonuçlar Şekil 3.20'de de görülmektedir. Ancak en yüksek ekserji yıkım miktarı kompresörde meydana gelmiştir. Onun ortalama değeri 705 W olarak hesaplanmıştır. Onu, 581 W ile evaporatör, 285 W ile ısı kaynağı/karışım deposu ve 280 W ile kondenser takip etmiştir.



Şekil 3.20. 18 Mart 2018 tarihinde işletilen standart IP'nın ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi.

Şekil 3.21'de TE-IP, SY-IP ve IP'lar ve onların ekipmanlarında meydana gelen günlük ortalama ekserji yıkım miktarlarının bir karşılaştırılması sunulmuştur. Şekilde görüldüğü gibi en fazla toplam ekserji yıkım miktarı 2614 W ile SY-IP'da meydan gelirken en düşük değer ise 1894 W ile standart IP'da oluşmuştur. Bu fark ise havalı kollektörlerin kullanılması sebebiyle oluşmaktadır. Diğer taraftan havalı kollektörler, evaporatör, kompresör ve kondenser ekipmanlarının ekserji yıkım miktarları arasında farklılıklar vardır. Örneğin; kollektörler (koll) arasında tekstil esaslı kollektörün 382 W'lık ekserji yıkım miktarının 456 W'lık selektif yüzeyli kollektörünkünden daha düşük olduğu görülmektedir. Bu fark kollektör fanın çektiği elektrik ile telafi olsa bile elde edilen hava sıcaklığı SY-HGK'nınkinden daha yüksek olmaktadır. TE-HGK'de emici plaka olarak kumaş kullanılması kollektör içerisindeki basınç kayıplarını arttırmıştır. Ancak yine de termal kazançların ekserji miktarları basınç kayıplarının sebep olduğu ekserji miktarından daha fazladır.

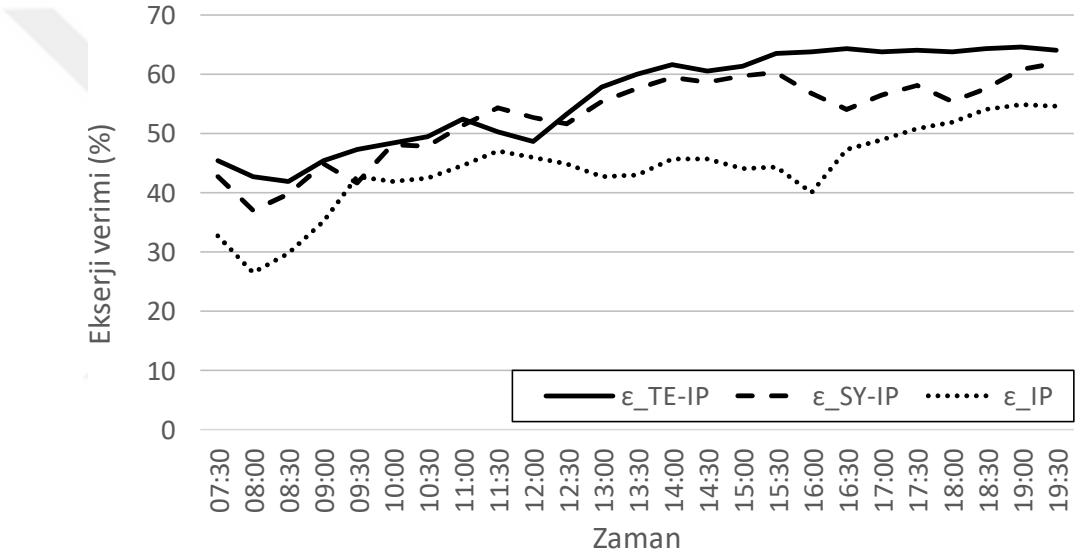


Şekil 3.21. TE-IP, SY-IP ve IP'lar ve onların ekipmanlarında meydana gelen günlük ortalama ekserji yıkım miktarları.

Şekil 3.21'de görüldüğü gibi ısı kaynağı/karışım deposunda (kdepo) her üç IP için birbirlerine yaklaşık ekserji yıkım miktarları bulunmuştur. En düşük ve yüksek değerler sırasıyla 285 W ile standart IP'ye ve 316 W ile TE-IP'ye aittir. Standart IP'nin ısı kaynağı/karışım deposu referans alındığında diğer iki sistemde sıcak havanın evaporatöre homojen yayılamama problemi 20 W - 30 W aralığında ekserji yıkım miktarı farkı oluşmuştur. Özellikle Şekil 3.21.'de evaporatörlerde meydana gelen ekserji yıkım miktarına dikkat edildiğinde TE-IP ve SY-IP'nin standart IP'dan daha yüksek olduğu görülmektedir. Standart IP sistemi hariç diğer iki sistemde en fazla ekserji yıkım miktarının olduğu ekipman evaporatördür. İyileştirme önceliği olan bir ekipman olarakta bahsedilebilir. Bunun sebebi ise evaporatör ile ısı kaynağı/karışım deposu arasındaki tasarım ve düşük sıcaklılarda evaporatör üzerindeki karlanma problemleridir. TE-IP ve SY-IP sistemlerin evaporatördeki yüksek ekserji yıkım miktarları standart IP sisteminin kompresörünün ekserji yıkım miktarından daha düşük olmasına sebep olmaktadır. Yani TE-IP ve SY-IP sistemlerde düşük sıcaklıklı çevre şartlarında evaporatör üzerindeki karlanma problemi daha hızlı çözülmektedir. Dolayısıyla TE-IP ve SY-IP sistemlerin kompresörlerinin harcadığı elektrik miktarı standart IP'ninkine göre azalmaktadır. TE-IP ve SY-IP sistemlerin kompresörlerin

ekserji yıkım miktarlarında 706 W'lık standart IP'nin kompresörünün değerinden %33 ve %26'lık bir düşüş olmuştur. Kondenser için TE-IP ve SY-IP sistemlerindeki ekserji yıkım miktarları standart IP'ninkinden 2 kat daha yüksektir.

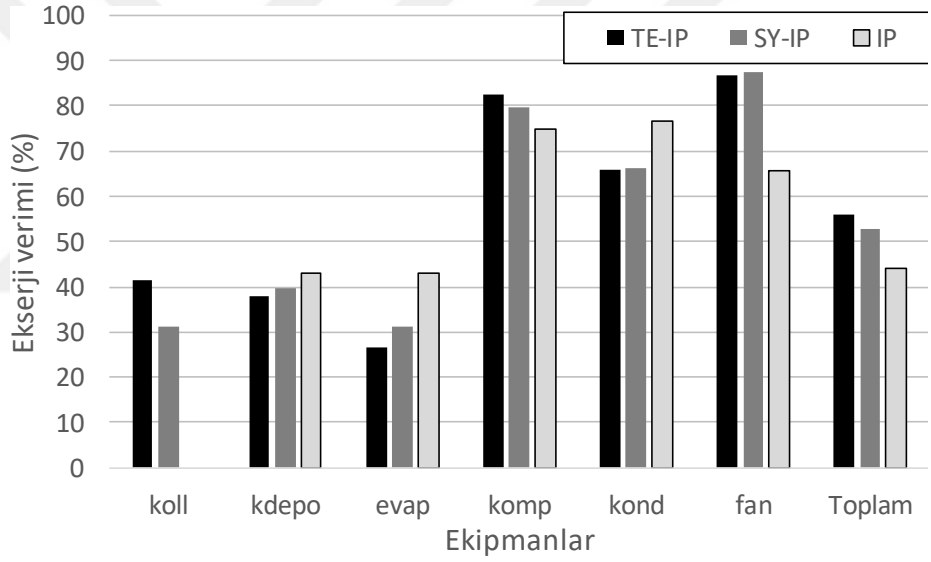
Şekil 3.22'de TE-IP, SY-IP ve standart IP sistemlerin toplam ekserji verimlerinin günlük değişimleri verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi bahsedilen sistemler için tüm gün boyunca ekserji veriminde bir artış gözlenmiştir. Özellikle sabah saatlerinde yaklaşık %40 verim ile çalışırken öğleden sonra verim %60'a kadar yükselmiştir. Ancak standart IP'ninki ise %50'de seyretmiştir. Diğer taraftan TE-IP'nın ekserji verimi diğer ikisinin verimlerinden daha yüksek değerlerde seyretmiştir.



Şekil 3.22. TE-IP, SY-IP ve standart IP'nin ekserji verimindeki değişim.

TE-IP, SY-IP ve standart IP sistemlerinin ekipmanlarının ortalama gün için ekserji verimleri Şekil 3.23'de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi TE-IP, SY-IP ve standart IP sistemlerin ortalama gün olarak toplam ekserji verimleri sırasıyla %56, %53 ve %44 olarak hesaplanmıştır. Düşük sıcaklık çevre şartlarında havalı güneş kollektörü ile evaporatör ön havasının ısıtılması işlemi performansı iyi yönde etkilemektedir. Ekipmanlarda özellikle kondenserdeki artan ekserji kayıplarına rağmen kompresörün harcadığı elektrik miktarı düşmekte ve kondenserdeki ısı üretim miktarı artmaktadır.

Standart IP sistemin ısı kaynağı/karışım deposu, evaporatör, kondenserinin ekserji verimleri ile TE-IP ve SY-IP sistemlerin ekipmanlarının değerleri karşılaştırıldığında havalı güneş kollektörü kullanımı veya evaporatöre çevre sıcaklığı üzerinde sıcak hava üflenmesi bahsedilen ekipmanların ekserji verimlerini düşürmektedir. Ancak kompresör ve fanların verimlerini arttırmaktadır. Dolayısıyla TE-IP, SY-IP ve standart IP sistemlerin kompresörlerinin ekserji verimleri sırasıyla %83, %79 ve %75'tir. Onların kondenser verimleri ise sırasıyla %66, %66 ve %76 olarak belirlenmiştir. En düşük verime sahip ekipmanlar evaporatör, havalı güneş kollektörleri ve ısı kaynağı/karışım deposu olarak sıralanmıştır. Şekilden de anlaşıldığı üzere TE-HGK ve TE-IP sistemleri, SY-HGK, SY-IP ve standart havalı IP sistemlerinden daha iyi termodinamik performans göstermektedir.

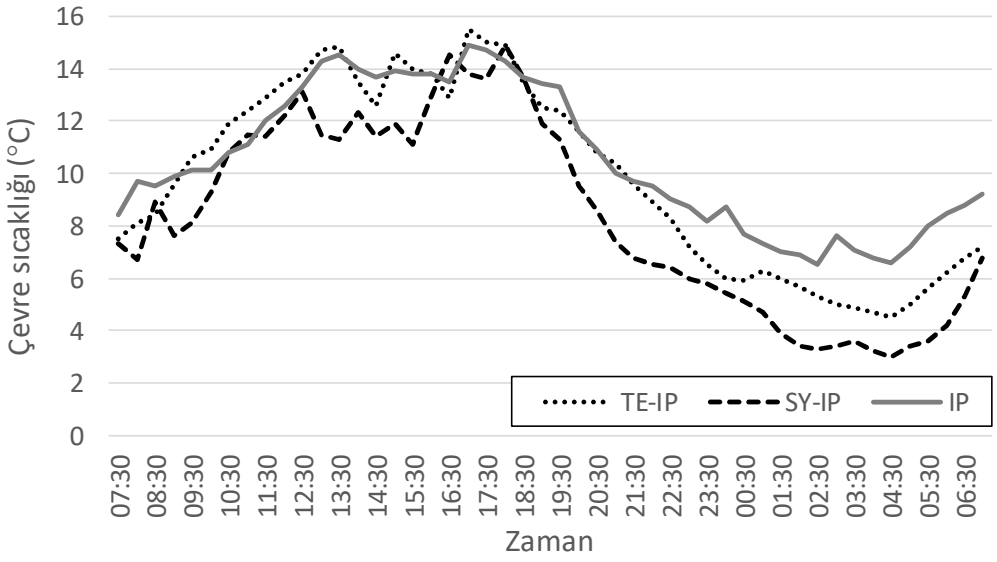


Şekil 3.23. TE-IP, SY-IP ve IP'lar ve onların ekipmanlarında meydana gelen ortalama ekserji verimleri.

3.3. Tekstil Esaslı Havalı Güneş Kollektör Destekli Isı Pompalı Isıtma Sisteminin Performans Sonuçları

Tekstil esaslı havalı güneş kollektör destekli ısı pompalı (TE-IP) ısıtma sistemi, güneşten aldığı ısıyı ısı pompasının evaporatörüne taşıyan havalı güneş kollektörü ve fan sisteminden oluşan bir ısı pompası, ısı pompasının kondenserinden üretilen ısının depolamak amacıyla akümülasyon tankına iletilmesi ve akümülasyon tankından bir ısı eşanjörü yardımıyla ısının bir odanın ısıtılması için kullanılan radyatörlerlerine aktaran bir ısıtma sistemdir. Bu deney yönteminde tekstil esaslı (TE), selektif yüzeyli (SY) ve standart havalı ısı pompaları, bir ısıtma çevrimindeki performansı karşılaştırılmış ve ısı pompasının devreden çıkarıldıktan sonraki süre boyunca akümülasyon tankındaki ve radyatörlü ısıtma sisteminden oluşan termal davranışlar incelenmiştir. Deneyler boyunca seçilen ısıtma alanı olarak bina çatı arasında yer alan bir oda seçilmiş ve deney düzeneği de bu oda içerisinde yer almaktadır. Odanın yaklaşık ısı kaybı 2 kW olarak hesaplanmıştır. Bu deney düzeneği yönetimi için yapılmış deneylerde ısı pompası 7:30'dan 19:30'a kadar çalıştırılmış ve bu saatler dışında ısı pompası kapatılmıştır. Yukarıda bahsedilen test amaçlarını gerçekleştirmek için deney düzenekleri 1 gün boyunca 07:30 ile 07:29 arasındaki 24 saatlik veriler kullanılmıştır. Çevre sıcaklığının ve güneş ışınım miktarının birbirine en yakın olduğu TE-IP'li ısıtma sistemi için 14 Mart 2018, SY-IP'li ısıtma sistemi için 15 Mart 2018 ve standart IP'li ısıtma sistemi için 18 Mart 2018 günlerindeki deney sonuçları kullanılmıştır.

Deney günlerine ait çevre sıcaklığının değişimi Şekil 3.24'de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemleri için gerçekleştirilen deney günlerine ait 1 günlük çevre sıcaklığı ortalama değerleri sırasıyla 9,8 °C, 8,4 °C ve 10,5 °C'dir. Akşam ve gece vakitlerinde SY-IP'li ısıtma sistemine ait çevre sıcaklığı 4 °C'nin altına düşmektedir. Standart IP'li ısıtma sisteminde ise bu değer 6 °C'nin üzerinde seyretmektedir. Çevre sıcaklıkların ve güneş ışınım miktarının birbirine en yakın olduğu deney günlerine ait çevre sıcaklıkları birbirine yakın değerlerdedir.

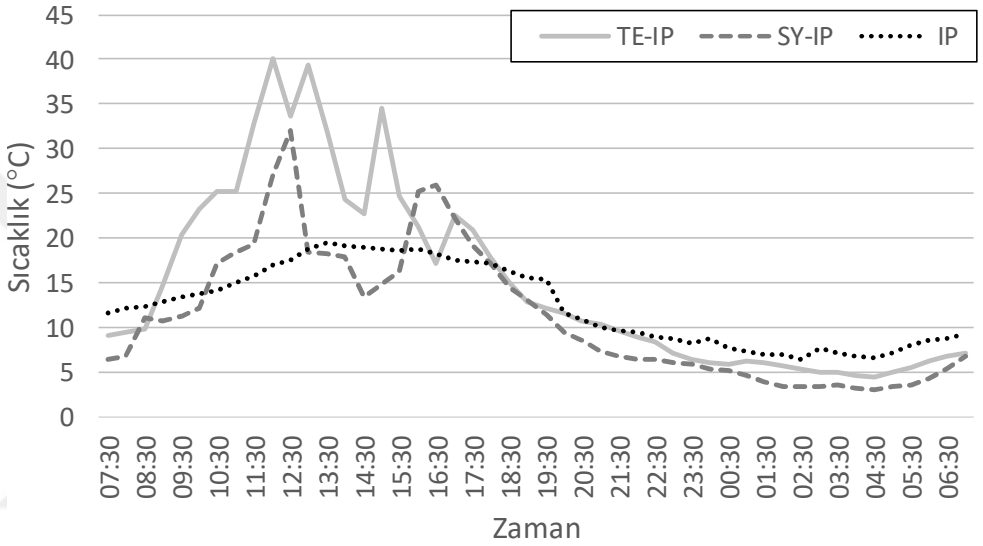


Şekil 3.24. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerin performanslarını karşılaştırmak için kullanılan deney günlerine ait çevre sıcaklıklarının değişimleri.

Şekil 3.25'de TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerin performanslarını karşılaştırmak için deney günlerine ait evaporatör önü ısı kaynağı/karışım deposunun (kdepo) sıcaklığındaki değişim gösterilmiştir. Güneşin doğuş ve batış arasındaki zamanlarda standart havalı IP'na göre TE-IP ve SY-IP'nın HGK'leri sebebiyle kdepo sıcaklığının arttığı görülmektedir. 07:30-19:30 arasında standart havalı IP için kdepo sıcaklık değerinden bahsedilen havalı güneş kollektörleri sırasıyla 6,2 °C ve 2,6 °C'lik bir fark oluşmuştur. Akşam ve gece saatlerinde TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemine ait kdepo ortalama sıcaklığı sırasıyla 6,9 °C, 5,2 °C ve 8,3 °C'dir. Her üç sistem için kdepo sıcaklığı çevre sıcaklığı değerine yakındır.

Şekil 3.26'da TE-IP'li ısıtma sisteminin her bir ekipmanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının kaydedilmiş sıcaklıkların değişimleri gösterilmiştir. Sistem üzerindeki giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla T_5 ve T_6 için kondenser (kond) ile akümülasyon tankı (AT) arası, T_{11} ve T_{12} için AT ile ısı eşanjörü (IE2) arası, T_{13} ve T_{14} için IE2 ile radyatörler (rady) arasıdır. Ayrıca T_{16} kdepo sıcaklığıdır. Gün içerisinde giren ve çıkan sıcaklıkların değişimi izlendiğinde ısıtma sisteminin saat 14:30'da kararlı çalışma rejimine geçtiği görülmektedir. Radyatörlerdeki (T_{13}-T_{14}) sıcaklık farkı, akümülasyon tankı (T_5-T_6) ve 2. ısı eşanjör (T_{11}-T_{12})'deki sıcaklık farklarından daha büyüktür. Bahsedilen fark

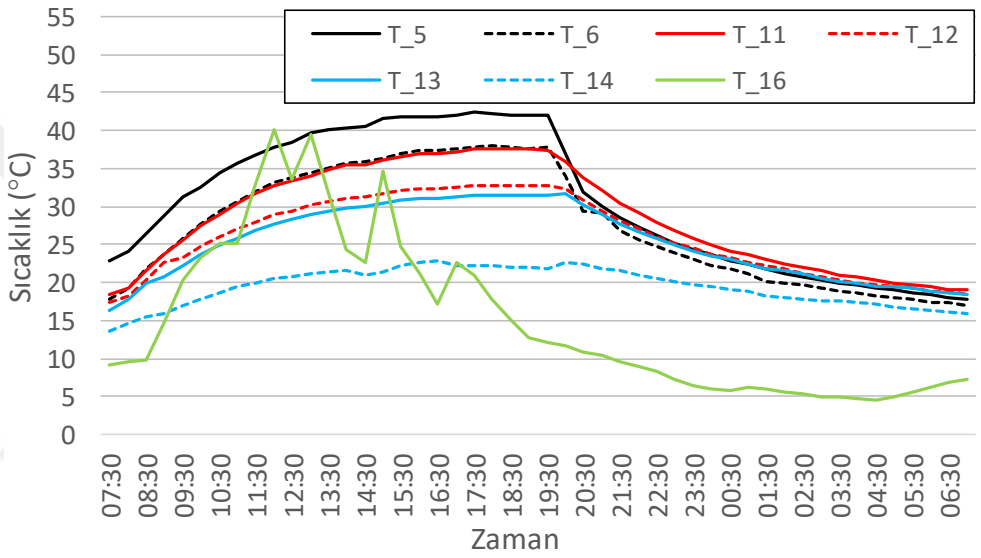
değerleri günlük ortalama olarak sırasıyla 5,8 °C, 3,1 °C ve 2,5 °C'dir. 19:30'da IP çalışması durdurulmasından itibaren ısıtma sistemi ekipmanlarının giriş ve çıkış sıcaklıkları düşmektedir. Özellikle akümülasyon tankına giren ve çıkan sıcaklık değerlerindeki düşüş, 2. ısı eşanjörü ve radyatörlere göre daha keskin olmuştur. 19:30 ile 7:29 saatleri arasında sıcaklık farkları sırasıyla 4,2 °C, 1,3 °C ve 1,2 °C'dir. kdepo'nun ortalama sıcaklığı ise günlük olarak 15 °C iken akşam ve gece sürelerindeki ortalama değeri 6,9 °C'dir.



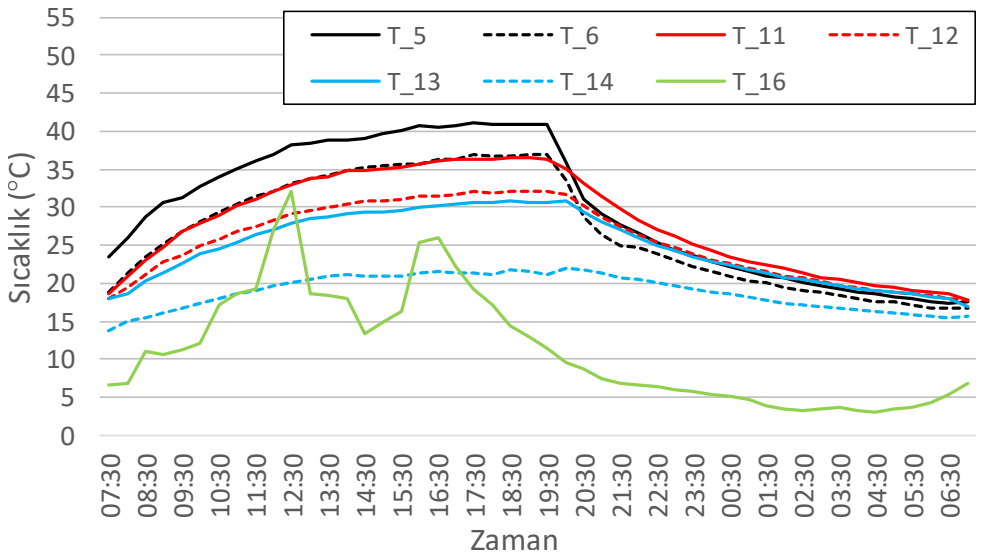
Şekil 3.25. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerin performanslarını karşılaştırmak için kullanılan deney günlerine ait evaporatör önü ısı kaynağı/karışım deposunun sıcaklığındaki değişim.

SY-IP'li ısıtma sisteminin her bir ekipmanın giriş ve çıkış sıcaklık değişimleri Şekil 3.27'de sunulmuştur. Gün içerisinde ısıtma sistemi ekipmanlarına giren ve çıkan su sıcaklıkların değişim izlendiğinde ısıtma sistemi saat 15:00'te kararlı çalışma rejimine geçmiştir. Şekil 3.26'da TE-IP'li ısıtma sisteminin sonuçlarına benzer bir durum gerçekleşmiştir. SY-IP'li ısıtma sisteminin radyatörlerdeki sıcaklık farkının, akümülasyon tankı ve 2. ısı eşanjör ekipmanlarında olan sıcaklık farkından daha büyüktür. Bahsedilen fark değerleri günlük ortalama olarak sırasıyla 5,9 °C, 3,0 °C ve 2,5 °C'dir. 19:30'da IP çalışması durdurulmasından itibaren ısıtma sistemi

ekipmanlarının giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki değişimler Şekil 3.26'daki TE-IP'li ısıtma sistemindekinin bir benzeri olmuştur. 19:30 ile 7:29 saatleri arasında sıcaklık farkları sırasıyla 4,1 °C, 1,3 °C ve 1,2 °C olarak hesaplanmıştır. Akşam ve gece saatlerinde TE-IP'li ısıtma sistemi ile SY-IP'li ısıtma sistemindeki sıcaklık farklarının hemen hemen birbirine eşit olduğu görülmektedir. Bu sonuç deneyler esnasında aynı ekipmanların kullanılması sebebiyle olmakta ve farklı günlerde yapılan deneylerin bir doğrulaması olarak düşünülebilir. kdepo'nun ortalama sıcaklığı ise günlük olarak 11,2 °C iken akşam ve gece sürelerindeki ortalama değeri 5,2 °C'dir.



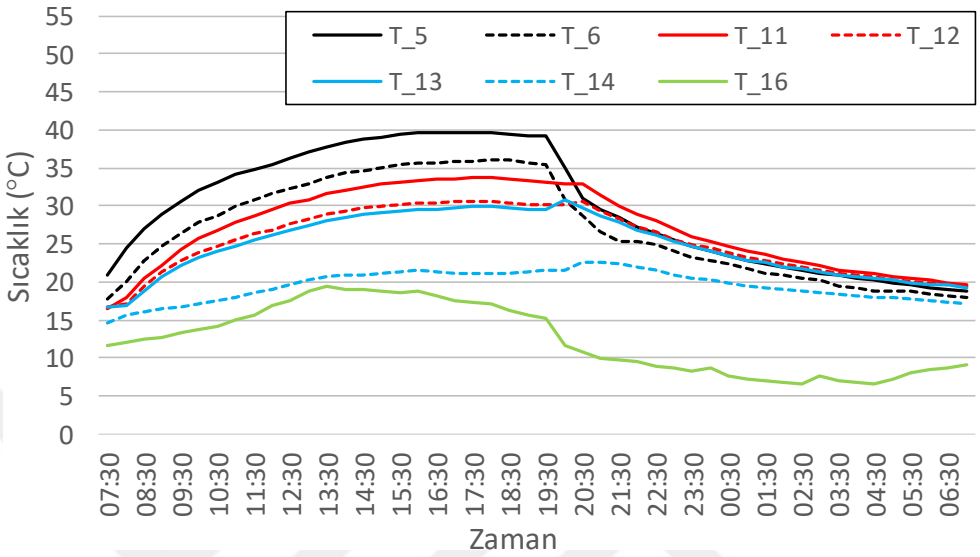
Şekil 3.26. 14 Mart 2018 tarihinde işletilen TE-IP'li ısıtma sistemi üzerinden kaydedilen sıcaklıkların değişimi.



Şekil 3.27. 15 Mart 2018 tarihinde işletilen SY-IP'li ısıtma sistemi üzerinden kaydedilen sıcaklıkların değişimi.

Isıtma sisteminde HGK'leri karşılaştırma yapabilmek amacıyla standart havalı IP'li ısıtma sisteminin her bir ekipmanın giriş ve çıkış sıcaklık değişimleri Şekil 3.28'de gösterilmiştir. Gün içerisinde ısıtma sistemi ekipmanlarına giren ve çıkan su sıcaklıkların değişim gözlemlendiğinde ısıtma sistemi kararlı çalışma rejimine saat 15:30'da geçtiği görülmektedir. Her üç ısıtma sisteminin kararlı rejim çalışmaya geçişleri farklı saatlerde gerçekleşmiştir. Özellikle havalı güneş kollektörü kullanılan TE-IP'li ve SY-IP'li ısıtma sistemlerin kararlı rejime geçişi (sırasıyla ve yaklaşık olarak 15:00 ve 15:30'da) standart havalı IP'lı ısıtma sistemine göre daha erken saatlerde meydana gelmiştir. Şekiller 3.26 ve 3.27'te sırasıyla TE-IP'li ve SY-IP'li ısıtma sistemlerinin sonuçlarına benzer bir sıcaklık değişimi gerçekleşmiştir. SY-IP'li ısıtma sisteminin radyatörlerdeki sıcaklık farkının, akümülasyon tankı ve 2. ısı eşanjör ekipmanlarında bulunan sıcaklık farkından daha büyüktür. Bahsedilen fark değerleri günlük ortalama olarak sırasıyla 5,7 °C, 2,9 °C ve 2,5 °C'dir. 19:30 ile 7:29 saatleri arasında sıcaklık farkları sırasıyla 4,1 °C, 1,4 °C ve 1,1 °C olarak hesaplanmıştır. Akşam ve gece saatlerinde TE-IP'li ve SY-IP'li ısıtma sistemleri ile SY-IP'li ısıtma sistemindeki sıcaklık farklarının hemen hemen birbirine eşit olduğu görülmektedir. Ancak sistem ekipmanlarının giriş ve çıkış sıcaklıkların değerleri birbirinden farklı ve

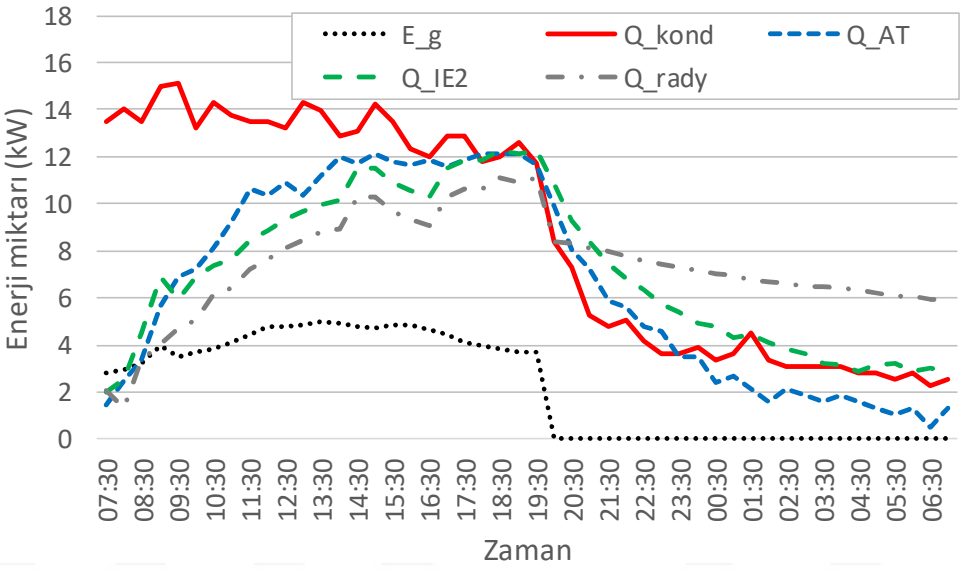
TE-IP'li ısıtma sisteminin sıcaklıkları diğer iki sisteminkinden daha yüksektir. kdepo'nun ortalama sıcaklığı ise günlük olarak 12,4 °C iken akşam ve gece sürelerindeki ortalama değeri 8,3 °C'dir.



Şekil 3.28. 18 Mart 2018 tarihinde işletilen standart IP'li ısıtma sistemi üzerinden kaydedilen sıcaklıkların değişimi.

TE-IP'li ısıtma sisteminin her bir ekipmanında üretilen ısı miktarının gün içerisindeki değişimi Şekil 3.29'te gösterilmiştir. Sisteme giren enerjiyi (E_g) ısıtma sistemine güneşten gelen güneş ışınım miktarı, ısı pompası kompresörü ve fanların harcadığı enerji miktarlarının toplamı olarak ifade edilebilir. Şekilde görüldüğü gibi sisteme giren enerji 07:30-19:30 saatleri arasında etkili iken 19:30'dan sonra sisteme sirkülasyon pompaların harcadığı enerji haricinde büyük miktarda herhangi bir enerji girişi olmamaktadır. Bu saatten sonra ise gün içerisinde akümülasyon takına depolanan termal enerji kullanılmaktadır. TE-IP'li ısıtma sistemine 07:30 ile 19:30 saatleri arasında 4,17 kW ve günlük ortalamada 2,16 kW olarak hesaplanmıştır. Bu enerji miktarı kullanılarak 07:30 ile 19:30 saatleri arasında ve günlük ortalamada sırasıyla IP'nin kondenserde 13,30 kW ve 8,78 kW, akümülasyon tankında 9,61 kW ve 6,60 kW, 2. Isı değiştiricide 9,07 kW ve 7,11 kW ve radyatörlerde 7,82 kW ve 7,41 kW'lık ısı üretimi gerçekleşmiştir. Şekil 3.29'de görüldüğü gibi saat 19:30'dan sonraki süreçte

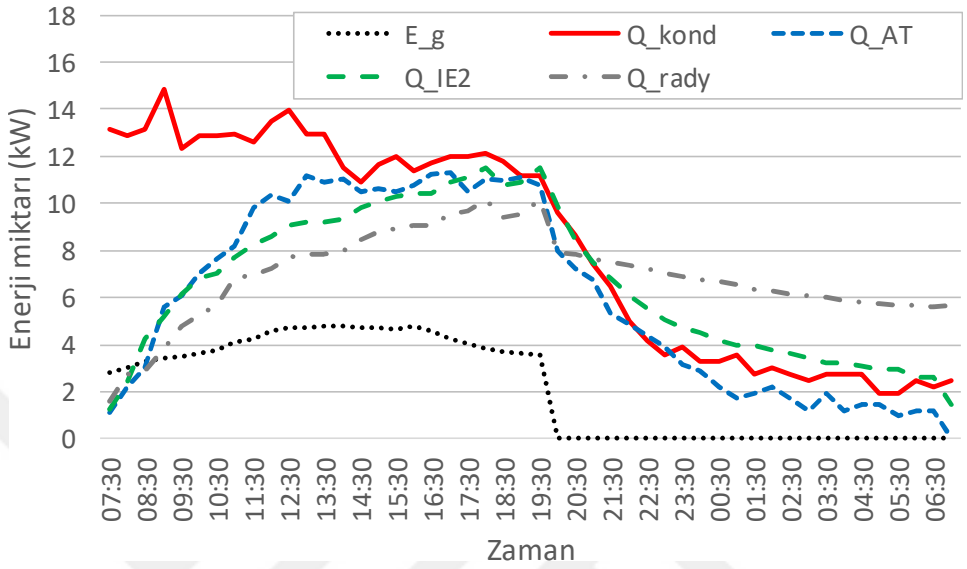
IP kondenserinde üretilen ısıda çok hızlı bir şekilde düşüş olmuş ve sonra 3,87 kW'lık sabit ısı miktarında kalmıştır. Buna durum kondenser ile akümülasyon tankı arasında sirkülasyon pompasının çalışması ve deney düzeneğinin ısıtılan oda içerisinde olmasından kaynaklanmaktadır. 19:30'dan sonra bina çatı arasındaki deney odasının ısıtılması amacıyla kullanılan radyatörlerde kullanılan ortalama ısı miktarı 6,96 kW'tır. Bu ısı miktarı, gece boyunca akümülasyon tankından sağlanmıştır.



Şekil 3.29. 14 Mart 2018 tarihinde işletilen TE-IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının enerji üretim miktarlarının değişimi.

Şekil 3.30'da SY-IP'li ısıtma sisteminin her bir ekipmanında üretilen ısı miktarının gün içerisindeki değişimi verilmiştir. Şekil 3.30'da görüldüğü gibi Şekil 3.29'deki TE-IP'li ısıtma sistemine giren enerji miktarının değişimine benzer bir durum oluşmuş ve SY-IP'li ısıtma sistemine 07:30 ile 19:30 saatleri arasında 4,07 kW ve günlük ortalamada 2,12 kW enerji girişi olmuştur. Bu enerji miktarı kullanılarak 07:30 ile 19:30 saatleri arasında ve günlük ortalamada sırasıyla IP'nin kondenserde 12,42 kW - 8,33 kW, akümülasyon tankında 8,93 kW - 6,04 kW, 2. Isı değiştiricide 8,49 kW - 6,58 kW ve radyatörlerde 7,29 kW - 6,93 kW'lık ısı üretimi gerçekleşmiştir. Saat 19:30'dan sonraki süreçte IP kondenserinde üretilen ısı da çok hızlı bir şekilde düşüş olmuş ve sonra yaklaşık 3,89 kW'lık sabit ısı miktarında kalmıştır. 19:30'dan sonra bina çatı

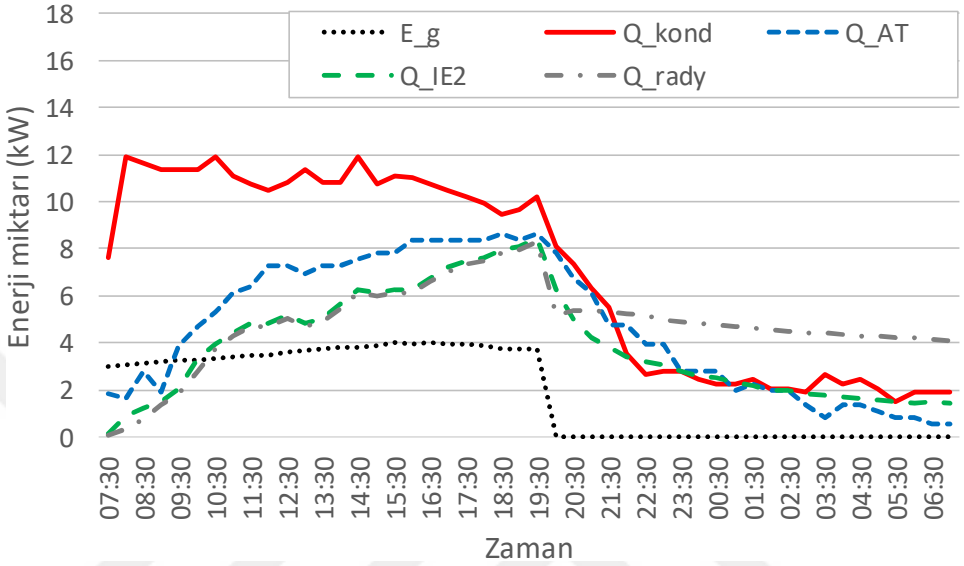
arasındaki deney odasının ısıtılması amacıyla kullanılan radyatörlerde kullanılan ortalama ısı miktarı 6,53 kW'tır. TE-IP'li ve SY-IP'li ısıtma sistemlerinde ekipmanların ürettiği enerji miktarı birbirine benzer bir değişim göstermiştir.



Şekil 3.30. 15 Mart 2018 tarihinde işletilen SY-IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının enerji üretim miktarlarının değişimi.

Standart havalı IP'li ısıtma sisteminin her bir ekipmanında üretilen ısı miktarının gün içerisindeki değişimi Şekil 3.31'de sunulmuştur. Şekil 3.31'de görüldüğü gibi standart havalı IP'li, TE-IP'li ve SY-IP'li ısıtma sistemlerinde ekipmanların ürettiği enerji miktarları birbirine benzer bir değişim göstermiştir. Şekil 3.29'deki standart IP'li ısıtma sistemine 07:30 ile 19:30 saatleri arasında 3,61 kW ve günlük ortalamada 1,88 kW enerji girişi olmuştur. Bu enerji miktarında güneşten gelen güneş ışınım miktarı ve havalı güneş kollektörleri fanının harcadığı enerji yoktur. Bu sebepten diğer iki sistemden daha düşük enerji giriş miktarı vardır. Bu giren enerji miktarı ile 07:30 ile 19:30 saatleri arasında ve günlük ortlamada sırasıyla IP'nin kondenserde 10,75 kW - 7,08 kW, akümülasyon tankında 6,46 kW - 4,69 kW, 2. Isı değiştiricide 5,05 kW - 3,88 kW ve radyatörlerde 4,86 kW - 4,79 kW'lık ısı üretimi gerçekleşmiştir. Saat 19:30'dan sonraki süreçte IP kondenserinde üretilen ısı yaklaşık 3,09 kW'lık sabit ısı miktarında

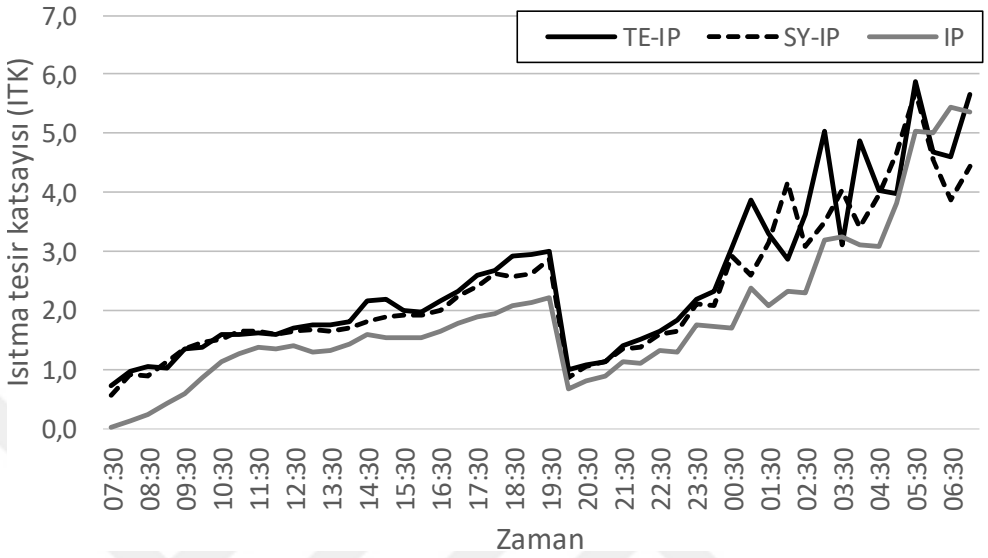
kalmıştır. 19:30'dan sonra bina çatı arasındaki deney odasının ısıtılması amacıyla kullanılan radyatörlerde kullanılan ortalama ısı miktarı 4,70 kW'tır. Isıtma sistemleri ekipmanlarında üretilen enerji miktarları dikkate alındığında en iyi performansı gösteren ısıtma sisteminin TE-IP'li ısıtma sistemi olduğu rapor edilebilir.



Şekil 3.31. 18 Mart 2018 tarihinde işletilen standart IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının enerji üretim miktarlarının değişimi.

Termodinamiğin 1. Kanununa göre bir ısıtma sisteminin enerji verimi, sistemde faydalı üretilen ısı miktarının sisteme giren enerji miktarına oranı olarak tarif edilir. Ancak ısıtma sistemi içerisinde ısı pompası kullanılması sebebiyle verim karşılaştırması ısıtma tesir katsayısı üzerinden yapılmıştır. Şekil 3.32'de TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerinin ısıtma tesir katsayılarının (ITK) günlük değişimi gösterilmiştir. Tüm gün boyunca TE-IP'li ısıtma sisteminin ITK'sı diğer iki ısıtma sistemine göre en yüksek seyretmiştir. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerin ITK değerleri günlük ortalama olarak sırasıyla 2,49, 2,32 ve 1,90 olarak belirlenmiştir. 19:30'da IP'nın çalışmadığı için ITK değeri 1'in altına düşmüş ve performans değerlendirmesi yapabilmek için ısıtma sistemine giren enerji miktarını akümülasyon tankından sağlandığı düşünülmüştür. 19:30'dan sonraki süreler için ısıtma sistemlerin ITK ortalama değerleri sırasıyla 3,16, 2,92 ve 2,55 olarak

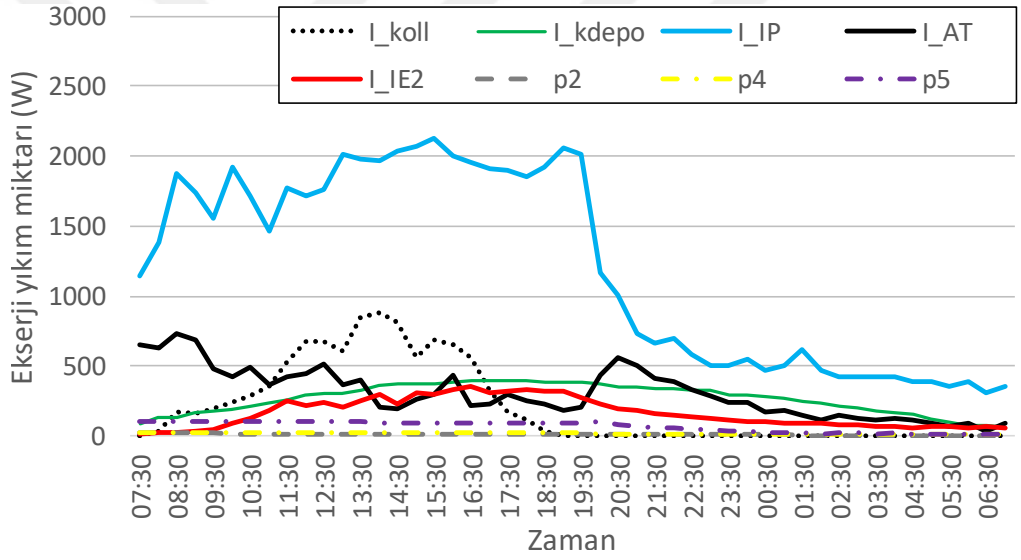
hesaplanmıştır. Her üç ısıtma sisteminin ITK değerleri karşılaştırıldığında TE-IP'li ısıtma sisteminin ITK değerinin diğerlerinden yüksek olduğu görüldüğü için daha verimli bir sistem olduğu anlaşılmıştır.



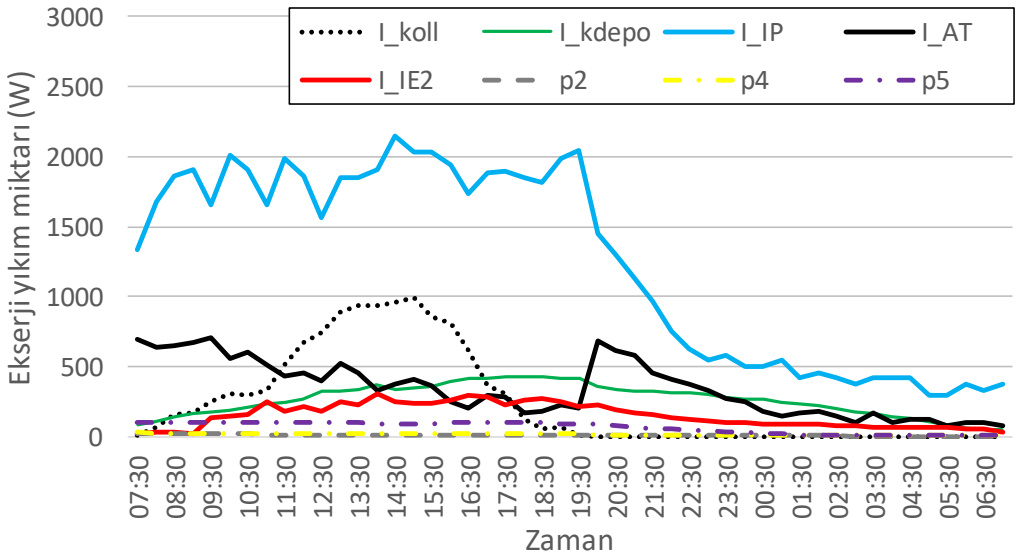
Şekil 3.32. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerinin ısıtma tesir katsayısının değişimi.

Isıtma sistemlerindeki tersinmezliklerin yerini, büyüklüğünü ve sebebini belirlemenin yolu sistem üzerinde Termodinamiğin 2. Kanununa göre bir termodinamik değerlendirme yapmaktır. Bu değerlendirmede, ekserji analizi yolu ile sistem ekipmanlarında meydana gelen tersinmezlikler belirlenmiştir. Şekil 3.33'de TE-IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının gün içerisindeki değişimleri gösterilmiştir. En fazla ekserji yıkım miktarına sahip ekipman ısı pompası (IP) olarak belirlenmiştir. IP'nın ortalama ekserji yıkım miktarı 07:30 ile 19:29 saatleri arasında (IP aktif) ve 19:30 ile 07:29 saatleri arasında (IP pasif) sırasıyla 1833 W ve 537 W'dır. IP aktif iken kondenser, evaporatör, kompresör gibi ekipmanların birbiri ile uyum veya IP'nin tasarımındaki hatalardan kaynaklanmaktadır. Benzer durum, diğer iki ısıtma sistemindeki IP'ları için de görülecektir. IP evaporatör önündeki ısı kaynağı/karışım deposundaki sıcak havanın homojen olarak evaporatör üzerine yönlendirilememesi, IP soğutucu akışkanın düşük basıncı ve düşük çevre sıcaklıklarında evaporatördeki hafif

karlanma problemlerine sebep olmuştur. IP'nın 19:30'da çalışması durdurulmasına rağmen akümülasyon tankı ile IP'nin kondenseri arasındaki sirkülasyon pompasının çalışmaya devam etmesi ve IP sisteminin çevre sıcaklığının denge sıcaklığına gelme süresinin geç olması nedeniyle IP'nın ekserji yıkım miktarı 300 W'ın altına inmemiştir. IP'dan sonra en fazla ekserji yıkımı sırasıyla akümülasyon tankı (AT), ısı kaynağı/karışım deposu (kdepo), havalı güneş kollektörleri (koll) ve 2. ısı eşanjöründe (IE2) meydana gelmiştir. Onların ortalama günlük ekserji yıkım miktarları sırasıyla 305 W, 266 W, 199 W ve 164 W olarak hesaplanmıştır. Özellikle akümülasyon tankında IP pasif olduğu 19:30'dan sonraki sürelerde ekserji yıkım miktarı daha da artmıştır. Diğer ekipmanların ise ekserji yıkım miktarları giderek azalmıştır. Isıtma sisteminde kullanılan pompaların ekserji yıkım miktarları 100 W'ın altında kalmıştır.



Şekil 3.33. 14 Mart 2018 tarihinde işletilen TE-IP'li ısıtma sisteminin ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi.

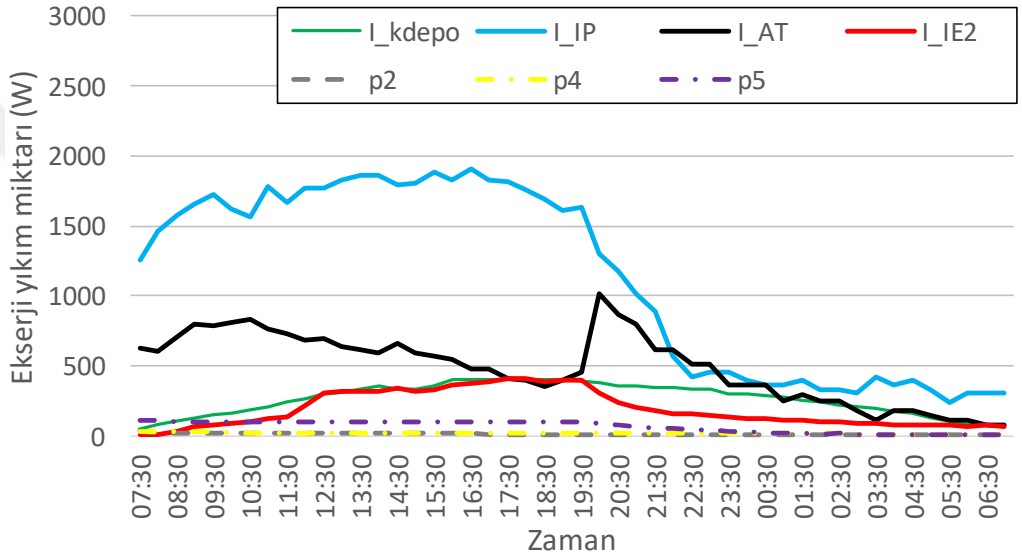


Şekil 3.34. 15 Mart 2018 tarihinde işletilen SY-IP'li ısıtma sisteminin ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi.

SY-IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının gün içerisindeki değişimleri Şekil 3.34'de verilmiştir. Şekil 3.33'da TE-IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarındaki değişime benzer değişimler gözlenmektedir. En fazla ekserji yıkım miktarına sahip ekipman ısı pompası (IP) ve onun ortalama ekserji yıkım miktarı IP'nin aktif (07:30-19:29 saatleri arası) ve pasif (19:30-07:29 saatleri arası) sırasıyla 1856 W ve 586 W'dır. IP'dan sonra en fazla ortalama günlük ekserji yıkım miktarı sırasıyla 341 W ile akümülasyon tankı (AT), 260 W ile ısı kaynağı/karışım deposu (kdepo), 237 W ile havalı güneş kollektörleri (koll) ve 151 W ile 2. ısı eşanjöründe (IE2) meydana gelmiştir. SY-IP'li ısıtma sistemi ekipmanların ekserji yıkım miktarları, TE-IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarından daha yüksektir.

Şekil 3.35'de standart havalı IP'li ısıtma sistemi ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının gün içerisindeki değişimleri sunulmuştur. Şekiller 3.33 ve 3.34'de sırasıyla TE-IP'li ve SY-IP'li ısıtma sistemleri ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimine benzer değişimler meydana gelmiştir. Yine ısı pompası (IP) en fazla ekserji yıkım miktarına sahip ekipmandır ve onun ortalama ekserji yıkım miktarı IP'nin aktif (07:30-19:29 saatleri arası) ve pasif (19:30-07:29 saatleri arası)

sırasıyla 1918 W ve 486 W'dır. Isıtma sisteminde havalı güneş kollektörlerinin olmamasına rağmen tüm ekipmanların ekserji yıkımları yüksektir. Örneğin, IP'dan sonra en fazla ortalama günlük ekserji yıkım miktarı sırasıyla 609 W ile akümülasyon tankı (AT), 285 W ile ısı kaynağı/karışım deposu (kdepo) ve 250 W ile 2. ısı eşanjöründe (IE2) meydana gelmiştir. Özellikle kdepo'nun tersinmezliklere sebep olduğu ve tasarımının iyileştirilmesi gerekmektedir. Standart havalı IP'li ısıtma sistemi ekipmanların ekserji yıkım miktarları, TE-IP'li ve SY-IP'li ısıtma sistemlerinin ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarından daha yüksektir.

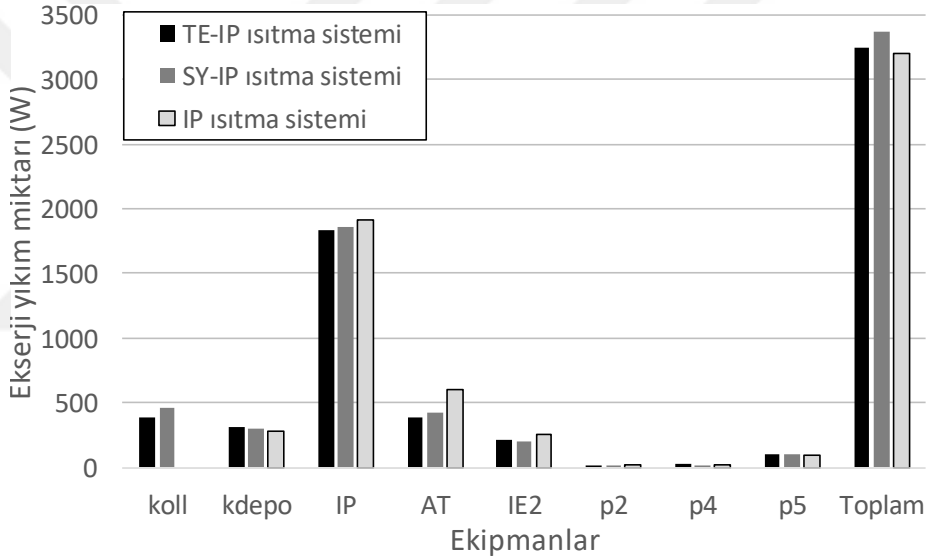


Şekil 3.35. 18 Mart 2018 tarihinde işletilen standart IP'li ısıtma sisteminin ekipmanlarının ekserji yıkım miktarlarının değişimi.

TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemleri ve onların ekipmanların ortalama günlük ekserji yıkım miktarları açısından bir karşılaştırma Şekil 3.36'da gösterilmiştir. Isıtma sistemlerinin toplam ekserji yıkım miktarları sırasıyla 3246 W, 3367 W ve 3205 W olarak belirlenmiştir. Bu sonuç havalı güneş kollektörlerindeki ekserji yıkım miktarlarından kaynaklanmıştır. Isıtma sistemlerinde en fazla ekserji yıkım miktarı ısı pompasında olmuştur. Isıtma sistemlerinde IP'ların ortalama günlük ekserji yıkım miktarları sırasıyla 1833 W, 1856 W ve 1918 W olarak hesaplanmıştır. Düşük çevre sıcaklıklarında IP'nin ekserji yıkım miktarı, havalı güneş kollektörü kullanımı ile

evaporatör sıcaklığının arttırılması sebebiyle azalmıştır. Dolayısıyla Şekil 3.16'da değinildiği gibi kompresörün harcadığı elektrik miktarı da düşmüştür.

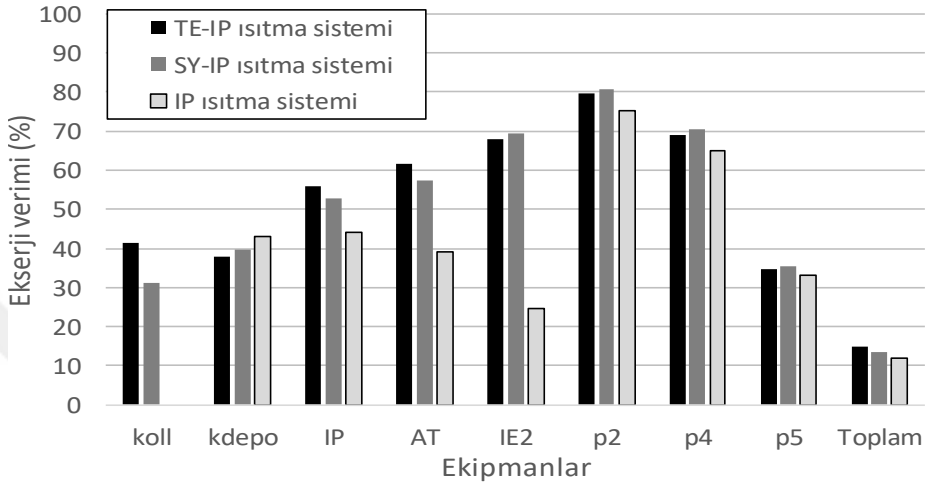
Şekil 3.36'de görüldüğü gibi havalı güneş kollektörler arasında SY-HGK'ün ekserji yıkım miktarı, TE-HGK'nınkinden 74 W daha yüksektir. IP evaporatör önü kdepo'nun tasarımından dolayı yaklaşık 300 W'lık ekserji yıkım miktarı oluşmaktadır. Standart IP'li ısıtma sistemine göre ısıtma sistemleri ekipmanları arasında en fazla ekserji yıkım miktarı farkı akümülasyon tankında meydana gelmiştir. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sitemlerinin AT'ında sırasıyla 385 W, 424 W ve 608 W'lık ortalama günlük ekserji yıkım miktarları oluşmuştur. Benzer sonuç ısıtma sistemlerindeki 2. ısı eşanjörü içinde meydana gelmiştir.



Şekil 3.36. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemleri ve onların ekipmanlarında meydana gelen günlük ortalama ekserji yıkım miktarları.

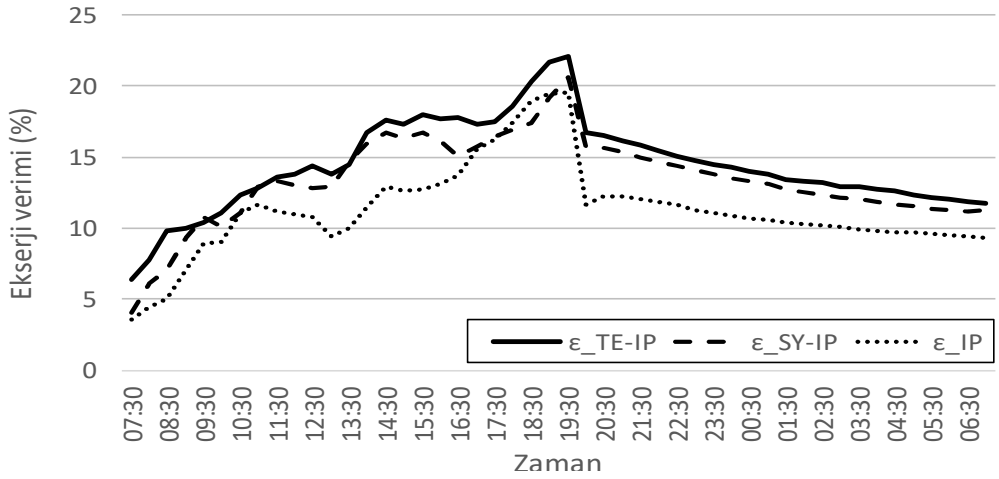
Şekil 3.37'de TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemleri ve onların ekipmanlarının ekserji verimleri sunulmuştur. Isıtma sistemlerinin toplam ekserji verimleri sırasıyla %14,40, %13,37 ve %11,27 olarak belirlenmiştir. En yüksek ekserji verimine sahip ısıtma sistemi TE-IP'li ısıtma sistemidir. Standart IP'li ısıtma sistemi ile karşılaştırıldığında diğer iki ısıtma sistemlerinde evaporatör önündeki kdepo

ekipmanı haricinde tüm ekipmanların ekserji verimleri daha yüksektir. En yüksek ekserji verimine sahip ekipmanlar sirkülasyon pompalarıdır. HGK'ün kullanıldığı ısıtma sistemlerinde IP, AT, IE2 ve pompaların ekserji verimleri yükselmiştir. Aksine kdepo'nun ekserji verimi düşmüştür. HGK'ler karşılaştırıldığında TE-HGK ve SY-HGK'nün ekserji verimleri sırasıyla %41,30 ve %31,26'dır.



Şekil 3.37. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemleri ve onların ekipmanlarında meydana gelen ortalama ekserji verimleri.

TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerinin gün içerisindeki ekserji verimlerindeki değişim Şekil 3.38'te gösterilmiştir. TE-IP'li ısıtma sisteminin ekserji verim değişimi diğer iki ısıtma sistemlerininkinden daha yüksek değerlerde seyretmiştir. IP'nin aktif (07:30-19:29 saatleri arası) ve pasif (19:30-07:29 saatleri arası) olduğu sürelerde ekserji verimi sırasıyla %14,91 ve %13,84 olarak bulunmuştur. Bahsedilen sürelerde ekserji verimi sırasıyla SY-IP'li ısıtma sistemi için %13,64 ve %13,06 ve standart IP'li ısıtma sistem için %11,88 ve %10,61'dir.



Şekil 3.38. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerinin ekserji verimindeki değişim.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Gerçekleştirilen tez çalışması kapsamında mekan ısıtması amacıyla güneş kollektörleri (havalı), havadan suya ısı pompası, akümülasyon tankı, ısı eşanjörü, pompa ve radyatörlerden oluşan bir ısıtma sisteminin farklı işletme şartlarında çalışan deney düzeneğinin tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Böylece gerçek çalışma koşulları altında (i) tekstil esaslı (TE) ve selektif yüzeyli (SY) havalı güneş kollektörler (HGK), (ii) TE-HGK'lı ve SY-HGK'lı ısı pompalar (IP), (iii) TE-IP'li, SY-IP'li ve standart havalı IP'li ısıtma sistemler deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deney düzeneği; Türkiye'nin Muğla ili Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi binasının çatısı ve onun hemen altındaki çatı arası bir odaya yerleştirilmiş ve o odanın ısıtılması sağlanmıştır. Deneylerde yukarıda bahsedilen sistemlerin termodinamik performansını değerlendirmek ve karşılaştırmak için 3 aylık süreyle (1 Ocak – 31 Mart 2018) testler yapılmıştır. Testler boyunca deney düzeneği üzerinden sıcaklık, basınç, hacimsel debi ve elektriksel güç parametreleri hassas bir şekilde ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Bu süreçte kaydedilen veriler kullanılarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Böylece yüksek lisans tez çalışmasının en genel sonuçları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

(i) Tekstil esaslı (TE) ve selektif yüzeyli (SY) havalı güneş kollektörler (HGK): Hesaplamalar neticesinde TE-HGK ve SY-HGK'nın enerji verimleri sırasıyla %70 ve %53 olarak bulunmuştur. Onların ekserji verimleri ise sırasıyla %41 ve %31'dır. SY-HGK'nın ekserji yıkım miktarı TE-HGK'nınkinden daha yüksektir. Literatürdeki çalışmaların tümünde SY-HGK'lerde en fazla ekserji yıkım miktarının emici plakada (absorberde) ve sonrasında ise üst örtüde (kaplama camı) meydana geldiği rapor edilmiştir. TE-HGK'de emici plaka olarak kumaş kullanılması kollektör içerisindeki basınç kayıplarını arttırmıştır. Ancak kollektör fanının çektiği elektrik ile telafi olsa bile elde edilen hava sıcaklığı SY-HGK'nınkinden daha yüksek olmaktadır. Dolayısıyla bu projenin özgün bir başarısı olarak kollektör emici plaka olarak tekstil kumaş kullanımı faydalıdır ve HGK'lerin performansını arttırmaktadır.

(ii) TE-HGK'lı ve SY-HGK'lı ısı pompalar (IP): Termodinamiğin 1. Kanununa göre TE-IP, SY-IP ve standart IP'nin performansının göstergesi olan ısıtma tesir katsayısı (ITK) sırasıyla 5,11, 4,93 ve 3,99'dur. Isı pompaların ortalama gün olarak toplam ekserji verimleri sırasıyla %56, %53 ve %44 olarak hesaplanmıştır. IP'da TE ve SY hava kollektörleri kullanımıyla birlikte IP kompresörün elektrik tüketimi sırasıyla %8,3 ve %4,8'lük bir düşüş gözlenmiştir. IP sistemlerinde en yüksek ekserji yıkım miktarına sahip ekipman evaporatör olarak belirlenmiştir. İyileştirme önceliği olan bir ekipman olarak da bahsedilir. Onu; kompresör, kondenser, havalı güneş kollektörleri ve evaporatör önü ısı kaynağı/karışım deposu takip etmiştir. Evaporatörde ekserji yıkım miktarının yüksek olması, evaporatör ile ısı kaynağı/karışım deposu arasındaki tasarım ve düşük sıcaklılarda evaporatör üzerindeki karlanma problemine sebep olmaktadır. TE-IP ve SY-IP sistemlerin evaporatördeki yüksek ekserji yıkım miktarları standart IP sisteminin kompresörünün ekserji yıkım miktarından daha düşük olmasına sebep olmaktadır. Yani TE-IP ve SY-IP sistemlerde düşük sıcaklıklı çevre şartlarında evaporatör üzerindeki karlanma problemi daha hızlı çözülmektedir. Dolayısıyla TE-IP ve SY-IP sistemlerin kompresörlerinin harcadığı elektrik miktarı standart IP'ninkine göre azalmaktadır.

(iii) TE-IP'li, SY-IP'li ve standart havalı IP'li ısıtma sistemler: TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerin ITK değerleri günlük ortalama olarak sırasıyla 2,49, 2,32 ve 1,90 olarak belirlenmiştir. IP'nın pasif olduğu ve ısı depolama olarak akümülasyon tankından ısıtmanın yapıldığı durumda ısıtma sistemlerinin ITK ortalama değerleri sırasıyla 3,16, 2,92 ve 2,55 olarak hesaplanmıştır. Isıtma sistemlerinin toplam ekserji verimleri sırasıyla %14,40, %13,37 ve %11,27 olarak belirlenmiştir. TE-IP'li, SY-IP'li ve standart IP'li ısıtma sistemlerinin toplam ekserji yıkım miktarları sırasıyla 3246 W, 3367 W ve 3205 W olarak belirlenmiştir. Isıtma sistemlerinde en fazla ekserji yıkım miktarı ısı pompasında olmuştur. Düşük çevre sıcaklıklarda IP'nin ekserji yıkım miktarı, havalı güneş kollektörü kullanımı ile evaporatör sıcaklığının arttırılması sebebiyle azalmıştır. Dolayısıyla kompresörün harcadığı elektrik miktarıda düşmüştür. Standart IP'li ısıtma sistemine göre ısıtma sistemleri ekipmanları arasında en fazla ekserji yıkım miktar farkı akümülasyon tankında meydana gelmiştir.

Yüksek Lisans Tez çalışması kapsamında edinilen deneyim ve literatürdeki gelişmeler birlikte göz önünde bulundurulduğunda çalışmanın amacı, kapsamı, hedefleri ve konusunda aşağıdaki önerilere dikkat edilmelidir:

- Tez çalışmasının sayısal analizini gerçekleştirmek için Mühendislik Denklem Çözücü (Engineerig Equation Solver) ve MATLAB programında kullanılarak sayısal analiz gerçekleştirilmiştir.
- HGK'da emici (emici yüzey) plaka olarak tekstil kumaş kullanımının akış ve ısı transferi analizleri yapılmalıdır.
- IP evaporatöründe sıcak havanın daha homojen hava akımı sağlayacak şekilde bir ısı kaynağı/karışım deposu tasarlanmalıdır. Dolayısıyla düşük sıcaklıklarda performans daha da arttırılabilecektir.
- Deney düzeneğindeki evaporatörün kapasitesinin küçük ve evaporatör fanının büyük seçilmesi sebebiyle HGK'de ısıtılan sıcak havanın kanallardaki debileri arttırılmalıdır. Burada bahsedilen ekipmanların tasarımı, seçimi ve aralarındaki uyum önemlidir.
- Deney setinde kullanılan IP kondenseri soğutucu akışkandan suya plakalı tip ısı eşanjörüdür. Daha yüksek ısıl etkinlik değerine sahip kondenser seçimi veya imalatı gerçekleştirilmelidir.
- IP kondenser ile akümülasyon tankı (AT) arasında ayrı bir çevrim yapmak yerine kondenseri doğrudan serpantin olarak AT'ın içerisine yerleştirilmelidir. Bu işlem imalat problemlerinden dolayı gerçekleştirilememiştir.
- Akümülasyon tankı (AT) ile radyatörlü ısıtma sistemi (rady) arasında ısı eşanjörü (IE2) kullanılmıştır. Bu karar AT'ta buharlaşma ve su kayıplarını engellemek için verilmiştir. Ancak ısı kayıpları artmıştır ve dolayısıyla IE2 kullanılmayabilir. Ayrıca AT ile IE2 arasındaki hat için AT içerisine alttan soğuk su girişi ve üstten sıcak su çıkışı yapılmalıdır.
- Güneş enerji destekli ısı pompalı ve ısı depolamalı ısıtma sistemi deney düzeneği

daha kararlı ve düzenli işletilmesi için otomasyon kullanılmalı ve bir işletim programı düzenlenmelidir.

5. KAYNAKLAR

Abuşka, M., Akgül, M. B., (2016) Experimental study on thermal performance of a novel solar air collector having conical springs on absorber plate, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 41, 4509-16.

Abuşka, M., Şevik, S. (2017) Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses of flat-plate and V-groove solar air collectors based on aluminum and copper, *Solar Energy*, 158, 259–277.

Abuşka, M. (2018) Energy and exergy analysis of solar air heater having new design absorber plate with conical surface, Applied Thermal Engineering, 131, 115-24.

Akpinar, E. K., Kocyigit, F. (2010) Energy and exergy analysis of a new flat-plate solar air heater having different obstacles on absorber plates, Applied Energy, 87: 3438-50.

Amin, Z. M., Hawladier, M. N. A. (2013) A review on solar assisted heat pump systems in Singapore, Renewable and Sustainable Energy Reviews,26, 286-293

Badescu, V. (2015) Maximum reversible work extraction from a blackbody radiation reservoir. Way to closing the old controversy, Europhysics Letters, 109, 40008.

Bayrak, F., Oztop, H. F., Hepbasli, A., (2013) Energy and exergy analyses of porous baffles inserted solar air heaters for building applications, Energy and Buildings, 57, 338-45.

Besagni, G., Croci, L., Nesa, R., Molinaroli, L. (2019). Field study of a novel solar-assisted dual-source multifunctional heat pump. Renewable energy, 132, 1185-1215.

Bisht, V. S., Patil, A. K., Gupta, A. (2018) Review and performance evaluation of roughened solar air heaters. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 81, 954-977.

Cengel, Y. A., Boles, M. A. (2002). Thermodynamics: an engineering

approach. Sea, 1000, 8862.

Duffie J. A., Beckman W. A. (1991) Solar Engineering of Thermal Processes, Wiley, Hoboken.

Dutta Gupta, K. K., Saha, S. K. (1990). Energy analysis of solar thermal collectors. Renewable Energy and Environment, Himanshu Publications, New Delhi, India, 283-287.

Gedik, E., Keçebaş, A., Öz, E.S. (2008) Havalı güneş kolektörlerinde farklı tip emici plakaların performansa olan etkisi: Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der., 23: 777-84.

Gang, P., Jing, L., Jie, J. (2010) Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle, Applied Thermal Engineering, 998:1004-30.

Gupta, K. K., Saha, S. K. (1990) Energy analysis of solar thermal collectors: Renew. Energy Environ. 283-287.

Kalogirou, S. A. (2004) Solar thermal collectors and applications. Progress in Energy and Combustion Science, 30(3), 231-295.

Kalogirou, S. A. (2013) Solar Energy Engineering, 2nd Edition, 116 (February 1994), 840. Retrieved from

Kaygusuz, K., Ayhan, T. (1993) Exergy analysis of solar-assisted heat-pump systems for domestic heating. Energy, 18(10), 1077–1085.

Kotas T. (1985) The exergy method of thermal plant analysis. London, Butterworths, Academic Press.

Li, S., Wang, H., Meng, X., Wei, X. (2017) Comparative study on the performance of a new solar air collector with different surface shapes, Applied Thermal Engineering, 114: 639-44.

Mortazavi, A., Ameri, M. (2018). Conventional and advanced exergy analysis of solar flat plate air collectors. Energy, 142, 277–288.

Mzad, H., Bey, K., Khelif, R., Otmani, A. (2018) Investigative study of the thermal performance of a trial air solar heater. Case Studies in Thermal Engineering, 100373.

Oztop, H. F., Bayrak, F., Hepbasli, A., (2013) Energetic and exergetic aspects of solar

air heating (solar collector) systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 21: 59-83.

Petela, R. (2003) Exergy of undiluted thermal radiation. Solar Energy, 74(6), 469–488.

Pei, G., Li, J., Ji, J. (2010) Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle. Applied Thermal Engineering, 30(8–9), 998–1004.

Starke, A. R., Cardemil, J. M., Colle, S. (2018). Multi-objective optimization of a solar-assisted heat pump for swimming pool heating using genetic algorithm. Applied Thermal Engineering, 142, 118-126.

Tarakçıoğlu I. (2009) Tekstil esaslı güneş enerjisi kolektörü, 2009/01114, 2009-G-32582, İzmir.

Tarakçıoğlu I. (2012). Tekstil esaslı hava ısıtıcı güneş kolektörü, 2009/00196, 2009-G-5407, İzmir.

Üreyen, M. E., Number, P., Kara, E., Özüş, G., Dergisi, T. T., By, P., Lifleri, B. (1984). Özet 1. Engineer, 0–4.

Xu, S., Ding, R., Niu, J., Ma, G. (2018) Investigation of air-source heat pump using heat pipes as heat radiator. International Journal of Refrigeration, 90, 91-98.

Yeh, H. M., Lin, T. T. (1996) Efficiency improvement of flat-plate solar air heaters. Energy, 21(6), 435-443.

Yumrutaş R, Ünsal M. (2000) Analysis of solar aided heat pump systems with seasonal thermal energy storage in surface tanks, Energy, 25: 1231-43.

Yumrutas, R., Kaska, Ö. (2004) Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage. International journal of energy research, 28(2), 163-175.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Ad Soyad	: Onur Vahip GÜLER
Uyruk	: T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi	: 29/09/1990
Medeni Hali	: Evli
Telefon	: 0 506 668 7503
E-posta	: onurguler@mu.edu.tr

Eğitim

Alınan Derece	Aldığı Kurum/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lise	Denizli Lisesi	2009
Lisans	Süleyman Demirel Üniversitesi	2015

İş Tecrübesi

Yıl	Yer	Pozisyon/görev
2015-2016	Güriş Holding Efeler Jeotermal Enerji Santrali, Germencik/Aydın	Proje Mühendisi
2017-	Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla	Arş. Gör.

Yayınlar

1. Aydın, K., **Güler, O.V.**, Keçebaş, A., "Parameters affecting the performance of a plate heat exchanger using the CFD". Energy Research Journal (EJR), Volume: 2017; 8(2): 22-31, 2017.
2. Ertürk, M., Oktay, Z., Çoşkun, C., Keçebaş, A., Daşdemir, A., Çay, Y., Gürel, A.E., **Güler, O.V.**, "Afyonkarahisar ili için farklı iç ortam sıcaklığına göre ısıtma amaçlı enerji değişiminin araştırılması", The First International Bolvadin Symposium, Page: 936-981, October 13-15, 2017, Afyonkarahisar, Turkey.
3. Demircan, C., Bayrakçı, H.C., Keçebaş, A., **Güler, O.V.**, "Comparative study on photovoltaic module temperature estimation methods", The First

International Conference on Energy Systems Engineering, (ICESE'17), Page: 77-82, November 2-4, 2017, Karabük, Turkey.

4. **Güler, O.V.**, Daşdemir, A., Ertürk, M., Keçebaş, A., "Investigation of the effect of optimum insulation thickness on energy consumption and emissions: A case study for Ankara", The First International Conference on Energy Systems Engineering, (ICESE'17), Page: 521-527, November 2-4, 2017, Karabük, Turkey.
5. **Güler, O.V.**, Başoğul, Y., Keçebaş, A., Saçkan, Ö., "An application on the use of a seawater sourced heat pump in the process of cooling a hotel", *Oral Summary Presentation*, The International Engineering and Technology Symposium (IETS'18), Page: 53-54, May 3-5, 2018, Batman, Turkey.
6. Ertürk, M., Oktay, Z., Çoşkun, C., Keçebaş, A., Daşdemir, A., Çay, Y., Gürel, A.E., **Güler, O.V.**, "Afyonkarahisar ili için farklı iç ortam sıcaklığına göre ısıtma amaçlı enerji değişiminin araştırılması", Bolvadin Araştırmaları, edit by Güler, M., Kayahan, C., Pages: 987-1005, Eğitim Yayınevi, Konya, Turkey, 2018.
7. Ural, T., Keçebaş, A., **Güler, O.V.**, "Tekstil esaslı solar destekli hava kaynaklı ısı pompasının deneysel ve teorik incelenmesi: Muğla örneği", TÜBİTAK 1002 Projesi, Proje no: 116M978, Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla, Türkiye, Başlama/Bitiş: 15 Ağustos 2017-15 Ağustos 2018.
8. Keçebaş, A., **Güler, O.V.**, "Isı pompası kaynaklı ısıl depolama sisteminin performansı üzerine tekstil esaslı havalı güneş kollektörünün etkisinin araştırılması, BAP Yüksek Lisans Tez Projesi, Proje no: 18/016, Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla, Türkiye, Başlama/Bitiş: 05 Nisan 2018/05 Nisan 2019.