

**GÜNEŞ VE TOPRAK ENERJİSİ KAYNAKLI ISI
POMPASININ ELAZIĞ ŞARTLARINDA KONUT
ISITMASI İÇİN KULLANIMININ ARAŞTIRILMASI**

Onur ÖZSOLAK

**Doktora Tezi
Makine Eğitimi Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Mehmet ESEN
OCAK-2011**

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

**GÜNEŞ VE TOPRAK ENERJİSİ KAYNAKLI ISI
POMPASININ ELAZIĞ ŞARTLARINDA KONUT
ISITMASI İÇİN KULLANIMININ ARAŞTIRILMASI**

DOKTORA TEZİ

Onur ÖZSOLAK

(04219201)

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 24 Ocak 2011
Tezin Savunulduğu Tarih : 16 Şubat 2011**

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Mehmet ESEN (F.Ü.)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Cengiz YILDIZ (F.Ü.)

Prof. Dr. Yasin VAROL (F.Ü.)

Doç. Dr. Hüsamettin BULUT (H.Ü.)

Yrd. Doç. Dr. Celal SARSILMAZ (F.Ü.)

OCAK-2011

ÖNSÖZ

Günümüzde fosil yakıtların tüketim hızının sürekli artış eğilimi ve rezervlerin sınırlı olması yeni enerji kaynaklarının araştırılmasını gündeme getirmiştir. Bu kapsamda yenilenebilir enerji kaynaklarından özellikle güneş enerjisi üzerindeki çalışmalar yoğunlaştırılmıştır. Yüksek güneş enerjisi potansiyeli ile yurdumuz Avrupa'nın en şanslı ülkesi durumundadır. Bu potansiyelin kullanımının arttırılması ve kullanım alanlarından ısıtma ile ilgili çalışmaların hızlandırılması gereklidir. Depolanan güneş enerjisinin düşük sıcaklıklarda bulunduğu bilinmektedir. Düşük sıcaklıkta bulunan bu enerjiyi daha yüksek sıcaklıktaki bulunan bir ortama transferi için ısı pompası sistemleri geliştirilmiştir. Ülkemizin iklim ve toprak özellikleri, toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri için çok uygundur. Ülkelerin, elektrik enerjisi tüketiminin % 25'inden fazlası konutların ısıtılması ve soğutulması masraflarına gitmektedir. Bu iki sistemin birlikte kullanılması enerji teknolojisine açılan bir kapı olacaktır. Bu tür sistemlerin ülkemizde yaygınlaştırılmasını sağlamak, enerjinin verimli bir şekilde kullanımını sağlayarak çevresel etkileri azaltacaktır.

Bu tür çalışmalarla bu sistemlerin ülkemize hazır olarak getirilip kurulmasına, ülkemizin çok değerli kaynaklarının ülke dışına akmasına izin verilmeyecek ve yerli uygulayıcıların bu konu hakkındaki problemlerine de cevap aranarak ülke kaynaklarının devlet ve millet faydasına kullanılmasına ön ayak olunacaktır.

Bu çalışmanın tamamlanmasında değerli görüşlerini, desteklerini ve yönlendirmesini bir an bile esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. Mehmet ESEN'e, kıymetli görüşlerinden yararlandığım ve yakın ilgisini esirgemeyen Arş. Gör. Dr. Hikmet ESEN'e, 1498 numaralı projeye bu çalışmayı destekleyen Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (FÜBAP) koordinasyon birimine, deney setinin kurulumunda yardımcı olan Sayın Mehmet SERTKAYA'ya ve tüm hayatım boyunca her türlü destekleriyle yanımda olan, maddi ve manevi hiçbir fedakarlıktan kaçınmayan aileme teşekkür ederim.

Onur ÖZSOLAK
ELAZIĞ-2011

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ÖZET.....	V
SUMMARY.....	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VII
TABLolar LİSTESİ.....	X
SEMBOLLER LİSTESİ.....	XI
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Konuyla İlgili Yapılmış Olan Çalışmalar.....	4
2. GENEL BİLGİLER.....	24
2.1. Isı Pompası.....	24
2.1.1. Isı Pompasının Çalışma İlkesi.....	24
2.1.2. Isı Pompasının Elemanları.....	26
2.1.2.1. Kompresörler.....	27
2.1.2.2. Kondenserler.....	28
2.1.2.3. Genleşme Valfi.....	29
2.1.2.4. Evaporatörler.....	29
2.1.3. Isı Pompası Etkinliği.....	30
2.1.4. Isı Pompalarının Sınıflandırılması.....	33
2.1.4.1. Isı Pompası Sistemleri.....	33
2.1.4.2. Isı Pompalarının Proses Türüne Göre Sınıflandırılması.....	34
2.1.4.3. Isı Kaynaklarına Göre Sınıflandırılması.....	34
2.1.4.4. Isı Pompalarının İşletme Şekline Göre Sınıflandırılması.....	35
2.1.5. Isı Kaynakları.....	36
2.1.5.1. Hava.....	37
2.1.5.2. Toprak.....	38
2.1.5.3. Su.....	39
2.1.5.4. Güneş.....	40
2.1.6. Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar.....	41
2.1.6.1. Soğutucu Akışkanların Sınıflandırılması.....	42
2.1.6.2. Alternatif Soğutucu Akışkanlar.....	44
2.1.6.3. Soğutucu Akışkanlarda Olması İstenen Özellikler.....	45
2.1.7. Isı Pompalarının Termodinamiği.....	46
2.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları.....	51
2.2.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları Tipleri.....	51
2.2.1.1. Toprak Serpantinli Isı Pompaları (TSIP).....	53
2.2.1.2. Yer Altı Suyu Isı Pompaları (YASIP).....	59
2.2.1.3. Yüzey Suyu Isı Pompaları (YSIP).....	60
2.2.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Çalışma Şekli.....	61
2.2.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Yararları ve Sakıncaları.....	62
2.2.3.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Yararları.....	62
2.2.3.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Sakıncaları.....	65
2.3. Güneş Enerjili Isı Pompaları.....	67

2.3.1. Seri Kaynaklı Isı Pompaları.....	67
2.3.2. Paralel Kaynaklı Isı Pompaları.....	69
2.3.3. Çift Kaynaklı Isı Pompaları.....	70
3. ISI POMPASI SİSTEMİNİN PROJELENDİRİLMESİ.....	72
3.1. Isı Kaybı Hesabı.....	72
3.2. Ekipman Seçimi.....	74
3.2.1. Kompresör.....	74
3.2.2. Evaporatör.....	74
3.2.3. Kondenser.....	74
3.2.4. Sirkülasyon Pompası.....	76
3.2.5. Su Sayacı.....	76
3.2.6. Kılcal Boru.....	77
3.2.7. Dört Yollu Vana.....	77
3.2.8. Güneş Kollektörleri.....	77
3.2.9. Su-Antifriz Karışımı (Salamura).....	77
3.3. Toprak Kazı İşlemi ve TID borularının Hazırlanması.....	77
3.3.1. Toprak Kazı İşlemi.....	77
3.3.2. TID Borularının Hazırlanması.....	78
3.4. Güneş Enerjisi Kısımının Hazırlanması.....	82
3.5. Isı Pompası Sisteminin Kurulması.....	83
4. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	88
4.1. Deney Esnasında Yapılan Ölçümler.....	88
4.1.1. Sıcaklık Ölçümü.....	88
4.1.2. Debi Ölçümleri.....	92
4.1.3. Basınç Ölçümü.....	95
4.1.4. Güç Ölçümü.....	95
4.1.5. Güneş Işınımının Ölçümü.....	96
4.2. Deneylerin Yapılışı.....	96
4.3. Deneysel Bulgular.....	100
5. EKSERJİ ANALİZİ.....	127
6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	139
KAYNAKLAR.....	142
ÖZGEÇMİŞ.....	150

ÖZET

Ülkemizin iklim ve toprak özellikleri, toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri için çok uygundur. Ülkelerin, elektrik enerjisi tüketiminin % 25'inden fazlası konutların ısıtılması ve soğutulması masraflarına gitmektedir. Tüketicilerin elektrik talepleri, teknolojinin gelişmesiyle sürekli artmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağın içindeki ısının kararlı değişmesi ve soğuk iklimlerde performansını yüksek seviyede tutması nedeniyle enerjinin kullanımında daha etkili sonuçlar ortaya çıkarır.

Yapılacak çalışmada 12 m² alanındaki deney odası Elazığ şartlarında güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtılmıştır. Slinky toprak ısı değiştirgeci borularını yerleştirebilmek için 1 m eninde, 2 m derinliğinde ve 15 m uzunluğunda iki tane çukur kazılmıştır. Slinky borular çukur içine yatay ve dikey olarak yerleştirilerek sirkülasyon pompasıyla su-antifriz karışımı yatay ve dikey slinky toprak ısı değiştirgeçleri içinde dolaştırılmıştır. Topraktan çekilen ısı, ısı pompası vasıtasıyla ısıtılacak ortama atılmıştır. Ayrıca sistem, yerleştirilen 6 adet düzlemsel güneş kollektörü ile güneş kaynaklı olarak da çalıştırılmıştır. Böylece çalıştırılan sistemlerin performansları karşılaştırılmıştır. Ayrıca, sistemlerin ekserji analizleri ile ikinci kanun verimleri hesaplanarak, karşılaştırmalar da yapılmıştır.

Ekserji analizi hesaplamalarından bulunan sonuçlar şöyle özetlenebilir: ısı pompasının ünite bazında 0.1 kg/s debili yatay slinky toprak ısı değiştirgeçli(TID) ısı pompası için ekserji verimi %44.8, 0.1 kg/s debili dikey slinky TID ısı pompası için ekserji verimi %43.3, güneş kaynaklı ısı pompası için ekserji verimi %41.1 iken sistem bazında bu değerler sırasıyla %36.7, %35.4 ve % 36.6 olarak hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Toprak Kaynaklı Isı Pompası, Güneş Enerjisi, Ekserji, Ekserji Analizi, Enerji

SUMMARY

Investigation of Using Solar and Ground Source Heat Pump System for Residential Heating in Elazığ

Climate and ground conditions in our country are very suitable for ground source heat pumps. A proportion of more than 25% of the electrical energy consumption of countries are consumed on the heating and cooling of homes. The electricity demands of consumers constantly increases together with advances in technology. Ground source heat pumps, create more effective outcomes in the use of energy because of the resolute change of heat in the ground and because it maintains its performance at high levels in cold climates.

In present study, the test room of 12 m² floor area has been heated by solar and ground source heat pumps under Elazığ climate conditions. In order to lay the Slinky ground heat exchanger pipes, two ditches with width of 1 m, depth of 2 m and length of 15 m have been excavated. The Slinky pipes have been laid horizontally and vertically in the ditch and the water-antifreeze mixture has been circulated through the horizontal and vertical slinky ground heat exchangers by the circulation pump. The heat absorbed from the ground has been conveyed to the area to be heated through the heat pump. Furthermore, the system has been operated with solar energy by using six flat plate solar collectors. Thus, the performance of the operated systems has been compared. Furthermore, comparisons have also been performed by the exergy analyses and second law efficiency calculations of the systems.

The results obtained from exergy analysis are as following. Exergy efficiencies were determined as 44.8%, 43.3% and 41.1% for heat pump (HP) with horizontal slinky ground heat exchanger (GHE), HP with vertical GHE of 0.1 kg/s mass flow rate and solar assisted heat pump, while those were calculated for system as 36.7%, 35.4% ve 36.6%, respectively.

Key Words: Ground Source Heat Pump, Solar Energy, Exergy, Exergy analysis, Energy

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1. Isı pompasının başlıca bileşenleri [73].....	27
Şekil 2.2. Alternatif soğutucu akışkanların genel sınıflandırılması [74].....	45
Şekil 2.3. Soğutma çevriminin soğutma makinesi ve ısı pompası uygulaması [82].....	47
Şekil 2.4. Isı pompası ve ısı makinasının termodinamik modeli [74].....	48
Şekil 2.5. Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı [83].....	49
Şekil 2.6. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı [83].....	51
Şekil 2.7. Açık sistem toprak kaynaklı ısı pompası [87].....	53
Şekil 2.8. Kapalı sistem toprak kaynaklı ısı pompası tipleri [87].....	54
Şekil 2.9. Dikey toprak serpantinli ısı pompası [88].....	55
Şekil 2.10. Dikey toprak ısı değiştiricilerinin paralel ve seri bağlanması [89].....	56
Şekil 2.11. Tek borulu yatay TSIP sistemi [89].....	56
Şekil 2.12. 2 borulu yatay TSIP sistemi [89].....	57
Şekil 2.13. 4 borulu yatay TSIP sistemi [89].....	57
Şekil 2.14. Slinky tipi yatay TSIP sistemi [87].....	58
Şekil 2.15. Yatay TSIP sistemlerinin paralel ve seri bağlanması [90].....	59
Şekil 2.16. Yüzey suyu ısı pompası sistemi [91].....	60
Şekil 2.17. Toprak kaynaklı ısı pompasının çalışma düzeninin şematik gösterimi [62]....	62
Şekil 2.18. Güneş enerjisi destekli ısı pompası [92].....	67
Şekil 2.19. Seri kaynaklı ısı pompaları [92].....	68
Şekil 2.20. Paralel kaynaklı ısı pompaları [92].....	69
Şekil 2.21. Çift kaynaklı ısı pompaları [92].....	71
Şekil 3.1. Isıtılacak odanın bulunduğu konutun planı.....	72
Şekil 3.2. Proje bilgilerinin genel görüntüsü.....	73
Şekil 3.3. Isı kaybı çizelgesinin görüntüsü.....	73
Şekil 3.4. Evaporatörün ayrıntılı çizimi.....	75
Şekil 3.5. Kondenser ve fanın birlikte görünümü.....	75
Şekil 3.6. TID girişlerindeki su sayaçları ve vanalar.....	76
Şekil 3.7. Toprak kazı işlemi.....	78
Şekil 3.8. Slinky konfigürasyonun çukur dışında oluşturulması.....	79
Şekil 3.9. Slinky konfigürasyonun ayrıntılı şekli.....	79
Şekil 3.10. Yatay ve dikey slinky konfigürasyonlu TID’lerin çukur içine yerleştirilmesi...80	
Şekil 3.11. Dikey TID’in toprak dolguyla doldurulması.....	81
Şekil 3.12. Dikey TID’in toprak yüzeyine olan mesafesi.....	81
Şekil 3.13. Güneş kollektörlerinin ve genleşme deposunun bina üzerindeki genel görünümü.....	82
Şekil 3.14. Isı pompası sisteminin genel görünümü.....	84
Şekil 3.15. Dijital termostat XR0ICX.....	85
Şekil 3.16. Güneş ve toprak enerjili ısı pompası sisteminin ayrıntılı şematik diyagramı...87	
Şekil 4.1. Toprak sıcaklığını ölçen prob.....	88
Şekil 4.2. Deney seti üzerinde sıcaklık ölçümünün yapıldığı noktalar.....	89
Şekil 4.3. Veri kaydedici ve bilgisayarın birlikte görünümü.....	91
Şekil 4.4. Problemlerin yatay slinky TID çukuruna yerleştirilme ayrıntıları.....	91

Şekil 4.5. Probların dikey slinky TID çukuruna yerleştirilme ayrıntıları.....	92
Şekil 4.6. Yatay slinky TID'nin çeşitli noktalarına bırakılan problemlerin fotoğrafları.....	93
Şekil 4.7. Dikey slinky TID'nin çeşitli noktalarına bırakılan problemlerin fotoğrafları.....	94
Şekil 4.8. Kompresör ve manometrelerin görüntüsü.....	95
Şekil 4.9. Enerji analizörü.....	95
Şekil 4.10. Solarimetre ve veri kaydedicinin resmi.....	96
Şekil 4.11. Elazığ'a ait ortalama toprak sıcaklıkları [96].....	98
Şekil 4.12. Elazığ'a ait ortalama ortalama çevre sıcaklıkları [96].....	98
Şekil 4.13. Yatay slinky TID çukurundaki 1 m ve 2 m derinliklerindeki günlük ortalama toprak sıcaklıkları ile çevre sıcaklıklarının değişimi.....	100
Şekil 4.14. Dikey slinky TID çukurundaki 1 m ve 2 m derinliklerindeki günlük ortalama toprak sıcaklıkları ile çevre sıcaklıklarının değişimi.....	100
Şekil 4.15. 11.01.2010 tarihli güneş ışımasını değerlerinin zamanla değişimi.....	101
Şekil 4.16. 11.01.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi.....	102
Şekil 4.17. 11.01.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,ç}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi.....	102
Şekil 4.18. 11.01.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,ç}$ ve $T_{ç}$ sıcaklıklarının zamanla değişimi.....	103
Şekil 4.19. 11.01.2010 tarihli dikey slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi.....	103
Şekil 4.20. 12.01.2010 tarihli güneş ışımasını değerlerinin zamanla değişimi.....	104
Şekil 4.21. 12.01.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi.....	104
Şekil 4.22. 12.01.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,ç}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi.....	105
Şekil 4.23. 12.01.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,ç}$ ve $T_{ç}$ sıcaklıklarının zamanla değişimi.....	105
Şekil 4.24. 12.01.2010 tarihli yatay slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi.....	106
Şekil 4.25. 14.01.2010 tarihli güneş ışımasını değerlerinin zamanla değişimi.....	106
Şekil 4.26. 14.01.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi.....	107
Şekil 4.27. 14.01.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,ç}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi.....	108
Şekil 4.28. 14.01.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,ç}$ ve $T_{ç}$ sıcaklıklarının zamanla değişimi.....	108
Şekil 4.29. 14.01.2010 tarihli yatay slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi.....	109
Şekil 4.30. 16.01.2010 tarihli güneş ışımasını değerlerinin zamanla değişimi.....	109
Şekil 4.31. 16.01.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi.....	110
Şekil 4.32. 16.01.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,ç}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi.....	111
Şekil 4.33. 16.01.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,ç}$ ve $T_{ç}$ sıcaklıklarının zamanla değişimi.....	111
Şekil 4.34. 16.01.2010 tarihli dikey slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi.....	112
Şekil 4.35. 26.01.2010 tarihli güneş ışımasını değerlerinin zamanla değişimi.....	112
Şekil 4.36. 26.01.2010 tarihli COP_{sis} ve COP_{ip} değerlerinin zamanla değişimi.....	113
Şekil 4.37. 26.01.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,ç}$, depo sıcaklığı ve çevre sıcaklığının zamanla değişimi.....	113
Şekil 4.38. 04.02.2010 tarihli güneş ışımasını değerlerinin zamanla değişimi.....	114
Şekil 4.39. 04.02.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi.....	115
Şekil 4.40. 04.02.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,ç}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi.....	115
Şekil 4.41. 04.02.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,ç}$ ve $T_{ç}$ sıcaklıklarının zamanla değişimi.....	116

Şekil 4.42. 04.02.2010 tarihli dikey slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi.....	116
Şekil 4.43. 07.02.2010 tarihli güneş ışıını değlerlerinin zamanla değışimi.....	117
Şekil 4.44. 07.02.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değışimi.....	117
Şekil 4.45. 07.02.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,ç}$ ve depo sıcaklığının zamanla değışimi.....	118
Şekil 4.46. 07.02.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,ç}$ ve $T_ç$ sıcaklıklarının zamanla değışimi.....	118
Şekil 4.47. 07.02.2010 tarihli yatay slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değışimi.....	119
Şekil 4.48. Yatay ve dikey slinky TID ısı pompası sistemlerinin toplam boru boyuna göre topraktan çektikleri ısı miktarları.....	119
Şekil 4.49. Yatay ve dikey slinky TID ısı pompası sistemlerinin toplam çukur boyuna göre topraktan çektikleri ısı miktarları.....	120
Şekil 4.50. 11 Ocak 2010 ile 21 Şubat 2010 tarihleri arasında yapılan deneylerden elde edilen COP_{sis} ve COP_{ip} değler.....	121
Şekil 4.51. 0.1kg/s ve 0.2 kg/s debili yatay slinky TID performansının karşılaştırılması.....	123
Şekil 4.52. 0.1 kg/s ve 0.2 kg/s debili dikey slinky TID performansının karşılaştırılması.....	123
Şekil 4.53. 0.1 kg/s debili yatay ve dikey slinky TID performansının karşılaştırılması...	124
Şekil 4.54. 0.2 kg/s debili yatay ve dikey slinky TID performansının karşılaştırılması...	125
Şekil 4.55. Denenen sistemlerin ortalama performanslarının karşılaştırılması.....	126
Şekil 5.1. Deney seti üzerindeki sıcaklık ölçülen noktalar.....	130
Şekil 5.2. Sistem elemanlarında meydana gelen ekserji kayıpları.....	137
Şekil 5.3. Hesaplamaları yapılan sistemler için ısı pompası ve sistem ekserji verimlerinin karşılaştırılması.....	138

TABLÖLAR LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. TKIP'larının ısı değiştiricisi tipine göre yararları ve sakıncaları [62].....	66
Tablo 3.1. Diyagram üzerindeki noktaların açıklamaları.....	86
Tablo 4.1. Deney seti üzerindeki sıcaklık noktaları.....	90
Tablo 4.2. 11 Ocak 2010 ile 21 şubat 2010 tarihleri arasında yapılan deneylerde çalıştırılan sistemler.....	122
Tablo 5.1. 0.1 kg/s debili yatay slinky TİD ısı pompası için çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları.....	134
Tablo 5.2. 0.1 kg/s debili dikey slinky TİD ısı pompası için çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları.....	135
Tablo 5.3. Güneş kaynaklı ısı pompası için çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları.....	136

SEMBOLLER LİSTESİ

COP_{sis}	: Sistem performans katsayısı
COP_{ip}	: Isı pompası ünitesinin performans katsayısı
$C_{p,sa}$	: Su-antifriz karışımının özgül ısısı, (kJ/kg°C)
$C_{p,hava}$	: Havanın özgül ısısı, (kJ/kg°C)
$\dot{E}_x$	: Ekserji miktarı, (kW)
$\dot{E}_{x_g}$	: Giren ekserji miktarı, (kW)
$\dot{E}_{x_{kon,g}}$	: Kondensere giren ekserji miktarı, (kW)
$\dot{E}_{x_{kon,\zeta}}$	: Kondenserden çıkan ekserji miktarı, (kW)
$\dot{E}_{x_\zeta}$	: Çıkan ekserji miktarı, (kW)
$\dot{E}_{x_k}$	: Ekserji kaybı miktarı, tersinmezlik, (kW)
$\dot{E}_{x_{Isa}}$	: Isı transferinden dolayı meydana gelen ekserji miktarı, (kW)
$\dot{E}_{x_{i\zeta}}$	: Herhangi bir süreçteki iş ekserjisi, (kW)
$\dot{E}_{x_{k,komp}}$	: Kompresörün ekserji kaybı, (kW)
$\dot{E}_{x_{k,kon}}$	: Kondenserin ekserji kaybı, (kW)
$\dot{E}_{x_{k,kb}}$	: Kılcal borunun ekserji kaybı, (kW)
$\dot{E}_{x_{k,eva}}$	: Evaporatörün ekserji kaybı, (kW)
$\dot{E}_{x_{k,TID}}$	: Toprak ısı değiştirgecinin ekserji kaybı, (kW)
$\dot{E}_{x_{k,GID}}$	: Güneş ısı değiştirgecinin ekserji kaybı, (kW)
h	: Özgül entalpi, (kJ/kg)
h_ζ	: Çıkan özgül entalpi, (kJ/kg)
h_g	: Giren özgül entalpi, (kJ/kg)
h_0	: Ölü haldeki özgül entalpi, (kJ/kg)
I	: Tersinmezlik, (kW)
$\dot{m}_g$	: Giren kütleli debi, (kg/s)
$\dot{m}_\zeta$	: Çıkan kütleli debi, (kg/s)
$\dot{m}_{soğ}$	: Soğutucu akışkanın kütleli debisi, (kg/s)
$\dot{m}_{sa}$	: Su-antifriz karışımının kütleli debisi, (kg/s)
$\dot{m}_{g,sa}$	: Güneş kolektörlerindeki su-antifriz karışımının kütleli debisi, (kg/s)

$\dot{m}_{hava}$	: Kondenserden geçen havanın kütleli debisi, (kg/s)
T_{ϕ}	: Çevre ortam sıcaklığı, (°C)
$T_{sa,g}$	: Su antifriz karışımının topraktan çıkıp evaporatöre giriş sıcaklığı, (°C)
$T_{sa,\phi}$	: Su antifriz karışımının evaporatörden çıkıp toprağa giriş sıcaklığı, (°C)
$T_{hava,\phi}$	: Havanın kondenserden çıkış sıcaklığını, (°C)
$T_{hava,g}$	: Havanın kondensere giriş sıcaklığını, (°C)
s	: Özgül entropi, (kJ/kgK)
s_{ϕ}	: Çıkan özgül entropi, (kJ/kgK)
s_g	: Giren özgül entropi, (kJ/kgK)
s_0	: Ölü haldeki özgül entropi, (kJ/kgK)
$\dot{S}_{\ddot{u}}$	: Üretilen entropi miktarı, (kJ/kg°C)
$\dot{S}_g$	: Giren entropi miktarı, (kJ/kg°C)
$\dot{S}_{\phi}$	: Çıkan entropi miktarı, (kJ/kg°C)
T	: Sıcaklık, (°C)
T_0	: Ölü hal sıcaklığı, (°C)
T_{toprak}	: Toprak sıcaklığı, (°C)
$T_{güneş}$	: Güneş sıcaklığı, (°C)
$\dot{Q}_{kon}$	: Kondenser tarafından odaya atılan ısı miktarı, (kW)
$\dot{Q}_{eva}$	: Evaporatöre transfer edilen ısı miktarı, (kW)
$\dot{Q}_{TD}$	: Su antifriz karışımının topraktan çektiği ısı miktarı (kW)
$\dot{Q}_u$	: Faydalı enerji, (kW)
$\dot{W}_{sis}$	: Sistemin çektiği güç, (kW)
$\dot{W}_{komp}$	: Kompreserin çektiği güç, (kW)
$\dot{W}_{sp}$	: Sirkülasyon pompasının gücü, (kW)
$\dot{W}_f$	: Fanın çektiği güç, (kW)
ψ	: Akış ekserjisi, (kJ/kg)
ψ_{ϕ}	: Çıkan akış ekserjisi, (kJ/kg)
ψ_g	: Giren akış ekserjisi, (kJ/kg)
ε_{ip}	: Isı pompası ünitesinin ekserji (ikinci yasa) verimi
ε_{sis}	: Sistemin ekserji (ikinci yasa) verimi
β	: Etkinlik katsayısı

KISALTMALAR

ANBÇS	: Adaptif nöro-bulanık çıkarım sistemi
BAÖ	: Bulanık ağırlıklı ön işlem
COP	: Etki (tesir) katsayısı
COP /EER	: Performans katsayısı
DG-GDIP	: Direkt genleşmeli güneş destekli ısı pompası
DG TSIP	: Direkt genleşmeli toprak serpantinli ısı pompası
EK	: Etki katsayısı
EEK	: Enerji etkinliği katsayısı
GDIP	: Güneş destekli ısı pompası
GKIP	: Güneş kaynaklı ısı pompası
GTKIP	: Güneş toprak kaynaklı ısı pompası
GTKIPS	: Güneş toprak kaynaklı ısı pompası sistemi
GDTKIP SIS	: Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sera ısıtma sistemi
HKIP	: Hava kaynaklı ısı pompası
IEK	: Isıtma etki katsayısı
İAÖ	: İstatiksel ağırlıklı ön işlem
JBIS	: Jeotermal bölgesel ısıtma sistemi
JIP	: Jeotermal ısı pompası
SEK	: Soğutma etki katsayısı
TID	: Toprak ısı değiştirgeci
TKIP	: Toprak kaynaklı ısı pompaları
TSID	: Toprak serpantinli ısı değiştirgeci
TSIP	: Toprak serpantinli ısı pompası
YASIP	: Yer altı suyu ısı pompası
YSA	: Yapay sinir ağları
YSIP	: Yüzey suyu ısı pompası
YTID	: Yatay toprak ısı değiştiricisi

1. GİRİŞ

Toprak kaynaklı ısı pompaları geçtiğimiz yarım yüzyıl içerisinde kış sezonunun uzun ve sert geçtiği Kuzey Avrupa, İskandinavya ve Kuzey Amerika'da avantajları ve yüksek konfor özelliklerinden ve çok yönlü kullanılabilir olmasından dolayı tercih edilmiştir. Süreç içinde Kuzey Avrupa ülkeleri tarafından AR-GE'ye verilen önem sayesinde mükemmel bir tekniğe sahip olmuştur. Enerji politikaları ve petrol ürünlerinin birim fiyatlarındaki beklenmedik artışlar ısı pompasını ön plana almış çevre faktörü de eklendiğinde kullanılabilir tek sistem olduğu ortaya çıkmıştır.

ABD, Kanada ve Kuzey Avrupa ülkelerinde yüz binlerce ev, işyeri, okul vb. gibi yerlerin son zamanlarda toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri ile iklimlendirilmesi ve üstelik ABD ve İsveç'te bu tür sistemlerin doğalgazdan sonra en çok kullanılan ikinci kaynak olması nedeniyle Türkiye'de de bu tür sistemlerin yaygınlaştırılması için çalışmalar hızlanmalıdır. Özellikle ülkemiz gibi enerji yönünden dış ülkelere bağımlı devletler enerji politikalarını yenilenebilir enerji kaynaklarına yoğunlaştırmalıdır. Kullanımını yaygınlaştırmak için bu sistemlerin ilk yatırım maliyetlerini düşürüp performanslarını artırmak gereklidir.

Ülkemizin iklim ve toprak özellikleri, toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri için çok uygundur. Ülkelerin, elektrik enerjisi tüketiminin %25'inden fazlası konutların ısıtılması ve soğutulması masraflarına gitmektedir. Tüketicilerin elektrik talepleri, teknolojinin gelişmesiyle sürekli artmaktadır. Toprak kaynaklı veya jeotermal ısı pompaları, toprağın içindeki ısının kararlı değişmesi ve soğuk iklimlerde performansını yüksek seviyede tutması nedeniyle enerjinin kullanımında daha etkili sonuçlar ortaya çıkarır.

Isı kaynağı olarak toprak geç ısınıp geç soğuduğu için, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans katsayısı kararlı bir yapıdadır ve dış hava sıcaklığından fazla etkilenmez. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompasının belirli sıcaklık aralıklarında pasif soğutma (kompresör kullanılmadan sadece akışkanın toprak içerisinde sirküle ettirilmesi) ile de çalıştırılabileceği düşünülürse hava kaynaklı sisteme göre önemli bir avantaja sahiptir ve ortalama yıllık %33 daha az enerji tüketirler. Hava ısı kaynağı olarak kararlı olmadığı için, hava sıcaklığının değişmesi sonucu ısı pompasının performans katsayısındaki kararlılıkta sürekli değişir. Toprak kaynaklı ısı pompaları alternatif sistemlere nazaran ürettiği enerjinin 1/3'i bedel karşılığı düşünülürse sadece tüketicinin

değil, devletlerinde dış kaynaklı enerji alım politikalarında büyük bir avantaj sağlayacağı ispatlanmış ve bu sayede ısı pompası teknolojisi devletler tarafından teşvik ve destek görmektedir.

Günümüzde fosil yakıtların tüketim hızının sürekli artış eğilimi ve rezervlerin sınırlı olması yeni enerji kaynaklarının araştırılmasını gündeme getirmiştir. Bu kapsamda yenilenebilir enerji kaynaklarından özellikle güneş enerjisi üzerindeki çalışmalar yoğunlaştırılmıştır. Güneş enerjisinin depolanabilmesi, kolaylıkla ısı enerjisine dönüştürülebilmesi ve birçok alanda kullanımının mümkün olması, çevresel olumsuz etkilerinin bulunmaması, bol ve maliyetinin olmaması doğal enerji kaynağı olarak önemini arttırmaktadır.

Yeryüzünde güneş ışınlarının dağılımı, yörenin topografik yapısı, yükseklik, mevsim özellikleri ve enlem derecesi gibi birçok faktörden etkilenmektedir. Bundan dolayı her bölgeye düşen güneş ışıınımı miktarları da büyük farklılıklar gösterir. Güneşte oluşan enerjinin çok küçük bir kısmı yeryüzüne ulaşmasına karşın, gelen enerji dünyada tüketilen enerjiden çok fazladır. Ancak yeryüzüne ulaşan enerjinin yoğunluğunun az ve kesikli olması güneş enerjisi kullanımını sınırlandırmaktadır. Buna karşın güneş enerjisi temiz bir enerji kaynağı olarak önemini korumaktadır [1].

Coğrafi konumu itibariyle güneş kuşağı içerisinde yer alan Türkiye, güneş enerjisi kullanımının uygun olduğu bir ülkedir. Ortalama yıllık toplam güneşlenme süresi 2640 saat (günlük toplam 7.2 saat), ortalama toplam ışıınım şiddeti 1311 kWh/m²-yıl (günlük ortalama 3.6 kWh/m²) olduğu tespit edilmiştir [2].

Bu kadar yüksek güneş enerjisi potansiyeli ile yurdumuz Avrupa'nın en şanslı ülkesi durumundadır. Bu potansiyelin kullanımının artırılması ve kullanım alanlarından ısıtma ile ilgili çalışmalar hızla sürmektedir. Depolanan güneş enerjisinin düşük sıcaklıklarda bulunduğu bilinmektedir. Düşük sıcaklıkta bulunan bu enerjiyi daha yüksek sıcaklıktaki bulunan bir ortama transferi için ısı pompası sistemleri geliştirilmiştir [1].

Bir ülkede, kişi başına enerji kullanımı ile kişi başına olan üretkenlik ve yaşam beklentileri arasında kuvvetli bir korelasyon vardır. Dünya Enerji Konseyi, gelecek enerji ihtiyaçlarının karşılanması için ekonomik büyüme, teknolojik ilerlemeler, çevre korunması ve uluslararası varlıkların değişik etkileri üzerine senaryolar hazırlayıp sunmaktadır. 1990-2050 arasında, birincil enerji tüketimi çevreci senaryo sonucuna göre %50 artacaktır, en yüksek büyüme oranı senaryosuna göre de bu oran %275 olması beklenmektedir. En çevreci senaryoya göre karbon emisyonlarının 1990 yılı seviyelerinden aşağı ineceği, fakat

en yüksek büyüme senaryolarına göre de karbon emisyonlarının iki katına çıkacağı beklenmektedir [3].

Toprak kaynaklı ısı pompaları enerji üretimi ve kullanımının çevresel ve verimlilik bakış açıları gelişmekte olan ülkelerde öncelikli olarak ele alınmaktadır. Bu bağlamda, toprak kaynaklı ısı pompalarının elektrik şirketlerine daha iyi yük yönetimi, tüketicilere daha düşük elektrik faturaları ve topluma daha temiz çevre sağlamada önemli katkılar sağlayabileceği görülmektedir.

EPA (Çevre koruma ajansı) raporuna göre yer kaynaklı ısı pompaları analiz edilen tüm teknolojilerin en düşük CO₂ emisyonları ve en düşük toplam çevre giderleri olarak tanıtılmaktadır. İyi tasarlanan ve kurulan yer kaynaklı ısı pompalarının etkinliğinin artması, gerekli olan enerji miktarını azaltır. Böylece, bundan kaynaklanan kirleticiler ve diğer emisyonlar azaltılır.

Bu tür sistemlerin ülkemizde yaygınlaştırılmasını sağlamak; ülkemize ithal edilen toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde eksik görülen toprak ısı değiştiricisi tasarımını, sistemin doğru, kolay bir şekilde kontrolünü ve uzun süreli davranışlarının incelenmesini bilimsel olarak sağlamak ve enerjinin verimli bir şekilde kullanımını sağlayarak çevresel etkileri azaltmaktır. Uzun süreli performans analizlerinde çeşitli parametreleri değiştirerek performansa nasıl etki ettiğini görüp sistemi eksikliklerinden kurtarmaktır. Böylece bu tür sistemlerin ülkemize hazır olarak getirilip kurulmasına, ülkemizin çok değerli kaynaklarının ülke dışına akmasına izin verilmeyecek ve yerli uygulayıcıların bu konu hakkındaki problemlerine de cevap aranarak ülke kaynaklarının devlet ve millet faydasına kullanılmasına ön ayak olunacaktır.

Yapılan çalışmada 12 m² alanındaki deney odası Elazığ şartlarında güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtılacaktır. Slinky(spiral) konfigürasyonlu toprak ısı değiştirgeci borularını yerleştirebilmek için 1 m eninde, 2 m derinliğinde ve 15 m uzunluğunda iki tane çukur kazılacaktır. Slinky konfigürasyonlu borular çukur içine yatay ve dikey olarak yerleştirilerek sirkülasyon pompasıyla su-antifriz karışımı toprak ısı değiştirgeçleri içinde dolaştırılacaktır. Topraktan çekilen ısı, ısı pompası vasıtasıyla ısıtılacak ortama atılacaktır. Ayrıca sistem, yerleştirilen 6 adet düzlemsel güneş kolektörü ile güneş kaynaklı olarak da çalıştırılacaktır. Kurulan sistemde, yatay ve dikey slinky toprak ısı değiştirgeçleri ayrı ayrı çalıştırıldığı gibi güneşli günlerde yatay slinky toprak ısı değiştirgeciyle güneş, dikey slinky toprak ısı değiştirgeciyle güneş ve sadece güneş kaynaklı olarak da ısı pompası çalıştırılmıştır. Böylece çalıştırılan sistemlerin performansları karşılaştırılacak. Ayrıca,

sistemin enerji ve ekserji analizleri ile sırasıyla performansı, ikinci kanun verimi hesaplanarak karşılaştırmalar da yapılacaktır.

1.1. Konuyla İlgili Yapılmış Olan Çalışmalar

Toprak kaynaklı ısı pompaları (TKIP) hakkında literatürde çok sayıda deneysel ve teorik çalışma bulunmaktadır.

TKIP'ları 1912 yılında İsviçre patenti ile ilk olarak tanıtılmıştır. Daha sonra, termodinamik açıdan önemi, ısı kaynağı olarak toprağa gömülen metal serpantinler içinde salamura dolaştırılarak, 1940'lı yıllarda çarpıcı şekilde gösterilmiştir. Serpantin korozyon sorunları, toprak serpantinlerini kullanışsız kılmıştır ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin gelişimini zorlamıştır. Daha sonraları, plastik borular kullanılarak, korozyon sorunlarının üstesinden gelinmiştir ve TKIP'lar üzerine araştırmalar hızlanmıştır [4].

Catan ve Baxter, 1985 yılında yapmış oldukları çalışmalarında, kuzey iklim uygulamalarında TKIP'in ekonomik açıdan optimum analizini incelemişlerdir. Pittsburgh'da bulunan 167 m²'lik bir ev için, yatay tip toprak ısı değiştirgeci (TID) olan su kaynaklı ısı pompasının yapım-kullanım maliyetini 7 yıllık ekonomik ömür için minimize etmişlerdir. Geleneksel hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) sistemlerine göre, optimize edilen ısı pompasının geri ödeme süresi 3 yılın altında bulunmuştur [4].

Tunç vd. [5], güneş destekli ısı pompası sisteminin ikinci kanun analizini bir bilgisayar simülasyonu ile yapmışlar. 11 farklı sistem incelenmiş ve sonuçları karşılaştırılmış. Her bir sistem için ekserjisel verim veya ikinci kanun verimi tarif edilmiş. Farklı sistemler arasında karşılaştırmalar yapılmış ve ekserjisel verimler hesaplanmış.

Martin, 1990 yılında yatay tip tek borulu TID olan ısı pompası sisteminin tasarlanmasında kullanılan parametrelerdeki değişimin etkisinin incelemek üzere teorik ve deneysel çalışma yapmıştır. Konutlar için 3 ton'luk bir ısı pompasının performansını ve enerji tüketimini bulmak için bir bilgisayar programı geliştirmiştir ve sonuçları, Oklahoma'daki iki evde yapılan ölçümlerle kıyaslamıştır. Ayrıca ekonomik bakımdan optimum tasarımı belirlemek için, ekonomik analiz yapmıştır [4].

Yang vd. [6], yaptıkları çalışmada ısı pompası kullanımının çevre kirlenmesini azalttığını, halihazırda kullanılan birincil enerji kaynaklarının (petrol, kömür, elektrik) daha pahalıya mal oldukları için ısı pompalarının kullanımı ile önemli ölçüde enerji tasarrufu yapılabileceğini vurgulamışlardır.

Reyes vd. [7], ısıtma için bir güneş destekli ısı pompasının teorik ve deneysel ekserji analizini yapmışlar. Güneş destekli veya konvansiyonel ısı pompası olarak çalışan deneysel prototip, ekserjisel verimi, toplam sistem tersinmezliğini ve elemanların tersinmezliklerini için test edilmiş.

Kavanugh, bilinen TKIP sistemleri için bağlantı elemanları ve boru hatlarındaki basınç kaybı ile ilgili diyagramları vererek, boru hattı tasarımını gerçekleştirmiştir [4].

Piechowski [8], 1999 yılında yatay tip TID'ın dizaynının daha doğru ve hesaplamalarının daha kolay olacağı simülasyonlar yapmıştır. Bu çalışma, toprak-boru yüzeyi gibi daha büyük sıcaklıklar ve nem hareketinin yoğun olduğu yerlerde daha kolay çözüme erişmek için yapılmıştır. Analitik çalışmada implicit ve explicit yöntem kullanılmıştır ve bu iki yöntemin kıyaslanması yapılmıştır. Sonuçta implicit formülasyonun bu tür çalışmalarda daha iyi bir yöntem olduğunu savunmuştur.

Badescu [9], bir ekolojik binanın ısıtma sistemi için ana enerji kaynağı güneş ışıını olan bir model önerilmiş. Isıtma sisteminin en önemli komponenti, bir buhar sıkıştırımalı ısı pompasıdır. Isı pompası çalışmasını analiz etmek için hem birinci yasa hem de ikinci yasa kullanılmıştır. Girdi olarak bina termal yükü kullanılarak durum parametreleri ve işlem miktarları değerlendirildi. İkinci yasa analizi, ekserji kayıplarının çoğunun sıkıştırma ve yoğunlaşma sırasında meydana geldiğini vurguluyordu. Ön sonuçlar, bir uygun elektrik enerjisi depolama sisteminin sağlanması durumunda, fotovoltaiik tertibatın ısı pompası kompresörünü tahrik etmek için gereken bütün enerjiyi sağlayabileceğini göstermektedir.

Cervantes ve Torres-Reyes [10], bu çalışmada, güneş kollektörü içinde soğutucunun doğrudan genişlemesinin sözkonusu olduğu bir güneş destekli ısı pompasına ilişkin bir deneysel çalışma sunulmaktadır. Isı pompası çevriminin her komponentinde çıkışın giriş ekserji akışına oranı olarak tanımlanan maksimum ekserji verimliliği, tipik parametreler ve performans katsayıları dikkate alınarak tayin edilmektedir. Bu ekserji analizinin sonuçları, tersinmezliğin ana kaynağının ısı pompasının evaporatöründe (yani güneş kollektörü) bulunabileceğini göstermekte ve gelen güneş ışıınının bu ekipmanda tam avantaj sağlayacak şekilde kullanılmadığını vurgulamaktadır.

Purdy ve Morrison [11], çalışmalarında, toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin bir tam-bina enerji analiz program simülasyonuna ilişkin bir algoritmanın entegrasyonunu incelemektedir. GS2000™, toprak kaynaklı ısı pompası toprak ısı değıştiricilerinin boyutlandırılması için 1995 yılında piyasaya sürülmüş olan bir yazılım programıdır. GS2000™, yer döngü ısı transfer hesaplaması gerçekleştirir, fakat bir enerji simülasyon

programı tarafından hesaplanmış olarak aylık bina yüklerini gerektirir. GS2000™ toprak ısı transferi algoritmasını değiştirilmesi, kısmı yük kapasitesine cevap veren su-kaynaklı ısı pompası modelinin geliştirilmesi, çevrim etkileri dahil olmak üzere giren su sıcaklığının bir fonksiyonu olarak ısı pompası COP/EER'nin tanımlanması ve ayrıca test ve doğrulama işlemleri incelenmiştir.

Kuang vd. [12], bu çalışmada, düzlemsel kollektörlere, bir sıcak su depolama tankına ve bir su kaynaklı ısı pompasına sahip basit ve maliyet verimli güneş destekli ısı pompası sistemi (GDIP) önerilmiştir. Bütün sistemin ve onun ana komponentlerinin termal performansları, kuzey Çin'de 2000-2001 ısıtma mevsimi süresince deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel olarak edinilen bilgilerden, bazı önemli sonuçlar ve öneriler elde edilmiş olup bunlar potansiyel kullanıcılar için bir GDIP sisteminin primer tasarımı ve geliştirilmesi bakımından yardımcı olabilir.

Bi vd. [13], çalışmalarında bir dikey çift spiral bobinli (DÇSB) TID ile birlikte bir güneş toprak kaynaklı ısı pompası (GTKIP) sistemi için teorik ve deneysel çalışmalar yürütülmüşler. GTKIP sisteminin ısıtma modu için, kendileri tarafından inşa edilen düşük dereceli enerjiden yararlanma sistemi kullanan bir güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası (GKIP) ile bir TKIP birlikte kullanılmış. TID ile işgal edilen yer yüzey alanı birimi başına ısı emilim oranı tek borulu yatay ısı değiştiricisinden 18 kat daha fazla olarak gösterilmektedir. TID ile birlikte sistemin performans katsayısı (COP), tek borulu yatay ısı değiştiricili sistem üzerinde %21'lik bir gelişim demektir. TID'nin yer altı iki boyutlu simetri ısı alanı, hacim kontrol metodu kullanılarak simüle edilmiş. Analitik sonuçlar, deneysel verilerle karşılaştırılmış. Gerçek GTKIP sisteminin deneysel çalışmasında değerli sayısal sonuçlar elde edilmiştir.

Esen ve İnallı [14], deneysel olarak mekanların ısıtılmasında kullanılan yatay bir TKIP'nin performansı ile ilgili toprağa bağlı ısı değiştiricisinin gömülü derinliği, su-antifriz çözeltisinin debisi ve logar suyu gibi parametrelerin etkilerini incelemişlerdir. 2002-2003 yılları ısıtma sezonunda Kasım Ayı'ndan Nisan Ayı'na dek deneysel sonuçlar elde edilmiştir. 1 ve 2 metre derinliklerde farklı kuyularda yatay TID için sistemin ortalama performans katsayıları (COP_{sis}) sıralı olarak 2.66 ve 2.81 olarak elde edilmiştir. Deneysel ölçümden elde edilen sonuçlara göre yatay TKIP sistemleri, Türkiye, Elazığ iklim koşulları için kullanılabilir olduğunu belirtmişler.

Jacovides ve Mihalakakou [15], bir enerji kaynağı olarak soğutma ve ısıtma için yeraltına döşenmiş boruları kullanmış. Yeraltındaki boru sistemlerinde aynı anda ısı ve kütle transferini tanımlayarak, deneysel datalardan bir algoritma geliştirmişler.

Hepbasli ve Akdemir [16], 50 metre dikey 1.25 inç nominal çaplı U-dirsekli toprak ısı değiştiriciye sahip bir TKIP sistemine ilişkin bir enerji ve ekserji analizi sunmuşlardır. Bu sistem, İzmir'deki Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde 65 m²'lik bir odaya uygulanmıştır. İncelenen odanın ısıtma ve soğutma yükleri, tasarım koşullarında sırasıyla 3.8 ve 4.2 kW idi. Sistem, Mayıs 2000'de işletmeye alındı ve o tarihten bu yana performans testleri gerçekleştirildi. Komponentler ile TKIP sisteminin komponentlerinin her birindeki sarfiyatlar arasındaki ekserji taşınımları, Şubat 2001'deki deneysel sonuçlardan elde edilen ortalama ölçülen parametreler için saptanmıştır. Ayrıca, çeşitli sistem komponentlerinde yayılan ekserji girdisinin oranıyla ilgili olarak sayısal bilgiler vermek amacıyla, incelenen TKIP sistemine ilişkin ekserji şeması da (Grassmann şeması) sunulmuştur.

Esen vd. [17], çalışmalarında bir yatay TKIP sisteminin performans deneyleri ve ekonomik analizi yapmışlar. Türkiye, Elazığ'da bulunan bir test odasına irtibatlandırılmış bir yatay TKIP sistemi mekanların ısıtılması için tasarlanmış ve inşa edilmiştir. Test odasının ısıtma ve soğutma yükleri, tasarım koşullarında sırasıyla 2.5 ve 3.1 kW olarak bulunmuş. Gerçek çalışma koşullarında performans, deneysel olarak saptanmıştır. Deneysel sonuçlar, 2002-2003 yıllarının ısıtma sezonunda 7 Kasım 2002'den 3 Mayıs 2003 tarihine dek elde edilmiştir. Detaylı bir maliyet analizi sunulmuş ve farklı yerel yakıt/güç kaynakları için ikame yapılırken geri ödeme dönemleri saptanmıştır. TKIP sistemi, yıllık olarak hesaplanmış yaşam döngüsü maliyet metodu kullanılarak ekonomik analizde konvansiyonel ısıtma metotlarıyla (elektrik direnci, akaryakıt, sıvı petrol gazı, kömür, yağ ve doğal gaz) karşılaştırılmıştır. TKIP sisteminin değinilen ilk 5 konvansiyonel ısıtma metotlarının üzerinde ekonomik avantajlar sunduğu gösterilmiş. Yine de, doğal gaza ekonomik bir alternatif sistem oluşturmadığı belirtilmiştir.

Nagano vd. [18], 2006 yılında yaptıkları çalışmada TKIP sistemleri için performans tahmini ve tasarımı için yeni gelişmeleri irdelemişlerdir. Çalışmalarında Sappora'da bir evin bahçesinde ısı duyarlılık testi yapmışlardır. TKIP sistemini CO₂ emisyonu bakımından diğer geleneksel ısıtma sistemleri ile karşılaştırmışlardır.

Kuang vd. [19], bu çalışmada, evsel kullanıma yönelik olan ve kış aylarında mahal ısıtması, yazın iklimlendirme ve bütün yıl boyunca sıcak su sağlayan bir doğrudan

genleşmeli güneş destekli ısı pompasının (DG-GDIP) uzun vadeli performansı rapor edilmektedir. Sistem, 10.5 m² yüzey alanına sahip düzlemsel kollektör dizisi, hız ayarlı kompresör, toplam 1 m³ hacimli bir depolama tankı ve radyan zemin ısıtma ünitesi kullanmaktadır. Farklı işletme modları altındaki performans ayrıntılı olarak sunulmakta ve analiz edilmektedir. Sadece mahal ısıtması modunda, günlük ortalamalı ısı pompası COP 2.6 ile 3.3 arasındadır; öte yandan sistem COP'si 2.1 ile 2.7 aralığında olduğu belirtilmiştir.

Yang vd. [20], bu çalışmada, sırayla dönüşümlü veya kombine olarak çalıştırılan bir güneş-toprak kaynaklı ısı pompa sisteminin (GTKIPS) performansının sayısal simülasyonu gerçekleştirilmektedir. GTKIPS 2 kombine modda çalıştırıldığında, ısı depolama su tankıyla birlikte ve ısı depolama su tankı olmadan enerji tasarruf oranı, TKIP ile karşılaştırıldığında sırasıyla %14.5 ve %10.4'tür. Genel etki olarak, ısıtılmış suyun önce güneş kollektöründen ve sonra gömülü döngüden aktığı su tankının sözkonusu olduğu kombine çalışma modu tercih edilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Trillat-Berdal vd. [21], bu çalışma, 180 m²'lik özel bir konutta kullanılan ve termal güneş kollektörleriyle kombine halde bulunan bir dikey toprak bağlantılı ısı pompasına ilişkin deneysel çalışmadır. GEOSOL olarak adlandırılan bu işlem, evsel sıcak su ve bina ısıtma-soğutma enerji ihtiyaçlarını karşılamaktadır. Solar ısı, evsel sıcak su ısıtması için öncelikli olarak kullanılmaktadır ve önceden ayarlanmış su sıcaklığına ulaşıldığında, fazla solar enerji sondaj delikleri yoluyla zemine verilmektedir. Bu sistem, yer yüklerinin dengelenmesine, güneş kollektörlerinin çalışma süresinin artırılmasına ve aşırı ısınma sorunlarının engellenmesine katkıda bulunma avantajına sahiptir. 11 aylık işletme sonrasında, çekilen ve toprağa verilen enerji sırasıyla 40.3 ve 39.5 W/m şeklindeydi. Toprağa verilen enerji, çekilen ısının %34'ünü temsil etmektedir; ısıtma modunda ısı pompasının performans katsayısı (COP) ortalama olarak 3.75 değerine sahipti. Buna ek olarak, evsel sıcak su güneş enerjisinden yararlanma oranı, ilk 11 aylık işletme döneminde %60'dan yüksek bir ortalama değere sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Özgener ve Hepbaşlı [22], çalışmalarında, 2004 yılı Aralık Ayı'nın sonu itibarıyla dünyada ve Türkiye'de güneş destekli ısı pompası (GDIP) sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri konusunda yürütülen çalışmaları değerlendirmektedir. GDIP sistemleri konusunda başlanılan çalışmaları aşağıdaki gibi 4 kategoriye ayırmaktadırlar: (I) suyun ısıtılması için GDIP sistemleri, (II) mekanın ısıtılması için depolu (konvansiyonel tür) GDIP sistemleri, (III) mekanın ısıtılması için doğrudan açılımlı GDIP sistemleri ve (IV) Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sera ısıtma sistemi (GDTKIP SIS).

Çalışmalarında, Türkiye'nin güneş enerjisi potansiyeline önem veren Türk üniversitelerinde daha detaylı olarak jeotermal ısı pompaları olarak da bilinen güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompaları (GDTKIP) ve özellikle toprak kaynaklı ısı pompaları hakkındaki çalışmaları araştırmaktadırlar.

Akpınar ve Hepbaşlı [23], bu çalışmalarında, fiili işletim verilerine dayalı Türkiye'de tanzim edilen iki tür toprak kaynaklı ısı pompası sistemine ait ekserjetik performans değerlendirmesiyle ilgilenmektedir. İlki, düşük ısılı jeotermal kaynakları araştırmak için tasarlanmış ve oluşturulmuş bir TKIP sistemidir. İkincisi ise dikey toprak ısı değiştiricili bir TKIP sistemidir. Analizde, cetvelde modelleme amaçlı olarak düşünülen iki adet toprak kaynaklı ısı pompasına dört adet denge (kütle, enerji, entropi ve ekserji) denklemi uygulanmaktadır. İlerlemeler potansiyelini sunarak onların bireysel performanslarını değerlendirmek amacıyla, sistem bileşenlerinin her birisinde ekserji kaybı (tahribatları) belirlenirken, her iki sistem için ekserji (ikinci yasa) verim değerleri verilmektedir. Burada sunulan ekserjetik değerlendirme metodunun yararlı bir alet olarak dünya genelinde diğer TKIP sistemlerine uygulanabileceği sonucuna varmışlardır.

Esen vd. [24], çalışmalarında ısıtma sezonu için derinlik kuyularının bir fonksiyonu olarak toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin enerjetik ve ekserjetik verimliliklerini araştırmışlar. Yatay toprak ısı değiştiricileri (YTID) kullanılmış ve bunlar 1 metrelik (YTID 1) ve 2 metrelik (YTID 2) derinliğe sahip kuyuların içersine gömülmüşlerdir. TKIP sistemlerinin enerji verimlilikleri sırasıyla 2.5 ve 2.8 olarak elde edilmiş ve genel sistemin ekserjetik verimlilikleri, YTID 1 ve YTID 2 için sırasıyla % 53.1 ve % 56.3 olarak bulunmuştur. YTID 2'nin tersinmezliği yaklaşık % 2.0 olarak YTID 1'inkinden daha azdır. Sonuçlar göstermektedir ki ısıtma sezonu için ısıtma kaynağı (toprak) ısısı artarken, sistemin enerjetik ve ekserjetik verimlilikleri artmaktadır ve bu çalışmanın sonunda YTID 1 ve YTID 2'nin ekserji verimliliklerine dair değişen referans çevre ısısının etkileriyle ilgilenmişlerdir. Sonuçlar göstermektedir ki, artan referans çevre ısısı, hem YTID 1'deki hem de YTID 2'deki ekserji verimliliğini azalttığını bulmuşlardır.

Özgener ve Hepbaşlı [25], çalışmalarında, sistem analizi ve performans değerlendirmesi için toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin enerjetik ve ekserjetik modellemesiyle ilgilenmişler. Analizleri, güneş destekli dikey TKIP ve yatay TKIP olmak üzere iki farklı TKIP sistemini kapsar. Her iki TKIP sisteminin performansları, deneysel verilere dayalı enerji ve ekserji analiz metodu kullanılarak değerlendirilir. Enerji ve ekserji verileri de tablolarda sunulmaktadır. Elde edilen sonuçlar, enerjetik ve ekserjetik yönler

bakımından ele alınır. COP_{IP} (performans katsayısı ısı pompası) değerleri 3.12'den 3.64'e kadar değişim göstermiş, COP_{sis} (performans katsayıları) değerleri ise 2.72 ve 3.43 arasında değişmiştir. Her iki tüm sistem için bir ürün / yakıt bazı üzerindeki ekserji verimlilik en yüksek değerleri % 80.7 ve % 86.13 aralığında olduğunu göstermişlerdir.

Esen vd. [26], yeri bir ısı kaynağı olarak kullanarak bir ısı pompası sistemini değerlendirmektedir. Türkiye, Elazığ Fırat Üniversitesi test odasında yatay toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi tanzim edilmiş ve test edilmiştir. Deneysel test sırasında elde edilen sonuçlar, burada sunulmuş ve ele alınmıştır. TKIP sisteminin performans katsayısı (COP_{sis}) ölçülmüş verilerden belirlenmiştir. Boru çevresindeki ısı dağılımını saptamak için yerdeki ısı transferinin sayısal değeri geliştirilmiştir. Sayısal analiz için sonlu fark yaklaşımı kullanılmış. Sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla uzlaştığı gözlenmiştir .

Zogou ve Stamatelos [27], çalışmalarında, Yunanistan, Volos'ta bulunan ve bir alternatif olarak toprak kaynaklı ısı pompası sistemiyle karşılaştırıldığında, konvansiyonel Chiller-Boiler sistemiyle donatılmış 3 alanlı bir konutun yıllık performansı TRNSYS 16 ortamında simüle edilmiştir. Kontrol ortamlarının beklenen geçici ve genel enerji dengesi etkilerini, chiller veya ısı pompası performans katsayı özelliklerini ekipman boyutlandırma ve diğer tasarım parametrelerini kanıtlamak için tüm yıl boyunca yapılan karşılaştırmalı simülasyonlar kullanılmış.

Esen vd. [28], yaptıkları çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ve hava kaynaklı ısı pompası sistemi arasındaki bir tekno ekonomik karşılaştırmayı rapor etmişler. Türkiye, Elazığ Fırat Üniversitesinde bulunan bir test odasına bağlanmış olan sistemler mekanın soğutulması için tasarlanmış ve oluşturulmuşlardır. TKIP ve HKIP sistemlerinin performansları deneysel olarak saptanmıştır. Deneysel sonuçlar, 2004 yılının soğutma sezonu olan Haziran-Eylül arasında elde edilmiştir. Farklı çukurlardaki yatay toprak ısı değiştiricisi için 1 ve 2 metre derinliklerde TKIP sisteminin ortalama soğutma performansı katsayıları (COP_{sis}) sırasıyla 3.85 ve 4.26 olarak elde edilmiş ve HKIP sisteminin COP_{sis} 3.17 olarak saptanmıştır. Test sonuçları, sistem parametrelerinin performans üzerinde önemli bir etkisi olduğunu ve mekanların soğutulması için TKIP sistemlerinin HKIP sistemlerine göre ekonomik olarak tercih edilebilir olduğunu göstermiştir.

Lim vd. [29], toprak ısı özelliklerine ilişkin bilgi, büyük TID sistemlerinin uygun şekilde tasarlanması bakımından en önemli husustur. Isıl duyarlılık testleri şimdiye kadar genel olarak sadece TID sistemlerine ilişkin tasarım verilerinin yerinde tayin edilmesi bakımından değil, aynı zamanda dolgu malzemesinin, ısı değiştirici tiplerinin ve yer altı

suyu etkilerinin değerlendirilmesi için de kullanılmıştır. Ana amaç, yer altı suyu akışının ve sondaj deliklerindeki doğal konveksiyonun etkisi dahil olmak üzere etkili toprak ısı iletkenliğinin değerlerini yerinde değerlendirmek şeklinde olmuştur.

Hepbaslı [30], bu çalışma, konutlara yönelik olarak solar destekli evsel sıcak su tankı entegreli toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin enerjetik modellemesiyle ve performans değerlendirmesiyle ilgilidir. Model genel olarak (i) bir su-su ısı pompası ünitesi, (ii) derinlikleri 90 m olan iki U borulu bir toprak ısı değiştirici sistemi, (iii) toplam yüzey alanı 12 m² olan çatı üstü ısı güneş kollektörlerinden oluşan bir güneş kollektör sistemi, (iv) bir elektrikli yardımcı ısıtıcıya sahip bir evsel sıcak su tankı ve (v) 154 m² yüzeye sahip bir zemin ısıtma sistemi ve (vi) devridaim pompaları içeren bir sisteme uygulanmaktadır. Sistemin her elemanının ve bütün sistemin ekserji ilişkileri performans değerlendirme amaçları doğrultusunda elde edilmekte ve diğer yandan analizde deneysel ve varsayılan değerler kullanılmaktadır. Ürün/yakıt bazında ekserji verimlilik değerleri, 19 °C ve 101.325 kPa için ölü (referans) durum değerlerinde, TKIP ünitesi için %72.33 olarak ve solar evsel sıcak su sistemi için %14.53 olarak ve bütün sistem için %44.06 olarak bulunmaktadır. Ekserjetik COP değerleri, TKIP ünitesi ve bütün sistem için sırasıyla 0.245 ve 0.201 olarak bulunmuştur. TKIP ünitesi bazında en büyük tersinmezlik (ekserji tahribatı) kondenserde, bunu takiben kompresörde, genişleme valfinde ve evaporatörde meydana geldiğini belirtmektedir.

Florides ve Kalogirou [31], yeraltında belli bir derinlikteki sıcaklık, yıl boyunca hemen hemen sabit kalmakta ve toprak kapasitansı binaları ısıtmanın ve soğutmanın pasif bir yolu olarak görüldüğünü belirtmişler. Toprağı ısı kapasitesini verimli şekilde kullanmak için, bir ısı değiştirici sisteminin yapılması gerekir. Bu genellikle, bir binanın uzunluğu boyunca, bir yakın alanda uzanan veya dikey olarak toprağa gömülen bir dizi borudur. Yazın binanın sıcak ortamından ısıyı çıkarmak ve bunu zemine iletmek ve kışın da bunu tersine olarak gerçekleştirmek için bir devridaim aracı (su veya hava) kullanılır. Ayrıca, verimliliğini artırmak için yer ısı değiştiricisine bir ısı pompası da bağlanabilir. Çalışmada literatürde birkaç hesaplama modelleri yer ısı değiştiricileri için mevcut olduğunu belirtmişler. Ana girdi verisi sistemin geometrik özellikleri, yerin termal özellikleri, borunun termal özellikleri ve sistemin çalışması sırasında etkilenmeyen toprak sıcaklığıdır. Jeotermal sistemler çalışmasının ilk aşamaları sırasında, bir boyutlu modeller geliştirildi ve 1990'lı yıllarda bunların yerini iki boyutlu modeller ve son yıllarda da üç boyutlu sistemler aldı. Şimdiki modeller daha da geliştirilmekte olup boruların

çevresindeki ve yerdeki sıcaklık değişimini daha ayrıntılı olarak veren herhangi bir grid geometrisi tipini içerebilmektedir. Tatmin edici sonuçlar verecek şekilde çeşitli prototip yapıları test etmeye yönelik izleme sistemleri oluşturulmuştur.

Dikici ve Akbulut [32], çalışmalarında düzlemsel kollektörlerle birlikte güneş destekli ısı pompası sistemi deneysel olarak araştırılmış ve mekanın ısıtılması için test edilmiştir. Türkiye, Elazığ Fırat Üniversitesi'nde bulunan 60 m² zemin alanlı bir test odasında GDIP sistemi konuşlandırılmıştır. Deneyler, 2003 yılı Ocak Ayı'nın ısıtma sezonunda yapılmıştır. GDIP sisteminin performans katsayısı hesaplanmıştır. GDIP'in COP sistemi 3.08 olarak elde edilmiş, bu arada güneş kollektörünün ekserji kaybı 1.92 kW olarak bulunmuştur. GDIP sistemindeki kompresörün, kondensatörün, evaporatörün ve güneş ısı eşanjörünün ikinci kanun verimliliği sırasıyla % 42.1, % 83.7, % 43.2 ve % 9.4 olarak değerlendirilmiştir. Tüm sistemin birinci kanun verimliliği ve ekserjetik verimliliği sırasıyla % 65.6, % 30.8 olarak bulunmuştur. Enerji ve ekserji kaybı analiz sonuçlarına göre, evaporatörün ekserji kaybı azaldığında COP artacağını belirtmişler.

Esen vd. [33], çalışmalarında, bir yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansını tahmin etmek için yapay sinir ağların (YSA) uygulanabilirliğini açıklamışlar. Isı pompası sistemlerinin enerji tasarrufu işlemi ve optimal kontrolü için performans tahmini ön koşul olduğunu belirtmişler. YSA'lar çeşitli uygulamalarda kullanılmış ve sistem modellemeye ve sistem tespitinde özellikle yararlı oldukları ortaya çıkarılmıştır. YSA'yı eğitmek için sınırlı deneysel ölçümler, eğitim verileri ve test verileri olarak kullanılmıştır. COP_{sis} tahmininde YSA ların sistemlerde doğru bir metot olarak kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Esen vd. [34], bir bulanık ağırlıklı ön işlem (BAÖ) metoduyla birlikte bir adaptif nöro-bulanık çıkarım sistemine (ANBÇS) dayalı minimum veri seti olan bir toprak kaynaklı ısı pompasının günlük performansını (COP) tahmin etmeyi amaçlamışlar. Önerilerinin (BAÖ-ANBÇS) verimliliğini değerlendirmek için MATLAB ortamında bir bilgisayar simülasyonu geliştirmişler. Önerilen melezleşmiş sistem sonuçlarının standart ANBÇS sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve sonuç tablolarında verilmiş. Önerilen metodun verimliliği 3 katlı çapraz geçerlilik testi kullanılarak kanıtlanmıştır. Simülasyon sonuçları, BAÖ tabanlı ANBÇS bu sistemlerde alternatif yol olarak kullanılabileceğini göstermektedir. Önerilen yapının tahmin sonuçları standart ANBÇS sonuçlarından çok daha iyi olduğunu belirtmişler. Bu yüzden, literatürde bulunan sınırlı deneysel veri yerine,

BAÖ tabanlı ANBÇS gibi melezleşmiş yapılar kullanılarak daha hızlı ve daha basit çözümler elde edilebileceğini belirtmişler.

Esen vd. [35], bu çalışmada, yatay toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin modellenmesi için uygulanan adaptif nöro-bulanık çıkarım sistemlerinin ve yapay sinir ağlarının karşılaştırılmasını sunmuşlar. Çalışmalarında istenilen modelleri kullanarak toprak ve hava (kondenser giriş ve çıkışı) ısılarıyla ilgili sistem performansını tahmin etmeyi amaçlamışlar. Çalışmaları, TKIP sistemlerinin kantitatif modellenmesi için ANBÇS'nin uygunluğunu göstermektedir.

Esen vd. [36], minimum veri setiyle birlikte toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerini tahmin etmeyi öğrenmek amacıyla bir istatistiksel ağırlıklı ön işlem (İAÖ) metoduyla birlikte yapay bir sinir ağı performansını geliştirmeyi amaçlamışlar. Kondenser ünitesine giren ve çıkan hava ısıları, yatay toprak ısı değiştiricilerine giren ve çıkan su-antifriz karışımı ve toprak sıcaklıkları (1 ve 2 metre) girdi katmanı olarak kullanılmıştır. Bu arada çıktı, sistemin performans katsayısıdır (COP). Simülasyon sonuçları İAÖ bazlı ağların bu sistemlerde bir alternatif yol olarak kullanılabildiğini göstermektedir. Bu nedenle, literatürde bulunan sınırlı deneysel veriler yerine, İAÖ-YSA gibi melezleştirilmiş yapılar kullanılarak daha hızlı ve daha basit çözümler elde edilebileceğini belirtmişlerdir.

Esen vd. [37], toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin modellenmesi için bir adaptif nöro-bulanık çıkarım sisteminin yararlılığını göstermeyi amaçlamışlar. Türkiye, Elazığ Fırat Üniversitesi'nde bulunan 16.24 m² zemin alanlı bir test odasına bağlanmış olan TKIP sistemi tasarlanmış ve inşa edilmiştir. Test odasının ısıtma ve soğutma yükleri sıralı olarak 2.5 ve 3.1 kW olarak bulunmuş. 1 ve 2 metre derinliklerde farklı kuyularda yatay toprak ısı değiştiricisi için sistemin ortalama performans katsayıları (COPS) sıralı olarak 2.92 ve 3.2 olarak elde edilmiştir. ANBÇS yaklaşımından elde edilen sonuçları teyit etmek için deneysel performanslar gerçekleştirilmiştir. Optimal sonucu sağlamak için farklı üyelik fonksiyonlarıyla ve çeşitli sayıdaki üyelik fonksiyonlarıyla birkaç bilgisayar simülasyonu yürütülmüştür. En uygun üyelik fonksiyonu ve üyelik fonksiyonları sayısı sıralı olarak Gauss ve 2 olduğu bulunmuştur. Bu çalışma, özellikle melez öğrenme algoritmasıyla ANBÇS ile öngörülen değerlerin TKIP sisteminin performansını oldukça doğru tahmin etmek için kullanılabileceğini göstermektedir.

Georgiev [38], bir enerji kaynağı olarak güneş kollektörlerine sahip bir ısı pompasına ilişkin deneysel çalışma yapmış. Bir ısı pompasının evaporatörüne ısı veren kollektörlerin kombine çalışmasını test etmeye yönelik bir yöntem bulunmuştur.

Wang ve Qi [39], bu çalışma, konut binası için bir güneş-toprak bağlantılı ısı pompası sisteminde (GTKIPS) yer altı termal depolamanın performansını analiz etmek için gerçekleştirilmektedir. Deney sonuçlarına dayalı olarak, daha uzun bir süre boyunca sistem performansı ünite modellemesi yoluyla simüle edilmekte ve parametrik etkileri tartışılmaktadır. Elde edilen sonuçlar, GTKIPS'nin yer altı termal depolama performansının büyük ölçüde güneş ışıının yoğunluğuna ve su tankı hacmi ile güneş kollektörlerinin alanı arasındaki eşleşmeye dayalı olduğunu göstermektedir. Güneş ışıınıyla karşılaştırıldığında, su tankı sıcaklığındaki değişiklikler ve yer sıcaklığındaki artış geri kalmakta ve gün içinde birkaç kere zirveyi muhafaza etmektedir. Toplam güneş ışıınımına ve kollektörler tarafından emilen güneş enerjisine dayalı olarak yeraltı termal depolamanın verimliliği sırasıyla %40 ve %70'in üstüne çıkabilmektedir. Tank hacmi ile güneş kollektörlerinin alanı arasındaki mantıklı oranın 20–40 L/m² aralığında olması gerektiği önerilmektedir.

Omer [40], toprak kaynaklı ısı pompaları, primer enerji tüketimini azaltma ve böylece sera gazlarının emisyonlarını düşürme potansiyellerin nedeniyle giderek daha fazla ilgi çektiklerini belirtilmiş. Bu çalışmada, döngüler, toprak ısı değiştiricisi sistemleri üzerinde yoğunlaşmak suretiyle toprak kaynaklı ısı pompası teknolojisinin literatüre dayalı ayrıntılı bir incelemesi yer almakta ve daha kısa olmak üzere uygulamalara, maliyetlere ve avantajlara değinilmektedir.

Kara vd. [41], çalışmalarının yapılmasındaki iki ana amaç vardır: (i) doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompası (DG-GDIP) sistemlerine ilişkin çalışmaların gözden geçirilmesi ve (ii) bir DG-GDIP sistemiyle zemin ısıtması yoluyla Türkiye, İzmir Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde bir ofis mahallinin ısıtılması için kullanılan bir örnek yoluyla bir matematiksel modelin sunulmasıdır. Sistem, evaporatör olarak 4 m²'lik düzlemsel kollektör kullanmaktadır ve diğer yandan ısıtma sıvısı R-22 olarak seçilmiştir. Su ısı pompasıyla ısıtmakta ve ısı büro alanına zemin ısıtması yoluyla iletilmektedir. Sisteme ilişkin ekserji denklemleri elde edilmiş, ekserji hesaplamaları yapılmıştır. DG-GDIP sisteminin tek tek komponentlerine ilişkin ekserji verimlik değerlerini % 10.74 ile % 88.87 aralığında bulunmuştur.

Kalinci vd. [42], bu çalışma, enerji ve ekserji analiz yöntemleri kullanılarak boru hatlarıyla birlikte jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinin ekonomi analizine ve performans analizine dayalı olarak optimum boru çaplarının tayin edilmesiyle ilgilidir. Bununla ilgili olarak, İzmir, Türkiye'deki Dikili jeotermal bölgesel ısıtma sistemi (JBIS) bir uygulama

yeri olarak alınmaktadır; buna yönelik olarak burada belirtilen yöntemler bazı varsayımlara dayanılarak uygulanmaktadır. Genel JBIS'deki ekserji tahribatları, ekserji akış diyagramı kullanılarak ölçülmekte ve gösterilmektedir. Ayrıca, karşılaştırma amaçlı olarak hem enerji hem ekserji akış şemaları gösterilmektedir. Analiz sonucunda, bilhassa sistemdeki ekserji tahribatlarının yeniden enjekte edilen ısıl suyun (jeotermal sıvı) ekserjisinden, ısı değiştirici kayıplarından ve bütün pompa kayıplarından kaynaklandığı gözlemlenmektedir; bunlar JBIS'ne toplam ekserji girdisinin sırasıyla % 38.77, % 0.34 , % 0.76'sını oluşturmaktadır. Sistem performans analizi ve iyileştirmesi için, genel JBIS'nin hem enerji hem ekserji verimlilikleri araştırılmakta ve bunların sırasıyla %40.21 ve %50.12 olduğu saptanmaktadır.

Gupta ve Irving [43], çalışmalarında, ısıtma ve soğutmaya yönelik bir düşük karbonlu çözüm olarak ısı pompası teknolojisi tanıtılmakta; bunların hem yeni hem mevcut İngiliz konutlarında benimsenmesi ile ilgili engeller ve avantajlar ana hatlarıyla belirtilmektedir. Isı pompası performansının simüle edilmesine ilişkin olarak mevcut bir takım modeller, standartlar ve boyutlandırma araçları incelenmekte ve yazarların endüstriyel ortağı tarafından gerçekleştirilen çalışma da dahil olmak üzere ısı pompalarının çalıştırıldığı evlerin incelenmesine ilişkin mevcut veriler değerlendirilmektedir. İzleme çalışmaları, ısı pompalarının İngiltere'deki mevcut konutlarda CO₂ tasarrufu sağlama bakımından önemini yeniden vurgulamaktadırlar. Bu incelemede, bir değişen iklimde İngiltere'deki konutlardan kaynaklanan enerjiyle ilintili karbon emisyonlarının azaltılmasında toprak kaynaklı ısı pompalarının potansiyelini değerlendirmeye yönelik olarak Mühendislik ve Fizik Bilim Araştırma Konseyi tarafından fon sağlanan (Fon numarası: CASE/CNA/06/82) 3.5 yıllık bir projenin parçası olarak gerçekleştirilmekte olan araştırma rapor edilmektedir.

McKay ve Wilson [44], toprak kaynaklı ısı pompaları gibi alternatif teknolojiler, bir düşük karbonlu ısıtma çözümü olarak hızlı bir şekilde benimsendiğini belirtmişler. İngiltere'de, TKIP piyasası yılda %60 oranında büyümektedir ve önümüzdeki 5 yıl içinde bu rakamın dört kat artacağı ve yeni evlerdeki ısıtma sistemleri piyasasının %10'u oluşturacağı beklenmektedir. Bir TKIP'nin kullanılmasının bir geleneksel ısıtma sistemine göre avantajını anlamak için iki faktörün dikkate alınması gerekir. Sistemin ortalama mevsimsel verimliliği ve elektrik enerjisinin karbon yoğunluğu. Bu incelemede, 2 yıl süresince izlenmiş olan ve 2.71 olarak mevsimsel şekilde ayarlanmış performans katsayısı veren bir tipik kapalı devreli gizli TKIP sistemine ilişkin analiz sonuçları sunulmaktadır. 0.527 kgCO₂/kWh'lık bir karbondioksit emisyon faktörü varsayılarak bir konvansiyonel

ısıtma sistemiyle karşılaştırmalı olarak teknolojinin sağladığı mahal ısıtma tasarruflarıyla özdeşleştirilen CO₂ emisyonların düzeyi verilmektedir. İzlenen bina ile özdeşleştirilen karbon emisyonları ile farklı karbon emisyon faktörleri arasında karşılaştırmalar yapılmıştır.

Michopoulos ve Kyriakis [45], çalışmalarında dikey toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri için uygun olan yeni bir alet sunmaktadır. Alet, toprakla ısı alışverişini açıklayan ve Matlab 1 ortamında geliştirilen analitik denklemlere dayalıdır. Simülasyonun zaman adımı, kullanıcı tarafından serbest olarak seçilebilir (örneğin; 1, 2 saat v.b.) ve gerekli hesaplama zamanı çok kısadır. Yukarıda değinilen zaman adımı, toprağın ve toprak ısı değiştiricisinin termofiziksel özellikleri, sistemin ısı pompalarının operasyon karakteristik eğrileri ve temel toprak ısı değiştiricisi boyutları yanında binanın ısıtma ve soğutma yüklerine girdi olarak gerek duyulmaktadır. Sonuçlar, sistemin elektrik tüketimini, yer üstünden emilen veya reddedilen ısıyı kapsamaktadır. Üç yılı aşan bir sürede mevcut, geniş kapsamlı toprak kaynaklı ısı pompası kurulumundan toplanan fiili elektrik tüketimiyle karşılaştırma yapılarak aletin etkinliğini belirlemişlerdir.

Tarnawski vd. [46], Isıtma (maks. 5.5 kW) ve soğutma (maks. 3.3 kW) modunda çalışan yatay toprak ısı değiştiriciyle beraber bir toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin bilgisayar simülasyonu ve analizi Sapporo’da (Japonya) bulunan 200 m²’lik yaşam alanı olan genel bir konut için yürütmüşler. Yüksek elektrik oranına rağmen toprak kaynaklı ısı pompası sistemi, mekanların ısıtılması bakımından bir yağ fırınından ve elektrikli bir direnç sisteminden daha yararlı bir alternatif olduğunu ve ayrıca ısı pompası teknolojisi, toprak şartlarının oldukça düşük ısı düşüşü daha düşük ısıtma ve soğutma maliyeti, elektrikli ısıtmadan veya hava kaynaklı ısı pompasından daha yüksek işletim verimliliği sağladığını ve çevresel olarak temiz olduğunu, yani elektrik, rüzgar, güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilirse, sera gaz emisyonu olmayacağını belirtmişlerdir. Sonuçta, kuzey Japonya’da yeni ve güçlendirilmiş konutsal ve ticari kullanım için yatay döngülerin uygulanması, özellikle tarıma elverişli alanlarda gerçekleştirilebilir olduğunu belirtmişlerdir.

Jenkins vd. [47], çalışmalarında bir toprak kaynaklı ısı pompası modeli formüle etmişler ve bunu İngiltere’deki bir konut için gerçek ısı verileriyle beraber bir karbon tasarrufu sağlayan teknoloji olarak, (konvansiyonel boiler karşılaştırıldığında) bir dahili TKIP potansiyelini tahmin etmek için kullanılmış. Model, mevcut boyutlandırma kılavuzuna iyi uygunluk göstermekte ancak TKIP’lerin karbon tasarrufları (ve işletme

maliyetinin azaltılması) için olası engelleri göstermektedir. Bu model, çıktı ısılarının analizini, sistem boyutlarını ve grid CO₂ yoğunluğunu kapsamaktadır. Model, yüksek yüzey alanı / düşük ısı dağılım sistemlerine olan olası güven yüzünden, TKIP'lerin yeni oluşturulan (güçlendirmeden ziyade) bir pazara doğru yönlendirilmeleri gerektiğini önermektedir. Aynı zamanda, grid CO₂ yoğunluğunun, güncel ve gelecekteki senaryolar için TKIP'lerin elektrik tüketimine ilişkin CO₂ emisyonları tahmin edildiği zaman daha iyi anlaşılabilceğini belirtmektedirler.

Demir vd. [48], çalışmalarında MATLAB ortamında bir yazılım geliştirilmiş ve sonuçlar üzerindeki çözüm parametrelerinin etkileri araştırılmışlar. Modelin geçerliliğini test etmek için bir deneysel çalışma yürütülmüşler. Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Kampüsü'nde özel yüzey örtüsü olmayan 800 m² bir alan üzerinde bir deneysel TKIP sistemi tanzim etmişler. Toprakta boru merkezinden farklı uzaklıklarda ve toprak ısı değiştiricisinin giriş ve çıkışlarında yatay ve dikey olarak gömülü olan ısı çifti kullanılarak ısı verileri toplanmış. Deneysel su girişi ısıları kullanılarak hesaplanan deneysel ve sayısal simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçlar ve deneysel veriler arasındaki maksimum fark, %10.03 olarak bulunmuş. Topraktaki ısı dağılımı hesaplanmış ve deneysel verilerle de karşılaştırılmıştır. Hem yatay hem de dikey ısı profilleri deneysel verilerle iyi uyum göstermiştir. Simülasyon sonuçları diğer çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Day vd. [49], çalışmalarında, Londra Planına dahil edilen enerji politikaları performansı konusunda Büyük Londra İdaresi için Londra South Bank Üniversitesi tarafından yürütülen bir çalışmanın önemli bulgularını sunmaktadırlar. Bu politikalar, geliştiricilerden Londra bünyesinde planlama izni sağlamak için yeni gelişmelerin belli enerji verimliliğini ve yenilenebilir enerji hedeflerini nasıl yerine getireceğini göstermelerini talep etmektedirler. Yenilenebilir enerji teknolojileri kullanarak CO₂ emisyonlarıyla ilgili % 10 oranındaki bir tasarrufun politikanın uygulamaya sokulduktan bir yıl sonra rutin olarak karşılandığını çalışmada gösterilmektedir. Aynı zamanda, en fazla CO₂ tasarrufu ısı ve enerjinin kombine kullanımıyla sağlandığına çalışma işaret etmektedir.

Tunç vd. [50], yaptıkları çalışmada, Ang tarafından geliştirilen Log Mean Divisia Index (LMDI) metodundan yararlanarak Türk ekonomisi için CO₂ emisyonlarındaki değişimlere katkı sağlayan faktörleri tespit etmişlerdir.

Bi vd. [51], yaptıkları çalışmada, hem binayı ısıtma hem de soğutma modları için bir toprak kaynaklı ısı pompasının tüm sisteminin ve üç devrenin kapsamlı bir ekserji analizini sunmuşlar. Amaçları, önemli potansiyel enerji tasarrufu sağlayan bileşenleri incelemektir.

Ekserji kaybının, ekserji verimliliğinin, ekserji kayıp oranının, ekserji kayıp katsayısının ve termo dinamik mükemmel derecesinin analitik formülleri sırasıyla türetmişler. Sonuçlar, bu ekserji endekslerinin bütünleyici olarak kullanılması gerektiğini göstermektedir ve tüm sistem içersinde maksimum ekserji kayıp oranının konumu kompresör olduğunu, minimum ekserji verimliliğinin ve termodinamik mükemmel derecesinin konumunun ise toprak ısı değiştiricisi olduğunu , öyle ki kompresör ve toprak ısı değiştiricisinin öncelikle olarak geliştirilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Sonuçlar göstermektedir ki bina ısıtma modu için bir TKIP sisteminin ekserji kaybı, soğutma modununkinden daha fazladır ve tüm TKIP sisteminin ekserji verimliliği, binayı ısıtma ve soğutma modları için onun bileşenlerinin ekserji verimliliğinden açıkça daha azdır. Bu nedenle, bir TKIP'in kapsamlı ekserji analizine daha fazla özen gösterilmesi gerekliliğinden bahsetmişlerdir.

Pulat vd. [52], bu çalışmanın amacı, Türkiye, Bursa'daki kış iklim koşulu için çeşitli sistem parametrelerini göz önüne alarak yatay TKIP performansını değerlendirmektir. 2004 Aralık Ayı'ndan 2005 Mart Ayı'na kadar mekanların ısıtılmasıyla ilgili olarak laboratuar koşullarında testler yapılmıştır. Tüm sistemin ve ısı pompası ünitesinin COP sırasıyla 2.46–2.58 ve 4.03–4.18 arasında bulunmaktadır. Ekonomik analizde TKIP sistemi, konvansiyonel ısıtma metotlarıyla karşılaştırılmış ve TKIP sisteminin diğer tüm konvansiyonel ısıtma sistemlerinden daha maliyet etkinliği olduğunu göstermişler.

Hepbaşlı [53], bu çalışmada, jeotermal bölgesel ısıtma sistemi (JBIS)'leri üç husus bakımından kapsamlı şekilde ele alınmaktadır: enerjetik, ekserjetik ve eksergo-ekonomik analizler ve değerlendirmeler. Önce JBIS'lere ilişkin çalışmalarla ilgili bir kısa tarihsel gelişim bu üç husus temelinde verilmektedir. Sonra, analiz edilen JBIS'ler şematik olarak sunulmakta ve kısaca açıklanmaktadır. Ardından JBIS'lere ilişkin olarak önceden gerçekleştirilmiş olan çalışmalar gözden geçirilmekte ve sınıflandırılmaktadır. Son olarak, sonuçlar verilmektedir. Bu kapsamlı çalışmanın, JBIS'lerin enerjetik, ekserjetik ve eksergo-ekonomik tasarımı, analizi ve performans değerlendirmesi konularıyla uğraşan veya bunlara ilgi gösteren herkes için faydalı olması beklenmektedir.

Blum vd. [54], çalışmalarında, konvansiyonel ısıtma sistemleriyle karşılaştırmalı olarak, toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin kullanılmasıyla sağlanan CO₂ emisyonları tasarrufu incelemektedir. Güneybatı Almanya'da TKIP sistemlerine ilişkin bir destekleme programına dayalı olarak, tesis edilen 1105 TKIP sisteminin bölgesel, ortalama ve toplam CO₂ tasarrufu bir bölgesel ölçekte saptandı. İncelemesi yapılan senaryoya ilişkin ısıtma talebinin kWh'si başına CO₂ emisyonu, Alman elektrik miski kullanıldığında TKIP için

149 g CO₂/kWh ve bölgesel elektrik miski kullanıldığında ise 65 g CO₂/kWh idi; bu değerler sırasıyla %35 veya %72 CO₂ tasarrufu sağlamaktadır. Amerika ve Avrupa çalışmalarında, TKIP sistemleri kullanıldığında, ısı pompaları için sağlanan enerjiye ve tesisatın verimliliğine bağlı olarak %15 ile %77 arasında CO₂ emisyonu azaltımının sözkonusu olduğu görülmüştür. Bu nedenle, bu çalışmada tesis edilen bir TKIP ünitesine ilişkin olarak elde edilen CO₂ tasarrufu yılda 1800 ile 4000 kg arasındadır. Diğer yandan, destekleme programı sonucunda bütün tesis edilen TKIP sistemlerinin minimum ortalama toplam yıllık CO₂ tasarrufu yılda 2000 tona karşılık geliyordu. Azaltılan maksimum bölgesel ek CO₂ emisyonları öncelikle bölgenin en yoğun nüfuslu bölgesindeki çok sayıda varoşlarla özdeşleştiriliyordu. 2006 yılında, Almanya’da TKIP sistemlerinin kullanılması sonucunda CO₂ tasarrufuna yönelik toplam katkı, toplam yenilenebilir enerjilerin sadece % 3.4’ünü oluştuyordu. Buna karşın, tesis edilen TKIP ünitelerinin sayısının sürekli artması ve yenilenebilir elektriğin artan şekilde kullanılması, binaların ve diğer tesislerin ısıtmasının (ve soğutmasının) sağlanmasıyla ilgili olarak ek CO₂ emisyonlarının önemli ölçüde engellenmesi bakımından iyi bir fırsatın mevcut olduğunu kanıtlamaktadır.

Lohani ve Schmidt [55], çalışmalarında, doğal havalandırma sistemine sahip bir tipik konut binasının mahal ısıtma sistemlerinin ve farklı ısı üretme santrallerinin enerji ve ekserji akışı modellendi ve karşılaştırıldı. Bu karşılaştırmanın amacı, hangi sistemin bir bina sistemi içinde bir verimli dönüşüm ve enerji/ekserji sağlayacağını kanıtlamaktır. Bir tipik bina simülasyon yazılımı IDA-ICE kullanılarak bir fosil santrali ısıtma sisteminin analizi gerçekleştirildi. Doğal havalandırmaya sahip bir binaya ilişkin bölge modeli, yoğunlaşma kazanla sağlanmaktadır. Aynı bölge modeli, enerji üretme santrallerinin farklı işletme koşullarında toprak ve hava kaynaklı ısı pompaları olarak düşünüldüğü başka bina ısıtma sistemleri için uygulanmaktadır. IDA-ICE’de ısı pompalarına ilişkin herhangi bir dahili simülasyon modeli bulunmadığı için, ısı pompası giriş ve çıkış enerjisini değerlendirmek amacıyla, ısı pompalarına ilişkin olarak daha önce yapılmış çalışmalardaki farklı COP eğrileri dikkate alındı. Enerji ve ekserji akış analizinin çıktısı, toprak kaynaklı ısı pompası ısıtma sisteminin hava kaynaklı ısı pompasından veya konvansiyonel ısıtma sisteminden daha iyi olduğunu göstermiştir. Bu çalışmadaki gerçekçi ve verimli sistem, “30 °C kondenser giriş sıcaklığına ve değişken buharlaştırıcı giriş sıcaklığına sahip toprak kaynaklı ısı pompası”, temel durumla (konvansiyonel sistem) karşılaştırıldığında % 25 daha az mutlak primer enerji ekserji talebine sahipken, yaklaşık olarak % 50 daha yüksek genel primer performans katsayısına ve genel primer ekserji randımanına sahiptir. Düşük

mutlak enerji ve ekserji talepleri ve yüksek verimlilik bir sürdürülebilir bina ısıtma sistemi yarattığını belirtmektedirler.

Yang vd.[56], bu incelemede, Çin’de yapılan toprak kaynaklı ısı pompası ile ilgili araştırmalar ve uygulamalar ve patentlere ilişkin açıklamalar yer almaktadır. Ayrıca TKIP ile ilgili politikalar tanıtılmakta ve analiz edilmektedir. Bu incelemede, mevcut ve potansiyel engellerin üstesinden gelinmesine ilişkin bir takım tavsiyelerde bulunmaktadır. Buna ek olarak, Çin’de TKIP sistemlerinin geliştirilmesine ve uygulanmasına yönelik olasılıklar da ele alınmaktadır.

Caliskan ve Hepbasli [57], bu çalışmada, CO₂ denklemleriyle birlikte çeşitli enerji kaynaklarına ilişkin enerji ve ekserji fiyatları hesaplanmakta ve Türkiye’de konut ve sanayi uygulamaları bakımından karşılaştırılmaktadır. Enerji kaynakları arasında kömür, mazot, elektrik, fueloil, sıvı petrol gazı (LPG), doğal gaz, ısı pompaları ve jeotermal enerji yer almaktadır; bunların fiyatları Ocak 2008 ile Haziran 2009 tarihleri arasındaki 18 aylık dönem boyunca edinilmiştir. Konut ve sanayi sektörleriyle ilgili olarak, toprak kaynaklı ısı pompaları için asgari enerji ve ekserji fiyatları tespit edilmiştir.

Bakirci [58], bu çalışmanın amacı, Türkiye’de soğuk iklim koşullarının hakim olduğu Erzurum için düşey toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansını değerlendirmektir. Bu amaca yönelik olarak, bir deneysel düzenek oluşturulmuştur. Bu çalışmada, sistemin performansı deneysel olarak araştırılmaktadır. Deney sonuçları, 2008-2009 ısıtma mevsimi ayları olarak Ekim ile Mayıs arasındaki dönemde elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar, ortalama ısı pompası COP’nin ve genel sisteminin COP_{sis} değerlerinin ısıtma mevsiminin en soğuk aylarında yaklaşık olarak 3.0 ile 2.6 arasında olduğunu göstermektedir. Bu çalışma, ayrıca, bu sistemin Türkiye’de soğuk iklim koşullarının hakim olduğu Erzurum şehrinde konutların ısıtılması için kullanılabileceğini de göstermektedir.

Wang vd. [59], bu inceleme, Harbin’de bir müstakil eve tesis edilen solar mevsimsel termal depolamaya sahip bir güneş destekli toprak bağlantılı ısı pompası sistemine (GDTKIPS) ilişkin deneysel çalışmadır. Solar mevsimsel termal depolama, ısıtma yapılmayan mevsimlerde gerçekleştirildi. Yazın, toprak binayı doğrudan doğruya soğutmak için ısı emici olarak kullanıldı. Kış aylarında, öncelikle güneş enerjisi kullanıldı ve bina dönüşümlü olarak bir toprak bağlantılı ısı pompasıyla ve güneş kolektörleriyle ısıtıldı. Elde edilen sonuçlar, sistemin binanın ısıtma-soğutma enerjisi ihtiyaçlarını karşılayabildiğini göstermektedir. Isıtma modunda, doğrudan doğruya güneş kolektörleri tarafından sağlanan ısıнын toplam ısıtma çıktısının %49.7’sini karşılıyordu ve ısı

pompasının ve sistemin ortalama performans katsayısı sırasıyla 4.29 ve 6.55 idi. Soğutma modunda, ısı pompasının başlatılmasına gerek olmadığı için sistemin COP'si 21.35'e ulaştı. Bir yıllık işletme sonrasında, ısı pompası tarafından topraktan çekilen ısı solar mevsimsel termal depolama tarafından depolanan ısıнын %75.5'ine karşılık geliyordu. Fazla ısıнын, toprak sıcaklığını daha yüksek bir düzeye çıkardığını ve bu durumun ısı pompasının COP'nin artırılması için olumlu olduğunu belirtmişler.

Yapılan ulusal çalışmalar:

Yılmaz ve Özgören [60], yaptıkları çalışmada bir ortamın ısıtılması ve soğutulması ile birlikte yıl boyunca sıcak su ihtiyacının karşılanmasını amaçlayan bir ısı pompası sisteminin tasarımını yapmışlardır.

İnalı ve Ünsal [61], yaptıkları çalışmada güneş enerjisinin yer altındaki silindirik bir tankta mevsimlik depolanması ve depolanan enerji ile beslenen ısı pompalı bir konut ısıtma sisteminin analizini yapmışlardır.

Hepbaşlı ve Ertöz [62], bu çalışmanın amacını yer kaynaklı ısı pompalarının ülkemizde yaygınlaşmasına ivme kazandırmak olarak açıklamışlar. Bu çerçevede; yurt dışında ve ülkemizde bu konuda yapılan çalışmalar açıklanmış, alışagelmış ısıtma ve soğutma sistemlerine göre yarar ve sakıncaları belirtilmiş, tasarımıyla ilgili metodoloji ile kısmen ekonomik analiz değerleri verilmiştir.

Günerhan vd. [63], yaptıkları çalışmada TKIP sisteminin kalbi olan toprak ısı değiştirgeci(TID) ile ilgili önemli tasarım kriterleri sunmuşlar. Elde ettikleri teorik sonuçları, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü binasının bir dersliğinin ısıtılması/soğutulması için tasarlanıp kurulan ve kurulduğundan beri başarıyla çalışan düşey ısı değiştiricili bir TKIP sistemden elde edilen deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır.

Esen vd. [64], yaptıkları çalışmada bir test odasının ısıtılması için 2 m derinliğinde yatay ısı değiştiricili TKIP sisteminin performansını belirlemişler ve ayrıca pis su rogarının salamura sıcaklıkları üzerindeki etkisini de incelemişlerdir.

Esen ve Balbay [65], yaptıkları çalışmada toprak ısı değiştiricisi boru uzunluğunu; farklı ısı değiştiricisi şekilleri (yatay ve düşey), boru malzemeleri ve ısıtma ve soğutma kapasiteleri için belirlemişler. Düşey toprak ısı değiştiricisi döşendiğinde yatay toprak ısı değiştiricisine göre daha az boru boyu gerektiğini saptamışlar.

Esen ve İnalı [66], Elazığ iklim şartlarında bir konutun toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtılmasının performans analizini yapmışlar. Analizde Bin (Aralık) yöntemi

kullanılmış. Tasarım esnasında toprak kaynaklı ısı pompasının performans değeri çeşitli parametrelere bağlı olarak değerlendirilmiştir.

Doğan [67], su kaynaklı ısı pompalarının çalışma prensipleri ile yer (toprak) kaynaklı ısı bu sistemlere nasıl aktarıldığını özetlemiş. Ayrıca Ankara şartlarında ele alınan bir konutun tüm yıl boyunca ısıtma, soğutma yük profili çıkartılıp yıllık enerji tüketimi Bin metoduna göre tahmin edilmiştir.

Esen vd. [68], yaptıkları çalışmada Elazığ Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi'nin zemin katındaki bir test odasına kurulan yatay toprak kaynaklı ısı pompası sistemine ait toprak ısı değiştiricisi kısmının kontrolü gerçekleştirilmiş. Yapılan deneyler neticesinde iç ortam, su-antifriz ve farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının sıcaklık aralıklarını esas alan bir bulanık mantık modeli geliştirmişler. Geliştirilen bu kontrol modeli sayesinde, iç ortam sıcaklığının belirli aralıklarında sistemin gereksiz çalışması önleniğinden daha yüksek ısı pompası performansı elde etmişlerdir.

Esen ve İnallı [69], yaptıkları çalışmada toprak ısı değiştiricisinin derinliği (1 ve 2 m) ile su-antifriz karışımının debisinin TKIP sisteminin performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişler. Yatay TID'lı TKIP sistemi ısıtma amaçlı olarak bir test odası kurulmuş. Odanın ısıtma yükü 2.55 kW olarak hesaplanmış. Deneysel sonuçlar ısıtma sezonunun Kasım-Mart ayları arasında elde edilmiş. Sistemin aylık performans (COPS) değeri sırasıyla TID (1) ve TID (2) için 2.68 ve 2.82 olarak bulmuşlardır.

Dikici vd. [70], yaptıkları çalışmada konutların ısıtılması amacıyla kurulan güneş, hava ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin performans karakteristiklerini, enerji ve ekserji analizlerini araştırmışlardır.

Kılıç [71], çalışmasında Adana'da bulunan 280 m² iki katlı villa için yer kaynaklı ısı pompası sistemi tasarlamış. Sistem hem ısıtma hem de soğutma işlemini gerçekleştirmektedir. Toprak ısı değiştiricisinin boyu iki farklı yöntemle tespit edilmiş ve sistemin maliyet hesabı yapılmıştır.

Niğdelioğlu [78], yüksek lisans tezinde, soğutma amaçlı olarak kullanılan yatay slinky toprak kaynaklı ısı pompasının, Kütahya iklim şartlarındaki kullanılabilirliği değerlendirilmiştir. Toprak ısı değiştiricisi olarak 16 mm çapındaki PX-b Cross Link (Çapraz bağlı) boru kullanılmış. Yaz sezonu, 01.06.2006 - 30.07.2006 tarihleri arasında ölçümler alınmış ve sistemin performansı değerlendirilmiştir. Buna göre, sistemin soğutma performans katsayısı (COP_s) ortalama 3.41 olarak bulunmuştur.

Toprak kaynaklı ısı pompası endüstrisi ülkemiz için oldukça yenidir. Buna bağlı olarak kurulan toprak kaynaklı ısı pompalarının sayısı, yurt dışında kurulanlarla kıyaslanmayacak ölçüde azdır. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin yaygınlaşmasına engel olan ilk yatırım maliyetinin yüksekliği, toprak özelliklerinin tam olarak belirlenememesi ve topraktan tam olarak faydalanılamaması gibi dezavantajları yok etmek veya azaltmak yönündeki araştırmalar özellikle son yıllarda yabancı ülkelerde artış göstermektedir. YÖK ve çeşitli üniversite kütüphaneleri ile internet üzerinden yaptığımız literatür araştırmasında, ülkemizde dikey slinky(spiral) konfigürasyonlu toprak ısı değiştiricisi hakkında daha önceden yapılmış deneysel bir çalışma bulunmamaktadır. Yapılacak deneysel çalışmada, sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılacak ayrıca sistemin meydana getireceği iyileşme incelenerek sistemin literatürdeki yeri araştırılacaktır. Yurt içi ve dışı literatürden elde ettiğimiz bilgiler ışığında yukarıda belirtilen eksikliklerin bu projede imal edilip test edilerek ısı pompası sistemi ile azaltılacağı veya ortadan kaldırılacağı tasarlanmıştır.

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Isı Pompası

Isı pompası, ısı veya işten yararlanılarak atıl bir şekilde gerçekleşen ısı transferinin normal doğrultusunu ters çevirebilen ve düşük sıcaklıktaki kaynaktan soğurduğu ısıyı, yüksek sıcaklıktaki bir kaynağa atabilen bir ısı transferi cihazıdır. Son yıllarda, ısı güç uygulamaları için büyük ısı pompalarının tasarımı ve kullanımı konusunda önemli gelişmeler sağlanmıştır. Isı pompaları endüstriyel uygulamalarda ve ortam ısıtma uygulamalarında kullanılır. Derin veya yüzeysel kuyulardan gelen jeotermal akışkan, ısı pompaları için önemli bir ısı kaynağıdır.

Mekanik kompresörlü buhar sıkıştırımlı tip ısı pompaları yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı pompaları, genellikle akışkandan ısı kazanımını artırmak için, düşük sıcaklıklı jeotermal ısıtma sistemlerinde kullanılabilir. Bununla birlikte, ısı pompalarının herhangi bir uygulamadaki özel işlevi, kullanılan akışkanın sıcaklığına bağlıdır.

Jeotermal uygulamalarda, sıcaklığı 40-70 °C aralığında olan orta sıcaklıktaki akışkanlardan ısı kazanımı, esas olarak ısı değiştiriciler ile gerçekleştirilebilir. Isı pompaları genellikle jeotermal akışkandan ek ısı kazanımı sağlayacak şekilde düzenlenir. Bununla birlikte, sıcaklığı 40 °C'den daha düşük olan jeotermal akışkandan doğrudan ısı değişimi sağlamak hemen hemen olanaksızdır. Bu gibi durumlarda, ısı transferinin tamamının ısı pompası ile gerçekleştirilmesi düşünülür. Isı pompası kullanım ekonomisi şu etmenlere bağlıdır [72]:

- Isı pompası tarafından transfer edilen ısı miktarı: Kompresörün çalıştırılması için dizel veya gaz yakıt yakan motorların kullanılması durumunda, kompresörden arta kalan ısı ve aynı zamanda motorlardan geri kazanılan ısı miktarı da dikkate alınır.
- Kompresörü çalıştırmak için kullanılan yakıt veya elektrik miktarı
- Isı pompası ve motorların yatırım maliyeti

2.1.1. Isı Pompasının Çalışma İlkesi

Gerçekte bir soğutma çevrimi olan ısı pompası çevriminin temel prensibini Nicolas Leonerd Sadi Camot 1824 yılında ortaya atmıştır. 26 yıl sonra 1850 yılında, Lord Kelvin'in

soğutma cihazlarının, ısıtma amacı ile kullanılabileceğini ileri sürmesiyle, ısı pompası uygulamaya girmiştir. II. Dünya Savaşı'ndan önce ısı pompasının geliştirilmesi için birçok mühendis ve bilim adamı bu alanda araştırma ve çalışmalar yapmıştır.

Isı pompası endüstrisinin 1950'lerde sahip olduğu potansiyel, yüksek kuruluş maliyeti, doğal gaz ve petrole dayanan enerjinin ucuzlanması nedeniyle 1960'lı yıllarda azalmıştır. Isı pompaları, 1973'deki enerji krizinden sonra tekrar önem kazanmıştır. Kışın ısıtma amacı ile kullanılan ısı pompası, yazın da soğutma amacı ile kullanılabilir. Isının, soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına iletilmesi değişik şekillerde gerçekleştirilebilir. Buna göre ısı pompaları aşağıdaki gibi adlandırılır:

- Buhar sıkıştırımlı ısı pompası
- Absorbsiyonlu ısı pompası
- Gaz çevrimli ısı pompası
- Jet buhar püskürtmeli ısı pompası
- Stirling çevrimli ısı pompası
- Adsorbsiyonlu ısı pompası
- Resorbsiyonlu ısı pompası
- Rankine/buhar sıkıştırımlı çevrim
- Termoelektrik ısı pompası

Isı pompası, dışarıdan enerji verilmesi ile düşük sıcaklıktaki bir ortamdan aldığı ısıyı yüksek sıcaklıktaki ortama veren bir makinadır. Soğutma makinaları ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler. Fakat kullanım amaçları farklıdır. Bir soğutma makinasının amacı, düşük sıcaklıktaki ortamı, ortamdan ısı çekerek çevre sıcaklığının altında tutmaktır. Daha sonra, çevreye veya yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı transferi, çevrimin tamamlaması için yapılması zorunlu bir işlemdir, fakat amaç değildir. Isı pompasının amacı ise bir ortamı sıcak tutmaktır. Bu işlevi yerine getirmek için, düşük sıcaklıktaki bir ısı enerjisi deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi deposu, genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak, ısıtılmak istenen ortam ise bir evin içidir. Isı pompası sistemlerinde, buharlaştırıcıların ısı çektiği ortamlara ısı kaynakları denir. Bu kaynakların ısı pompası ile uyum sağlayabilmesi, aşağıda belirtilen koşullara bağlıdır:

- Kaynak sıcaklığı fazla değişmemelidir.
- Kaynak sıcaklığı mümkün olduğu kadar büyük olmalıdır.

- Kaynak bulunabilir ve bol olmalıdır.
- Coğrafi koşullardan mümkün olduğu kadar az etkilenmelidir.
- Kaynak kirli olmamalıdır.
- Korozyona sebep olmamalıdır.

Bir ısı pompasının teknik ve ekonomik etkinliği, ısı kaynağının özelliğine bağlıdır. Binalarda kullanılan ısı pompaları için ideal bir ısı kaynağı aşağıdaki özelliklere sahip olmalıdır:

- Sıcaklığı yüksek olmalı ve ısıtma döneminde fazla değişmemelidir.
- Bol miktarda bulunabilir olmalıdır.
- Aşındırıcı ve kirletici olmamalıdır.
- Termofiziksel özellikleri uygun olmalıdır.
- Yatırım ve işletme maliyeti düşük olmalıdır.

Çoğu durumda ısı kaynağının bulunabilirliği, en önemli etken olmaktadır. Isı pompalarında aşağıdaki kaynaklar kullanılabilir [72]:

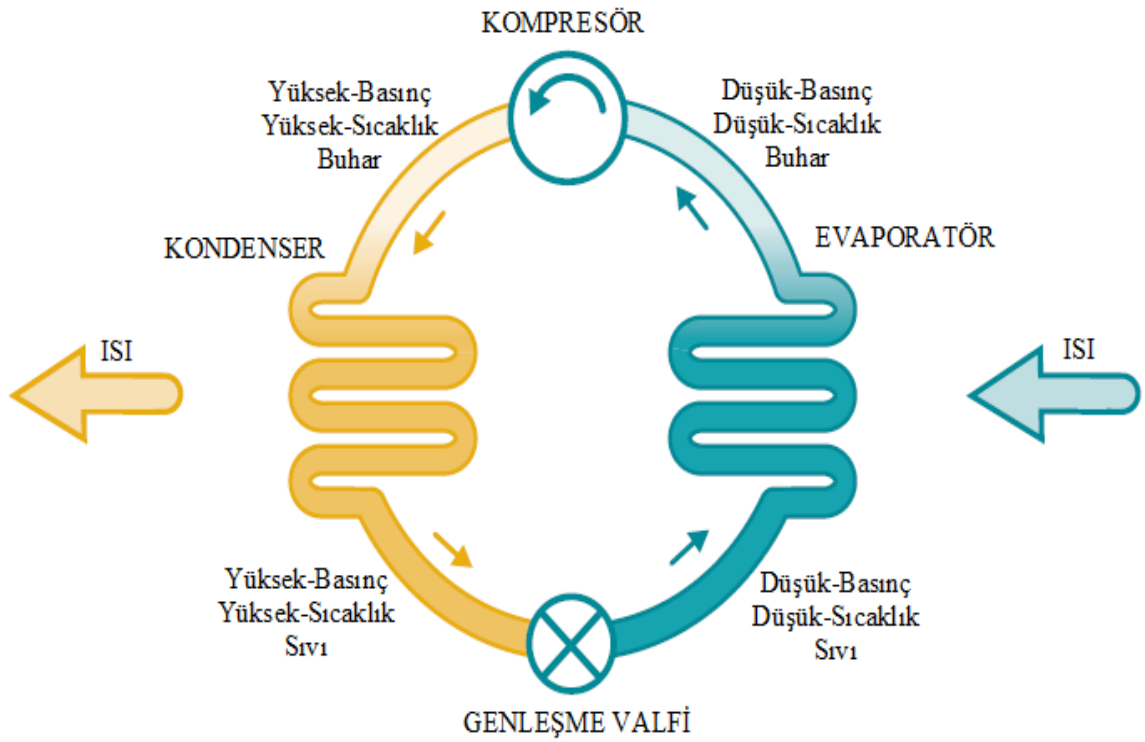
- Çevre havası
- Toprak
- Deniz, nehir, göl suyu
- Yeraltı suları
- Artık sıvılar
- Artık gazlar
- Artık ısılar
- Güneş
- Kaya

2.1.2. Isı Pompasının Elemanları

Bir ısı pompasının başlıca elemanları Şekil 2.1’de verilmiştir. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası başlıca aşağıdaki elemanlardan meydana gelir:

1. Yoğuşturucu (Kondenser)
2. Genleşme valfi
3. Buharlaştırıcı (Evaporatör)
4. Kompresör

Isı pompalarında yukarıda belirtilen ana ünitelerden başka; kılcal boru, termostat, kurutucu, manometre ve termometre gibi soğutucu akışımı kontrol elemanlar da bulunabilir. Bir klima cihazının çalışma ilkesi, iç ortamın soğuması sırasında termodinamik çevrim nedeni ile ortaya çıkan ısıнын, bir dış ünite aracılığı ile dış ortama atılmasıdır. Isı pompaları bu çevrimi ters çevirerek, normalde dışarı atılan ısıyı iç ortama, içeriye verilen soğutmayı ise dış ortama verir [72].



Şekil 2.1. Isı pompasının başlıca bileşenleri [73].

2.1.2.1. Kompresörler

Kompresörler, evaporatörlerden emiş borusuna gelen düşük basınç ve düşük sıcaklıkta gaz halindeki soğutucu akışkanı emerek sıvılaştırma sıcaklığına kadar sıkıştırmak ve yüksek basınçta kızgın gaz halinde kondensere basmak amacıyla kullanılırlar [74].

Evaporatörden emilen ve kondensere basılan soğutucu akışkanın kompresör aracılığı ile saat başına evaporatörden kondensere taşıdığı ısı miktarına kompresör kapasitesi denir.

Kompresör kapasitesi kcal/saat olarak ifade edilir. Kompresör kapasitesi evaporatörün ve kondenserin sıcaklığına bağlıdır [75].

Başlıca kompresör çeşitleri;

- Pistonlu kompresörler
- Rotatif kompresörler
- Turbo kompresörler
- Hermetik kompresörler
- Vidalı kompresörler
- Scroll kompresörler

2.1.2.2. Kondenserler

Kompresör tarafından sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltilmiş olan soğutucu akışkandan bu basınç ve sıcaklıkta ısı olarak yoğunlaşmasını yani sıvı hale gelmesini sağlayan cihazlardır [75].

Kondenserler, soğutma tesislerinde, tesisin büyüklük, küçüklük ve soğutulma şekline göre:

- Su soğutmalı kondenserler
- Hava soğutmalı kondenserler
- Hava ve su soğutmalı kondenserler

Olarak üç şekilde imal edilirler [76].

Su soğutmalı kondenserler, eğer elde soğutma suyu varsa ve elektrik enerjisi pahalı ise, yoğuşturucunun su ile soğutulması yoluna gidilir. Bütün soğutma suyunun dışarıya atılması hem ekonomik olmaz hem de suyu atabilecek uygun kanalizasyon bulunması güçlükler yaratır. Bu gibi durumlarda, soğutma suyu bir soğutma kulesinde soğutularak tekrar kullanılır. Böyle bir devrede soğutma kulesinde buharlaşan suyu da karşılamak için kabaca 1 kW soğutma yükü için saatte 170-200 kg soğutma suyuna ihtiyaç vardır.

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

hava sıcaklığının gün ve mevsim boyunca değişmesi nedeniyle otomatik kontrolü güçleşir[77].

2.1.2.3. Genleşme Valfi

Sıvı soğutucu akışkan deposundaki sıvıyı, evaporatöre azar azar gönderen genleşme valfi, sistemdeki yüksek basınç bölgesi ile alçak basınç bölgesini ayıran noktalardan birisidir. Kondenserde sıvılaştıran soğutucu akışkanın; evaporatöre girişten önceki bölümde basıncının düşmesini sağlayıp, soğutucu akışkanın bu bölümde sıvı halde kalmasını sağlayarak evaporatöre girişini sağlar. Evaporatöre giren sıvının buharlaşacağı basınç ve sıcaklığın ayarlanmasını sağlamanın yanında, evaporatöre verilmesi gereken soğutucu akışkan miktarının ayarlanmasını da temin eder. Isı pompası sistemlerinde kullanılan en çok bilinen genleşme valfleri şunlardır [74]:

- Elle çalışan genleşme valfi
- Alçak basınçlı şamandıralı valf
- Yüksek basınçlı şamandıralı valf
- Otomatik genleşme valfi
- Termostatik genleşme valfi
- Kılcal boru

Kılcal borularda, otomatik genleşme valflerinde olan ayrıntı bulunmadığı için daha fazla kullanılmaktadır. Ayrıca şu avantajları da vardır [76]:

- Kılcal borularda aşınacak, delinecek parçalar yoktur.
- Kompresör durur durmaz sistemde balans oluşur.
- Motorun ilk hareket yükü minimumdur.

2.1.2.4. Evaporatörler

Genleşme valfinden basıncı düşerek çıkan sıvı soğutucu akışkan, evaporatöre girer ve evaporatör vasıtasıyla çevresindeki ısıyı kendi üzerine emerek buharlaşır. Böylece etrafının soğumasını sağlar. Soğutulacak cisimlerin ısıları, hava veya direkt temas yoluyla evaporatör içindeki soğutucu akışkana geçerek onun buharlaşmasına sebep olur. Buharlaşan soğutucu akışkan, evaporatörden kompresör yardımıyla emilerek dolaşıma devam eder [74].

Genellikle evaporatörler ısı iletkenliği yüksek olan demir, çelik, pirinç, bakır veya alüminyum gibi malzemelerden imal edilirler. Zamanla yüzeylerde birikebilen kirliliğin oluşturduğu ısı direncin büyük olması nedeniyle, malzemenin ısı iletim katsayısı düşebilmektedir. Dış yüzeylerde hava soğutulması halinde birikebilen toz ve buz, su soğutulması halinde ise tortu; soğutucu akışkanın aktığı iç yüzeylerde ise yağ filmi veya tortu birikmesi önemli ısı dirençler meydana getirir. Örnek olarak buharlaştırıcı yüzey üzerinde biriken 10 mm kalınlığındaki buz tabakası, ısı geçişini temiz yüzeye göre yarı yarıya azaltır [77].

Sıvıların soğutulmasında kullanılan evaporatörler şunlardır [74]:

- Borulu evaporatörler
- Boru demetli evaporatörler
- Levhalı evaporatörler
- İç içe borulu evaporatörler

2.1.3. Isı Pompası Etkinliği

Klima cihazlarında; dış havanın sıcaklığı ve diğer birçok teknik özellik, elde edilebilecek soğutma veya ısıtma miktarını ve verimini doğrudan etkiler. Bu nedenle, klima cihazlarının, ısıtma veya soğutma yapması durumunda kapasite ve verimleri, o anda mevcut bulunan çevre ve çalışma koşulları ile teknik özelliklerine bağlı olarak değerlendirilir. Her koşulda geçerli ve sabit bir verim değerinden bahsetmek olanaksızdır. Isı pompalarında verim COP değeri ile ölçülür. COP, cihazın kW olarak sağladığı ısıtma gücünün, kW olarak tükettiği toplam güç değerine oranıdır.

$$\text{COP} = \frac{\text{Sağlanan ısıtma gücü (kW)}}{\text{Tüketilen toplam güç (kW)}} \quad (2.1)$$

COP değerinin yüksek olması daha verimli, düşük olması ise daha verimsiz bir cihazı tanımlar. Isı pompası veriminin COP= 3 olması, 3 kW ısıtma elde etmek için 1 kW enerji tüketileceği anlamına gelir.

Isı pompaları tükettikleri enerjiye oranla ortalama 2.5-3 kat daha fazla ısı transfer ederler [72].

Enerji fiyatlarının günden güne artması, tüketicinin bilinçlenmesi ve çıkarılan yasal yönetmelikler, bizi, enerjiyi daha verimli ve etkin bir biçimde kullanmaya zorlamaktadır.

Bu çerçevede, enerjinin ne denli verimli kullanıldığının belirlenmesinde, verimlilik (veya etkinlik) ile ilgili kavramların ve bunların standart değerlerinin bilinmesi büyük önem taşır. Isıtma, iklimlendirme ve soğutma endüstrisinde, sırasıyla, etki (tesir) katsayısı (COP) ve yanma verimi gibi, etkinlik ve verimi açıklayan birçok terim kullanılır [62].

Etki Katsayısı (EK veya COP): EK, soğutucu akışkan kullanılan sistemlerin verimini belirlemek için kullanılan temel bir parametredir. Bu terim, ısı pompası gibi, ısıtma verimi veya soğutma veriminin her ikisini belirtmek için kullanılır. Soğutma için, soğutma etki katsayısı (SEK) adını alır ve birbirine uygun birimlerde, çekilen ısı miktarının kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak tanımlanır. Başka bir deyişle, cihazın kW soğutma başına ürettiği enerjinin, toplam çektiği enerjiye (kW) oranıdır.

$$SEK = \text{Soğutma Etkisi} / \text{İş Girişi} = Q_L / W_{\text{net,g}} \quad (2.2)$$

Isıtma için ise, ısıtma etki katsayısı (IEK) adını alır ve uygun birimlerde, elde edilen ısı miktarının, kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak açıklanır.

$$IEK = \text{Isıtma Etkisi} / \text{İş Girişi} = Q_H / W_{\text{net,g}} \quad (2.3)$$

(2.2) ve (2.3) denklemleri karşılaştırıldığı zaman, belirli Q_L ve Q_H değerleri için,

$$IEK = SEK + 1 \quad (2.4)$$

olduğu görülür.

EK, aynı zamanda tek (standart veya standart dışı) değerde veya ağırlıklı ortalama (mevsimsel) koşulunda verimi belirlemek için kullanılabilir. Kullanımına bağlı olarak, bu terim; iç ve dış ünite fanları, soğutulmuş su pompaları veya soğutma kuleleri gibi, yardımcı sistemlerin enerji tüketimlerini içerebilir yada içeremez. Kıyaslama amaçları için kullanıldığı zaman, EK ne kadar büyükse, sistem o kadar daha fazla verimlidir. Elektrikli ısıtıcı için $EK = 1$ olduğundan, 1 den daha yüksek değerler, aynı miktarda elektrik enerjisi verilirken, daha fazla ısının elde edildiğini gösterir.

EK, dış hava sıcaklığıyla değişir; sıcaklık düştükçe, EK da düşer. Çünkü ısı pompası daha düşük sıcaklıklarda daha az verimlidir. EK, kompakt ısı pompalarında; ARI (Air-Conditioning and Refrigeration Institute, İklimlendirme ve Soğutma Enstitüsü)

standartlarına göre; 17 °F (- 8.3 °C) ve 47 °F (8.3 °C)'lık iki standart dış hava sıcaklıkları için tipik olarak belirtilir.

Tersinir soğutma makinası ve ısı pompasının, SEK ve IEK şu bağıntılarla açıklanabilir:

$$SEK_{SM,tr}=1/[(T_H/T_L)-1] \quad (2.5)$$

$$IEK_{IP,tr}=1/[1-(T_L/T_H)] \quad (2.6)$$

Yukarıda verilen (2.5) ve (2.6) bağıntıları, T_L ve T_H sıcaklık sınırları arasında çalışan bir soğutma makinasının veya bir ısı pompasının sahip olabileceği en yüksek etkinlik katsayılarını gösterir [62].

Enerji Etkinliği Katsayısı (EEK): Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından çekilen net ısı miktarının, sistemdeki kompresör, iç ve dış ünite fanları gibi yardımcı üniteler tarafından tüketilen toplam enerji miktarına oranıdır [72].

$$EEK = \text{Çekilen net ısı miktarı} / \text{Tüketilen toplam enerji} = Q_{net} / W_t \quad (2.7)$$

Uygulamadaki ısı pompası çevrimlerinin etkinliği, aşağıdaki nedenlerden dolayı Carnot çevrimi etkinliğinden daha düşüktür.

- Sonlu ısı değiştiriciler: Buharlaştırıcı ve yoğuşturucular sonlu büyüklükte ısı değiştiricilerdir. Bu nedenle, iş gören akışkan ve kaynaklar arasında önemli sıcaklık farklılıkları gereklidir. Bu durumda, iş gören akışkan buharlaştırıcıda olduğunda, soğuk kaynaktan daha soğuk, yoğuşturucuda olduğunda ise, sıcak kaynaktan daha ılık olmak durumundadır. Sonuç olarak, iş gören akışkanının çevrimdeki sıcaklık farkı, sıcak ve soğuk kaynaklar arasındaki sıcaklık farkından sürekli olarak daha fazla olmak zorundadır.
- Sonlu kaynaklar: Uygulamalarda sıcak ve soğuk kaynaklar, sınırlı ısı kapasitesine sahip sıcak ve soğuk su akışlarıdır. Bu akışların sıcaklıkları, buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda önemli düzeyde değişebilir. Bu durumda, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları arasında daha fazla fark olması gereklidir.
- İş kayıpları: Basınç azaltılması genellikle basit bir kısma vanası aracılığıyla gazın genişletilmesi ile sağlanır. Bu işlemde iş yapılır. Bu durum etkinliği azaltır.

Gerçek ısı pompası çevrimlerinde, ısı pompalarının etkin bir şekilde çalışmasını engelleyen bazı fiziksel kısıtlar vardır. Bu kısıtlar esas olarak iki nedenden oluşur:

- Kabul edilebilir sıcaklık ve basınç aralığında buharlaşmak ve yoğuşmak durumunda olan ısı pompasındaki iş gören akışkanın ısı özellikleri
- Kompresörün mekanik kısıtlamaları

Isı pompalarının etkin bir şekilde çalışmasını engelleyen başlıca fiziksel kısıtlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Yoğuşturucudan çıkan suyun en yüksek sıcaklığı: İş gören akışkan ve kompresör tipine bağlıdır. Normal yoğuşma sıcaklığı, R12 için yaklaşık 70 °C ve R22 için ise 55 °C'dir. Bununla birlikte, yoğuşma sıcaklıkları bu değerlerden yaklaşık 25 °C düzeyinde değişebilir. Yüksek basınçta, yüksek sıcaklık sınırı 85 °C olarak dikkate alınabilir.
- Buharlaştırıcıdan çıkan suyun en düşük sıcaklığı: Buharlaştırıcılardaki donmaları önlemek için, jeotermal uygulamalarda 5 °C olarak kabul edilir.
- Buharlaştırıcıdan çıkan suyun en yüksek sıcaklığı: Akışkan ve kompresör tipine bağlı olarak değişir. Vidalı kompresörler için yaklaşık 35 °C'dir.
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda su çıkış sıcaklıkları arasındaki en düşük sıcaklık farkı: Çevrimin etkin bir şekilde çalışabilmesi için olabildiğince yüksek olmalıdır. Genel olarak 18-22 °C aralığında değişir.
- İş gören akışkan ve su çıkışları arasındaki en düşük sıcaklık farkı: Isı transferinin gerçekleşebilmesi için yaklaşık 4 °C olmalıdır [72].

2.1.4. Isı Pompalarının Sınıflandırılması

2.1.4.1. Isı Pompası Sistemleri

Maksimum ısıtma gücü 50 kW olan elektrik ile çalışan ısı pompalarında doğal ısı kaynaklarından ısı çekişi ile ısı iletiminde teknik tesislerden geri kazanılan ısı arasında ayırt edilebilir. Bu ısı pompası, yapı türü ve fonksiyonuna göre, kendisinden alınan artık ısıyı teknik prosese direkt tekrar veren veya ilk sözü edilenden bağımsız çalışan ikinci bir proses için artık ısıyı tekrar faydalı kılan tesislere ayrılabilirler.

- Birincil Isı Pompaları

Isıyı doğal kaynaktan çeken ısı pompalarına birincil (primer) ısı pompaları denir. Bu sistemlerin ısı kaynakları, ısı kaynağı sıcaklığının yaklaşık verilen sınır değerleri ile, yeraltı ve yerüstü suyu, toprak ve dış havadır.

- İkincil Isı Pompaları

İkincil ısı pompaları, esas olarak ısıyı geri kazanılan sistemlerden çekerler. Elde edilen bu ısı, ısı birikiminden bağımsız olan tüketilecek yere ihtiyacı nispetinde verilir. Örnek olarak kanalizasyonun pis sularından ısı çeken ısı pompaları, ikincil ısı pompalarıdır. Isı kaynağı sıcaklığı 10 °C den büyüktür.

- Üçüncül Isı Pompaları

Elde edilen artık ısı direkt olarak tekrar prosese geri verilirse, örneğin ısı pompalı çamaşır makinelerinde, kurutma, klima sistemi ve diğerleri, bu ısı pompası üçüncül ısı pompası olarak adlandırılır. Bu tür ısı pompaları için ısı kaynağı genelde 20 °C den fazla bir sıcaklık gösterir [79].

2.1.4.2. Isı Pompalarının Proses Türüne Göre Sınıflandırılması

- Kompresörlü Isı Pompaları

Buharlaştırıcıdan buharın emilmesi ve yoğunlaştırucu basıncına kadar sıkıştırılması mekanik bir kompresörle yapılıyor ise, bu tip ısı pompalarına kompresörlü ısı pompaları denir.

- Absorbsiyonlu Isı Pompaları

Soğutucu burada uygun bir emici eriyik sirkülasyonu ile hareket eder. Kompresörlü ısı pompalarına nazaran daha sessiz çalışırlar.

- Buhar Jet Isı Pompaları

Soğutucu hareketi bir enjektör vasıtası ile yapılır [79].

2.1.4.3. Isı Kaynaklarına Göre Sınıflandırılması

Isı pompaları, buharlaştırıcının ısı çektiği ve yoğunlaştırucunun ısı attığı kaynağa bağlı olarak sınıflandırılabilir.

- Havadan-havaya ısı pompası
- Sudan-havaya ısı pompası

- Havadan-suya ısı pompası
- Sudan-suya pompası

Havadan-havaya ısı pompası: Dış hava sıcaklığı, 0 °C'nin üzerindeki atmosfer havasından kazanılan düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi, aracı akışkan üzerine yapılan az bir miktardaki kompresör sıkıştırma işi ile yüksek değerli enerji haline getirilerek yoğunlaştırıcuya taşınır. Yoğunlaştırıcuda, sıvı faza gelinceye kadar sistem sınırları dışına atılan enerji, ısıtılmak istenen hacimdeki havaya aktarılarak yararlı hale getirilir. Split tip klimalar bu grupta yer alır.

Toprak-su kaynaklı ısı pompası: Konutların ısıtma ve soğutma yüklerini karşılayan bu sistemde, düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi, toprak veya yeraltı suyundan kazanılır. Aracı akışkan üzerine yapılan kompresör sıkıştırma işi ile yüksek değerli enerji haline getirilir ve yoğunlaştırıcı tarafından ısıtılmak istenen hacimdeki havaya aktarılır.

Sudan-havaya ısı pompası: Düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi, deniz suyu veya akarsu kaynaklarından kazanılır. Aracı akışkan üzerine yapılan kompresör sıkıştırma işi ile yüksek değerli enerji haline getirilir ve yoğunlaştırıcı tarafından ısıtılmak istenen hacimdeki havaya aktarılır.

Sudan-suya ısı pompası: Düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi, sudan alınır. Kompresör tarafından aracı akışkan üzerine yapılan az bir miktardaki sıkıştırma işi ile yüksek değerli enerji haline getirilerek suya aktarılır. Bu tip sistemlerde soğutma ve ısıtma yükleri dolaylı olarak karşılanır [72].

2.1.4.4. Isı Pompalarının İşletme Şekline Göre Sınıflandırılması

Isı kaynağı, cihaz türü ve ısı pompaları ile ısı pompaları tesislerinin adlandırılmasından bağımsız olarak, ısı pompalarının işletme şekline göre de sınıflandırılabilir. Çeşitli enerji taşıyıcılarıyla bir çok ısı üreticilerinin kombinasyonu ile yeni sistemlerin gelişimi, bu sistemlerin karakteristiklerine göre sınıflandırılmasını gerekli kılmıştır.

Göz önüne alınan enerji taşıyıcısının sayısına bağlı olarak ısıtma tekniğinde üç çeşit işletme şekli söz edilir.

- Monovalent (Tekli) işletme şekli.
- Bivalent (İkili) işletme şekli.
- Multivalent (Çoklu) işletme şekli.

Monovalent(Tekli) İşletme Şekli: Isı üreticisinin gerekli tüm ısıyı aynı enerji türü ile karşılanıyor ise bu tür işletmeye monovalent işletme denilir. Bu arada ısı ihtiyacı sadece bir ısı üreticisi ile veya bir çok ısı üreticisi ile de karşılanabilir. Bir çok ısı üreticisinden oluşan ısıtma sistemleri alternatif ve paralel işletme şekline göre de ayrılabilir.

Alternatif işletmeden kasıt, gerekli yıllık ısıtma gücü aynı enerji türünün, iki ısı üreticisi tarafından, belirli bir dış sıcaklık göre yedeklenmesidir.

Paralel işletmede ise ısı ihtiyacı belirli bir dış sıcaklığın altına kadar her iki ısı üreticisi tarafından müşterek olarak karşılanmasıdır.

Bivalent(İkili) İşletme Şekli: Bu işletme şeklinde tüm ısı ihtiyacı daima iki ısı üreticisi tarafından karşılanır. Bivalent işletme şeklide alternatif ve paralel işletme olarak sınıflandırılabilir. Alternatif işletmede belirli bir dış sıcaklığın altındaki dış sıcaklıklarda ısı üretimi, yalnız yedek ısı üreticisiyle karşılanır. Belirli bir dış sıcaklığın altındaki sıcaklık bivalent sıcaklığı olarak adlandırılır. Paralel işletmede ise bivalent sıcaklığın altındaki dış sıcaklıklarda, ısı üretimi yedek ısı üreticisiyle tamamlanır [79].

Bivalent durumda ısı pompası ısıtma yükünün % 50-95 'ini karşılar. Bivalent sistemlere örnek olarak güneş toplaçları ve kazanlar verilebilir. Bu ikili sistemlerin çalışması, sıralı veya birlikte olmaktadır. Sıralı çalışma, bir sistem devreden çıktığında diğer sistemin devreye girmesidir. Isı pompası-kazan sistemi bu şekilde çalıştırılabilir. Isı pompasının çalıştırılmasının ekonomik olmadığı durumlarda, ısı pompası devreden çıkar ve kazan devreye girer. Birlikte çalışmaya örnek olarak, ısı pompası-güneş toplaçları sistemi verilebilir. Binanın ısıtılmasında kullanılan ısı pompasının çalışması için gerekli sıcaklık aralığı güneş enerjisi sayesinde sağlanabilir [72].

Multivalent(Çoklu) İşletme Şekli: Multivalent işletme şeklinin karakteristiği, ısı ihtiyacının karşılanması çeşitli enerji taşıyıcıları ile çalışan ikiden daha fazla ısı üreticisi ile yapılır. Örneğin güneş enerjisi ısı deposunun ısı pompası ile ısıtma kazanının kombinasyonu multivalent işletme şekli olarak tanımlanır [79].

2.1.5. Isı Kaynakları

Isı pompalarında hava, su, toprak ve güneş enerjisi olmak üzere başlıca dört kaynaktan yararlanılır. Bunlardan, ilk üçü tek başlarına kullanılabilmeyle beraber, güneş enerjisi genellikle yardımcı kaynakla birlikte kullanılır. Artık su ve lağım suları da özel durumlarda ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Isı pompalarında ilk olarak kaynak tesbiti

yapmamız gerekir, bu da kaynaklarımızın ne denli güvenilir olduğunu incelememizi gerektirir.

Kuyu suyu sıcaklıkları hariç diğer kaynakların sıcaklıkları aylara göre çok değişmektedir. Kuyu suyundan sonra daha düzenli olan toprak sıcaklığı gelmektedir. Kuyu suyuyla beraber toprak sıcaklıkları negatife geçmeyen kaynaklarımızdır. Bu özellikte ısı pompası tesir katsayısının oldukça az değişiklik göstermesine neden olur. Isı pompalarında, kaynağın sıcaklığının 0 °C'nin altına indiği hallerde tesir katsayısı oldukça fazla düşüş gösterir. Bu da buharlaştırıcıda buz oluşumuna meydan verir. Isı transferi açısından buz, iyi bir yalıtkan malzemesi durumuna gelir ve bunun sonucu da kaynaktan ısı çekilemez. Kaynaklarımızdan hava için de aynı şey söz konusudur. Yani hava sıcaklığı çok değişken bir durum arz ettiğinden bizim ısıya ihtiyacımız olduğu zamanlarda istediğimiz kapasiteyi sağlayamaz. Aynı durum su için de geçerlidir. Fakat deniz suyu sıcaklığının ülkemizin bulunduğu enlemler dahilinde 0 °C sıcaklığın altına düşmesi çok nadirdir. Yani deniz suyu ve göller ülkemizde ısı pompaları için iyi birer kaynaktır. Güneş ışıını da ısı pompaları için bir kaynak olarak kullanılabilir. Gerçekte güneş kollektörü ısı pompasının buharlaştırıcısı için oldukça iyi bir kaynak teşkil etmektedir. Fakat bu kaynağın çok önemli bir sakıncalı yönü vardır ki, geceleyin güneş ışıınından yararlanamayız yani ısı ihtiyacımızı başka kaynaklardan sağlama ihtiyacı duyarız. Ayrıca gündüzleri de güneş ışıını olduğu vakit bizim fazla ısı enerjisine ihtiyacımız olmaz. Yine bulutlu ve soğuk günlerde kışın gündüz olmasına rağmen güneş ışıınından yararlanamayız. Bütün bu olumsuzlukların yanında güneş enerjisi ve başka bir kaynakla kombine çalışan ısı pompaları mevcuttur. Kısacası güneş enerjisine bağımlı ısı pompaları bağımsız olarak ek ısı kaynağı olmadan kullanılamaz.

2.1.5.1. Hava

Isı pompalarında en çok kullanılan ısı kaynağı havadır. Hava ısı pompası için her yerde bulunabilen, ucuz ve bol bir ısı kaynağıdır. Bu yüzden bütün ülkelerde kullanılır. En büyük avantajları, sürekli bulunmasından başka geniş bir uygulama alanının bulunması, kullanılan ekipmanların makul boyutlarda olması ve nispeten düşük işletme ve tesis maliyetleri gerektirmesidir. Ayrıca tasarım için çok geniş ve ayrıntılı bilgi kaynakları mevcuttur ve kompakt çok geniş çalışma şartlarında nispeten ucuza üretilebilmektedir. Hava kaynaklı ısı pompalarının iki büyük dezavantajları mevcuttur.

- Hava sıcaklığının çok değişken olması
- Buzlanma problemi

Isı ihtiyacımızın yüksek olduğu anlarda kaynak sıcaklığı da düşüktür. Bu da, ısı pompasının ısıtma kapasitesinin düşmesine neden olur. Bu yüzden genellikle ek bir ısıtma kaynağına ihtiyaç vardır. Havanın sıcaklığının çok değişken olması projelendirme ve ekipman seçimini zorlaştırır. Hava kaynaklı ısı pompalarında, buharlaştırıcıda ısı geçişini sağlamak amacıyla, kaynak sıcaklığı ile soğutucu akışkan sıcaklığı arasında genellikle 5-10 °C civarında fark olur. Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı 0 °C'nin altına indiği zaman, hava içinde bulunan su buharı buharlaştırıcı yüzeyleri üzerinde yoğunlaşarak buzlanmaya sebep olur. Buharlaştırıcı yüzeyinden oluşan buzun uzun süre bekletilmesine müsaade edilmez, müsaade edildiği takdirde ısı transferi engellenmiş olur. Bu durum ise ısı pompası ısıtma tesir katsayısı ve kapasitesinin düşmesine neden olur. Buharlaştırıcı yüzeyinde oluşan buzların periyodik olarak eritilmesi gerekir.

Isı pompası dizaynı hava sıcaklığının düşük olduğu zamanlar için yapılırsa büyük bir dönemde kapasite fazlalığı olur. Bu da birkaç günlük çalışma için ilk yatırım maliyetlerini artırır. Ayrıca kapasitenin fazla olması sık sık çalışıp durması ve buna bağlı olarak deneyler sonucu sık sık çalışıp durmanın sürekli çalışmaya göre ısıtma tesir katsayısını düşürdüğü ispatlanmıştır. Kompresörün kısa aralıklarla devreye girip çıkması arıza ihtimalini arttıracak da düşünülmelidir. Çözüm olarak belli bir dizayn noktası seçilmeli ve yukarıda bahsedildiği gibi gerekli hallerde ek ısıtma kaynağından yararlanılmalıdır.

Hava kaynaklı ısı pompalarının bir başka problemi ise, buharlaştırıcıda ısı geçişinin düşük olmasıdır. Bu nedenle ısı geçişini arttırmak için genişletilmiş yüzeylerden ve fanlardan yararlanılır. Hava/Hava ısı pompalarında buharlaştırıcı yüzeyleri, yoğunlaştırıcı yüzeylerinden daha büyük ve buharlaştırıcı yüzeylerden geçirilen hava debisinin yoğunlaştırıcı yüzeylerden geçirilen hava debisinden %50-100 oranından daha fazladır.

2.1.5.2. Toprak

Isı pompalarında toprağın ısı kaynağı olarak kullanılması diğer kaynaklara nazaran pahalı bir yöntemdir. Isı, bir yıl boyunca güneşin yeryüzüne ısıdığı ve toprağın depoladığı güneş enerjisinden kaynaklanmaktadır. 1-2 metre toprak derinliğinde sıcaklık değişimi yıl boyunca çok az değişime uğradığından bu derinliklere bir ısı değiştiricisi yerleştirildiğinde topraktan yararlanılabilir.

Toprak altına gömülen borulardan doğrudan soğutucu akışkan veya daha ucuz olması bakımından, genellikle salamura geçirilir. Toprak ısı değiştiricilerin, yatay ve dikey olmak üzere iki şekilde yerleştirilirler.

Toprağın birleşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği, toprak ısı değiştiricisinin seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler. Toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesi projelendirme güçlükleri oluşturan sebeplerden birisidir. Aynı şekilde ısı pompası çalıştırıldığı andan itibaren toprağın özelliklerini etkiler. Örneğin, ısı pompası ile ısıtma yapıldığı takdirde, toprak ısı değiştiricisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Buna bağlı olarak bu bölgede nem miktarı ve toprak özellikleri değişir. Salamuranın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da aynı nedenle düşer, dolayısıyla ısı pompası kapasitesi ve ısıtma tesir katsayısı doğrudan etkilenir. Soğuk yörelerde, ısıtma yapıldığı süre içinde toprağa yeteri kadar ısı girişi olmaz ise; kış aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle, toprağın donma tehlikesi de mevcuttur. Toprağın ısı kaynağı olarak mahsurlarına, boş toprak alanına duyulan büyük ihtiyaç, boruların yerleştirilmesindeki güçlükleri ve tamir zorluklarını da ekleyebiliriz.

Toprak kaynaklı ısı pompaları, buharlaştırıcısında topraktan çekilen ısıyı kullanan ısı pompalarıdır. Toprakla olan ısı alışverişi, toprağa yatay ve dikey olarak gömülmüş toprak ısı değiştiricileriyle gerçekleşir. Su veya salamura, toprak ısı değiştiricisini oluşturan borulardan geçirilerek elde edilen ısı enerjisi, ısı pompasındaki buharlaştırıcıdan soğutucu akışkana aktarılır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında her ne kadar ısı kaynağı toprak ise de, ısı topraktan sıvı akışkan aracılığıyla çekildiğinden kullanılan ısı pompaları su (salamura/hava), su (salamura/su) ısı pompalarıdır.

2.1.5.3. Su

Isı kaynağı olarak su geniş ölçüde kullanılmaktadır. Bu amaçla deniz suyu, göl, ırmak suyu ve kuyu suyu kullanılabilir.

Kuyu suyunu (yer altı suyunun) 10 m ve daha fazla derinliklerde sıcaklığı yıl boyunca çok az değişir, ortalama olarak sıcaklık 10 °C civarındadır. Kuyuların yerleştirildiği sahaya ve suyun çıkarıldığı yer altı suyunun stok durumuna göre, yer altı suyu sıcaklığı kış ortasında 8-12 °C ve yaz ortasında 10-14 °C arasında değişir. Göl, nehir ve benzeri yerüstü sularında ise, sıcaklık, yıl boyunca kuyu sularına nazaran daha fazla değişmekle beraber; değişim havada olduğu kadar çok değildir. Özellikle su sıcaklığının 4

°C'den az olması istenmez. Diğer taraftan ikinci bir ısıtma sistemine ihtiyaç duyulur. Yerüstü suyundan ısı kaynağı olarak yararlanıldığında bünyesinde bulunan zarar verici maddelerin buharlaştırıcıda ısı geçiş katsayılarının kötüleşmesine neden olacağı unutulmamalıdır.

Kuyu suyundan yararlanıldığında, sıcaklığı düşmüş olarak, buharlaştırıcıyı terk eden suyun kaynak sıcaklığını düşürmemesi için, genellikle bir daha kullanılmamak üzere bir başka yere atılması gerekmektedir. Ayrıca kuyu suyundan yararlanabilmenin bir başka şartı ise yüksek debilerde su elde etmenin mümkün olmasını gerektirmektedir. Bundan dolayı suyun bir defaya mahsus kullanılması ve büyük miktarlarda gerekmesi, kuyu suyundan yararlanma imkanını kısıtlar. Buna rağmen arazide yeterli derecede ve uygun özelliklerde suyun bulunma belirsizliği, sondaj ve bakım maliyetinin yüksek olması kullanımı pek azaltmamıştır. Ancak kuyu suyunun maliyeti küçük tesisler için pek ekonomik değildir. Ayrıca kuyu suyunun kalitesi de önemlidir. Su kalite testi, kesinlikle yapılmalı ve içerdiği minerallerin korozyon problemi önceden belirlenmelidir.

Suyun kaynak olarak kullanımının bir başka avantajı ise, ısı değiştiricilerinde, ısı geçişinin daha yüksek olmasıdır. Ancak ısı değiştiricilerinin daha verimli ve kompakt yapılmaları gerekmektedir.

2.1.5.4. Güneş

Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden yararlanmanın en büyük avantajı, ısı pompası buharlaştırıcısı sıcaklığının yüksek seçilebilmesine imkan vermesidir. Dolayısıyla ısıtma tesir katsayısı, yükselmiş olur. Güneş enerjisinden yararlanan ısı pompası sistemleri, daha düşük toplayıcı sıcaklığında çalıştırıldıklarından, toplayıcı verimi diğer güneş enerjisi sistemlerinde olduğundan yüksektir.

Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki temel sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve endirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde toplayıcılar buharlaştırıcı görevi görür. Endirekt sistemlerde ise toplayıcıdan su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak bunlardan yararlanılır.

Güneş enerjisi kaynağı, hava kaynağında olduğu gibi, ısı ihtiyacının fazla olduğu günlerde güneş enerjisi de az olduğundan güneş enerjisi ile birlikte yardımcı ısı kaynağı ya da bina içerisine bir ısı deposu koymak suretiyle elverişli bir sistem kurulabilir. Bu da, pahalı olan sistemin maliyetinin artmasına neden olur [80].

2.1.6. Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma çevriminde ısıнын bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline (soğutucu-evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı haline (yoğuşturucu-kondensör devresi) dönüşerek sağlarlar.

Soğutucu akışkanlar, soğutma, iklimlendirme ve ısı pompaları sistemlerinin en önemli çalışma akışkanlarıdır. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan çektikleri ısıyı, diğer bir ortama atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırmalı ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görülürken, hava gibi akışkan kullanan gaz soğutma sistemlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır.

Soğutucu akışkanlardan, ısı geçiş kabiliyetleri ile doğrudan ilgili olmayan, birçok koşulu yerine getirmesi istenir. Kullanma şartlarındaki kimyasal kararlılık, en önemli karakteristiktir. Emniyet kodları, birçok uygulama için zehirsiz, yanmaz soğutucu akışkanların kullanımını şart koşabilmektedir. Fiyat, kolay bulunabilme, kompresör yağları ve soğutma tesisatındaki malzemeler ile uyumlu olması, diğer göz önüne alınması gereken hususlardır.

Diğer taraftan, bir soğutma sisteminden kaçan soğutucu akışkanın çevresel etkileri de dikkate alınmalıdır. CFC (cholorofluorocarbon) olarak bilinen halojenli bileşenler, çok kararlı olmaları nedeniyle yıllarca atmosferde kalabilmekte ve zamanla stratosfer tabakası içine yayılmaktadır. CFC molekülleri (örnek olarak R11 ve R12 soğutucu akışkanlarında olduğu gibi) sadece karbon ile halojen klorin, florin ve/veya bromin içerir. Atmosferin üst kısımlarına ulaştığında, soğutucu akışkan molekülleri parçalanarak, ozon tabakasını tahrip eden klorini açığa çıkarır. Atmosferin alt tabakalarında ise bu moleküller, yeryüzünün ısınmasına yardım eden, kızıl ötesi ışınları yutar. CFC moleküllerindeki bir veya daha fazla halojen yerine bir hidrojen atomunun konulması ile HCFC (hydrocholorofluorocarbon) bileşenleri ortaya çıkar. Bu bileşendeki hidrojenin varlığı, bunların atmosferdeki ömrünü ve çevreye olan olumsuz etkilerini büyük ölçüde azaltmaktadır.

Uluslararası Montreal Protokolü ile klor ve brom içeren soğutucu akışkanlar da dahil olmak üzere ozon tabakasına etki eden bileşenlerin üretimi kontrol altına alınmıştır. CFC tipi (R11, R12, R113 ve R114 gibi) soğutucu akışkanların üretimi 1/1/1996 tarihinde tamamen durdurulmuştur. HCFC tipi soğutucu akışkanlardan R22 üretimi 1/1/1996 tarihli

üretim seviyesinde sabit tutulmuştur. Bu akışkanın üretimi 1/1/2020 tarihinde %0.5 seviyelerine indirilecektir ve 1/1/2030 tarihinde de tamamen durdurulması öngörülmüştür.

Son zamanlarda R404a, R407c ve R410a soğutucu akışkanları, geliştirilerek ve üretimleri arttırılarak uygulaması devam etmektedir. Ayrıca soğutucu akışkan seçiminde, bu akışkanlardan istenen termodinamik özelliklerin gerçekleşmesi de sağlanmalıdır. Bir soğutma sisteminde, buharlaştırıcı basıncının mümkün olduğu kadar yüksek, yoğuşturucu basıncının ise mümkün olduğu kadar düşük olması arzu edilir. Buharlaştırıcı basıncının yüksek olması, buhar yoğunluğunu arttırdığından, verilen bir kompresör için daha büyük sistem kapasitesine ulaşılabilir. Bununla beraber, yoğuşturucu basıncının düşük tutulması, özellikle kritik basınca yakın olması durumlarında, soğutma sisteminin verimi azalır.

Soğutucu akışkanların gizli buharlaşma ısıları, diğer önemli bir özelliktir. Moleküler açıdan, benzer kaynama noktalarına sahip akışkanların gizli buharlaşma ısıları hemen hemen birbirinin aynıdır. Kompresörler gaz hacmine göre çalıştıklarından, benzer kaynama noktalarına sahip soğutucu akışkanlar, verilen bir kompresör için benzer kapasitelere sahiptir.

Soğutucu akışkanların ısı iletim katsayısı ve viskozite özellikleri, ısı değiştiricilerinin ve boru donanımının performansına etki eder. Bu akışkanlarda yüksek ısı iletim katsayısı, düşük viskozite katsayısı istenir.

Bugün kullanılmakta olan ısı pompaları ya da soğutma makinalarının birçoğu, bir sıvının buharlaşması esnasında çevresinden aldığı gizli ısıdan yararlanmaktadır. Yeterli derecede düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen bir sıvı, soğutma maksadıyla kullanılabilir. En çok kullanılan soğutkan grupları şunlardır: inorganik bileşikler, hidrokarbonlar, halojenli hidrokarbonlar. Bunların yanı sıra alkoller, esterler ve az önemli olan başka akışkanlar da vardır.

2.1.6.1. Soğutucu Akışkanların Sınıflandırılması

Soğutucu akışkanlar saf ve karışım olmak üzere iki başlık altında incelenebilir.

A. Saf Soğutucu Akışkanlar: Saf haldeki soğutucu akışkanları, yapılarında bulunan maddelere bağlı olarak, aşağıdaki ana başlıklar altında sınıflandırmak mümkündür.

- İnorganik Yapılı Soğutucu Akışkanlar: Karbondioksit (CO_2), amonyak(NH_3), kükürtdioksit (SO_2), su (H_2O) bu gruba örnek olarak verilebilir.
- Organik Yapılı Soğutucu Akışkanlar

Bromoflorokarbonlar (Halonlar): Karbon, flor, brom veya klordan oluşan bileşiklerdir, örnek olarak Halon1301 (R13B1) verilebilir. Halonlar ozon tahribatına katkıları en fazla olan maddelerdir.

Kloroflorokarbonlar(CFC): Klor, flor ve karbondan oluşan bileşiklerdir. Ozon tahribatına katkıları, halonlardan sonra en fazla olan soğutucu maddelerdir. Zehirleyici olmamaları, yanıcı olmamaları gibi avantajları vardır, örnek olarak R11 ve R12 verilebilir.

Hidrokloroflorokarbonlar(HCFC): Klor, flor, hidrojen ve karbon içeren bileşiklerdir. Ozon tahribatları düşük olmakla birlikte, oldukça yüksek sera etkisine sahiptirler. Bu grupta yer alan maddelere örnek olarak R22 verilebilir.

Hidroflorokarbonlar(HFC): Hidrojen, flor ve karbon içeren bileşiklerdir. Ozon üzerinde tahrip edici etkileri yoktur, örnek olarak R134a, R152a, R32 verilebilir.

B. Karışım Soğutucu Akışkanlar: Saf haldeki soğutucu akışkanların, birbirlerine karıştırılmaları sonucu meydana gelen soğutucu akışkanları ise aşağıdaki gibi sınıflandırmak mümkündür.

- Azeotropik Soğutkan Karışımları: Bu karışımlarda doymuş sıvı ve doymuş buhar fazlarının bileşimleri termodinamik denge halinde birbirinin aynıdır. Sabit basınç altında gerçekleşen buharlaşma ve yoğunlaşma prosesleri, tıpkı saf soğutucu akışkan gibi sabit sıcaklık şartlarında gerçekleşir. Örnek olarak R500 (R12, R152a ; %73.8, %26.2) verilebilir.
- Zeotropik (non-azeotropik) Soğutkan Karışımları: iki veya üç bileşenli olan bu tür soğutkan karışımlarında, doymuş sıvı ve doymuş buhar fazlarının bileşimleri termodinamiksel denge halinde birbirinden farklıdır. Dolayısıyla sabit basınç altında gerçekleşen buharlaşma ve yoğunlaşma prosesleri, sabit sıcaklık şartlarında gerçekleşmez. Bu karışımlarda sabit bir kaynama, buharlaşma sıcaklığından bahsetmek mümkün değildir, prosesler boyunca sıcaklık sürekli değişir. Örnek olarak, R401A (R22, R152a, R124 ; %53, %13, %34;) verilebilir

Akışkan karışımlarının kullanılmasının sistem performansı üzerine olumlu etkileri olmuştur. Dünyada 1950'li yıllarda enerji krizinin başlaması sonucu, soğutma sistemlerinde saf soğutucu akışkanların yerine, saf soğutucuların değişik oranlarda karışımından oluşan soğutucu akışkan karışımlarının kullanılması fikri ortaya atılmıştır. Bu amaçla fluorokarbonların değişik oranlarda karıştırılması sonucunda azeotropik ve non-azeotropik karışımlar elde edilmiştir, özellikle 1970'li yıllarda karışımı meydana getiren her bir

soğutkanın kendine özgü termodinamik özelliklerine sahip olduğu non-azeotropik karışımlar üzerinde çalışmalar başlamıştır.

Süper soğutucular olarak bilinen non-azeotropik karışımlar, diğer geleneksel soğutuculara göre soğutma tesir katsayılarının yüksek olması, güvenilir ve ekonomik olmaları, soğutma sisteminde değişiklik yapılmaksızın soğutma gücünün kontrol edilebilmesi özellikleri ile üç önemli üstünlüğe sahiptirler.

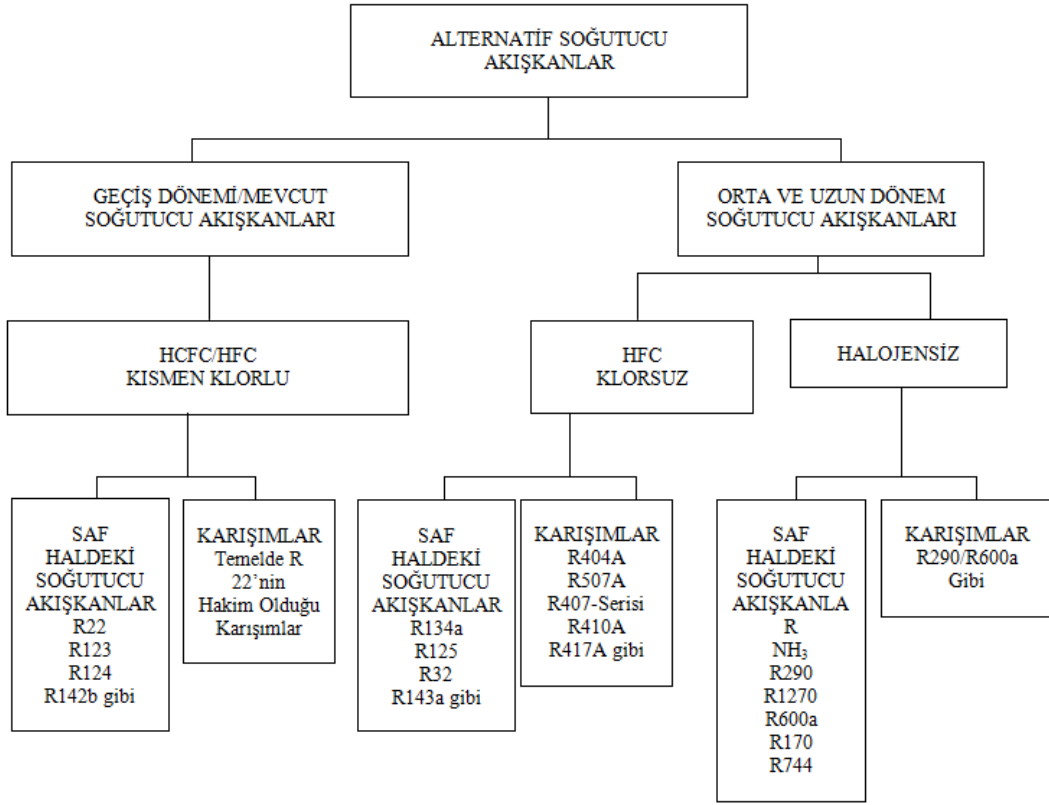
Soğutma sistemlerinde dolaşan soğutucu akışkanların kullanıldıkları sıcaklık değişim süreçleri; soğutucu akışkanların sabit sıcaklıkta kullanıldığı süreçler (izoterm soğutma) ve soğutucu akışkanların değişken sıcaklıkta kullanıldığı süreçler (izoterm olmayan soğutma) olarak ikiye ayrılır.

Zeotropik soğutucu karışımlarının buhar sıkıştırmalı çevrimlerde kullanılması esnasında, izoterm olmayan ısıtma (yoğuşma) ve soğutma (buharlaştırma) süreçleri meydana gelir. Zeotropik karışımların oluşturduğu potansiyel avantajlar, sabit basınçlardaki buharlaştırma ve yoğuşmanın, sıcaklık değişimiyle birlikte meydana gelmesinden kaynaklanmaktadır.

Azeotropik karışımlar, karışımı oluşturan her bir bileşenden daha düşük buharlaştırma sıcaklığına sahip oldukları için, bu karışımlarla daha düşük sıcaklıklarda ve tek kademede çalışabilmek mümkündür. Yani bu karışımlar tıpkı saf soğutucular gibi tek kaynama sıcaklığına sahiptirler. Bu nedenle değişen sıcaklıkta ısıtma ve soğutmaya uygun değildirler [74].

2.1.6.2. Alternatif Soğutucu Akışkanlar

İklimlendirme ve soğutma sistemlerinde ozonu delme potansiyelleri (ODP) yüksek olan ve küresel ısınmaya neden olan soğutucu akışkanlar yerine, ozon tabaka üzerinde olumsuz etki yapmayan ve küresel ısınmaya çok az neden olan soğutucu akışkanlar Şekil 2.2'de gösterilmiştir [74].



Şekil 2.2. Alternatif soğutucu akışkanların genel sınıflandırılması [74].

2.1.6.3. Soğutucu Akışkanlarda Olması İstenen Özellikler

İyi bir soğutucu akışkanın sahip olması gereken özellikler aşağıda sıralanmıştır.

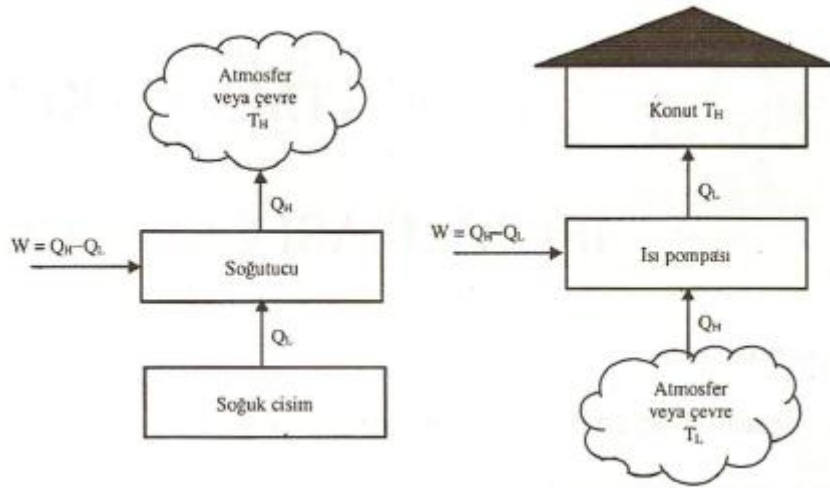
- Buharlaştırma sıcaklığında buharlaştırma gizli ısı yüksek olmalıdır.
- Düşük özgül hacme sahip olmalıdır. Bu emme hacminin düşük olmasına sebep olur. Dolayısıyla kompresör ve borular küçük yapılabilir. Ekonomiktir.
- Çalışma basıncı çok yüksek olmamalıdır. Aksi halde aksaklıklar meydana gelir.
- Basınç oranı çok büyük olmamalı. Aksi halde kompresör için daha fazla güç gerekir.
- Evaporatörde basınç efektif basınç altında olmamalıdır.
- Isı transferi iletkenliği fazla olmalıdır. Isı transferi verimini artırır [81].
- Az bir enerji sarfıyatı ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.

- Yağlama yağları ile ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuç verebilecek reaksiyonlara girmemelidir.
- Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet (su) ile bir arada bulunması durumunda bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Sistemden kaçması halinde, bilhassa yiyecek maddeleri üstünde zararlı etki yapmamalıdır.
- Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara ve diğer canlılara zarar vermemelidir.
- Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam meydana getirmemelidir.
- Ucuz ve kolay temin edilebilir olmalıdır.
- Ozon tabakasına zarar vermemelidir.
- Zehirli ve kanserojen olmamalıdır.
- Kaçağı kolay tespit edilebilmelidir.

Bu özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen evrensel bir soğutucu akışkan mevcut değildir. Ama uygulamadaki şartlara göre bu özelliklerin hepsi aranmayabilir [74].

2.1.7. Isı Pompalarının Termodinamiği

Isı pompaları ve soğutma makineleri aynı çevrime göre çalışmaktadır. Sadece kullanım amaçları farklıdır. Soğutma makinelerinin kullanım amacı, bir ortamdan ısı çekerek ortamı çevre sıcaklığından düşük sıcaklıkta tutmaktır. Isı pompalarının kullanım amacı ise, ısıtılan bir ortamın sıcaklığını istenen düzeyde tutmaktır [82]. Şekil 2.3 soğutma çevrimi göstermektedir.

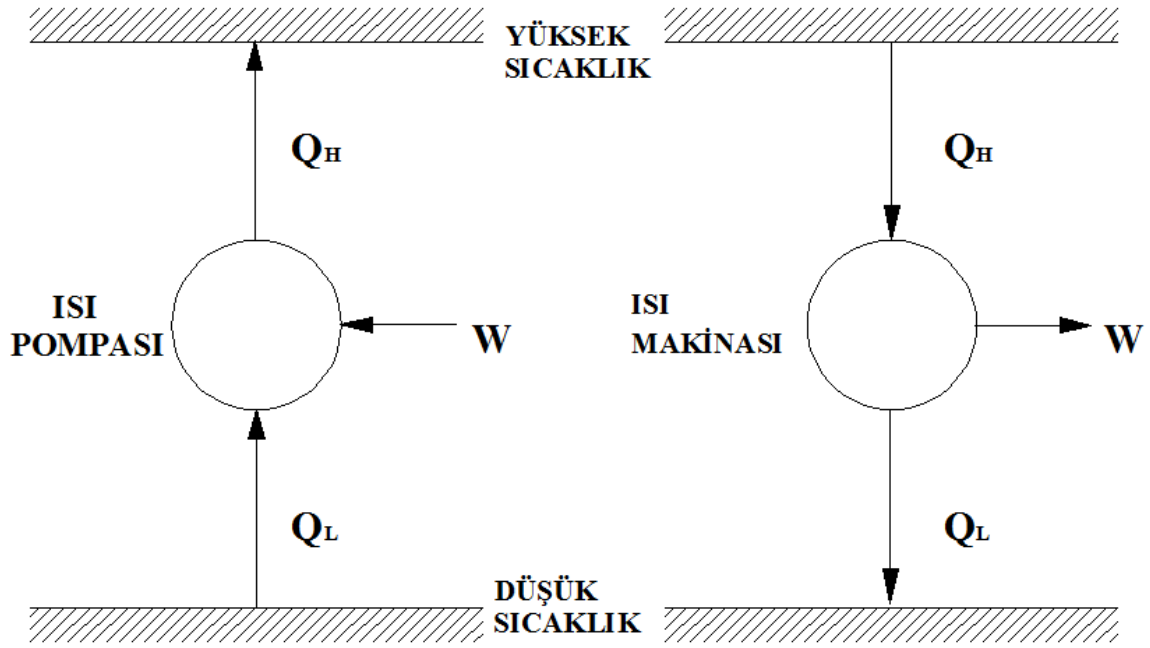


Şekil 2.3. Soğutma çevriminin soğutma makinesi ve ısı pompası uygulaması [82].

Şekil 2.4'de de görüldüğü gibi ısı pompasının, ısı makinasının tersi olduğu kolaylıkla görülebilir. Isı makinasında, ısı yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan çekilerek iş üretilir ve düşük sıcaklıktaki bir kaynağa aktarılır. Oysa ısı pompasında düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı çekilerek, yüksek sıcaklık seviyesinde bir kaynağa transfer etmek için sisteme iş verilmesi gerekir.

Termodinamiğin II. Kanunu, ısıya hiçbir zaman soğuk kaynaktan sıcak kaynağa kendiliğinden geçemeyeceğini ifade etmektedir. Düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa ısı geçişinin olabilmesi için sisteme dışarıdan bir iş verilmesi gerekir. Bu amaçla genellikle elektrik motoru ile tahrik edilen kompresörler kullanılır.

Bir makina, ister soğutma ister ısıtma yapıyor olsun bir soğutucu akışkanın kapalı bir çevrim boyunca tekrar tekrar geçirilmesi gerekir. İdeal ısı pompası çevrimi Ters Carnot çevrimidir [74].



Şekil 2.4. Isı pompası ve ısı makinasının termodinamik modeli [74].

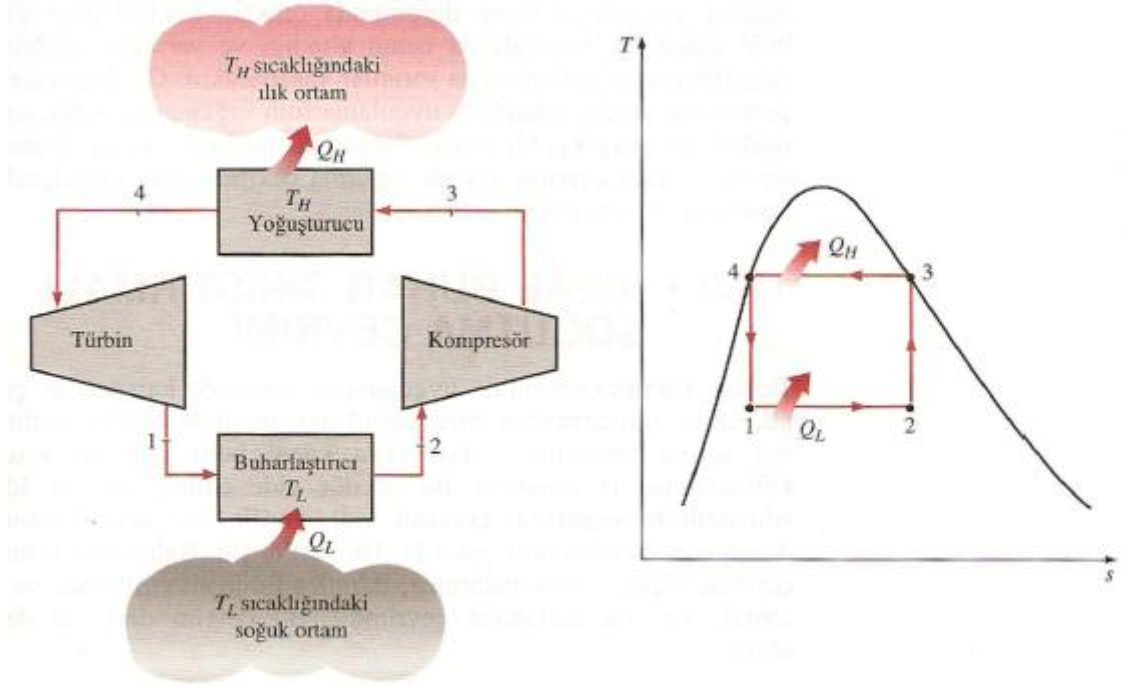
Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompası, Carnot soğutma makinesi veya Carnot ısı pompası diye bilinir.

Şekil 2.5 gösterilen bir soğutucu akışkanın doyma bölgesi içinde gerçekleşen ters Carnot çevrimi ele alınsın. 1-2 hal değişimi sırasında, soğutucu akışkana, T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdan, sabit sıcaklıkta Q_L miktarında ısı geçişi olur. Akışkan daha sonra izantropik bir hal değişimiyle 3 haline sıkıştırılır ve hal değişimi sonunda sıcaklığı T_H olur. 3-4 hal değişimi sırasında, soğutucu akışkandan T_H sıcaklığındaki ortama, sabit sıcaklıkta ısı geçişi olur ve daha sonra akışkan, 1 haline izantropik olarak genişleyerek çevrimi tamamlar. 4-1 hal değişimi sonunda akışkanın sıcaklığı T_L olur. 3-4 hal değişimi sırasında soğutucu akışkan, yoğunlaştırucuda doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüşür.

Carnot soğutma makinesinin ve Carnot ısı pompasının etkinlik katsayıları şöyle tanımlanır:

$$COP_{SM, Carnot} = 1/[(T_H/T_L)-1] \quad (2.8)$$

$$COP_{IP, Carnot} = 1/[1-(T_L-T_H)] \quad (2.9)$$



Şekil 2.5. Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı [83].

Her iki etkinlik katsayısının da, sıcaklık aralığı azaldıkça, başka bir deyişle T_L yükseldikçe veya T_H düştükçe yükseldiği not edilmelidir.

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısı deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Bu nedenle soğutma makineleri ve ısı pompaları için ideal çevrim olarak önce Carnot çevriminin incelenmesi doğaldır. Uygulanabilir olması durumunda Carnot çevriminin ideal çevrim olarak seçilmesi gerekir, fakat aşağıda belirtilen nedenlerle Carnot çevriminin uygulamaya aktarılması olanaksızdır.

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

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

sonucuna varılır. Bununla birlikte ters Carnot çevrimi, gerçek soğutma çevrimlerinin karşılaştırılabileceği bir standard oluşturur.

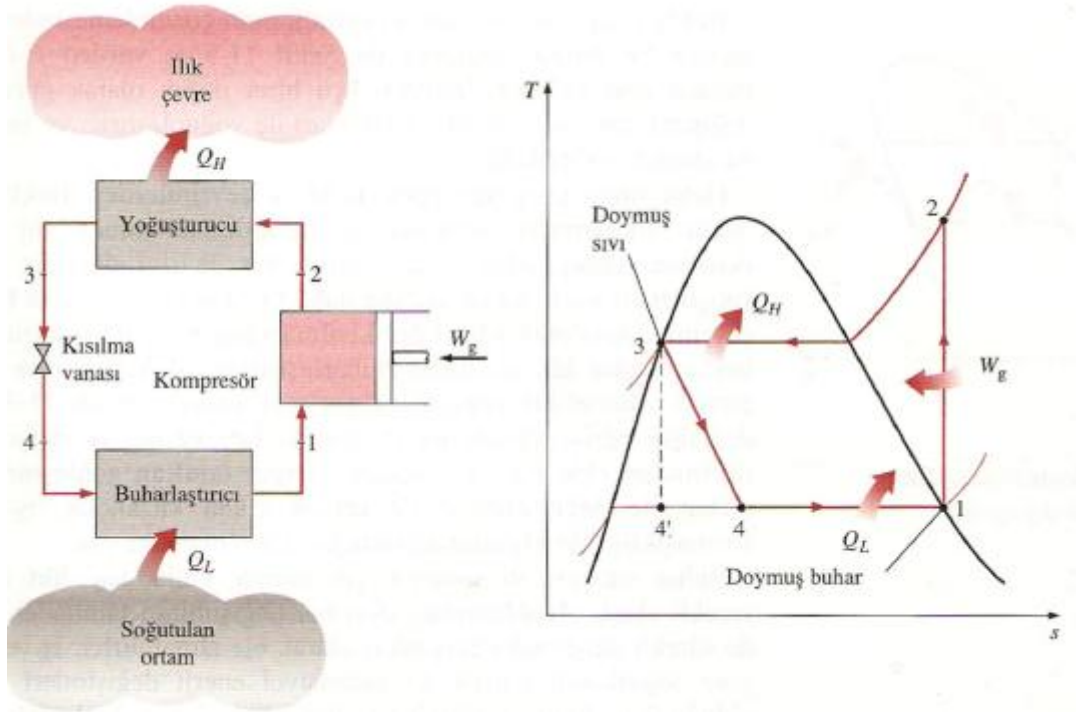
Ters Carnot çevriminin uygulanmasındaki güçlükler, buharı sıkıştırmadan önce tümüyle buharlaştırarak ve 4-1 hal değişimindeki genişlemeyi bir kısılma işlemiyle gerçekleştirerek aşılabılır. Kısılma işlemi, sıvıyı bir kısılma vanasından veya kılcal borulardan geçirerek yapılabilir. Bu şekilde elde edilen çevrim, ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi diye bilinir. Bu çevrimin genel çizimi ve T-s diyagramı Şekil 2.6'da verilmiştir. Buhar sıkıştırmalı çevrim soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri şöyledir:

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ($P = \text{sabit}$) ısı geçişi
- 3-4 Kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)
- 4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ($P = \text{sabit}$) ısı geçişi

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak, yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir.

Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısıılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.

T-s diyagramında, içten tersinir bir hal değişiminin eğrisi altında kalan alanın ısı geçişini simgeler. Bu nedenle 4-1 hal değişimi eğrisi altında kalan alan, buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın aldığı ısıyı, 2-3 hal değişimi eğrisi altında kalan alan da yoğuşturucuda soğutucu akışkanın çevreye verdiği ısıyı gösterir. Yaklaşık bir kural olarak, buharlaştırıcı sıcaklığındaki her 1 °C artma veya yoğuşturucu sıcaklığındaki her 1 °C azalma için etkinlik katsayısının yüzde 2 ile 4 arasında arttığı söylenebilir [83].



Şekil 2.6. İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı [83].

2.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları

Toprak - Su kaynaklı ısı pompası teknolojisi yeryüzünün belirli bir derinliğinde sıcaklığın yıl içinde nispeten sabit kalması gerçeğine dayanır. Bahsedilen derinlikte toprak tabakası kışın yeryüzünün altında veya yer altı sularında depolanmış ısıyı binaya, yazın bina içindeki ısıyı yeraltına taşıyarak doğanın bize verdiği bu avantajı kullanırlar. Kısaca yer altı; kışın bir ısıyı kaynağı, yazın ise bir ısı çukuru olarak davranır. Toprak - Su kaynaklı ısı pompaları günümüzde ısıtma - soğutma ve sıcak kullanım suyu eldesinde kullanılmaktadırlar. Bu ihtiyaçların tümüne tek makinayla vevap verebildikleri için de tercih sebebi olmuşlardır [84].

2.2.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları Tipleri

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağın kullanıldığı sistemlerin yer sularının ve bir ısı kaynağı olarak yüzey sularının çeşitleri için tümü dahil bir terim olarak kullanılmaktadır. Pazar veya kuruluş ihtiyaçlarının çeşitliliğini, karşılaştırmak için kullanılan birçok paralel terimler, örneğin jeotermal ısı pompaları (JIP), yer enerji

sistemleri ve toprak kaynaklı sistemler bulunmaktadır. Bununla birlikte, ASHRAE(1995), standart bir adlandırma şekli olması bakımından üç grupta toplamıştır [85].

- Kapalı serpantin toprak kaynaklı ısı pompaları (TSIP)
- Yer altı suyu ısı pompaları (YASIP)
- Yüzey suları ısı pompaları (YSIP)

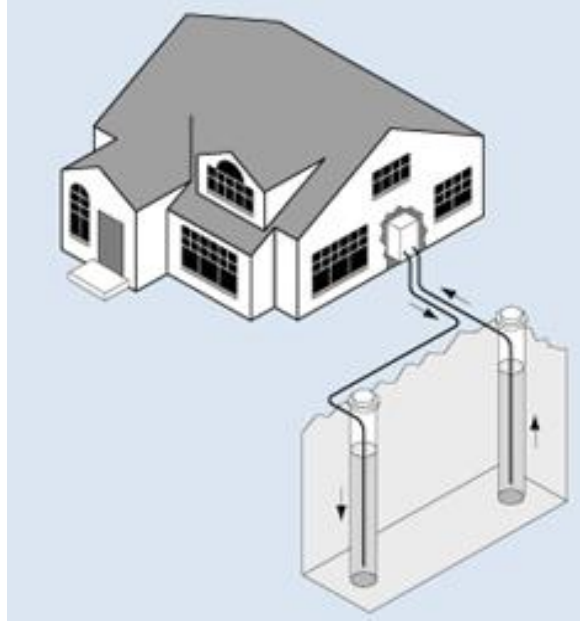
Toprağın veya yer altı suyunun enerjisinden yararlanmak için iki yöntem kullanılmaktadır.

- Açık Sistemler
- Kapalı Sistemler

Açık sistemler, kuyu, artezyen, göl, nehir gibi açık bir su kaynağından elde edilen suyun, bir hidrofor sistemi ile toprak kaynaklı ısı pompasına pompalanması suretiyle suyun sahip olduğu enerjiden doğrudan faydalanmak esasıyla çalışan sistemlerdir. Su kaynaklarına yakın ve suyun korozif özelliğinin fazla olmadığı durumlarda rahatlıkla kullanılmaktadırlar. Sudan doğrudan yararlanıldığı için verimleri kapalı sistemlere göre daha yüksektir. Ayrıca, kapalı devrelerde olduğu gibi ilave bir yeraltı ısı değiştiricisi gerektirmediği için ilk yatırım maliyeti daha az olmaktadır. Ancak suyun korozif etkilerini ve ısı değiştiricilerinin kirlenme riskini azaltmak için cihaz girişlerinde özel filtreler ve korozyona daha dayanıklı tipte özel alaşımlı ısı değiştiricilerine gereksinim vardır [86]. Şekil 2.7’de açık sistemli bir toprak kaynaklı ısı pompası gösterilmiştir.

Kapalı sistemler, açık su kaynağının mevcut olmadığı yerlerde genellikle polipropilen borulardan yapılan boru demeti (yer altı ısı değiştiricisi) toprağa yatay veya dikey olarak daldırılarak toprağın veya yer altı suyunun enerjisinden faydalanmaktadır. Yatay uygulama genellikle arazinin büyük olduğu projelerde uygulanmakta olup, ısı değiştiricisi boruların toprağın toprağın 1.5 – 2 m altına döşenerek üstünün yine toprakla doldurulması suretiyle oluşturulmaktadır. Dikey uygulamalarda ise yer altı ısı değiştiricisi, arazinin geniş olmadığı projelerde genellikle 100 – 150 mm çapında yaklaşık 80 – 100 m derinlikte açılan kuyular içerisine daldırılan boru demeti ile oluşturulmaktadır.

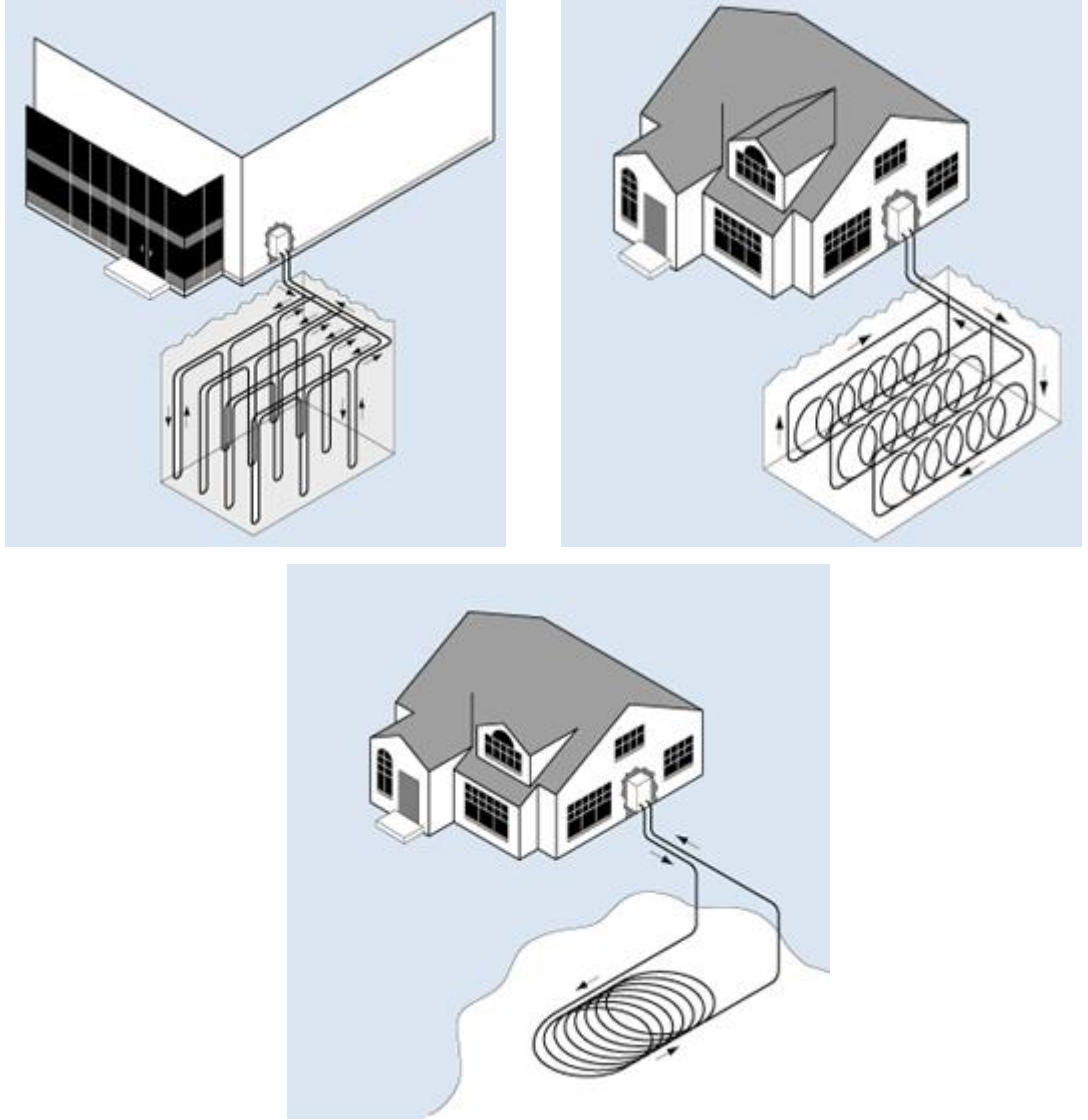
Kapalı sistemlerde genellikle boru içerisinden antifrizli su karışımı geçirilerek donmaya karşı önlem alınmaktadır. Kapalı devrelerin ilk yatırım maliyeti açık devrelere göre daha yüksektir [86]. Şekil 2.8’de kapalı sistem toprak kaynaklı ısı pompası tipleri gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Açık sistem toprak kaynaklı ısı pompası [87].

2.2.1.1. Toprak Serpantinli Isı Pompaları (TSIP)

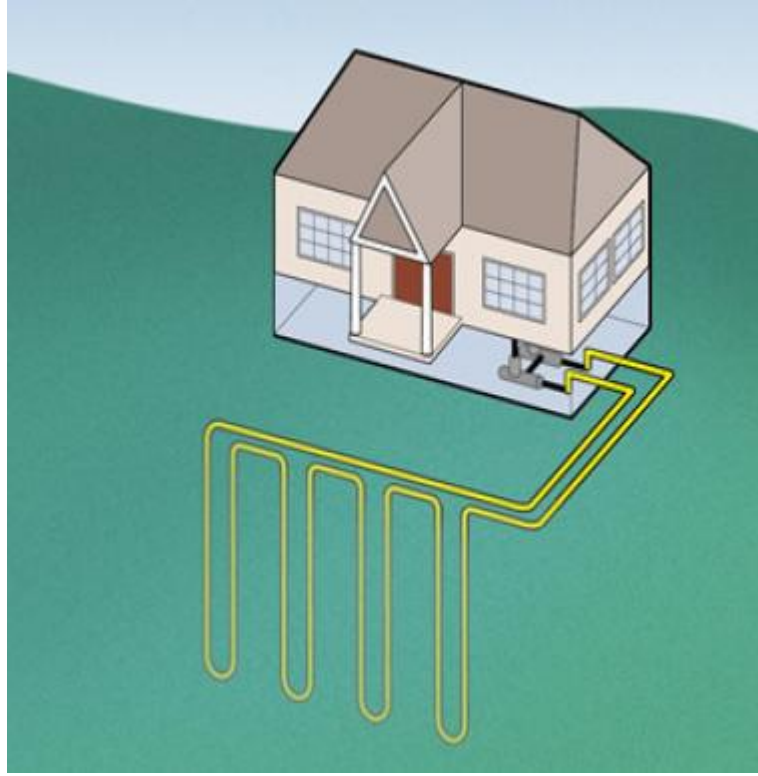
TSIP, TKIP'nın bir alt takımını oluşturur. TSIP, toprak içine gömülmüş kapalı bir yer ısı değiştiricisine bağlanmış olan tersine çevrilebilir bir buhar sıkıştırma çevriminden oluşan bir sistemdir. Çok yaygın bir şekilde kullanılan ünite, bir sıvı-soğutucu serpantin ve gömülmüş termoplastik boru şebekesine doğru bir su veya su-antifriz karışımının dolaştırıldığı, su-hava ısı pompasıdır. Isıtılmış veya soğutulmuş olan hava geleneksel üstün tüp hava-soğutucu serpantin ve kanal sistemleri vasıtasıyla dolaştırılır. Su-su ısı pompaları da, hidronik (sulu sistem) serpantin ile kuvvetlendirilmiş hava sistemlerine yerleştirmek suretiyle kullanılmaktadır. TSIP'nın üçüncü tipi, soğutucunun sirküle edilmesiyle ısı pompası serpantinlerinden biri olarak kazılmış bakır boru şebekesinin kullanıldığı TSIP'nın direkt genleşmesidir (DG). Bu sistemler, normal olarak, hidronik sistemin kullanılıyor olmasına rağmen, zorlanmış hava dağıtım sistemini içerirler. Su-hava ve su-su ısı pompalarının kullanıldığı sistemler, sıklıkla DG TSIP'ından ayırt etmek için ikincil solüsyonlu serpantin ile TSIP olarak gösterilmektedir. Bu sistemler, normal olarak, zorlanmış hava dağıtım sistemleri içermelerine rağmen, hidronik sistemlerde de kullanılmaktadır.



Şekil 2.8. Kapalı sistem toprak kaynaklı ısı pompası tipleri [87].

TSIP, toprak ısı değıştirici tasarımına göre de sınıflandırılmıştır.

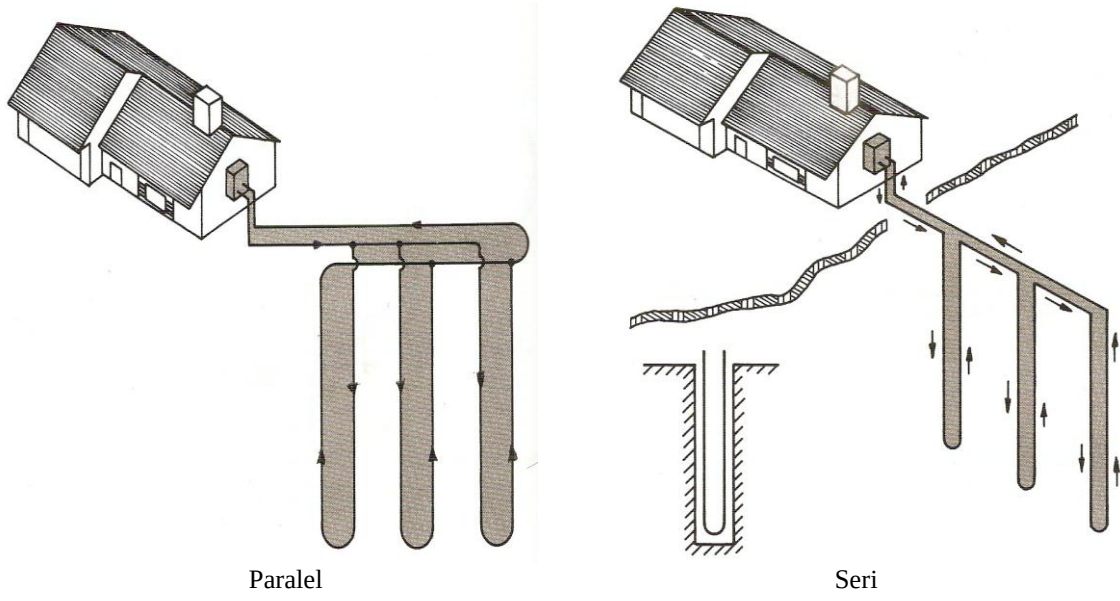
Dikey TSIP, genellikle dikey bir sondaj deliğı içinde, iki küçük çaplı yüksek yoğunluklu polietilen (PE) tüplerin yerleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Borular, kapalı U şeklinde dönen deliğın altında termal olarak eritilip kaynaştırılmaktadır. Dikey tüp ölçüleri, 3/4 inç'ten 1 ½ inç nominal çapa kadar uzanmaktadır. Sondaj deliğinde yerel delme koşulları ve mevcut ekipmana bağlı olarak 15,24 m - 182,88 m arasında yer alır. Şekil 2.9 dikey TSIP'nı göstermektedir.



Şekil 2.9. Dikey toprak serpantinli ısı pompası [88].

Dikey TSIP'nın yararları; sıcaklık ve termal özellikler içinde çok küçük değişiklik gösteren toprak ile temasta olan yerin göreceli olarak küçük bir alanını gerektirmesi, boru ve pompalama enerjisinin en küçük olması ve en etkin TSIP sistem performansını vermesidir. Sakıncaları ise; uygun ekipman ve kurma personelinin sınırlı mevcudiyetinden dolayı, maliyetin tipik bir şekilde yüksek olmasıdır.

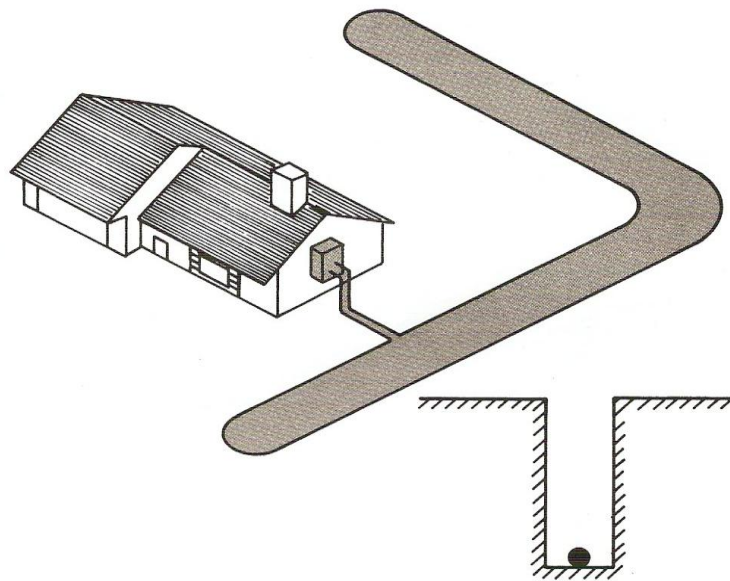
Çoğu mühendis, çok devirli veya çeşitli devire sahip olan merkezi pompalar ile merkezi bir çevrimi birleştirmeyi tercih eder. Bu uygulamanın, geleneksel soğutulmuş su sistemlerinde birkaç ekonomik yararı varken, TSIP sistemlerinde, ekonomi ölçeğinde aynı derecede yararlı değildir. Mühendisler, değerleri çok özenli bir şekilde analiz etmek zorundadır. Toplam yer çevrimi, hafif bir şekilde merkezi bir çevrimden daha geniştir. Fakat, koruma, azaltılmış iç borulama ve birkaç kontrol vasıtasıyla gerçekleştirilebilir (yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) olduğu, böylece korozyon inhibitörleri için ihtiyaç seçimi yapılır) [85]. Şekil 2.10'da dikey TSIP'larının paralel ve seri bağlanmaları gösterilmiştir.



Şekil 2.10. Dikey toprak ısı değıştircilerinin paralel ve seri bağlanması [89].

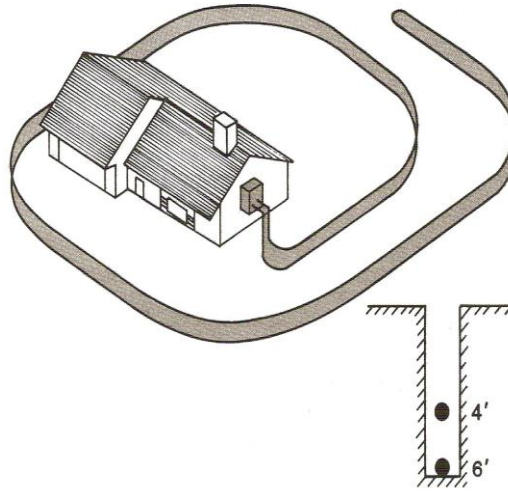
Yatay toprak ısı pompaları üç gruba ayrılmıştır: Tek borulu, çoklu borulu ve serpantinli borulu.

Tek borulu yatay TSIP, ilk olarak en azından 4 feet derinlikte dar hendekler halinde yerleştirilmektedir. Bu tasarım, yer alanının büyük bir kısmını istemektedir. Şekil 2.11 tek borulu yatay TSIP sistemini göstermektedir.

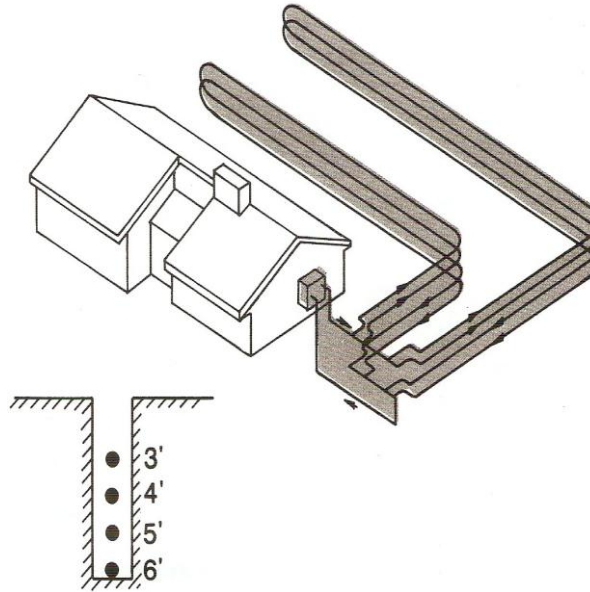


Şekil 2.11. Tek borulu yatay TSIP sistemi [89].

Çoklu borular (genellikle 2 veya 4), istenen yer alanının miktarını azaltarak tek hendek içine yerleştirilir. Müteahhit tarafından, hem derin dar hendekler hem de geniş hendekler 12 inç'den 24 inç'e kadar ayrılmış borular ile kullanılırlar. Hendek uzunluğunun azaltılması mümkün olmasına rağmen, toplam boru uzunluğunun, bitişik borular ile ısı etkileşimini yenmek için çoklu borulu TSIP'nın ile arttırılması zorunludur. Şekil 2.12 ve Şekil 2.13 iki ve dört borulu yatay TSIP sistemlerini göstermektedir.

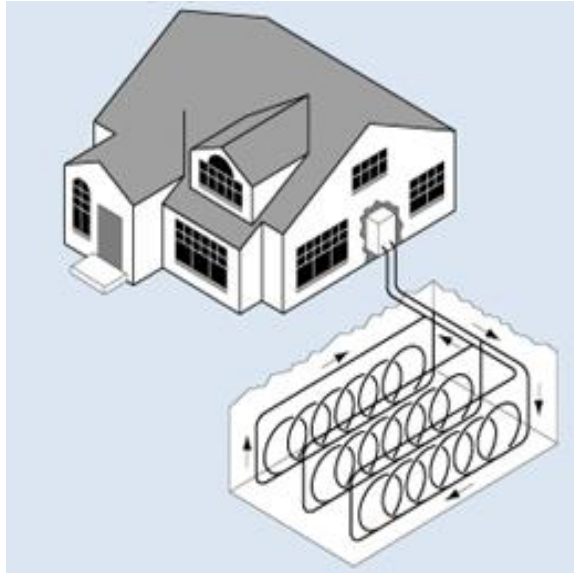


Şekil 2.12. 2 borulu yatay TSIP sistemi [89].



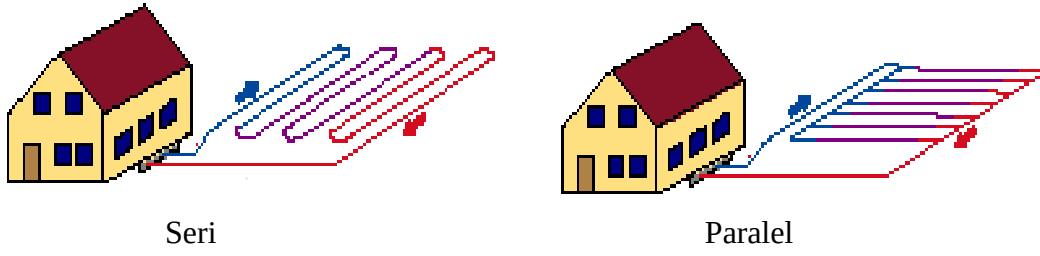
Şekil 2.13. 4 borulu yatay TSIP sistemi [89].

Slinky tipi serpantin, istenen yer alanım azaltmak için kullanılabilir. Bu yatay toprak ısı değiştiricileri, geniş hendeğin altında, dar hendek veya yayılmış kat içine dikey olarak yerleştirilen yayılan serpantin içine sıkı serpantinden küçük çaplı PE tüpü uzatarak, kurulabilir. İstenen hendek uzunluğu, sadece tek borulu yatay TSIP'nın % 20'si % 30'dur, fakat boru uzunluğu, önemli bir şekilde, denk ısı performansı için artabilir. Şekil 2.14 slinky tipi yatay TSIP sistemini göstermektedir.



Şekil 2.14. Slinky tipi yatay TSIP sistemi [87].

Yatay TSIP'nın yararları, dikey TSIP'dan tipik bir şekilde daha ucuz olmasıdır. Çünkü; uygun yerleştirme elemanları geniş bir şekilde mevcuttur. Çoğu yerel uygulamalar yer alanına uygundur ve yetişmiş makine-eleman operatörleri daha geniş bir şekilde mevcuttur. Daha fazla toprak alanı gerektirmesine ek olarak, sakıncaları, mevsim, yağmur ve kazılmış derinlikle ilgili olarak yatay yer sıcaklıkları ve termal özellikleri düzensizce değiştiğinden dolayı performansında daha büyük zıt varyasyonlar, hafif bir şekilde daha yüksek pompalama enerjisi ihtiyacı ve daha düşük sistem yeterliliği içerir [85]. Şekil 2.15'de yatay TSIP'larının paralel ve seri bağlanmaları gösterilmiştir.



Şekil 2.15. Yatay TSIP sistemlerinin paralel ve seri bağlanması [90].

2.2.1.2. Yeraltı Suyu Isı Pompaları (YASIP)

TKIP'larının ikinci alt takımı, yeraltı suyu ısı pompalarıdır. TSIP'nın son gelişmelerine kadar, YASIP, TKIP'nın en çok kullanılan bir tipi olmuştur. Ev sahiplerini, TSIP'nın düşük bakımı çekmiştir. Böylece çoğu potansiyel müşteri YASIP'tan sakındılar. Ticari sektörde, YASIP, geniş su miktarı, çok küçük yer alanı gerektiren nispeten ucuz kuyudan çekilmesi yüzünden çekici bir alternatif olabilir. Ton başına toprak ısı değiştirici maliyeti, nispeten TSIP için sabit iken, kuyu suyu sistemlerinin maliyeti (ton başına temel üzerine) geniş bir sistem için çok daha düşüktür. Tek yüksek-hacimli kuyu, tüm bir bina için hizmet eder. İyi geliştirilmiş su kuyusu ile uygun bir şekilde tasarlanmış yer altı suyu çevrimi, geleneksel hava ve su merkezi HVAC sistemleri daha çok bakım istemez.

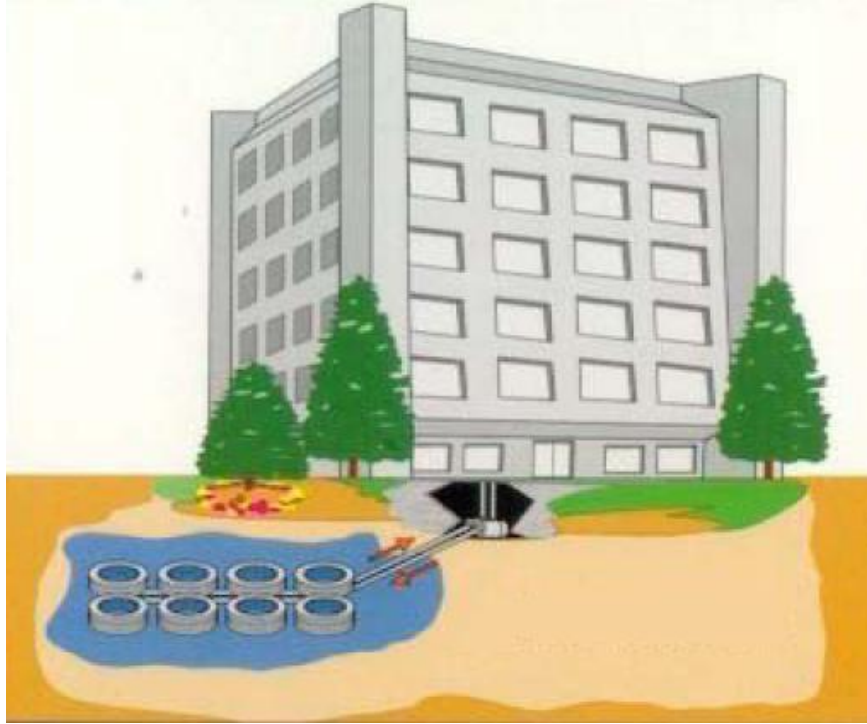
Sistemlerin çeşitliliği mümkündür. Geniş bir şekilde kullanılan sistemler, binaya yerleştirilmiş olan su-hava ısı pompalarına bağlanan yeraltı suyu ve kapalı su çevrimi arasındaki merkezi su-su ısı değiştiricileri yer alır. Daha küçük binalarda, her bir ısı pompası vasıtasıyla yer altı suyunu direkt bir şekilde dolaştırmak mümkündür.

YASIP'nın avantajları, TSIP ile karşılaştırıldığında maliyetinin daha düşük olması, kuyu suyu birleştiricileri, geniş yaygın bir şekilde mevcuttur ve teknoloji 10 yıldır kullanılmaktadır.

Sakıncaları, yerel çevresel düzenlemelerin kullanım ve yer altı suyu enjeksiyonunu engellemesi, suyun sınırlı olması, eğer kuyu, uygun bir şekilde geliştirilmemişse veya su kalitesi zayıfsa kirlenme ön uyarısı, gereklidir ve pompalama enerjisi aşırı olacaktır [85].

2.2.1.3. Yüzey Suyu Isı Pompaları (YSIP)

Yüzey suyu ısı pompaları, uygulamalardaki benzerlik ve yerleştirme metotları yüzünden, TKIP'nın bir alt takımı olarak dahil edilmiştir. YSIP, hem kapalı-çevrim TKIP'sı sistemlerine benzer hem de açık-çevrim YSIP sistemlerine benzerdir. Bununla birlikte, yüzey suyunun termal karakteristikleri, toprağinkinden oldukça farklıdır. Bazı tek uygulamalar, mümkündür ve özel önlem alınabilir. Şekil 2.16'da yüzey suyu ısı pompası sistemi gösterilmektedir.



Şekil 2.16. Yüzey suyu ısı pompası sistemi [91].

Kapalı-çevrim YSIP, binaya yerleştirilen, su-hava veya su-su ısı pompalarına ve göl, nehir veya diğer açık sulara yerleştirilen boru ağına bağlanmasıyla oluşmuştur. Bir pompa, ısı pompalarının su-soğutucu serpantinleri vasıtasıyla su-antifriz solüsyonunu dolaştırır ve ısıyı gölden transfer edilen batırılmış borulama çevrimini dolaştırır. Önerilmiş borulama malzemeleri, ultraviyole radyasyon korumasının bazı tipi ile yüksek yoğunluklu polietilen (PE) tüpü termal bir şekilde birleştirilmektedir. Bakır ve polibütlen de kullanılmaktadır. Fakat polivinil klorid (PVC)den sakınılmalıdır. Çoğu yerleştirmeler, başlıca ısı değiştirici serpantinleri için 3/4 inç veya 1 inç PE boru kullanılır. Daha geniş çaplı (1 1/4 inç veya 1 1/2 inç), daha kalın duvarlı boru, gemilerden zarar görebilen alanlar için önerilir.

Serpantinler, basınç kayıplarını minimize etmek için çoklu paralel borulama örneklerinde düzgün bir şekilde düzenlenmektedir. Başlıca ısı değiştirici serpantinlerine bağlanan ana başlık borular, kayıpları minimize etmek için ölçülendirilmektedir ve normal bir şekilde bireysel serpantin borularından daha geniş çaplıdır.

Kapalı çevrim YSIP'nın yararları, nispeten daha düşük maliyet (TKIP ile karşılaştırıldığında), düşük pompalama enerji ihtiyaçları, yüksek güvenlik, düşük bakım ihtiyaçları ve düşük operasyon maliyetleridir. Sakıncaları, halk göllerinde ve göller küçük ve/veya sığ ise dış koşullarla geniş sıcaklık değişikliklerinde serpantin zararı olasılığıdır.

Açık-çevrim YSIP, fan enerjisi ve sık bakım ihtiyacı olmaksızın soğutma kulelerine benzer bir tarz içinde yüzey suyu kullanılabilir. Sıcak iklimde, göller, kışın ısıtma modu esnasında ısı kaynağı olarak da hizmet edebilir. Bununla birlikte, kapalı-çevrim sistemleri, daha soğuk iklimlerde ısıtma için sadece uygulanabilir [85].

2.2.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Çalışma Şekli

TKIP'ları, iklimlendirme; ısıtma, soğutma ve nem kontrolü sağlar. Bunun yanı sıra, ya ilave ısıtma vererek ya da alışıla gelmiş su ısıtıcılarının yerine geçerek, sıcak su üretilir. TKIP'ları, ocaklarda olduğu gibi, kimyasal enerjiyi ısı enerjisine çevirmeden öte, ısının taşınmasıyla işler.

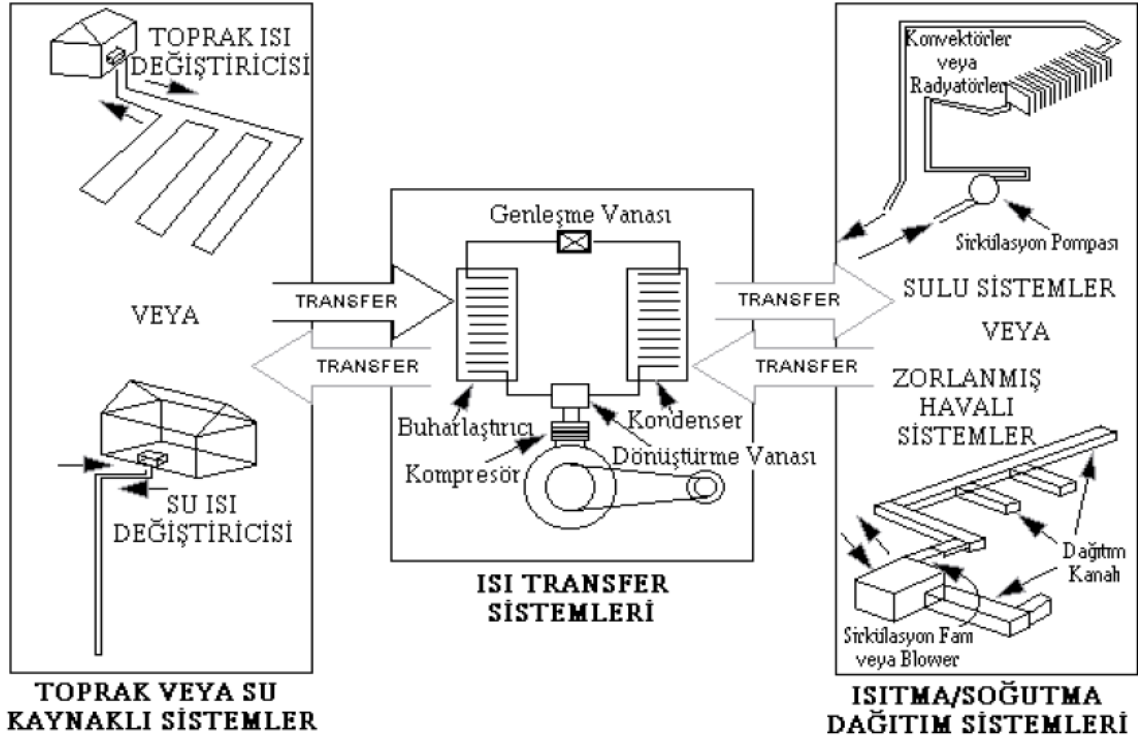
Bu sistemlerde (ısı pompası ısıtma/soğutma tesisi); Şekil 2.17' de şematik olarak gösterildiği gibi, üç ana alt sistem veya kısım vardır:

- Bina ile yer bağlantısı içinde dolaşan akışkanı taşımak için bir ısı pompası,
- Akışkan ile yer arasındaki ısıyı transfer etmek için bir yer bağlantısı (toprak/su ısı değiştiricisi/ısı kaynağı tesisi)
- Binayı ısıtmak veya soğutmak için gerekli olan alt sistem (ısıdan yararlanma tesisi)

Aynı zamanda, bu sistemlerde binanın sıcak su ısıtıcısını desteklemek için bir düzenek (kızgın buhar soğutucusu) veya binanın sıcak su ihtiyaçlarının hepsini karşılamak için bir sıcak su üreticisi kullanılır.

Isıtma modunda, ısı TKIP'sıyla, toprak veya su ısı değiştiricisine (TSID'ne) bağlanan devrede dolaşan akışkandan çekilir ve genellikle, hava kanalı sistemiyle, eve ya da binaya dağıtılır. Binadan çıkan daha soğuk hava, TKIP'sına tekrar yollanır. Burada, TSID'ne giden akışkanı soğutur. Daha sonra, akışkan; TSID içinden geçerken, tekrar ısınır.

Soğutma modunda ise, proses ters olarak gerçekleştirilir. TSID’nden gelen göreceli olarak soğuk akışkan, binadan ısıyı yutar ve bu ısıyı, toprağa transfer eder [62].



Şekil 2.17. Toprak kaynaklı ısı pompasının çalışma düzeninin şematik gösterimi [62].

2.2.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Yararları ve Sakıncaları

TKIP’ları; alışlagelmiş ısıtma ve soğutma yöntemlerine seçenek oluşturma, yerel hava kalitesine katkı sağlama, enerji temin sorunlarını çözmeye yardımcı olma, enerji giderlerini azaltma, tasarım esnekliği sağlama gibi bir dizi yararları vardır. Bunun yanı sıra; ilk yatırımının daha yüksek olması, performansının; toprak ısı değiştiricisine ve ekipmana bağlı olması gibi sakıncaları da vardır.

2.2.3.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Yararları

- Yüksek Etkinlik ve Kararlı Kapasite

TKIPları uygun şekilde tasarlandığı zaman, çevrimlerdeki sıvı sıcaklığı, ekipmanın; alışlagelmiş hava kaynaklı ısı pompaları ve fosil yakıtlı düzeneklerden daha fazla yüksek

bir etki katsayısıyla ve ekonomik olarak işletilmesini sağlar. Soğuk su, sıcak hava yerine ekipmanın kondenserine beslenir, böylece kompresör daha düşük güç ihtiyacı gerektirerek, düşük soğutucu akışkan basınç farklarında işletilir. Isıtma modunda, dış havadan daha fazla sıcak olan sıvılar, evaporatördeki (buharlaştırıcıdaki) soğutucu akışkana ısı verirler. Bu ise; daha yüksek kapasite ve hava sıcaklığı sağlar. Çevrim sıcaklıkları, dış hava sıcaklıklarıyla çok az değişir. Bu yüzden kapasitesi kararlıdır. TKIP'ları, aynı zamanda, daha büyük yapılarda yaygın olarak kullanılan merkezi ve değişken-hava debili sistemlere kıyasla, çok daha küçük fan ve pompa enerjisi gerekli kılar.

- Konfor ve Hava Kalitesi

TKIP'ları, gizli soğutma kapasitesini içermeyen, yüksek etki katsayısı sağlarlar. "Yüksek etki katsayısının, kompresörün basma basıncının emme basıncına oranının azaltılmasıyla elde edildiğini" tekrar hatırlatmakta büyük yarar vardır. Dış hava sıcaklığı, basma basıncının daha düşük limitini gösterdiği için, bazı imalatçılar etkinliği yükseltmek için emme basıncını arttırmırlar. Bu; konfor ve iç hava kalitesi sorunlarını bir bütün haline getiren, zayıf nem almaya yol açar. Bu sorunlar, özellikle, yüksek dış hava gerektiren halk ve ofis binalarında artış gösterir. TKIP'larında sık sık, birçok uygulamada belirgin olan ayrı nem alma veya gizli ısı geri kazanım ekipmanı olmadan, nemlendirme sorunlarıyla etkin bir şekilde uğraşılır. TKIP'ları aynı zamanda, ısıtma modunda sıcak, konforlu hava verir.

- Basit Kontroller ve Ekipman

Karmaşık kontroller, konforu ve kısmi yükteki etkinliği sağlamak için gerekli değildir. TKIP'sı sistemin giderini düşürmek için, pahalı ve özel cihazların kullanılmaması önerilir. Her zonda, optimum konforu sağlamak için yerel olarak kontrol edilebilen ayrı bir ısı pompası vardır. Hava debisi, sabit hacimde olup, merkezi kontrol sadece su pompasındaki isteğe bağlı değişken hızlı sürücüdür. Günümüzde, gider açısından en etkin ve verimli ekipman, yüksek verimli kompresörleri, alışlagelmiş havalı serpantinleri, düşük sıcaklık yaklaşımı olan sulu serpantinleri, termostatik genişleme valfleri ve yüksek verimli fanları/motorları olan su/hava ısı pompalarıdır.

- Düşük Bakım Gideri

TKIP'ları, dış ünite olmadan kurulabilirler. Böylece, korozyon ve hava etkisiyle oluşan değişiklikler, olağan sorunlar değildir. Tüm ısı pompası ekipmanı, iç ünite şeklindedir. Ekipman, alışlagelmiş ekipmanla ortaya çıkan yüksek veya düşük soğutucu

akışkan basınçlarıyla asla karşı karşıya kalınmaz. Çoğu sistemde, yüksek bakımlı soğutma kulelerinden kaçınılabilir.

- Hiçbir İlave Isıtma İhtiyacı Gerektirmemesi

TKIP'larının kapasitesi her zaman, ticari ve kuruluşa ait yapılarda zon ısıtma ihtiyacını aşar. Isıtma modu, dönüşüm vanasıyla (termostatla) kolayca gerçekleştirilebilir. Isıtma etkinliği ve ekonomisi, alışlagelmiş ekipmandan üstündür.

- Düşük Giderli Su Isıtması

Çoğu ticari yapılarda (hatta soğuk iklimlerde) soğutma sistemiyle yutulan iç yüklerden ortaya çıkan atık ısı söz konusudur. Bu atık ısı, su ısıtma ihtiyaçlarını karşılamak için, TKIP'larıyla kolayca pompalanabilir. Bu; seçilen ısı pompalarındaki ısı geri kazanım serpantinleriyle veya bu amaçla kullanılan su/su ısı pompalarıyla yapılabilir. Gideri çok düşük olan ısıtma yöntemine ilaveten, ısı geri kazanımıyla, toprak ısı değiştiricisi için gerekli olan boyut azaltılabilir. Çünkü; ısının çoğu, kritik soğutma modunda toprak ısı değiştiricisine girmeden önce çekilir.

- Hiçbir Dış Ünite Ekipmanı Gerektirmemesi

Çoğu TKIP'larında, göze hoş görünmeyen dış ünite gerekli değildir. Böylece, diğer kullanımlar için boş hacim sağlanır ve alışlagelmiş dış üniteyle oluşabilecek emniyet sorunları ile olası zararlar ortadan kaldırılır. Bu özellikle, okul uygulamalarında büyük önem taşır. Çünkü; çocukların dış üniteye girişini kısıtlamak için özel önlemlerin alınması gereklidir. Servis bakımından iç üniteli ısı pompalarına, genellikle kolayca ulaşılabilir.

- Paket Şeklinde Soğutucu Ekipman

Su/hava ve su/su ısı pompalarının, kendi içinde bulunan soğutma sistemleri vardır. Bu; soğutucu akışkanın uygun olmayan saha doldurması veya bağlantıları nedeniyle, soğutucu akışkanın sızma ve arıza yapma olasılığını azaltır. Bu paket üniteler, aynı zamanda, alışlagelmiş ekipmanın soğutucu akışkan ihtiyacının sadece %20 - %70 ini gerektirirler.

- Çevre Dostu

EPA raporuna göre, TKIP'ları; "analiz edilen tüm teknolojilerin en düşük CO₂ emisyonları ve en düşük toplam çevre giderleri" olarak tanıtılmaktadır, iyi tasarlanan ve kurulan TKIP'larının etkinliğinin artması, gerekli olan enerji miktarını azaltır. Böylece, bundan kaynaklanan kirleticiler ve diğer emisyonlar azaltılır.

- Tasarım Esnekliği

TKIP'ları önemli ölçüde esneklik sağlarlar. Çünkü; değişik boyut ve yerleşim

şekillerinde tasarlanabilir. Isı pompaları, çatı arası boşluğa veya küçük mekanik odalara konulabilir. Yapıda oturanların veya zon yükleri değişince, ilave bir ekipman veya daha büyük ısı pompaları eklenebilir.

- Düşük Talep Karakteristikleri

Yurt dışında, soğutmada ticari yapılarda kullanılan ekipman türlerine göre, kW/ton olarak talep azaltmaları söz konusudur.

- Mükemmel Ömür Gideri

TKIP'lerinin ilk yatırımı yüksek olmasına rağmen, bir yapım-kullanım ömrü gider hesabı yapıldığı zaman, TKIP'larını belirgin olarak öncü kılan üç karakteristik ortaya çıkar: (i) Enerji ve talep giderlerinin düşük olması, (ii) Bakım giderinin düşüklüğü ve (iii) Ekipman ömrünün uzatılması.

- İlerleme İçin Çarpıcı Potansiyel

Tasarımcılar ve ekipman imalatçıları, daha çok TKIP'nın performansının yararı üzerinde odaklanmıştır. Oysa, standart ekipman etkinliği, imalat giderlerinde önemli artışlar olmadan çarpıcı bir şekilde iyileştirilebilir. Sıcak su üretimi, soğutma ekipmanı entegrasyonu ve ısı depolama kullanımı, tam olarak araştırılmayan konulardır.

2.2.3.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Sakıncaları

- İlk Yatırım Giderinin Daha Yüksek Olması

Konaklama: Yatırım gideri, daima standart merkezi ekipmanın giderinin iki katıdır.

Ticari: Çatı üstü tek zonlu, sabit hava hacimliden % 20 - % 40 daha yüksektir.

Multizonlu veya merkezi iki borulu soğutulmuş sulu sistemden % 0 - % 20 daha yüksektir.

Dört borulu olandan % 0 - % 20 daha düşüktür.

- Performansın, Toprak Isı Değiştiricisine ve Ekipmana Bağlı Olması

Birçok kişi, sistem "jeotermal" olduğu için, daha iyi olması gerektiğini farz ediyor. Deneyimi olmayan kişiler ise, gideri yüksek ekipman olarak tanımlıyor ve toprak ısı değiştiricisinin tasarımı ile montaj kalitesi nasıl olursa olsun, yüksek performansta işletilmesini bekliyor. Toprak ısı değiştiricisi giderleri aşırı görüldüğü zaman bilinen başka bir uygulamaya göre, düşük kaliteli ısı pompaları ve adi su dolaşımli sistemler olarak belirtiliyor.

- Nitelikli (Ehliyetli) Tasarımcıların Sayısının Sınırlı Olması

HVAC tasarımcıları; daralan konstrüksiyon bütçeleri, artan standart istemleri ve giderek çoğalan yasal sorumluluk arasında sıkışmış durumdadır. Genellikle yapmak istedikleri son şey, "yeni" bir şeyi denemektir.

- Nitelikli Müteahhitlerin Sayısının Sınırlı Olması

Uzman toprak ısı değiştiricisi müteahhidi olmak için gerekli olan ekipman ve zamana yapılan yatırım önemlidir.

- HVAC Ekipmanı Satıcı Karının Az Olması

TKIP'lerinin satıcılar bakımından çekiciliği düşüktür. Bununla beraber, TKIP'lerinin basitliği, bu konuda çalışan mühendisi daha fazla bağımsız kılmaktadır. Böylece, ekipman satıcıları için iş başına toplam kar daha az olup, alışlagelmiş ekipmanı satmak genellikle daha fazla yararlıdır [62].

Ayrıca, Tablo 2.1'de; toprak ısı değiştiricisinin tipine göre, TKIP'lerinin yararları ve sakıncaları verilmektedir.

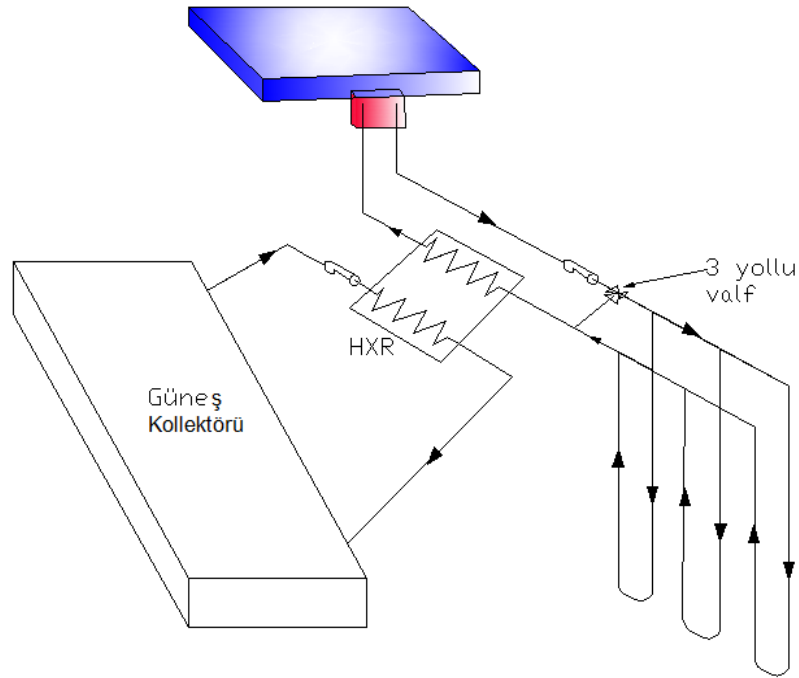
Tablo 2.1. TKIP'lerinin ısı değiştiricisi tipine göre yararları ve sakıncaları [62].

SİSTEMLER	YARARLARI	SAKINCALARI
Yatay Toprak Isı Değiştiricinin Isı Pompası	• Enerji tüketimi düşük • İşletme giderleri orta • Performansı hava/hava sistemlerden daha iyi	• Kuru toprak, sudan daha az ısı kaynağı/ısı kuyusu • İlk yatırımı yüksek • Kaçakları bulmak ve onarmak zor • Pompalama giderleri • Çok fazla açık alan gerektirmesi
Düşey Toprak Isı Değiştiricinin Isı Pompası	• Enerji tüketimi düşük • İşletme giderleri orta • Performansı, hava/hava sistemlerden daha iyi	• Kuru toprak, sudan daha az ısı kaynağı/ısı kuyusu • İlk yatırımı yüksek • Kaçakları bulmak ve onarmak zor • Pompalama giderleri • Derin kuyular çukur kazmaktan çok daha pahalı
Yüzey Suyuna Daldırılmış Isı Pompası	• Enerji verimli • İşletme giderleri orta • İlave ısı gerekmeyebilir • Isı kaynağı/kuyu sıcaklıkları göreceli olarak sabit • Hava kaynaklı ısı pompasında olduğu gibi, defrost çevrimi gerektirmez	• Uygun su yerleri (göl, havuz gibi) sınırlı • Sistemin tıkanması, kirlenme, kabuklanma veya korozyon • Akıntı veya dalga etkisi, cihaza zarar verebilir • İlk yatırımı yüksek • Pompalama gideri

2.3. Güneş Enerjili Isı Pompaları

Kuzey iklimlerde ısı yükü, toprak ısı değiştirici uzunluğunu azaltmak için güneş enerjili ek bir sistem gerektirebilir. Güneş kollektörleri, sıcak su için tasarlanabilir ve Şekil 2.18'deki gibi, toprak serpantin çevrimine (ısı değiştirici vasıtasıyla veya direkt olarak) yerleştirilebilir. Paneller, ısı transfer akışkanına ek bir ısı sağlar. Bu tip, gerekli toprak serpantin ölçüsünü azaltır ve daha yüksek sıcaklıklı ısı transfer akışkanı sağlayarak ısı pompası verimliliğini artırır.

Buhar enerjisine dayalı üç çeşit ısı sistemi tasarısı geliştirilmiştir. Seri sistemlerde; ısı pompası enerjisi güneş enerjisi ile ısıtılan ısı depodan alır. Paralel sistemde ise; ısı pompası enerjisi dış atmosferden alır. Çift kaynaklı sistemde ise; seri ve paralel sistemlerin bir karışımı olarak ısı pompası enerjisi ile ısıtılan ısıl depodan veya atmosfer havasından alır.



Şekil 2.18. Güneş enerjisi destekli ısı pompası [92].

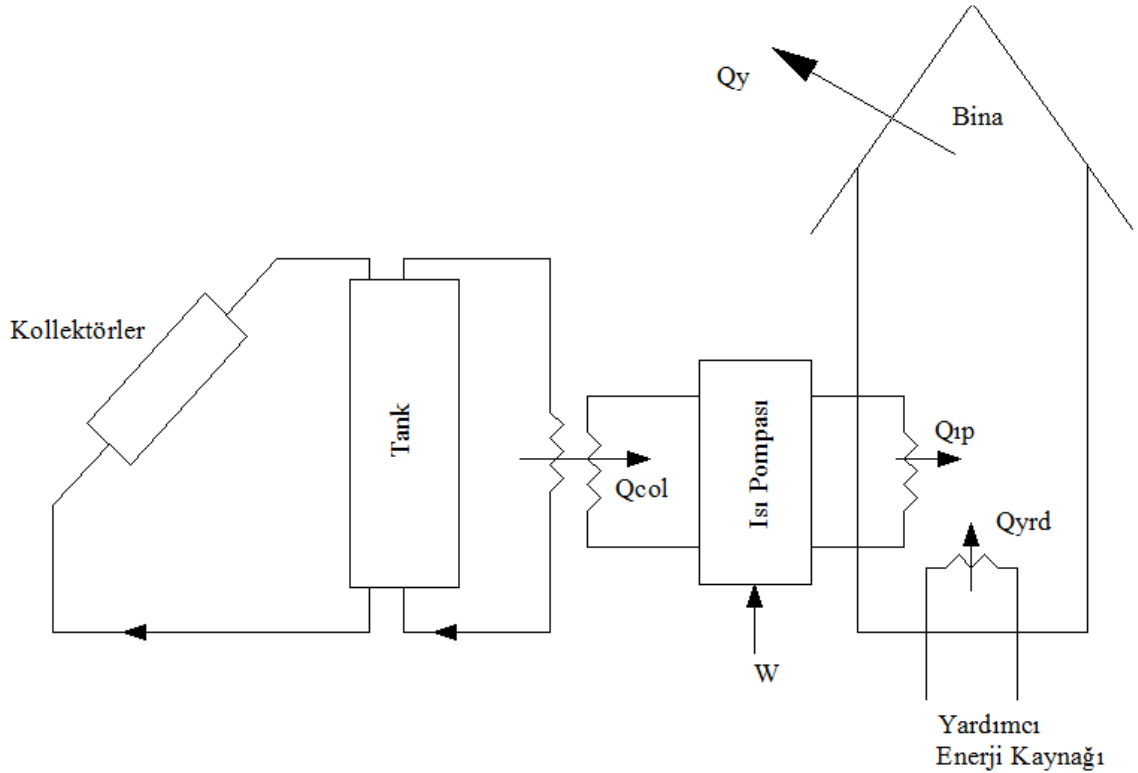
2.3.1. Seri Kaynaklı Isı Pompaları

Şekil 2.19'da görüldüğü gibi seri sistemler, bir güneş enerjisi toplayıcısı, bir enerji deposu, ısı pompası, su soğutucusu, ısı değiştiricisi, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve sirkülasyon pompası ile diğer ekipmanlardan oluşur.

Seri sistemde sıcak su güneş kolektörlerinden gelir ve depolama tankına gider. Depolama tankı, metal malzemeden yapılmış ve ısı yalıtımının sağlanabilmesi için cam yünü ile izole edilmiştir.

Kaygusuz vd., depolama tankının içerisinde Kalsiyum Klorür (CaCl_2) kullanılmıştır. Depolama tankında, ısı enerjisinin bir kısmı depoda bulunan P.C.M. (Faz değiştirme materyali)'ye bırakılır. Daha sonra ısı pompasının su kaynaklı buharlaştırıcısı tarafından ısı kaynağı olarak kullanılır. Su sirkülasyon pompası ile güneş kolektörlerine gönderilir. Bununla birlikte; gece ve bulutlu günlerde ısı pompası buharlaştırıcısından gelen suyun sıcaklık azalışında, su güneş kolektörleri yerine enerji depolama tankına gönderilir. Soğuk su depodaki P.C.M.'den buharlaştırıcı için gerekli ısı enerjisi alır. Almış olduğu enerjiyi ısı kaynağı olarak kullanmak için buharlaştırıcıya gönderir. Böylece gece ve bulutlu günlerde tanktaki depolanmış enerji, ısı pompası için enerji kaynağı olarak kullanılabilir [92].

Isıl enerji depo ile kullanılan güneş enerjisi destekli seri ısı pompalarının avantajları; ısı pompası β 'nin ve kolektör verimliliğinin artışıdır.



Şekil 2.19. Seri kaynaklı ısı pompaları [92].

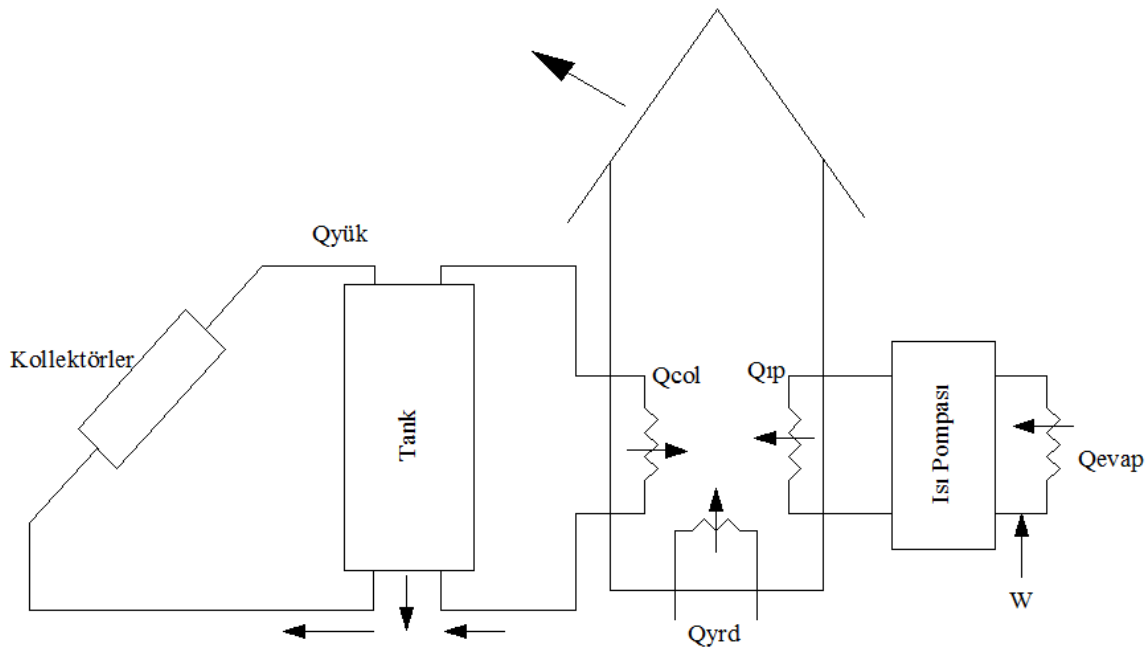
2.3.2. Paralel Kaynaklı Isı Pompaları

Paralel güneş ısı pompa sistemleri için ilk olarak Audit, tarafından proje tasarımı gerçekleştirilmiştir. Sistem Şekil 2.20'de gösterilmiştir. Geleneksel ya da sıvı güneş sistemleri, su ısıtma ve ev ısıtmak için kaynak olarak kullanılmaktadır.

Havadan havaya ısı pompaları yardımcı ısıtma kullanılarak gerçekleştirilir. Yardımcı kaynak olarak ya elektrik ya da fosil yakıtlar kullanılır.

Isı pompaları bu sistemde enerjiyi yalnızca atmosfer havasında alır. Depolama sıcaklığının derecesi, güneş enerjisinin depolanma sıcaklığını gösterir ve direkt olarak sistem için gerekli enerjiyi sağlar. Buna karşılık seri ve karışık kaynaklı sistemlerde enerji ısı pompası tarafından sık sık absorbe edilerek çekilir ve depo sıcaklığı direkt güneş ısıtması için istenen değerinin altında kalır.

Eğer sistemin güneş sistemi bölümü olmasa idi, sistem bağımsız tek başına havadan-havaya ısı pompası olurdu. Alan(yer) ısıtılmasında ana(temel) kaynak olurken, fosil yakıt ya da elektrik enerjisi yer ısıtılması ve su ısıtılmasında destekleyici kaynak olacaktır.



Şekil 2.20. Paralel kaynaklı ısı pompaları [92].

Paralel ısı pompası sistemi iki ana parçanın birleşimidir. Güneş sistemi ve paralel ısı pompası sistemi, bu sistem içerisinde de sudan havaya ısı değiştirici, ısı kaynağı olarak

güneş enerjisini kullanırken, ısı pompası da enerji kaynağı olarak atmosfer havasını kullanır. Kendi enerjilerini ayrı ayrı yüke verirler. Güneş enerjisi mümkün olabilecek ısı ihtiyacının çoğunu kullanım için karşılar. Böylece sistemde toplam kullanabilir enerji, iki farklı sistemden (Güneş enerjisi ve ısı pompa sistemi) çıkan enerjilerin toplamıdır.

2.3.3. Çift Kaynaklı Isı Pompaları

Seri ve paralel kaynaklı ısı pompalarının bir karışımı olarak görünmektedir. Çift kaynaklı sistemde ısı pompası iki buharlaştırıcıya sahiptir. Bir tanesi su kaynaklı buharlaştırıcı, bu eleman depo tankına spiral olarak yerleştirilmiştir. Diğeri de hava kaynaklı buharlaştırıcıdır. Atmosfer havasını rahatça alabilecek ortama yerleştirilmiştir.

Bunlar ısı kaynağı olarak ya atmosfer havasını ya da toplanan güneş enerjisini kullanırlar. Sistemin COP' sinin yüksek oluşu da bu durumun bir sonucudur.

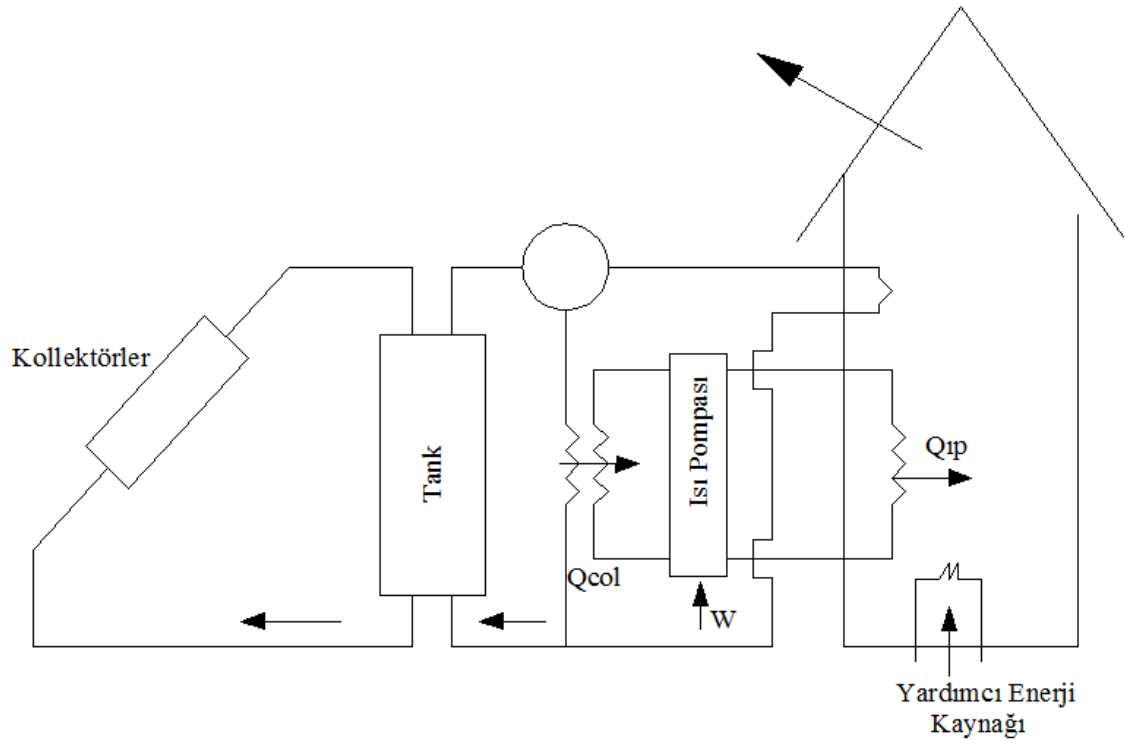
Karışık (çift) kaynaklı sistemde 3 ısıtma modu vardır. Şekil 2.21'de gösterilen çift kaynaklı ısı pompası sistemi direk güneş ısıtma modunda yapılmıştır. Bu sistemde önceden belirlenen kontrol sıcaklığına göre (303 K) depo tankının sıcak olması gerekmektedir. Ev ısıtılmasında direkt olarak kullanılır. Bu durumda ısı pompası kapalıdır. Fazla güneş enerjisi depoda toplanmaya başlar.

Tank sıcaklığı kontrol değerinin altında olduğu zaman bile atmosfer sıcaklığından daha yüksektir. Akışkan depo tankından buharlaştırıcıya pompalanır ve ısı kaynağı olarak kullanılır. Ev ısıtma yükünün büyüklüğüne bağlı olarak güneş enerjisi sıcak su deposunu toplanır.

Tank sıcaklığı ya minimum ya da atmosfer sıcaklığından daha az olduğu zaman, atmosfer havası buharlaştırıcı için ısı kaynağıdır. Yardımcı ısıtıcıya ihtiyaç duyulduğunda elektrikli ısıtıcıdan yararlanılır.

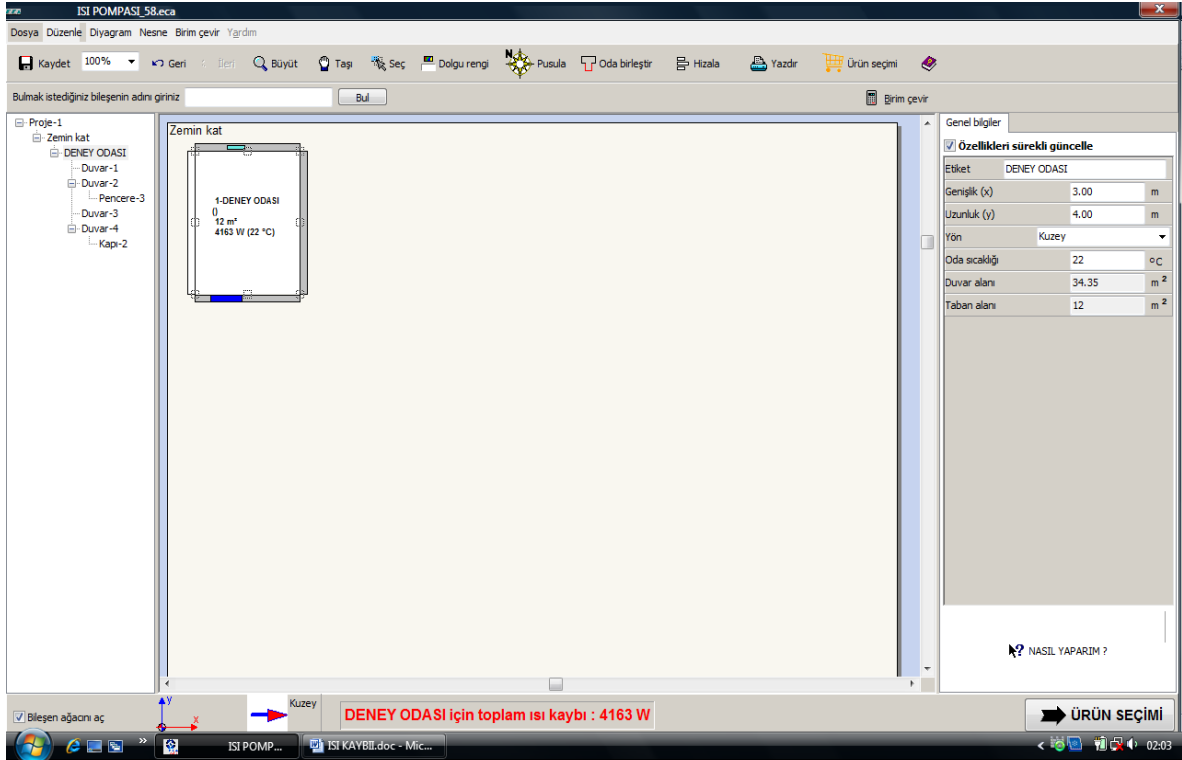
Karışık kaynaklı ısı pompaları, seri ve paralel güneş enerjisi destekli ısı pompalarının en önemli avantajlarını sağlamaktadır.

Güneş enerjisi destekli ısı pompaları üzerinde yapılan analizlerde, aynı kollektörün, geleneksel güneş sistemi ile paralel sisteminin sezonsal kollektör performansının eşit olduğunu göstermektedir. Seri ve çift kaynaklı sistemlerde de aynı eşitlik söz konusudur. Geliştirilmiş toplama verimliliği, güneş kaynaklı ısı pompasının kapasitesinin bir sonucudur. Seri ve karışık (çift) kaynaklı ısı pompalarında düşük kollektör ısı ve ortalama depo sıcaklığı düşmektedir [92].



Şekil 2.21. Çift kaynaklı ısı pompaları [92].

Isıtılacak odanın taban alanı (4x3 m) 12 m² olan yalıtımsız duvarlı ve odanın üstü terastır. Oda nın ısı kaybı hesabı EMAS Makina Sanayi A.Ş. tarafından hazırlanan E.C.A. V2.0 ısı hesap programı ile yapılmıştır [93]. Isıtılacak odanın ve ortamın özellikleri programda girilerek ısı kaybı çizelgesi oluşturulmuştur. Isıtma yapılacak odanın ısı kaybı 4099 W olarak bulunmuştur. Şekil 3.2 programda oluşturulan proje bilgilerinin genel görünüşünü, Şekil 3.3’de ısı kaybı çizelgesini göstermektedir.



Şekil 3.2. Proje bilgilerinin genel görüntüsü

Rapor önizleme penceresi

Şekil 3.3. Isı kaybı çizelgesinin görüntüsü

3.2. Ekipman Seçimi

3.2.1. Kompresör

Kompresör hermetik tipte imal edilmiş olup R-22 gazı ile çalışmaktadır. İmalatçı firmadan alınan kompresör özellikleri aşağıda verilmiştir.

Marka: Bristol Hermetik Kompresör

Tipi: H24B24QABHB

Kapasitesi: 19900 BTU/h

Gaz: R-22

Motor Gücü: 2190 W

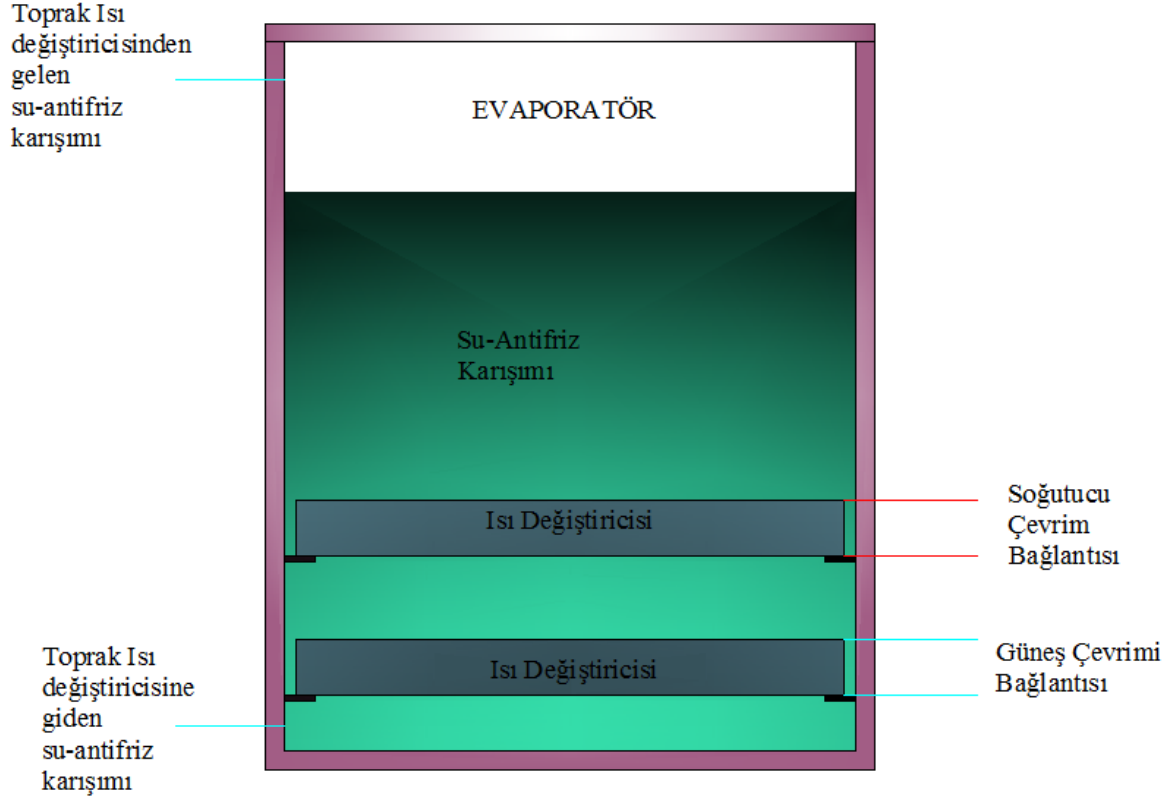
3.2.2. Evaporatör

Evaporatör olarak 50x50x70 cm boyutlarında 0.50 mm kalınlığında galvanizli sacdan üstü açılabilir bir ısı enerji deposu yapılarak bu deponun etrafı XPS yalıtımla izole edildi. Deponun altına içinde güneş kolektörlerinden gelen su-antifriz karışımının dolaştığı Buz Çelik firmasının BK 16x35 modeli, 16.27 m²'lik yüzey alanına sahip, kapasitesi 6535 kcal/h olan bir ısı değiştiricisi yerleştirildi. Bu ısı değiştiricisinin üstüne de soğutucu akışkan çevriminin gerçekleştiği ve birbirine temas etmeyecek şekilde aynı marka ve kapasitede bir ısı değiştiricisi daha yerleştirildi. Daha sonra deponun içi su-antifriz karışımıyla doldurulup toprak ısı değiştiricisine bağlantısı yapılarak, toprak ısı değiştiricisinde depo içindeki su-antifriz karışımının sirküle edilmesi sağlandı. Yani imal edilen evaporatör, içinde su-antifriz karışımı bulunan depo içine yerleştirilen 2 tane ısı değiştiricisinden oluşmaktadır. Şekil 3.4 evaporatörün ayrıntısını göstermektedir.

3.2.3. Kondenser

Buz Çelik firmasının BK 16x35 modeli, 16.27 m²'lik yüzey alanına sahip, kapasitesi 6535 kcal/h olan hava soğutmalı kondenser (yoğusturucu) kullanılmaktadır. Kondenserin ön tarafına da Fantech marka 150 W gücünde bir fan yerleştirilerek kondenser üzerinden iç ortam havasını emerek ısıtıp yine iç ortama göndermektedir. Fanın üzerinede bir voltaj

ayarlayıcı takılarak fanın devir sayısı değiştirilebilmiştir. Fanın debisi 0.73 kg/s'dir. Şekil 3.5'de kondenser ve fanın birlikte görünümü verilmektedir.



Şekil 3.4. Evaporatörün ayrıntılı çizimi



Şekil 3.5. Kondenser ve fanın birlikte görünümü

3.2.4. Sirkülasyon Pompası

Toprak altı çevrimde TID (toprak ısı değiştiricisi) içindeki su-antifriz karışımını (salamurayı) evaporatöre getiren sonra tekrar TID'ye götüren 1 adet sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Güneş enerjisi çevriminde de su-antifriz karışımını (salamurayı) evaporatör ve güneş kollektörleri arasında dolaştırmak için bir adet sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Kullanılan sirkülasyon pompasının özelliği aşağıda verilmiştir.

Marka: Best Pump

Tipi: PR 53

Motor Gücü: 370 W

3.2.5. Su Sayacı

Deney düzeneğinde, TID'de dolaşan su-antifriz karışımının debisini ölçmek için 2 adet ve güneş kollektörlerine giden suyun debisini önlemek için de 1 adet olmak üzere Teksan firmasının ürettiği ortalama debisi su için $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ olan 3 adet su sayacı kullanılmıştır. Ayrıca debileri ayarlamak ve yatay ve dikey slinky TID'lerini ayrı ayrı çalıştırabilmek içinde 2 adet vana kullanılmıştır. Yatay ve dikey slinky TID'lere giriş hattındaki su sayaçları ve vanalar Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.6. TID girişlerindeki su sayaçları ve vanalar

3.2.6. Kılcal Boru

Kılcal boru, kısma vanası olarak kullanılmıştır. Düşük maliyet, oynak parça olması gibi nedenlerden dolayı seçilmiştir.

3.2.7. Dört Yollu Vana

Dört yollu vana, sistemin yaz ve kış şartlarında çalışmasını sağlar. Seçim, tamamen sistemde konulacağı yerin boru çapına bağlı olarak, gerekli giriş ve çıkış çapına sahip dört yollu vana seçilmiştir.

3.2.8. Güneş Kollektörleri

Deney seti için piyasa standart olarak bulunabilen 90x190 cm boyutlarında, 12 borulu ve alüminyum plakalı 6 adet düzlemsel güneş kollektörü kullanılmıştır.

3.2.9. Su-Antifriz Karışımı (Salamura)

Topraktaki ısının ısı pompasına veya ısı pompasından toprağa taşınması TID’de dolaştırılan bir akışkan ile olur. Su, termodinamik ve ekonomik bakımdan oldukça uygun bir akışkandır. Ancak donma sıcaklığının 0 °C olması bir çok uygulamada problem teşkil eder. Özellikle toprak sıcaklığının düşük olduğu bölgelerde, donma problemine karşı, donma sıcaklıkları daha yüksek olan akışkanlar tercih edilir.

Sistemin güneş ve toprak kısmında kullanılan akışkan için, akışkanın ağırlıkça %20 oranında etilen glikol katılmıştır.

3.3. Toprak Kazı İşlemi ve TID borularının Hazırlanması

3.3.1. Toprak Kazı İşlemi

TID yerleştirilmesi için 1 m genişliğinde, 2 m derinliğinde 15 m uzunluğunda 2 adet çukur kazıldı. Çukurlardan birine yatay slinky, diğerine de dikey slinky TID yerleştirildi. Çukurun kazılırken ki resmi Şekil 3.7’de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Toprak kazı işlemi

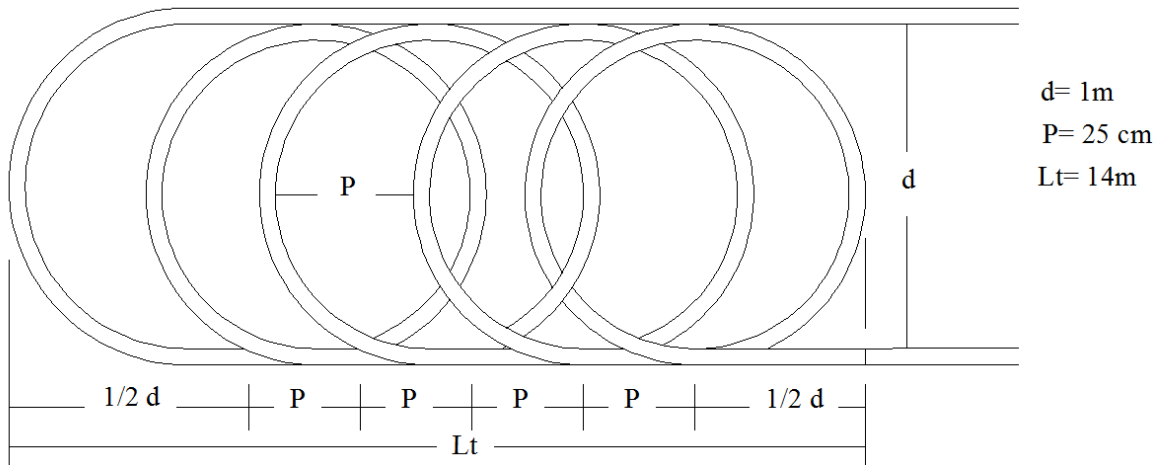
3.3.2. TID Borularının Hazırlanması

8 kW 'lık ısıtma yükü için en az 320 m uzunluğunda slinky döngü gereklidir [99]. Çalışmamızda gerekli ısı yükünü sağlayabilmek için 150 m boru kullanılmıştır.

Toprak altına TID borusu olarak 40 mm'lik Polietilen SDR-11 boru kullanılmıştır. Polietilen SDR-11 borular 100 m'lik kangal borular halinde alındı. Kangal borulara slinky konfigürasyon çukurların dışında verildi. Slinky konfigürasyonda, 50 tane slinky döngü ve her döngü arasında 25 cm mesafe ve döngü çapı da 1 m olacak şekilde ayarlanmıştır. Döngülerin bozulmaması içinde borular belirli mesafelerde plastik klipslerle tutturulmuştur. Slinky konfigürasyonun çukur dışında oluşturulması Şekil 3.8'de gösterilmiştir. Slinky konfigürasyonun ayrıntısı da Şekil 3.9'da gösterilmektedir.



Şekil 3.8. Slinky konfigürasyonun çukur dışında oluşturulması



Şekil 3.9. Slinky konfigürasyonun ayrıntılı şekli

Çukur dışında oluşturulan birbiriyle aynı boyutlardaki iki tane slinky konfigürasyonlardan biri yatay diğeri de dikey olarak çukurlara yerleştirildi. Yatay ve dikey slinky konfigürasyonlu TID'lerin çukur içine yerleştirilmeleri Şekil 3.10'da gösterilmektedir.



Şekil 3.10. Yatay ve dikey slinky konfigürasyonlu TID'lerin çukur içine yerleştirilmesi

Şekil 3.10'dan da görüleceği gibi slinky döngünün bittiği noktadan itibaren toprak altından başlanarak TID'nin depoya bağlantı noktasına kadar borular yalıtılmıştır. Toprak sıcaklıklarını ölçebilmek için de çukurun çeşitli noktalarına probler yerleştirildi. Daha sonra döngülerin üstü elenmiş ince toprakla örtüldükten sonra geriye kalan kısımlar kazı sırasında çıkan toprakla doldurularak çukurlar kapatıldı. Dikey TID'nin toprakla doldurulma aşamaları Şekil 3.11 ve Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Dikey TID'in toprak dolguyla doldurulması



Şekil 3.12. Dikey TID'in toprak yüzeyine olan mesafesi

3.4. Güneş Enerjisi Kısımının Hazırlanması

Evaporatör içinde bulunan güneş ısı değıştiricisine bağlantılı olarak 6 adet güneş kollektörü binanın çatısına 38° açı yapacak şekilde yerleştirildi. Güneş kollektörlerinden elde edilen enerjinin kapalı çevrim ile evaporatöre verilmesi planlanmıştır. Ayrıca güneş kollektörlerinin üstüne bir genişleme deposu da yapılmıştır. Güneş kollektörlerinde su-antifriz karışımı 0,2 kg/s debi ile sirküle edilmiştir. Güneş kollektörlerinin ve genişleme deposunun bina üzerindeki genel görünümü Şekil 3.13’de verilmiştir.



Şekil 3.13. Güneş kollektörlerinin ve genişleme deposunun bina üzerindeki genel görünümü

3.5. Isı Pompası Sisteminin Kurulması

Isı pompası sisteminin tamamlanabilmesi için toprak ve güneş kısmının ısı pompası tesisatı (soğutucu akışkan çevrimi) ile birbirine bağlanması gerekmektedir. Toprak bağlantıda yatay ve dikey slinky TID'lerinde akışkanı sirküle etmek için 1 adet ve güneş bağlantısında da güneş kollektörlerinde akışkanı sirküle etmek için de 1 adet olmak üzere toplam 2 adet sirkülasyon pompası kullanılmıştır.

Sistemde güneş ve toprak kısmında dolaştırılacak akışkanın debisini ayarlayabilmek için vanalar ve akışkanın debisini ölçebilmek için de 3 adet su sayacı kullanılmıştır. Güneşten ve topraktan gelen su-antifriz karışımının bağlantısı ısı pompasına yapıldı. Güneşten gelen su-antifriz karışımı depo içindeki ısı değiştiricisinde kapalı çevrimde, topraktan gelen su-antifriz karışımı depo içinde açık bir çevrim ile sirküle edildi. Isı pompası (soğutucu çevrim) çevrimi de evaporatör içindeki ısı değiştiricisi vasıtasıyla kapalı çevrimde çalışmaktadır. Isı pompası çevrimini oluşturan kompresör, kondenser, kılcal boru ve evaporatör kısımlarının bağlantıları bakır borularla uygun bir teknikle kendi yerel imkanlarımızla yapılmıştır. Daha sonra ısı pompası çevrimine Freon-22 gazı doldurularak sistem test edilmiştir. Kondenser üzerine de bir fan yerleştirilerek kondenserden alınan ısı odaya fan yardımıyla atılmıştır. Isı pompası sisteminin genel görünümü Şekil 3.14'de gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Isı pompası sisteminin genel görünümü

Ayrıca sisteme bir dijital kontrol cihazı bağlandı. Dixell marka dijital termostat XR0ICX ile, oda sıcaklığı ve depo sıcaklığına göre kompresörün çalışıp durması, güneş kollektörlerinde sıcaklık belli bir seviyeye geldiğinde güneş kollektörleri hattında bulunan sirkülasyon pompasının çalışması ya da toprak ısı değıştirgeci hattındaki sirkülasyon pompasının çalışması sağlandı. Ayrıca bu cihaz sayesinde istediğimiz sıcaklıklara göre, istediğimizde güneş, istediğimizde toprak enerjili olarak ısı pompasını çalıştırma ya da hem güneş hem de toprak enerjili ısı pompası olarak ikisini birlikte çalıştırabilme imkanı bulduk. Bu cihaz sayesinde oda sıcaklığını da istenilen seviyede tutulabildi. Bu cihazın resmi Şekil 3.15’de verilmiştir.

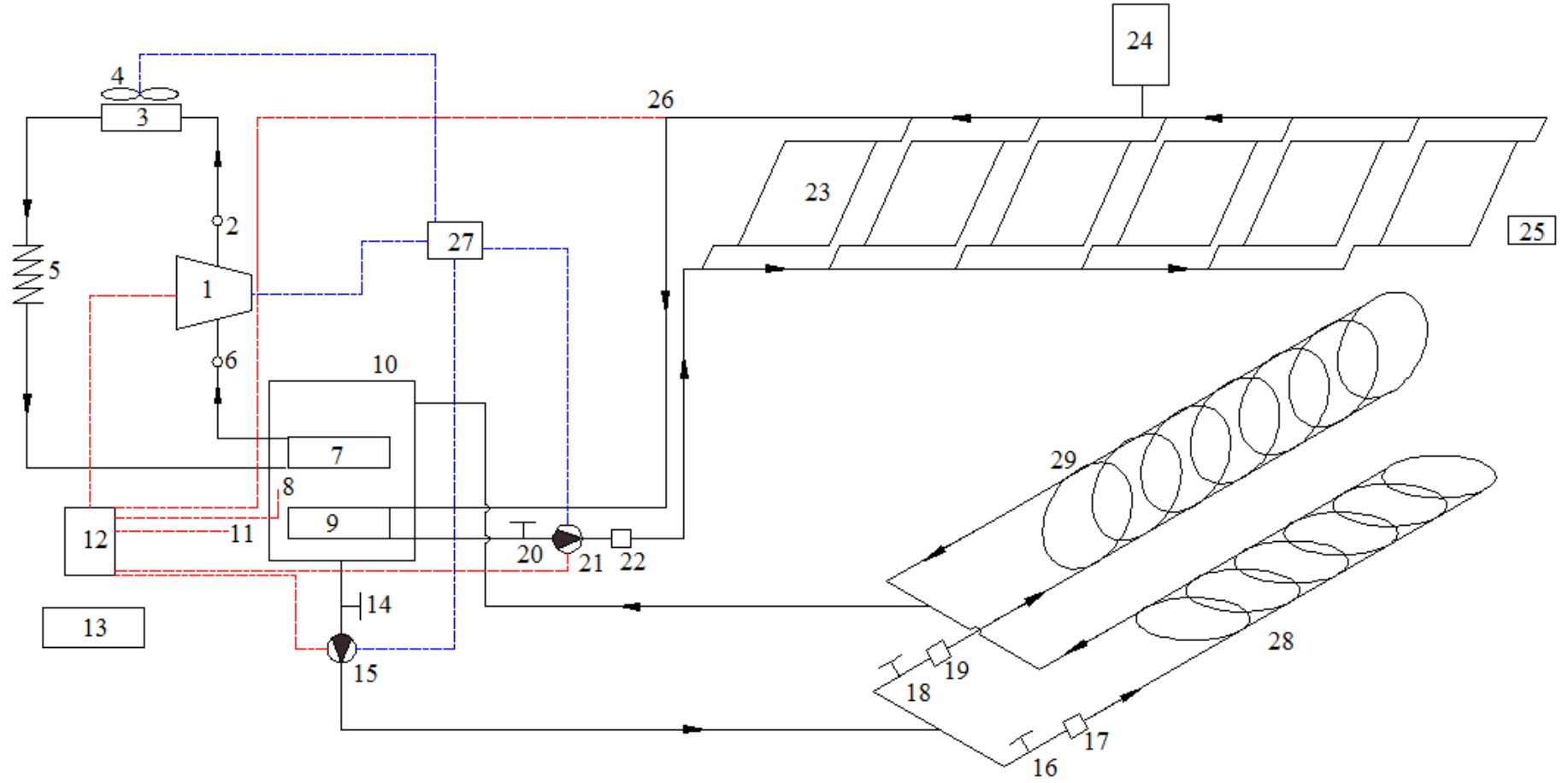


Şekil 3.15. Dijital termostat XR0ICX

Güneş ve toprak enerjili ısı pompası sisteminin ayrıntılı şematik diyagramı da Şekil 3.16’ da gösterilmiştir. Diyagram üzerindeki noktaların açıklamaları da Tablo 3.1’de verilmiştir.

Tablo 3.1. Diyagram üzerindeki noktaların açıklamaları

1	Kompresör	8	Depo sıcaklığını ölçen sensör
2,6	Manometre	11	Oda sıcaklığını ölçen sensör
3	Kondenser	26	Kollektör çıkış sıcaklığını ölçen sensör
4	Fan	10	Evaporatör
5	Kılcal Boru	12	Dijital termostat XR0ICX
7,9	Isı Değiştiricisi	13	Veri Kaydedici (Data Logger)
14,16,18,20	Vana	17,19,22	Su sayacı
15,21	Sirkülasyon Pompası	27	Enerji Analizörü
23	Güneş Kollektörü	28	Yatay Slinky TID
24	Genleşme Deposu	29	Dikey Slinky TID
25	Solarimetre		



Şekil 3.16. Güneş ve toprak enerjili ısı pompası sisteminin ayrıntılı şematik diyagramı

4. DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Deney Esnasında Yapılan Ölçümler

Deneyisel veriler belirli aralıklarla alınmıştır. Deneylerde aşağıdaki ölçümler yapılmıştır.

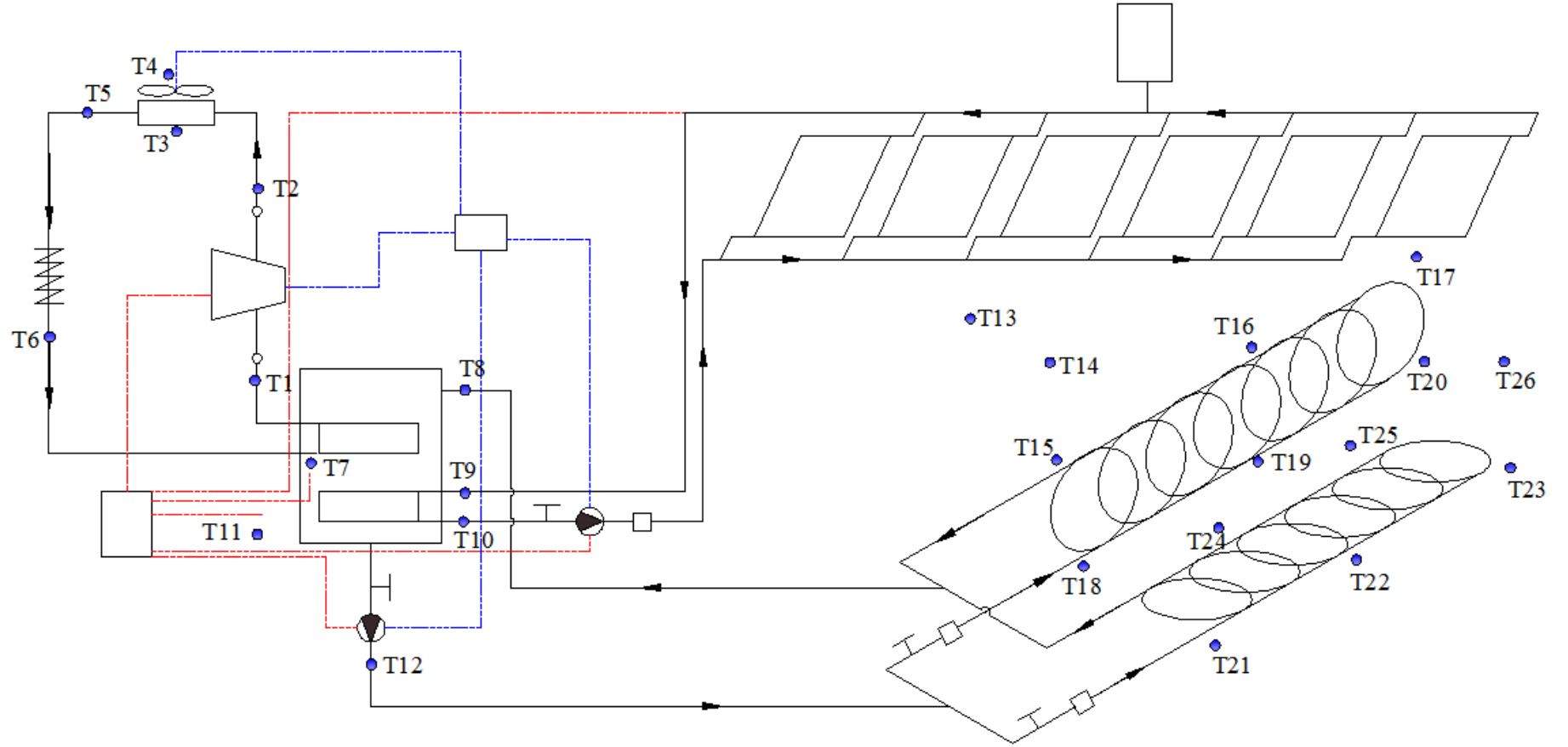
- Sıcaklık
- Debi
- Basınç
- Güç
- Güneş ışıınımı

4.1.1. Sıcaklık Ölçümü

Deney sırasında deney setinin çeşitli noktalarına yerleştirilen T tipi Cu-Co ısıl çiftler yardımıyla; soğutucu akışkan, sistemde dolaşan su-antifriz karışımı, sıcak su sıcaklıkları, farklı derinliklerdeki toprak sıcaklıkları ile iç ortam ve dış ortam sıcaklıkları ölçülmüştür. Toprak altına yerleştirilen ısıl çiftler için özel problar yapılmıştır. Bu probların resmi Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Sıcaklık ölçümlerinin yapıldığı noktalar deney seti üzerinde Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Deney seti üzerinde ölçüm alınan noktalar ve bu noktaların açıklamaları da Tablo 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.1. Toprak sıcaklığını ölçen prob

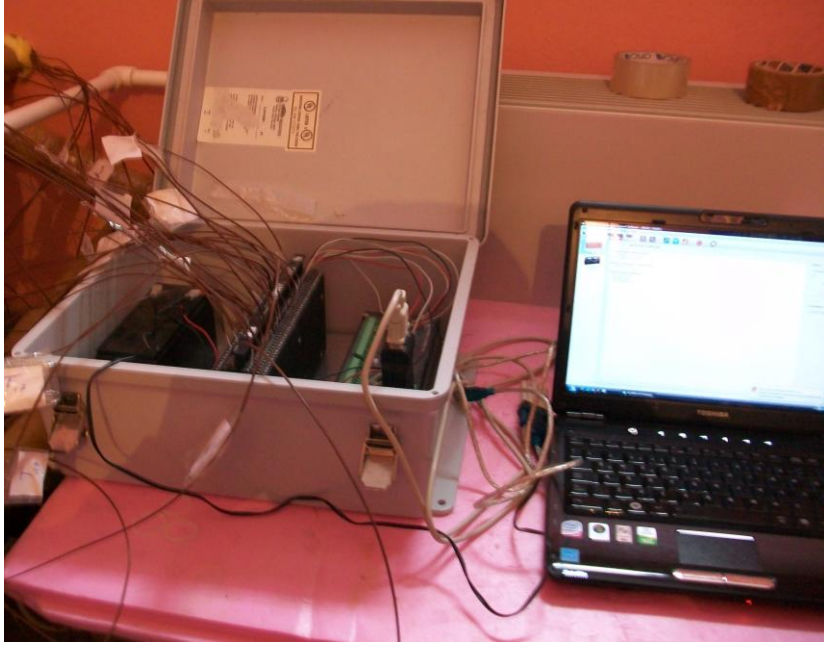


Şekil 4.2. Deney seti üzerinde sıcaklık ölçümünün yapıldığı noktalar

Tablo 4.1. Deney seti üzerindeki sıcaklık noktaları

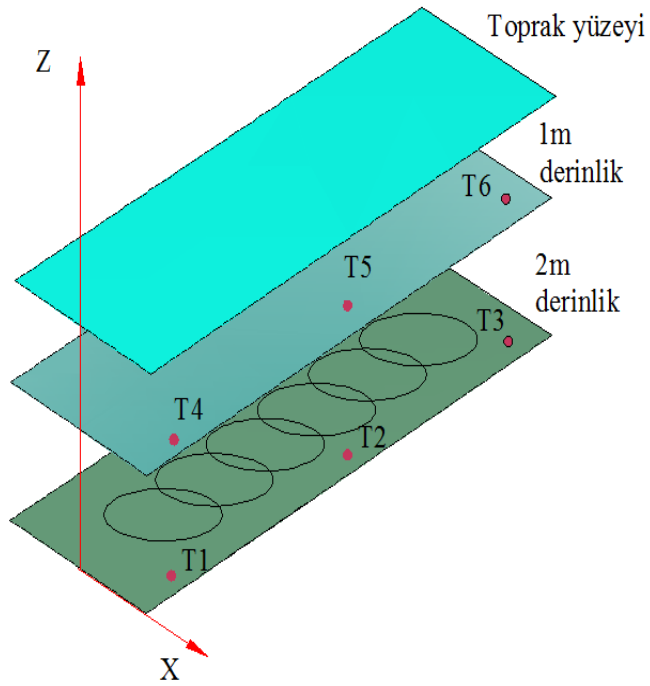
Nokta	Açıklama
T1	Kompresör Giriş Sıcaklığı
T2	Kompresör Çıkış Sıcaklığı
T3	Kondensere Hava Giriş Sıcaklığı
T4	Kondenserden Hava Çıkış Sıcaklığı
T5	Kondenser çıkış Sıcaklığı
T6	Kılcal Boru Çıkış Sıcaklığı
T7	Isı Pompası Deposu Sıcaklığı
T8	Topraktan Gelen Su-antifriz karışımının sıcaklığı
T9	Güneş Isı değiştiricisine Su-antifriz karışımının giriş sıcaklığı
T10	Güneş Isı değiştiricisine Su-antifriz karışımının çıkış sıcaklığı
T11	Ortam Sıcaklığı
T12	Toprağa giden Su-antifriz karışımının sıcaklığı
T13	Dış ortam sıcaklığı
T14	Toprak yüzey sıcaklığı
T15	1m derinlikte dikey slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T16	1m derinlikte dikey slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T17	1m derinlikte dikey slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T18	2m derinlikte dikey slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T19	2m derinlikte dikey slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T20	2m derinlikte dikey slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T21	2m derinlikte yatay slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T22	2m derinlikte yatay slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T23	2m derinlikte yatay slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T24	1m derinlikte yatay slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T25	1m derinlikte yatay slinky çukurundaki toprak sıcaklığı
T26	1m derinlikte yatay slinky çukurundaki toprak sıcaklığı

Deneylerde ölçülen sıcaklıklar CR10X marka veri kaydedici (data logger) ile kaydedilmiştir. Veri kaydedicinin ve bu kaydediciden verileri alan bilgisayarın resmi Şekil 4.3’de gösterilmiştir.

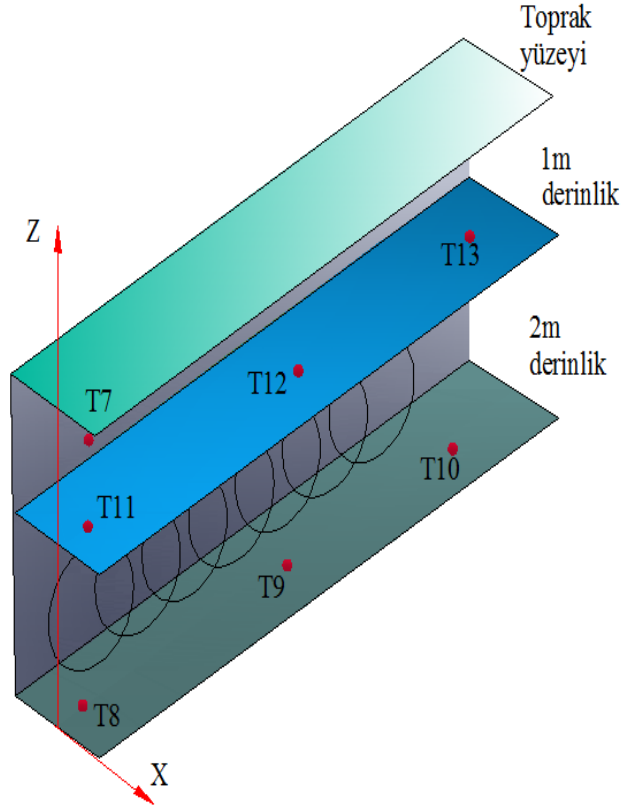


Şekil 4.3. Veri kaydedici ve bilgisayarın birlikte görünümü

Probların yatay slinky TID çukuruna yerleştirilme ayrıntıları Şekil 4.4’de, probların dikey slinky TID çukuruna yerleştirilme ayrıntıları da Şekil 4.5’de verilmiştir.



Şekil 4.4. Probların yatay slinky TID çukuruna yerleştirilme ayrıntıları



Şekil 4.5. Probların dikey slinky TID çukuruna yerleştirilme ayrıntıları

Yatay slinky toprak ısı değıştirgecinin çeşitli noktalarına bırakılan probların fotoğrafları Şekil 4.6’da, dikey slinky toprak ısı değıştirgecinin çeşitli noktalarına bırakılan probların fotoğrafları da Şekil 4.7’de gösterilmektedir.

4.1.2. Debi Ölçümleri

Bir adet yatay bir adet de dikey slinky TID’deki su-antifriz karışımının debisini ölçmek için 2 adet su sayacı TID’lerde kullanılmıştır. Ayrıca bir adet su sayacı da güneş kollektörlerinde dolaşan su-antifriz karışımının debisini ölçmede kullanılmıştır.



T₁



T₂



T₃

Şekil 4.6. Yatay slinky TID'nin çeşitli noktalarına bırakılan problemlerin fotoğrafları



T₁₀



T₈



T₁₁

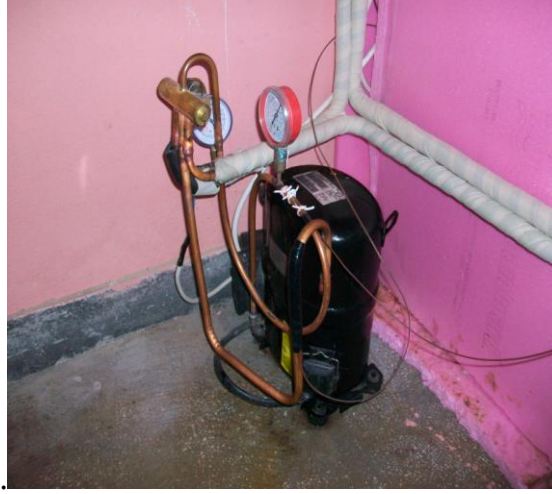


T₁₃

Şekil 4.7. Dikey slinky TID'nin çeşitli noktalarına bırakılan problemlerin fotoğrafları

4.1.3. Basınç Ölçümü

Isı pompası sisteminde kompresörün giriş ve çıkış hattına manometreler bağlanarak soğutucu akışkanın basınçları ölçülmüştür. Sistemdeki manometrelerin ve kompresörün resmi Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Kompresör ve manometrelerin görüntüsü

4.1.4. Güç Ölçümü

Sisteme GEPA marka AN 96 enerji analizörü bağlanarak; kompresörün, fanın ve sistemin çektiği güç ölçülmüştür. Sistemde kullanılan enerji analizörünün resmi Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Enerji analizörü

4.1.5. Güneş Işınımının Ölçümü

Deneyler boyunca yatayla 38° açı yapacak şekilde kollektörlerin yanına yerleştirilen solarimetre ile ölçülen güneş ışıınımlı değeri solarimetreye bağlanan veri kaydedici ile kaydedilmektedir. Solarimetre ve veri kaydedicinin resmi Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Solarimetre ve veri kaydedicinin resmi

4.2. Deneylerin Yapılışı

Deneyler 01.01.2010 ile 01.03.2010 tarihleri arasında yapılmıştır. Deneylere sabah saat 09:00 da başlanıp akşam 17:00 da bitirilmiştir. Yapılan deneylerde, yatay ve dikey slinky toprak ısı değıştirgeçleri ayrı ayrı çalıştırıldığı gibi güneşli günlerde yatay slinky toprak ısı değitirgeciyle güneş, dikey slinky toprak ısı değıştirgeciyle güneş ve sadece güneş kaynaklı olarak da ısı pompası çalıştırılmıştır. Güneş kaynaklı ısı pompasında su-antifriz karışımının debisi sabit tutulmuştur. Toprak ısı değıştirgeçlerinde ise farklı debiler

kullanılarak, bu değişimin COP_{ip} ve COP_{sis} için etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca iki toprak ısı değiştirgecinin performansı da karşılaştırılmıştır.

Dijital termostat XR01CX sayesinde ısıtılan odanın sıcaklığı istenilen değerde tutulmuştur. Oda içine yerleştirilen bir sensör sayesinde oda sıcaklığı 24 °C de tutulmuştur. Dijital termostat oda sıcaklığı 24 °C'ye yükseldiğinde devreye girerek kompresörü durdurmuş oda sıcaklığı 21 °C'ye düştüğünde de tekrar devreye girerek kompresörü çalıştırmıştır. Ayrıca bir sensör ısı pompası deposuna, bir sensörde kollektörlerden su-antifriz karışımının dönüş hattına bağlanarak bu noktalardaki sıcaklıklara göre de sistem otomatik olarak çalıştırılmıştır. Eğer kollektör çıkışında sıcaklık 20 °C ye yükselirse dijital termostat devreye girerek güneş kollektörleri hattındaki sirkülasyon pompasını çalıştırıp, toprak ısı değiştirgeçleri hattında bulunan sirkülasyon pompasını durdurarak sistemi güneş kaynaklı olarak otomatik olarak çalıştırmaktadır.

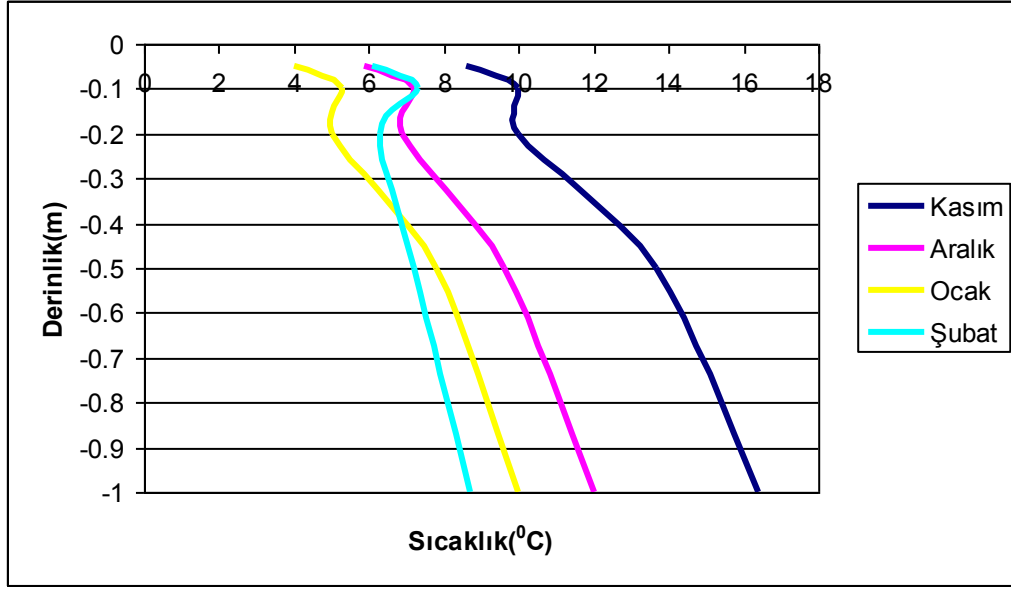
Sistemde toprak ısı değiştirgeçlerinden çekilen ısı iç ortama ısı pompası çevrimi sayesinde verilmektedir. Isı pompasının kapalı çevriminde soğutucu akışkan olarak freon-22 gazı kullanılmıştır.

Sistemin çalışması kısaca şöyle özetlenebilir:

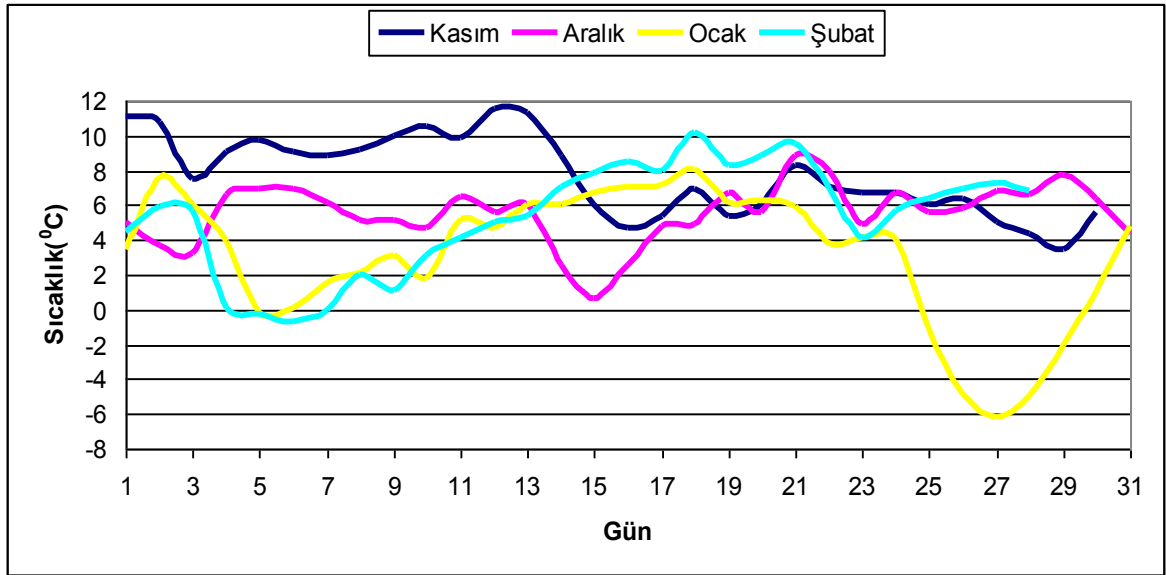
Toprak ısı toprak altına yerleştirilen ısı değiştirgeçlerinde dolaştırılan su-antifriz vasıtasıyla çekilerek evaporatör (buharlaştırıcı)'e verilir. Buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buhar halindeki soğutucu akışkan kompresör de daha yüksek bir basınç ve sıcaklığa sıkıştırılarak kızgın buhar haline getirilir. Daha sonra kondensere (yoğusturucu) giren kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan kondensere monte edilmiş olan fan vasıtasıyla ısını odaya atarak sabit basınçta yoğuşur. Doymuş sıvı haldeki yüksek basınçlı soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı kılcal borularda buharlaştırıcı şartlarına getirilir. Buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın sıcaklığı ısı kaynağının sıcaklığından düşük olduğundan, ısı kaynağından yani ısı pompası deposundan soğutucu akışkana sabit basınçta ısı geçişi olur ve soğutucu akışkan buharlaşır. Bundan sonra çevrim yeniden başlar ve bu şekilde devam eder.

Güneş kollektörleri de sadece bu ısı kaynağına yani ısı pompası deposuna sıcak su sağlamak için kullanılmıştır.

2009-2010 ısıtma sezonu boyunca Elazığ Meteoroloji Bölge Müdürlüğü tarafından ölçülen Elazığ'a ait ortalama toprak sıcaklıkları ve ortalama çevre sıcaklıkları sırasıyla Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'de verilmiştir.



Şekil 4.11. Elazığ'a ait ortalama toprak sıcaklıkları [96].



Şekil 4.12. Elazığ'a ait ortalama çevre sıcaklıkları [96].

TID içerisinde dolaştırılan su antifriz karışımının topraktan çektiği ısı aşağıdaki gibi bulunur:

$$\dot{Q}_{tid} = \dot{m}_{sa} C_{p,sa} (T_{sa,g} - T_{sa,\phi}) \quad (4.1)$$

Burada; $\dot{Q}_{tid}$ su antifriz karışımının topraktan çektiği ısı miktarı (kW), $\dot{m}_{sa}$ su antifriz karışımının debisi (kg/s), $C_{p,sa}$ su antifriz karışımının özgül ısısı (kJ/kgK), $T_{sa,g}$ su antifriz karışımının topraktan çıkıp evaporatöre giriş sıcaklığı (°C), $T_{sa,ç}$ su antifriz karışımının evaporatörden çıkıp toprağa giriş sıcaklığı (°C)'dır. Ağırlıkça %20 oranında etilen glikol su-antifriz karışımın içerisinde olursa $C_{p,sa}$ 3900 J/kg°C alınabilir [98].

Isı pompasının performans katsayısı (COP_{ip}) ve sistemin performans katsayısı (COP_{sis}) aşağıdaki gibi bulunur:

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_{kon}}{\dot{W}_{komp}} \quad (4.2)$$

$$COP_{sis} = \frac{\dot{Q}_{kon}}{\dot{W}_{sis}} \quad (4.3)$$

Burada $\dot{Q}_{kon}$ kondenser tarafından odaya atılan ısı miktarını, $\dot{W}_{komp}$ kompresörün şebekeden çektiği gücü, $\dot{W}_{sis}$ sistemin şebekeden çektiği toplam gücü göstermektedir. $\dot{W}_{sis}$ aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{sis} = \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{sp} + \dot{W}_f \quad (4.4)$$

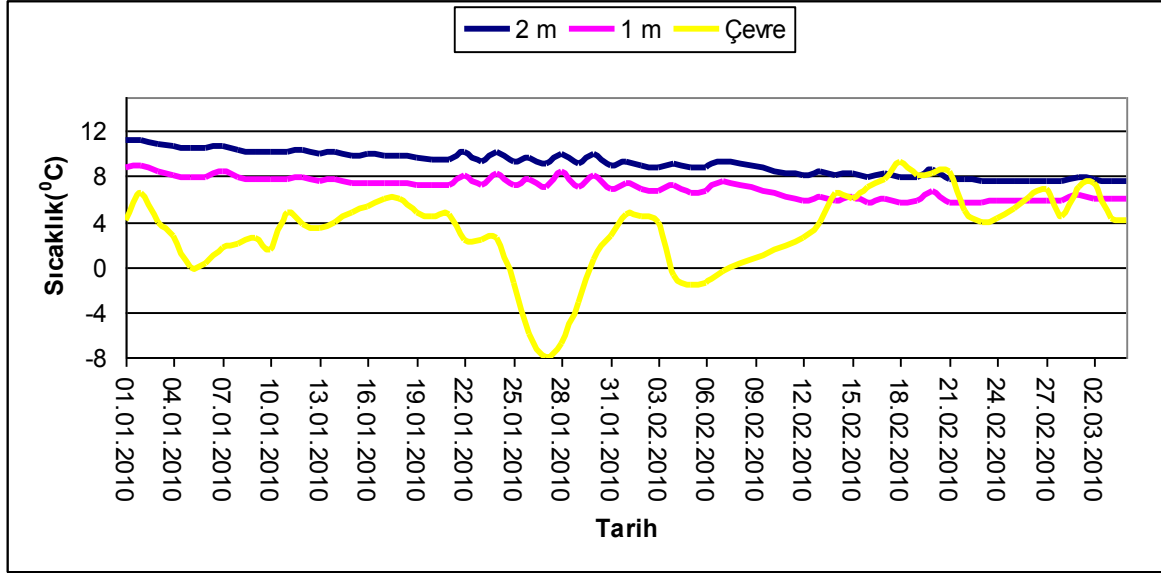
$\dot{W}_{sp}$ sirkülasyon pompasının şebekeden çektiği gücü, $\dot{W}_f$ fanın şebekeden çektiği gücü göstermektedir. $\dot{Q}_{kon}$ kondenser tarafından odaya atılan ısı da aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_{hava} C_{p,hava} (T_{hava,ç} - T_{hava,g}) \quad (4.5)$$

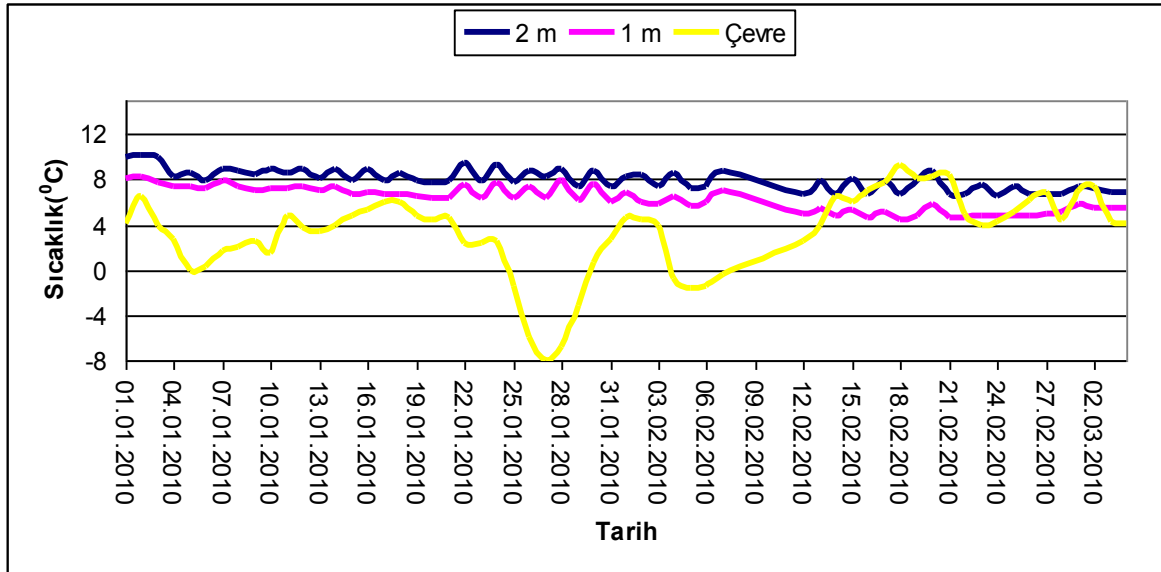
Burada; $\dot{m}_{hava}$ kondenslerden geçen havanın debisini, $C_{p,hava}$ havanın özgül ısısını, $T_{hava,ç}$ havanın kondenslerden çıkış sıcaklığını, $T_{hava,g}$ havanın kondensere giriş sıcaklığını göstermektedir.

4.3. Deneyisel Bulgular

01.01.2010 ile 01.03.2010 tarihleri arasındaki yatay ve dikey slinky TID çukurundaki 1 m ve 2 m derinliklerdeki ortalama günlük toprak sıcaklıkları ile çevre sıcaklıklarının değişimi Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’de verilmiştir.

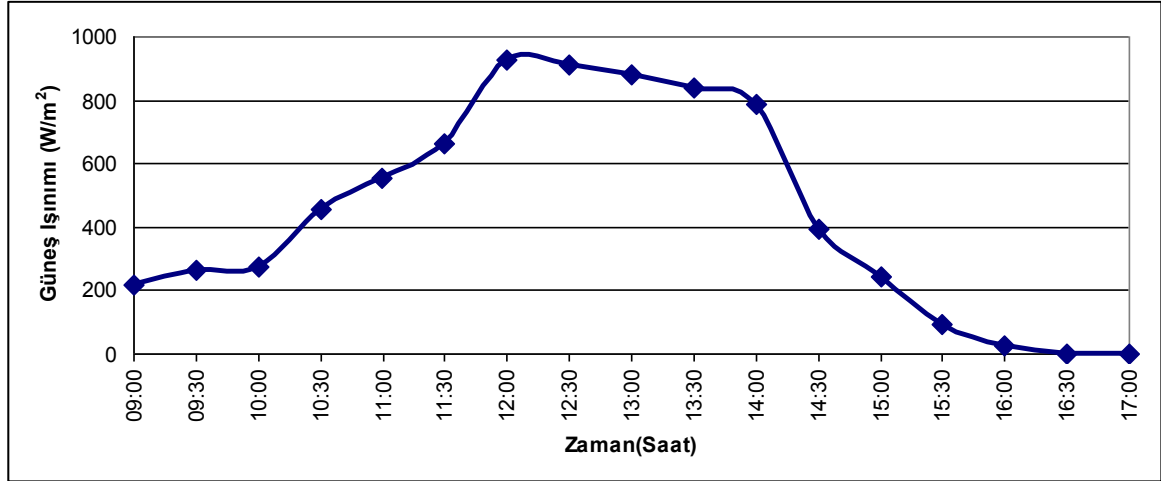


Şekil 4.13. Yatay slinky TID çukurundaki 1 m ve 2 m derinliklerdeki günlük ortalama toprak sıcaklıkları ile çevre sıcaklıklarının değişimi



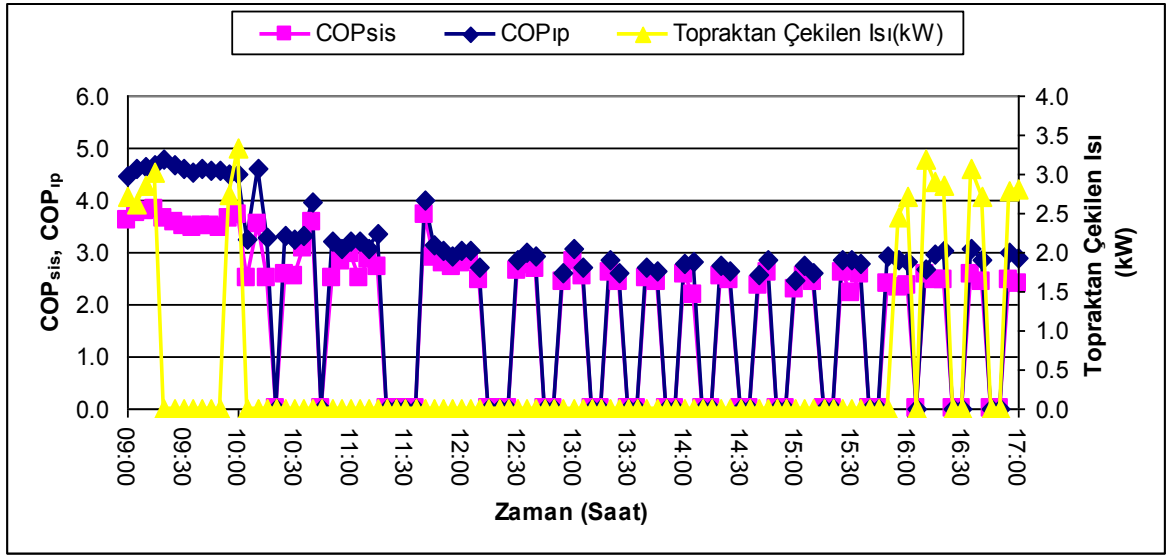
Şekil 4.14. Dikey slinky TID çukurundaki 1 m ve 2 m derinliklerdeki günlük ortalama toprak sıcaklıkları ile çevre sıcaklıklarının değişimi

11.01.2010 ile 12.01.2010 tarihlerinde sistem çift kaynaklı olarak yani hem toprak hem de güneş kaynaklı olarak çalıştırılmıştır. 11.01.2010 tarihinde TID'deki su-antifriz debisi 0.1 kg/s olan dikey slinky TID ile güneş kaynaklı olarak sistem çalıştırılmış ve elde edilen performans eğrileri Şekil 4.15 ile Şekil 4.19 arasında verilmiştir. Şekil 4.15'de zamana göre güneş ışıınımı değerlerinin değişimi verilmiştir.



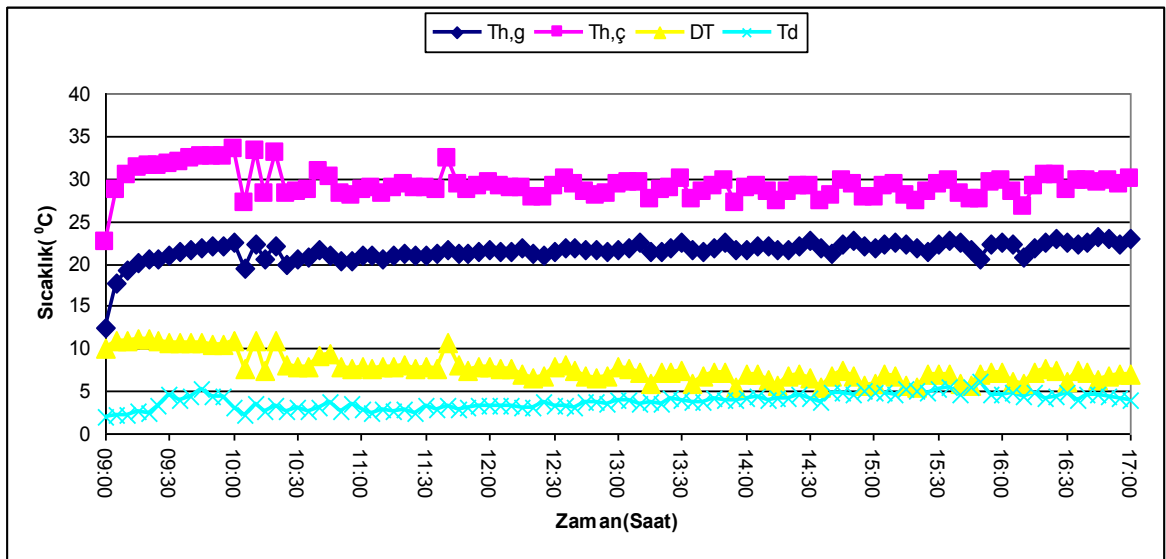
Şekil 4.15. 11.01.2010 tarihli güneş ışıınımı değerlerinin zamanla değişimi

Şekil 4.16'de COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının değişimi verilmiştir. Yapılan deneyde sistemin en yüksek COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 3.81 ve 4.77 iken gün içindeki ortalaması da sırasıyla 2.82 ve 3.31 olarak hesaplanmıştır. Topraktan çekilen ısı miktarı ise 2.46-3.36 kW arasında değişirken gün içindeki ortalaması 2.85 kW olarak hesaplanmıştır. Toplam boru boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı 16.4-22.4 W/m arasında değişirken gün içindeki ortalaması 19 W/m'dir. Toplam çukur boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı da 175-240 W/m arasında değişirken gün içindeki ortalaması da 203 W/m olarak hesaplanmıştır.

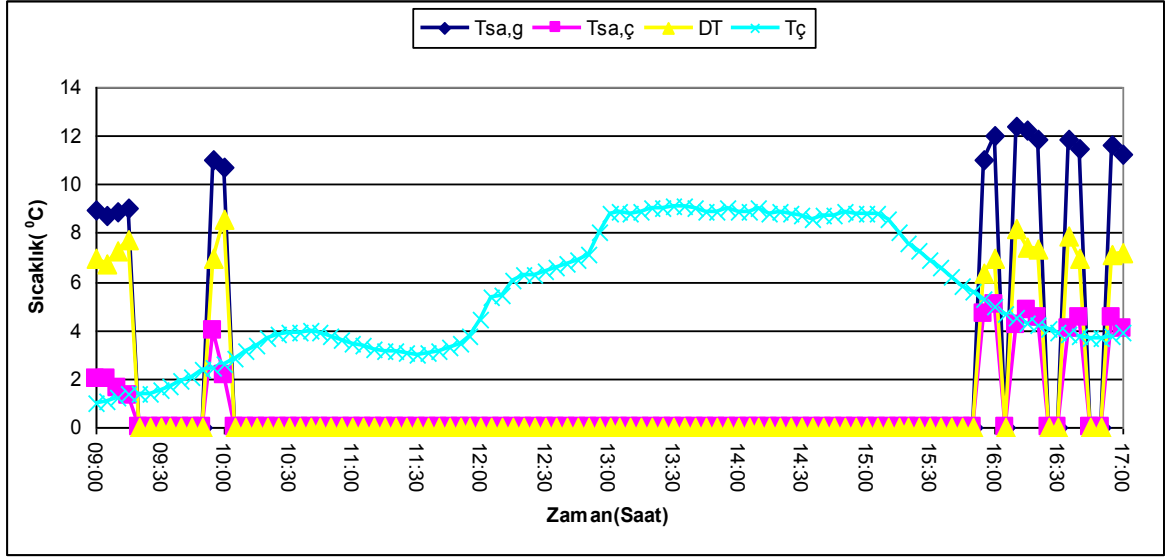


Şekil 4.16. 11.01.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi

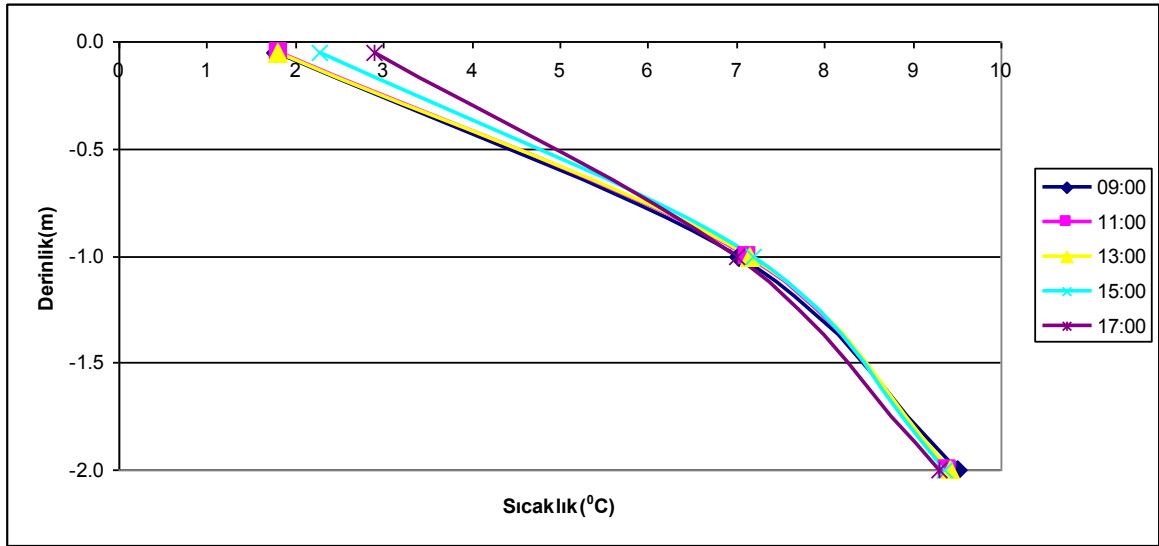
Şekil 4.17’de $T_{h,g}$, $T_{h,\phi}$ ve ısı pompası depo sıcaklığının zamanla değişimi, Şekil 4.18’de $T_{sa,g}$, $T_{sa,\phi}$ ve T_{ϕ} sıcaklıklarının zamanla değişimi ve Şekil 4.19’de de dikey slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi verilmiştir. Gün içinde su antifriz karışımının TID’ne gidiş sıcaklığı ($T_{sa,\phi}$) ile TID’den dönüş sıcaklığı ($T_{sa,g}$) arasında en yüksek fark 8.57°C iken, $T_{sa,g}$ sıcaklığı da 12.27°C ’ye ulaşmıştır. Kondensere giren havanın sıcaklığı ($T_{h,g}$) ile kondenserden çıkan havanın sıcaklığı ($T_{h,\phi}$) arasındaki en yüksek fark 11.18°C iken, gün içindeki ortalaması da 7.69°C olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.17. 11.01.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,\phi}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi

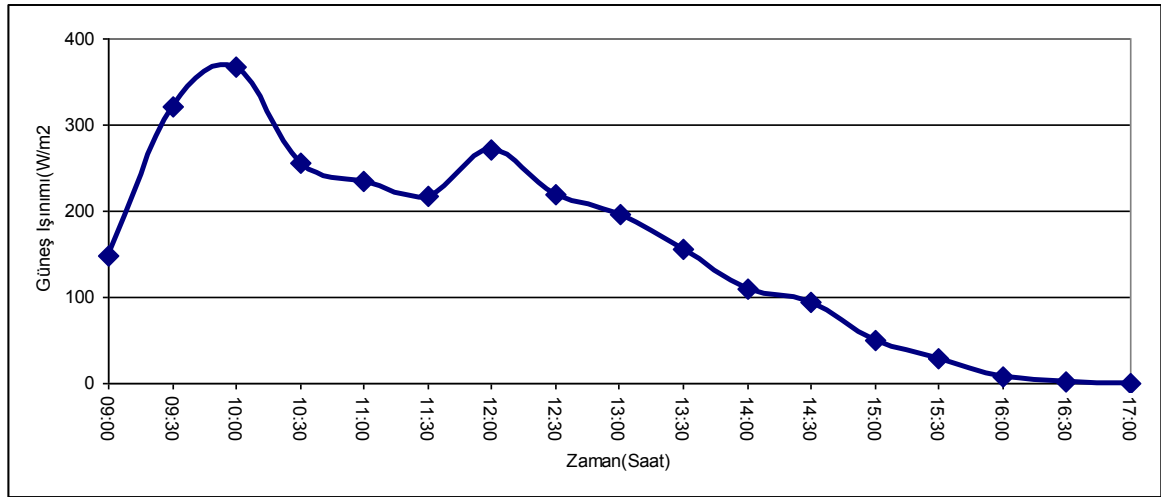


Şekil 4.18. 11.01.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,ç}$ ve $T_{ç}$ sıcaklıklarının zamanla değişimi



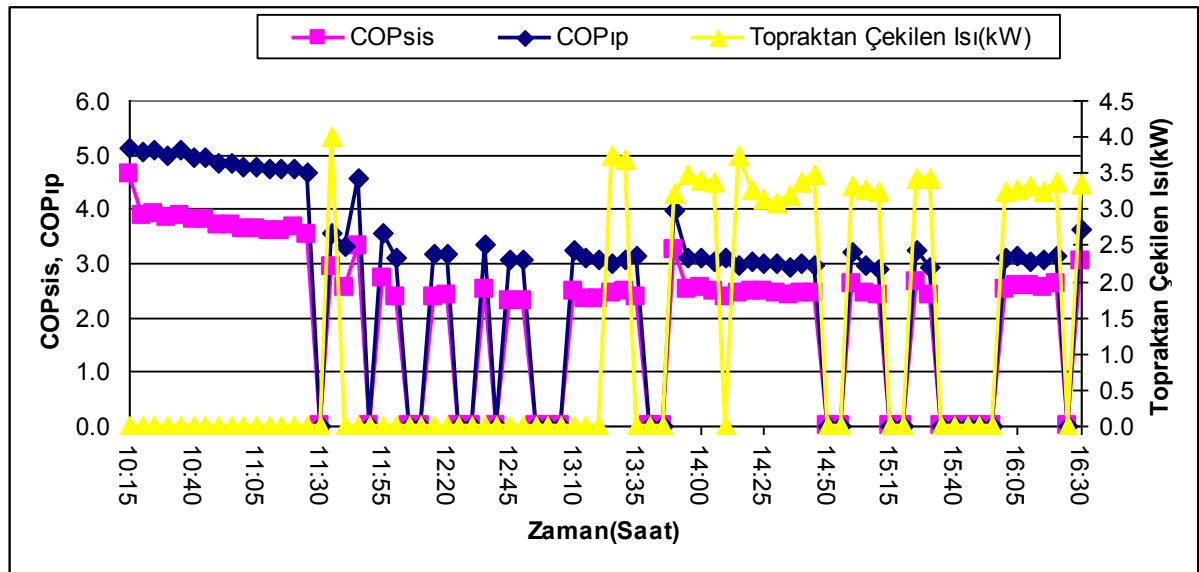
Şekil 4.19. 11.01.2010 tarihli Dikey slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi

12.01.2010 tarihinde TID'deki su-antifriz debisi 0.1 kg/s olan yatay slinky TID ile güneş kaynaklı olarak sistem çalıştırılmış ve elde edilen performans eğrileri Şekil 4.20 ile Şekil 4.24 arasında verilmiştir. Şekil 4.20'de zamana göre güneş ışıınımı değerlerinin değişimi verilmiştir.



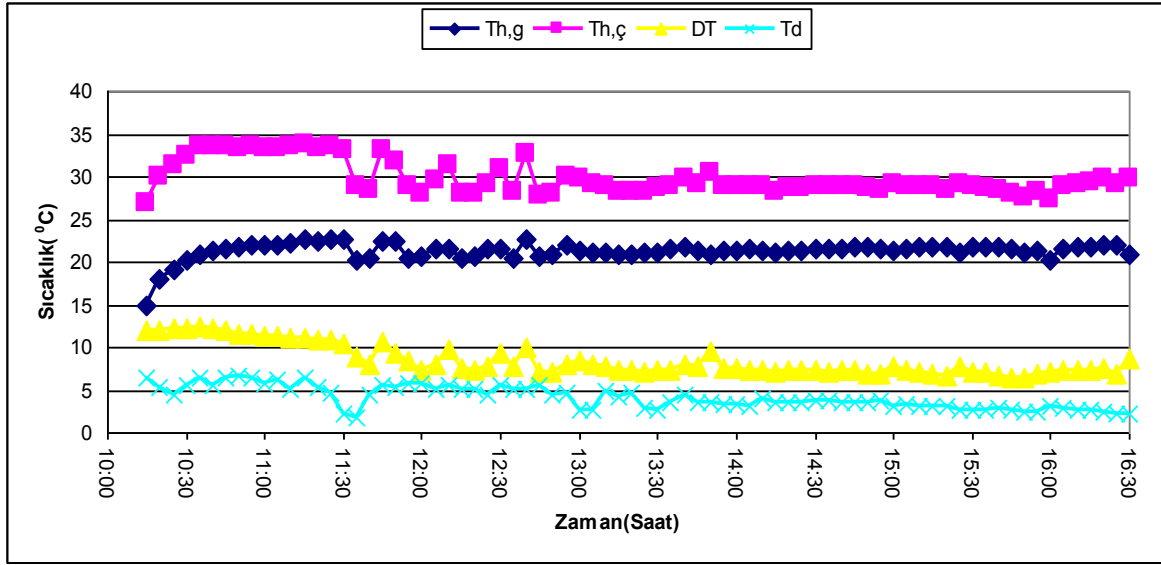
Şekil 4.20. 12.01.2010 tarihli güneş ışınlımı değerlerinin zamanla değişimi

Şekil 4.21’de COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının değişimi verilmiştir. Yapılan deneyde sistemin en yüksek COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 4.65 ve 5.11 iken gün içindeki ortalaması da sırasıyla 2.90 ve 3.70 olarak hesaplanmıştır. Topraktan çekilen ısı miktarı ise 3.08-4.01 kW arasında değişirken gün içindeki ortalaması 3.38 kW olarak hesaplanmıştır. Toplam boru boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı 20-26 W/m arasında değişirken gün içindeki ortalaması 22 W/m’dir. Toplam çukur boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı da 220-286 W/m arasında değişirken gün içindeki ortalaması da 241 W/m olarak hesaplanmıştır.

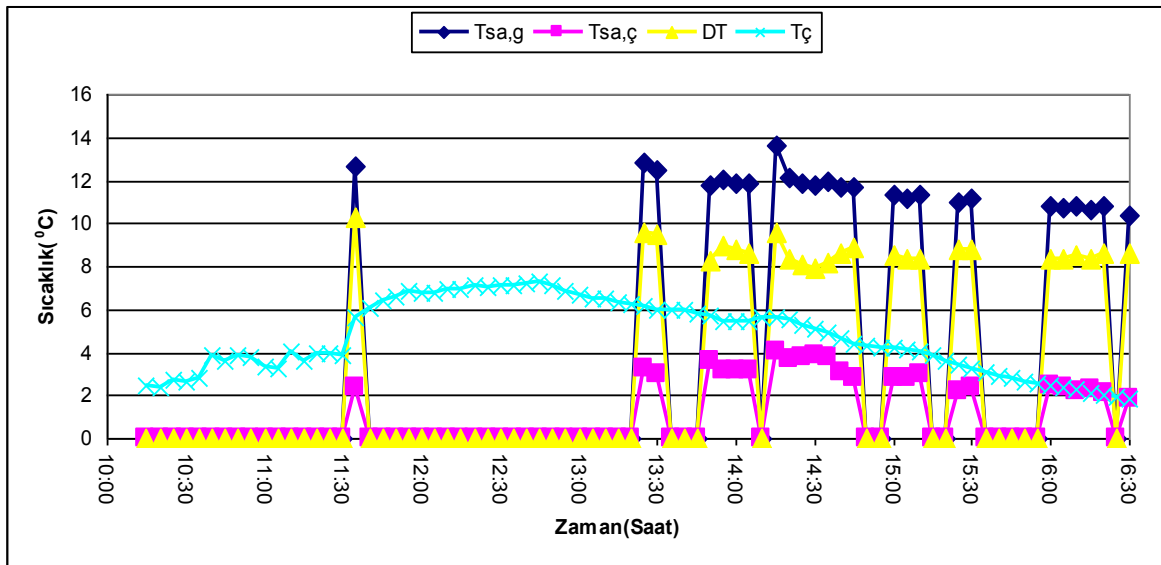


Şekil 4.21. 12.01.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi

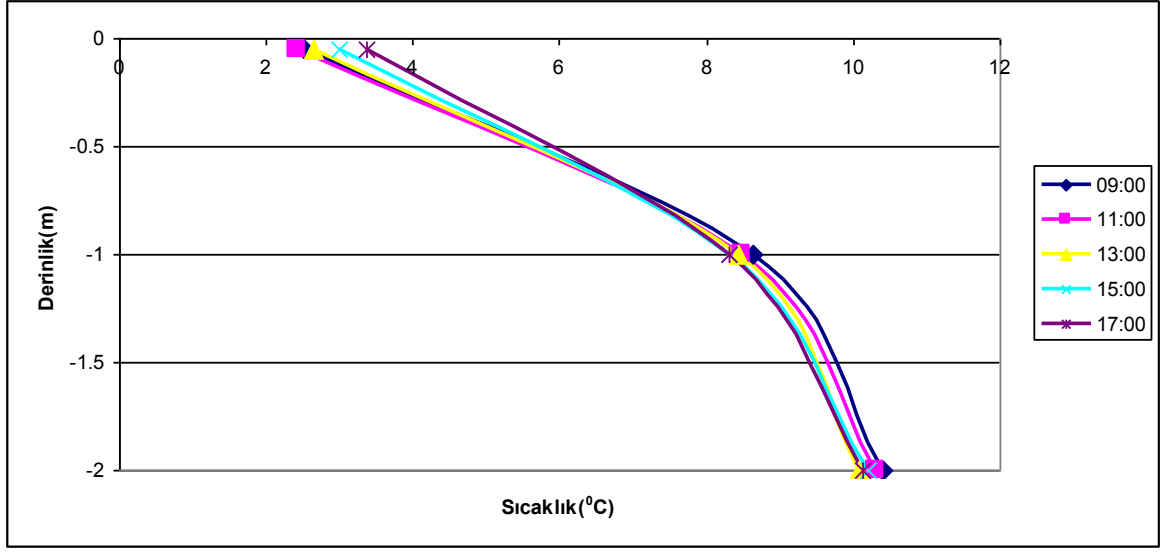
Şekil 4.22’de $T_{h,g}$, $T_{h,\phi}$ ve ısı pompası depo sıcaklığının zamanla değişimi, Şekil 4.23’de $T_{sa,g}$, $T_{sa,\phi}$ ve T_{ϕ} sıcaklıklarının zamanla değişimi ve Şekil 4.24’de de yatay slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi verilmiştir. Gün içinde su antifriz karışımının TID’ne gidiş sıcaklığı ($T_{sa,\phi}$) ile TID’den dönüş sıcaklığı ($T_{sa,g}$) arasında en yüksek fark 10.27 °C iken, $T_{sa,g}$ sıcaklığıda 12.86 °C’ye ulaşmıştır. Kondensere giren havanın sıcaklığı ($T_{h,g}$) ile kondensere çıkan havanın sıcaklığı ($T_{h,\phi}$) arasındaki en yüksek fark 12.47 °C iken, gün içindeki ortalaması da 8.49 °C olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.22. 12.01.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,\phi}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi

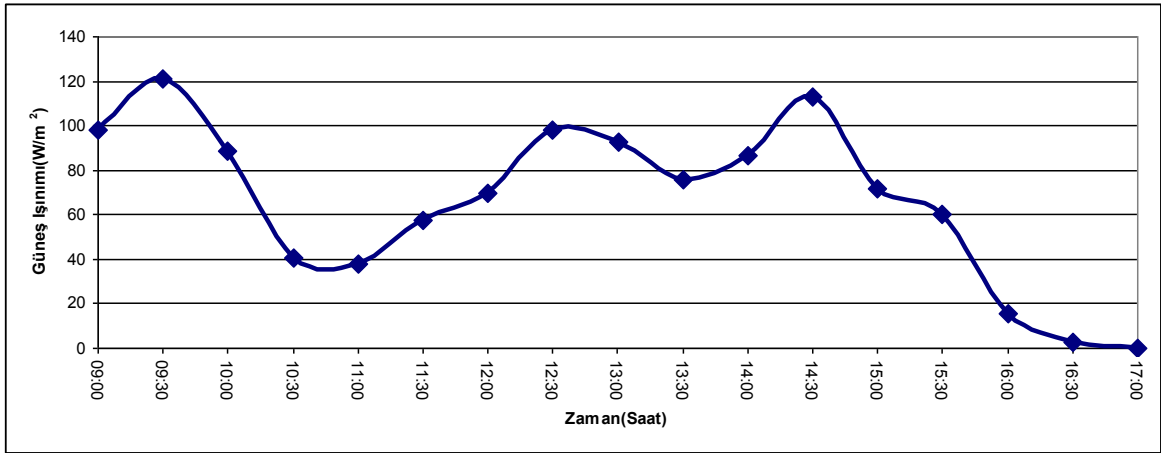


Şekil 4.23. 12.01.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,\phi}$ ve T_{ϕ} sıcaklıklarının zamanla değişimi



Şekil 4.24. 12.01.2010 tarihli yatay slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi

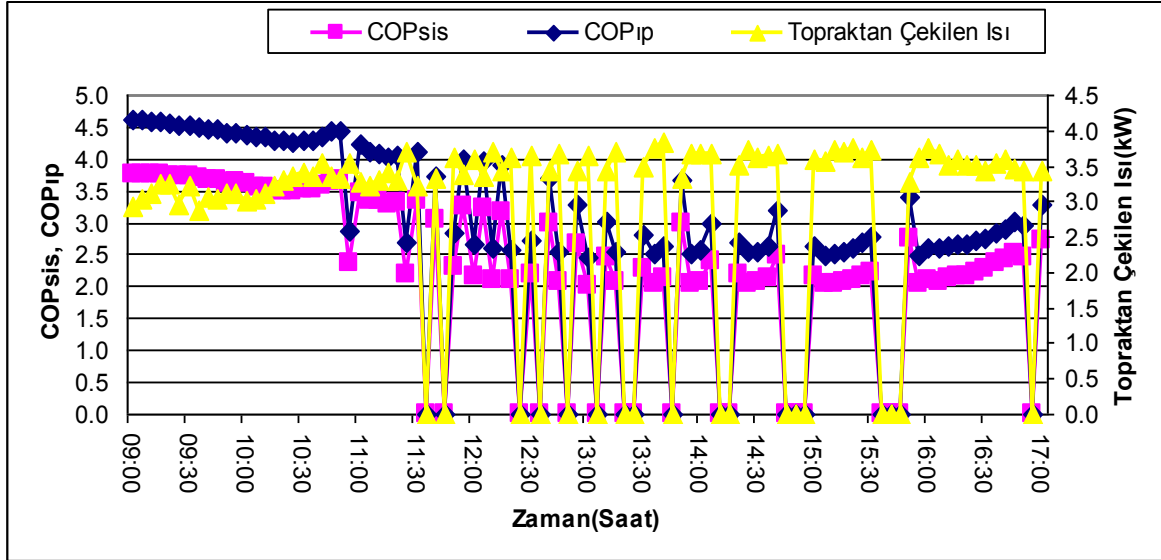
14.01.2010 tarihinde TID'deki su-antifriz debisi 0.1 kg/s olan yatay slinky TID ile toprak kaynaklı olarak sistem çalıştırılmış ve elde edilen performans eğrileri Şekil 4.25 ile Şekil 4.29 arasında verilmiştir. Şekil 4.25'de zamana göre güneş ışınlamı değerlerinin değişimi verilmiştir.



Şekil 4.25. 14.01.2010 tarihli güneş ışınlamı değerlerinin zamanla değişimi

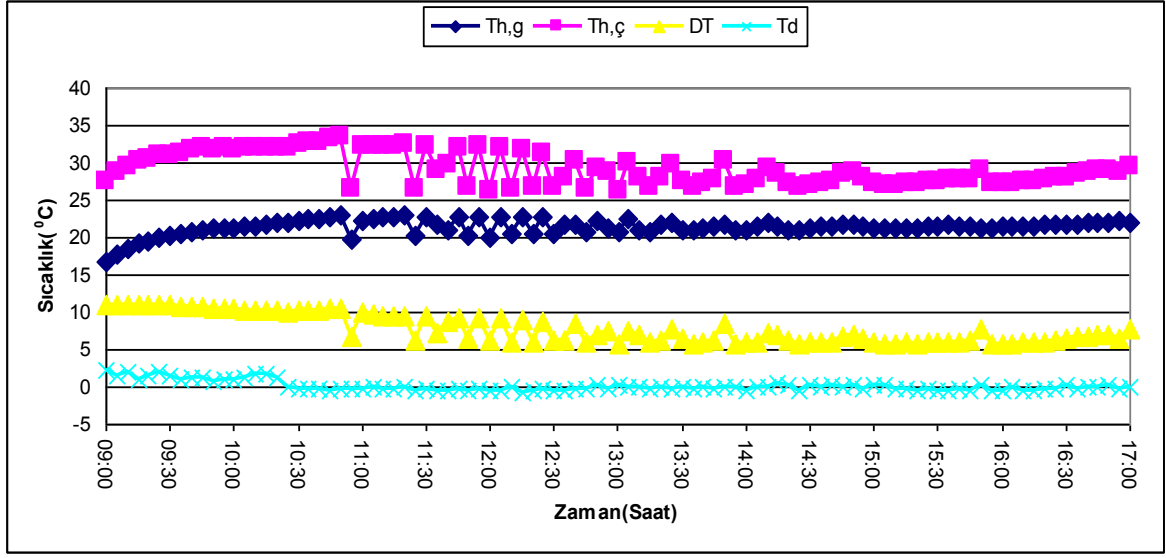
Şekil 4.26'de COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının değişimi verilmiştir. Yapılan deneyde sistemin en yüksek COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 3.77 ve 4.62 iken gün içindeki ortalaması da sırasıyla 2.78 ve 3.41 olarak hesaplanmıştır. Topraktan çekilen ısı miktarı ise 2.94-3.84 kW arasında değişirken gün içindeki ortalaması 3.43 kW olarak

hesaplanmıştır. Toplam boru boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı 19-25 W/m arasında değişirken gün içindeki ortalaması 22 W/m'dir. Toplam çukur boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı da 210-274 W/m arasında değişirken gün içindeki ortalaması da 245 W/m olarak hesaplanmıştır.

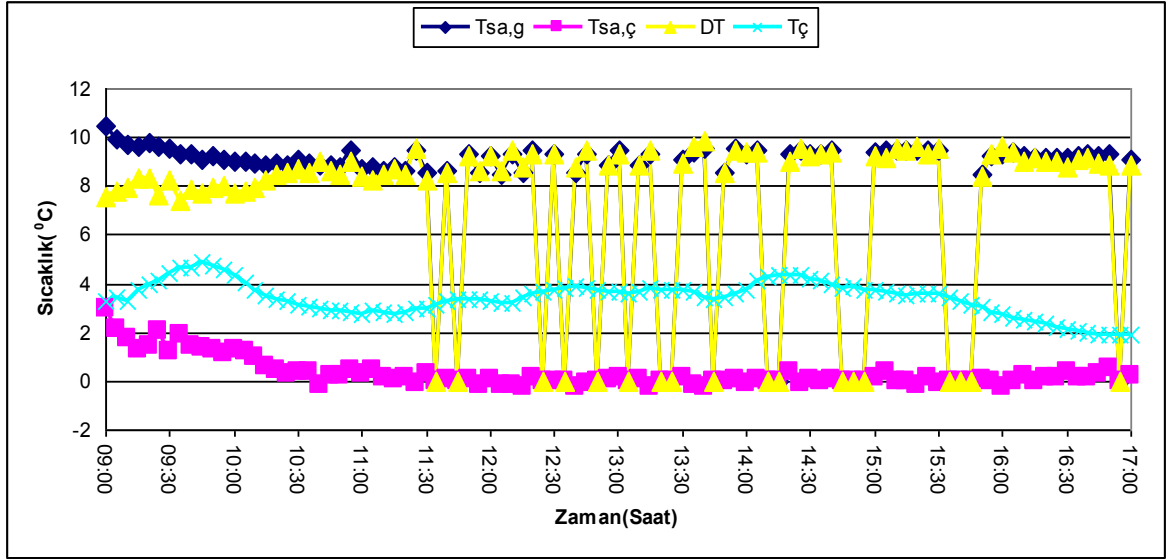


Şekil 4.26. 14.01.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi

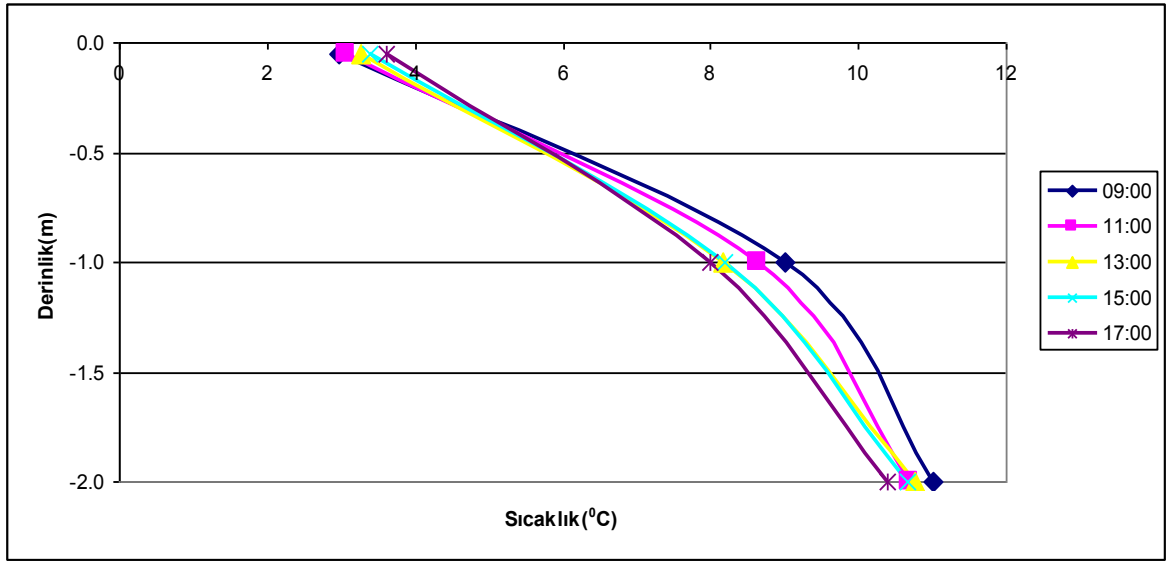
Şekil 4.27'de $T_{h,g}$, $T_{h,\phi}$ ve ısı pompası depo sıcaklığının zamanla değişimi, Şekil 4.28'de $T_{sa,g}$, $T_{sa,\phi}$ ve T_{ϕ} sıcaklıklarının zamanla değişimi ve Şekil 4.29'da da yatay slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi verilmiştir. Gün içinde su antifriz karışımının TID'ne gidiş sıcaklığı ($T_{sa,\phi}$) ile TID'den dönüş sıcaklığı ($T_{sa,g}$) arasında en yüksek fark 9.86 °C iken, $T_{sa,g}$ sıcaklığıda 10.5 °C'ye ulaşmıştır. Kondensere giren havanın sıcaklığı ($T_{h,g}$) ile kondenserden çıkan havanın sıcaklığı ($T_{h,\phi}$) arasındaki en yüksek fark 11.05 °C iken, gün içindeki ortalaması da 7.79 °C olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.27. 14.01.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,\ç}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi

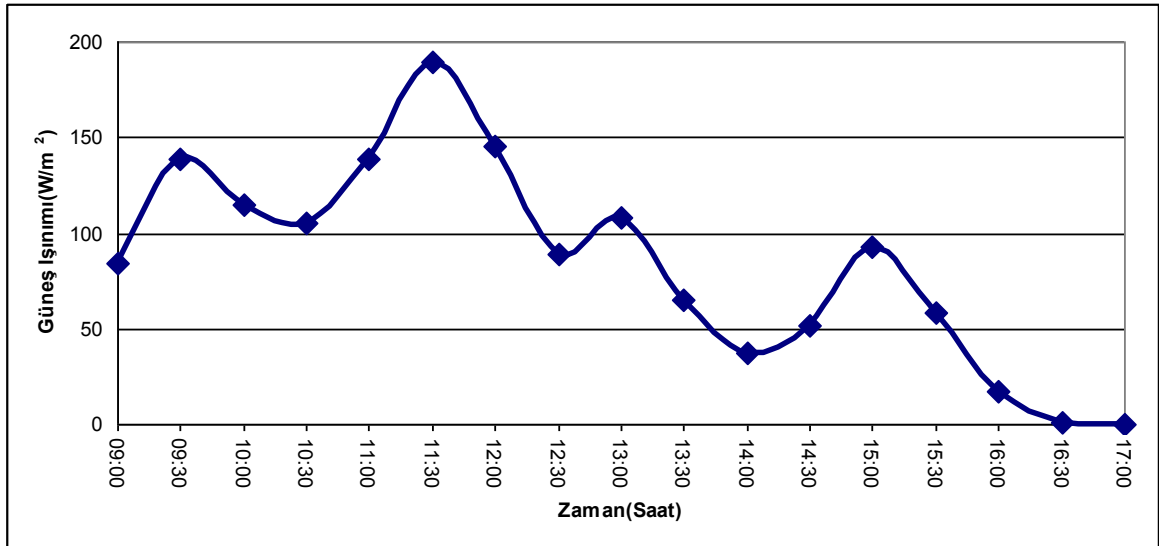


Şekil 4.28. 14.01.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,\ç}$ ve $T_{\ç}$ sıcaklıklarının zamanla değişimi



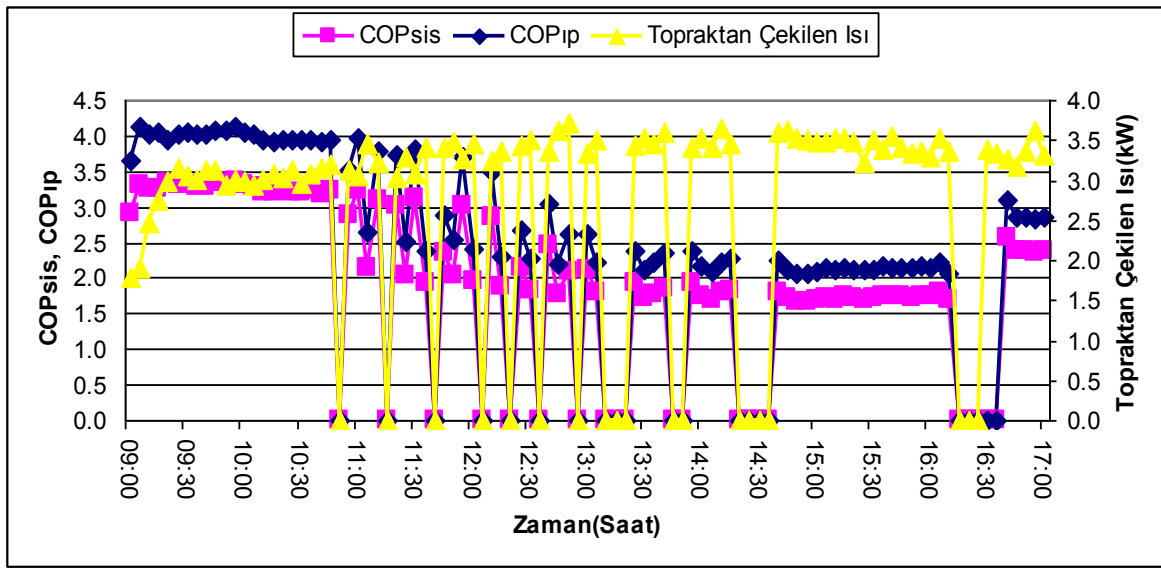
Şekil 4.29. 14.01.2010 tarihli yatay slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi

16.01.2010 tarihinde TID'deki su-antifriz debisi 0.1 kg/s olan dikey slinky TID ile toprak kaynaklı olarak sistem çalıştırılmış ve elde edilen performans eğrileri Şekil 4.30 ile Şekil 4.34 arasında verilmiştir. Şekil 4.30'da zamana göre güneş ışınımı değerlerinin değişimi verilmiştir.



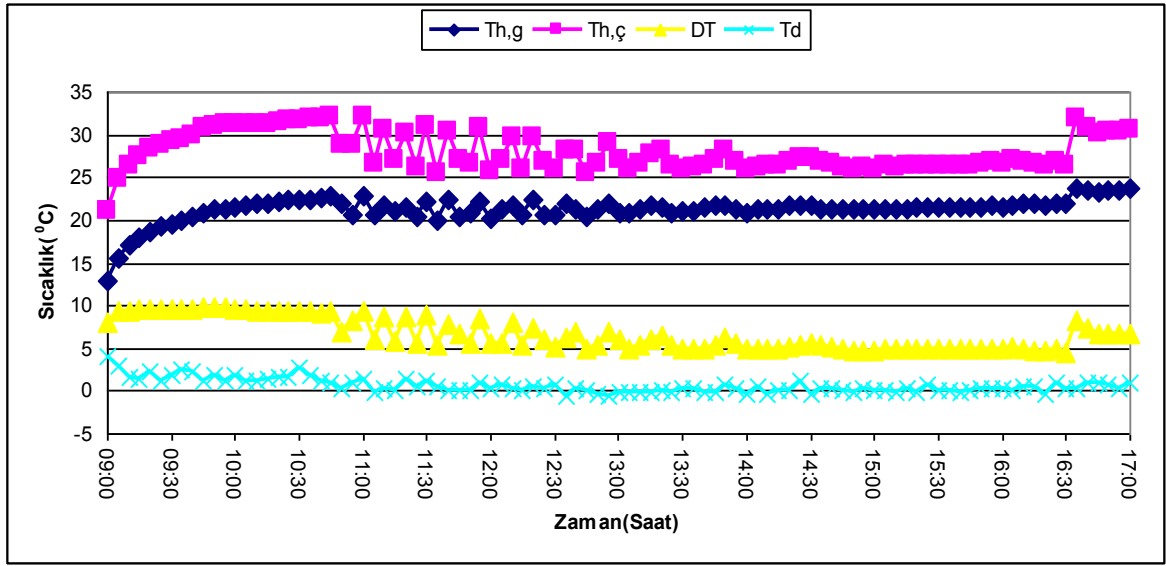
Şekil 4.30. 16.01.2010 tarihli güneş ışınımı değerlerinin zamanla değişimi

Şekil 4.31’de COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının değişimi verilmiştir. Yapılan deneyde sistemin en yüksek COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 3.37 ve 4.14 iken gün içindeki ortalaması da sırasıyla 2.38 ve 2.93 olarak hesaplanmıştır. Toprakdan çekilen ısı miktarı ise 1.79-3.72 kW arasında değişirken gün içindeki ortalaması 3.27 kW olarak hesaplanmıştır. Toplam boru boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı 12-24 W/m arasında değişirken gün içindeki ortalaması 21 W/m’dir. Toplam çukur boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı da 128-265 W/m arasında değişirken gün içindeki ortalaması da 233 W/m olarak hesaplanmıştır.

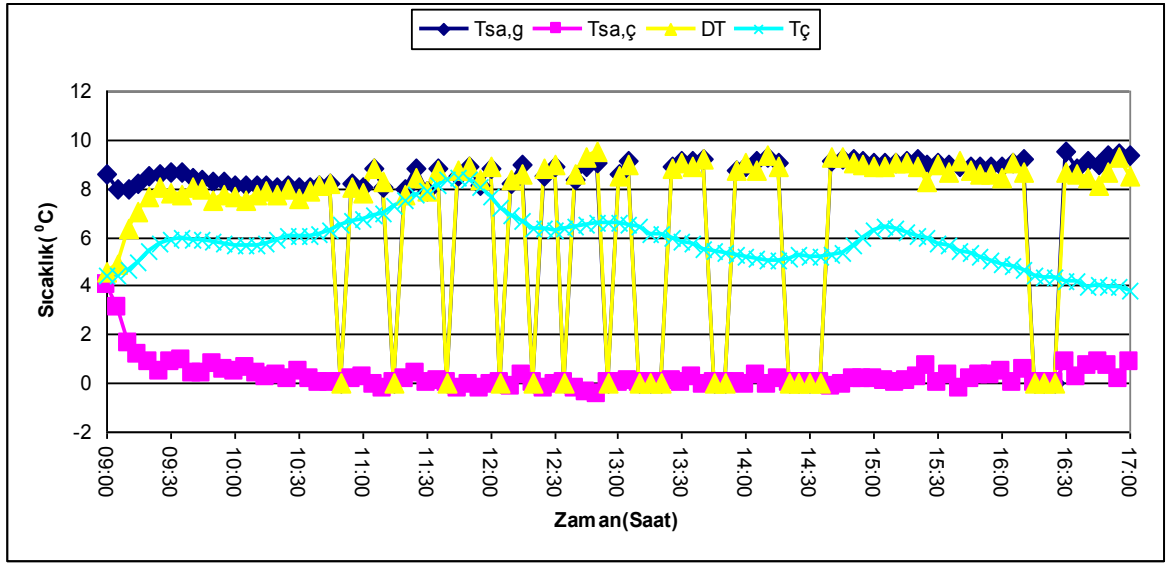


Şekil 4.31. 16.01.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi

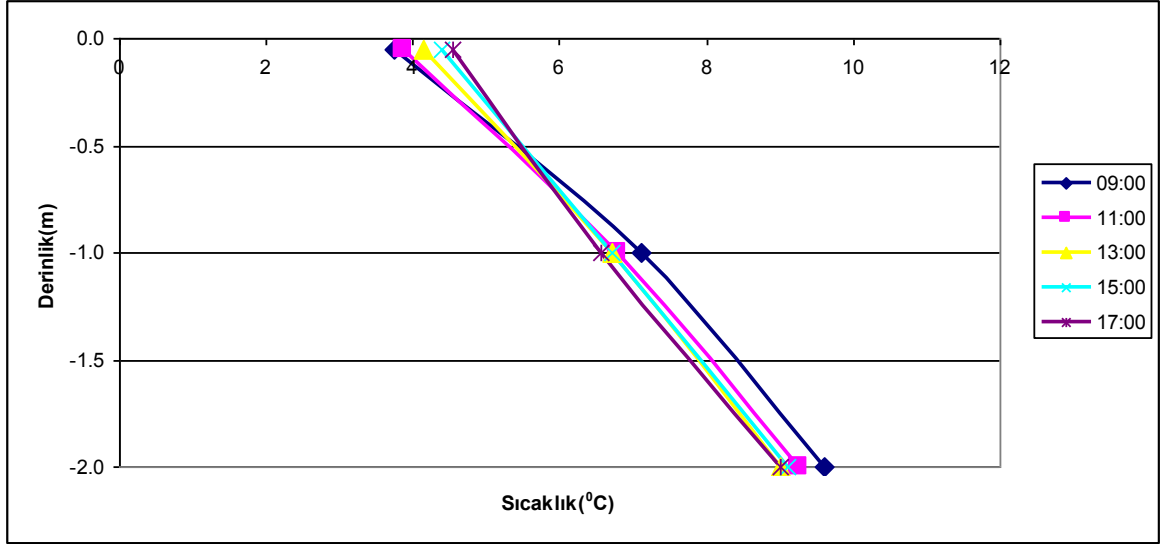
Şekil 4.32’de $T_{h,g}$, $T_{h,\phi}$ ve ısı pompası depo sıcaklığının zamanla değişimi, Şekil 4.33’de $T_{sa,g}$, $T_{sa,\phi}$ ve T_{ϕ} sıcaklıklarının zamanla değişimi ve Şekil 4.34’de de dikey slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi verilmiştir. Gün içinde su antifriz karışımının TID’ne gidiş sıcaklığı ($T_{sa,\phi}$) ile TID’den dönüş sıcaklığı ($T_{sa,g}$) arasında en yüksek fark 9.38 °C iken, $T_{sa,g}$ sıcaklığında 9.55 °C’ye ulaşmıştır. Kondensere giren havanın sıcaklığı ($T_{h,g}$) ile kondensere çıkan havanın sıcaklığı ($T_{h,\phi}$) arasındaki en yüksek fark 9.89 °C iken, gün içindeki ortalaması da 6.67 °C olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.32. 16.01.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,\text{ç}}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi

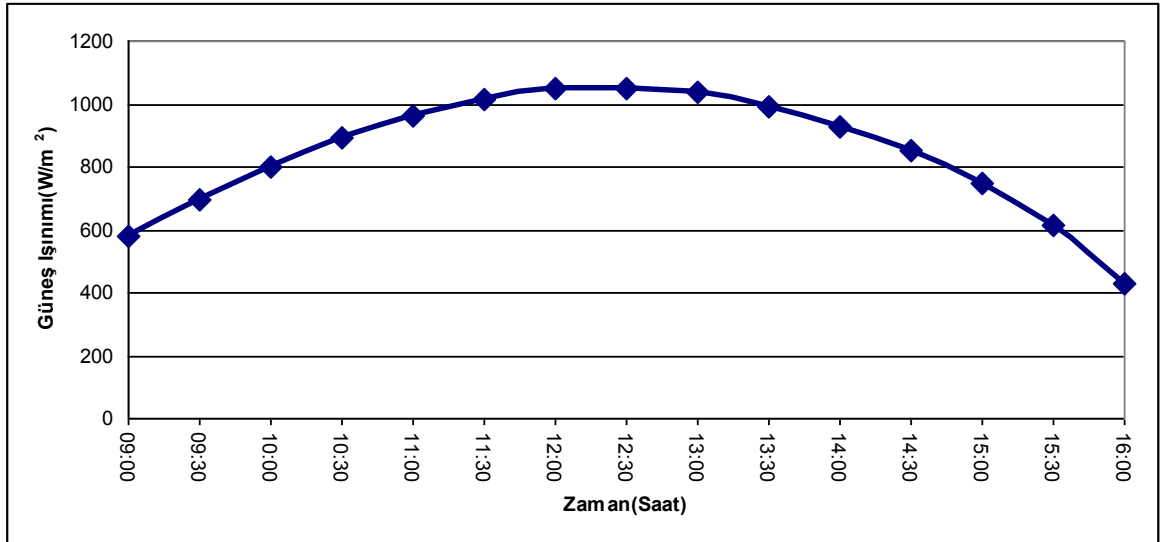


Şekil 4.33. 16.01.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,\text{ç}}$ ve $T_{\text{ç}}$ sıcaklıklarının zamanla değişimi



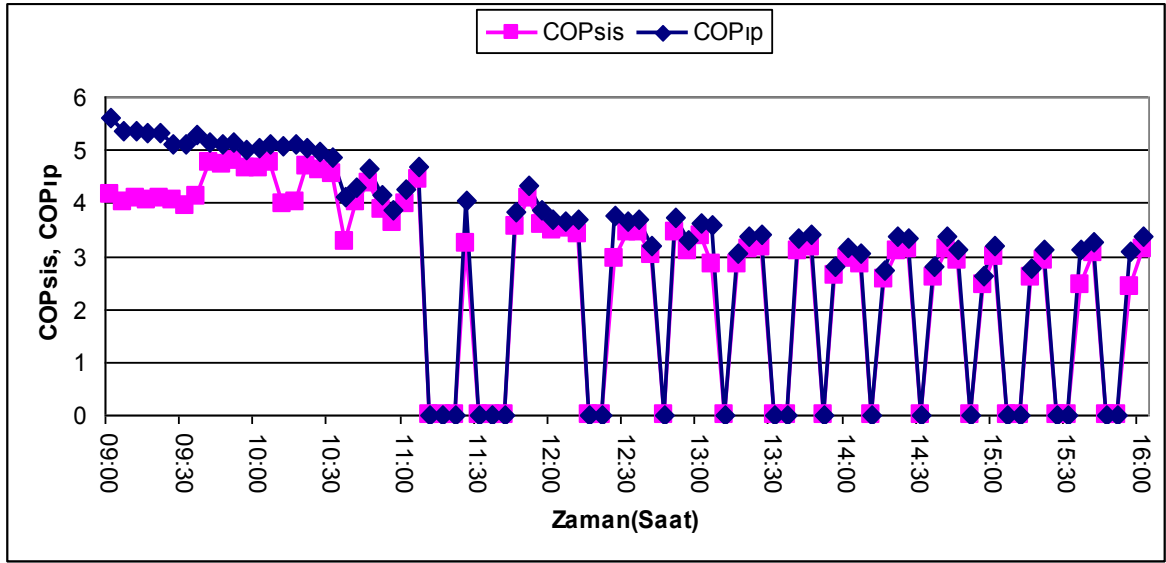
Şekil 4.34. 16.01.2010 tarihli dikey slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi

26.01.2010 tarihinde sadece güneş kaynaklı olarak sistem çalıştırılmış ve elde edilen performans eğrileri Şekil 4.35 ile Şekil 4.37 arasında verilmiştir. Şekil 4.35’de zamana göre güneş ışıınımı değerlerinin değişimi verilmiştir.



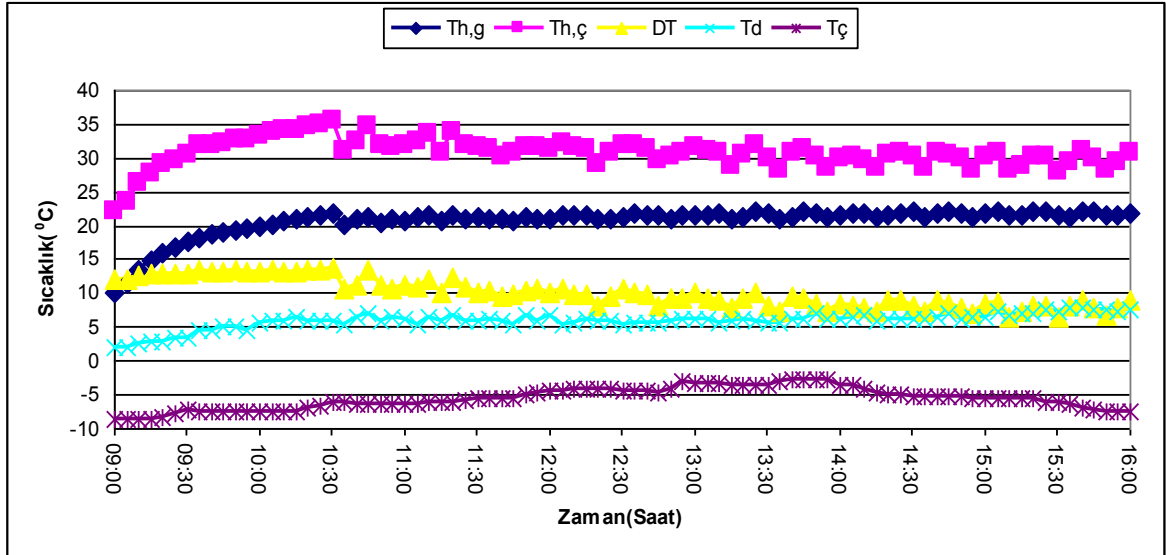
Şekil 4.35. 26.01.2010 tarihli güneş ışıınımı değerlerinin zamanla değişimi

Şekil 4.36’da COP_{sis} ve COP_{ip} değerlerinin zamana göre değişimi verilmiştir. Yapılan deneyde sistemin en yüksek COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 4.78 ve 5.60 iken gün içindeki ortalaması da sırasıyla 3.41 ve 3.87 olarak hesaplanmıştır.



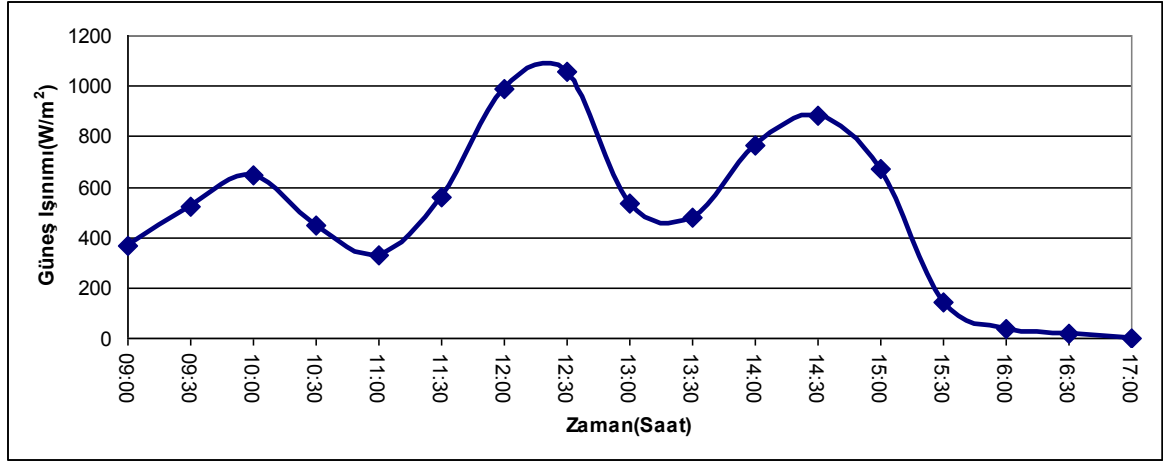
Şekil 4.36. 26.01.2010 tarihli COP_{sis} ve COP_{ip} değerlerinin zamanla değişimi

Şekil 4.37’de $T_{h,g}$, $T_{h,\phi}$, ısı pompası depo sıcaklığı ve çevre sıcaklığının zamanla değişimi verilmiştir. Gün içinde kondensere giren havanın sıcaklığı ($T_{h,g}$) ile kondensere çıkan havanın sıcaklığı ($T_{h,\phi}$) arasındaki en yüksek fark $13.70\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken, gün içindeki ortalaması da $9.79\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.37. 26.01.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,\phi}$, depo sıcaklığı ve çevre sıcaklığının zamanla değişimi

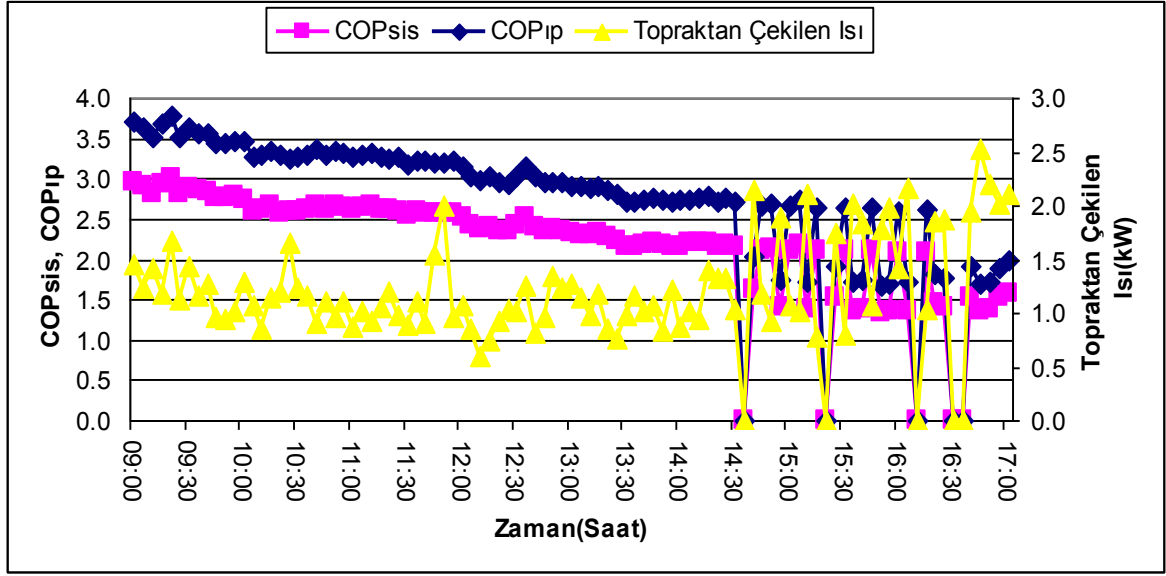
04.02.2010 tarihinde TID'deki su-antifriz debisi 0.2 kg/s olan dikey slinky TID ile toprak kaynaklı olarak sistem çalıştırılmış ve elde edilen performans eğrileri Şekil 4.38 ile Şekil 4.42 arasında verilmiştir. Şekil 4.38'de zamana göre güneş ışınlı değışerlerinin değışimini verilmiştir.



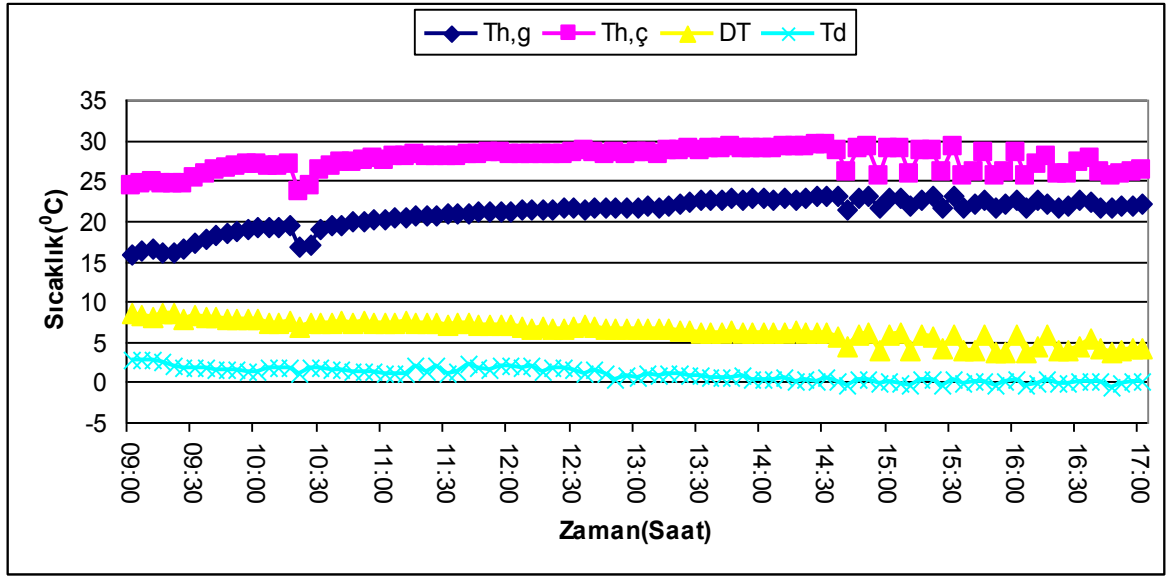
Şekil 4.38. 04.02.2010 tarihli güneş ışınlı değışerlerinin zamanla değışimi

Şekil 4.39'da COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının değışimini verilmiştir. Yapılan deneyde sistemin en yüksek COP_{sis} ve COP_{ip} değışerleri sırasıyla 3.00 ve 3.71 iken gün içindeki ortalaması da sırasıyla 2.28 ve 2.86 olarak hesaplanmıştır. Toprakdan çekilen ısı miktarı ise 0.80-2.53 kW arasında değışirken gün içindeki ortalaması 1.25 kW olarak hesaplanmıştır. Toplam boru boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı 5-17 W/m arasında değışirken gün içindeki ortalaması 8 W/m'dir. Toplam çukur boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı da 57-180 W/m arasında değışirken gün içindeki ortalaması da 89 W/m olarak hesaplanmıştır.

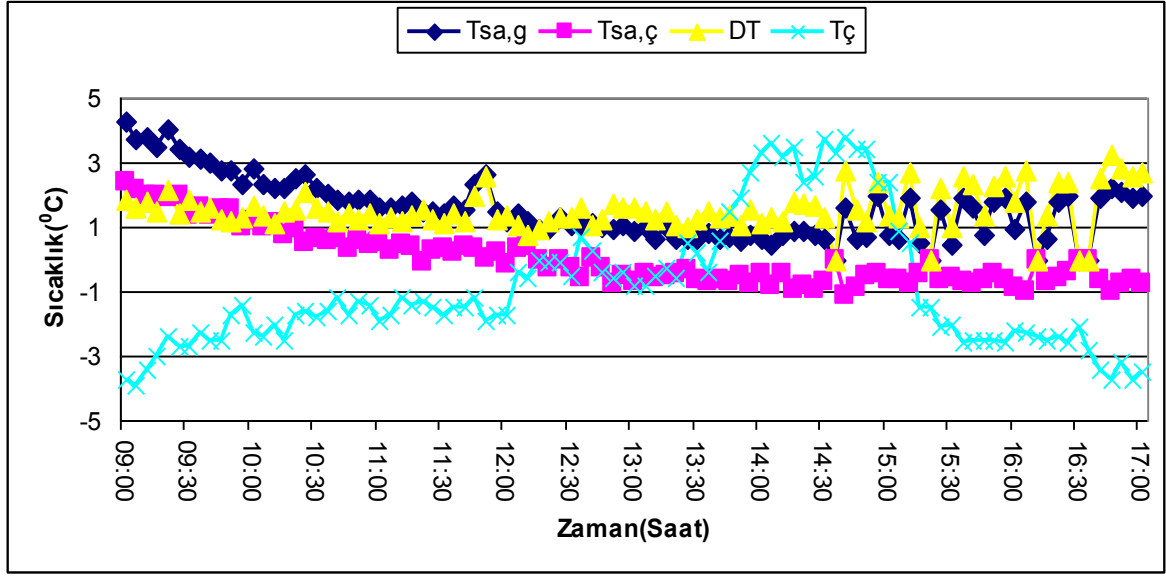
Şekil 4.40'da $T_{h,g}$, $T_{h,ç}$ ve ısı pompası depo sıcaklığının zamanla değışimi, Şekil 4.41'de $T_{sa,g}$, $T_{sa,ç}$ ve $T_ç$ sıcaklıklarının zamanla değışimi ve Şekil 4.42'de de dikey slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değışimi verilmiştir. Gün içinde su antifriz karışımının TID'ne gidiş sıcaklığı ($T_{sa,ç}$) ile TID'den dönüş sıcaklığı ($T_{sa,g}$) arasında en yüksek fark 3.24 °C iken, $T_{sa,g}$ sıcaklığında 4.27 °C'ye ulaşmıştır. Kondensere giren havanın sıcaklığı ($T_{h,g}$) ile kondenserden çıkan havanın sıcaklığı ($T_{h,ç}$) arasındaki en yüksek fark 8.55 °C iken, gün içindeki ortalaması da 6.39 °C olarak hesaplanmıştır.



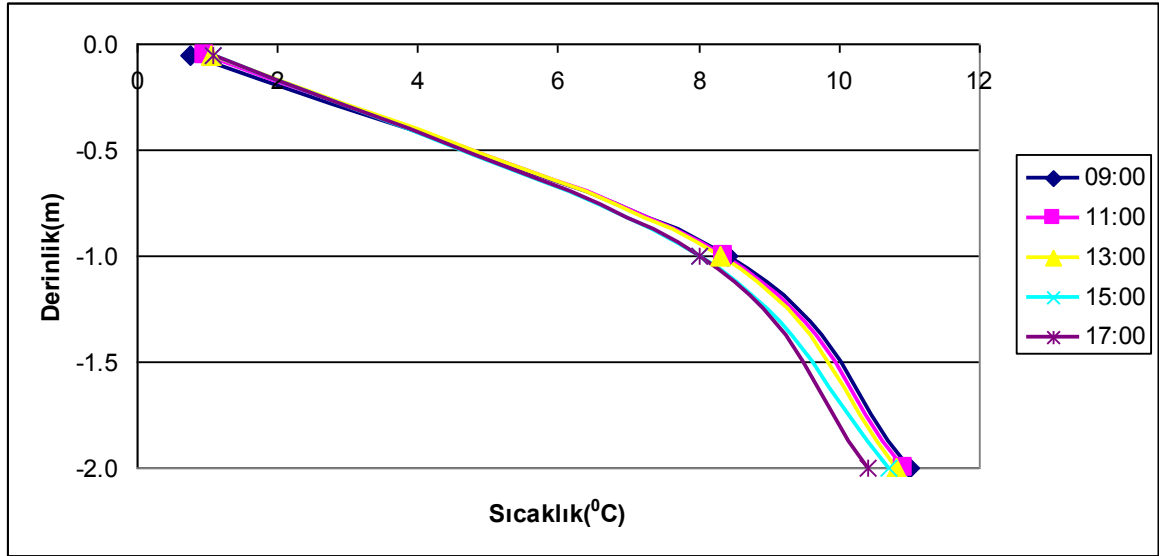
Şekil 4.39. 04.02.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi



Şekil 4.40. 04.02.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,ç}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi

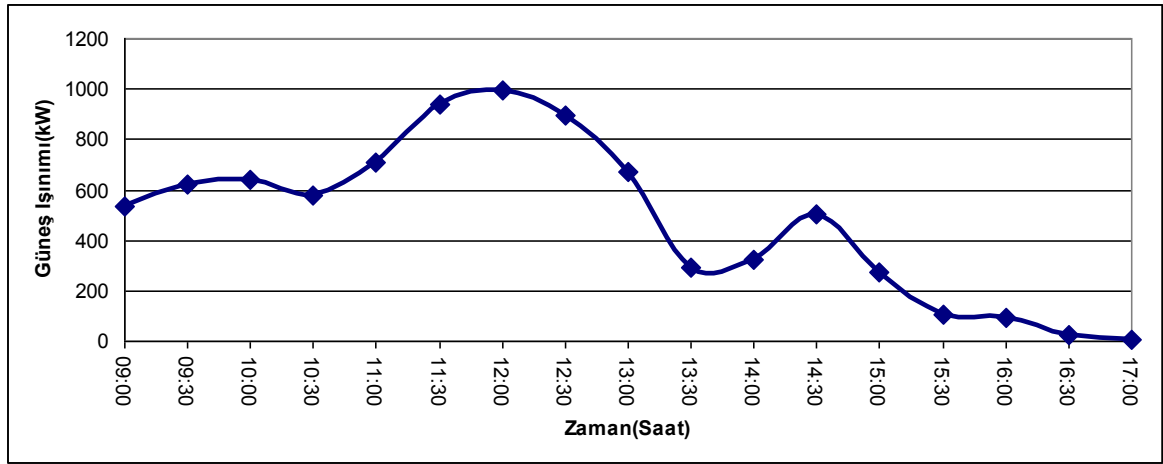


Şekil 4.41. 04.02.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,ç}$ ve $T_{ç}$ sıcaklıklarının zamanla değişimi



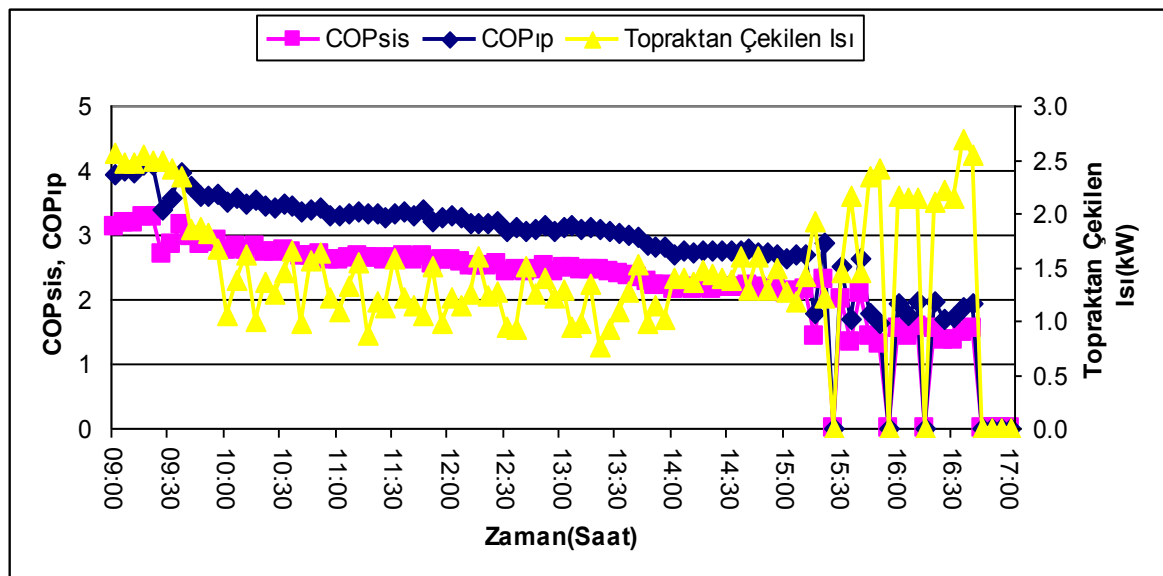
Şekil 4.42. 04.02.2010 tarihli dikey slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi

07.02.2010 tarihinde TID'deki su-antifriz debisi 0.2 kg/s olan yatay slinky TID ile toprak kaynaklı olarak sistem çalıştırılmış ve elde edilen performans eğrileri Şekil 4.43 ile Şekil 4.47 arasında verilmiştir. Şekil 4.43'de zamana göre güneş ışınlı değeri verilmiştir.



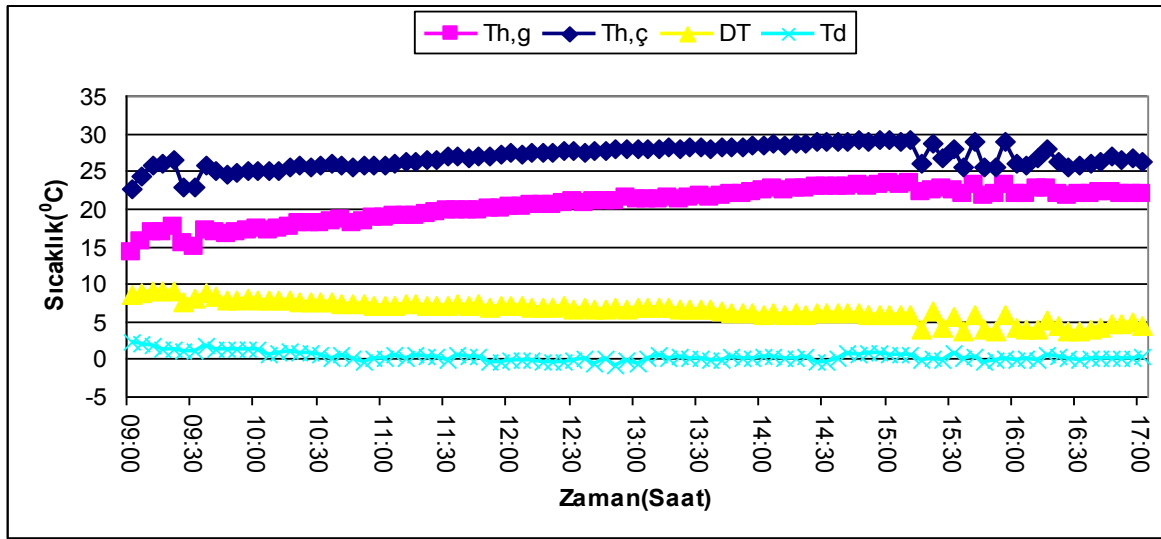
Şekil 4.43. 07.02.2010 tarihli güneş ışınlımı değerlerinin zamanla değişimi

Şekil 4.44’de COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının değişimi verilmiştir. Yapılan deneyde sistemin en yüksek COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 3.27 ve 4.09 iken gün içindeki ortalaması da sırasıyla 2.39 ve 3.01 olarak hesaplanmıştır. Topraktan çekilen ısı miktarı ise 1.00-2.68 kW arasında değişirken gün içindeki ortalaması 1.53 kW olarak hesaplanmıştır. Toplam boru boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı 7-18 W/m arasında değişirken gün içindeki ortalaması 10 W/m’dir. Toplam çukur boyuna göre topraktan çekilen ısı miktarı da 71-191 W/m arasında değişirken gün içindeki ortalaması da 109 W/m olarak hesaplanmıştır.

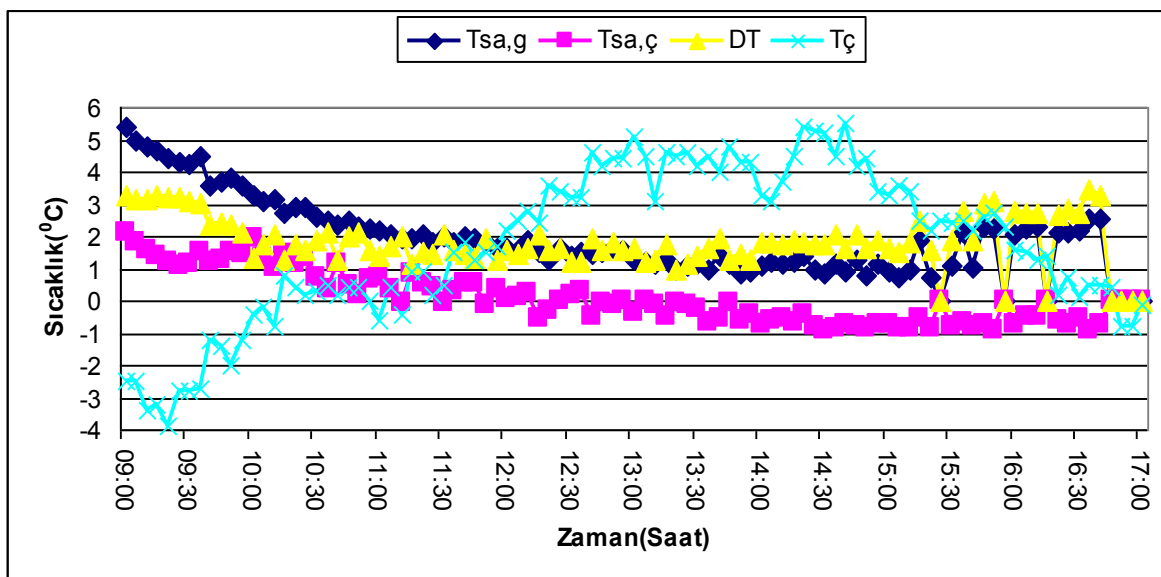


Şekil 4.44. 07.02.2010 tarihli COP_{sis} , COP_{ip} ve topraktan çekilen ısı miktarının zamanla değişimi

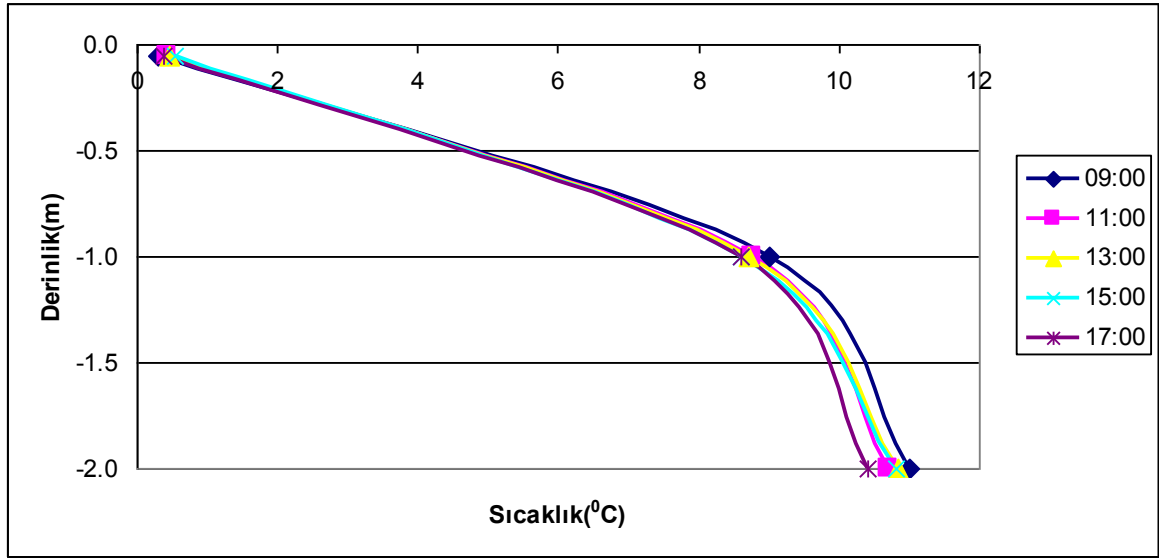
Şekil 4.45’de $T_{h,g}$, $T_{h,\phi}$ ve ısı pompası depo sıcaklığının zamanla değişimi, Şekil 4.46’de $T_{sa,g}$, $T_{sa,\phi}$ ve T_{ϕ} sıcaklıklarının zamanla değişimi ve Şekil 4.47’de de yatay slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi verilmiştir. Gün içinde su antifriz karışımının TID’ne gidiş sıcaklığı ($T_{sa,\phi}$) ile TID’den dönüş sıcaklığı ($T_{sa,g}$) arasında en yüksek fark 3.44 °C iken, $T_{sa,g}$ sıcaklığı da 5.39 °C’ye ulaşmıştır. Kondensere giren havanın sıcaklığı ($T_{h,g}$) ile kondensere çıkan havanın sıcaklığı ($T_{h,\phi}$) arasındaki en yüksek fark 9.18 °C iken, gün içindeki ortalaması da 6.50 °C olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.45. 07.02.2010 tarihli $T_{h,g}$, $T_{h,\phi}$ ve depo sıcaklığının zamanla değişimi

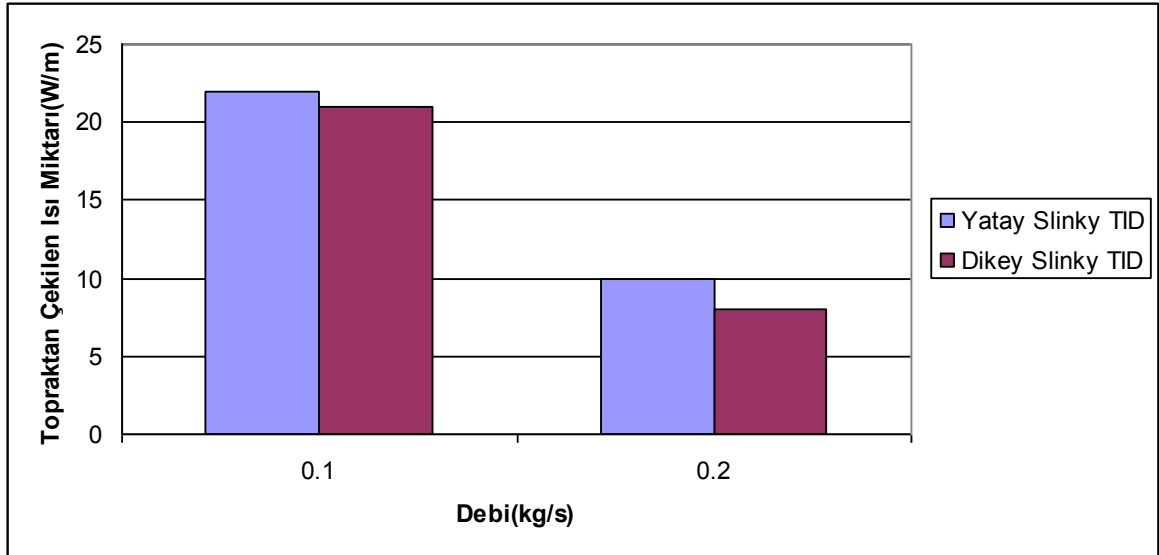


Şekil 4.46. 07.02.2010 tarihli $T_{sa,g}$, $T_{sa,\phi}$ ve T_{ϕ} sıcaklıklarının zamanla değişimi



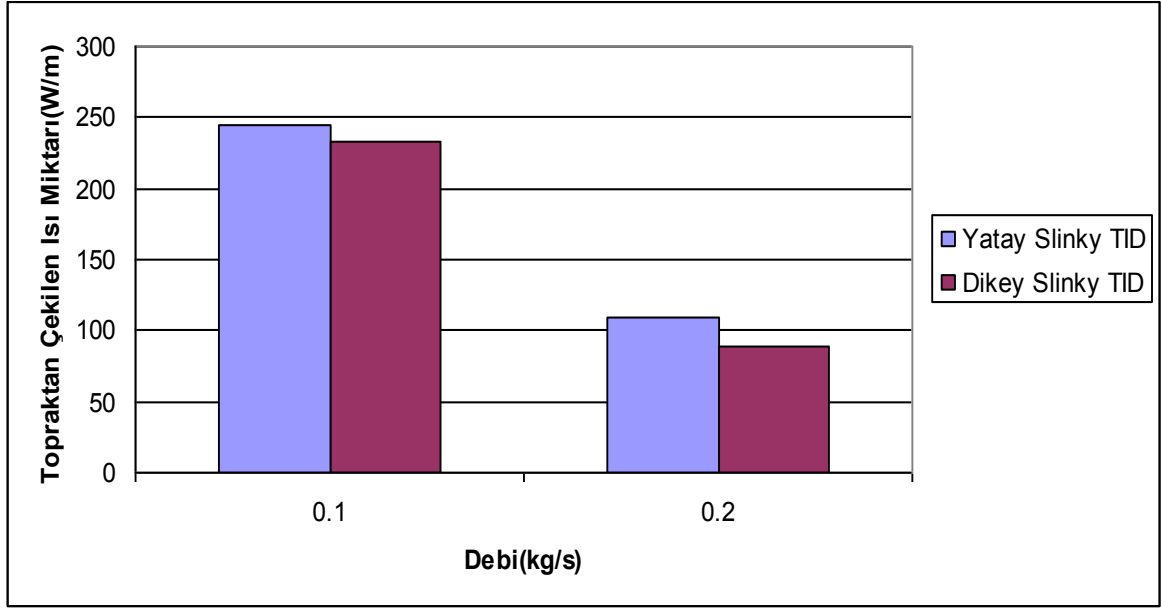
Şekil 4.47. 07.02.2010 tarihli yatay slinky TID çukurundaki toprak sıcaklıklarının değişimi

Şekil 4.48’de yatay ve dikey slinky TID ısı pompası sistemlerinin toplam boru boyuna göre topraktan çektikleri ısı miktarlarının debiye göre karşılaştırılması yapılmıştır.



Şekil 4.48. Yatay ve dikey slinky TID ısı pompası sistemlerinin toplam boru boyuna göre topraktan çektikleri ısı miktarları

Şekil 4.49’da da yatay ve dikey slinky TID ısı pompası sistemlerinin toplam çukur boyuna göre topraktan çektikleri ısı miktarlarının debiye göre karşılaştırılması yapılmıştır.



Şekil 4.49. Yatay ve dikey slinky TID ısı pompası sistemlerinin toplam çukur boyuna göre topraktan çektikleri ısı miktarları

Şekil 4.48 ve Şekil 4.49'dan da görüldüğü gibi debisi 0.1 kg/s olan yatay slinky TID ısı pompasının toplam boru boyuna göre topraktan çektiği ısı miktarı ortalaması 22 W/m ve toplam çukur boyuna göre topraktan çektiği ısı miktarı ortalaması da 245 W/m olarak hesaplanmıştır. Debisi 0.1 kg/s olan dikey slinky TID ısı pompasının toplam boru boyuna göre topraktan çektiği ısı miktarı ortalaması 21 W/m ve toplam çukur boyuna göre topraktan çektiği ısı miktarı ortalaması da 233 W/m olarak hesaplanmıştır. Debisi 0.2 kg/s olan yatay slinky TID ısı pompasının toplam boru boyuna göre topraktan çektiği ısı miktarı ortalaması 10 W/m ve toplam çukur boyuna göre topraktan çektiği ısı miktarı ortalaması da 109 W/m olarak hesaplanmıştır. Debisi 0.2 kg/s olan dikey slinky TID ısı pompasının toplam boru boyuna göre topraktan çektiği ısı miktarı ortalaması 8 W/m ve toplam çukur boyuna göre topraktan çektiği ısı miktarı ortalaması da 89 W/m olarak hesaplanmıştır.

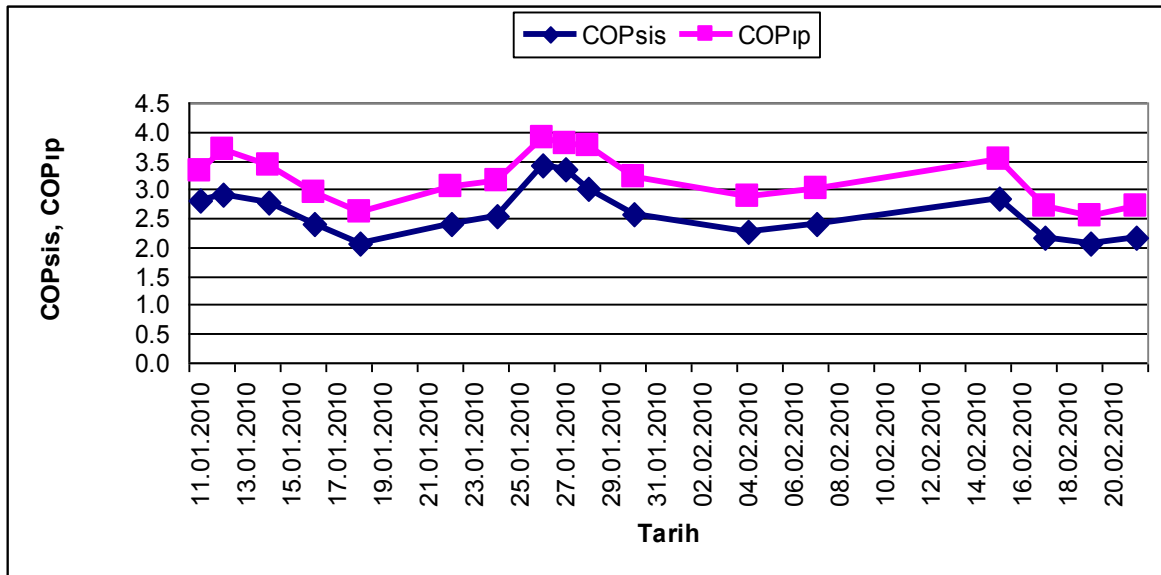
Görüldüğü gibi debi artışıyla topraktan çekilen ısı miktarında da düşüş görülmektedir.

Toplam boru boyuna göre topraktan çekilen ortalama ısı miktarı en yüksek 22 W/m ile debisi 0.1 kg/s olan yatay slinky TID onu 21 W/m ile debisi 0.1 kg/s olan dikey slinky TID ve en düşük 8 W/m ile debisi 0.2 kg/s olan dikey slinky TID ısı pompasında hesaplanmıştır. Literatürde bir çalışmada [89], yatay TID lerinin boru boyuna göre topraktan çektikleri ısı miktarı 23-33 W/m iken , başka bir çalışmada bu değer 16-28 W/m

olarak verilmektedir [31]. Yatay slinky TID’de bu değ r 11-25 W/m olarak verilmektedir [99].

Toplam  ukur boyuna göre topraktan çekilen ortalama ısı miktarı en yüksek 245 W/m ile debisi 0.1 kg/s olan yatay slinky TID onu 233 W/m ile debisi 0.1 kg/s olan dikey slinky TID ve en düşük 89 W/m ile debisi 0.2 kg/s olan dikey slinky TID ısı pompasında hesaplanmıştır. Literatürde bir çalışmada [94], 1.4 m derinlikte 1.2 m adımdaki yatay slinky TID ısı pompasının çukur boyuna göre topraktan çektiği ısı miktarı 42.5-158.4 W/m olarak hesaplanmıştır.

11 Ocak 2010 ile 21  ubat 2010 tarihleri arasında yapılan deneylerden elde edilen COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri  ekil 4.50’de verilmiştir. Tablo 4.2.’de 11 Ocak 2010 ile 21  ubat 2010 tarihleri arasında yapılan deneylerde çalıştırılan sistemler gösterilmiştir.

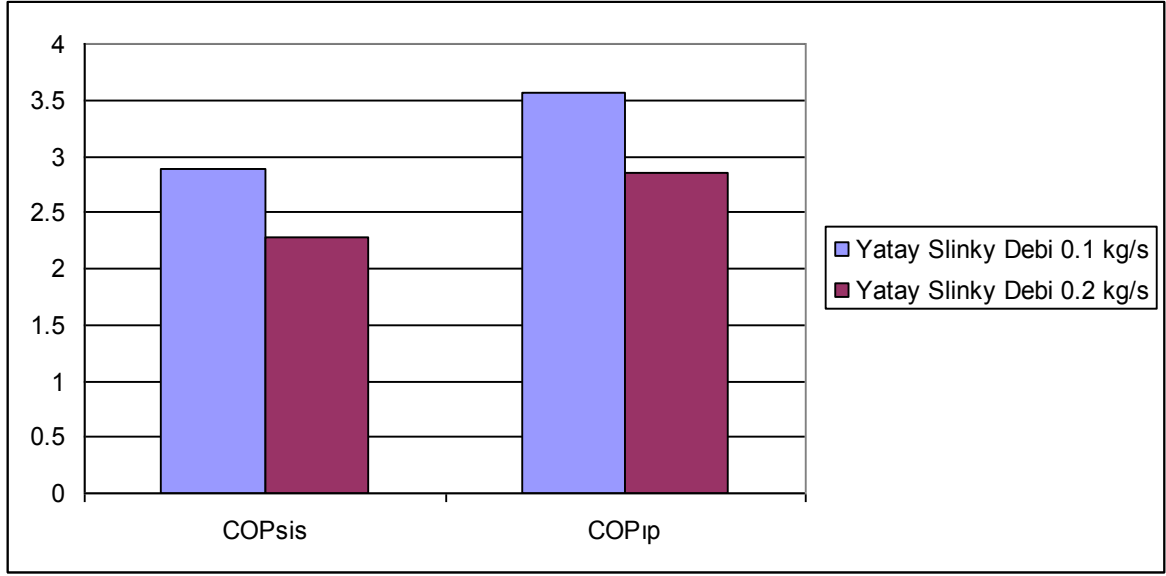


Şekil 4.50. 11 Ocak 2010 ile 21  ubat 2010 tarihleri arasında yapılan deneylerden elde edilen COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri

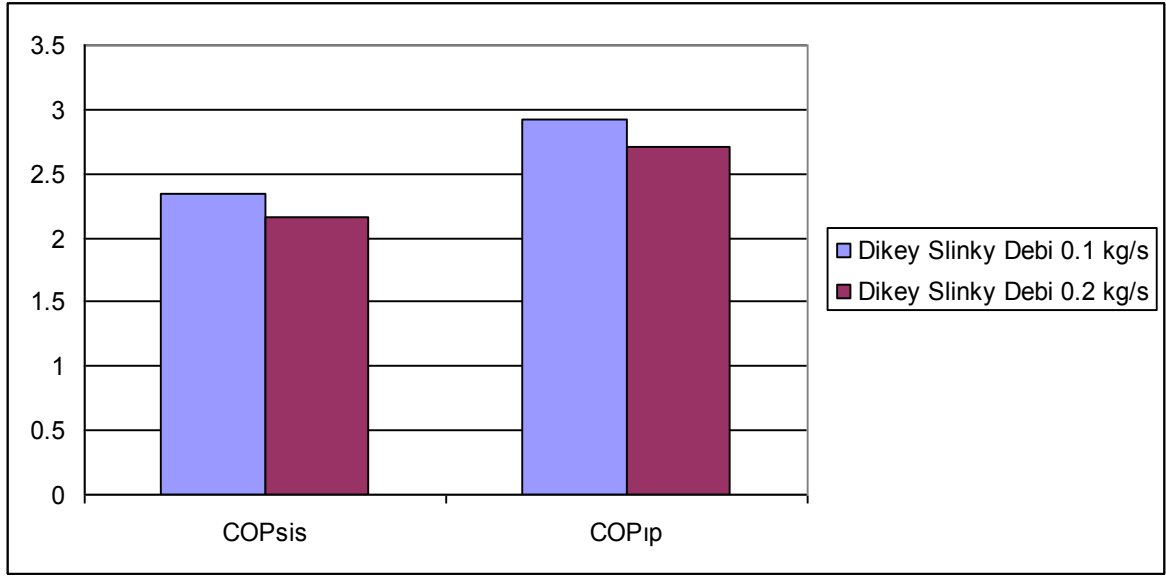
Tablo 4.2. 11 Ocak 2010 ile 21 Şubat 2010 tarihleri arasında yapılan deneylerde çalıştırılan sistemler

Tarih	Çalıştırılan Sistem	Su-Antifriz Debisi
11 Ocak 2010	Dikey Slinky+Güneş	0.1 kg/s
12 Ocak 2010	Yatay Slinky+Güneş	0.1 kg/s
14 Ocak 2010	Yatay Slinky	0.1 kg/s
16 Ocak 2010	Dikey Slinky	0.1 kg/s
18 Ocak 2010	Dikey Slinky	0.1 kg/s
22 Ocak 2010	Dikey Slinky+Güneş	0.1 kg/s
24 Ocak 2010	Dikey Slinky	0.1 kg/s
26 Ocak 2010	Güneş	0.2 kg/s
27 Ocak 2010	Güneş	0.2 kg/s
28 Ocak 2010	Yatay Slinky	0.1 kg/s
30 Ocak 2010	Dikey Slinky	0.1 kg/s
4 Şubat 2010	Dikey Slinky	0.2 kg/s
7 Şubat 2010	Yatay Slinky	0.2 kg/s
15 Şubat 2010	Yatay Slinky	0.1 kg/s
17 Şubat 2010	Dikey Slinky	0.1 kg/s
19 Şubat 2010	Dikey Slinky	0.2 kg/s
21 Şubat 2010	Yatay Slinky	0.2 kg/s

Yapılan deneylerden elde edilen ortalama COP_{sis} ve COP_{ip} değerlerinin karşılaştırılması Şekil 4.51 ile Şekil 4.55 arasında verilmiştir. Şekil 4.51, Şekil 4.52, Şekil 4.53 ve Şekil 4.54’de yatay ve dikey slinky TID’de dolaştırılan su-antifriz karışımının debisinin sistem performansına etkisi karşılaştırılmıştır.



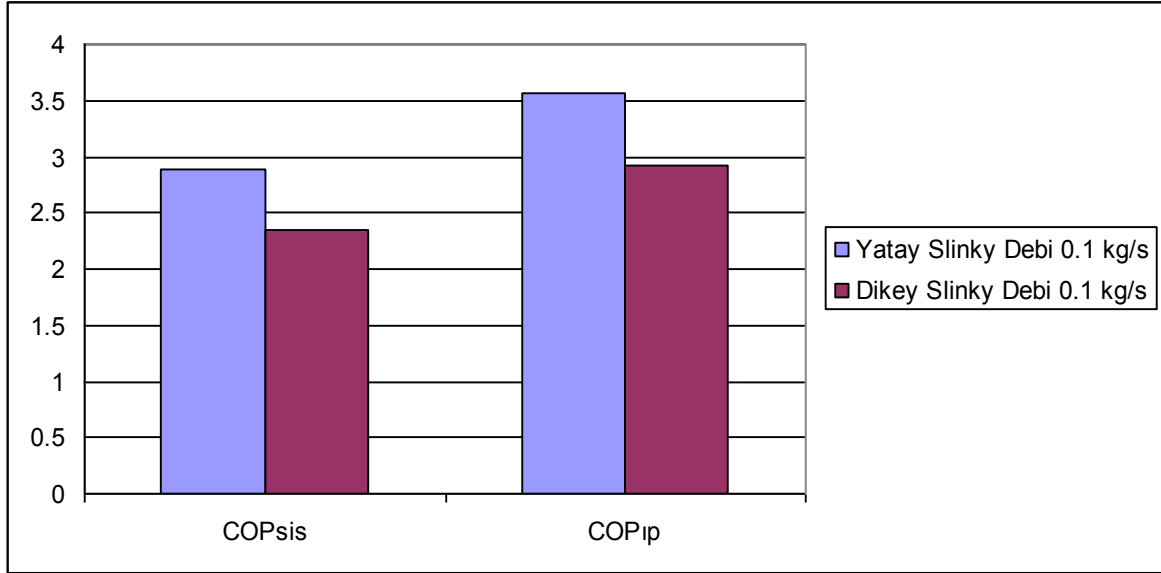
Şekil 4.51. 0.1kg/s ve 0.2 kg/s debili yatay slinky TID performansının karşılaştırılması



Şekil 4.52. 0.1 kg/s ve 0.2 kg/s debili dikey slinky TID performansının karşılaştırılması

Şekil 4.51’den de görüldüğü gibi debi artışıyla yatay slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 2.88 ve 3.55’den 2.27 ve 2.85 değerlerine düşmüştür. Aynı şekilde Şekil 4.52’de de debi artışıyla dikey slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 2.34 ve 2.91’den 2.16 ve 2.70 değerlerine düşmüştür. Şekil 4.51 ve Şekil 4.52’den de görüldüğü gibi debi arttıkça performans değerleri düşmektedir. Bunun nedeni su-antifriz karışımının TID’ne giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın azalmasıyla açıklanabilir. Bu iki değer bir birine yaklaşmasıyla toprak gittikçe etkisizleşmektedir.

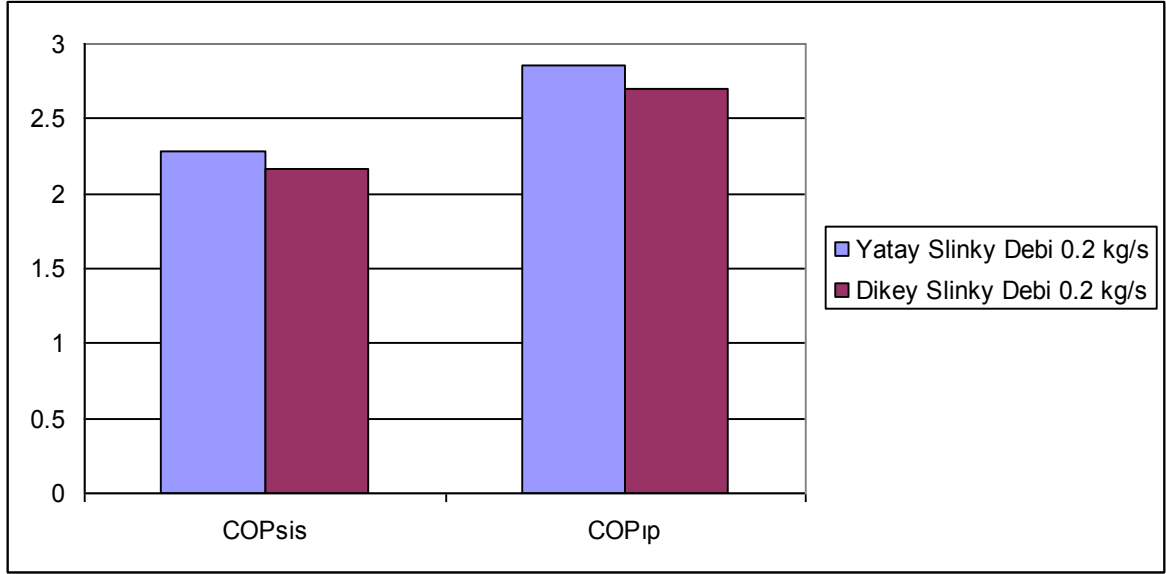
Şekil 4.53’de 0.1 kg/s debili yatay ve dikey slinky TID performansının karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmada 0.1kg/s debili yatay slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 2.88 ve 3.55 ve 0.1kg/s debili dikey slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri ise sırasıyla 2.34 ve 2.91 olarak bulunmuştur.



Şekil 4.53. 0.1 kg/s debili yatay ve dikey slinky TID performansının karşılaştırılması

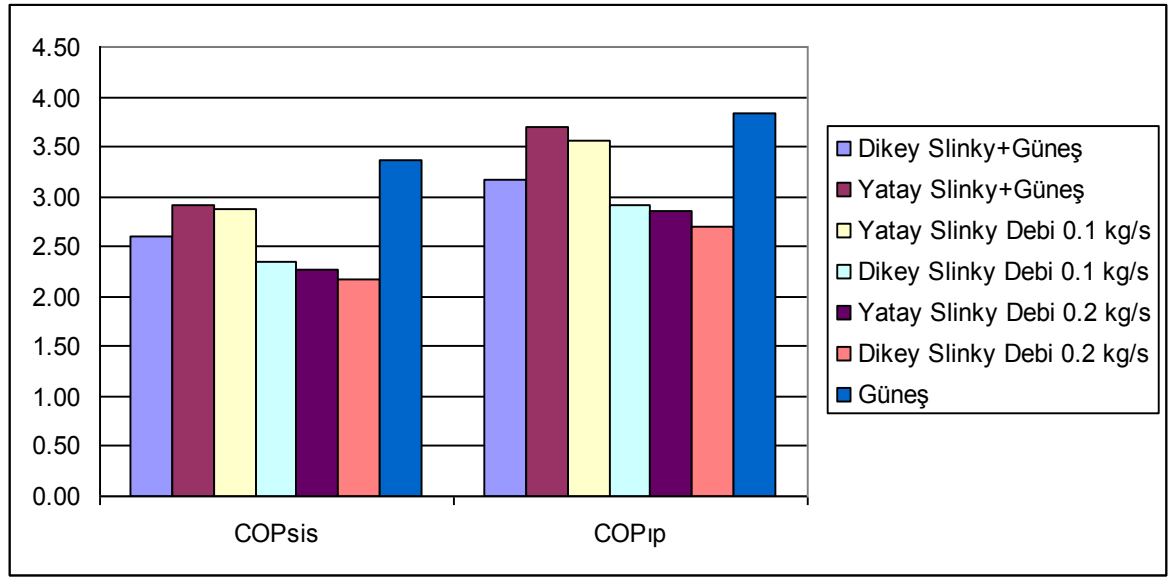
Şekil 4.54’de 0.2 kg/s debili yatay ve dikey slinky TID performansının karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmada 0.2 kg/s debili yatay slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 2.27 ve 2.85 ve 0.2 kg/s debili dikey slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri ise sırasıyla 2.16 ve 2.70 olarak bulunmuştur.

Yapılan performans karşılaştırmasında dikey slinky TID performansının yatay slinky TID performansından daha düşük çıkmasının nedeni toprak yüzeyine yaklaştıkça toprak sıcaklığının azalması ve dolayısıyla TID’nin topraktan daha az ısı çekmesiyle açıklanabilir.



Şekil 4.54. 0.2 kg/s debili yatay ve dikey slinky TID performansının karşılaştırılması

Şekil 4.55’de denenen sistemlerin ortalama performanslarının karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmada en yüksek COP_{sis} ve COP_{ip} değeri sırasıyla 3.37 ve 3.82 değerleriyle güneş kaynaklı ısı pompası sistemine aittir. Onu sırasıyla yatay slinky TID ve güneş kaynaklı olarak birlikte çalışan sistem 2.90 ve 3.70 değerleriyle, 0.1 kg/s debili yatay slinky TID sistemi 2.88 ve 3.55 değerleriyle, dikey slinky TID ve güneş kaynaklı olarak birlikte çalışan sistem 2.61 ve 3.17 değerleriyle, 0.1 kg/s debili dikey slinky TID sistemi 2.34 ve 2.91 değerleriyle, 0.2 kg/s debili yatay slinky TID sistemi 2.27 ve 2.85 değerleriyle, 0.2 kg/s debili dikey slinky TID sistemi 2.16 ve 2.70 değerleriyle takip etmektedir.



Şekil 4.55. Denenen sistemlerin ortalama performanslarının karşılaştırılması

5. EKSERJİ ANALİZİ

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumunu ifade ederken ikinci yasası enerjinin niteliği ile ilgilidir. Enerjinin etkin kullanımı konusunda bilimsel anlamda yapılan çalışmalar, ikinci kanunun sistemlere uygulanabilirliği üzerine yoğunlaşmıştır.

Termodinamik bakışı açısından ekserji; bir referans çevreyle denge haline gelirken, bir sistem, madde veya enerji akışıyla üretilebilecek maksimum miktardaki ıstır. Yani ekserji, referans çevreye göre tamamen kararlı dengede olmamanın sonucu olarak, değişime neden olan akış yada sistemin potansiyelinin ölçüsüdür. Prosesle ilgili tersinmezlikler nedeniyle ortaya çıkan entropiye orantılı olarak ekserji tüketilir. Bu özellikleriyle termodinamiğin ikinci yasasını da kullanarak yapılan ekserji analizleri, enerji analizlerinden çok daha somut ve pratiğe uygulanabilir sonuçlar vermektedir.

Ekserji analizinin önemi şu şekilde özetlenebilir:

- Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin belirlenmesinde ana bir araçtır.
- Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizinde termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
- Daha fazla verimli kaynak kullanma amacının destekleyen bir tekniktir. Ekserji analiziyle, atık ve kayıpların yerlerini, tiplerini ve gerçek büyüklüklerini ortaya çıkarmak mümkündür.
- Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak daha verimli enerji sistemlerini tasarlayanın olanak ve olasılıklarını göstermede etkindir.
- Sürdürülebilir gelişmenin sağlanmasında kritik önem taşımaktadır.
- Enerji politikalarının oluşturulmasında faydalanılması gereken bir araçtır [97].

Bu bölümde deneysel verilerden faydalanarak kullanılan sistemlerin ekserji analizleri yapılarak, ekserji miktarları tablolar halinde verilecek ve ekserji verimleri karşılaştırılacaktır.

Korunum eşitliklerini kullanarak, kayıp ısı, ısı girişini, tersinmezlik miktarını, enerji ve ekserji verimlerini aşağıdaki gibi bulabiliriz [4, 16, 23, 25, 30, 70, 83, 100, 101].

Kütlenin korunumu denklemi,

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (5.1)$$

Genel enerji korunumu denklemi,

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_g h_g = \dot{W} + \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta \quad (5.2)$$

Genel ekserji korunumu eşitliği,

$$\dot{E} x_g - \dot{E} x_\zeta = \dot{E} x_k \quad (5.3)$$

Burada $\dot{E} x_k$ ekserji kaybı (Tersinmezlik) miktarını gösterir ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{E} x_{tsi} - \dot{E} x_{i\dot{s}} + \dot{E} x_{k\ddot{u}tle,g} - \dot{E} x_{k\ddot{u}tle,\zeta} = \dot{E} x_k \quad (5.4)$$

Eşitlik 5.4 kullanılarak genel ekserji korunumu,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{kay}} \right) \dot{Q}_{kay} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta = \dot{E} x_k \quad (5.5)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (5.6)$$

Burada $\dot{Q}_{kay}$, kaynak bölgesinde T_{kay} sıcaklığında sınır boyunca olan ısı transferini, $\dot{W}$ iş miktarını, ψ akış ekserjisini ve 0 alt indis de ölü hali göstermektedir.

Entropi dengesi,

$$\dot{S}_g - \dot{S}_\zeta + \dot{S}_{\ddot{u}} = 0 \quad (5.7)$$

$$\dot{S}_{\ddot{u}} = \sum \dot{m}_\zeta s_\zeta - \sum \dot{m}_g s_g + \sum \frac{\dot{Q}_{kay}}{T_{kay}} \quad (5.8)$$

$$\dot{I} = \dot{E} x_k = T_0 \dot{S}_{\ddot{u}} \quad (5.9)$$

Literatürde, ekserji verim eşitlikleri için çok çeşitli ifadeler mevcuttur. Bu çalışmada ısı pompasının ve sistemin ekserji verimleri aşağıdaki eşitlik ile bulunmuştur [25,30].

$$\varepsilon_{ip} = \frac{\dot{E} x_{tsi}}{\dot{W}_{komp}} = \frac{\dot{E} x_{kon,g} - \dot{E} x_{kon,\zeta}}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.10)$$

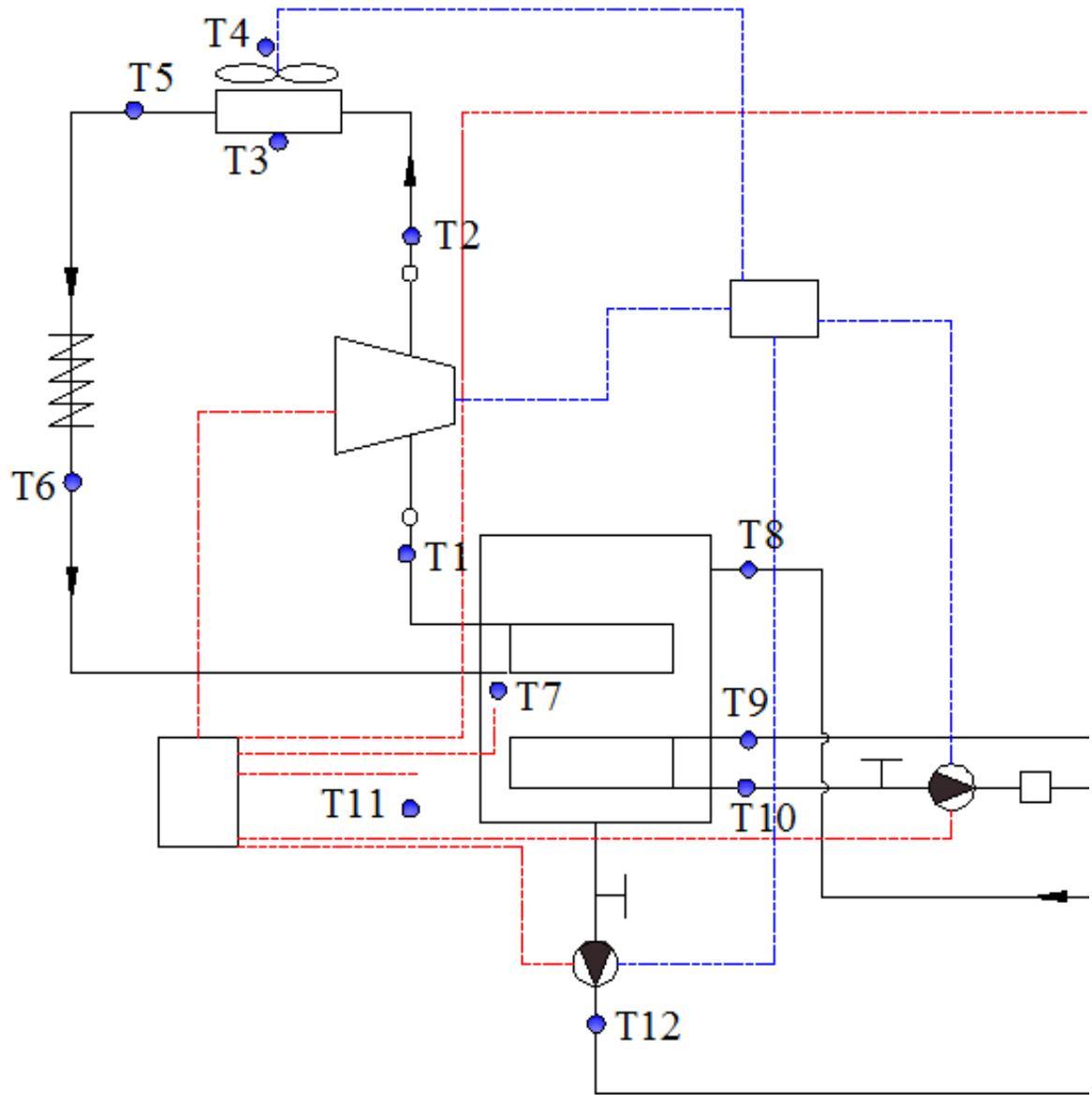
$$\varepsilon_{sis} = \frac{\dot{E} x_{tsi}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{sp} + \dot{W}_f} \quad (5.11)$$

Sistem elemanları; kompresör, kondenser, kılcal boru, evaporatör ve TID bileşenleri için ekserji denklemleri aşağıdaki gibi oluşturulmuştur [4, 16, 23, 25, 30, 70, 100,101].

Ekserji analizi boyunca aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Tüm prosesler kararlı haldedir, potansiyel ve kinetik enerji etkileri önemsenmediği kararlı akış hali vardır ve kimyasal reaksiyonlar yoktur.
- Sistem ısı transferi ve sistemden is transferi pozitifdir.
- Sabit özgül ısı ile birlikte hava ideal gaz olarak kabul edilmiştir.
- Bileşenleri birleştiren borular içindeki ısı transferi ve soğutucu basınç düşmeleri, boruların uzunluklarının kısa olması nedeniyle ihmal edilmiştir.

Deney seti üzerindeki sıcaklık ölçülen noktalar Şekil 5.1’de gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Deney seti üzerindeki sıcaklık ölçülen noktalar

Kompresör:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{soğ} \quad (5.12)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{soğ} (h_{2gerçek} - h_1) \quad (5.13)$$

$$\dot{E} x_{k,komp,e} = T_0 \dot{m}_{soğ} (s_1 - s_{2gerçek}) \quad (5.14)$$

$$\dot{E} x_{k,komp} = \dot{m}_{soğ} (\psi_1 - \psi_{2gerçek}) + \dot{W}_{komp} \quad (5.15)$$

Bu eşitliklerde çevreye karşı ısı kaybı ihmal edilmiştir.

Kondenser:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{soğ} ; \dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{hava} \quad (5.16)$$

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_{soğ} (h_{2gerçek} - h_5) \quad (5.17)$$

$$\dot{E} x_{k,kon,e} = T_0 [\dot{m}_{soğ} (s_5 - s_2) + \dot{m}_{hava} (s_3 - s_4)] \quad (5.18)$$

$$\dot{E} x_{k,kon} = \dot{m}_{soğ} (\psi_{2gerçek} - \psi_5) + \dot{m}_{hava} (\psi_4 - \psi_3) \quad (5.19)$$

Kılcal boru:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{soğ} , h_5 = h_6 \quad (5.20)$$

$$\dot{E} x_{k,kb,e} = T_0 \dot{m}_{soğ} (s_6 - s_5) \quad (5.21)$$

$$\dot{E} x_{k,kb} = \dot{m}_{soğ} (\psi_5 - \psi_6) \quad (5.22)$$

Evaporatör:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{soğ} \quad (5.23)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{soğ} (h_1 - h_6) ; \dot{Q}_{eva} = \dot{Q}_{TiD} \quad (5.24)$$

$$\dot{E} x_{k,eva,e} = T_0 [\dot{m}_{so\dot{g}} (s_1 - s_6) + \dot{m}_{sa} (s_8 - s_{12})] \quad (5.25)$$

$$\dot{E} x_{k,eva} = \dot{m}_{so\dot{g}} (\psi_6 - \psi_1) + \dot{m}_{sa} (\psi_{12} - \psi_8) \quad (5.26)$$

Güneş kaynaklı için,

$$\dot{E} x_{k,eva} = \dot{m}_{so\dot{g}} [(h_6 - h_1) - T_0 (s_6 - s_1)] + \dot{m}_{g,sa} [(h_9 - h_{10}) - T_0 (s_9 - s_{10})] \quad (5.27)$$

Toprak ısı değiştirgeçleri(TID):

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{sa} \quad (5.28)$$

$$\dot{Q}_{TID} = \dot{m}_{sa} C_{p,sa} (T_{12} - T_8) \quad (5.29)$$

$$\dot{E} x_{k,TID,e} = T_0 \left[\dot{m}_{sa} (s_{12} - s_8) - \frac{\dot{Q}_{TID}}{T_{toprak}} \right] \quad (5.30)$$

$$\dot{E} x_{k,TID} = \dot{m}_{sa} (\psi_{12} - \psi_8) + \dot{Q}_{TID} \left(1 - \frac{T_0}{T_{toprak}} \right) \quad (5.31)$$

Güneş ısı değiştirgeci:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{g,sa} \quad (5.32)$$

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{g,sa} C_{p,sa} (T_9 - T_{10}) \quad (5.33)$$

$$\dot{E} x_{k,GID} = \dot{m}_{g,sa} (\psi_{10} - \psi_9) + \dot{Q}_u \left(1 - \frac{T_0}{T_{güneş}} \right) \quad (5.34)$$

Sistemin her bir elemanı için yapılan ekserji analizinden bulunan sonuçlar tablo halinde verilmiştir. Tablo 5.1’de 0.1 kg/s debili yatay slinky TID ısı pompası için ekserji miktarlarını, Tablo 5.2’de 0.1 kg/s debili dikey slinky TID ısı pompası için ekserji miktarlarını, Tablo 5.3’de güneş kaynaklı ısı pompası için ekserji miktarlarını göstermektedir. Soğutucu akışkan için bütün fiziksel özellikler Solkane programından alınmıştır [95].

Tablo 5.1. 0.1 kg/s debili yatay slinky TID ısı pompası için çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları

Eleman	Akışkan	Faz	Sıcaklık T(°C)	Basınç P(Bar)	Özgül Entalpi h(kJ/kg)	Özgül Entropi s(kJ/kgK)	Kütleli debi $\dot{m}$ (kg/s)	Özgül Ekserji ψ (kJ/kg)	Ekserji Miktarı $\dot{E}_x = \dot{m} \psi$ (kW)
-	R22	Ölü hal	1	1.013	413.7	1.928	-	0	0
-	Su- Antifriz	Ölü hal	1	1.013	4.3	0.015	-	0	0
-	Hava	Ölü hal	1	1.013	274.118	1.61092	-	0	0
Evaporatör çıkış- Kompresör giriş(1)	R22	Kızgın Buhar	-3.63	4.41	403.56	1.7557	0.03	37.0702	1.112
Kondenser giriş- Kompresör çıkış(2)	R22	Kızgın Buhar	46.7	17.99	417.217	1.69	0.03	68.729	2.061
Kondenser çıkış(5)	R22	Sıvı	31.9	12.51	239.172	1.13359	0.03	43.14	1.294
Evaporatör giriş(6)	R22	Karışım	0.67	5.08	200.797	1.003	0.03	40.547	1.216
Kondenser fanına giriş(3)	Hava	Gaz	21.25	1.013	294.4185	1.6825	0.73	0.687	0.5015
Kondenser fanından çıkış(4)	Hava	Gaz	29.30	1.013	302.5028	1.70967	0.73	1.3273	0.9689
Toprak ısı değiştirgecinden su- antifrizin çıkışı(8)	Su- Antifriz	Sıvı	9.18	0.0122	38.5612	0.13871	0.1	0.3646	0.03646
Toprak ısı değiştirgecine su- antifrizin girişi(12)	Su- Antifriz	Sıvı	0.38	0.063	1.5638	0.0056	0.1	-0.16	-0.016

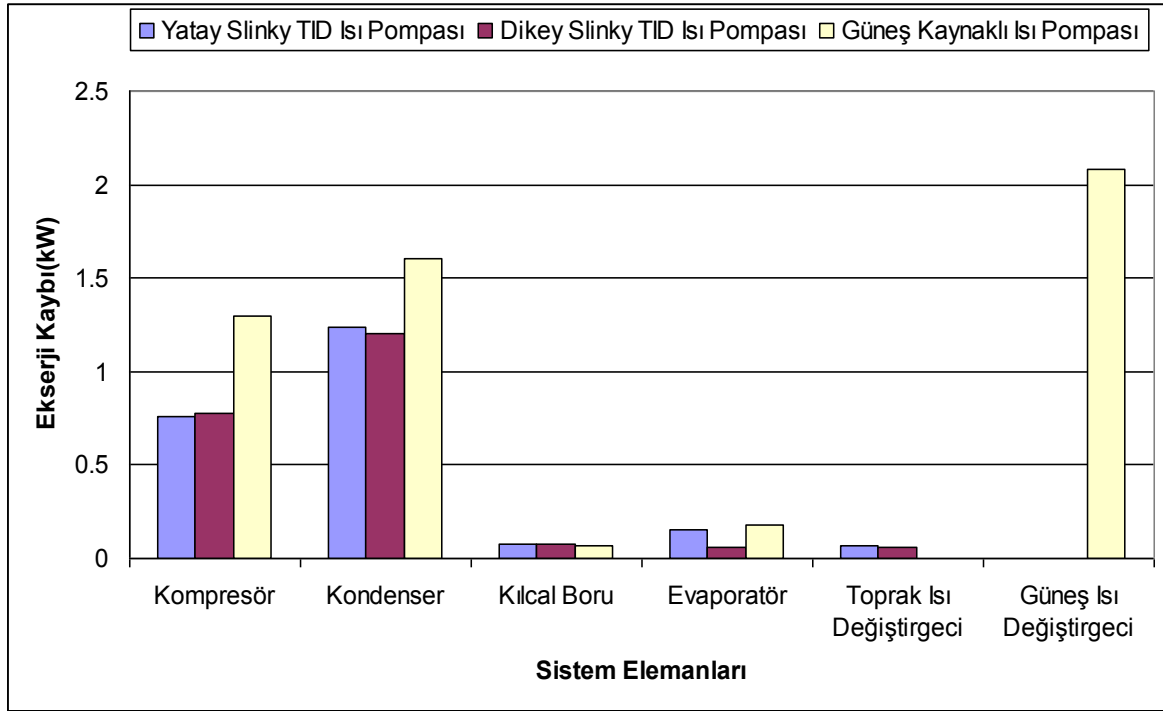
Tablo 5.2. 0.1 kg/s debili dikey slinky TID ısı pompası için çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları

Eleman	Akışkan	Faz	Sıcaklık T(°C)	Basınç P(Bar)	Özgül Entalpi h(kJ/kg)	Özgül Entropi s(kJ/kgK)	Kütleli debi $\dot{m}$ (kg/s)	Özgül Ekserji ψ (kJ/kg)	Ekserji Miktarı $\dot{E}_X = \dot{m} \psi$ (kW)
-	R22	Ölü hal	1	1.013	413.7	1.928	-	0	0
-	Su- Antifriz	Ölü hal	1	1.013	4.3	0.015	-	0	0
-	Hava	Ölü hal	1	1.013	274.118	1.61092	-	0	0
Evaporatör çıkış- Kompresör giriş(1)	R22	Kızgın Buhar	-3.78	4.39	403.50	1.75597	0.03	36.93	1.10
Kondenser giriş- Kompresör çıkış(2)	R22	Kızgın Buhar	45	17.29	417.01	1.6923	0.03	67.89	2.03
Kondenser çıkış(5)	R22	Sıvı	31.32	12.33	238.429	1.1312	0.03	43.05	1.29
Evaporatör giriş(6)	R22	Karışım	0	4.98	200.00	1.00	0.03	40.572	1.217
Kondenser fanına giriş(3)	Hava	Gaz	21.12	1.013	294.2882	1.68213	0.73	0.6586	0.4808
Kondenser fanından çıkış(4)	Hava	Gaz	28.09	1.013	302.1014	1.70834	0.73	1.29	0.9419
Toprak ısı değiştirgecinden su- antifrizin çıkışı(8)	Su- Antifriz	Sıvı	8.68	0.0113	36.458	0.1312	0.1	0.3192	0.03192
Toprak ısı değiştirgecine su- antifrizin girişi(12)	Su- Antifriz	Sıvı	0.30	0.062	1.2283	0.0044	0.1	-0.1673	-0.01673

Tablo 5.3. Güneş kaynaklı ısı pompası için çeşitli fiziksel özellikler ve ekserji miktarları

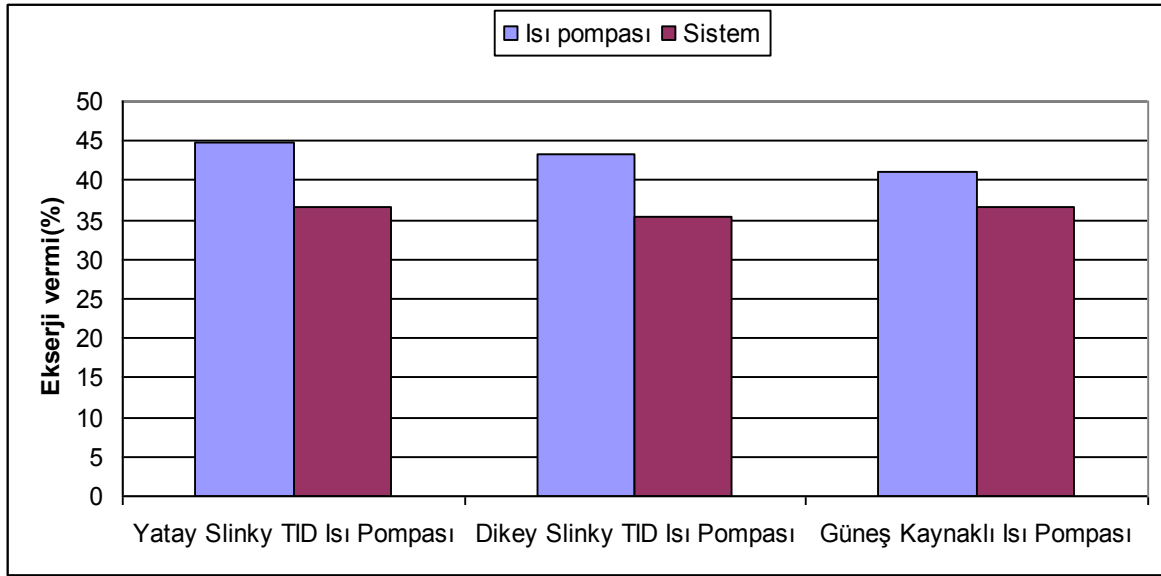
Eleman	Akışkan	Faz	Sıcaklık T(°C)	Basınç P(Bar)	Özgül Entalpi h(kJ/kg)	Özgül Entropi s(kJ/kgK)	Kütleli debi $\dot{m}$ (kg/s)	Özgül Ekserji ψ (kJ/kg)	Ekserji Miktarı $\dot{E}_x = \dot{m} \psi$ (kW)
-	R22	Ölü hal	1	1.013	413.7	1.928	-	0	0
-	Su- Antifriz	Ölü hal	1	1.013	4.3	0.015	-	0	0
-	Hava	Ölü hal	1	1.013	274.118	1.61092	-	0	0
Evaporatör çıkış- Kompresör giriş(1)	R22	Kızgın Buhar	5	5.84	406.71	1.7433	0.03	43.717	1.308
Kondenser giriş- Kompresör çıkış(2)	R22	Kızgın Buhar	56.22	22.35	417.832	1.6769	0.03	72.93	2.188
Kondenser çıkış(5)	R22	Sıvı	32	12.55	239.30	1.1340	0.03	43.156	1.2946
Evaporatör giriş(6)	R22	Karışım	10	6.81	211.99	1.0428	0.03	40.834	1.225
Kondenser fanına giriş(3)	Hava	Gaz	20.41	1.013	293.5768	1.6797	0.73	0.613	0.4475
Kondenser fanından çıkış(4)	Hava	Gaz	32	1.013	305.22	1.71865	0.73	1.5839	1.1563
Güneş ısı değişiricisi çıkış(10)	Su- Antifriz	Sıvı	17	0.019	71.378	0.2533	0.2	1.78	0.3567
Güneş ısı değişiricisi giriş(9)	Su- Antifriz	Sıvı	20	0.023	83.96	0.2966	0.2	2.5	0.5

Yapılan hesaplamalar sonucunda 0.1 kg/s debili yatay slinky TID ısı pompası sistemi için kompresör, kondenser, kılcal boru, evaporatör ve TID’de meydana gelen ekserji kayıpları sırasıyla 0.7622, 1.235, 0.07779, 0.15676 ve 0.06721 kW olarak bulunmuştur. 0.1 kg/s debili dikey slinky TID ısı pompası sistemi için kompresör, kondenser, kılcal boru, evaporatör ve TID’de meydana gelen ekserji kayıpları sırasıyla 0.7788, 1.2061, 0.07434, 0.06061 ve 0.05975 kW olarak bulunmuş. Güneş kaynaklı ısı pompası sistemi için de kompresör, kondenser, kılcal boru, evaporatör ve güneş ısı değiştirgecinde meydana gelen ekserji kayıpları ise sırasıyla 1.2936, 1.6019, 0.06966, 0.1832 ve 2.08 kW olarak hesaplanmıştır. Şekil 5.2’de sistem elemanlarında meydana gelen ekserji kayıpları gösterilmiştir. Hesaplaması yapılan toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde en yüksek ekserji kaybı kondenserde meydana gelirken onu kompresör takip etmekte en düşük ekserji kaybı ise toprak ısı değiştirgecinde meydana gelmektedir. Güneş kaynaklı ısı pompası sisteminde ise en yüksek ekserji kaybı güneş ısı değiştirgecinde meydana gelirken en düşük ekserji kaybı ise kılcal boruda meydana gelmektedir.



Şekil 5.2. Sistem elemanlarında meydana gelen ekserji kayıpları

Şekil 5.3’de bu sistemlerin ısı pompası ve sistem ekserji verimlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Ekserji analizi hesaplamalarından bulunan sonuçlar şöyle özetlenebilir: ısı pompasının ünite bazında 0.1 kg/s debili yatay slinky TID ısı pompası için ekserji verimi %44.8, 0.1 kg/s debili dikey slinky TID ısı pompası için ekserji verimi %43.3, güneş kaynaklı ısı pompası için ekserji verimi %41.1 iken sistem bazında bu değerler sırasıyla %36.7, %35.4 ve % 36.6’dır.



Şekil 5.3. Hesaplamaları yapılan sistemler için ısı pompası ve sistem ekserji verimlerinin karşılaştırılması

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Kurulan sistemde, yatay ve dikey slinky(spiral) toprak ısı değıştirgeçleri ayrı ayrı çalıştırıldığı gibi güneşli günlerde yatay slinky toprak ısı değitirgeciyle güneş, dikey slinky toprak ısı değıştirgeciyle güneş ve sadece güneş kaynaklı olarak da ısı pompası çalıştırılmıştır. Böylece çalıştırılan sistemlerin performansları karşılaştırılarak sistemin enerji, ekserji analizleri yapılmıştır.

Bu çalışmada elde edilen bazı önemli sonuçlar maddeler halinde aşağıda özetlenmiştir:

1. 0.1 kg/s debili yatay slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 2.88 ve 3.55 ve 0.1kg/s debili dikey slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri ise sırasıyla 2.34 ve 2.91 olarak bulunmuştur.
2. 0.2 kg/s debili yatay slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 2.27 ve 2.85 ve 0.2 kg/s debili dikey slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri ise sırasıyla 2.16 ve 2.70 olarak bulunmuştur.
3. Evaporatöre giren su-antifriz karışımının sıcaklığı arttıkça daha yüksek COP_{sis} elde edilmiştir.
4. Yapılan performans karşılaştırmasında dikey slinky TID performansının yatay slinky TID performansından daha düşük çıkmasının nedeni toprak yüzeyine yaklaştıkça toprak sıcaklığının azalması ve dolayısıyla TID'nin topraktan daha az ısı çekmesiyle açıklanabilir.
5. Debi artışıyla yatay slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 2.88 ve 3.55'den 2.27 ve 2.85 değerlerine düşmüştür. Aynı şekilde debi artışıyla dikey slinky TID sisteminin COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla 2.34 ve 2.91'den 2.16 ve 2.70 değerlerine düşmüştür.
6. Debi arttıkça performans değerleri düşmektedir. Bunun nedeni su-antifriz karışımının TID'ne giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın azalmasıyla açıklanabilir. Bu iki değer bir birine yaklaşmasıyla toprak gittikçe etkisizleşmektedir.
7. Toplam boru boyuna göre topraktan çekilen ortalama ısı miktarı en yüksek 22 W/m ile debisi 0.1 kg/s olan yatay slinky TID onu 21 W/m ile debisi 0.1 kg/s olan dikey slinky TID ve en düşük 8 W/m ile debisi 0.2 kg/s olan dikey slinky TID ısı pompasında hesaplanmıştır. Literatürde bir çalışmada [89], yatay düz TID lerinin

- boru boyuna göre topraktan çektikleri ısı miktarı 23-33 W/m iken , başka bir çalışmada bu değer 16-28 W/m olarak verilmektedir [31]. Yatay slinky TID’de bu değer 11-25 W/m olarak verilmektedir [99].
8. Toplam çukur boyuna göre topraktan çekilen ortalama ısı miktarı en yüksek 245 W/m ile debisi 0.1 kg/s olan yatay slinky TID onu 233 W/m ile debisi 0.1 kg/s olan dikey slinky TID ve en düşük 89 W/m ile debisi 0.2 kg/s olan dikey slinky TID ısı pompasında hesaplanmıştır. Literatürde bir çalışmada [94], 1.4 m derinlikte 1.2 m adımıdaki yatay slinky TID ısı pompasının çukur boyuna göre topraktan çektiği ısı miktarı 42.5-158.4 W/m olarak hesaplanmıştır.
 9. Yatay ve dikey slinky TID’ lerin, düz yatay TID’lere göre toplam boru boyuna göre topraktan çektikleri ısı miktarları daha az olmalarına rağmen; toplam çukur boyuna göre topraktan çektikleri ısı miktarları daha yüksektir.
 10. Denenen sistemlerin ortalama performanslarının karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmada en yüksek COP_{sis} ve COP_{ip} değeri sırasıyla 3.37 ve 3.82 değerleriyle güneş kaynaklı ısı pompası sistemine aittir. Onu sırasıyla yatay slinky TID ve güneş kaynaklı olarak birlikte çalışan sistem 2.90 ve 3.70 değerleriyle, 0.1 kg/s debili yatay slinky TID sistemi 2.88 ve 3.55 değerleriyle, dikey slinky TID ve güneş kaynaklı olarak birlikte çalışan sistem 2.61 ve 3.17 değerleriyle, 0.1 kg/s debili dikey slinky TID sistemi 2.34 ve 2.91 değerleriyle, 0.2 kg/s debili yatay slinky TID sistemi 2.27 ve 2.85 değerleriyle, 0.2 kg/s debili dikey slinky TID sistemi 2.16 ve 2.70 değerleriyle takip etmektedir.
 11. Hesaplamalarda toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde en yüksek ekserji kaybı 0.1 kg/s debili yatay slinky TID ısı pompasında 1.235 kW ile kondenserde meydana gelirken en düşük ekserji kaybı da 0.1 kg/s debili dikey slinky TID ısı pompasında 0.059 kW ile toprak ısı değiştirgecinde meydana gelmektedir. Literatürde [30], dikey toprak kaynaklı ısı pompası ünitesi bazında en büyük tersinmezlik (ekserji kaybı) kondenserde, bunu takiben kompresörde, genleşme valfinde ve evaporatörde meydana geldiğini belirtmektedir.
 12. Ekserji analizi hesaplamalarından ısı pompasının ünite bazında 0.1 kg/s debili yatay slinky TID ısı pompası için ekserji verimi %44, 0.1 kg/s debili dikey slinky TID ısı pompası için ekserji verimi %43, güneş kaynaklı ısı pompası için ekserji verimi %41 iken sistem bazında bu değerler sırasıyla %36, %35.4 ve % 36.6’dır. Literatürde [30], ekserji verimi, dikey toprak kaynaklı ısı pompası ünitesi ve bütün

sistem için sırasıyla % 24.5 ve %20.1 olarak bulunmuştur. Bir başka çalışmada da güneş destekli ısı pompası sisteminin ekserji verimi % 30.8 olarak bulunmuştur [32].

13. Çeşitli şekillerde tüm sistemin ekserji verimliliği iyileştirilebilir. Bunun için sistem bileşenlerinin tersinmezlikleri azaltılmalıdır. Kompresörün tersinmezliği büyük oranda giriş ve çıkış basınçlarına bağlıdır. Herhangi bir ısı değiştiricisinin verimindeki iyileşme, yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının birbirine yakın olması yani sıcaklık farkının az olması sağlanarak kompresör gücündeki azalmayla yapılabilir.

Bu tür sistemlerde toprak ısı değiştiricisini yerleştirmek için kazı maliyeti önemli bir unsurdur. Dikey slinky toprak ısı değiştirgeçli ısı pompasının verimi, yatay slinky toprak ısı değiştirgeçli ısı pompasına oldukça yakın çıkmasından dolayı, bu bölgede dikey slinky toprak ısı değiştirgeçli ısı pompası rahatlıkla kullanılabilir. Bu sayede toprak kaynaklı ısı pompaları için önemli bir maliyet oluşturan kazı maliyeti düşürülebilir. Açıkçası dikey slinky toprak ısı değiştirgeçli ısı pompasının kurulması mantıklı bir yatırım olarak düşünülebilir. Dikey slinky toprak ısı değiştirgecinin ekserji kaybının da çok düşük olması ve fazla bakım gerektirmemesi de bu görüşü desteklemektedir. Ayrıca, sisteme güneş kollektörleri ilavesiyle sistemin güneş ve toprak kaynaklı olarak çalıştırılması ile toprak ısı değiştiricisi yükünde bir düşüş sağlanabilir ve bu sayede toprak ısı değiştiricisi uzunluğu azaltılarak TID maliyetinde de bir düşüş sağlanabilir.

Sonuçta, toprak ısı değiştiricileri ve kazı maliyetleri düşürülürse ve yerli teknolojiyle ısı pompası üretilirse, toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri ülkemizde hem ekonomik hem de çevresel yararlar sağlayacağı açıktır. Toprak kaynaklı ısı pompaları, enerji tüketimini azaltma ve böylece sera gazlarının emisyonlarını düşürme potansiyelleri nedeniyle giderek daha fazla ilgi çekeceklerdir.

Bu konuda ileride yapılacak olan çalışmalarda topraktan çekilen ısı miktarında çok belirleyici olan farklı döngü adımları için toprak ısı değiştirgeçleri dizayn edilerek, bu farklı döngü adımları için bir matematiksel model oluşturulup adım miktarlarının ısı performansına etkisi incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Utlü, Z.**, 1999. İzmir koşullarında güneş destekli ısı pompası tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, izmir.
- [2] **Akpınar, A., Kömürcü, M.İ. ve Filiz, M.H.**, 2008. Türkiye'nin enerji kaynakları ve çevre, sürdürülebilir kalkınma ve temiz enerji kaynakları, *VII. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu*, UTES' 2008, İstanbul, 17-19 Aralık, s.12-24.
- [3] **Özgener, L.**, 2005. Jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinin ekserjik ve ekonomik analizi, *Doktora Tezi*, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, izmir.
- [4] **Esen, H.**, 2007. Düşey borulu toprak kaynaklı ısı pompasının konut iklimlendirme sistemlerinde mevsimlik davranışının araştırılması, *Doktora Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [5] **Tunç, M., Uysal, M. and Özmen, A.**, 1988. Exergy analysis of solar-assisted heat pump systems, *Applied Energy*, **29**, 1-16.
- [6] **Yang, Z., Ma, Y. and Lu, C.**, 1995. A heat-pump system for heat recovery at a substation, *Energy*, **20**, 3, 243-245.
- [7] **Reyes, E.T., Nunez, M.P. and De G, J.C.**, 1998. Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump, *Energy*, **23**, 4, 337-344.
- [8] **Piechowski, M.**, 1999. Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger: theoretical development, *International Journal of Energy Research*, **23**, 571-88.
- [9] **Badescu, V.**, 2002. First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system, *Energy Conversion and Management*, **43**, 2539-2552.
- [10] **Cervantes, J.G. and Torres-Reyes, E.**, 2002. Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system, *Applied Thermal Engineering*, **22**, 1289-1297.
- [11] **Purdy, J. and Morrison, A.**, 2003. Ground-source heat pump simulation within a whole-building analysis, *Eighth International IBPSA Conference*, Eindhoven, Netherlands, August 11-14, s.1077-1084.
- [12] **Kuang, Y.H., Wang, R.Z. and Yu, L.Q.**, 2003. Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply, *Energy Conversion and Management*, **44**, 1089-1098.
- [13] **Bi, Y., Guo, T., Zhang, L. and Chen, L.**, 2004. Solar and ground source heat-pump system, *Applied Energy*, **78**, 231-245.

- [14] **Inalli, M. and Esen, H.,** 2004. Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, **24**, 2219–2232.
- [15] **Jacovides, C.P. and Mihalakakou, G.,** 1995. An underground pipe system as an energy source for cooling/heating purposes, *Renewable Energy*, **6, 8**, 893–900.
- [16] **Hepbasli, A. and Akdemir, O.,** 2004. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system, *Energy Conversion and Management*, **45**, 737–753.
- [17] **Esen, H., Inalli, M. and Esen, M.,** 2006. Technoeconomic appraisal of a ground source heat pump system for a heating season in eastern Turkey, *Energy Conversion and Management*, **47**, 1281–1297.
- [18] **Nagano, K., Katsura, T. and Takeda, S.,** 2006. Development of a design and performance prediction tool for the ground source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, **26, 14-15**, 1578–92.
- [19] **Kuang, Y.H. and, Wang, R.Z.,** 2006. Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system, *Solar Energy*, **80**, 795–803.
- [20] **Yang, W.B., Shi, M.H. and Dong, H.,** 2006. Numerical simulation of the performance of a solar-earth source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 2367–2376.
- [21] **Trillat-Berdal, V., Souyri, B. and , Fraisse, G.,** 2006. Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors, *Energy and Buildings*, **38**, 1477–1484.
- [22] **Ozgener, O. and Hepbasli, A.,** 2007. A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **11**, 482–496.
- [23] **Akpınar, E.K. and Hepbasli A.,** 2007. A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications, *Building and Environment*, **42**, 2004–2013.
- [24] **Esen, H., Inalli, M., Esen, M. and Pihili, K.,** 2007. Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers, *Building and Environment*, **42**, 3606–3615.
- [25] **Ozgener, O. and Hepbasli, A.,** 2007. Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems, *Energy and Buildings*, **39**, 66–75.
- [26] **Esen, H., Inalli, M. and Esen, M.,** 2007. Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system, *Building and Environment*, **42**, 1126–1134.

- [27] **Zogou, O. and Stamatelos, A.**, 2007. Optimization of thermal performance of a building with ground source heat pump system, *Energy Conversion and Management*, **48**, 2853–2863.
- [28] **Esen, H., Inalli, M. and Esen, M.**, 2007. A techno-economic comparison of ground-coupled and air-coupled heat pump system for space cooling, *Building and Environment*, **42**, 1955–1965.
- [29] **Lim, K., Lee, S. and Lee, C.**, 2007. An experimental study on the thermal performance of ground heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **31**, 985–990.
- [30] **Hepbasli, A.**, 2007. Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences, *Energy and Buildings*, **39**, 1211–1217.
- [31] **Florides, G. and , Kalogirou, S.**, 2007. Ground heat exchangers-A review of systems, models and applications, *Renewable Energy*, **32**, 2461–2478.
- [32] **Dikici, A. and Akbulut, A.**, 2008. Performance characteristics and energy–exergy analysis of solar-assisted heat pump system, *Building and Environment*, **43**, 1961–1972.
- [33] **Esen, H., Inalli, M., Sengur, A. and Esen, M.**, 2008. Performance prediction of a ground-coupled heat pump system using artificial neural Networks, *Expert Systems with Applications*, **35**, 1940–1948.
- [34] **Esen, H., Inalli, M., Sengur, A. and Esen, M.**, 2008. Predicting performance of a ground-source heat pump system using fuzzy weighted pre-processing-based ANFIS, *Building and Environment*, **43**, 2178–2187.
- [35] **Esen, H., Inalli, M., Sengur, A. and Esen, M.**, 2008. Artificial neural networks and adaptive neuro-fuzzy assessments for ground-coupled heat pump system, *Energy and Buildings*, **40**, 1074–1083.
- [36] **Esen, H., Inalli, M., Sengur, A. and Esen, M.**, 2008. Forecasting of a ground-coupled heat pump performance using neural networks with statistical data weighting pre-processing, *International Journal of Thermal Sciences*, **47**, 431–441.
- [37] **Esen, H., Inalli, M., Sengur, A. and Esen, M.**, 2008. Modelling a ground-coupled heat pump system using adaptive neuro-fuzzy inference systems, *International journal of refrigeration*, **31**, 65–74.
- [38] **Georgiev, A.**, 2008. Testing solar collectors as an energy source for a heat pump, *Renewable Energy*, **33**, 832–838.

- [39] **Wang, H. and Qi, C.**, 2008. Performance study of underground thermal storage in a solar-ground coupled heat pump system for residential buildings, *Energy and Buildings*, **40**, 1278–1286.
- [40] **Omer, A.M.**, 2008. Ground-source heat pumps systems and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **12**, 344–371.
- [41] **Kara, O., Ulgen, K. and Hepbasli, A.**, 2008. Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **12**, 1383–1401.
- [42] **Kalinci, Y., Hepbasli, A. and Tavman, I.**, 2008. Determination of optimum pipe diameter along with energetic and exergetic evaluation of geothermal district heating systems: Modeling and application, *Energy and Buildings*, **40**, 742–755.
- [43] **Gupta, R. and Irving, R.**, 2008. Assessing the potential of ground source heat pumps to provide low-carbon heating and cooling in UK dwellings in a changing climate, *Proceedings of Conference: Air Conditioning and the Low Carbon Cooling Challenge*, Cumberland Lodge, Windsor, UK, 27-29 July.
- [44] **McKay, S. and Wilson, M.**, 2008. An analysis of a monitored ground source heat pump installed at the National Energy Foundations Phase II Building, *Proceedings of Conference: Air Conditioning and the Low Carbon Cooling Challenge*, Cumberland Lodge, Windsor, UK, 27-29 July.
- [45] **Michopoulos, A. and Kyriakis, N.**, 2009. A new energy analysis tool for ground source heat pump systems, *Energy and Buildings*, **41**, 937-941.
- [46] **Tarnawski, V.R., Leong, W.H., Momose, T. and Hamada, Y.**, 2009. Analysis of ground source heat pumps with horizontal ground heat exchangers for northern Japan, *Renewable Energy*, **34**, 127–134.
- [47] **Jenkins, D.P., Tucker, R. and Rawlinds, R.**, 2009. Modelling the carbon-saving performance of domestic ground-source heat pumps, *Energy and Buildings*, **41**, 587–595.
- [48] **Demir, H., Koyun, A. and Temir, G.**, 2009. Heat transfer of horizontal parallel pipe ground heat exchanger and experimental verification, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 224–233.
- [49] **Day, A.R., Ogumka, P., Jones, P.G. and Dunsdon, A.**, 2009. The use of the planning system to encourage low carbon energy technologies in buildings, *Renewable Energy*, **34**, 2016–2021.
- [50] **Tunç, G.I., Aşık, S.T. and Akbostancı, E.**, 2009. A decomposition analysis of CO₂ emissions from energy use: Turkish case, *Energy Policy*, **37**, 11, 4689-4699.

- [51] **Bi, Y., Wang, X., Liu, Y., Zhang, H. and Chen, L.,** 2009. Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes, *Applied Energy*, 86, 12, 2560-2565.
- [52] **Pulat, E., Coskun, S., Unlu, K. and Yamankaradeniz, N.,** 2009. Experimental study of horizontal ground source heat pump performance for mild climate in Turkey, *Energy*, 34, 9, 1284-1295.
- [53] **Hepbasli, A.,** 2010. A review on energetic, exergetic and exergoeconomic aspects of geothermal district heating systems (GDHSs), *Energy Conversion and Management*, 51, 10, 2041-2061.
- [54] **Blum, P., Campillo, G., Münch, W. and Kölbel, T.,** 2010. CO₂ savings of ground source heat pump systems – A regional analysis, *Renewable Energy*, 35, 122–127.
- [55] **Lohani, S.P. and Schmidt, D.,** 2010. Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system, *Renewable Energy*, 35, 1275–1282.
- [56] **Yang, W., Zhou, J., Xu, W. and Zhang, G.,** 2010. Current status of ground-source heat pumps in China, *Energy Policy*, 38, 323–332.
- [57] **Caliskan, H. and Hepbasli, A.,** 2010. Energy and exergy prices of various energy sources along with their CO₂ equivalents, *Energy Policy*, 38, 3468–3481.
- [58] **Bakirci, K.,** 2010. Evaluation of the performance of a ground-source heat-pump system with series GHE (ground heat exchanger) in the cold climate region, *Energy*, 35, 3088-3096.
- [59] **Wang, X., Zheng, M., Zhang, W., Zhang, S. and Yang, T.,** 2010. Experimental study of a solar-assisted ground-coupled heat pump system with solar seasonal thermal storage in severe cold areas, *Energy and Buildings*, Article in Pres.
- [60] **Yılmaz, T. ve Özgören, M.,** 1996. Isıtma ve soğutma amaçlı ısı pompası sisteminin tasarımı ve tanıtılması, *Ç.Ü. MÜH. MİM. FAK. Dergisi*, 11, 1, 155-166.
- [61] **İnalı, M. ve Ünsal, M.,** 1997. Yeraltında mevsimlik depolanan güneş enerjisi ile beslenen ısı pompalı bir konut ısıtma sisteminin analizi, *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 21, 363-370.
- [62] **Hepbaşlı, A. ve Ertöz, A.Ö.,** 1999. Geleceğin teknolojisi: Yer kaynaklı ısı pompaları, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği kongresi ve sergisi, İzmir, 4-7 Kasım, s.455-492.
- [63] **Günerhan, H., Ülgen, K. ve Hepbaşlı, A.,** 2001. Toprak kaynaklı ısı pompalarında toprak ısı değiştiricisinin tasarımı: Ege Üniversitesi uygulaması, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 21, 1, 18-24.

- [64] **Esen, H., İnalı, M. ve Esen M.**, 2003. Yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel uygulaması, *Mühendis ve Makine*, **44**, **523**, 29-35.
- [65] **Esen, H. ve Balbay, A.**, 2003. Yer kaynaklı bir ısı pompası sistemindeki toprak ısı değiştiricisi boru uzunluğunun belirlenmesi, *Mühendis ve Makine*, **44**, **527**, 55-61.
- [66] **Esen, H. ve İnalı, M.**, 2003. Elazığ iklim şartlarında yatay borulu toprak kaynaklı ısı pompasının performansı, *F.Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, **15**, **2**, 255-263.
- [67] **Doğan, V.**, 2003. Su-Toprak kaynaklı ısı pompaları, VI. *Ulusal Tesisat Mühendisliği kongresi ve sergisi*, İzmir, 8-11 Ekim, s.267-283.
- [68] **Esen, H., Alli, H. ve İnalı, M.**, 2004. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemindeki toprak ısı değiştiricisinin bulanık mantık ile kontrolü, *Mühendis ve Makine*, **45**, **539**, 17-21.
- [69] **Esen, H. ve İnalı, M.**, 2004. Yatay toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performans değerlendirmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, **24**, **1**, 1-10.
- [70] **Dikici, A., Akbulut, A. ve Gülçimen, F.**, 2006. Güneş, hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarının Elazığ şartlarında kullanımının deneysel olarak araştırılması ve enerji ve ekserji analizleri, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, **25**, **2**, 49-61.
- [71] **Kılıç, İ.**, 2007. Toprak kaynaklı ısı pompalarında değişik dizayn yöntemlerinin değerlendirilmesi, *Ç.Ü. MÜH. MİM. FAK. Dergisi*, **22**, **1**, 279-289.
- [72] **Öztürk, H.H.**, 2008. Isı Depolama Tekniği, Teknik Yayınevi, Ankara.
- [73] www.retscreen.net/download.php/ang/479/0/Textbook_GSHP.pdf, 07.08.2010.
- [74] **Çomaklı, K., Çomaklı, Ö., Yılmaz, M., Özyurt, Ö., Erdoğan, S., Şahin, B. ve Bakırcı, K.**, 2007. Zeotropik gaz karışımları kullanılan ısı pompalarında enerji ve ekserji verimlerinin araştırılması, *TUBİTAK MAG*, **Proje 105M030**, Erzurum.
- [75] **Zorkun, M.E ve Ardic, A.R.**, 1980. Soğutma Tekniği ve Klima, Milli Eğitim Basımevi, İstanbul.
- [76] **Ersoydan, A.Y.**, 1983. Soğutma Makinaları ve Tesisleri, Uğur Ofset Matbaası, İzmir.
- [77] **Güven, Ş.**, 2002. Toprak kaynaklı ısı pompalarının diğer sistemlerle karşılaştırılması, *Yüksek Lisans Tezi*, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.
- [78] **Niğdelioğlu, O.**, 2006. Toprak kaynaklı ısı pompası dizaynı ve tekno-ekonomik performans analizi, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya.

- [79] **Ersöz, İ.**, 2000. Toprak kaynaklı ısı pompası ile bir hacmin soğutulması, *Yüksek Lisans Tezi*, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [80] **Savaş, A.F.**, 1996. Toprak kaynaklı ısı pompası ile konut ısıtılması, *Yüksek Lisans Tezi*, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya.
- [81] **Taner, K.**, 1987. Soğutma Tekniği, Anadolu Üniversitesi Eğitim, Sağlık ve Bilimsel Araştırmalar Vakfı Yay., Eskişehir.
- [82] **Çetinkaya, S.**, 1999. Termodinamik, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara.
- [83] **Çengel, Y.A and Boles, M.A.**, 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill-Literatür, İstanbul.
- [84] <http://www.frmtr.com/muhendislik-mimarlik-peyzaj-mimarligi/795969-toprak-kaynakli-isi-pompasi.html>. 07.08.2010.
- [85] **Erbil, T.**, 2002. Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı hibrit ısı pompası tesisinin enerji ve ekserji analizinin teorik ve deneysel olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [86] http://www.klimaci.com/kutuphane/toprak_su.htm. 07.08.2010.
- [87] <http://www.global-greenhouse-warming.com/ground-source-heat-pump.html>. 07.08.2010.
- [88] <http://www.mekenpro.com/akademi/isipompasi.pdf>. 07.08.2010.
- [89] **National Rural Electric Cooperative Association, Oklahoma State University and International Ground Source Heat Pump Association**, 1988. Closed-loop / ground-source heat pump systems: Installation guide, *NRECA Research Project 86-1*, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma.
- [90] www.erec.org/fileadmin/erec_docs/.../GSHP_brochure_v_2008.pdf. 07.08.2010.
- [91] **Fındık, N.**, Toprak kaynaklı ısı pompaları. <http://www.mertasinsaat.com/top.pdf>, 07.08.2010.
- [92] **Hancıoğlu, E.**, 2000. Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası ile bir hacmin ısıtılması, *Yüksek Lisans Tezi*, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [93] http://www.emas.com.tr/wps/portal/emas_isi_kaybi. 10.08.2010
- [94] **Wu, Y., Gan, G., Verhoef, A., Vidale, P.L. and Gonzalez, R.G.**, 2010. Experimental measurement and numerical simulation of horizontal-coupled Slinky Ground Source Heat Exchangers, *Applied Thermal Engineering*, **30**, 16, 2574-2583.

- [95] [http://www.solvayfluor.com/docroot/fluor/static_files/attachments/download.htm.02.05.2010.](http://www.solvayfluor.com/docroot/fluor/static_files/attachments/download.htm.02.05.2010)
- [96] **Elazığ Meteoroloji Bölge Müdürlüğü**, Dış hava ve toprak sıcaklık değerleri (Kasım-Aralık(2009)-Ocak-Şubat(2010)), Elazığ.
- [97] **Erbay, Z. and İçier, F.**, 2008. Ekserji analizi yönteminin gıda kurutmasındaki önemi ve uygulamaları, *Akademik Gıda*, **6, 6**, 18-27.
- [98] **Altuntop, N.**, 2005. Güneş enerjisi tesisatlarında antifriz olarak etilen ve propilen glikol kullanımının incelenmesi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, **86**, 31-38.
- [99] **Doherty, P.S., Al-Huthaili, S., Riffat, S.B. and Abodahab, N.**, 2004. Ground source heat pump—description and preliminary results of the Eco House system, *Applied Thermal Engineering*, **24**, 2627–2641.
- [100] **Ozgener. O. and Hepbasli, A.**, 2005. Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, *Energy and Buildings*, **37, 1**, 101-110.
- [101] **Ozgener, O. and Hepbasli, A.**, 2007. A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse, *Building and Environment*, **42, 1**, 11-24.

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Elazığ'da doğan Onur ÖZSOLAK İlkokulu, Ortaokulu ve Lise tahsilini Elazığ'ın Hankendi Kasabası'nda tamamladı. 1997 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünü kazandı ve 2001 yılında bu bölümden mezun oldu. 2002 yılında Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başlayarak 2005 yılında yüksek lisans öğrenimini tamamladı ve aynı yıl içinde Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı'nda doktora öğrenimine başladı.