

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

**HAVA ve TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARINA ETKİ EDEN
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ**

Kürşat ÜNLÜ

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

BURSA 2005

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

**HAVA ve TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARINA ETKİ EDEN
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ**

Kürşat ÜNLÜ

DOKTORA TEZİ

Bu tez 08/09/2005 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Prof.Dr.Recep YAMANKARADENİZ
(Danışman)

Prof.Dr.Atakan AVCI

Prof.Dr.Muhiddin CAN

Prof.Dr.Fethi HALICI

Prof.Dr.Recep EREN

ÖZET

Dünya ülkelerinin hızlı bir şekilde teknolojik alanda ilerleyerek sanayileşmesi ve nüfus artışı enerji ihtiyacımızı sürekli olarak arttırmaktadır. Aşırı fosil yakıt kullanımının en önemli sorunlarının başında çevre kirlenmesi, küresel ısınma, iklim değişikliği ve sera etkisi gelmektedir. Ayrıca fosil enerji kaynakları rezervlerinin yetersiz oluşu ve gelecekte tükenerek olması insanlık için büyük tehlikedir. Bunun için temel çözüm, fosil enerji kaynaklarına birer alternatif teşkil edecek “Yenilenebilir Enerji Kaynakları”na yönelmek olacaktır. Yenilenebilir Enerji Kaynakları, güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, jeotermal enerji, gelgit enerjisi ve biokütle enerjisi olarak sayılabilir.

“Isı Pompası” basit olarak, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Isı pompaları, ısı enerjisini düşük sıcaklıktaki ortamdan alıp, yardımcı bir enerji kaynağı aracılığıyla yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına sevk eden sistemlerdir. Isı pompası sistemleri ısı kaynağı olarak toprak, su, hava, güneş ve jeotermal enerji gibi yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanırlar. İsimlendirilmeleri ise kullandıkları bu enerji kaynaklarına göre yapılır.

Bu çalışmada Toprak ve Hava Kaynaklı ısı pompalarına etki eden parametreler deneysel olarak incelenmiştir.

Yaz ve kış şartları için Hava ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının STK ve ITK değerleri hesaplanmıştır. Yaz şartları için Hava Kaynaklı Isı Pompasının ortalama STK değeri 2.8, Toprak Kaynaklı Isı Pompasının ortalama STK değeri ise 2.2 olarak bulunmuştur. Kış şartlarında ise Hava Kaynaklı Isı Pompasının ortalama ITK değeri 3.5, Toprak Kaynaklı Isı Pompasının ortalama ITK değeri ise 2.5 olarak bulunmuştur.

ANAHTAR KELİMELER: Yenilenebilir Enerji, Isı Pompası, Hava Kaynaklı Isı Pompası, Toprak Kaynaklı Isı Pompası

ABSTRACT

Energy demand has been increasing as a result of industrialization parallel to technological development of world countries and population increase. The problems caused by excess fossil fuel consumption are the environmental pollution, global warming, climate change and greenhouse effect. For this reason, turning to “Renewable Energy Sources” seems as a fundamental solution instead of fossil energy resources.

Heat Pumps are the systems that transfer the thermal energy from low temperature medium by using an auxiliary energy source, to high temperature reservoir. Heat pump systems use renewable energy sources such as earth(ground), water, air, solar and geothermal energy as thermal reservoir; nomenclature is according to used energy source.

In our country, the studies on Ground Source Heat Pumps are restricted and there is no any study especially for Bursa. In this study it is aimed to obtain data for Bursa City and Marmara Region and for this purpose, a test room is cooled and heated for summer and winter conditions by using constructed experimental set-up. Both air source and ground source heat pump systems can be studied on experimental set-up. The affected parameters for both system in summer and winter conditions are investigated experimentally.

COP values of air and ground source heat pumps are determined for summer and winter conditions. For summer conditions, average COP values of air and ground source heat pumps are determined as 2.8 and 2.2, respectively. For winter conditions, average COP values of air and ground source heat pumps are also determined as 3.5 and 2.5.

KEY WORDS: Renewable Energy, Heat Pump, Air Sourced Heat Pump, Ground Sourced Heat Pump

İÇİNDEKİLER

1.GİRİŞ	1
1.1. Enerji ve Enerji Kaynakları	1
2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	7
2.1. Isı Makineleri	7
2.2 Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları	13
2.2.1. Isı Pompalarının Sınıflandırılmaları	20
2.2.1.1. Isı Kaynakları	20
2.3. Isı Pompalarının Tarihi Gelişimi	33
2.4. Kaynak Araştırması	44
2.5. Toprak Isı Değitirici Tipleri	54
2.5.1. Yatay Tip Toprak Isı Değitiricileri	54
2.5.2. Dikey Tip Toprak Isı Değitiricileri	56
2.5.3 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Çevrim Tipleri	62
2.5.3.1 Kapalı Çevrim(Kapalı Sistem)	62
2.5.3.2 Açık Çevrim(Açık Sistem)	64
2.5.4. Toprak Isı Değitiricisi Seçimi	67
2.5.4.1. Yöresel Etkenler	67
2.5.4.2. Ekonomik Etkenler	68
2.6. Toprak Özellikleri	68
2.6.1. Yoğunluk	68
2.6.2. Nem Oranı	69
2.6.3. Tanecik Materyalleri	70
2.6.4 Toprak Yapısı ve Toprak Isı İletim Katsayısını Belirleme Yöntemleri	71
2.6.4.1. Kersten Denklemi	71
2.6.5. Toprak Özelliklerini İyileştirme Yöntemleri	72
2.7. Toprak Isı değitiricisi Boru Malzemeleri ve Akışkanlar	72
2.7.1. Salamuralar	73
2.8. Toprak Isı Değitiricilerindeki Isı Geçişi	75
2.8.1. Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisi	75
2.8.2. Ayna Görüntü Yöntemi	80

2.8.3. Adyabatik Yüzey Şartı	81
2.8.4. İzotermal Yüzey Şartı	82
2.9. Toprak Direnci Hesabı	84
2.9.1. Tek Borulu Dikey Isı Değiştiricisi İçin Toprak Direnci Hesabı	84
2.9.2. Tek Borulu Yatay Isı Değiştiricisi İçin Toprak Direnci Hesabı	84
2.9.3. Çok Borulu Yatay Isı Değiştiricisi İçin Toprak Direnci Hesabı	85
2.9.4. Çok Borulu Dikey Isı Değiştiricisi İçin Toprak Direnci Hesabı	88
2.10. Isı Değiştirici Boyunun Hesaplanması	88
3. MATERYAL VE YÖNTEM	94
3.1. Giriş	94
3.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompası / Soğutma makinesi	97
3.2.1. Toprak Isı Değiştiricisi Ünitesi (TID)	97
3.2.2. Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Ünite (MBS)	99
3.3. Hava Kaynaklı Isı Pompası	105
3.4. Ölçme Sistemi	107
3.5. Test Aşamaları	107
3.6. Teorik Analiz	108
3.6.1. Yaz ve Kış Uygulaması için Sistemlerin Teorik Analizi	109
3.6.1.1. Yaz Uygulamasın için Toprak Kaynaklı Soğutma Makinesinin Teorik Analizi	109
3.6.1.2. Kış Uygulaması İçin Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Teorik Analizi	112
3.6.1.3. Yaz Uygulaması İçin Hava Kaynaklı Isı Pompasının Teorik Analizi	115
3.6.1.4. Kış Uygulaması İçin Hava Kaynaklı Isı Pompası Kapasite Hesap Yöntemleri	115

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve BULGULAR	117
4.1.Yaz Uygulaması	117
4.1.1. Yaz Uygulaması Şartlarında Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Analizi	117
4.1.2.Yaz Uygulaması Şartlarında Hava Kaynaklı Soğutma Makinesinin Analizi	127
4.1.3.Yaz Uygulaması Şartlarında Toprak ve Hava Kaynaklı Soğutma Makinesinin Mukayesesi	134
4.2. Kış Uygulaması Şartları	139
4.2.1. Kış Uygulaması Şartlarında Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Analizi	139
4.2.2. Kış Uygulaması Şartlarında Hava Kaynaklı Isı Pompasının Analizi	147
4.2.3. Kış Uygulaması Şartlarında Toprak ve Hava Kaynaklı Isı Pompasının Karşılaştırılması	153
5. TARTIŞMA	162
KAYNAKLAR	164
EKLER	
Ek-1. Hata Analizi	175
Ek-2. Bilgisayar Programı	184
TEŞEKKÜR	
ÖZGEÇMİŞ	

ŞEKİLLER DİZİNİ

- Şekil 2.1. Bir Isı Makinesinin Teorik Gösterimi
- Şekil 2.2. Buharlı Güç Santralının Genel Çizimi
- Şekil 2.3. Genel bir ısı makinesi çizimi
- Şekil 2.4. İkinci Yasanın Kelvin-Planck ifadesine aykırı bir ısı makinesi
- Şekil 2.5. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi
- Şekil 2.6. Soğutma Makinesi Genel Gösterimi
- Şekil 2.7. Soğutma çevriminin T-s ve P-h diyagramları üzerinde gösterilmesi
- Şekil 2.8. Basit hava-hava ısı pompası sistemi
- Şekil 2.9. Yerküre ve Sıcaklıkları
- Şekil 2.10. Jeotermal Enerjinin Kullanım Alan Dağılımı
- Şekil 2.11. Jeotermal enerjinin dünyada ve Türkiye’de kullanımı
- Şekil 2.12. Toprak Isı Değiştiricilerinin Yatay ve Dikey Konstrüksiyonu
- Şekil 2.13. Almanya’da ilk antifriz/su ısı pompası(Waterkotte, 1972)
- Şekil 2.14. İlk toprak kaynaklı ısı pompası, Indianapolis 1945
- Şekil 2.15. Avrupa ülkelerindeki ısı pompası satışları
- Şekil 2.16. Yatay borulu ısı değiştiricili ısı pompasına ait prensip şeması
- Şekil 2.17. Dikey tip toprak ısı değiştiricisi uygulama şeması
- Şekil 2.18. Düşey borulu sistemde ısı taşınımı için üç farklı kanal uygulaması
- Şekil 2.19. Knoxville projesinin uygulama şeması
- Şekil 2.20. Tekli yatay toprak ısı değiştiricisinde (a)seri ve (b)paralel bağlama
- Şekil 2.21. Dikey tip toprak ısı değiştiricisinde (a)seri ve (b)paralel bağlama
- Şekil 2.22. Yatay tip toprak ısı değiştiricisi(Seri akış yolu)
- Şekil 2.23. Yatay tip toprak ısı değiştiricisi(iki borulu seri akış yolu)
- Şekil 2.24. Paralel Uygulama(Seri akış yolu)
- Şekil 2.25. Kapalı Çevrim
- Şekil 2.26. Açık Çevrim
- Şekil 2.27. Reenjeksiyon (Suyun geri boşaltımı)
- Şekil 2.28. Toprak ısı direncinin yoğunluk ve nem içeriğine göre değişimi
- Şekil 2.29. Elemanların yüzdelere göre toprak sınıflandırması
- Şekil 2.30. Toprak sıcaklığı değişimi(Miles,1994)
- Şekil 2.31. Çeşitli derinlikler ve değişik toprak cinsleri için sıcaklık değişimleri
(Miles,1994)
- Şekil 2.32. Eşit güçlü iki kaynak için ısı akışı eğrileri

- Şekil 2.33. Adyabatik yüzey şartı için eşsıcaklık ve ısı akışı eğrileri
- Şekil 2.34. İzotermal yüzey şartı için eşsıcaklık ve ısı akışı eğrileri
- Şekil 2.35. Tek boru yatay ve çift boru yatay düzenleme için toprak dirençleri
- Şekil 2.36. Çift boru yatay düzenleme için toprak direnci
- Şekil 2.37. Dört boru yatay düzenleme için toprak direnci (çift sıra)
- Şekil 2.38. Dört boru yatay düzenleme için toprak direnci (tek sıra)
- Şekil 3.1. Test odasının mimari konumu
- Şekil 3.2. Tasarlanan deney düzeneğinin MBS ünitesi
- Şekil 3.3. Test odası ve deney düzeneği konumunun şematik olarak gösterimi
- Şekil 3.4. TID ünitesinin boyutları ve hazırlanışı
- Şekil 3.5. TID ünitesinin içine konulacağı çukurun kazılması ve çukur içine yerleştirilmesi
- Şekil 3.6. TDI ünitesinin çukur içine yerleştirilmesi ve tesisat bağlantılarının şematik gösterimi
- Şekil 3.7. TID tesisatı ve TID ünitesine gidiş ve dönüş boruları
- Şekil 3.8. MBS ünitenin test odasının dışına yerleştirilen bölümü
- Şekil 3.9. MBS ünitenin test odasının içine yerleştirilen bölümü
- Şekil 3.10. Mekanik buhar sıkıştırırmalı ünitenin basınç-entalpi diyagramı
- Şekil 3.11. Toprak ve hava kaynaklı soğutma makinesinin yaz uygulaması çalışması durumunda şematik diyagramı
- Şekil 3.12. Toprak ve hava kaynaklı ısı pompasının kış uygulaması durumunda şematik diyagramı
- Şekil 3.13. Hava kaynaklı ısı pompası ünitesine ait iç ve dış kanatlı borulu eşanjörler
- Şekil 3.14. Gerçek şartlarda çalışan sisteme ait basınç-entalpi diyagramı
- Şekil 3.15. Soğutma uygulaması için toprak kaynaklı ısı pompasında gerçekleşen tüm ısı alış-verişleri
- Şekil 3.16. Isıtma uygulaması için toprak kaynaklı ısı pompasında gerçekleşen tüm ısı alış-verişleri
- Şekil 4.1. Dış hava ve toprak sıcaklıklarının değişimi a) saatlik değişim b) günlük değişim
- Şekil 4.2. Saatlik değişimler a) Yoğuşma sıcaklığı, b) kompresör çıkış sıcaklığı
- Şekil 4.3. Evaporatör sıcaklığının saatlik değişimi
- Şekil 4.4. TID ünitesine giren ve çıkan su sıcaklıklarının saatlik değişimi (a), Sıcaklık farkları (b)

- Şekil 4.5. TID ünitesine giren (a) ve çıkan (b) su sıcaklık değişimlerine bağlı olarak ,
kondenser sıcaklığının değişimi
- Şekil 4.6. Günlük dış ortam havası verilerine bağlı, yoğuşma sıcaklığının (a) ve TID
ünitesine giren ve çıkan su sıcaklıklarının değişimi
- Şekil 4.7. Saatlik kapasite değişimleri (a) kondenser kapasitesi (toprağa atılan ısı
miktarı), (b) evaporatör kapasitesi
- Şekil 4.8. Dış ortam sıcaklıklarına bağlı olarak (a) kondenser kapasitesi, (b) evaporatör
kapasitesi
- Şekil 4.9. (a)Tüm sistemin zamana bağlı olarak sıkıştırma oranı değişimi (b) tüm
sistemin saatte çektiği güç miktarı değişimi
- Şekil 4.10. Toplam güç tüketiminin (a) TID ünitesinden ayrılan su sıcaklığına (b) Dış
ortam sıcaklığına bağlı olarak değişimi
- Şekil 4.11. STK değerinin zamana bağlı olarak gün içindeki değişimi
- Şekil 4.12. STK değerlerinin, (a) Dış ortam sıcaklığına, (b) TID ünitesine giren su
sıcaklığına bağlı olarak değişimi
- Şekil 4.13. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak (a) sıkıştırma oranının değişimi, (b) STK
değerlerinin değişimi
- Şekil 4.14. 24/5/2005 tarihli gün içerisindeki saatlik dış ortam hava sıcaklık değişimleri
- Şekil 4.15. Zamana bağlı olarak evaporatör sıcaklığının gün içindeki değişimi
- Şekil 4.16. Zamana bağlı olarak (a) kondenser, (b) kompresör çıkış sıcaklığının gün
içerisindeki değişimi
- Şekil 4.17. Zamana bağlı olarak (a) dış ortama atılan ısı miktarı, (b) ortamdan çekilen ısı
miktarındaki değişimler
- Şekil 4.18 Zamana bağlı olarak toplam güç tüketimlerinin değişimi
- Şekil 4.19. Zamana bağlı olarak sistemin STK değerindeki değişim
- Şekil 4.20. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak (a) evaporatör ve kondenser kapasite
değişimi, (b) tüm sistemin ve kompresör güç tüketimi
- Şekil 4.21. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak evaporatör ve kondenser sıcaklığındaki
değişimler
- Şekil 4.22. (a) Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak sıkıştırma oranının değişimi, (b)
Sıkıştırma oranına bağlı olarak tüm sistemin güç tüketimi
- Şekil 4.23. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı sistemin (a)
evaporatör, (b) kondenser sıcaklıklarının değişimi

- Şekil 4.24. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı sistemin kompresör çıkış sıcaklıklarının değişimi
- Şekil 4.25. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı soğutma makinesinin (a) Soğutma yükünün, (b) toprağa ve havaya verilen ısı miktarlarının karşılaştırılması
- Şekil 4.26. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı soğutma makinesinin (a) Kompresör güç tüketimleri, (b) Tüm sistemin tükettiği güç miktarlarının karşılaştırılması
- Şekil 4.27. Toprak ve hava kaynaklı soğutma makinesinin dış hava sıcaklığına bağlı olarak sıkıştırma oranlarının karşılaştırılması
- Şekil 4.28. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı (a) Soğutma makinesinin, (b) Tüm sistemin STK değerlerinin karşılaştırılması
- Şekil 4.29. Isıtma alınan günlerin toprak ve dış hava ortalama sıcaklık değerlerinin dağılımları
- Şekil 4.30. Zamana bağlı olarak (a) ölçüm alınan günün dış hava ve toprak sıcaklıklarının değişimi, (b) Oda sıcaklığının değişimi
- Şekil 4.31. Zamana bağlı olarak (a) kondenser ve kompresör çıkış sıcaklıklarının (b) Evaporatör sıcaklığının değişimi
- Şekil 4.32. Zamana bağlı olarak (a) topraktan çekilen ısı miktarı, (b) ortama atılan ısı miktarının değişimi
- Şekil 4.33. Zamana bağlı olarak (a) Toplam güç tüketimi, (b) kompresörün güç tüketimi
- Şekil 4.34. Isı pompasının ve tüm sistemin ITK değerlerinin zamana bağlı olarak değişimi
- Şekil 4.35. Zamana bağlı olarak (a) TID ünitesine giren ve çıkan akışkan sıcaklıklarının değişimi, (b) sıcaklık farkının değişimi
- Şekil 4.36. TID ünitesinden ayrılan akışkan sıcaklığına bağlı olarak (a) topraktan çekilen ısı miktarı, (b) ortama verilen ısı miktarının değişimi
- Şekil 4.37. TID ünitesinden ayrılan akışkan sıcaklığına bağlı olarak (a) Toplam güç tüketiminin, (b) tüm sistemin ITK değerinin değişimi
- Şekil 4.38. TID ünitesinden ayrılan akışkan sıcaklığına bağlı olarak (a) aşırı kızdırma, (b) aşırı soğutma miktarlarının değişimi
- Şekil 4.39. Zamana bağlı olarak (a) dış ortam sıcaklığı, (b) Oda sıcaklığının değişimi
- Şekil 4.40 Zamana bağlı olarak evaporatör (a) ve kondenser (b) sıcaklıklarının değişimi
- Şekil 4.41. Zamana bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının değişimi

Şekil 4.42. Zamana bağlı olarak evaporatör (a) ve kondenser (b) kapasitelerinin değişimi

Şekil 4.43. Zamana bağlı olarak tüm sistemin (a) ve kompresörün (b) güç tüketimlerinin değişimi

Şekil 4.44. Zamana bağlı olarak (a) ITK_{sys} ve (b) ITK_{hp} değerlerinin değişimi

Şekil 4.45. Dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak (a) aşırı kızdırma, (b) aşırı soğutma miktarlarının değişimi

Şekil 4.46. Dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı ısı pompasının evaporatör sıcaklıklarının değişimi

Şekil 4.47. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının değişimi

Şekil 4.48. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak kondenser sıcaklığının değişimi

Şekil 4.49. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak (a) ortama atılan ısı (kondenser), (b) evaporatör kapasitesinin değişimi

Şekil 4.50. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak sıkıştırma oranı değişimi

Şekil 4.51. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı sistemlere ait kompresör güç tüketimlerinin değişimi

Şekil 4.52. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı sistemlerin güç tüketimlerinin değişimi

Şekil 4.53. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı sistemlerin toplam ısıtma tesir katsayısının değişimleri

Şekil 4.54. Evaporatör yüzeyinin karlanması

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Whitemarsh ve Lansdowne deneme sistemlerinde elde edilen sonuçlar

Çizelge 2.2. 2000 yılı itibariyle Dünya genelinde TKIP'ların dağılımı

Çizelge 2.3. Avrupa'da ilk ısı pompası pazarı gelişimi

Çizelge 2.4. Yatay borulu ısı değiştiricili sistemin 1981-1982 yılları arasındaki performans değerleri(New York-Upton uygulaması)

Çizelge 2.5. Boru çapı ve boyu arasında tavsiye edilen değerler

Çizelge 2.6. Topraktaki Bazı Materyallerin Isıl Karakteristikleri

Çizelge 2.7. Toprak Türlerinin Isıl Karakteristikleri

Çizelge 2.8. Boru Malzemelerinin Özellikleri

Çizelge 2.9. Etilen glikol ve propilen glikolün fiziksel özellikleri

Çizelge 2.10. I(X) İntegral değerleri

Çizelge 2.11. Toprak direnci (R_s) değerleri

Çizelge 2.12. Yatay ve dikey döşenmiş boruların ısı dirençleri

Çizelge 3.1. Test odasının özellikleri

Çizelge 3.2. Toprak kaynaklı ısı pompasının temel elemanları

Çizelge 3.3. Hava kaynaklı ısı pompası ünitesi temel elemanları

Çizelge 4.1. Toprak kaynaklı soğutma makinesinden 7 Eylül 2004 günü saat 14:00 için ölçülen ve hesaplanan parametreler

Çizelge 4.2. 25 Ağustos 2004 günü saat 14:00 için ölçülen ve hesaplanan parametreler

Çizelge 4.3. 11 Şubat 2005 günü saat 14:00 için ölçülen ve hesaplanan parametreler

Çizelge 4.4. 7 Şubat 2005 günü saat 14:00 için ölçülen ve hesaplanan parametreler

Ek-1 Çizelge 1. Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların belirsizlikleri

Ek-1 Çizelge 2. Ölçülen parametrelerin deneysel sonuçları ve toplam belirsizlikleri

SİMGELER DİZİNİ

P_{ev} : Evaporatör basıncı (kPa)

P_{cd} : Kondenser basıncı (kPa)

T_{wo} :TID ünitesinden ayrılan su sıcaklığı (°C)

T_{wi} :TID ünitesine giren su sıcaklığı (°C)

T_{aao} : Evaporatör çıkışındaki hava sıcaklığı (°C)

T_{aci} : Kondensere giren hava sıcaklığı (°C)

T_{aei} : Evaporatör girişindeki hava sıcaklığı (°C)

T_{aco} : Kondenserden çıkan hava sıcaklığı (°C)

T_{ev} : Buharlaşma sıcaklığı (°C)

T_{cd} : Yoğuşma sıcaklığı (°C)

T_m : 2 m derinlikteki toprak sıcaklığı (°C)

T_a : Dış ortam sıcaklığı (°C)

T_{oda} : Oda sıcaklığı (°C)

T_1 : Kompresör giriş sıcaklığı (°C)

T_2 : Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)

t : Salamuranın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı (etkilenmiş toprak sıcaklığı) (°C)

t_o : Etkilenmemiş toprak sıcaklığı, (°C)

t_{bi} : Bina içersinin ortalama sıcaklığı (°C)

t_p :projelendirilmede esas alınan minimum dış hava sıcaklığı (°C)

T_3 : Kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı (TXV girişi) (°C)

h_1 : Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

h_2 : Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

h_{2s} : İzantropik Kompresör çıkışında soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

h_3 :Yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

h_4 : Kısılma vanası çıkışında soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

h_{1x} : Evaporatöre giren soğutucu akışkanın çıkış entalpisi (kJ/kg)

Q_{giren} :Yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposundan(kazandan) suya geçen ısı (W)

$Q_{çıkan}$: Yoğuşturucuda, buhardan düşük sıcaklıktaki enerji deposuna(çevre havaya, akarsuya veya göle) geçen ısı (W)

Q_H : Çevrimle T_H sıcaklığındaki ortam(yüksek sıcaklıktaki ısı deposu) arasındaki ısı geçişinin mutlak değeri (W)

Q_L : Çevrimle T_L sıcaklığındaki ortam(düşük sıcaklıktaki ısı deposu) arasındaki ısı geçişinin mutlak değeri (W)

Q_b : Buharlaştırıcıda dış ortamdan çekilen ısı (W)

Q_y : Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı (W)

Q_{ev} : Soğutulan ortamdaki çekilen ısı miktarı

Q_{cd} : Kondensörden atılan ısı (W)

Q_{toprak} : Toprağa atılan/Topraktan çekilen ısı (W)

Q_{tm} : Toprağa atılan ısı miktarı (W)

Q_b : Bina ısı yükü

Q_{ikay} : Test odasının ısı kaybı (W)

Q_{ikaz} : Test odasının ısı kazancı (W)

Q' : Isı değiştiricisinin bir metresinden geçen ısı miktarı (W)

q' : Topraktan çekilen ısı miktarı, (W)

$W_{çıkan}$: Türbinde genişlerken buhar tarafından yapılan iş (W)

W_{giren} : Suyu kazan basıncına sıkıştırmak için yapılan iş(pompa)

W_{K12s} : İzentropik kompresör işi (W)

W_{K12} : Kompresör işi (W)

$W_{net,çıkan}$: Net iş (W)

W_{komp} : Kompresörün harcadığı güç (W)

W_p : Pompanın harcadığı güç (W)

W_f : Dış ünite fanının harcadığı güç (W)

r_p : Sıkıştırma oranı

P_{top} : Toplam güç tüketimi (W)

STK : Soğutma tesir katsayısı

COP : Coefficient of Performance (Sistem etkenlik katsayısı)

STK_m : Sadece kompresör güç tüketimi hesaba katılarak hesaplanan ısıtma tesir katsayısı

STK_{sys} : Sistemin toplam soğutma tesir katsayısı

ITK_{hp} : Sadece kompresör güç tüketimi hesaba katılarak hesaplanan ısıtma tesir katsayısı

ITK_{sys} : Sistemin toplam ısıtma tesir katsayısı

η_{th} : ısı verim

η_{MK} : Mekanik verim
 η_{KK} : Kayış kasnak verimi
 η_{EM} : Elektrik motor verimi
 N_{em} : Kompresörü tahrik eden elektrik motorunun gücü (W)
 U : Toplam ısı transfer katsayısı ($W/m^2\text{°C}$)
 \dot{m}_a : Evaporatöre giren hava debisi (kg/s)
 m_r : Soğutucu akışkan debisi
 m_s : Su debisi
 c_{pa} : Havanın özgül ısısı (kJ/kgK)
 V_a : Evaporatör girişindeki hava hızı (m/s)
 A_a : Havanın geçtiği net alan (m^2)
 ρ_a : havanın ortalama yoğunluğu (kg/m^3)
 I : Çekilen akım (A)
 I_p : Sirkülasyon pompasının çektiği akım(A)
 U : Şebeke voltaj değeri (V)
 \dot{m}_w : TID ünitesinde dolaşan akışkan debisi (kg/s)
 c_{pw} : Akışkanın özgül ısısı (kJ/kgK)
 L : Toprak ısı değiştiricisinin uzunluğu (m)
 $I(X)$: X değeri için integral değeri
 k_t = Toprağın ısıl iletim katsayısı ($W/m\text{°C}$)
 K_t = Birim metre için toprağın ısıl iletkenliği ($W/m\text{°C}$)
 R_b : Boru ısıl direnci ($m\text{°C}/W$)
 R_t : Toprak ısıl direnci ($m\text{°C}/W$)
 z : Paralel boru sayısı
 R_{t_i} : i' nci boruya ait toprak ısıl direnci,
 $R_{t_{i+z}}$: i' nci borunun ayna görüntüsünün toprak ısıl direnci
 $S_{i,j}$: i ve j boruları arasındaki mesafe (m)
 L_h : ısıtmada toprak ısı değiştiricisi(TID) boyu (m)
 L_s : Soğutmada toprak ısı değiştiricisi(TID) boyu (m)
 f_a : ısı pompası aylık çalışma oranı
 x_y : ısı pompası yıllık yararlanma oranı
 K_{tot} : Binanın toplam ısı kayıp katsayısı, $W/\text{°C}$,
 η : HVAC sisteminin verimi,

t_b : Denge noktası sıcaklığı (°C)

$t_{o,i}$: Sıcaklık aralığının orta noktası (°C)

$N_{bin,i}$: Belirli bir sıcaklık aralığında geçen saat sayısı (h)

ΔX_{PEB} : Evaporatör Basıncı ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

ΔX_{PKB} : Kondenser Basıncı ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

ΔX_{TG} : Giriş sıcaklıklarının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

$\Delta X_{TÇ}$: Çıkış sıcaklıklarının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek Toplam Belirsizlik

ΔX_{TEK} : Evaporatör/Kondenser'e giren hava sıcaklığını ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

ΔX_{TTH} : Toprak ve Dış hava sıcaklıklarının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

ΔX_{TSD} : Su debisi ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

ΔX_{TSA} : Soğutucu akışkan debisi ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

ΔX_{THD} : İç ünite hava debisi ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

$\Delta X_{TDÜF}$: Dış ünite fanının çektiği gücün ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

ΔX_{TSP} : Sirkülasyon pompasının çektiği gücün ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

ΔX_{TKOMP} : İç ünite fanı + kompresörün çektiği gücün ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik

1. GİRİŞ

1.1. Enerji ve Enerji Kaynakları

Kullandığımız enerji kaynakları teknolojik gelişmelere bağlı olarak değişmektedir. İlk zamanlarda enerji kaynağı olarak yalnızca odun ve benzeri yakacaklar kullanılırken, daha sonraları kömür ve son zamanlarda petrol ve doğal gaz kullanılmaya başlanmıştır. Bugün dünyada tüketilen enerjinin büyük bir kısmı fosil kaynaklardan sağlanmaktadır. Enerji ihtiyacımızın çok az bir kısmı da nükleer enerji ve güneş enerjisinden temin edilmektedir. Fosil kaynakların gelecekte tükenecek olması ve ortaya çıkan enerji darboğazı, gelişmekte olan ülkemizi de etkileyecektir.

Aşırı fosil yakıt kullanımının getirdiği çevre kirlenmesi tüm dünyanın en önemli sorunlarından biridir. Bir diğer önemli çevre sorunu ise sera etkisinden kaynaklanan global ısınmadır. Bunun kökeninde yanma sonucu ortaya çıkan CO₂ emisyonu yatmaktadır. CO₂ emisyonunun global ısınmadan başka olumsuz etkileri olduğu gibi, yanma reaksiyonunda ortaya çıkan emisyon yalnızca CO₂ de değildir. SO_x ve NO_x gibi diğer zararlı emisyonlar vardır. Temiz yakıt denilen doğal gaz kullanımında, yüksek alev sıcaklığından ortaya çıkan NO_x ozon tabakasını tahrip edici özelliğe sahiptir. Fosil yakıt üretim ve tüketiminin doğal bitki örtüsünün yanısıra, hayvan ve insan sağlığı üzerinde çeşitli olumsuz etkileri bulunmaktadır.

Birim enerji başına ortalama yalnızca CO₂ emisyonu; kömürde 85.5 kg/GJ, petrolde 69.4 kg/GJ ve doğal gazda 52 kg/GJ düzeyindedir. Başlangıçta kömür, daha sonra petrol ve doğal gaza dayalı fosil kökenli enerji kullanımı atmosferdeki CO₂ konsantrasyonunu son 150 yıl içinde % 116 artırarak, dünyayı global ısınma süreci ile karşı karşıya bırakmıştır. Tüm dünyada CO₂ emisyonu artışının sınırlandırılması sorun olup, çözüm yollarından biri yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları kullanımının geliştirilmesidir.

Dünyamızda enerji ihtiyacı her yıl yaklaşık %4-5 oranında artmaktadır. Buna karşılık bu ihtiyacı karşılayan fosil-yakıt rezervi ise, çok daha hızlı bir şekilde azalmaktadır. En iyimser tahminler bile, en geç 2030 - 2050 yılları arasında petrol rezervlerinin büyük ölçüde tükeneceğini ve ihtiyacı karşılayamayacağını göstermektedir. Kömür ve doğal gaz için de benzer bir durum söz konusudur. Ayrıca fosil yakıtların kullanımı dünya ortalama sıcaklığını da son bin yılın en yüksek

değerlerine ulaştırmıştır. Bu durum ise, yoğun hava kirliliğinin yanı sıra milyonlarca dolar zarara yol açan sel/fırtına gibi doğal felaketlerin gözle görülür şekilde artmasına neden olmuştur. Şimdiden dünyanın deniz seviyesinde bulunan birçok adasında yerleşim alanları, buzulların erimesi ve su seviyesinin yükselmesinden dolayı boşaltılmıştır. En kısa zamanda önlem alınmaması durumunda yakın gelecekte deniz kenarındaki birçok şehir sular altında kalacaktır. Bu nedenle, fosil yakıt rezervlerinin bitmesini beklemeden temiz enerji kaynaklarına yönelmek zorunludur. Bu nedenle, kendini sınırsız tekrarlayan yenilenebilir enerji kaynakları (güneş, rüzgar, su ve biokütle gibi) çok kısa bir süre içinde önem kazanacaktır.

1970'li yılların petrol krizi, sanırım kriz olmaktan çok, çevre sorunlarının ve alternatif enerji kaynaklarının sorgulanmaya başlandığı "bilinç miladı" olarak tarihe geçecektir. Belki de "enerji devrimine yakılan yeşil ışık" olarak anılacaktır. Odunun, yani biokütlenin temel enerji kaynağı olarak kullanımı 19.yüzyılın ortalarına dek yaklaşık bir milyon yıl boyunca sürmüştür, ve 1850'lerde yerini kömüre bırakmak zorunda kalmıştır. Kömür ise egemenliğini ancak bir yüzyıl sürdürebilmiş ve 1950'lerde sahneyi petrole devretmek zorunda kalmıştır. Bu yıllar, petrol bağımlılığının uç noktalarına ulaştığı bir dönem olmuştur. Yaygın kullanımı hala sürse de, 1970 petrol krizi ile birlikte alternatif, yani dönüşümlü ve temiz enerji kaynakları ve enerjinin verimli kullanımı, içinde bulunduğumuz döneme damgasını vurmuştur. 1980'li yıllar; gelişmiş ülkelerin, daha fazla enerji temininden daha verimli enerji kullanımı stratejisine geçiş dönemi olmuştur.

Avrupa Güneş Enerjisi Birliği "Eurosolar" Başkanı Hermann SCHEER'in tanımlamasına göre 'Ekolojinin bilincinde olmadığımız sürece uygarlığımız kendi geleceğini garanti altına alamayacaktır. Yerkürenin yalnızca birkaç yerinde görülen hammaddelerin tüketilmesi ile, bunlara hayati denecek derecede bağımlılık doğar. Bu malzemelerin miktarlarındaki sınırlılık ise ekonomik ve politik buhranlara yol açar. Bu yüzden enerji üretiminde özel ve bölgesel değil evrensel kaynaklara yönelmek, insanlığın geleceği açısından en doğru karardır' diyerek enerji tüketimi üzerine kaygılarını belirtmiştir.

İlk sanayi merkezlerinin kurulduğu yerler, ilk buhar makinelerinin enerji kaynağı olan taşkömürü havzaları idi. Almanya'da Ruhr, İngiltere'nin büyük çoğunluğu, Fransa'nın kuzeyinde Silezya ve Amerikanın orta batısı buna örnektir. Fosil kaynaklara

bağımlı hale gelen sanayi, yerel olanaklar yetersiz kalınca yabancı ülke kaynaklarının transferi ile, ilk "global şirketler" olan enerji yatırımcılarını doğurdu. Bu şirketler arasında, taşkömüründen başlayıp, petrol, doğalgaz ve nükleer yakıtlara kadar olan yelpazedeki güç savaşı halen sürmektedir.

Isı pompası basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Bilindiği üzere enerji vardan yok, yoktan var edilemez, sadece ya biçim değiştirir yada bir yerden bir yere taşınır. Isı pompası da adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama "pompalama" veya "taşıma" kabiliyetinden alır. Örnek olarak dalgıç pompalar verilebilir. Dalgıç pompalar nasıl suyu üretmiyorlarsa, ısı pompaları da ısıyı üretmeyip sadece taşırlar. Dalgıç pompalarının su pompalaması için bir su kaynağına daldırılmalarına benzer olarak, ısı pompaları da yeryüzünde bir enerji kaynağına temas etmedikleri sürece ısıyı taşıyamazlar. Gerekli şartlar sağlandığında yüksek miktarlarda enerji düşük maliyetlerle kullanıma sunulabilir.

Isıtma sektöründe çoğu insan için ısı pompası terimi yenidir. Oysaki evlerimizdeki buzdolabı, klima, nem giderici ve dondurucular aynı mantığın ürünüdürler. Çalışma prensibi ısıyı taşıma mantığına uyduğundan "ısı pompası" başlığı altında toplanabilirler. Soğutma makineleri ısıtma veya ısıtma ve soğutma amaçlı kullanılırlarsa ısı pompası adını alırlar. Örnek olarak evlerimizde kullanılan buzdolaplarını alalım. Buzdolaplarında yiyeceklerin bulunduğu iç ortam soğuktur ve arkasındaki borular oluşan ısıyı ortama bıraktıklarından sıcaktır. Hemen hemen her kişi bu olayın farkındadır, ve bu ısının nereden geldiğini merak etmektedir. Örnekte de görüldüğü gibi soğutma makineleri ısıyı ve soğuğu aynı anda üretirler. Anlaşılacağı gibi ısı pompalarından bahsedildiğinde soğutma makinelerine baş vuruyoruz. Öyleyse ısı pompaları uzun süredir bilinen bir kavramdır yani 90'lı yıllar için yeni bir teknoloji değildir. Isı pompası teknolojisi mantık olarak ilk 18.yy.' da oluşmuştur. Isı pompasının günümüze kadar soğutmada izlediği yükselen grafikte olduğu gibi, bugünden itibaren ısıtma amaçlı kullanımda da çok büyük bir rolü olacaktır.

Enerji kaynakları, üretim metotlarına göre 'Birincil Enerji Kaynakları' ve 'İkincil Enerji Kaynakları' olarak iki grupta incelenmektedir. İkincil Enerji Kaynakları, potansiyel olarak mevcut olan fakat teknolojik güçlükler sebebiyle ancak son zamanlarda yararlanılabilen, bir diğer adıyla(yeni-eksilmeyen anlamında) 'Yenilenebilir Enerji Kaynakları'dır. Yenilenebilir Enerji Kaynakları; güneş enerjisi, rüzgar enerjisi,

Jeotermal enerji, dalga enerjisi, füzyon enerjisi, biokütle enerjisi olarak sayılabilir. Birincil Enerji Kaynakları ise hepimizin yakından tanıdığı başta fosil yakıtlar kömür, petrol, doğal gaz olmak üzere; hidrolik enerji ve nükleer enerjidir.

Ülkemiz, jeotermal enerji bakımından dünyanın yedinci en zengin ülkesi konumundadır. Bu gelişmenin çoğu, direkt ısıtma, ısı tesisler ve sera ısıtılması olmak üzere 51600 konut eşdeğer jeotermal ısıtma(493 MW) olarak, jeotermal enerjinin direkt uygulamalarında gerçekleştirilmiştir(Batik ve Kocak 2000). Jeotermal ısı pompaları olarak da adlandırılan ‘Toprak Kaynaklı Isı Pompaları’; daha yüksek enerji kullanım verimleri nedeniyle, geleneksel ısıtma ve soğutma sistemlerine karşı bir seçenek oluşturmaktadır. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları; 1995 yılından beri, Amerika’da ve Avrupa’da %59 veya yıllık %9.7 olarak en fazla gelişim göstermiştir. Dünya’daki 26 ülkede kurulu kapasite 6850 MW ve yıllık enerji kullanımı ise 23214 TJ/yıl’dır. Kurulu olan sistemlerin sayısı 500000 dolayındadır (Lund ve Freeston 2000). Bunun yanı sıra, Jeotermal Isı Pompaları son üç yıldır ülkemizde gündeme gelmiş ve bir çok konutta ısıtma/soğutma amaçlı olarak uygulamaya sokulmuştur (Hepbaşlı ve Ersöz 1999). Ancak ülkemizde Toprak Kaynaklı Isı Pompaları henüz imalat aşamasına gelmemiştir ve yurt dışından ithal edilen Toprak Kaynaklı Isı Pompaları kullanılmaktadır.

Güneş enerjisi bizim en büyük enerji kaynağımızdır. Fakat, güneş enerjisinin kararsız yapısı nedeniyle doğrudan tutulması pahalı ve güçtür. Büyük bir kütleyle sahip olan jeokütle, yeryüzüne ulaşan güneş enerjisinin hemen hemen yarısını bünyesinde barındırır. Dolayısıyla yeryüzü, güneş enerjisini depolayarak soğutma sezonunda dış havadan düşük sıcaklıklara, ısıtma sezonunda ise dış havadan daha yüksek sıcaklıklara sahip bir ısı enerji olarak karşımıza çıkar. Bu bağlamda; güneş enerjisinin toprakta mevsimlik depolanarak kullanımı bu enerji türünü daha ekonomik hale getirecektir.

Güneş ışınlarının yeryüzüne çarpmasıyla jeokütlede depolanan ısı enerjisini yeryüzünden yaşam alanlarına aktarmak amacıyla ‘Toprak Kaynaklı Isı Pompaları’ tasarlanmıştır. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları, toprağı ısı kaynağı yada ısı kuyusu olarak kullanırlar. Toprak sıcaklığının yüzeyden derinlere doğru gittikçe kısmen sabit kalması ve ayrıca bu sıcaklığın insanın konfor şartları için gerekli olan sıcaklığa çevre sıcaklığına göre daha yakın olması, bu tip ısı pompası uygulamasını cazip hale getirmektedir. Bu sabite yakın olan sıcaklıktan dolayı, sert iklimli bölgelerde dahi toprak kaynaklı ısı pompaları ile çevrimin performansında daha yüksek değerler elde

edilir. Kaynak olarak havayı kullanan ısı pompaları çok yaygın olarak kullanılmasına rağmen, özellikle soğuk ve değişken iklimli bölgelerde düşük verimde çalışmaları ve elektrik besleyicileri için arzu edilmeyen yüklemelere sebep olmaları gibi bazı dezavantajlara sahiptirler. Bu tip istenmeyen faktörler 'Toprak Kaynaklı Isı Pompaları' kullanılmasıyla giderilmektedir. Anlaşılacağı üzere toprak kaynaklı ısı pompaları ile hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha yüksek performans elde edilmektedir.

Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının diğer ısı pompası sistemlerinden en önemli farkı, toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin, ısı taşıyıcı akışkan ile jeokütlenin temasını sağlayarak ısı geçişine imkan sağlayan 'Yer(toprak) Isı Değiştiricisi' sistemi gerektirmesidir. Bu ısı değiştiricilerinin toprağa montajından dolayı oluşan yüksek kuruluş maliyeti, toprak kaynaklı ısı pompalarının bir dezavantajı olarak düşünülebilir. Ancak, bu ısı pompalarında işletme maliyeti, diğer ısı pompası tiplerine göre daha düşük düzeyde kalmaktadır. Yer ısı değiştiricileri, jeokütle içerisine yatay veya dikey olarak yerleştirilebilirler.

Toprak kaynaklı ısı pompaları geçtiğimiz yarım yüzyıl içerisinde kış sezonunun uzun ve sert geçtiği Kuzey Avrupa, İskandinavya Kanada 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 tek sistem olduğu ortaya çıkmıştır.

Toprak kaynaklı ısı pompaları alternatif sistemlere nazaran ürettiği enerjinin 1/3'ü 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.

Türkiye, güneş ve rüzgar bakımından oldukça zengin bir ülkedir. Şimdiye kadar güneş enerjisi yalnızca güney yörelerimizde çok düşük verim ile su ısıtma amaçlı kullanılmıştır. Bu zenginliği boşa harcama lüksüne sahip olmayan yurdumuz için, tükenmeyen kaynaklar olan rüzgar ve güneş, önümüzdeki yılların ana enerji ve elektrik kaynağı olmaya adaydır. Alternatif enerji kaynaklarının yaygın kullanımıyla, daha değişik bir dünya görüşü günlük yaşamımıza hakim olacaktır. Sınırsız ve sorumsuzca

enerji tüketiminin yerini, bilinçli, çevreye saygılı ve ihtiyacı karşılamaya yönelik enerji kullanımını alacaktır. Böyle bir ortamda da refah düzeyini, en fazla enerji tüketen yerine, en verimli enerji kullanan belirleyecektir. Türkiye’de de benzeri bir anlayışın hakim olması ile yenilenebilir enerji kaynaklarının önemi daha da artacaktır.

Genel olarak Isı Pompalarını ve bu süreçte Toprak Kaynaklı Isı Pompalarını teoriksel olarak incelemeden önce ‘Termodinamik Bilimi Evreninde’ bir gezintiye çıkmakta oldukça fayda vardır. Termodinamik Kanunların ışığı altında ‘Isı Pompası’ konusu analiz edilerek, tam olarak anlatılması sağlanacaktır.

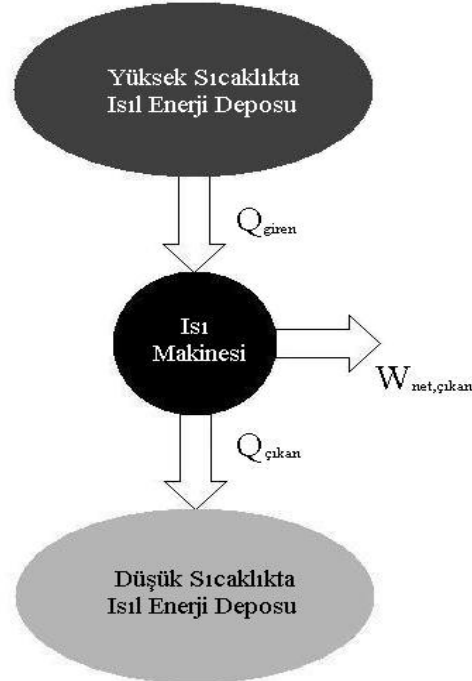
Bu çalışmada özellikle üzerinde durulan, ülkemizde de son zamanlarda gelişme gösteren ‘Toprak Kaynaklı Isı Pompaları’ dır. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları ile hava kaynaklı ısı pompaları spesifik olarak incelenmiş, performanslarına etki eden parametreler deneysel olarak belirlenmiştir.

2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Isı Makineleri

İş kolaylıkla diğer enerji biçimlerine dönüştürülebilir, fakat diğer enerji biçimlerin işe dönüştürmek o kadar kolay değildir. Örneğin bir su havuzu içinde bir mili döndürecek olursak; mil aracılığıyla yapılan iş önce suyun iç enerjisini arttıracaktır. Daha sonra bu enerji çevreye ısı olarak geçebilir. Deneyimlerimiz bize bunun tersinin olamayacağını gösterir başka deyişle, suya ısı enerjisi vererek mili döndürmek olanak dışıdır (Boles ve Çengel 1997). Bu ve buna benzer gözlemlerde işin doğrudan ve tümüyle ısı enerjisiye dönüşebileceğini, fakat ısı enerjisinin işe dönüşmesi için özel düzenlemeler gerektiği sonucunu çıkarırız. Isı enerjisinin işe dönüşmesi “Isı Makineleri” aracılığıyla gerçekleşir.

Isı Makinesi aldığı ısının bir bölümünü işe dönüştürür, geri kalanını düşük sıcaklıkta bir ısı enerjisi deposuna verir. Bu anlattıklarımız kapsayan bir ısı makinesinin teorik şeması Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



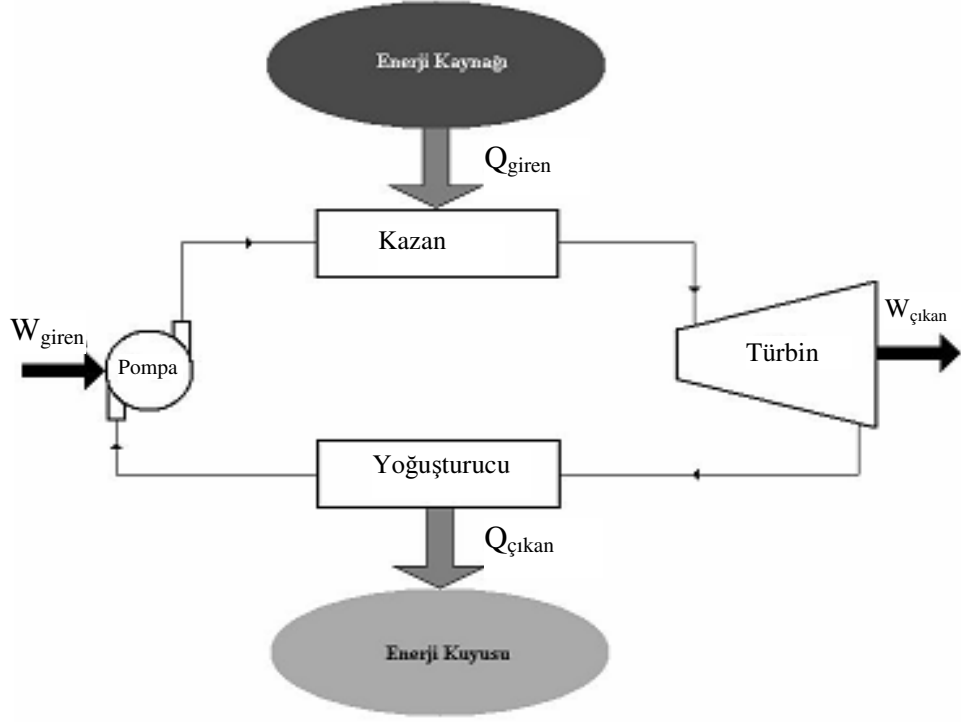
Şekil 2.1. Bir ısı makinesinin teorik gösterimi

Birbirinden çok farklı ısı makineleri vardır, fakat tümü aşağıda belirtilen ortak özellikleri taşır.

- 1- Yüksek sıcaklıkta bir ısı enerji deposundan ısı enerji alırlar. Güneş enerjisi, kazan, nükleer reaktör örnek olarak verilebilir.
- 2- Alınan ısı enerjinin bir bölümünü genellikle döner mil işine dönüştürürler.
- 3- Alınan ısı enerjinin geri kalan bölümünü akarsu, çevre hava gibi düşük sıcaklıkta bir ısı enerji deposuna verirler.
- 4- Isı makinelerinde gerçekleşen hal değişimleri bir çevrim oluşturur.

Isı makinesi adı çoğu zaman, termodinamik bir çevrim oluştursun veya oluşturmasın, tüm iş yapan makineleri kapsayan daha geniş bir anlamda kullanılır. Örnek olarak gaz türbinleri veya benzin motorları gibi içten yanmalı motorları ele alalım. Bu makinelerde mekanik bir çevrim gerçekleşir, fakat termodinamik bir çevrim gerçekleşmez. Bunun nedeni, aracı akışkanın(yakıt-hava karışımı) yanma ve genişlemeden sonra ilk haline geri dönmeden dışarı atılması ve yeni yakıt-hava karışımının motora alınmasıdır.

Isı makinesi tanımına en çok uyan makine, dıştan yanmalı bir motor olan “Buhar Güç Santrali”dir. Bu makine dıştan yanmalı olarak adlandırılır; çünkü yanma işlemi makinenin dışında olur ve yakıtın ısı enerjiye dönüşen kimyasal enerjisi aracı akışkan olan suya ısı olarak geçer. Bir buhar santralinin basitleştirilmiş çizimi Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Bu genel bir çizimdir.



Şekil 2.2. Buharlı güç santralinin genel çizimi

Şekilde gösterilen bazı büyüklüklerin açıklaması şöyledir.

Q_{giren} = Yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposundan(kazandan) suya geçen ısı,

$Q_{çikan}$ = Yoğuşturucuda, buhardan düşük sıcaklıktaki enerji deposuna(çevre havaya, akarsuya veya göle) geçen ısı,

$W_{çikan}$ = Türbinde genişlerken buhar tarafından yapılan iş,

W_{giren} = Suyu kazan basıncına sıkıştırmak için yapılan iş(pompa)

Bu güç santralının net işi, santralin yaptığı toplam işle santrale sağlanması gereken iş arasındaki farktır.

$$W_{net,çikan} = W_{çikan} - W_{giren} \quad (2.1)$$

Net iş aynı zamanda sadece ısı geçişleri göz önüne alınarak da hesaplanabilir.

Buharlı güç santralini oluşturan dört elemanın her birine kütle giriş ve çıkışı söz konusudur, bu nedenle açık sistem olarak incelenirler. Fakat bu elemanlar bağlantı borularıyla birlikte bir tüm olarak düşünüldüğü zaman, dışarı sızan az miktarda buhar

göz ardı edilirse, akışkan kütlesi sabittir. Sekil 2.2’de gösterilen bu sistem, kapalı sistem olarak incelenebilir. Çevrim oluşturan bir dizi hal değişiminden geçen kapalı sistem için iç enerji değişimi ΔU , sıfırdır. Bu nedenle sistemin net işi, net ısı alışverişine eşit olacaktır.

$$W_{net,çıkan} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \quad (2.2)$$

Yazdığımız bu denklemde $Q_{çıkan}$, çevrimi tamamlamak için dışarı atılması gereken enerjiyi göstermektedir. Fakat $Q_{çıkan}$ hiçbir zaman sıfır olmaz bu nedenle bir ısı makinesinin net işi her zaman giren ısı enerjiden azdır, başka bir deyişle; ısı makinesine verilen ısı enerjisinin sadece bir bölümü işe dönüşür. Bir ısı makinesine girilen ısı enerjisinin net işe dönüşebilen bölümü, ısı makinesinin etkinliğinin bir ölçüsüdür ve ısı verim η_{th} olarak tanımlanır.

Etkinlik veya verimin genel bir tanımı, elde edilmek istenen değeri, bunu elde etmek için harcanması gereken değere bölerek yapılabilir.

$$Etkinlik(verim) = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} \quad (2.3)$$

Isı makineleri için elde edilmek istenen değer yapılan net iştir, bu amaçla harcanması gereken değerse aracı akışkana verilen ısı enerjidir. Bu durumda bir ısı makinesinin ısı verimi şöyle tanımlanabilir.

$$Isıl Verim = \frac{\text{çıkan net iş}}{\text{harcanması gereken değer}} \quad (2.4)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_{giren}} \quad (2.5)$$

$$W_{net,çıkan} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \quad (2.6)$$

olduğu için;

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \quad (2.7)$$

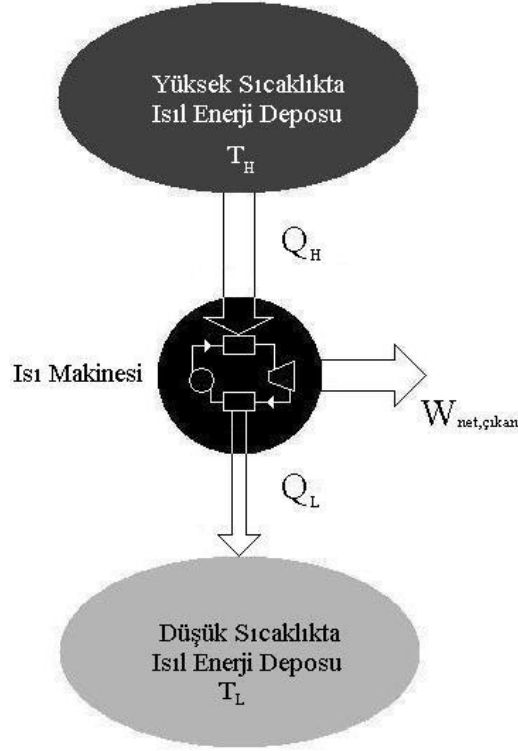
şeklinde de yazılabilir.

Mühendislik uygulamalarında çok önemli bir yer tutan ısı makineleri, soğutma makineleri ve ısı pompaları, T_H sıcaklığında bir ortam(yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposu) ile T_L sıcaklığında bir ortam(düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposu) arasında bir çevrim oluşturacak şekilde çalışırlar. Isı makineleri, soğutma makineleri ve ısı pompalarının incelenmesinde ortak bir dil kullanabilmek için aşağıdaki büyüklükler tanımlanacaktır.

Q_H = Çevrimle T_H sıcaklığındaki ortam(yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposu) arasındaki ısı geçişinin mutlak değeri,

Q_L = Çevrimle T_L sıcaklığındaki ortam(düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposu) arasındaki ısı geçişinin mutlak değeri

Dikkat edilirse, Q_H ve Q_L yönleri belli büyüklüklerdir. Bu nedenle artı değer taşırlar. Q_H ve Q_L ' nin hangi yönde oldukları incelenen çevrime bağlıdır. Bu tanımları kullanarak Şekil 2.3'deki genel bir ısı makinesi içi çıkan net iş ve ısı verim aşağıdaki gibi ifade edilebilir.



Şekil 2.3. Genel bir ısı makinesi çizimi

$$W_{net,çıkan} = Q_H - Q_L \quad (2.8)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_H} \quad (2.9)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.10)$$

Bir ısı makinesinin ısı verimi her zaman birden küçüktür, çünkü Q_L ve Q_H her zaman artı değerdedir.

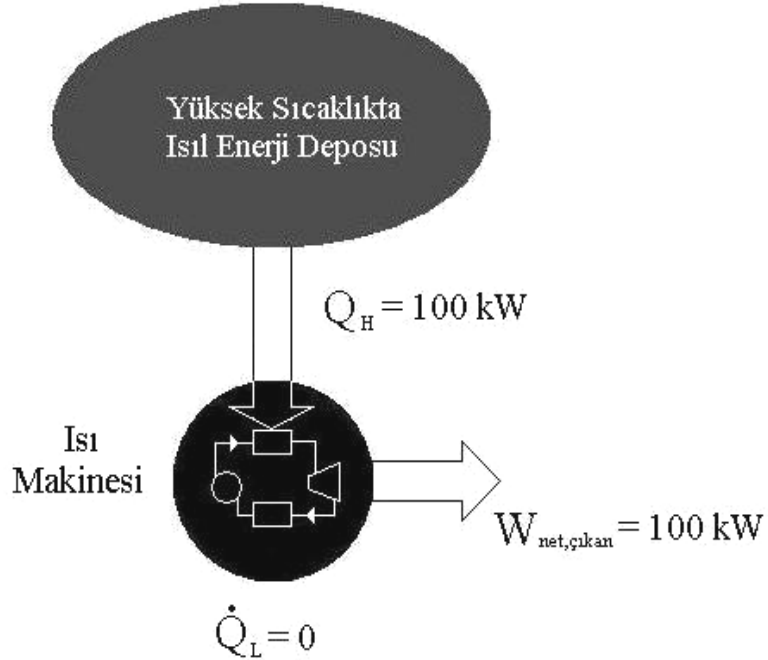
Isıl verim bir ısı makinesinin aldığı ısıyı hangi oranda işe dönüştürebildiğinin ölçüsüdür. Isı makinelerinin amacı; ısıyı işe dönüştürmektir. Mühendisler sürekli olarak verimi arttırmanın yollarını araştırırlar, çünkü daha yüksek verim, daha az yakıt tüketimi ve daha az para harcanması anlamına gelir.

İş yapan makinelerin ısıl verimleri şaşılacak ölçüde düşüktür. Yakından bildiğimiz otomobil motorlarının ısıl verimi %20 dolaylarındadır. Başka bir deyişle, bir otomobil motoru, benzinin kimyasal enerjisinin yaklaşık %20'sini mekanik işe

dönüştürür. Bu değer diesel motorları ve büyük gaz türbinleri için yaklaşık %30, buharlı güç santralleri içinse yaklaşık %40 kadardır. Görüldüğü gibi bugün kullandığımız en verimli ısı makineleri bile aldıkları enerjinin yarıdan çoğunu akarsulara, göller veya çevre havaya atık veya kullanılamaz ısı olarak vermektedirler (Boles ve Çengel, 1997).

Bir ısı makinesinde çevrimin tamamlanabilmesi için düşük sıcaklıktaki ısı deposuna ısı geçişi olması zorunluluğu vardır. Çevrimin mükemmel hal değişimlerinden oluşması, bu zorunluluğu ortadan kaldırmaz. Başka bir deyişle, hiçbir ısı makinesi aldığı ısı enerjinin tümünü işe dönüştüremez. Isı makinelerinin verimine sınırlama getiren bu olgu, termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck tarafından yapılan açıklamasının arkasında yatan düşüncedir. Termodinamiğin İkinci Yasasının Kelvin-Planck tarafından ifade edilmiş biçimi şöyledir:

Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin sadece bir kaynaktan ısı alıp net iş üretmesi olanaksızdır (Şekil 2.4.).



Şekil 2.4. İkinci yasanın kelvin-planck ifadesine aykırı bir ısı makinesi

Başka bir deyişle bir ısı makinesi, sürekli çalışabilmek için hem yüksek sıcaklıktaki bir ısı deposuyla hem de düşük sıcaklıktaki bir ısı deposuyla ısı alışverişinde bulunmak zorundadır. Kelvin-Planck ifadesine göre; hiçbir ısı makinesinin verimi %100 olamaz. Veya bir güç santralinin sürekli çalışabilmesi için aracı akışkanın kazandırdığı ısı enerjinin yanı sıra, çevre ortama da ısı enerjisi aktarması gerekir. Bu anlatım Şekil 2.4’de gösterilmiştir.

2.2 Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları

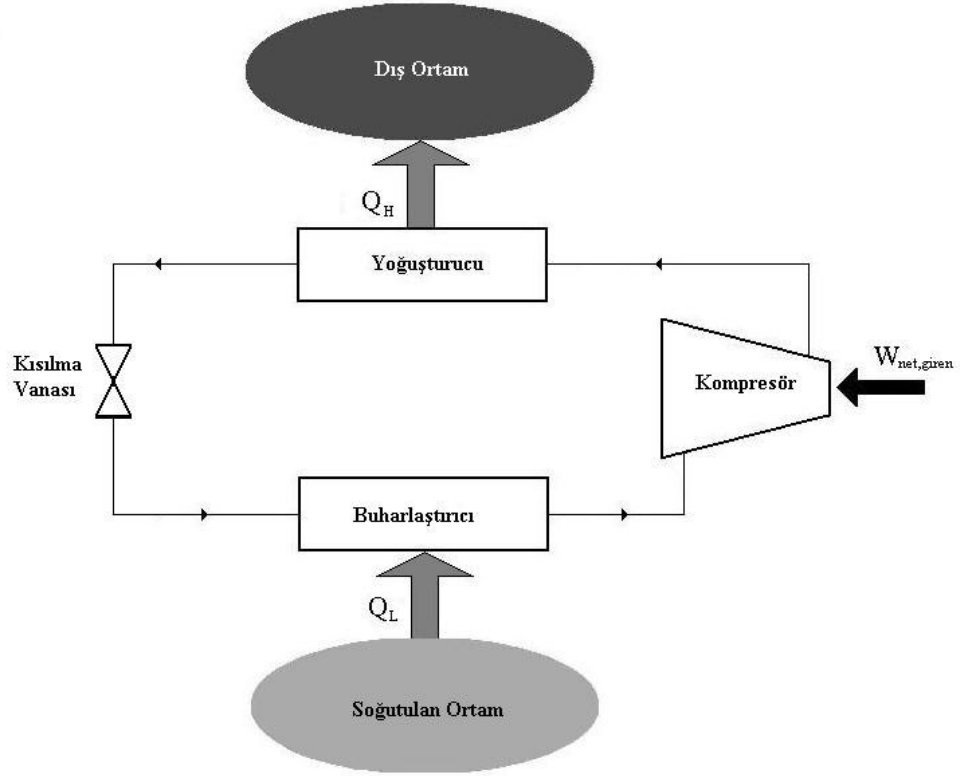
Isı geçişinin her zaman sıcaklığın azaldığı yönde olduğu bilinen bir gerçektir, başka bir deyişle; ısı geçişi yüksek sıcaklıktaki ortamdaki düşük sıcaklıktaki ortama olur. Bu doğal bir olgudur kendiliğinden gerçekleşir. Bu olgunun tersi kendiliğinden gerçekleşmez. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdaki yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi ancak soğutma makinelerinin kullanımıyla olanaklıdır.

Soğutma makineleri de ısı makineleri gibi bir çevrimi esas alarak çalışır. Isı pompaları, soğutma makineleri ile aynı çevrime göre çalışan sistemlerdir. Aralarındaki fark, kullanım amacına bağlı olarak değişmektedir. Amaç, bir yerin ısıtılması ise cihaz, ısı pompası olarak adlandırılmakta, eğer amaç bir yerin soğutulması ise cihaz, soğutma makinesi adını almaktadır. Isı pompaları düşük sıcaklıkta bir ortamdaki yüksek sıcaklıkta bir ortama ısı enerjisi aktaran bir makinedir. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler, fakat kullanım amaçları farklıdır. Bir soğutma makinesinin amacı düşük sıcaklıkta ortamı, ortamdaki ısıyı çekerek çevre sıcaklığının altında tutmaktır. Daha sonra çevreye veya yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, çevrimi tamamlamak 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 deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısı deposu genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak, ısıtılmak istenen ortam ise bir evin içidir.

Bir soğutma çevriminde kullanılan aracı akışkana “Soğutucu Akışkan” adı verilir. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi, “Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi” dir ve Şekil 2.5 de gösterilen dört elemanla gerçekleştirilir: Kompresör, Yoğuşturucu, Kısılma Vanası ve Buharlaştırıcı.

Isı pompası ve soğutma makinesinin temel çalışma prensibi şu şekildedir : Bu makineler iş yutan makineler olup, çalışması için dışarıdan bir enerjiye gereksinim duyarlar.

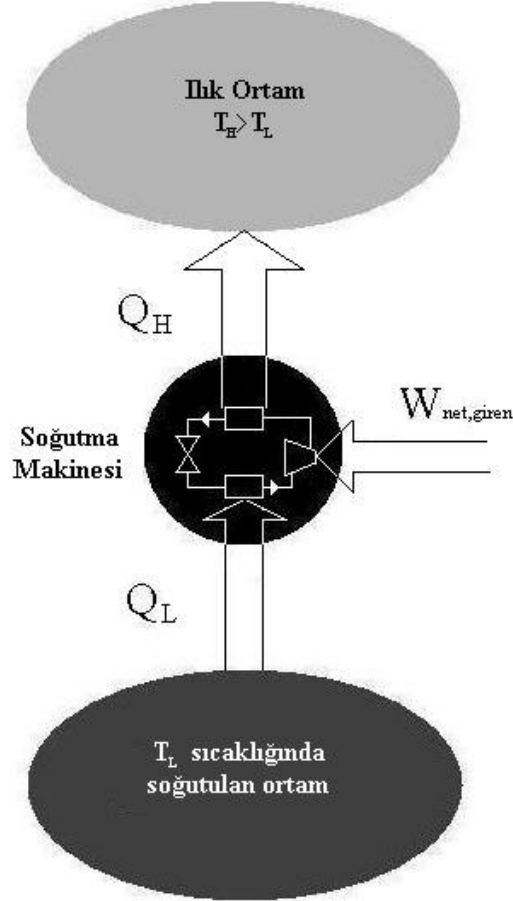
Sistemde devrede dolaşan akışkan Freon-12, 22, 134a, 502.. türünden soğutucu akışkan olup, sistemde alçak ve yüksek olmak üzere iki kademe basınç meydana gelmektedir. Kompresöre enerji girişinden sonra, soğutucu akışkan yüksek basınca sıkıştırılır. Yüksek basınç ve sıcaklıkta kondensere giren soğutucu akışkan ısını, ısıtılacak ortama bırakır. Kondenser çıkışında yoğuşan soğutucu akışkan bir kısılma vanasından geçerek basıncı ve sıcaklığı düşürülür. Daha sonra ıslak buhar fazında (sıvı-buhar karışımı) evaporatöre giren soğutucu akışkan ortamın ısını çekerek doymuş buhar fazında kompresöre ulaşarak devreyi tamamlar.



Şekil 2.5. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

Bir soğutma makinesinin genel çizimi Şekil 2.6'da gösterilmiştir. Burada Q_L , T_H sıcaklığındaki soğutulan ortamdaki çekilen ısıyı göstermektedir. Q_H ise T_H sıcaklığındaki ılık ortama verilen ısıyı simgelemektedir. $W_{net,giren}$, soğutma makinesine

girilen net iştir. Daha önce belirtildiği gibi Q_H ve Q_L yönleri belli olan pozitif değerlerdir.



Şekil 2.6. Soğutma makinesi genel gösterimi

Bir ısı pompası sisteminde, sistemi oluşturan her bir eleman açık sistem olarak (SASA) incelenmektedir. Şekil 2.7’de çevrim, sıcaklık- entropi (T-s) ve basınç-entalpi (lnP-h) diyagramları üzerinde gösterilmektedir. Sistemin termodinamik analizi ise şöyledir.

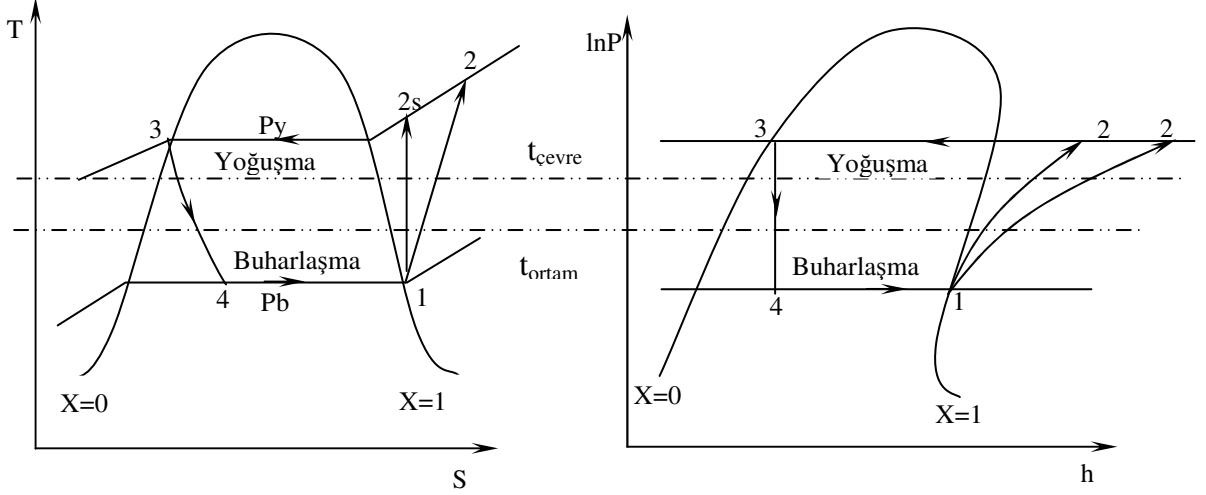
Tersinir çevrim ;

1-2s : Kompresörde Tersinir adyabatik sıkıştırma

2s-3 : Tersinir sabit basınçta çevreye ısı atma

3-4 : Kısılma vanasında sabit entalpide genişleme

4-1 : Tersinir sabit basınçta soğutucu akışkanın buharlaşması (ortamın ısısını çekme)



Şekil 2.7. Soğutma çevriminin T-s ve P-h diyagramları üzerinde gösterilmesi

Buharlaştırıcı (SASA) :

4-1 : Buharlaştırıcıya ısı geçişi

$$Q_b = \dot{m}_s \cdot (h_1 - h_4) \Rightarrow \dot{m}_s = \frac{Q_b}{h_1 - h_4} \quad (2.11)$$

Kompresör (SASA) :

1-2s Tersinir adyabatik sıkıştırma

$$W_{K12s} = \dot{m}_s \cdot (h_{2s} - h_1) \quad (2.12)$$

1-2 adyabatik sıkıştırma

$$W_{K12} = \dot{m}_s \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.13)$$

Adyabatik kompresör işi :

$$W_{k12} = W_K = \frac{\dot{m}_s \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta_{IK} \cdot \eta_{MK} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{KK}} \quad (2.14)$$

Burada;

η_{MK} : Mekanik verim ($\eta_{MK} = 0.75 \dots 0.90$)

η_{KK} : kayış kasnak verimi ($\eta_{KK}= 0.95$)

η_{EM} : Elektrik motor verimi ($\eta_{EM} = 0.95....0.98$)

Kompresörü tahrik eden elektrik motorunun gücü :

$$N_{em} = (1.2.....1.5) W_K \quad (2.15)$$

Yoğuşturucu (SASA) :

2-3 : Sabit basınçta yoğuşturucudan ısı atma

$$Q_y = \dot{m}_s.(h_2 - h_3) \Rightarrow Q_y = Q_b + W_k \quad (2.16)$$

Kısılma vanası (SASA) :

3-4 : Sabit entalpide soğutucu akışkanın basıncının düşmesi

$$h_3 = h_4 \quad (2.17)$$

Bir soğutma makinesinin verimi “etkinlik katsayısı” ile ifade edilir. Soğutma Tesir Katsayısı olarak adlandırılır.STK veya COP_{sm} ile gösterilir. Birim iş başına yapılan soğutma miktarı olarak tanımlanmaktadır. Soğutma makinesinin amacı, soğutulan ortamdan ısı çekmektir(Q_L). Bu amacı gerçekleştirmek için bir iş yapılması gerekir($W_{net,giren}$). Bu durumda soğutma makinesinin etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$STK = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} = \frac{Q_L}{W_{net,giren}} \quad (2.18)$$

Bir çevrim için, enerjinin korunumu ilkesi;

$$W_{net,giren} = Q_H - Q_L \quad (2.19)$$

Olduğundan, soğutma makinesinin etkinlik katsayısı,

$$STK = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (2.20)$$

şeklinde yazılabilir. STK değerinin birden büyük olabileceği belirtilmektedir. Başka bir deyişle, soğutulan ortamdan çekilen ısı, bunu sağlamak için yapılması gereken işten daha büyük olabilir. Oysa ısıl verimin birden büyük olması söz konusu olamaz.

Gerçektende soğutma makinesinin etkinliğini ısıl verim yerine etkinlik katsayısıyla

belirtmenin gerekçesi, ısı verimin birden küçük olma zorunluluğundan kaynaklanmaktadır.

$$STK = \frac{Q_b}{W_{K12}} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} \quad (2.21)$$

Isı pompasının etkinliği de etkinlik katsayısı STK veya COP_{IP} ile ifade edilir: Birim iş başına yapılan ısıtma miktarı olarak tanımlanmaktadır.

$$ITK = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} \quad (2.22)$$

$$ITK = STK + 1 \quad (2.23)$$

Bu sonuç ısı pompasının etkinlik katsayısının her zaman birden büyük olduğunu göstermektedir. Çünkü STK her zaman artı değere sahiptir. Başka bir deyişle, en kötü durumda bile ısı pompası bir elektrikli ısıtıcı gibi çalışacak, tükettiği kadar elektrik enerjisini eve ısı olarak aktaracaktır. Gerçek uygulamalarda Q_H ' ın bir bölümü borulardan dış havaya geçer ve ITK , dış hava sıcaklığı çok düşük olduğu zaman 1'in altına da inebilir. Bu durum gerçekleştiğinde sistem, elektrikli ısıtıcı olarak da çalıştırılır. Bugün kullanılan ısı pompalarının mevsimlik ortalama ITK değerleri 2 ile 3 arasındadır.

Termodinamik analizimizde bu değeri uygularsak;

$$ITK = \frac{Q_Y}{W_{K12}} = \frac{h_3 - h_2}{h_{2s} - h_1} \quad (2.24)$$

sonucuna ulaşırız.

Bir iklimlendirme veya klima cihazı da temelde bir buzdolabından farklı değildir. Soğutulan ortam birinde yiyecek bölmesi, diğerinde odadır. Pencereye konan bir iklimlendirme cihazı, odadan ısı alıp dışarıya ısı vererek odayı soğutur. Aynı iklimlendirme cihazı, kışın ters yönde yerleştirilerek bir ısı pompası işlevini görebilir. Bu çalışma düzeninde cihaz dışarıdan ısı alarak odaya ısı verecektir. İklimlendirme sistemlerinde yazın klima cihazı, kışında ısı pompası olarak çalışmaya olanak tanıyacak kontrol düzenlemeleri gerekmektedir.

2.2.1. Isı Pompalarının Sınıflandırılmaları

2.2.1.1. Isı Kaynakları

Isı pompalarını sınıflandırırken en büyük etken kaynak olmaktadır. Isı pompasının enerji çektiği ortamlara ısı kaynakları denir. Bu kaynakları maddeler halinde sıralayacak olursak;

- 1) Hava
- 2) Su (deniz, göl, nehir, dere, yer altı suyu-jeotermal enerji)
- 3) Toprak (jeotermal enerji içersinde sayılmaktadır)
- 4) Güneş Enerjisi
- 5) Endüstrideki atık ısılar
- 6) Kombine ısı kaynakları
- 7) Diğer ısı kaynakları (büyük dizel motorlarının soğutma suyu, eksozt gazları)

Kullanılan ısı kaynakları arasında hava genel kullanım için, kolay elde edilebildiğinden dolayı en çok tercih edilen ısı kaynağıdır. Su, edilebildiği ortamlarda ısı kaynağı olarak kullanılabilir ve havaya göre bazı avantajları vardır. Topraktan ve yer altı suyu kaynaklı ısı pompaları günümüzde çok önemli proje konularıdır ve Avrupa'da toprak ve yer altı suyu kaynaklı birçok ısı pompası projesi gerçekleştirilmektedir. Güneş de sonsuz ısı enerjisiyle çok önemli bir kaynaktır. Güneş kollektörleri destekli ısı pompaları uygulamaları da Avrupa'da ve Kuzey Amerika'da geniş kullanım alanı bulmaktadırlar.

Şimdi bu kaynakların, ısı pompalarında kullanımlarını esas alarak açıklayalım.

- **Hava Kaynaklı Isı Pompaları**

Evsel ısı pompalarının çoğu ısı kaynağı olarak havayı kullanmaktadır. Ayrıca buhar sıkıştırımlı çevrimle çalışan hava kaynaklı ısı pompaları ısıyı da havaya atmaktadırlar. Diğer ısı pompalarında olduğu gibi sistem ya paket halinde ya da split şeklinde olabilir.

Hava kolay elde edilebilmesinden dolayı en uygun ısı kaynağı olmakla beraber; sistem dizaynının, mekana bağlı olarak çok dikkatli bir optimizasyonunun yapılmasını gerektirecek birçok dezavantajı mevcuttur. Bunun sebebi ise;

- 1- Dış havanın oldukça değişken bir sıcaklığa sahip olmasıdır.
- 2- Buzlanma problemi.

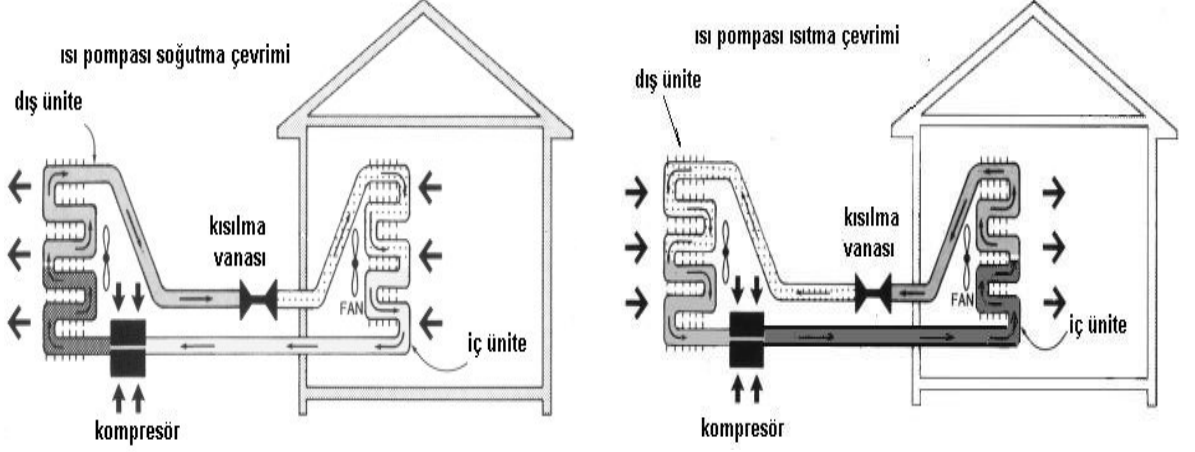
Kışın ısıtmaya ihtiyaç olduğu zaman havanın soğuk ve yazın soğutmaya ihtiyaç duyulduğu zaman ise, havanın çok sıcak olması ve sıcaklığın gün boyu değişmesi önemli bir dezavantajdır. Bu nedenden ötürü, kış ve yaz daha fazla havanın dış ünitelerden geçirilmesi gerekmektedir. Bu da, daha büyük fan kullanılması ve fanı çalıştırmak için de ilave enerji tüketmek anlamını taşır. Dışarıda sıcaklığın çok düşük olduğu durumlarda ek bir enerjiye ihtiyaç duyulacaktır. Bu gibi durumlarda, elektrikli ya da gazlı ek bir enerji kullanmak suretiyle ortamın ısıtılması sağlanabilir. Bu durumda çevrim akışkanının sıcaklığı belli bir sıcaklığa kadar ısı pompası yardımı ile yükseltilecek, gerek duyulan ek enerji ise; diğer kaynaktan sağlanacaktır.

Isı ihtiyacımızın yüksek olduğu anlarda kaynak sıcaklığı da düşüktür. Bu da ısı pompasının ısıtma kapasitesinin düşmesine neden olur. Sıcaklık farkının sistem performansı üzerindeki negatif etkisini azaltmak için bazı önlemler alınmıştır. Bu durumda genellikle ek bir ısıtma kaynağına gerek duyulur. Isı kaynağı sıcaklığının çok değişken olması projelendirmeyi ve ekipman seçimini zorlaştırır (Bose ve Arkadaşları,1985).

Isı kaynağı ne olursa olsun ısı pompası sistemlerinin yatırım maliyeti konvansiyonel ısıtma sistemlerine göre çok daha fazladır. Sadece ısıtma amaçlı bir sistem düşünülürse, eğer dış hava sıcaklığı düşük olan bir yerde sistem kullanılacaksa, ısı kaybının tamamının sistem tarafından karşılanmasının istenmesi durumunda ilk yatırım maliyet oldukça kabarcaktır. Bu yüzden sistem dizaynı yapılırken minimum sıcaklığın yılın az zamanlarında hissedileceği düşünülerek ve ekonomik kıstaslarda göz önünde bulundurularak sistem dizaynı yapılır. Normal olarak yıllık ısı ihtiyacının tamamı olmamakla beraber büyük bir oranda sağlanılmasına çalışılarak sistem dizaynı yapılır. Pik durumlarda ortaya çıkacak ısı ihtiyacı ise ısıtıcılarla sağlanır. Ek ısıtıcılar; elektrikli ısıtıcılar olabileceği gibi bir kazanda olabilir. Elektrikli ısıtıcılar kullanılacağı düşünülürse; ısıtıcıları kontrol etmenin en etkili yolu iç ve dış termostat kullanmaktır. İç ünite iki kademedir oluşmaktadır ve birinci kademe sadece ısı pompasını kontrol ederken, ikinci kademenin esas görevi dış hava sıcaklığı balans noktasının altına düştüğünde dış termostatın yönetmesiyle birlikte ek ısıtıcıları çalıştırmaktır.

Eğer ısı pompasından soğutma da yapması isteniyorsa dizaynda soğutma yükünün de hesaba katılması gerekecektir. Unutmamak gerekir ki; eğer sistemin soğutma kapasitesi yeterli değilse, daha büyük bir ısı pompası koymaktan başka çare

yoktur ve eğer soğutma kapasitesi çok fazla olursa nem kontrolü çok zayıf bir şekilde yapılabilecektir. Yinede soğutma ve ısıtma kapasiteleri gereksinimleri arasında bir denge sağlanmalıdır. Şekil 2.8’de basit bir hava-hava ısı pompası sistemi görülmektedir.



Şekil 2.8. Basit hava-hava ısı pompası sistemi

Isı pompası performansı evaporatör ve kondenser arasındaki sıcaklık farkının artmasına bağlı olarak azalacaktır. Bu da hava kaynaklı ısı pompaları için çok büyük bir dezavantajdır. Zira dış hava sıcaklığı düştükçe ısıtılacak mahallin ısı ihtiyacı artarken ısı pompasının ısıtma kapasitesi düşecektir.

Havanın ısı kaynağı olarak kullanıldığı bir ısı pompasında dış hava vantilatörle, ısı geçişi alanını arttırmak için kanatlarla kaplı olan buharlaştırıcı boruları üzerine üflenir ve borular içindeki soğutucu akışkanla hava arasında 5-10°C' lik sıcaklık farkı oluşturulur. Hava her zaman bulunduğu ve düşük işletme-bakım masraflarına sahip donanımla çalışma nedeniyle en çok tercih edilen ısı kaynaklarındandır. Yukarıda bahsettiğimiz gibi havanın ısı kaynağı olarak kullanılmasının en büyük mahsuru, sıcaklığın sürekli ve çabuk değişmesidir. Bir gün boyunca olduğu gibi mevsimden mevsime de çok büyük değişiklikler gösterir. Isı ihtiyacının en çok olduğu kış aylarında sıcaklığın iyice düşmesi çevrim verimini olumsuz yönde etkiler. Ayrıca hava içinde çok büyük miktarlarda su buharı, buharlaştırıcı üzerinde yoğunlaşır ve düşük hava sıcaklıklarında donar. Oluşan bu buz tabakasının buharlaştırıcı üzerinden bertaraf edilmesi gerekir. Bunun için defrost işlemi yapılır. Çünkü oluşan karlanma ve buz; ısı iletim katsayısını ve kanatlar arasını doldurması nedeni ile ısı geçişi alanını azaltmasına sebebiyet verir. Buzun, buharlaştırıcı yüzeyleri üzerinde uzun süre birikmesine müsaade edildiği takdirde ısı geçişi engellenir. Bu durum ısı pompası ısıtma tesir katsayısı ve

kapasitesinin düşmesine neden olur. Ayrıca suyun buza dönüşmesi esnasında buzun genişmesi, buharlaştırıcıya zarar verebilir. Deniz kıyısında ve endüstriyel alanlarda korozyonu önlemek için dış ortam serpantinlerinin tamamı bakırdan yapılmalıdır. Yapılan araştırmalar, buz birikiminin 9,8-14,6 kg/m² değerine kadar ısı geçişini artırıcı yönde rol oynadığını göstermektedir(ASHRAE Handbook, 1984). Ama yine de daha fazla birikmeyi engellemek için, buzun periyodik olarak buharlaştırıcı yüzeylerinden çözülmesi gerekmektedir. Hava kaynaklı ısı pompalarında bir başka problem de, buharlaştırıcıda ısı geçişinin düşük olmasıdır. Bu yüzden ısı geçişini arttırmak amacıyla genellikle genişletilmiş yüzeylerden ve fanlardan yararlanılır. Hava/hava ısı pompalarında buharlaştırıcı yüzeyleri, yoğuşurucu yüzeylerinden daha büyüktür ve buharlaştırıcı yüzeylerinden geçirilen hava debisi de yoğuşurucu yüzeylerinden geçirilen hava debisinden %50-100 oranlarında daha fazladır.

- **Su Kaynaklı Isı Pompaları**

Kuyulardan, göllerden, nehirlerden, şehir şebekesinden ve üretim işlerinden elde edilen su, ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır. Eğer ısıtılacak veya soğutulacak mekanın yakınında ırmak, göl, deniz, yer altı suları v.s var ise ısı taşıyıcı borular bahsettiğimiz bu kaynakların içine yerleştirilir.

Su en çok kullanılan diğer bir ısı kaynağıdır. Avrupa'da yeraltı ve yerüstü sularını kaynak olarak kullanan ısı pompalarını geliştirmek yönünde çok yönlü projeler yapılmaktadır. Yüzey sularının(nehir, göl, deniz, dere v.b) kullanılması halinde sıcaklığın mevsimlerle değişimi yeni bir sorun olarak karşımıza çıkar. Bu değişim havada meydana gelen sıcaklık dalgalanmalarından daha düşük değerdedir. Yer altı sularını kaynak olarak kullanan ısı pompasında, yer altı suyu buharlaştırıcıya pompayla taşınabileceği gibi, buharlaştırıcı yer altı sularının olduğu yere gömülerek de ısı çekilebilir. Yer altı sularının en büyük avantajı, sıcaklığının yıl boyunca büyük bir değişim göstermemesidir. Suyun ısı geçiş katsayısı havadan daha iyidir. Ek olarak da defrost problemi yoktur. Diğer taraftan, yer altı suyu kullanan ısı pompasının maliyeti; ısı kaynağı olarak yerüstü suyu veya hava olan ısı pompasına göre daha fazladır. Ayrıca belli bir bölge için en kötü atmosfer şartlarına göre ısı pompası dizayn edip seri üretime geçileceği halde, yer altı suyu kullanan ısı pompalarında hesaplar ve imalat her tesis

için farklıdır. Su kullanan sistemlerin en büyük sorunlarından biride korozyon ve sudaki canlıların buharlaştırıcıya yapışmasıdır.

Birçok kaynaktan devamlı olarak elde edilebileceği, tipik olarak 4-12°C sıcaklıkta olacağı için ve yüksek ısı kapasitesi ve ısı transferi nedeniyle su, ısı pompaları için iyi bir ısı kaynağıdır. Aynı zamanda sıcaklığı da donma noktasının altına asla düşmez. Fakat ne yazık ki suyun fiyatı, endüstriyelmiş ülkelerde devamlı artmakta ve bu da ısı pompaları için su sağlamayı oldukça pahalı ve pratik olmayan hale getirmektedir.

Kuyu suları sabite yakın su sıcaklığıyla iyi bir kaynaktır. Sıcaklığı, kuzey iklimlerde 10 °C' ye yakın, güney iklimlerde ise sıcaklığı yükselerek ekvatora yakın yerlerde yaklaşık 15 °C' ye ulaşmaktadır. Ne yazık ki kuyu sularının birçok değişik amaç için kullanılmaları nedeniyle kaliteli suya sahip kuyu bulmak zorlaşmıştır. Zayıf kaliteli kuyu suları da ısı değiştiricilerinde korozyona sebebiyet vermektedir. Suyun sistemde kullanılmadan önce kalite testi kesinlikle yapılmalı ve içerdiği mineraller korozyon probleminden ötürü önceden incelenmelidir. Montaj uygulamalarının pahalı olması bu sistemin düzenli kullanılması için bir dezavantajdır. Uygun bir kaynak bulabilmek için toprağı kazmak gerekecektir ve önemli miktarda boru boyuna ihtiyaç duyulacaktır. Pompa kapasiteleri yüksek olabilir ve suyun yeterince kaliteli olmadığı anlaşılırsa arıtma yapmak gerekebilir. Bazen de 50 metreden daha az derinlikten elde edilebilecek yer altı suları da ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Yapılan araştırmalara göre böyle bir kaynağın verimli kullanılması durumunda, alan ısıtması için kullanılan ısı pompalarının geri ödeme periyodu %10 azaltılmaktadır.

Kaynak olarak 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 da yüksek debilerde su elde etmenin mümkün olmasıdır. Dolayısıyla suyun bir defa kullanılması ve büyük miktarlarda gerekmesi, kuyu suyundan yararlanma olanaklarını kısıtlar. Gene de arazide yeterli derecede ve uygun özelliklerde suyun bulunma belirsizliği, sondaj ve bakım maliyetinin yüksek olması, kullanımı azaltmamıştır. Ancak kuyu suyunun maliyeti küçük tesisler için yine de pek uygun değildir (ASHRAE Handbook, 1984).

Suyu kaynak olarak kullanmanın bir başka avantajı ise, ısı değiştiricilerinde, ısı geçişinin daha yüksek olmasıdır. Ancak ısı değiştiricilerinin daha verimli ve kompakt yapılmaları gerekmektedir (ASHRAE Handbook, 1984).

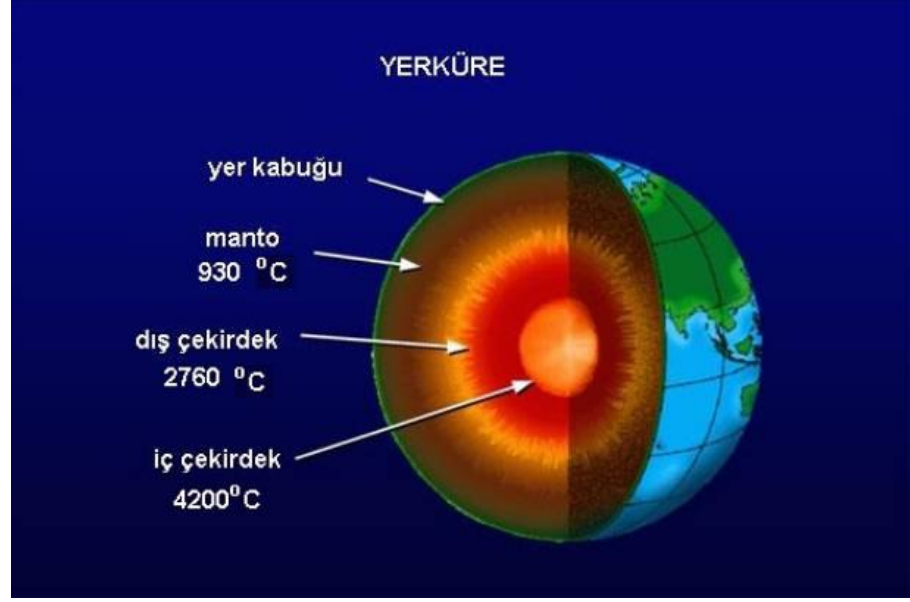
- **Jeotermal Enerji Kaynaklı Isı Pompaları**

Çok geniş kapsamlı bir enerji kaynağıdır. Aslında, ana başlıklar altında incelediğimiz su ve toprak kaynaklarını da kapsar. Bu kısımda jeotermal enerji ana kapsamlarıyla anlatılmıştır. Su ve toprak kaynakları; kendine özgü ve geniş kullanım alanları sebebiyle ana başlıklar altında özel olarak incelenmişlerdir.

Jeotermal enerji; yer kabuğunun çeşitli derinliklerinde birikmiş ısının oluşturduğu, sıcaklığı sürekli 20° C' den fazla olan ve çevresindeki normal yer altı ve yer üstü sularına oranla daha fazla erimiş mineral, çeşitli tuzlar ve gazlar içerebilen sıcak su ve buhar olarak tanımlanabilir. Yer kabuğunun derinliklerinde var olan bu ısı kaynağı, henüz soğumasını tamamlamamış bir mağma kütlesi veya genç bir volkanizma ile ilgilidir. Yer kabuğunun kırık ve çatlaklarından derinlere süzülen meteorik sular bu ısı kaynağıyla ısıtıldıktan ve mineralce zenginleştikten sonra yoğunluk farkı ve basınç nedeni ile yükselirler. Bu sıcak akışkan yer kabuğunun sığ derinliklerinde (100-4000m), üzerinde geçirimsiz örtü kayalar bulunan, gözenekli ve geçirimli hazne kayalarda toplanır. Özellikle volkanik arazide veya radyoaktif faaliyetlerin olduğu yerlerde, belirli derinliklerde birikmiş sıcak sudan yararlanmak için tüm dünyadaki kurulmuş kapasite 9000 MWt'dır ve enerji kullanımı 38 ülke göz önüne alındığında 31200 GWh/yr'dır (Freeston,1996). Bu da yılda 3.8 milyon ton yakıt tasarrufu anlamına gelmektedir. Amerika'da kurulu güç yaklaşık 1800 MWt'dır. Bu değerler Amerika'ya yıllık 0.5 milyon ton yakıt tasarrufu sağlamaktadır(Lienau,1995). Jeotermal akışkanı oluşturan sular, meteorik ve jüvenil kökenli veya her ikisinin çeşitli oranlarda karışım ile oluştuklarından, yer kabuğundaki haznelere sürekli olarak beslenmekte ve kaynak yenilenebilmektedir. Beslenmedeki mevsimsel ve yıllık değişimlerin genellikle etkisi olmakla birlikte pratikte, beslenmenin üzerinde bir tüketim olmadıkça jeotermal kaynakların tükenmesi söz konusu değildir.

20. yüzyıl başına kadar sağlık ve yiyecekleri pişirme amacı ile yararlanan jeotermal kaynakların kullanım alanları gelişen teknolojiye bağlı olarak günümüzde çok yaygınlaşmış ve çeşitlenmiştir. Bunların başında elektrik üretimi, ısıtmacılık ve

endüstrideki çeşitli kullanımlar gelmektedir. Yerküre ve sıcaklıkları Şekil 2.9'da gösterilmektedir.



Şekil 2.9. Yerküre ve sıcaklıkları

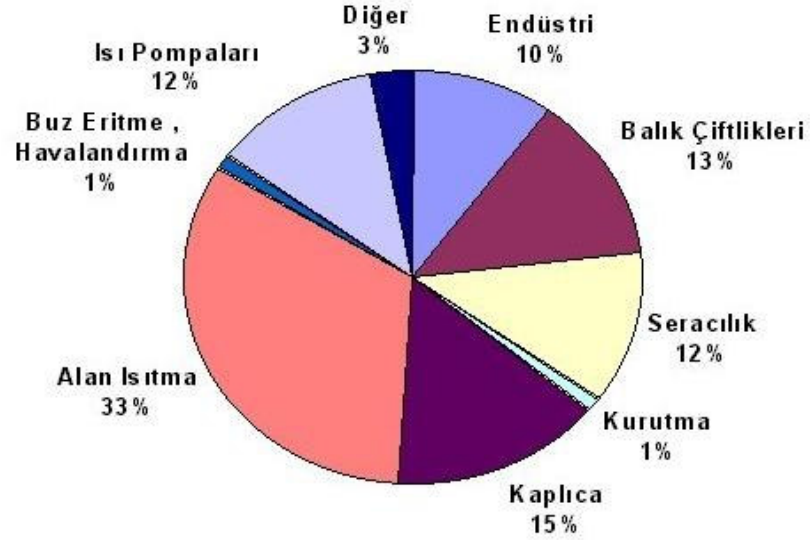
Jeotermal enerji yeni, yenilenebilir, sürdürülebilir, ucuz, güvenilir, çevre dostu bir enerji türüdür. Hazne sıcaklığı 200 °C ve daha fazla olan jeotermal akışkandan elektrik üretimi gerçekleştirilmektedir. Ancak günden güne gelişmekte olan yeni teknolojilere göre 150 °C' ye kadar düşük hazne çıkışlı akışkandan da elektrik üretilebilmektedir. Ayrıca son zamanlarda buharlaşma noktaları düşük gazlar (Freon, İzobutan vb.) kullanılarak 60-90 °C sıcaklıktaki sulardan da elektrik üretiminde (binary sistem) yararlanma çalışmaları sürdürülmektedir. Jeotermal enerjiden elektrik üretimi ilk olarak 1904 yılında İtalya'da olmuştur. Jeotermal akışkandan elektrik üretimi başta A.B.D. ve İtalya' da olmak üzere Japonya Yeni Zelanda, El Salvador, Meksika, İrlanda, Filipinler, Endonezya, Türkiye 'de yapılmaktadır.

Düşük sıcaklıktaki jeotermal akışkan (30-60 °C) doğrudan ısıtmacılıkta kullanılmaktadır. Yeni geliştirilen ısı pompaları yardımıyla suların sıcaklığı 5 °C' ye düşüncüye kadar akışkandan yararlanılabilmektedir.

Binaları ve kentleri merkezi sistemle ısıtmada ve de sıcak kullanma suyu olarak (İzlanda, Fransa, Japonya, A.B.D.,Türkiye,Yeni Zelanda,Macaristan) 40°C'den fazla sıcaklıktaki jeotermal akışkan kullanılmaktadır.

Seraların ısıtılması ile turfanda sebzeçilik, meyvecilik, çiçekçilik yapılmakta ve dünyada yaklaşık 17174 MWt karşılığı jeotermal enerji bu amaçla kullanılmaktadır. Macaristan, İtalya, ABD, Türkiye, Japonya, Yeni Zelanda ve İzlanda'da 30 °C' den fazla sıcaklıktaki akışkan kullanılarak seraların ısıtılması sağlanmaktadır.

Tropikal bitki ve balık yetiştirmede Japonya'da; tavuk vb. hayvan çiftliklerinin ısıtılmasında Japonya, ABD, Yeni Zelanda, Macaristan, Rusya'da jeotermal akışkandan faydalanılmaktadır. Toprak, cadde, havaalanı pistlerinin vb. ısıtılmasında, yüzme havuzu, fizik tedavi merkezleri ve diğer turistik tesislerde İtalya, Japonya, ABD, İzlanda, Türkiye'de kullanılmaktadır. Şekil 2.10'da bu enerjinin çeşitli kullanım şekillerinin oranları belirtilmiştir.



Şekil 2.10. Jeotermal enerjinin kullanım alan dağılımı

Jeotermal enerji, yer kabuğu içerisinde hazne kayalarda bulunan, basınç altında aşırı derecede ısınmış suların enerjisidir. Ekonomik önemdeki jeotermal enerji birikimi, 40°C-380°C arasında olup, 3000 m 'ye kadar olan derinliklerde geçirimsiz kayalar altında yer alan, geçirimli hazne kayalar içinde bulunmaktadır. Hidrotermal sistem olarak bilinen bu sistemde, akışkan, kırıklar aracılığı ile yeryüzüne ulaşarak termal kaynakları oluşturur; ya da sondajlarla çıkartılarak ekonomik kullanıma dönüştürülür. Şimdiye kadar üç çeşit jeotermal sistemin varlığı saptanmıştır. Sıcak kuru kaya sistemi, sıcak su sistemi, kuru buhar sistemi.

a) Sıcak Su Sistemi: Yeryüzünde sıcak su esaslı sistemler Buhar esaslı sistemlerden yirmi kat daha fazla bulunmaktadır. Sıcak su sisteminde, derindeki hazne kaya içerisinde, basınç altında, yüksek sıcaklıkta, erimiş kimyasal madde bakımından çok zengin, farklı kimyasal özelliklerde sular bulunmaktadır. Bu tür sistemlerden sondajlarla yeryüzüne çıkarılan sıcak su+buhar karışımından elde edilen buhardan, elektrik enerjisi üretilmekte, buharı alınmış sıcak su ise atılmaktadır.

b) Kuru Buhar Sistemi: Buhar esaslı sistemler , sıcak su esaslı sistemlerden farklı olarak, çok fazla ısınmış, nem miktarı az, sıcaklığı yüksek buhar üretirler. Bu tür buhar, bir enerji kaynağı olarak doğrudan jeotermal santrallere gönderilerek elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Bir bakıma bunlar yer kabuğu üzerinde oluşmuş, birer doğal nükleer reaktör olarak kabul edilir.

c) Sıcak kuru kaya sistemleri: Yerküremizde özellikle genç, aktif volkanik kuşaklarda, jeotermal gradyanın çok yüksek olduğu bölgelerde, sıcak su içermeyen yüksek sıcaklığa sahip kızgın, kuru kayalar bulunmaktadır. Bu tür sistemlere soğuk su basılarak sıcak su+ buhar karışımı alınmakta ve bu, bir enerji kaynağı olarak kullanılmaktadır.

Dünyadaki yüksek ısı akışı gösteren jeotermal kuşakların dağılımı, petrol alanlarında olduğu gibi belli jeolojik özellikler gösteren kuşaklar şeklindedir. Bu alanlarda diğer bölgelere göre daha fazla ısı akısı bulunmaktadır.

Dünyadaki jeotermal enerji açısından önemli kuşaklar ve ülkeler aşağıda verilmektedir;

Okyanus ortası ve rift zonları; İzlanda

Volkanik ada yayları ve yitim zonları; Japonya,

Filipinler, Endonezya, Yeni Zelanda, A.B.D., El Salvador, Nikaragua, Şili

Genç orojenik Kuşaklar (Alp kuşağı); Fas, Cezayir, İtalya, Yugoslavya,

Yunanistan, Türkiye, İran, Hindistan, Çin

Sıcak Noktalar; Hawaii

Jeotermal kaynaklar rezervuar sıcaklığına göre şöyle sınıflandırılmaktadır.

Yüksek sıcaklıklı alanlar (150°C den fazla)

Düşük sıcaklıklı alanlar (150°C den düşük)

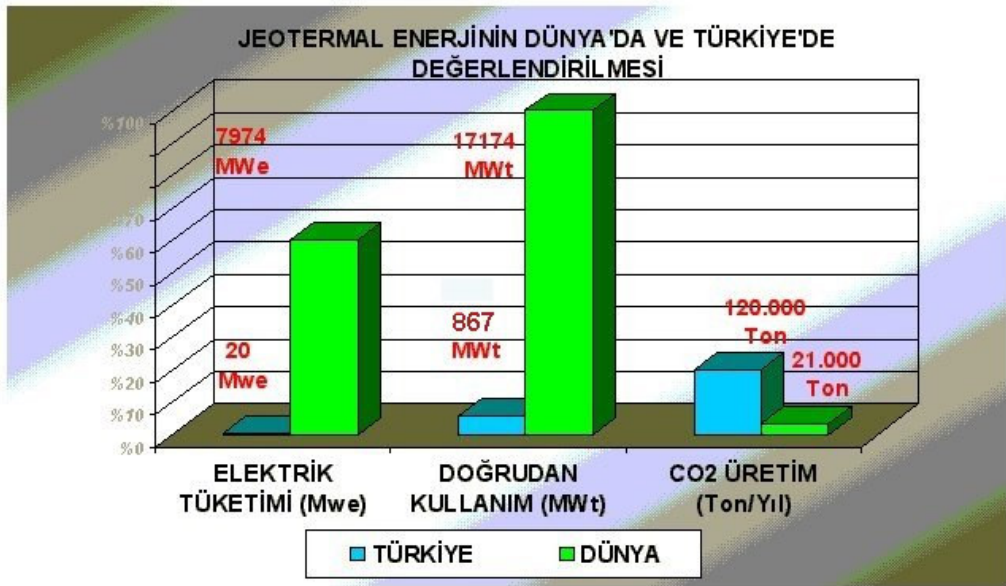
Alp-Himalaya orojenik kuşağı üzerinde bulunan Türkiye’de genç tektoniğe bağlı olarak gelişen grabenlerin, yaygın volkanizmanın, fümerollerin (doğal buhar ve

gaz çıkışları) hidrotermal alterasyonun ve sıcaklığı yer yer 1000°C ye ulaşan sayıları 1000 dolayında sıcak ve mineralli kaynağının varlığı, ülkemizin önemli bir jeotermal enerji potansiyelini taşıdığını göstermektedir. Yurdumuzda 1962 yılında M.T.A.Genel Müdürlüğü tarafından sıcak sulara yönelik envanter çalışmasıyla jeotermal enerji projeleri başlatılmıştır. İlk kuyu 1963 yılında İzmir-Balçova' da açılmıştır. Daha sonra birleşmiş milletler kalkınma teşkilatı UNDP ile yapılan ortak çalışmalar sonucunda 1968 yılında elektrik üretimine elverişli ilk jeotermal alan olan Denizli-Kızıldere alanı keşfedilmiştir. 1976-1982 yılları arasında ara verilen sondajlı arama 1982 yılında tekrar başlanmış ve yine elektrik üretimine elverişli Aydın-Germencik, Çanakkale-Tuzla sahaları ile ısıtmacılık ve endüstriyel kullanımda önemli olabilecek Aydın-Salavatlık, Kütahya-Simav ve İzmir-Seferhisar sahaları keşfedilmiştir.

Dünyada;1995'den 2000 yılına kadar, jeotermal elektrik üretiminde %17, jeotermal elektrik dışı uygulamalarda ise % 87 artış olmuştur.

Filipinler'de toplam elektrik üretiminin %22'si, Kaliforniya Eyaleti'nde %7'si, İzlanda'da toplam ısı enerjisi ihtiyacının %86'sı jeotermal enerjiyle karşılanmaktadır.

Dünyada jeotermal elektrik üretiminde ilk 5 ülke sıralaması:A.B.D., Filipinler, İtalya, Meksika ve Endonezya'dır. Dünyada jeotermal ısı ve kaplıca uygulamalarındaki ilk 5 ülke sıralaması:Çin, Japonya, A.B.D.,İzlanda ve Türkiye'dir. Jeotermal enerjinin dünyada ve Türkiye'de kullanımına ait diyagram Şekil 2.11'de gösterilmiştir.



Şekil 2.11. Jeotermal enerjinin dünyada ve Türkiye'de kullanımı

2000 yılı itibariyle, dünyadaki jeotermal elektrik üretimi 7974 MW elektrik kurulu güç olup, 65 Milyar kWh/yıl üretimdir.

Jeotermalin doğrudan kullanımını ise 17174 MW termal olup, 3 Milyon konut ısıtma eşdeğeridir.

Dünyada 10 bin dönüm, Türkiye’de is 500 dönüm jeotermal sera vardır. Şanlıurfa’daki yaklaşık 250 dönümlük jeotermal seradan Avrupa’ya ihracat yapılmaktadır.

Maden Tetkik Arama (MTA) Enstitüsü tarafından 1993’de yapılan araştırmalara göre Türkiye’de 32.000 Mwt jeotermal enerji üretim potansiyeli ve 5 milyon konutu ısıtma enerji potansiyeli vardır. Şu anda kullanılan jeotermal enerji kapasitesi 1800 Mwt (%5.6) ve 11000 (%0.2) konut ısıtmasıdır. Türkiye'nin mevcut 140 jeotermal sahasının 5 tanesi elektrik enerjisi diğerleri ise konut ve sera ısıtmasına uygundur. Genel olarak 180⁰C’nin üzerinde sıcaklığa sahip olan jeotermal akışkanlar enerji üretiminde, 180-45⁰C arasında olan akışkanlar ve termal sular konut ve sera ısıtmada, 45-30⁰C arasında olanlar ise banyo ve içme olarak kür ve tedavi amaçlı kullanılır.

- **Güneş Kaynaklı Isı Pompaları**

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

Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki temel sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve indirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde toplayıcılar buharlaştırıcı görevi yapar. Endirekt sistemlerde ise toplayıcıdan su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak bunlardan yararlanır. Güneş enerjisiyle üretilen sıcak su bir depoda toplanır ve ısı pompasının buharlaştırıcısı depodaki sıcak su içine daldırılmıştır. Böyle bir sistem temel olarak güneş toplayıcıları, sıcak su deposu ve ısı pompasından meydana gelir.

Ancak; hava kaynağında olduğu gibi, ısı ihtiyacının yüksek olduğu günlerde güneş enerjisi de az olduğundan ek bir ısıtma tesisatına veya ısının depolanmasına gerek vardır. Bu da zaten pahalı olan sistem maliyetinin artmasına neden olur.

- **Toprak Kaynaklı Isı Pompaları**

Toprak kaynaklı ısı pompaları, buharlaştırıcısında topraktan çekilen ısıyı kullanan ısı pompalarıdır. Toprakla olan ısı alışverişi, toprağa yatay veya dikey olarak gömülmüş “toprak ısı değiştiricileriyle” gerçekleştirilir. Toprak altına gömülen borulardan soğutucu akışkan veya daha ucuz olması bakımından genellikle salamura geçirilir.

En büyük enerji kaynağımız olan güneş, diğer fuel oil, gaz, kömür, bio enerji ve rüzgar gibi enerji kaynaklarının da ana kaynağıdır. Güneş enerjisinin yayılma ve kararsız yapısı nedeniyle, doğrudan tutulması pahalı ve güçtür. Toprak, masif(iri) bir yapıya sahip olduğu için, yeryüzüne ulaşan güneş enerjisinin hemen hemen yarısı jeo kütlede yutulur ve depolanır. Toprak; ısıtma sezonunda dış havadan daha yüksek sıcaklıkta bir kaynak ve yazın soğutma için, havadan daha düşük bir sıcaklık sağlayarak, tüm yıl göreceli olarak sabit sıcaklıkta kalır.

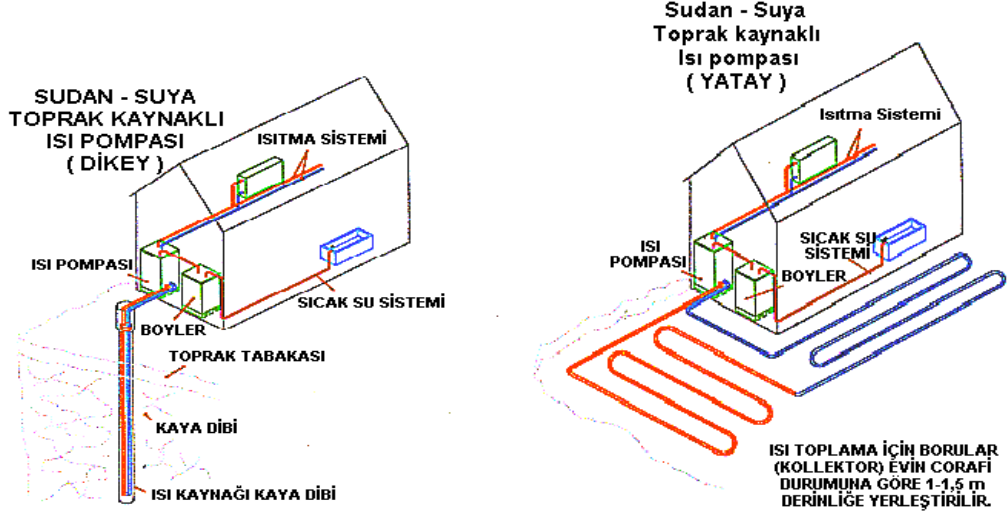
Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının hava kaynaklı ısı pompalarına göre birçok avantajı vardır:

- 1-İşletilmesi için daha az enerji tüketirler.
- 2- Havadan daha kararlı bir enerji kaynağıdır.
- 3- Son derece düşük dış hava sıcaklığı süresince ilave ısı kaynağı gerektirmezler.
- 4- Daha az soğutucu akışkan kullanırlar.
- 5- Tasarımları daha basittir ve bunun sonucu daha az bakım gerektirirler.

Bunun yanı sıra, ana sakıncası, hava kaynaklı makinelere göre %30-50 arasında daha pahalıdırlar. Bu, ısı değiştiricilerinin toprağa konulması veya enerji kaynağı olarak bir kuyunun gerekmesinden kaynaklanmaktadır. Bununla beraber, toprak kaynaklı ısı pompaları bir kere kuruldukları zaman, hava kaynaklı sistemlere göre ısıtma/soğutma etki katsayılarının daha yüksek olması nedeniyle, sistemin ömrü boyunca daha az enerji gerektirirler (Lund, 2000).

Toprağı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompası sistemlerinin en önemli bileşeni; toprağa döşenen ısı değiştiricileridir. Boruların toprak altına yerleşiminde kullanılan ölçüler ve boru boyları bu tip ısıtma sisteminin en önemli parametreleridir ve sistemin ana maliyetlerini oluşturur. Bu borular toprağa, yatay ve dikey olmak üzere iki ana

konstrüksiyon şeklinde yerleştirilebilirler. Bunlara ait örnekler Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Toprak ısı değiştircilerinin yatay ve dikey konstrüksiyonu

Toprak kaynaklı ısı pompaları yazın ve kışın sırasıyla serinlemek ve ısınmak amacı ile kullanılabilir. Yer altına gömülen borular içinden geçen akışkan yazın serinlemek için yeraltına ısı verir. Yazın dışarıda yada konut içinde hava sıcak olmasına rağmen toprak sıcaklığı hava sıcaklığından daha düşük sıcaklıktadır. Konut içinden çekilen ısı yer altına verilir. Kışın ise sistem ters şekilde çalışır ve topraktan ısı çekerek ısıtmak istenilen ortama verir. Kışın ise, hava daha soğuk olmasına rağmen yer altı sıcaklığı hava sıcaklığından daha yüksektir ve ısı geçişi topraktan çevrim akışkanına doğru olur.

Bu bağlamda; toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği, toprak ısı değiştircisinin seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler. Toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesi projelendirmede güçlük yaratan sebeplerden birisidir. Aynı şekilde ısı pompası da; çalıştırıldığı andan itibaren toprağın özelliklerini etkiler. Örneğin; ısı pompası ile ısıtma yapıldığı takdirde, toprak ısı değiştircisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Dolayısıyla bu bölgede nem miktarı ve toprak özellikleri değişir. Akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da aynı sebeple düşer, dolayısıyla ısı pompası kapasitesi ve ısıtma tesir katsayısı doğrudan etkilenir. Soğuk yörelerde, yapıldığı süre içinde toprağa yeteri kadar ısı girişi olmazsa, kış

aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle toprağın donma tehlikesi baş gösterir. Ancak, toprak sıcaklığı havaya göre çok daha uygun sıcaklıklarda ve sıcaklık farkında çalışabilmeleri, toprak kaynaklı ısı pompalarının hava kaynaklı ısı pompalarına göre avantajlı olmasını sağlamaktadır.

2.3. Isı Pompalarının Tarihi Gelişimi

Isı pompalarının temel prensibinin 1824 yılında Nicholas Carnot tarafından ortaya atılmasından sonra bu teori, 1850'de Lord Kelvin'in soğutma makinelerinin, ısıtma amacıyla kullanılabilirliğini teklif etmesi ile 30 yıl daha geç gerçekleştirilebilmiştir. Lord Kelvin, iş yapan akışkan olarak havayı kullanmak suretiyle bir ısı pompası yapmıştır. Bu makinede, çevre havası silindire çekilerek genişletilmiş; böylece havanın basınç ve sıcaklığı düşürülmüştür. Bu düşük sıcaklık ve basınçtaki hava, dışarı yerleştirilen bir havadan havaya ısı değiştiricisinden geçirilerek çevre havasından ısı çekmiştir. Binanın içine ısıtılmış hava verilmeden önce, hava atmosferik basınca kadar tekrar sıkıştırılarak, sıcaklık çevre havasının üzerine çıkartılmıştır. İsviçre'de dizayn edilen bu makinenin başarılı bir uygulama olduğu görülmüştür (Fearon,1978).

Isı pompası kavramı yeni değildir ve 1850'de bu tasarımı yapan Lord Kelvin (William Thompson)'a atfedilir. Gerçekte buhar sıkıştırımlı bir soğutucu bu tarihten 18 yıl önce Jacob Perkin tarafından tasarlanmıştır. Hava sıkıştırımlı soğutucular ilk defa 1805 yılında Philadelphia'lı Oliver Evans tarafından ortaya atılmış ve 1849 yılında South Carolina'da bir fizikçi olan Dr.John Gorrie tarafından imal edilmiştir. İlk buz fabrikası ise Avustralya'da James Harrison tarafından 1850 yılında kurulmuştur. Harrison aynı zamanda 1851 yılında ilk defa bir bira fabrikasında soğutma tesisi kurmuştur. Temel olarak;İlk soğutucunun ise Glasgow Üniversitesi öğretim üyelerinden Dr.William Cullen tarafından 1748 yılında, eterin buharlaştırılması ile gerçekleştirildiği bilinmektedir.

Dr.John Gorrie' nin, 1851 yılında Amerika'da, patentini aldığı makine, ticari olarak imal edilen ilk soğutma makinesidir. Fransa'da Ferdinand Carre 1851 yılında ilk amonyak absorpsiyon ünitesini tasarlamıştır. Connecticut'dan Alexandre Catlin Twining, buhar sıkıştırımlı sistemle, dünyada ilk defa ticari olarak buz yapmak için, kompresyon makinesinin patentini almıştır. 19. yüzyılda fiziksel sürecin anlaşılmaya

başlanması ilgiyi ısı enerjisinin daha yüksek sıcaklıklara pompalanması olasılığına çekmiştir. James Prescott Joule, gazların sıcaklıklarını, basınçlarını ayarlayarak değiştirmenin prensiplerini kanıtlamıştır. Isı pompasının teorik kavramı ise 1824'te Cezayir asıllı bir Fransız subayı olan Sadi Carnot tarafından tasvir edilmiştir. Lord Kelvin ise ısı pompasını veya kendi adlandırdığı şekliyle “ısı çoğaltıcısı”nı ilk ortaya atan kişidir. Kelvin 1850'de yayımladığı yazısında, kompresör ile bağlantılı genişletici kullanan bir sistem tanımlamıştır. Bu sistemde hava; yukarıda da bahsettiğimiz üzere aynı zamanda bir ısı değiştiricisi olarak kullanılan bir rezervuara taşınmaktadır. Bu yayında Kelvin; kapalı devre buhar sıkıştırımlı devrelerden söz etmiş fakat günün koşullarında ne soğutucular ne de motorlar elverişli olmadığından modern ısı pompalarına benzer bir ısı pompası tasarlama olanağı bulamamıştır. Bu fikirlerden yola çıkarak, soğutma ekipmanlarındaki gelişmeler 1870'lerde çok çabuk ilerlemiştir. Uluslar arası donmuş yiyecek ihtiyacını karşılamak amacıyla bu yıllarda birkaç soğuk hava soğutma makinesi yapıldıysa da bunlar daha sonraları karbondioksit makineleri tarafından devre dışı bırakılmıştır. 1920'lerde ise amonyak sıkıştırımlı makineler yerleşmiştir. Daha küçük ekipmanlarda, 1930'larda metilklorid kullanılmış; 1940'ların başındaysa ilk halokarbon soğutuculardan R-12 kullanılmaya başlanmıştır. İlk ısı pompası tatbiki 1920'lerde Kelvin'in çalışmaları geliştirilerek, Krauss ve Morley tarafından düşünülmüştür. Gerçekte bir ısı pompası varolmasa da, uygunluklarını incelemek, mevcut soğutma ekipmanlarının performanslarını analiz etmekle mümkündür.

Pekçok bilim adamı ve mühendis sistemin geliştirilmesi için yaptıkları araştırmalar sonucu sistem konfor ısıtması için uygulanabilir hale getirilmiştir. Bu çalışmalar 80 yıl kadar devam etmiştir.

Haldere 1927'de İskoçya'da ev ısıtması için bir ısı pompası tesisatı kurmuştur. Bu ünite, sıcak su temini ve hacim ısıtması için ısı kaynağı olarak atmosferik çevre havasını kullanmıştır. Bu çalışmanın akabinde Amerika'da sistemin dizayn çalışmaları başlatılmıştır.

Isı Pompası uygulaması için ısı kaynağı olarak toprağın kullanılması fikri ilk defa 1912 yılında İsviçre'de Zoelly tarafından gerçekleştirilen patentle ortaya atılmıştır (Svec,1987). Ancak İkinci Dünya Savaşından sonra ve özellikle 1970'li yıllardaki enerji krizinden sonra bu kavram ticari anlamda gündeme gelmiştir. ABD'de savaş sonrası

yapılan araştırmalar ilk defa AEIC-EEI Isı Pompası Komitesi tarafından yayınlanmıştır. 1940'lı yılların sonunda ve 1950'li yılların ilk yarısında toprak kaynaklı ısı pompaları konusunda çok sayıda deneysel çalışma yapılmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompaları üzerinde ilk teorik ve mühendislik hesaplarına yönelik geliştirmeci alışmalar 2.Dünya Savaşı'ndan sonra başlamış ve son 10 yıl içerisinde bu konu üzerindeki çalışmalar iyice yoğunlaşmıştır. 1950'lerde önce Ingersoll daha sonra Penrod topraktan borular vasıtası ile ısı çekilmesinin matematik olarak modellenmesi üzerinde çalışmış ve Kelvin izgisel Kaynak Teorisi'ni kullanarak topraktaki sıcaklık dağılımlarını iyi bir yaklaşımla elde etmiştir. Son yıllarda Baker' da konutlar için toprak kaynaklı ısı pompaları uygulamalarında, toprak ısı değiştircilerinin tasarımı üzerinde çalışmış ve yaptığı deneysel çalışmada elde ettiği sonuçların, teorik olarak elde edilen sonuçlara uygunluğunu göstermiştir. Son yıllarda bu konuda özellikle Amerika Birleşik Devletleri, İsveç ve Kanada'da çalışmalar yapılmıştır. A.B.D' de Kavanaugh, dikey toprak ısı değiştircilerinde ısı geçişini incelemiş ayrıca U-tüp ve eşksenli dikey ısı değiştirciler üzerinde çalışmalar yapmıştır. Eşksenli dikey ısı değiştircileri üzerinde, ayrıca Oklahoma Eyalet Üniversitesi, Kuzey Carolina Eyalet Üniversitesi ve Louisiana Eyalet Üniversitesi'nde araştırmalar yapılmıştır. İsveç'te ise çalışmalar bölünmüş tip ısı değiştircileri üzerinde yoğunlaşmıştır. Yine A.B.D'de Bose çeşitli şekillerde yerleştirilmiş yatay toprak ısı değiştircileri üzerinde çalışmıştır. Bose, toprak kaynaklı ısı pompalarının, güneş enerjisinden kaynak olarak faydalanan ısı pompalarıyla birlikte çalışmalarını da incelemiştir. Yine bu konu üzerinde Avrupa Ekonomik Topluluğu Komisyonu bir fizibilite çalışması yaptırarak, sistemin Kopenhag, Paris ve Marsilya'da uygunluğunu araştırmıştır. Toprağa sabit ısı girişi halinde topraktaki ısı değişimleriye 1980'den sonra Kalman, Metz ve Parker tarafından değişik zamanlarda incelenmiş ve benzer sonuçlar alınmıştır.

İlk ısı pompalarından biri de Avrupa'da 1938'de Zürih'de kurulmuştur. Bu ünite de ısı kaynağı olarak Limmat Nehri'nin suyu, iş yapan akışkan olarak da Freon-12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır. Zürih'de Belediye binasının ısıtılmasını sağlayan bu ısı pompası 175 kW ısıtma gücünde olup, 60°C soğutma(klima) yapabilecek şekilde düzenlenmiştir. Bu ısı pompası Escher Wyss firması tarafından imal edilmiştir (Egle,1978).

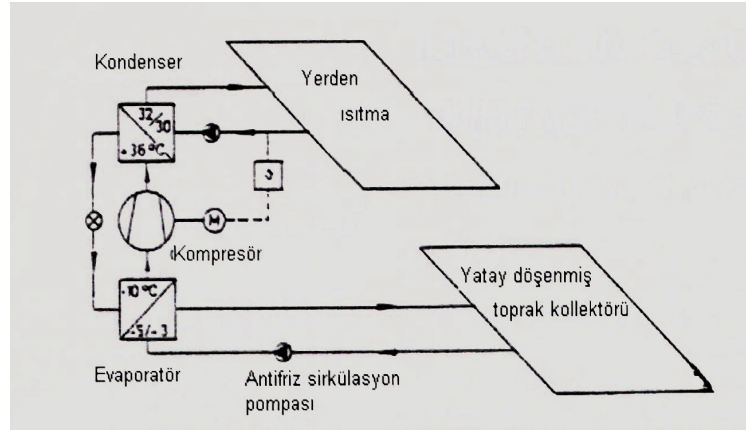
İsviçre’de geliştirilen ilk ısı pompalarından sonra ülkede kömür tüketiminde bir azalma görülmüştür. Bu kurulan ısı pompaları tesisatlarının çoğu 30 yıldan daha uzun süre başarılı bir şekilde çalışmıştır.

Teknolojide önder ülkelerden İngiltere’de ısı pompası Unite Norwich şirketinin elektrik bölümünde yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak SO₂ kullanılmış ve ortalama ısıtma tesir katsayısı 3’e ulaşmıştır. Sonra bu deneme ünitesi kışın ısıtma, yazın klima amacıyla dizayn edilmiştir. Bu ısı pompası için ısı Thames nehrinden çekilmiştir. Soğutucu akışkan olarak Freon-12 kullanılmış ve ısıtma tesir katsayısı 5’e ulaşmıştır.

Ev ısıtması için ilk ısı pompalarından biri İngiltere’de Sumner tarafından kendi evinde başarılı bir şekilde kurulmuştur. Isı, atmosferik çevre havasından çekilmiştir. İlk birkaç yıllık çalışmadan sonra bir metre derinlikteki topraktan ısı çekilmeye başlanmıştır. Bu sistemin ortalama ısıtma tesir katsayısı 2.8’e ulaşmıştır. Bu ünite bugün hala kullanılmaktadır. Ev tipi uygulamalar için 1950 yıllarında ticari amaçla pek çok küçük ısı pompaları imal edilmiştir. 1950’lerde Amerika ve İngiltere’de, konut ısı pompalarında toprak kaynağının kullanımı ile ilgili çalışmalara başlanmıştır. Baker, 1950-1951 kış ayları boyunca ortalama ısıtma tesir katsayısı 3’ün üzerine çıkan, çift tesirli, toprak kaynaklı bir ısı pompası geliştirmiştir. 1950-1960 yıllarında pompaları, soğuk geçen ısıtma mevsimlerinde zorlu şartlarda çalışmaya uygun olmadıklarından başarısızlığa uğramış ve bu durum ısı pompası endüstrisini çökertmiştir. Bazı ısı pompası uygulamalarında ise kilerden ısı çekerek sıcak su temini gerçekleştirilmiştir. Böylece kilerdeki yiyeceklerin bozulması önlenmiş ve evin sıcak su ihtiyacı karşılanmıştır. Isı depolamak için 136 litrelik su tankı kullanılmış ve kış aylarında 0.7 kW, daha ılık aylarda ise 1.3 kW’lık ısıtma gücü elde edilmiştir. Bu ünitelerde kompresöre verilen güç 400 W’dır. Oxford’da yapılan ısı pompasında ise ısı kaynağı olarak düşük sıcaklıktaki lağım suyu kullanılmıştır. Bu ısı pompasının kompresörü 31 kW’lık bir diesel motoruyla tahrik edilerek, ortalama ısıtma tesir katsayısı 4 civarında olmuştur(Kemler, 1950).

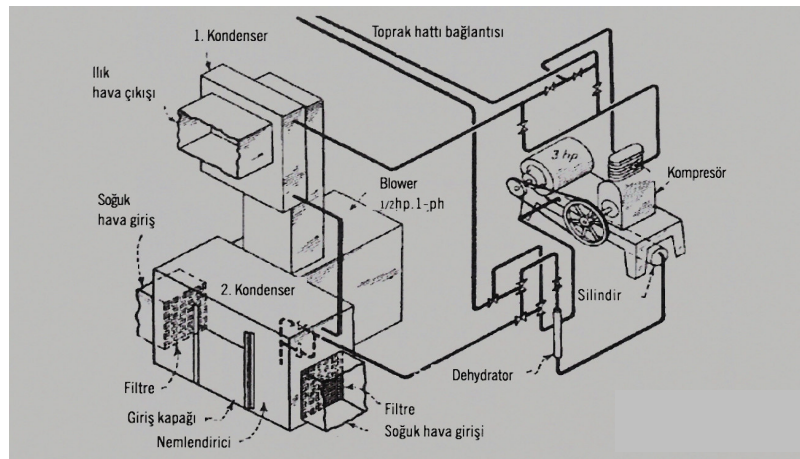
İngiltere’de ilk toprak kaynaklı ısı pompası Griffith tarafından Londra’da inşa edilmiş ve killi toprakta 1.25 m, 1.8 m ve 2.5 m derinliklere gömülmüş bakır yatay boru uygulaması gerçekleştirilmiştir. İngiltere’deki bu çalışmalardan sonra Avrupa’da özellikle İsveç’te bu konudaki çalışmalar 1973 yılındaki OPEC petrol krizinden itibaren yoğunlaşmaya başlamış ve binlerce toprak kaynaklı ısı pompası sistemi inşa edilmiştir.

Bir başka Avrupa ülkesi olan İsviçre’de de ilk olarak yapıları ise Bodensee gölünde Arbon kentindeki Rechsteiner sistemidir. 1970 yılında ısı kaynağı toprak ve yatay toprak kolektörlü antifriz/su ısı pompaları görülmeye başlandı. Almanya’da ise 1981 yılında Von Cube tarafından çelik yatay borulu sistem tasarımı gerçekleştirilmiş ve sistemin yıllık ortalama mevsimlik performansı 3 olarak tespit edilmiştir (Drafz,1982). Almanya’daki ilk antifriz/su ısı pompası Şekil 2.13’ de gösterilmiştir.



Şekil 2.13. Almanya’da ilk antifriz/su ısı pompası (Waterkotte, 1972)

Teknolojide bir diğer önder ülke olan Amerika’da gerçekleştirilen ısı pompaları ünitelerinin 1940 yılı sonunda pazarlaması yapılmıştır. Üretilen bu ısı pompaları ısı kaynağı olarak hava, su ve toprağı kullanmaktaydı. Indianapolis’de Power&Light Co. Firmasının bir çalışanı olan Robert C. Webber’in evine ısıtma ve soğutma yapabilen bir ısı pompası monte edilmiştir (Şekil 2.14).



Şekil 2.14. İlk toprak kaynaklı ısı pompası, Indianapolis 1945

Isı pompasının kompresör gücü 2.2 kW 'dı ve direkt buharlaşma tekniği kullanılmaktaydı. Toprağın altına 152 m uzunluğunda bakır borular yerleştirilmişti. 1.10.1945 ile 31.5.1946 tarihleri arasında sistem verileri sürekli olarak kaydedilmiştir. Böylece bu çalışmayı, işletmesi kayda geçmiş ilk toprak kaynaklı ısı pompasının çalışması 1 Ekim 1945 tarihine rastlar şeklinde değerlendirebiliriz

Bu tarih sürecine kadar birçok su ve hava kaynaklı ısı pompaları imal edilmiştir. 1947 yılında Philadelphia Electric Company ile Chrysler Air Temp Sales Co. Firmalarının özellikle toprak kaynaklı ısı pompaları konusunda ortak çalışmaları başlamıştır. Amaç iki deneme sisteminden pratik tecrübeler elde etmektir. Philadelphia'ya yakın Whitmarsh ve Lansdowne kasabalarında Philadelphia Electric Company çalışanlarına aynı yapıda iki sistem kuruldu. Buradaki sistemde, Indianapolis'deki direkt buharlaştırıcı sisteme karşın, bir soğutucu akışkan(su/monoetilenglikol karışımı) toprak altına yerleştirilmiş demir su borularından dolaştırılmaktaydı. Bu sistemde elde edilen sonuçlar Çizelge 2.1'de sunulmuştur.

Çizelge 2.1. Whitmarsh ve Lansdowne deneme sistemlerinde elde edilen sonuçlar

Bina ısı ihtiyacı	26,4 kW	22 kW
Bina soğutma ihtiyacı	11,7 kW	10,3 kW
Isıtma gücü	10 kW	10 kW
Kompresörün çektiği elektrik	3,6 kW	3,6 kW
Sirkülasyon pompasının çektiği güç	240 W	240 W
Ek ısıtma direnci	25 kW	20 kW
Toplam boru uzunluğu	337 m	211 m
Sirkülasyon debisi	3,2 m ³ /h	3,2 m ³ /h
Soğutucu akışkan	R12	R12
Yıllık performans faktörü	2,5	2,7

Kompresör olarak biraz karmaşık bir güç kontrol ünitesi 5 silindirli bir Chrysler kompresör kullanıldı. Hava basınç kumandası ile ventiller açık bırakılabilmekteydi ve böylece ilgili silindirlerde sıkıştırma mümkün olamamaktaydı. 5 güç kademesi mevcuttu ve bunlar dış hava sıcaklığıyla oda sıcaklığına bağlı olarak kumanda edilecekti. Maalesef bu erken geliştirilmiş güç kademe ayarı çok güvenilir değildi(örneğin Kuzey

Amerika’da ve Japonya’da bugün küçük hava/hava ısı pompalarında kullanılan devir kontrollü inverter kompresörler çok güvenilirdir.) Böylece ikinci ısıtma periyodunda kademe kontrolünden vazgeçildi ve aç/kapa işletmesi yani 5 silindir ile işletme gerçekleşti.

Amerika’da toprak kaynaklı ısı pompaları üzerine yapılan çalışmalardan ikisi de sırasıyla 1982 ve 1984 yıllarında yapılan Tennessee eyaletindeki Knoxville’de ve New York’ta Upton kasabalarındaki gerçekleştirilenlerdir (Mei and Boxter,1986). Kanada’da ısı kaynağı olarak toprak veya su kullanan ilk ısı pompası 1949 yılında University of Toronto’nun bir deney evinde belgelenmiştir. Bu ısı pompası ölçüm değerleri 25.10.1949 tarihinden itibaren kayıtlara geçilmiştir (Hooper,1952). 1952 yılında 1000 ısı pompası imal edilerek piyasaya sürülmüştür. Isı pompalarının imalatı 1954 yılında iki misline, 1957 yılında 10 misline çıkartılmıştır. 1963 yılında ise 76000 ısı pompası ünitesi imal edilmiştir. Bu tesisatların çoğu Güney Amerika’da kurulmuştur. Bu bölgelerde kış aylarında ısıtma ihtiyacı sağlayabilecek şekilde kurulan kombine ısı pompaları klasik sistemlerle rekabet etme imkanına kavuşmuştur. Buna rağmen ısı pompaları daha soğuk bölgelerde kullanıldığında bazı problemler ortaya çıkmıştır. Bu problemler çetin kış şartları altında sistemin mukavemetindeki bazı eksikliklerden kaynaklanmıştır (Ambrose and Sporn, 1974). Bu durum ısı pompaları ünitelerinde güvenilirliğin azalmasına neden olmuştur. 1960’lı yıllarda ısı pompası endüstrisindeki gerileme 1971 yılına kadar devam etmiştir. Elektrik fiyatlarındaki düşmeye rağmen 1960 yıllarında Amerika’da ısı pompalarından direkt elektrikle ısıtmaya doğru bir yönelme olmuştur. Bunun nedeni, çeşitli sebeplerle ısı pompasına güvenilirliğin azalmasından kaynaklanmaktadır. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompası endüstrisinde büyük bir düzelme olmuştur.

İmalatı iyi bilen mühendis ve yapımcılar daha güvenilir üniteler geliştirdiler. Klima ve Soğutma Enstitüsü 1974’de ürünlerin değerlendirilmesine başlamış ve titiz bir şekilde devam ettirmiştir.

1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompalarına ilgi artarak 1976 yılında 300000 ünite imal edilmiştir. Amerika’da 1978 yılının sonuna kadar imal edilen ısı pompalarının toplam sayısı 2000000’u aşmıştır (Pietsch,1977). Yukarıda, ısı pompalarının ilk kullanım tarihlerini, gelişme süreçlerini kronolojik tarzda inceledik. Olayın bütünlüğüne günümüz bazında bakmak gerekirse şu sonuçları çıkarabiliriz:

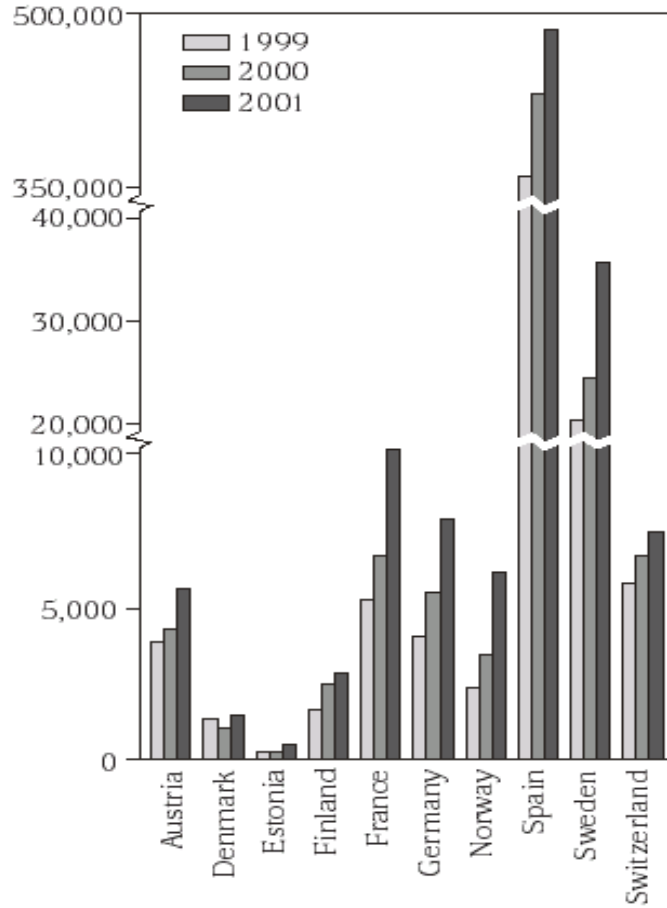
Isı pompalı sistemler, etkinlik ve kullanım sahaları açısından değerlendirildiğinde toprak kaynaklı ısı pompalarının(TKIP), hava ve su kaynaklı ısı pompalarına göre belirgin bir üstünlüğü söz konusudur ve bu sebeple daha çok tercih edilmektedirler. Jeotermal ısı pompaları olarak da bilinen TKIP, Amerika ve Avrupa’da yaygın olarak kullanılmaktadır. TKIP en büyük gelişimini, 1995 yılından bu yana yıllık yaklaşık %9,7 oranında Amerika ve Avrupa’da göstermiştir. Avusturya’da 1996’da kullanılan ısı pompalarının %83 toprak kaynaklı, %12 su kaynaklı ve %2 ise hava kaynaklı olması bu konudaki çarpıcı örneklerden biridir. Çizelge 2.2’de 2000 yılında dünya genelindeki TKIP’larının dağılımı verilmiştir

Çizelge 2.2. 2000 yılı itibariyle Dünya genelinde TKIP’ların dağılımı(Hepbaşlı ve Ark., 2001)

	Kurulu Güç	Enerji Tüketimi		Uygulanan	12 kW Eşdeğer
		TJ/Yıl	GWh/Yıl		
Ülke	MW			Adet	Adet
Avustralya	24	57,6	16	2000	2000
Avusturya	228	1094	303,9	19000	19000
Bulgaristan	13,3	162	45	16	1108
Kanada	360	891	247,5	30000	30000
Çek Cum.	8	38,2	10,6	390	663
Danimarka	3	20,8	5,8	250	250
Finlandiya	80,5	484	134,5	10000	6708
Fransa	48	255	70,8	120	4000
Almanya	344	1149	319,2	18000	28667
Yunanistan	0,4	3,1	0,9	3	33
Macaristan	3,8	20,2	5,6	317	317
İzlanda	4	20	5,6	3	333
İtalya	1,2	6,4	1,8	100	100
Japonya	3,9	64	17,8	323	323
Litvanya	21	598,8	166,3	13	1750
Hollanda	10,8	57,4	15,9	900	900
Norveç	6	31,9	8,9	500	500
Rusya	1,2	11,5	3,2	100	100
Polonya	26,2	108,3	30,1	4000	2183
Sırbistan	6	40	11,1	500	500
Slovakya	1,4	12,1	3,4	8	117
Slovenya	2,6	46,8	13	63	217
İsveç	377	128	1146,8	55000	31417
İsviçre	500	1980	550	21000	41667
Türkiye	0,5	4	1,1	23	43
İngiltere	0,6	2,7	0,8	49	53
ABD	4800	12000	3336,8	350000	400000
Toplam	6875,5	23286,9	6453,1	512678	572949

Bu tabloda 27 ülke ele alınmış olup, bu ülkelerin kurulu güç kapasiteleri 6875 MW, yıllık enerji tüketimleri ise 23287 Tj/yıl(6453 GWh/yıl)'dır (Hepbaşlı ve Özgener, 2001). Kesin olmakla birlikte kurulu cihaz sayısı 512700 civarında ve kurulan 12 kW eşdeğer kapasiteli cihazların gerçek sayısı ise 572000'in üzerindedir. Ayrıca, bu cihazların gücü, konut kullanımı için 5,5 kW'dan ticari ve endüstriyel kullanımlar için 150 kW'a kadar değişmektedir (Hepbaşlı ve Özgener, 2001).

Avrupa ısı pompası endüstrisi 2001 yılında oldukça iyi sonuçlar elde etmiştir. Şekil 2.14'de görüldüğü gibi ısı pompası satışları 2000 yılına göre yaklaşık 1,8-1,3 kat artmıştır.



Şekil 2.15. Avrupa ülkelerindeki ısı pompası satışları

Hollanda'dan elde edilen veriler tam olmamakla birlikte %30'luk bir artış beklenmektedir. (European Heat Pump Association, 2002). Avrupa ülkeleri, ısı pompalarında kullanmak üzere ucuz ve çevreye zarar vermeyen hidroelektrik

santrallerinde elektrik üretebilmeleri nedeniyle büyük bir ısı pompası payına sahiptir. %3,1'i binalarda ve %2,9'u sanayide olmak üzere toplam %6'lık ısı ihtiyacı ısı pompaları tarafından karşılanan Norveç, tüm Avrupa ülkeleri arasında en büyük ısı pompası payına sahiptir. İsviçre'de yeni evlerin 1/3'ü ısı pompalı olarak tasarlanmakta ve yapılmaktadır. Benzer bir eğilim Avusturya'da da gözlenmektedir. İskandinavya'da, özellikle Danimarka ve İsveç'te ısı ihtiyacının büyük bir bölümü bölgesel ısıtma ile sağlanmakta ve bunun yanında İsveç'te birçok ısı pompası, bölgesel ısıtma sistemleriyle entegre olarak tasarlanmakta ve kullanılmaktadır.

Avrupa Isı Pompası Derneği(EHPA), aşağıda belirtilen altı faktörü inceleyerek Avrupa ülkelerindeki ısı pompası pazarlarını değerlendirmekte ve bu pazarların durgun ya da hareketli olup olmadığını belirlemektedir. Bu faktörler:

1. Isı Pompası Teknolojisinin Kullanılabilirliği: Yerli yada yabancı ısı pompası üreticilerinin, acentelerin veya satış temsilcilerinin bu sektördeki varlığını ve erişebilirliğini temsil eder.

2. Ekonomik Teşvikler: Alternatif ısıtma sistemleriyle karşılaştırılarak ısı pompalarının karlılığı ve uygulanabilirliği; ayrıca, enerji maliyetleri açısından avantajları belirlenir. Rekabetçi olmaları açısından ısı pompalı sistemlerin ilk yatırım maliyetlerinin alternatif ısıtma sistemleriyle karşılaştırılarak, 5-7 yıldan fazla olmamak koşuluyla bir geri ödeme periyodunun olup olmadığı kontrol edilir.

3. Politik Kararlar: Bu kararlar, konutların ısıtma sistemlerinin tasarım standartları ya da izin verilen en yüksek ısıtma enerjisi kapasitesi ve CO₂ emisyonu miktarını belirleyen kurallar olabilir.

4. Eğitimli Uygulayıcılar ve Satış Temsilcileri: Bu kişiler, ısı pompası pazarının gelişmesi ve sektörün işlevselliği için temel gerekliliktir.

5. Müşteri Bilinci: Isı pompalı sistemleri kullanan müşteriler arasındaki bilinç, en iyi ısıtma alternatifinin bulunabilmesi için, sektörün gelişmesini ve sürekliliğini sağlar.

6. Genel Kabul: Mühendisler, teknisyenler, politikacılar, mimarlar, toprak sahipleri vb. arasındaki genel kabul, ısı pompalarının bu pazara girmeleri ve güvenilirlikleri açısından son derece önemlidir.

Bu faktörler doğrultusunda bazı Avrupa ülkelerindeki ısı pompası pazarının analizi sonucu, Çizelge 2.2’de belirtilmiştir.

Çizelge 2.3. Avrupa’da ilk ısı pompası pazarı gelişimi(Anonim, 2002)

Faktör	AT	CZ	DE	DK	FL	FR	NL	RO	SE	SP	UK
1	3	2	2	2	2	2	2	1	3	2	1
2	2	2	2	2	2	2	1	1	3	1	1
3	2	2	2	2	1	1	3	1	2	1	1
4	3	2	2	2	2	1	2	1	3	2	1
5	3	1	1	2	2	1	2	1	3	1	1
6	2	1	1	1	1	1	1	1	2	1	1
Toplam	15	10	10	11	10	8	11	6	16	8	6
AT:Avusturya,CZ:ÇekCumh.,DE:Almanya,DK:Danimarka,FL:Finlandiya,FR:Fransa,NL:Hollanda,RO:Romanya,SE:İsveç,SP:İspanya,UK:İngiltere											

Çizelgedeki puanlama 1-3 arasındadır ve yukarıda bahsedilen tüm maddeler sırasıyla belirtilmiştir. Çizelge bize, İsveç ve Avusturya’nın ısı pompası pazarının gelişmesi için en iyi hazırlanmış ülkeler olduklarını göstermektedir.

Bu teknolojinin uzun vadeli kullanımı birçok faydalar sağlamakta ve hızla artan talep de bu sektörde çalışanları teşvik etmektedir. Danimarka, Hollanda gibi ülkeler yaptıkları dikkatli çalışmalarla üretimi desteklemişler ve günümüzde tecrübeli, gelişmiş ve güçlü bir pazara sahip olmuşlardır.

Türkiye’de günümüzde, 9-46 kW arasında değişen evsel uygulamalar ve 38-46 kW arasında değişen ticari uygulamalar mevcuttur. Kurulumları devam eden uygulamalar da düşünülürse, evsel ve ticari kullanım için kapasiteleri, 7,3-46,2 kW arasında değişen 282 ünitenin toplam kapasitesi 3763 kW olacaktır. Buna ek olarak tasarım aşamasındaki yeni çalışmalar da hesaba katıldığında, 120-310 m² arasındaki kullanım alanına sahip 130 villa ile birlikte kapasitenin, 2001 yılı itibariyle 5 MW’ a eriştiği düşünülmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompalarının ülkemizdeki uygulamaları ağırlıklı olarak 1998 yılından sonra gerçekleştirilmeye başlanmasına rağmen Türkiye’de ısı pompası üretimi yapılmamakta ve kullanılan cihazlar yurtdışından ithal edilmektedir. Daha çok dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının uygulandığı ülkemizde, İstanbul Hadımköy’deki bir villanın ısı kaybı ve kazancı değerleri bulunarak hem ısıtma hem de soğutma için yapılan boyutlandırma hesapları sonucu, ilk yatırım maliyetinin hava

kaynaklı sisteme göre %6 daha yüksek, işletme maliyetinin %43 daha düşük ve yıllık toplam maliyetinin ise %19 daha az olduğu bulunmuştur. Bu uygulamadaki TKIP sisteminin birim maliyeti ise 0,071 \$/kWh'dir (Kıncay ve Temir,2002).

Enerji kaynaklarının pahalılaşması, kıtlaşması; enerji, sanayi ve ulaştırma sektörlerinden doğan kirlenmeler dünyada olduğu gibi ülkemizde de çevreyi korumaya yönelik önlemlerin alınmasını gerekli kılmıştır. Isı pompaları, gerekli iyileştirmeler yapıldığı takdirde yüksek performansları ve düşük enerji tüketimleri ile, enerjiye yüksek bedeller ödeyen, üstelik birbiri ardı sıra enerji krizleri yaşayan ülkemize ekonomik anlamda büyük katkılar sağlayacaktır.

Dünyadaki tüm ısı pompası üreticileri sadece termodinamiğin birinci kanununu dikkate alarak, know-how ve mühendislik öngörüsü ile, son yirmi yılda performans katsayısını arttırmışlardır.

2.4. Kaynak Araştırması

Literatürde, Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleriyle ilgili olarak bir çok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalar kronolojik olarak aşağıda açıklanmıştır.

Kersten (1949) yapmış olduğu çalışmada, toprak ısı iletim katsayısını belirlemek üzere, toprak kuru yoğunluğu ve nem miktarı değerlerine bağlı olarak deneysel denklemleri açıklamıştır.

Ingersoll (1954), toprak altına ısı çekmek veya atmak üzere yerleştirilmiş borulardaki ısı geçişini incelemek için Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisinin kullanılabileceğini göstermişlerdir. Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi ısı kaynağının sonsuz bir ortamda olduğunu kabul eder. Yöntem, boru etrafındaki sıcaklık dağılımının zaman ile ilişkisini, borunun toprak yüzeyinden veya diğer borulardan yeterince uzak olduğu durumlarda, kabul edilebilir doğrulukla vermişlerdir. Ingersoll'un bir başka çalışmasında sabit ısı geçişinde toprak sıcaklığındaki değişimin, bu teori ile uygun şekilde hesaplandığını göstermiştir. Kullandığı denklemler son zamanlarda bir çok araştırmacı tarafından periyodik ısı geçişi (on/off) ve sinüzoidal ısı geçişi şartlarında toprak sıcaklıklarını ölçmek amacıyla da kullanılmıştır.

Shelton (1975) Yeraltındaki bir ısı deposu ve depo etrafında bulunan topraktaki ısı aktarımını incelemiştir. Depolama ortamı olarak bir su tankı, kaya ve toprağın seçildiği bu çalışmada, yarı küresel geometride, sürekli rejim ısı iletimi problemi için analitik çözüm, geçici rejim ısı iletim problemi için sayısal çözümler verilmiş ve sonuçlar tartışılmıştır.

Givoni (1977), güneş enerjisinin yeraltında mevsimlik depolanmasının önemini ortaya koyarak 150x150m'lik bir yalıtım tabakası ile kaplanan 100x100 m² alan ve 20 m kalınlıktaki toprağı yeraltı ısı deposu olarak incelemiştir. Toprağın ısıl iletkenliği 2 W/mK, depo ile etrafındaki ortam arasındaki sıcaklık farkı 50°C olarak tahmin edildiğinde, aşağıya doğru yanal yüzlerden kaybolan yıllık ısı miktarının 5.000.000 MJ olduğu hesaplanmıştır. Toplam güneş enerjisi, 22500 m² lik ve %30 verimli toplayıcı için, 56000000 MJ/yıl olarak tahmin edilmiştir. Bu çalışmaya göre toplam yıllık ısı kaybı toplanan enerjinin yaklaşık olarak %10'u kadardır. Bu sistemlerde asıl zorluğun toprak altındaki depoya enerji ilavesinden ziyade kışın geri çekilmesinin olduğu belirtilen makalede, mevsimlik depolamada alternatif depolama ortamları teklif edilmiş ve bu ortamların avantaj ve dezavantajları ortaya konmuştur. Önemli bir depolama ortamı, kuru toprak içerisinde suni olarak ıslatılmış topraktır. Islak toprağın yüksek ısıl iletkenliğini kullanarak ısı geçişini arttırmak, deponun etrafındaki kuru toprağın düşük ısıl iletkenliği nedeniyle de çevreye olan ısı kaybını azaltmak amaçlanmıştır.

Kunze ve Forsgren (1978), Jeotermal kaynakları sıcaklığa göre sınıflandırdığı çalışmasında 50°C' nin altındaki kaynakların jeotermal ısı pompası uygulamaları için 50-80°C arası sıcaklıkların direkt kullanım için 130°C' nin üstündeki kaynakların ise elektrik üretimi için uygun olduğunu belirtmektedir. 50°C' nin altındaki kaynaklarda jeotermal ısı pompaları için tipik COP değeri 3,5-4,5 arasında değiştiğini ve yaklaşık olarak 25 enerji tasarrufu sağlayacağını belirtmektedir.

Niess (1979), Yapmış olduğu çalışmada; 915m derinliğinde 20lt debi ve 38°C sıcaklıktaki bir jeotermal kaynaktan ısı pompası ile ısı absorbe ederek 74°C ve 28lt/s debide sıcak temiz su elde etmiştir. Kondenser su devresi kapalı devre olup dönüş sıcaklığı 68°C ve toplam ısı yükü 644 kW' tır. Eğer jeotermal su direkt olarak kullanılsaydı(genellikle jeotermal sudaki ısı bir plakalı tip eşanjörle ısıtma devresinde kullanılmak üzere kapalı devreden temiz suya aktarılmaktadır) eş değer ısı yükü için

76°C sıcaklık 28lt/s debiye sahip 2347 m derinlikte bir kuyu kullanılması gerekirdi. Bu iki durumun ekonomik analizini yapan Niess, ilk yatırım maliyeti için ısı pompasının %65 daha ekonomik, işletim maliyeti için ise %88 tasarruf sağlandığı sonucuna varmıştır.

Niess yaptığı bir başka çalışmada, ısı kaynağı olarak 1,5 km derinlik, 54°C sıcaklık ve 20 lt/s debideki bir jeotermal kuyunun kullanıldığı 2580 kW ısıtma kapasiteli bir jeotermal ısı pompasının sıvı yakıt kullanan konvansiyonel ısıtma sistemi ile karşılaştırıldığında 10 yıllık zaman için tasarrufunun 1.469.200 U.S.Dolar'ı olduğu belirtilmektedir. Performans katsayısı(COP) 3,5; sistemin amortismanı ise 4 yıl olarak tespit edilmiştir. Jeotermal su, bir eşanjör ile(su-su devreli) ısı pompasından izole edilmiştir. Evaporatör ve kondenser su devreleri kapalı devre olup, kondenserden suyun çıkış sıcaklığı 74°C ve dönüş sıcaklığı ise 68°C'dir.

Greistad ve Torabramians (1981), TKIP(GSHP) optimizasyonu isimli araştırmasında jeotermal su debisinin ekipman(evaporatör), enerji ve su maliyeti üzerinde önemli derecede etkin olduğunu belirtmektedir. Sonuçta 11,8 kW evaporatör kapasitesi için optimum jeotermal su debisinin 0,25 lt/s ve jeotermal suyun evaporatörde soğutma miktarının 8,2°C olarak gerçekleştiğini bulmuştur. Bu değerler için yoğuşma sıcaklığı 50°C'ydü

Jeotermal ısı pompasının bir binadaki mevcut radyatörlü ısıtma sistemine(kaloriferli ısıtma sistemi) nasıl entegre edileceği, üzerinde durulması gereken önemli bir noktadır. Çünkü ülkemizde ve özellikle bölgemizdeki en yaygın ısıtma sistemi radyatörlü(hidronik) sistemlerdir.

Halozan; hidronik sistemlerin Avrupa'da çok yaygın olması nedeniyle bu sorunu incelediği çalışmasında TKIP'nın hidronik ısıtma sistemlerine entegrasyonu konusunda faydalı öneriler ileri sürmektedir. Avrupa'da yaygın olarak kullanılan hidronik sistemlerin ülkemizdekilerle aynı olduğu ve benzer çalışma rejimine sahip oldukları bu makalede açıklanmıştır. Halozan, fosil yakıt(kömür yada fuel-oil) yakan bir kazan(boyler), sıcak su sirkülasyon pompası, dağıtım boruları ve radyatörlerden(veya radyatör yerine döşemeden ısıtma) oluşan bir sistem olarak tanımladığı hidronik sistemler için iki tür çalışma rejiminden bahsetmektedir. Bunlardan birinci nevi sistemlerde, kazandan ayrılıp radyatörlere giden suyun sıcaklığı 90°C iken ikinci tür

sistemlerde bu sıcaklığın 60-72°C civarındadır. Birinci tür sistemlerde radyatör yüzey sıcaklığının yüksek olması ortam havasının aşırı kurummasına neden olduğundan ikinci tür sistemler Avrupa'da daha fazla tercih edilir olmuştur. Hatta Halozan, bu sıcaklığın son yıllarda dizayn aşaması için 55°C' ye düştüğünü belirtmektedir. Ayrıca döşemeden ısıtma için dizayn sıcaklığının tipik değerinin 45°C olduğunu fakat uygulamada artık bu sıcaklıkların radyatörlü sistemler için 50°C ve döşemeden ısıtmalı sistemler için 40°C olduğunu da söylemektedir. Halozan, çalışmasının devamında bu sıcaklıkların ısı pompası uygulaması için fevkalade uygun ve karşılanabilir olduğunun altını çizmekte ve TKIP'nin kolayca sisteme entegre edilebileceğini belirtmektedir. Bunun için sadece kazanın ısı pompası ile yer değiştirmesi gereklidir. Burada asıl sorun binanın ısı ihtiyacının TKIP'nin nominal ısıtma gücünün altına düştüğü zaman TKIP'nin on/off durumuna düşmesidir. Çünkü TKIP'nin nominal dizayn kapasitesi, ısıtma sezonunun en soğuk aylarında binanın ısı ihtiyacını karşılayacak şekilde seçilir. Daha sıcak zamanlarda binanın ısı ihtiyacında azalma olacağı için, bir ısıtma sezonu boyunca binanın ısı ihtiyacı TKIP'nin nominal kapasitesinin altına düşebilir. Öte yandan hidronik sistemlerde çalışma rejimi örneğin günde 14 saat sürekli çalışma şeklindedir. Dolayısıyla sistemin on/off rejimine girmesi önlenmelidir. Bu sorunun çözümü için Halozan, değişken hızlı kompresör kullanmak suretiyle sürekli kapasite kontrolü yöntemini önermektedir.

Washington'da 14864 m² alana sahip Daniel Boone Lisesi; kışın ısıtma yazın soğutma yapabilen bir TKIP sistemi ile techiz edilmiştir. Daha önce okul, bir boyler vasıtasıyla ısıtmakta ve soğutma için bir soğutma kulesi kullanılmaktadır. Isı pompası ile sağlanan tasarrufun 37000 U.S.Dolar/yıl ve amortisman süresinin 6 yıl olduğu belirtilmektedir. Rince bu çalışmasıyla 1998 ASHRAE Teknoloji Ödülü'nü kazanmıştır.

Lund ve Kangas (1983), Mevsimlik ısı depolu bir güneş ısıtmalı sistemin net enerji analizini sunmuşlardır. Bu analiz Finlandiya iklim şartları için gerçekleştirilmiştir. Toplayıcı tiplerinin ve ısı pompasının etkileri de hesaba katılmıştır. Kaya içerisine açılmış duyulur ısı deposunun hacmi 500, 1500 ve 3000 m³ olarak seçilmiştir. Depoların enerji kapasiteleri, depo sıcaklığına bağlı olarak 40-800 GJ arasındadır. Isı deposunun sıcaklığı 50°C' yi aştığında, ısının direkt olarak konutlara sağlandığı çalışmada, düşük sıcaklık durumunda bir ısı pompası veya elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Konutların yıllık ısı ihtiyacının, sıcak su ile birlikte 1800 GJ olan bu

çalışmada sistemin geri ödeme süresi $V= 500 \text{ m}^3$ depo hacmi için 3,8 yıl, $V= 1500 \text{ m}^3$ depo hacmi için 5,7 yıl ve $V=3000 \text{ m}^3$ depo hacmi için 6,9 yıl olarak hesaplanmıştır.

Bjelm ve Schornell (1983)'in gerçekleştirdiği bir araştırmada ise kaynak olarak 25°C sıcaklıkta ve 100l/s debide su içeren 800 m derinlikteki bir kuyu kullanılmıştır. Jeotermal ısı pompasının gücü 13 MW'tır. Böyle bir sistemin, sıvı yakıtın kullanıldığı eski sisteme kıyasla 0.85 milyon SEK/yıl tasarruf sağlandığı ve amortismanının 3.5 yıl olduğu kaydedilmiştir.

Mathen (1984) yapmış olduğu çalışmada; çalışır vaziyetteki 10 adet TKIP'nın yıllık performans seviyelerini tespit etmiş ve konvansiyonel ısıtma sistemleri ile karşılaştırma yaparak net enerji tasarrufunu tespit etmiştir. Elde ettiği sonuçlara göre kuyu pompasının enerji miktarının sistem performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğunu ve performansı %10-15 etkilediğini ve bu yüzden pompa seçiminde dikkatli davranılması gerektiğini söylemektedir. Ayrıca ısı pompası evaporatörünün jeotermal sudan tecrit edilmesi gerektiğini aksi halde kirlenmeden dolayı ısı transferinin kötüleştiğini belirtmektedir. İncelediği bütün sistemler için ısıtma modunda ortalama yıllık performans 2,07 ve soğutma modunda soğutma tesir katsayısının 1,3 olduğunu belirtmektedir.

Jaud(1985) yaptığı çalışmada, Jeotermal ısı pompası için farklı bir uygulama gerçekleştirmiştir. Kuyunun derinliği 1700 m, su debisi $210 \text{ m}^3/\text{h}$ ve sıcaklığı 57°C 'dir. Jeotermal ısı pompası , biri döşemeden ısıtılmalı diğeri ise normal radyatörlü iki ısıtma sistemini beslemektedir. Sistemde jeotermal sudan ısı çekmek için titanyum alaşımından imal edilmiş plakalı tip eşanjör kullanılmıştır. Döşemeden ısıtılmalı sistemin dönüş suyu ısı pompasının evaporatöründe soğutulmakta ve sonra plakalı eşanjörde jeotermal su ile ısıtılıp tekrar sisteme dönmektedir. Böylece ısı pompasının evaporatörü döşemeden ısıtılmalı sistemin dönüş hattıyla beslenmektedir. Kondenserde ise radyatörlü sistemin suyu sirküle edilmektedir. Jeotermal ısı pompasının farklı bir uygulaması olan bu sistemle %46 enerji tasarrufu sağlandığı belirtilmektedir.

Lund ve.Östman (1985) düşey borular kullanarak toprakta mevsimlik ısı depolamasının üç boyutlu bir sayısal modelini geliştirmişlerdir. Depolama hacmi, depolama ortamı , toplayıcı alanı ve toplayıcı tipinin sistem performansı üzerindeki etkileri, Helsinki iklim şartları için incelenmiştir. Geliştirilen sayısal model için

denklemler sonlu farklar yöntemiyle ifade edilmiş ve explicit yöntemi kullanılarak çözülmüştür.

Hugnes ve Arkadaşları (1985) New York şehrinin dışında konutlara yönelik toprak kaynaklı ısı pompalarının teknik ve ekonomik potansiyelini değerlendirmek amacıyla, çok aşamalı bir demostrasyon projesinden elde edilen sonuçları vermiştir. Bu çerçevede, ısıtma-soğutma performansı ve entegre edilen sıcak kullanma suyu 1982-1984 yılları süresince gözlenmiştir.

Franck ve Berntsonn (1985) 10-40m derinliğe kadar düşey borular kullanarak, toprakta mevsimsel depolama ile güneş destekli ısı pompaları alanında İsveç'te yürütülen büyük bir araştırma programı doğrultusunda iki deneysel tesisten elde edilen bazı ana sonuçları sunmuştur.

Catan ve.Baxter(1985) Kuzey iklim uygulamalarında toprak kaynaklı ısı pompalarının ekonomik açıdan optimum analizini inceledi. Pittsburgh'da bulunan 167 m²'lik bir ev için, yatay toprak ısı değiştiricisi olan su kaynaklı ısı pompasının yapım-kullanım maliyetini(life-cycle cost) 7 yıllık ekonomik ömür için minimize etti. Alışıl gelmiş hava kaynaklı ısı pompasına göre, optimize edilen ısı pompasının geri ödeme süresi 3 yılın altında bulundu.

Goswami ve Dhaliwal (1985) 1,83 m veya daha fazla derinlikteki yer altı toprak sıcaklığını kullanan tekniklerin ısı aktarım analizini sunmuşlardır. Bu çalışmada geliştirilen bir bilgisayar simülasyonu yardımıyla, yeraltındaki borudan geçen havanın sıcaklığı hesaplanmıştır. Hava sıcaklığı, nem, toprak sıcaklığı, toprağın fiziksel özellikleri, borunun geometrik özellikleri ve hava akış hızına bağlı olarak belirlenmiştir. Yapılan deneylerde 0,3 m çapında, 25 m uzunluğunda ve 2,1-2,4 m toprak içerisine gömülmüş plastik borular kullanılmıştır. Deney sonuçları ile teorik sonuçların uyumu grafiklerle gösterilmiştir.

Lund ve Arkadaşları (1987) Taşkent'in iklim şartları için mevsimlik ısı depolamalı bir güneş ısıtma sisteminin bilgisayar simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada depolama ortamı olarak, silindirik bir su kuyusu seçilmiş ve hesaplamalar seçici yüzeyli toplayıcılar ve seçici yüzeyi olmayan toplayıcılar için yapılmıştır. Çalışmada ısı pompasız bir güneş ısıtma sistemi tartışılmış ve toplayıcı alanı ile depo hacmi arasındaki optimum ilişki araştırılmıştır.

Eskilson ve Hellström (1987) 25 kuyulu bir ısı deposu için bir analiz geliştirmişlerdir. Depoya birkaç gün boyunca yaklaşık olarak sabit 100 kW'lık bir ısı enerjisi ilave edilerek birbirine paralel 25 kuyuda ısı taşıyan suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür. Bu çalışmada sıcaklık ölçümlerinden faydalanılarak kuyu cidarı ve akışkan arasındaki ısı direnci ve ortalama efektif ısı iletim katsayısı bulunmuştur. Geliştirilmiş olan analizin matematiksel ifadesi gerçekleştirilmiştir. Efektif ısı iletkenlik üç farklı zaman aralığı için 4.5, 3.8 ve 3.2 W/mK olarak, ısı direnci ise 0,1 K/W olarak ölçülmüştür.

Claesson ve Eskilson (1988) Isı kaynağı olarak toprağın kullanıldığı ısı pompalarında, ısının çekilmesi esnasında, toprak içerisine yerleştirilmiş ısı değiştiricilerinin ısı analiz ve boyutlandırma kuralları hakkında bilgiler vermişlerdir. Kuyulu sistem olarak adlandırılan sistemlerin özellikle ABD ve Kanada'da mevcut olduğu ve İsviçre'de ise 5000'e yakın uygulama bulunduğu açıklanmıştır. Bu çalışmada ısı depolama sistemi olarak kuyu içerisine yerleştirilmiş U şeklindeki plastik borular kullanılmıştır. Kullanılan kuyuların derinliği 40-150 m, çapları ise 0,075-0,11 m arasında değişmektedir. Çalışmada, kuyudan ısı çekilmesi veya kuyuya ısı ilavesinin analizi yapılmıştır. Toprağın fiziksel özellikleri, iklim değişimleri, jeotermal gradient ve yer altı sularının sistem üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Kuyuda meydana gelen ısı işlemler, kuyu ısı direnci ile ifade edilmiştir. Çekilen ısı miktarının gerekli ısı çekme sıcaklığı ile ilişkisi formüllerle verilmiştir. Toprağın ısı iletkenliği, kuyunun ısı direnci ve ortalama kararlı toprak sıcaklığı gibi üç önemli parametrenin esas olduğu bir metot sunulmuştur.

Kenisarın ve Arkadaşları (1988) Taşkent'in iklim şartları için, mevsimlik ısı deposu, merkezi güneş ısıtma sisteminin modellenmesini yapmışlardır. Toplam ısı yükü 1000 MWh/yıl olan 50 konutlu bir sitenin incelendiği çalışmada, mevsimlik depo olarak toprağa gömülmüş silindirik bir depo kullanılmıştır. Düz güneş toplayıcılarının kullanıldığı modellemede, toplayıcı eğimi 27° alınarak, 5000 m³ depo hacmi ve 1150 m² toplayıcı yüzey alanı için, güneş katkısı F=0,50 olarak tespit edilmiştir.

Matsumoto ve Kotera (1988) ıslak kumda ısının depolanması durumunda geçerli olan ısı ve nem sakınım denklemlerini vermiştir. Isı transferindeki nem etkisinin önemli olduğu saptanmıştır. Yüksek sıcaklıklar veya düşük nem oranları dışındaki durumlarda

ısı ve kütle denklemlerinin lineerize edilebileceğini ileri sürmüştür. Analizin sonucunda, ısı kaynağı olarak bir ısı deposu kullanıldığında, yıllık ortalama depo sıcaklığının, toprak yüzeyindeki ortalama hava sıcaklığına eşit olacağı belirtilmiştir.

Kavanaugh ve Pazent (1990) ısı kaynağı ve ısı kuyusu olarak nehir suyunun kullanıldığı su/hava ısı pompalarının işletilmesini inceledi. Ayrıca ısı pompasının seçimi, pompalama sistemleri, boru hattı yerleşimi ve nehir boyut/derinlik karakteristikleri ile ilgili önerilerde bulundu.

Martin (1990) tek borulu yatay toprak ısı değiştiricisi olan ısı pompası sisteminin tasarlanmasında kullanılan parametrelerdeki değişimin etkisini belirlemek üzere çalışma yapmıştır. Konutlar için 3ton'luk bir ısı pompasının performansını ve enerji tüketimini bulmak için bir bilgisayar programı geliştirdi ve sonuçları Oklahoma'daki iki evde yapılan ölçümlerle kıyasladı. Ayrıca, ekonomik bakımdan optimum tasarımı belirlemek için ekonomik analiz yaptı.

Sulatsky ve Van Der Kamp (1991) Kanada'da (Saskatchewan) konutlara yönelik olarak beş toprak kaynaklı ısı pompasını değerlendirdi. 5-8 yıl arasında işletilen ısı pompası sistemleri, iki yılı aşkın bir periyot boyunca performans bakımından izlendi.

Kavanaugh (1992) Güney iklimlerinde düşey toprak kaynaklı ısı pompalarının kabul edilebilirliğini ve işletme karakteristiklerini belirlemek üzere çalışmalarda bulundu. Alabama'daki 150 m²'lik bir konutta kurulan ısı pompasının soğutma ve ısıtma performansı ele alındı.

Meloy (1992) Cowlitz İlçesi Adliye Sarayının indirek kuyu suyu soğutması olan kuyu kaynaklı ısı pompası sistemine dönüştürülmesi üzerine çalıştı ve dönüşüm esnasında karşılaşılan sorunları belirtti. Sistem kurulduğu ilk yıl %22 dolayında enerji tüketiminde azalma sağladı.

Rafferty (1992) yeraltı suyu sıcaklığı 22°C olan 360ton(11266 kW)'luk ve yer altı suyu sıcaklığı 13°C olan 156 ton(549 kW)'luk iki farklı yeraltı su kaynaklı ısı pompası sisteminden elde edilen deneyimleri açıkladı. Tasarımı, işletme akışı ve iyileştirilmelerini irdeledi. Ayrıca, yer altı su kimyası, iyi kuyu tasarımı ile kontrol, ısı pompası kapasite kontrolü ve devreye almanın önemli hususlar olduğunu belirtti.

Hatten (1992) Amerika'da yeraltı sulu ısı pompasının ilk ticari montajı olan Portland/Oregon'daki bir binadan(bugün the Commonwealth Building olarak

bilinmektedir) elde edilen deneyimleri açıkladı. Sistemin geçmişinin değerlendirilmesiyle, önemli işletme ve bakım konularını belirtti.

Dvorov ve Ledentsova (1994) Rusya için jeotermal ısı kullanımının ekonomik ve teknik yönünü incelediği çalışmasında, 80°C ve üzeri sıcaklıklardaki kaynakları kullanarak direkt ısıtma yapmak yerine düşük sıcaklıktaki kaynaklardan ısı pompası ile yararlanmanın daha ekonomik olduğunu ortaya koymuştur.

Bloomquist ve Schuster (1994) Amerika'da jeotermal kaynak kullanımının tarihsel gelişimini incelediği çalışmasında; jeotermal ısı pompası uygulamalarının gerek günümüzdeki ve gerekse gelecekteki önemini ortaya koymuştur.

Sullivan (1994) yayınladığı makalesinde ilk kez 1940'lı yıllarda ortaya çıkan jeotermal ısı pompalarının bugün Amerika'da yılda 35000 adet üniteye ulaştığını yazmaktadır. Amerika'da DOE (Enerji Bakanlığı), SERDP (Strategic Environmental Research and Development Program) gibi devlet kuruluşları, jeotermal ısı pompası teknolojisinin geliştirilmesi ile ilgili çok sayıdaki projeye sponsorluk yapmaktadırlar.

Healy ve Uğursal (1997) Bir bilgisayar modeli kullanarak, değişik sistem parametrelerinin TKIP' larının performansına olan etkisinin belirlenmesi üzerine çalıştı. Ayrıca alışlagelmiş ısıtma/soğutma sistemleri ve hava kaynaklı ısı pompasının kullanıldığı yerde bir TKIP' nın kullanılmasının fizibilitesini değerlendirmek için ekonomik analiz yaptı.

Spikler (1998) Düşey toprak kaynaklı ısı değiştiricilerinde(dört farklı delik çapı yerleşiminde) kullanılan farklı dolgu malzemesinin etkisi ve ısı iletkenlik testini kullanarak, düşey toprak ısı değiştiricisinin tasarımı üzerine çalıştı. Bu çerçevede, düşey toprak ısı değiştiricisinin sıcaklığına ve tasarımına önemli etkisi olduğunu belirtti. 6 ½" (16,51 cm)'lik delik çapında, kum yerine standart harcın (grout) kullanılmasının, ısı değiştiricisinin uzunluğunu %49 arttırdığını deneysel olarak bulmuştur.

Den Braven (1998) Amerika'da TKIP' nın toprak ısı değiştiricisinde kullanılan antifrizlerin kullanılabilirliğini inceleyerek liste halinde verdi. Amerika'daki eyaletlerin hemen hemen yarısında TKIP' ları için antifriz malzemeleri içine alan herhangi bir kural veya öneri olmadığını belirtti.

Phetteplace ve Sullivan (1998) Toprak Isı değiştiricisi ve soğutma kulesinin ikisinin kullanıldığı (böylece gerekli olan toprak ısı değiştiricisinin miktarının

azaltıldığı) hibrit bir ısı pompasının performansını inceledi. İki ısıtma ve soğutma sezonu olmak üzere, yaklaşık 22 aylık bir süre boyunca performans ölçümleri yapılmıştır.

Fleming (1998) 1987'nin sonbaharında, Shanghai'deki (Çin) bir ticari ofis binası (net iklimlendirme yüzey alanı 3600 m², yapının ısıtma yükü 65,7 ton ve soğutma yükü 128,6 ton) için tasarlanan ve işletilen 130 ton'luk jeotermal ısı pompası sisteminin tasarımı ve işletilmesi üzerine çalıştı.

Koyun ve Diz (2000) Yapmış olduğu çalışmada, zamana ve derinliğe bağlı olarak değişimini incelemişlerdir. Toprağın fiziksel özelliklerine bağlı olarak değişik derinliklerdeki toprak sıcaklığının yıl içinde aldığı değerler matematiksel ifadeler vasıtasıyla elde edilmiştir. Bulunan matematiksel ifadeler kullanım kolaylığı sağlayacak şekilde geliştirilmiştir. İstanbul Göztepe için toprak sıcaklığının yıl içindeki salınımları hesaplanmış ve hesaplanan toprak sıcaklıkları, Meteoroloji Müdürlüğü'nden elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Mukayese sonucunda; hesaplanan değerlerdeki hata miktarının; $\pm 1^{\circ}\text{C}$ olduğu belirlenmiştir. Daha derin bölgelerdeki sıcaklık değerleri ise sıcaklık dalgalanmaları daha az olduğundan $\pm 1^{\circ}\text{C}$ lik hata oranının daha az olması beklenebileceği belirtilmiştir.

Diz ve Koyun (2000) Sabit yüzey sıcaklığı ilkesine dayanarak oluşturulan eşitlikler vasıtasıyla; değişik durumlar göz önüne alınarak çeşitli hesaplamalar yapılmış ve elde edilen sonuçlar grafiklerle gösterilmiştir. 100 mm ve 25 mm çaplarındaki boruların, yüksek ısı iletkenliğe sahip nemli, killi toprağa ve düşük ısı iletkenliğe sahip nemli toprağa gömülmesi durumunda 24 saat süresince birim yüzey alanından geçen ısı miktarı hesaplanmıştır. Toprağın ilk sıcaklığının 1°C farklı olduğu kabul edilmiştir.

Işık ve Arkadaşları (2000) Yapmış oldukları çalışmada; su-su ve hava-su kaynaklı ısı pompalarının eş zamanlı olarak ısıtma ve soğutma şartlarında çalışmasındaki performansları deneysel olarak araştırılmıştır. Performans hesabında ideal, çevrim ve gerçek çalışma şartları olmak üzere üç farklı durum için analiz yapılmıştır. Yapılan incelemede ideal ve gerçek çalışma şartları arasındaki fark ortalama %35 dolaylarında olduğu gözlenmiştir. Özellikle ısı pompası seçiminde yanılıya düşmemek için buna dikkat edilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Yapılan deneylerin sonucunda kullanılan ısı pompasının ısıtma amaçlı kullanımda ortalama 3, soğutma

amaçlı kullanımda ise ortalama 2 performans katsayıları sağladığı saptanmıştır. Bu sonuçlar ısı pompasının klasik sistemlere göre avantajını ortaya koymaktadır.

Kıncay ve Temir (2002) çalışmalarında, İstanbul Hadımköy'deki bir villanın ısı kaybı ve ısı kazancı değerleri bulunarak dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası ile hem ısıtma hem de soğutma için boyutlandırma hesapları yapılmıştır. Yaz sezonunda bir metre sondaj borusu ile toprağa verilen ısı 0,067 kW'dır. "Bir Değere Getirilmiş Maliyet" yöntemine göre maliyeti bulunan ısı pompası sisteminin hava kaynaklı ısı pompası ile (aynı ısı kaybı ve kazancı için) maliyet karşılaştırması tablo halinde sunulmuştur. Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının ilk yatırım maliyetinin hava kaynaklı sisteme göre %6 daha yüksek, işletme maliyetinin %43 daha düşük ve yıllık toplam maliyetinin ise %19 daha az olduğu bulunmuştur.

Esen ve arkadaşları(2004), yatay tip toprak ısı değiştiricisi şeklindeki TKIP sisteminde serpantinleri 2m derinliğinde toprağa gömülmüştür. Toprak ısı değiştiricisi boruları arasındaki mesafe 0,3m olup $3 \times 5 = 15 \text{ m}^2$ alandaki bölgeye toplam 50 m boru serilmiştir. TKIP sisteminin performans değerlerinin değişimi incelenmiştir. Ayrıca toprak ısı değiştiricisinin rogar ile bağlantısı yapılarak salamura sıcaklıklarının değişimi de incelenmiştir.

2.5. Toprak Isı Değiştirici Tipleri

Toprak ısı değiştiricileri toprağa yerleştirilen borulardır. Isıtma modunda çalışılacağı zaman bu borular topraktan ısı çekme görevini; soğutma modunda çalışılacağı zaman ise toprağa ısı atma görevini gerçekleştirirler. Değişik uygulama biçimleri söz konusudur.

Toprak Isı Değiştiricileri, toprağa iki tipte; yatay veya dikey(düşey) olarak yerleştirilebilirler. Dikey ısı değiştiricileri yerlerine, delme makineleri ile yapılan kazım sonucu yerleştirilirler.

2.5.1. Yatay Tip Toprak Isı Değiştiricileri

Isı Değiştiricisi borularının en yaygın uygulama şekli Yatay borulu sistemlerdir (Metz,1983). Bu uygulama biçimi, yatay konumda açılan bir hendek içeresine bir veya birden fazla borunun yatay olarak yerleştirilmesiyle elde edilir (Conlin,1986). Bu tip uygulamanın prensip şeması şekil 2.16'da gösterilmiştir. Genelde borular yüzeyden 0,9-1,8 m derinlikte ve 0,9-1,8 m aralıklarla yerleştirilirler(ASHRAE,1984).

Borular döşendikten sonra, dikkat edilecek bir başka husus ta; toprak ve boru arasındaki ısı geçişini iyileştirmek amacıyla hendekten çıkarılan toprağın yerine tekrar yerleştirilirken yoğunluğunu artırmak için sıkıştırılması gerekmektedir.



Şekil 2.16. Yatay borulu ısı değiştiricili ısı pompasına ait prensip şeması

Yatay borulu ısı değiştiricili ısı pompasına ait örnek uygulama, New York'ta Upton kasabasında küçük bir konutun ısıtma ve soğutmasını sağlamak için yapılmıştır(İnallı,1998). Isıtma yükü $7,8 \cdot 10^6$ J/°C-gün olan konut,140 m² lik 3 odalı bir çiftlik evidir. Toplam 155m uzunlukta ve 4 cm çapında orta yoğunluklu polietilen borular, yüzeyden itibaren toprağa 1,2 m derinliğe gömülmüşlerdir. Isı taşıyıcı akışkan olarak %25 etilen-glikol karışımı su(antifriz) kullanılmıştır. Yardımcı ısıtma sisteminin kullanılmadığı projede 1981-1982 yılının kış aylarında topraktan $15,5 \cdot 10^9$ J değerinde ısı çekilmiş olup,sistemin mevsimlik performansı 2,46 olarak ölçülmüştür. 1982 yılının

yazında ise toprağa $10,6.10^9$ J değerinde ısı aktarılmıştır. Isıtma modunda sistemin mevsimlik performansı 1,91 olarak kaydedilmiştir. Bu sisteme ait mevsimlik performans değerlerinin detayı Çizelge 2.4’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.4. Yatay borulu ısı değiştiricili sistemin 1981-1982 yılları arasındaki performans değerleri(New York-Upton uygulaması)

Parametreler	Isıtma Modu	Soğutma Modu
Ortalama derin toprak sıcaklığı,°C	4,3	20,7
Ortalama boru sıcaklığı,°C	0,4	28,1
Konuta olan ısı, Joule	26.10^9	$-6,9.10^9$
Toprağa olan ısı, Joule	$-15,5.10^9$	$10,6.10^9$
Isı pompası enerjisi, kWh	2683	937
Sirkülasyon pompası enerjisi, kWh	256	74
Isı pompası tesir katsayısı	2,7	2,05
Sistem tesir katsayısı	2,46	1,91

Yatay boruların yüzeye olan mesafesinin bu tip ısı sistemlerinin performansına etkisinin önemine yukarıda değinmiştik. Borular genelde; yüzeyden 0,9-1,8 m derinlikte ve 0,9-1,8 m aralıklarla yerleştiriliyordu. Yer altı konstrüksiyonlu ısı sistemlerinde, toprak türüne bakılmaksızın, yüzeyden 2 m derinliklerde, dış ortam şartlarının sistem performansı üzerinde etkisinin olmadığı gözlenmiştir(İnallı,1998). Ancak, hendeğin derinliği arttıkça kazı maliyetinin; dolayısıyla ısı sistemin ilk yatırım maliyetinin arttığıda göz ardı edilmemelidir.

Literatürde, en yaygın yatay ısı değiştiricilerinin $3/4''$, $1''$, $1 1/2''$ lik tek borulu 0,5-2,5 m derinliğe ve birbirinden 0,6-2,5 m aralıklarda döşenmiş yatay ısı değiştiricileri olduğunu belirtilmiştir (Ball, 1983). Bu tip ısı değiştiriciler, genelde temel kabul edilir ve diğer ısı değiştiricilerinin iyilik dereceleri bunlara göre mukayese edilir. Yatay toprak ısı değiştiricilerinde, 700 m boru boyu, $2''$ boru çapı ve 1 lt/s akışkan debisi kullanılabilir üst sınır değerleri olarak kabul edilir (Bose, 1985). Çizelge de boru çaplarına göre pratikte uygulanan uzunluk sınırları verilmiştir.

Çizelge 2.5. Boru çapı ve boyu arasında tavsiye edilen değerler

Boru Çapı(inç)	Boru Uzunluğu(m)
$\frac{3}{4}$	≤ 150
1	≤ 230
1-1/4	≤ 900
1-1/2	≤ 1200
2	≤ 2500

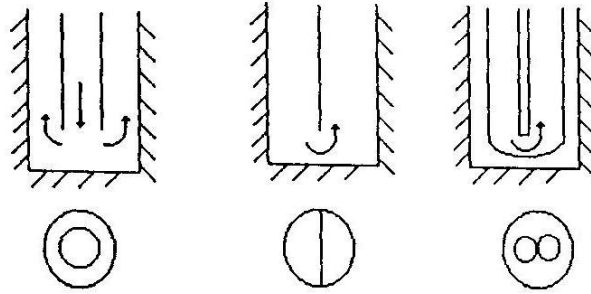
2.5.2. Dikey Tip Toprak Isı Değiştiricileri

Diğer bir uygulama şeklide dikey(düşey) tip borulu sistemlerdir. Burada çeşitli çaplardaki borular genellikle 40-150 m arasında derinliklerde açılmış kuyulara yerleştirilirler (Emerson,1985). Bu uygulamaya ait prensip şeması Şekil 2.17’de gösterilmiştir. Dikey ısı değiştiricisinin genellikle, yatay ısı değiştiricisine göre bazı avantajları vardır.Çünkü dikey tiplerde boruların büyük bir bölümü toprağın düşük ısıl direnç bölümündedir (Fischer,1983). Yeraltı sularının hareketleri, ısı değiştiricisinin iyilik derecesini yükseltir.Ancak; dönüş ve besleme borularının aynı deliğe yerleştirilme zorunluluğu, ısı geçişi bakımından kısa devreye sebebiyet vereceğinde, dikey tiplerin yerleştirilmesinde bu noktaya dikkat edilmelidir (Edwards,1985).



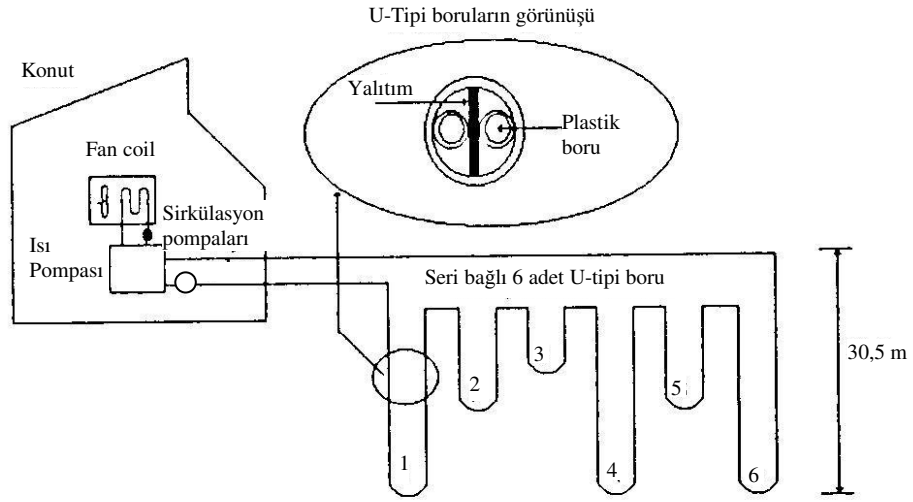
Şekil 2.17. Dikey tip toprak ısı değiştiricisi uygulama şeması

Ayrıca düşey ısı değiştiricisi boruları farklı geometrilerde uygulanabilir. Şekil 2.18’de verilen U-tüp, bölünmüş ve eş eksenli borular toprakta açılmış kuyuya yerleştirilirler (Garg,1985). Borular yerleştirildikten sonra kuyudaki boşluk; standart bentonit, ısı özellikleri iyileştirilmiş bentonit ve kum gibi bazı dolgu maddeleri kullanılarak doldurulur. Bu yolla ısı sistemin performansının iyileştirilmesi hedeflenir. Dolayısıyla düşey boruların birbirine olan mesafesi enerji nakli için büyük önem arz etmektedir. U-tüp boru çapları, 3/4-2” arasındadır. Isı değiştiricisi derinliği, basınç düşmesi ve ısı geçişi göz önünde bulundurularak boru çaplarına göre 15-185 m arasında değişir. Bölünmüş tip konstrüksiyon İsveç’te kullanılmış ve elde edilen sonuçlar yine İsveç’te “Yer altı Isı Depolama Konferansı” nda yayınlanmıştır. Isı değiştiricisi PVC’den; boruyu iki kısma ayıran ara bölme ise polietilenden üretilmiştir. Isı değiştiricisi boyu 10 m ve çapı 2” tir. Eşeksenli dikey ısı değiştiricileri üzerinde Oklahoma Eyalet Üniversitesi(1982), Louisiana eyalet Üniversitesi(1982), Kuzey Carolina Eyalet Üniversitesi(1984), Oak Ridge Ulusal Laboratuvarı’nda(1981) çeşitli çalışmalar yapılmıştır (Bose, 1980) (Braud, 1983). Eşeksenli ısı değiştiriciler daha geniş çaplıdırlar ve daha fazla salamura hacmine sahiptirler.



Şekil 2.18. Düşey borulu sistemde ısı taşınımı için üç farklı kanal uygulaması

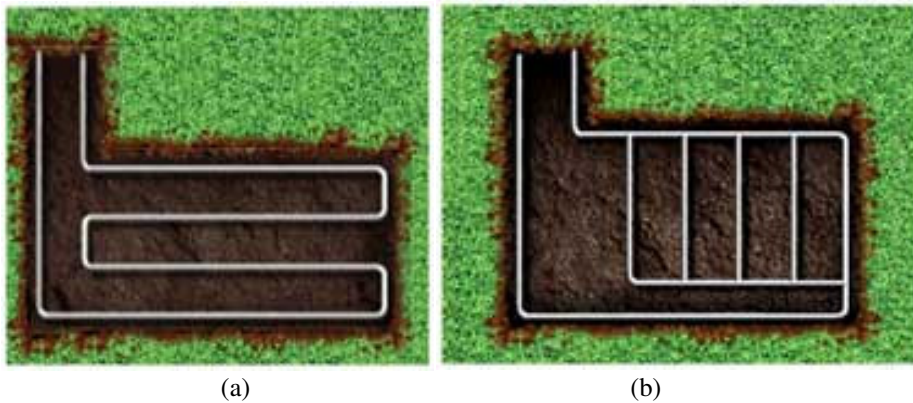
Düşey borulu ısı değiştiricisi uygulama şekillerinden biriside farklı uzunlukta U-tipi boru kullanılmasıdır. Amerika’da Tennessee eyaletindeki Knoxville’ de ilgili sitenin ısıtılması ve soğutulmasını sağlayan projenin prensip şeması Şekil 2.19’da gösterilmiştir (Mei and Baxter,1986). Ekim 1982 ve Haziran 1983 tarihleri arasında çalıştırılan projede, 6 adet U-tip düşey boru kullanılmıştır. 38 mm nominal çapındaki polietilen borular; 16, 18, 21, 24, 24, 27, ve 30 metre derinliklerde açılmış, 3,7m aralıklı kuyulara döşenmiştir.



Şekil 2.19. Knoxville projesinin uygulama şeması

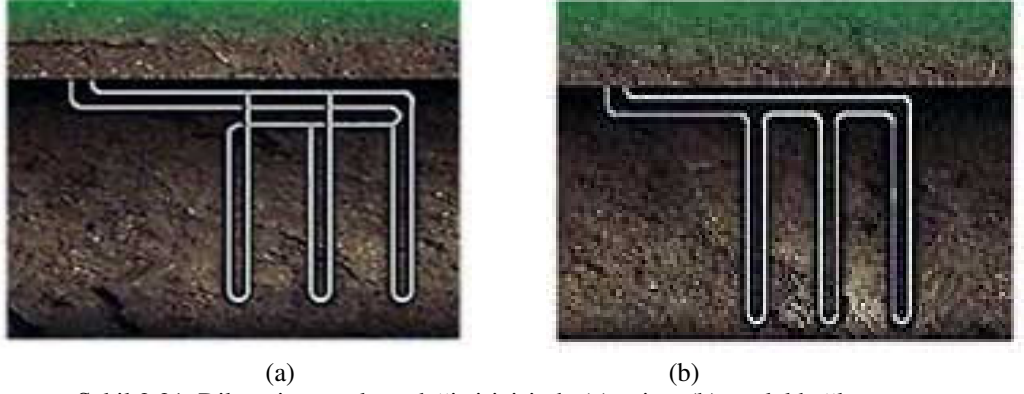
Akışkan olarak su ve ağırlıkça %20 oranındaki metanol karışımı kullanılmıştır. Test süresince ısıl sistemin mevsimlik performans faktörü soğutma için 1,75; ısıtma için ise 2,85 olarak ölçülmüştür. Ayrıca sistemin yıllık performans faktörü ise 2,39 olarak belirlenmiştir. Aynı konutun ısıtması ve soğutması için hava kaynaklı ısı pompası kullanıldığında yıllık performans faktörü 2,10 ila 2,17 arasında olup, toprak kaynaklı ısı pompası kullanımı ile bu faktördeki iyileşme %12 civarındadır.

Kapalı devre toprak ısı değiştiricileri, soğutucu akışkanın akış yollarına göre seri veya paralel tipte olabilir. Şekil 2.20 ve Şekil 2.21’de yatay ve dikey tip toprak ısı değiştiricilerinde seri ve paralel bağlama uygulamaları görülmektedir.



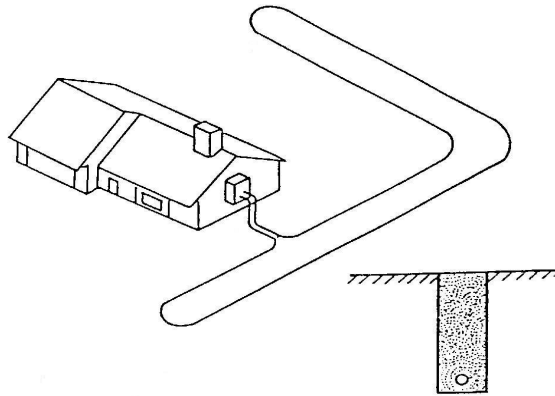
Şekil 2.20. Tekli yatay toprak ısı değiştiricisinde (a)seri ve (b)paralel bağlama

Şekilden de anlaşılacağı üzere; seri tipte tek bir akış yolu mevcuttur, paralel tipte ise birkaç akış yolu vardır (Şekil 2.20a). Dikey tip toprak ısı değiştiricisinde paralel bağlama Şekil 2.21’de gösterilmiştir. İyi bir akış dağılımı sağlamak amacıyla, paralel boru çapları; besleme ve dönüş borularının çaplarından ufak olmalıdır.



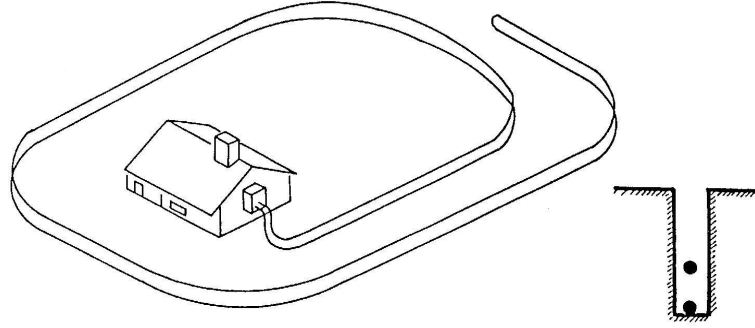
Şekil 2.21. Dikey tip toprak ısı değiştiricisinde (a)seri ve (b)paralel bağlama

Kullanılacak ısı değiştiricisi tipi, boru boyutunu etkileyecektir. Tek hendek içindeki tek borulu sistem kullanılacak olursa, her metrekare boru alanı için en yüksek ısı transfer oranı elde edilir. Fakat buda, dizaynda ne kadar büyük hendek alanı çıkarsa o kadar büyük bir alana sahip olmamız gerektiği manasına gelir. Şekil 2.22’de tek hendek içinde tek boru kullanan yatay bir sistem görülmektedir. Bu sistem kullanıldığında tavsiye edilen maksimum ısı pompası yükü 60.000 BTU/h’ dır (63300 kJ/h) (Miles,1994). Bu sistemin Kuzey Yarımkürede kullanılması durumunda gömme derinliği 1 m, Güney Yarımkürede ise 1,8 m olacaktır.



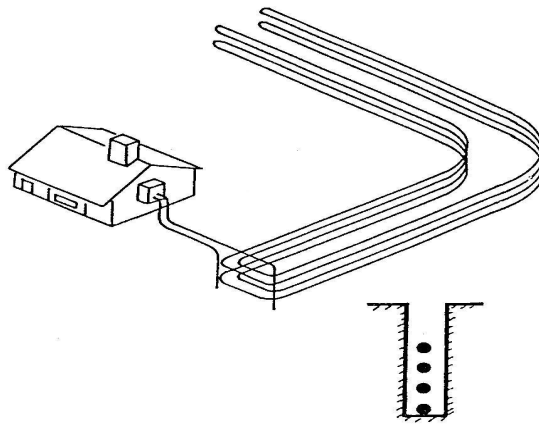
Şekil 2.22. Yatay tip toprak ısı değiştiricisi(Seri akış yolu)

Şekil 2.23'de bir hendek içerisinde iki boru kullanan, yatay ve seri bir sistem görülmektedir. İki borunun aynı hendekte olması toprak direncini arttıracaktır ki buda istenilen ısı transfer oranını elde etmek için daha fazla boru boyuna ihtiyaç olduğu anlamına gelmektedir. Bu durumda pratik olarak tek borulu sistem için; her 1200 BTU/h için 106 m ile 152 m arasında değişen boru boyu 128 m ile 183 m arasında değişecektir. Hendek boyu ise her 12000 BTU/h (3024 kcal/h) için 106 m ile 152 m arasında değişirken; azalarak 64 m ile 91 m arasında değişecektir (Miles, 1994). Tavsiye edilen boru gömme derinlikleri ise Kuzey Yarımkürede 0,9m ile 1,5 m; Güney Yarımkürede ise 1,2 m ile 1,8 m' dir (Miles,1994).



Şekil 2.23. Yatay tip toprak ısı değiştiricisi(iki borulu seri akış yolu)

Üçüncü tip yatay tip toprak ısı değiştiricisi ise paralel uygulamalı sistemlerdir. Bu sistemde bir hendek içersinde dört boru alt alta dizilerek oluşturulmuştur. Dizayn biçimi Şekil 2.24'de gösterilmiştir.



Şekil 2.24. Paralel Uygulama (Seri akış yolu)

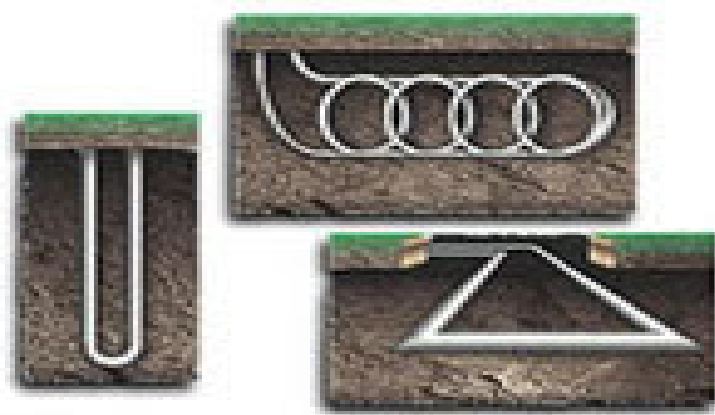
Kuzey Yarımküredeki bölgelerde borular sırasıyla 0,9 m-1,2 m-1,5 m-1,8 m derinliklere gömülürken, Güney Yarımküredeki bölgelerde ise 1,2 m-1,5 m-1,8 m-2,1 m derinlikler gömülmektedir. Dört borulu sistemin bir başka şekli ise daha geniş hendek içersine boruları yan yana ve alt alta dizmek şeklinde oluşturulur. Bu sistemde yatayda borular 0,3 m ila 0,6 m boşluk bırakılır (Miles, 1994).

2.5.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Çevrim Tipleri

Bunlar “Kapalı Çevrim” ve “Açık Çevrim” olmak üzere iki ana başlık altında incelenirler. Bu isimlendirme; ısının çekileceği/atılacağı kaynağa “ısı değiştiricisi serpantinleri”nin yerleştiriliş konstrüksiyonlarına göre yapılmaktadır.

2.5.3.1. Kapalı Çevrim(Kapalı Sistem)

“Kapalı Sistem” terimi, bir ısı değiştiricisi olarak özel gömülmüş plastik bir borunun sürekli çevriminin kullanıldığı “Toprak Kaynaklı Isı Pompalarını (TKIP)” açıklamak için kullanılır. Boru, içinde antifriz eriyiğinin dolaştığı sızdırmaz bir yer altı çevrimi oluşturmak için, içeride bulunan ısı pompasıyla birleştirilir. Bir kuyudaki suyun tüketildiği açık bir sistemden farklı olarak, kapalı çevrim sisteminde basınçlı borularda ısı transfer akışkanı dolaştırılır (Şekil 2.25).



Şekil 2.25. Kapalı Çevrim

Kapalı çevrimde su veya salamura, toprağa gömülen bir boru içinde dolaştırılır. Borunun çapı ve uzunluğu, iklimlendirme için gerekli olan ısıtma veya soğutmanın miktarına, toprağın sıcaklığına, toprağın nemine, toprağın ısı iletim katsayısına ve sistemin ısı tasarımına bağlıdır. Kullanılan boru, normal olarak yüksek yoğunluklu polietilen borudur. Boru bağlantıları, orijinal borudan daha iyi bağlantı sağlayan ısı fizyon tekniği ile yapılır. Isı değiştiricisi boruları toprağa son gömme işleminden önce, boruların içi temizlenir, hava kabarcıkları yok edilir ve sızıntılara karşı test edilir. Optimum sistem tasarımının elde edilmesinde, uygun tasarım ve montaj en kritik noktalar. Bununla ilgili olarak ülkemizde bir standart yoktur.

Kapalı çevrim sistemler jeotermal kurulumların en yaygın olanıdır. Isı değiştiricisi sıvı dolu borudan ibaret çevrim, yer altına gömülür. Sıvı sürekli olarak gömülü boru içinde sirküle olur. Bu sırada topraktan yada yerden ısı çeker/verir. Bu sistemin, nereye yerleştirileceği mevzuu, alanın kullanılabilirliğine ve araziye bağlıdır. Birçok kapalı sistem, evlerin yakınındaki alanlara yatay olarak döşenir. Yatay toprak ısı değiştiricisi için yeterli alan yoksa kapalı çevrim sistemleri, aynı zamanda düşey olarak da yerleştirilebilir. Borular, toprağa açılan delik(kuyu) içine daldırılır ve etrafı dolgu harcı veya dolgu malzemesi(grout) denilen sızdırmaz malzemeyle doldurulur.

“Kapalı Sistem “ çevrimleri, sadece yüksek yoğunluklu polietilen boru kullanılarak döşenebilir. Uygun döşendiğinde bu borular 75-100 yıl dayanır. Aslında, çoğu imalatçılar, bu borular için emniyet katsayısını da göz önünde bulundurarak 50-55 yıl garanti vermektedirler. Bu boru malzemesi, toprakta normal olarak bulunan kimyasallardan etkilenmeyip, ısı iletim özellikleri iyidir. Yer altındaki herhangi bir yerde PVC boru kullanılmamalıdır.

Toprak altına döşenen boru parçalarını birleştirmek için kabul edilen tek yöntem, ısı füzyondur(ısı ergime). Boru bağlantıları ısıtılır ve orijinal borudan daha sağlam bir birleştirme oluşturmak için, birlikte bu yöntemle birleştirilir. Toprak ısı değiştiricisinin mekanik olarak birleştirilmesi, asla kabul edilen bir uygulama değildir. Bu tür bağlantılar, sızmalar nedeniyle çevrimde arızalara yol açar.

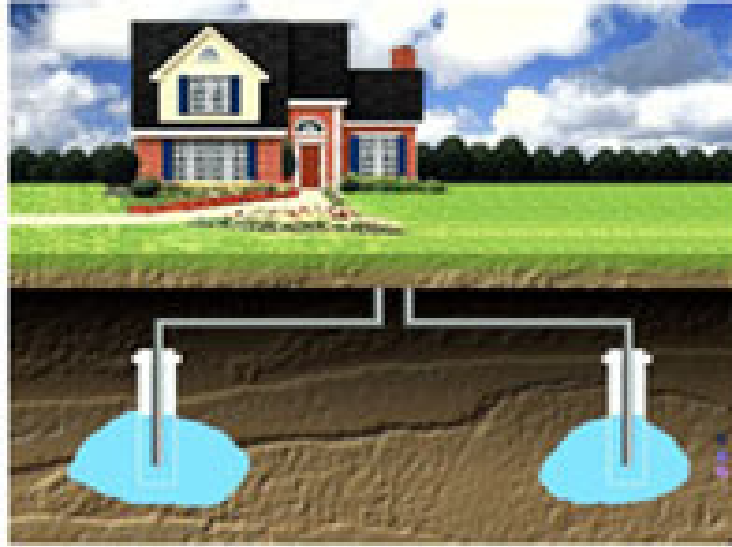
Çevrim, donma noktasının altına düştüğünde, çevrimdeki antifriz eriyiği, onu donma noktasının -7°C altında tutacaktır. Amerika’da kabul edilebilir antifrizler eyaletlere göre değişmektedir.

Bir evin yakınında küçük bir göl varsa ve derinliği ile büyüklüğü yeterli ise “Isı değiştirici boruları” bu havuz içine konabilir. Göz önüne alınan küçük bir göl için, yıl boyunca en düşük düzeydeki derinlik, minimum 3m olmalıdır. Havuz çevrimlerinde; bakır, polietilen veya polibutilen boru kullanılabilir.

2.5.3.2 Açık Çevrim(Açık Sistem)

Jeotermal kurulumların çoğu kapalı çevrim sistem kullanırken açık çevrim sistemlerde ayrı bir seçenektir. Gömülü borunun içinde akan antifriz solüsyon yerine açık çevrim sistemler göl, kuyu gibi kaynaklardan gelen suyu kullanır. Bu sisteme ait dizayn Şekil 2.26’de gösterilmiştir.

“Açık Çevrim” terimi, ısı kaynağı olarak alışıla gelmiş kuyudan çıkan yer altı suyundan yararlandığı Jeotermal ısı pompalarını açıklamak için kullanılır. Yer altı suyu , ısının çekildiği ısı pompasına beslenir. Bu su daha sonra uygun şekilde geriye; orjinal kaynağına veya dönüşüm kuyusuna boşaltılır. Su geri verilmezse su kaynakları tükenebilir.



Şekil 2.26. Açık Çevrim

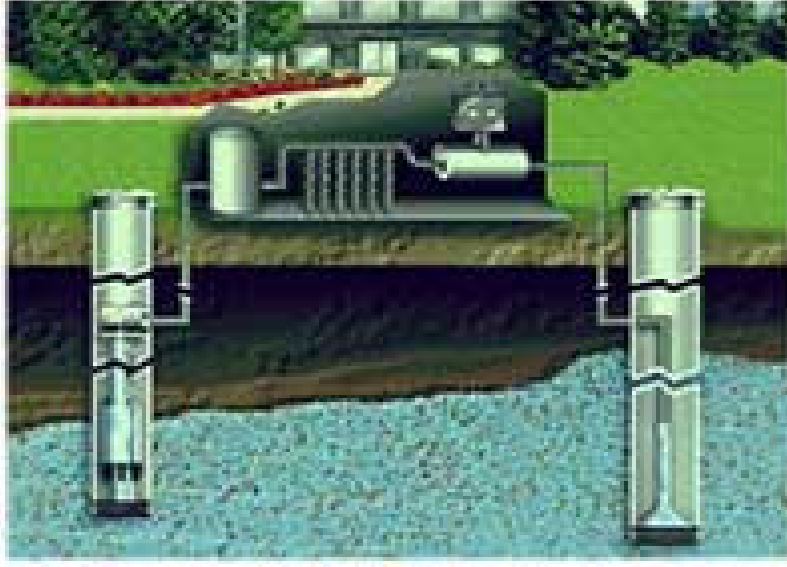
Su, ısı pompasından geçtikten sonra, suyun dışarıya verilmesi için bir çok yol vardır. Açık dışarıya verme yöntemi, en kolay ve ucuzdur. Basit olarak açık boşaltma, suyun bir akıntıya, nehire, göle, hendeğe ve benzerlerine bırakılmasıdır. Bu

seçeneklerden biri mevcut olmalıdır ve açık boşaltma fizibil olmadan önce, ısı pompasıyla kullanılan suyun miktarını kabul etme kapasitesine sahip olmalıdır. İkinci boşaltma yöntemi ise, geri dönüş kuyusunun kullanılmasıdır. Geri dönüş kuyusu(reenjeksiyon kuyusu), aküfere suyun geri döndüğü ikinci kuyudur. Bu kuyunun kapasitesi, ısı pompasından geçen suyun boşaltılmasını sağlayacak yeterli büyüklükte ve derinlikte olmalıdır. Yeni bir reenjeksiyon kuyusu, uzman sondajcı tarafından yapılmalıdır. Benzer şekilde, bu kuyu reenjeksiyon kuyusu olarak kullanılmadan önce, mevcut kuyunun kapasitesi test edilmelidir.

Su kalitesi önemli bir sorundur. Kötü su ısı değiştiricisini aşındırır ve ekipmanın ömrünü azaltır. Su kalitesinin yeterli olmaması, açık sistemlerde ciddi sorunlara yol açabilir. Isı pompası kurulmadan önce, suyun sertliği, asit derecesi ve demir miktarı test edilmelidir. Ekipman imalatçıları, ne tür suların kullanılması gerektiği konusunda yardımcı olmaktadır. Mineral tortular, ısı pompasının ısı değiştiricisinin içinde oluşabilir ki bu hiç istenmeyen durumdur. Yumuşak asit eriyiği ile oluşan bu tortuların zamanla temizlenmesi gerekebilir. Yabancı maddeler; kısmen demir reenjeksiyon kuyusuna zarar verebilir. Açık sistem, sanıldığı gibi aksine çevresel bir zarara yol açmaz. Isı pompası sadece ısıyı sudan alır veya suya verir. Çevreye dönen sudaki değişim, sadece sıcaklığın çok az artması veya azalması şeklindedir.

- **Reenjeksiyon(Suyun Geri Boşaltımı)**

Yeraltı sulu ısı pompası sisteminde su sistemden bir kere akar (Şekil 2.27). Geri yükleme kuyusu, göl havuz veya akıntılar boşaltım için kullanılabilir. Çok miktarda su kullanıldığından dönüşüm (atık) suyun işlenmesi artırılması ekonomik değildir. Eğer işlenmesi şartsa en ekonomik çözüm kapalı yer çiftli çevrimlerin kullanılmasıdır. Bu sistemi kullanmadan önce su örneği bir laboratuvar tarafından incelemeye alınmalı ve pH, yüksek çözünmeyen katılar, demir kalsiyum ve diğer minerallere dair testler yapılmalıdır. Ayrıca aşındırıcılığın bir ölçümü olan Langelier Doyma İndeksini de hesaplanması iyi olur. Suyun kalitesi (kurulumda ve gelecekte) ısı pompasının ömrünü tayin eder. Kuyu, havuz veya gölün bir sene iyi bir kaynakken bir sene zayıf kalabileceği düşünölmelidir.



Şekil 2.27. Reenjeksiyon (Suyun geri boşaltımı)

Yeraltı sulu sistemin genel olarak dezavantajları ise şunlardır.

a) Aşınma: Benzer olmayan metaller beraber kullanıldığında aşınma durumu görülür. (galvenize aşınma) Mesela, demir veya galvenize boru ısı pompasında bakır boru ile beraber kullanılmamalıdır. Lastik, polietilen, PVC, Polibütilen kabul edilebilir materyallerdir.

b) Pullanma : Mineraller sudan çökeldiğinde boruların iç taraflarına ve ısı pompasındaki ısı değiştiricisinde görülür. Pullanma ısı transferini azaltır ve pompalama maliyetini artırır. Pullanmaya sebep olan mineraller kuyu suyunda belli bir miktarda mevcuttur. Eğer su sıcaklığı aniden yükselir veya su basıncı aniden düşerse bu mineraller karbonat tabakası oluşur. Pullanma (tabakalanma-çökeltme) yi önlemek için ilk adım tüm su çizgilerini basınç altında tutmaktır. İkinci adım su sıcaklığı artışını soğutma modunda 20 dereceden fazla arttırmamaktır. Çoğu ısı pompası su sıcaklığını 10-12 dereceden fazla yükseltmez (soğutma modunda) Eğer daha büyük artış gözlenirse akış oranı ayarlanmalıdır. Isıtma modunda çökeltme olmaz.

c) Encrustation (Paslanma) : Dönüşüm kuyularında görülür. Bu çamursu kahverengi-turuncu bir tortudur. Sebebi demir bakterisidir. Bu da sistemi pullanma gibi tıkalabilir. Su yollarını basınç altında tutmak ve hava temasını kesmek bakteri oluşumunu engeller. Eğer oluşmuşsa chorine beyazlatıcı solüsyonla düzenli temizlenerek giderilir.

d) Kemirilme : Suyun kum ve kum gibi partiküllerden arındırılmış olması istenir. Bunlar ısı pompasını aşındırır. Düzenli takib ve filtreleme ısı pompasına giren partikülleri azaltır ve aşınmayı minimuma indirir. Su çekilirken filtreleme gereklidir. Ayrıca basınç tankı ve ısı pompası arasına da olası partikülleri gidermek için filtre takılmalıdır. Bazı üreticiler dayanımı daha yüksek olan kupro-nikel ısı değiştiricisini bakıra tercih ederler.

2.5.4. Toprak Isı Değiştiricisi Seçimi

Isı Kaynağı olarak topraktan yararlanılmasının düşünülmesi halinde, toprak özellikleri, bina ısıtma ve soğutma yükleri hesaplandıktan sonra tasarımcı, toprak ısı değiştiricisi özelliklerini seçmeye hazırdır. Isı değiştiricisi tipi, şekli, boru malzemesi, boru çap ve et kalınlıkları ve boru uzunluğu belirlenmelidir. Genellikle mühendis, aşağıdaki şartlardan bir veya birkaçını gerçekleştirmeye gayret göstermelidir.:

- 1- Toprak ısı değiştiricisi maliyetini azaltmak
- 2- Isı değiştiricilerinin döşenmesi için gerekli alan ihtiyacını azaltmak,
- 3- Yerleştirme bakımı basitleştirmek,
- 4- Uzun vadeli güvenilirliği sağlamak

Yatay yada dikey sistem şeklinin seçilmesinde ve ekonomik etkenler önemlidir.

2.5.4.1. Yöresel Etkenler

Topraktan ısı kaynağı olarak yararlanılmasına karar verilirken yöresel etkenler önemli rol oynar.

Herşeyden önce elektrik tesisatının uygun ve güvenilir olması kesin bir gerekliliktir ve elektrik birim fiyatı diğer tüm alternatif yakıtlarla karşılaştırıldığında ekonomik olmalıdır. Yörede uygun delme ve hafriyat makinalarının bulunması da bir başka gerekliliktir. Bazı çok sapa arazilerde topraktan yararlanma bu bakımdan mümkün olmayabilir. Ayrıca, yüzeyde sert kayaların bulunması, topraktan yararlanmayı güçleştirir. Yerleşim bölgelerinde ise yeterli alan bulunamamasından dolayı yatay döşenmiş toprak ısı değiştiricileri uygun olmayabilir. Bu gibi durumlarda dikey tip toprak ısı değiştiricileri tek çözümdür.

2.5.4.2 Ekonomik Etkenler

Ekonomik etkenler tüm mühendislik projelendirmelerinde olduğu gibi, toprak kaynaklı ısı pompası tesislerinin tasarımında da önemlidir.

Fuel-oil, doğal gaz, kömür gibi alternatif yakıtların fiyatlarının, elektrik fiyatları ile mukayese edilmesi gereklidir. Kazı ve hafriyat masrafları, yöresel olarak az da olsa değişkendir ve öngörülen sistemin uygunluğunu belirler. Bir diğer önemli etken, yapının ısı yükü ve ısı kaybıdır. Bu, cihazların kapasitesini, dolayısıyla fiyatını belirler.

İlk yatırım maliyeti yüksek olan ısı pompası sistemleri, küçük ve iyi yalıtılmış yapılar için ekonomik olmayabilir. Bu sebeple, toprak kaynaklı ısı pompası tesisleri, elektrik birim fiyatlarının uygun olduğu yerlerde, genellikle de ısı kaybının yüksek olduğu binalarda ekonomiktir.

İlk yatırım ve işletme maliyetleri arasında bir denge kurulmalıdır. İlk yatırım maliyetlerini en çok toprak ısı değiştiricilerinin maliyeti etkiler. Bu yüzden, ısıtma ve soğutma yükleri hesaplandıktan sonra verilecek en önemli karar, toprak ısı değiştiricisinin boru boyu hesabı-bununla birlikte- yerleştirme ve düzenleme şeklidir. Dikey veya yatay konstrüksiyon, seri veya paralel düzenleme, küçük veya büyük çap ve boru malzemesi seçimlerinin hepsi, maliyet üzerine etkilidir. Maliyetler bölgeye ve zamana bağlı olarak değişirler. Ayrıca ısı yükü ve kaybının, iklimin ve toprak şartlarının yöreye ve bina şartlarına göre değişken olması da hesapların çeşitli çözümler dikkate alınarak yapılmasını gerekli kılar.

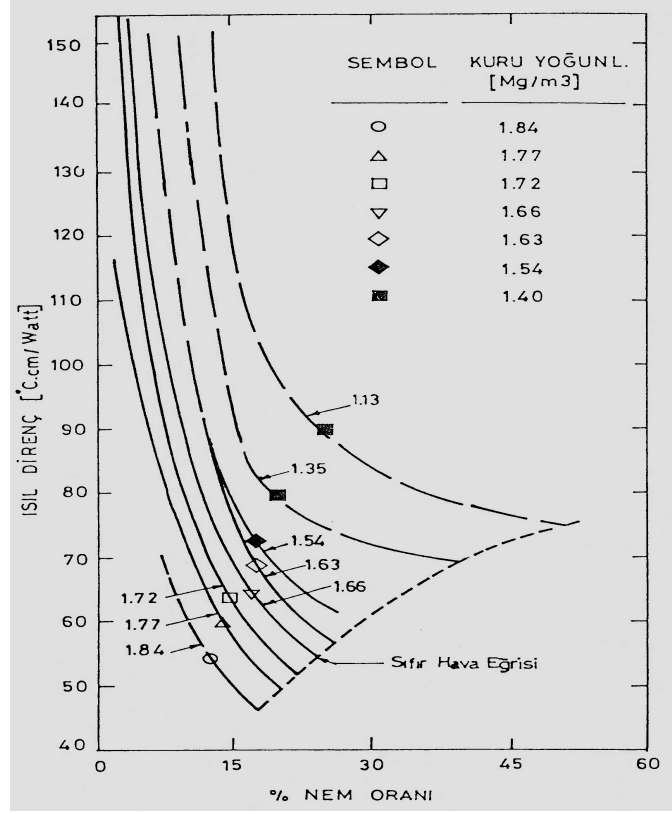
2.6. Toprak Özellikleri

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde en önemli parametre, topraktan çekilen ısıdır. Bu bağlamda toprak özellikleri temel etkindir. Toprak ısıl davranışını etkileyen en önemli üç özellik yoğunluk, nem oranı ve toprak taneciklerini oluşturan materyallerdir.

2.6.1. Yoğunluk

Toprağın yoğunluğu, bileşimine ve doğal konumdaki yerleşme veya yerleştirme şekline bağlıdır. Isı iletim katsayısını tahmin edebilmek için, kuru yoğunluk(γ) ve nem

oranı(ψ) belirlenmelidir. Toprağın nem oranına bağlı olarak buna karşılık gelen bir kuru yoğunluk değeri vardır. Toprak Özellikleri Ölçüm Standartları American Society for Testing Materials(ASTM)' de mevcuttur (Şekil 2.28).



Şekil 2.28. Toprak ısıl direncinin yoğunluk ve nem içeriğine göre değişimi

Şekil 2.28'de değişik yoğunluklarda ve buna karşı gelen nem oranlarında, toprağın ısıl direnci gösterilmektedir. Sıfır hava eğrisi, verilen yoğunlukta topraktaki en düşük ısıl direnci göstermektedir.

2.6.2. Nem Oranı

Belli bir yoğunluk için nem miktarının artışı, toprak ısıl direncinin düşmesine sebebiyet vermektedir. Çünkü sabit kuru yoğunlukta, nem oranı arttıkça, daha düşük ısı iletim katsayısına sahip olan hava, yerini suya bırakır.

2.6.3. Tanecik Materyalleri

Toprağın ısıl davranışını, katı taneciklerin ısıl iletkenlikleri önemli ölçüde etkiler. Çizelge 2.6'da topraktaki bulunan bazı materyallerin ısıl karakteristikleri verilmiştir.

Çizelge 2.6. Topraktaki Bazı Materyallerin Isıl Karakteristikleri

Materyal	Isıl direnç (mC°/W)	Isı İletim Katsayısı (W/ mC°)
Kuartz	0,11	9,2
Granit	0,25-0,28	4,0-3,6
Kireç Taşı	0,45	2,2
Kum Taşı	0,58	1,7
Mika	1,70	0,59
Organik Materyaller Islak/Kuru	4/7	0,25/0,14
Su	1,65	0,6
Hava	41,00	0,025
Buz	0,78	2,23

Yüksek Yoğunluğu ile kuartz tercih edilen bir materyaldir. Bu materyal nem tutucu özelliğe sahip olduğundan ve kil bağlantılı olarak bulunmasından ötürü; killi topraklar tercih edilen topraklar arasında ilk sırayı alırlar(Bose, 1985).

Toprak özelliklerinin tipik karakteristikleri AIEE tarafından belirlenmiştir. Bu değerler Çizelge 2.7'de verilmiştir.

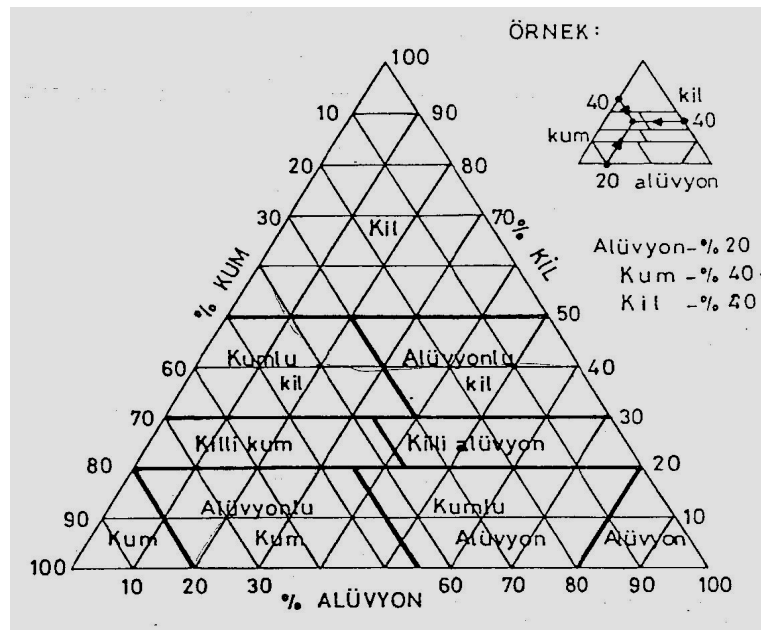
Çizelge 2.7. Toprak Türlerinin Isıl Karakteristikleri

Materyal	Isıl direnç (mC°/W)	Isı İletim Katsayısı (W/ mC°)
Gevşek Kuru Kum	1,75	0.57
Nemli Kil	0,8-0,9	1,25-1,11
Nemli Kumlu Kil	0,8-0,9	1,25-1,11
Sıkı Kum	0,8-0,9	1,25-1,11
Kül Dolgu	2,00	0,50

2.6.4. Toprak Yapısı ve Toprak Isı İletim Katsayısını Belirleme Yöntemleri

Toprak içerisinde çeşitli elemanlar vardır ve bu elemanların miktarı toprak yapısını belirler.

Toprak içerisinde genellikle üç temel eleman bulunur. Bunlar kum, kil ve alüvyondur. Bunların, toprak içindeki miktarlarına göre, toprağın cinsi Amerikan Tarım Birliği tarafından hazırlanmış çizelgede belirtilmiştir(Şekil 2.29).



Şekil 2.29. Elemanların yüzdelere göre toprak sınıflandırması

Toprak ısı iletim katsayısı, toprağın doğal yerinde ve laboratuvarlarda çeşitli ölçme aletleri yardımı ile bulunabilir. Bu bölümde analitik bir yöntem yardımı ile, toprak ısı iletim katsayısının belirlenmesi üzerinde durulacaktır.

2.6.4.1 Kersten Denklemi

Toprak ısı iletim katsayısını belirlemek üzere, ilk defa Kersten(1949) tarafından, toprak kuru yoğunluğu ve nem miktarı değerlerine bağlı deneysel denklemler ortaya konulmuştur. Bu denklemler aşağıda verilmiştir.

1. Alüvyonlu ve killi toprak(donmamış)

$$k_t=1,73[0,9\ln(\psi)-0,2].10^{0,16\gamma} \quad (2.25)$$

2. Kumlu toprak(donmamış)

$$k_t=1,73[0,7\ln(\psi)-0,4].10^{0,16\gamma} \quad (2.26)$$

3.Alüvyonlu ve killi toprak(donmamış)

$$k_t=0,017.10^{2,08\gamma} + 0,147. 10^{0,008\psi} \quad (2.27)$$

3. Kumlu toprak(donmuş)

$$k_t=0,131. 10^{2,08\gamma} + 0,055. 10^{0,00146\psi} \quad (2.28)$$

Sonuçlar %25'lik bir hata ile geçerlidir. Bu denklemlerde γ toprağın kuru yoğunluğu, ψ ise topraktaki nem oranıdır.

2.6.5. Toprak Özelliklerini İyileştirme Yöntemleri

Borular döşendikten sonra, etraflarına, daha yüksek yoğunlukta toprak doldurulmalı ya da hendekten çıkarılan toprak, yerine sıkıştırılarak konmalıdır. Toprak ısıl direncinin %20'si, boru çeperinden itibaren ilk 15 cm'lik mesafe içerisinde meydana gelir(Bose,1985). Bu yüzden boru ile toprak teması mükemmel olmalıdır. Şayet toprak içerisinde, ısıl özellikler açısından istenmeyen materyaller mevcut ise, boru çevresine, istenilen özelliklerde toprak yerleştirilmelidir. Bu koruyucu dolgu iyi seçilmelidir. Özellikle, pahalı ve kuru haldeki ısıl direnci yüksek olan inşaat kumu gibi malzemeler kullanılmamalıdır. Tavsiye edilen toprak dolgu materyalleri ise genelde şunlardır.

1.Balmumu

2.Portland Çimentosu

3.Şişmez killer

2.7. Toprak Isı Değiştiricisi Boru Malzemeleri ve Akışkanlar

Toprak ısı değiştiricilerinde kullanılacak, uygun bir borunun seçilmesi önemlidir. Bu seçim, uygun çap ve et kalınlığının belirlenmesiyle birlikte, uygun bir malzeme seçiminide içerir. Bazı toprak ısı değiştiricilerinde boru malzemesi olarak çelik ve bakır kullanılmasına rağmen, çoğunlukla PVC, polibütilen ve polietilen gibi plastik borular kullanılır. Yüksek mukavemet ve ısıl özelliklere sahip, ucuz plastik boruların üretilmesi, toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanımının yaygınlaşmasında önemli bir etkidir.

PVC borular, toprak ısı değiştiricilerinde yaygın olarak kullanılmışlarsada, bağlantı yerlerindeki sızıntı ve ısı genleşme sonucu meydana çıkan gerilmelere dayanma problemlerinden dolayı, son yıllarda yerlerini polietilen ve polibütülen borulara bırakmıştır. Bu iki tip boruya ait özellikler Çizelge 2.8’de verilmiştir.

Çizelge 2.8. Boru Malzemelerinin Özellikleri

Boru Malzemesi		Nominal Çap(inç)	Dış Çap D _o (inç)	İç ÇapD _i (inç)	Boru Isı İletim Katsayısı k _b (W/mC°)	Boru Isıl Direnci R _b (mC°/W)
Polietilen	SDR-11	¾	1,050	0,860	0,391	0,0815
	SDR-11	1	1,315	1,077	0,391	0,0815
	SDR-11	1-1/4	1,660	1,358	0,391	0,0815
	SDR-11	1-1/2	1,900	1,554	0,391	0,0815
	SDR-11	2	2,375	1,943	0,391	0,0815
	SCH-40	¾	1,050	0,824	0,391	0,0983
	SCH-40	1	1,315	1,049	0,391	0,0919
	SCH-40	1-1/4	1,660	1,380	0,391	0,0752
	SCH-40	1-1/2	1,900	1,610	0,391	0,0676
Polibütülen	SDR-17	1-1/2	1,900	1,676	0,216	0,0925
	SDR-17	2	2,375	2,095	0,216	0,0925
	SDR-13,5	1	1,125	0,957	0,216	0,1156
	SDR-13,5	1-1/4	1,375	1,171	0,216	0,1156
	SDR-13,5	1-1/2	1,625	1,385	0,216	0,1156
	SDR-13,5	2	2,125	1,811	0,216	0,1156

2.7.1. Salamuralar

Toprak ısı değiştiricilerinde kullanılan ve toprak ile ısı alışverişini sağlayan akışkanın seçimini şu faktörler etkiler.

- Fiyat
- Termofiziksel özellikler ve akışkan karakteristikleri
- Zehirlilik
- Paslandırma etkisi
- Donma noktası
- Buharlaşma basıncı
- Tutuşma özelliği

En önemli termofiziksel özellikler şunlardır.

- a) Viskozite: Devridaim pompasının gücünü azaltmak için viskozitenin düşük olması lazımdır.
- b) Isı Kapasitesi: Enerji depolama açısından ısı kapasitesi yüksek olmalıdır.
- c) Isı iletim katsayısı: iyi bir ısı geçişi sağlamak açısından yüksek değerlerde olmalıdır.

Bütün etkenler gözden geçirildiğinde, donma probleminin söz konusu olmadığı durumlarda, en uygun akışkanın su olduğu görülmektedir. Su, ucuza temin edilir, kolay bulunur ve ısıl özellikleri iyidir. Dezavantajları ise, donma sıcaklığının yüksek olması ve donma anında hacminin fazla artmasıdır. Ayrıca plastik ve bakır borular haricinde paslanmaya neden olurlar. Donma ihtimalinin söz konusu olduğu durumlarda ise suyla birlikte kullanılan başlıca katkıları şunlardır.

- Etilen Glikol
- Propilen Glikol
- Kalsiyum Klorid

Etilen Glikol-Su:

Etilen Glikol-Su salamuraları, kokusuz ve renksizdirler. Etilen glikol, izafi olarak ucuzdur ve temini kolaydır. Bu eriyikler, suyun korozif etkisini azaltırlar ancak ısıl özellikleri suya nazaran daha zayıftır. En büyük dezavantajları ise, zehirli olmalarıdır. Bu yüzden, ısı değiştiricisinde sızıntıya karşı çok iyi önlem alınması gerekmektedir. Kaynama sıcaklıklarında, oksijenli ortamlarda korozif olduklarından, periyodik bakım ve bazı durumlarda ise ek katkıları gerektirirler.

Propilen Glikol-Su:

Propilen Glikolün etilen glikole benzer özellikleri vardır; ancak etilen glikole nazaran daha az zehirli ve daha az viskozdur. Yüksek sıcaklıklarda ve zengin oksijenli ortamlarda korozyona neden olduğundan koruyucu katkıları ve periyodik bakıma

ihtiyaç duyulur. Ancak yinede, çelik borularla kullanımında fazlaca bir mahsur yoktur. Etilen glikole göre, propilen glikolün viskozitesi yüksek, ısıl özellikleri ise zayıftır.

Kalsiyum Klorid-Su:

Kalsiyum Klorid salamuralar, toprak ısı değiştiricilerinde düşük fiyatları ve iyi ısıl özellikleri nedeniyle kullanılırlar. Kalsiyum klorid piyasada toz, katı ve eriyik halde satılır.

Etilen glikol ve propilen glikolün fiziksel özellikleri Çizelge 2.9’da gösterilmiştir.

Çizelge 2.9. Etilen glikol ve propilen glikolün fiziksel özellikleri

Özellik	Etilen Glikol	Propilen Glikol
Özgül ağırlık(20°C)(kg/m ³)	111.3	1036
Kaynama Noktası(°C)		
101.3 kPa’da	198	187
6,67 kPa’da	123	116
1,13 kPa’da	89	85
Buhar Basıncı(20°C)(kPa)	6,7	9,3
Donma Noktası (°C)	9,1	-76
Viskozite(mPa.s)		
0 °C’de	57,4	243
20°C’de	20,9	60,5
40°C’de	9,5	18
Özgül Isı (20°C)(kJ/kg)	2,347	2,481
Buharlaşma Isısı(-12,7°C)(kJ/kg)	846	688
Yanma Isısı (kJ/kg)	19246	23969

2.8. Toprak Isı Değiştiricilerindeki Isı Geçişi

2.8.1. Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisi

Ingersoll ve Plass (1950) toprak altına, ısı çekmek veya atmak üzere yerleştirilmiş borulardaki ısı geçişini incelemek için “Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisi” nin kullanılabileceğini göstermişlerdir. Buna göre aşağıdaki denklem kullanılarak çizgisel kaynaktan (r) kadar uzaklıkta bulunan bir bölgedeki sıcaklık değişimi; ısı geçişi, zaman ve toprak özellikleri dikkate alınarak hesaplanabilir.

$$t - t_o = \frac{Q'}{2\pi k_t} \int_{\frac{r}{2\sqrt{\alpha_t \theta}}}^{\infty} \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta \quad (2.29)$$

Burada:

Q' : Isı değiştiricisinin bir metresinden geçen ısı miktarı, W

t : Salamuranın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı (etkilenmiş toprak sıcaklığı), °C

t_o : Etkilenmemiş toprak sıcaklığı, °C

k_t = Toprağın ısı iletim katsayısı, W/m°C

$I(X)$: X değeri için integral değeri

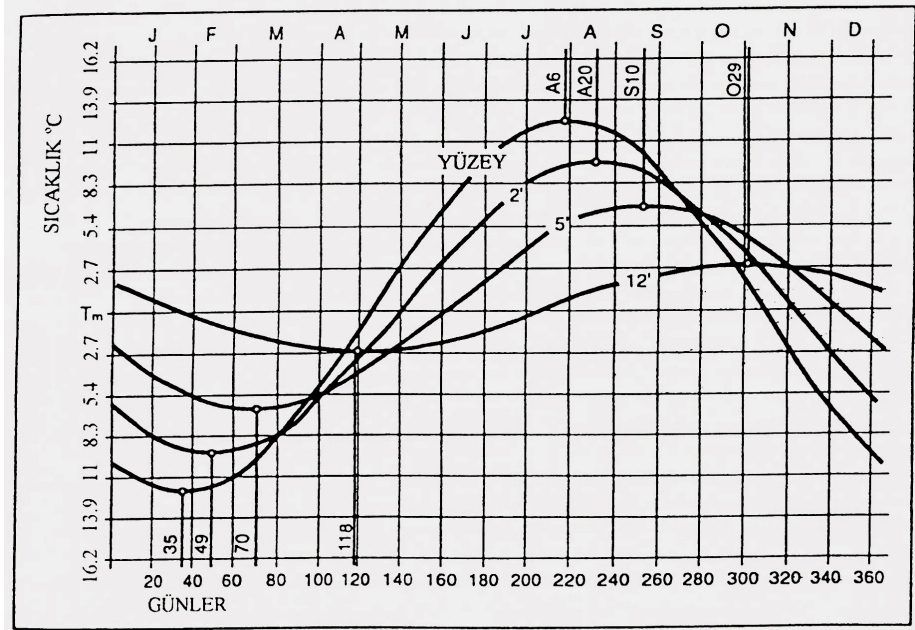
$I(X) = \int_{\frac{r}{2\sqrt{\alpha_t\theta}}}^{\infty} \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta$ ifade edilirse, (1) nolu denklem aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$t - t_o = \frac{Q'}{2\pi k_t} I(X) \quad (2.30)$$

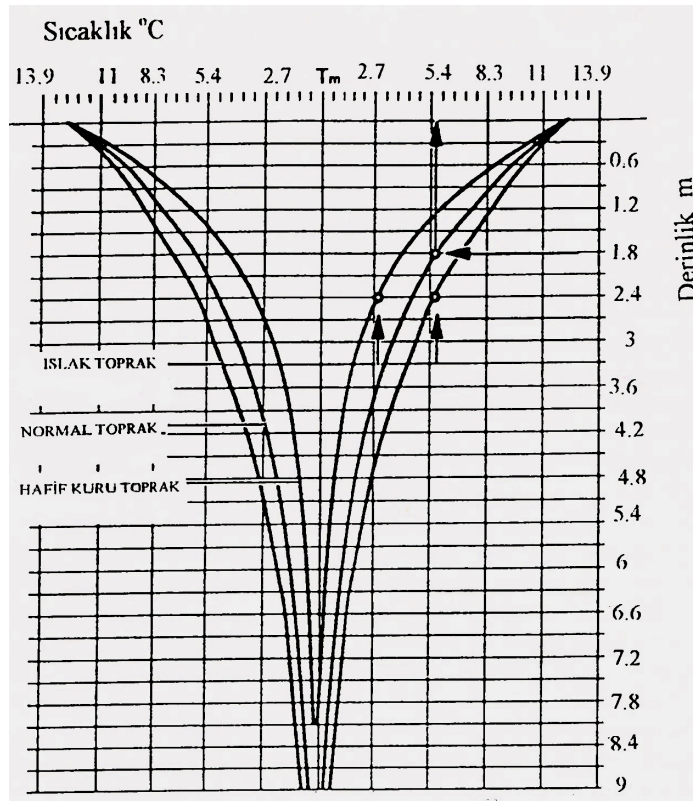
Burada :

$$X = \frac{r}{2\sqrt{\alpha_t\theta}} \quad (2.31)$$

dır. Etkilenmiş toprak sıcaklığı, ısı değiştiricisinin temas halinde bulunduğu toprak sıcaklığının artması veya azalması borunun gömüldüğü derinliğe bağlı olarak değişir. Bu değer 1,66-10 °C arasında değişir ve pratikte 5,55 °C olarak kabul edilir. Bunun anlamı ısıtma durumunda toprak sıcaklığının 5,55 °C azalması, soğutma durumunda ise 5,55 °C artmasıdır. Bunun yanında birde ‘‘Ortalama Yıllık Toprak sıcaklığı ifadesi vardır ki buda yıl boyunca değişen toprak sıcaklığının ortalamasıdır. Yıllık ortalama toprak sıcaklığı 15-45 m derinlikte kuyu suyu sıcaklığına eşit alınabilir ya da ortalama yıllık hava sıcaklığına yaklaşık 1,1°C eklenerek bulunabilir. Toprağın difzitesi olarak adlandırılan yoğunluğuna ve nem miktarına bağlı olan ısı alma ve verme kabiliyetleri, toprağın sıcaklık değişimleri üzerinde bastırıcı bir etkisi vardır. şekil 2.30’da görülen toprak salınım eğrileri, havanın ve güneş enerjisindeki değişimin yüzeyden 3,65 m derinliğe kadar toprak üzerindeki etkisini göstermektedir. Eğriler sırasıyla; yüzey,, 0,6 m, 1,524 m ve 3,65 m derinliği göstermektedir. Bu eğriler ayrıca yılın hangi zamanında minimum ve maksimum sıcaklıkların görüleceğini de vermektedir. Örneğin, minimum yüzey sıcaklığına yaklaşık olarak yılın 35.gününde ulaşılacağı beklenebilir. Bazı hava koşulları bu değerde ± 3 günlük bir sapmaya neden olabilir. Toprağın muhafaza etkisi 0,6 m seviyesinde minimum sıcaklığa ulaşılmasını 14 gün geciktirir. Bu 1,5 m’de 35 gün, 3,65 m’de 85 günlük bir gecikmeye sebep olacaktır.



Şekil 2.30. Toprak sıcaklığı değişimi (Miles, 1994)



Şekil 2.31. Çeşitli derinlikler ve değişik toprak cinsleri için sıcaklık değişimleri (Miles, 1994)

Toprak sıcaklığı yüzeyde, ortalama yıllık sıcaklıktan $12,7^{\circ}\text{C}$ aşağısına düşerken, $3,65\text{ m}$ derinlikte ise sadece $2,7^{\circ}\text{C}$ aşağısına düşmektedir. Soğutma durumunda tam tersi

olacaktır. Şekilden görüleceği gibi yüzeyde maksimum sıcaklık Ağustosun altında görülecektir. ± 3 günlük bir sapma ile ve derinlik arttıkça ortaya çıkacak olan maksimum sıcaklık değeri düşecektir ve sıcaklığın belirlediği zaman da ertelenmiş olacaktır. Şekil 2.30' daki eğriler ortalama toprak yoğunluğuna ve nem ihtivasına sahip bir toprak için geçerlidir. Değişik topraklar için değerler ise Şekil 2.31'den öğrenilebilir.

Ingersoll(1954), Penrod(1964), Claesson(1983) sabit ısı geçişinde toprak sıcaklığındaki değişimin, bu teori ile uygun şekilde hesaplandığını göstermişlerdir. Topraktaki sıcaklık değişimini anlamak bakımından $I(X)$ integral değerini belirleyen $X = r/2\sqrt{\alpha_t\theta}$ terimi bir temeldir. $I(X)$ integral değerleri Çizelge 2.10'da verilmiştir.

Çizelge 2.10. $I(X)$ İntegral değerleri

X<0,2 için $I(X)=\ln(1/X)+X^2/2-X^4/4-0,2886$					
X	I(X)	X	I(X)	X	I(X)
0,0001	8,9217	0,16	1,5567	0,62	0,3646
0,0002	8,2286	0,17	1,4977	0,64	0,3433
0,0003	7,8231	0,18	1,4423	0,66	0,3231
0,0004	7,5354	0,19	1,3900	0,68	0,3041
0,0005	7,3123	0,20	1,3406	0,70	0,2860
0,0006	7,1300	0,21	1,2938	0,72	0,2690
0,0007	6,9758	0,22	1,2494	0,74	0,2529
0,0008	6,8423	0,23	1,2072	0,76	0,2377
0,0009	6,7245	0,24	1,1669	0,78	0,2234
0,0010	6,6191	0,25	1,1285	0,80	0,2098
0,001	6,6191	0,26	1,0917	0,82	0,1970
0,002	5,9260	0,27	1,0565	0,84	0,1849
0,003	5,5205	0,28	1,0228	0,86	0,1735
0,004	5,2329	0,29	0,9904	0,88	0,1627
0,005	5,0097	0,30	0,9594	0,90	0,1525
0,006	4,8247	0,31	0,9295	0,92	0,1429
0,007	4,6733	0,32	0,9007	0,94	0,1339
0,008	4,5397	0,33	0,8731	0,96	0,1253
0,009	4,4220	0,34	0,8464	0,98	0,1173
0,010	4,3166	0,35	0,8206	1,00	0,1097
0,01	4,3166	0,36	0,7958	1,02	0,1026
0,02	3,6236	0,37	0,7718	1,04	0,0958
0,03	3,2184	0,38	0,7487	1,06	0,0895
0,04	2,9311	0,39	0,7263	1,08	0,0836
0,05	2,7084	0,40	0,7046	1,10	0,0780
0,06	2,5266	0,42	0,6634	1,20	0,0547
0,07	2,3731	0,44	0,6247	1,30	0,0379
0,08	2,2403	0,46	0,5884	1,40	0,0259
0,09	2,1234	0,48	0,5543	1,50	0,0174
0,10	2,0190	0,50	0,5221	1,60	0,0115
0,11	1,9247	0,52	0,4919	1,70	0,0075
0,12	1,8388	0,54	0,4634	1,80	0,0048
0,13	1,7600	0,56	0,4365	1,90	0,0030
0,14	1,6873	0,58	0,4112	2,00	0,0019
0,15	1,6197	0,60	0,3872	2,20	0,0007

Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi kullanılırken Denklem 2.29' da aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Toprak özellikleri üniform ve sabittir. Örneğin toprak ısı iletim katsayısı, yoğunluğu ve özgül ısısı her derinlikte aynıdır ve zamanla değişmez.
2. Hesap yapılan zaman aralığında birim boru boyundaki ısı geçişi sabittir.
3. Isı kaynağı çizgisel bir kaynaktır, yani çok uzundur ve çok ufak çaplıdır.

Ayrıca toprak şartları (örneğin, minimum nem miktarı), ısı pompası karakteristikleri, toprak sıcaklık sınırları ve bina ısı kaybı ve kazancı gibi değerler toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılmasını etkiler.

(2) nolu denklem şu şekilde yazılabilir :

$$Q' = \frac{2\pi k_t}{I(X)}(t - t_o) \quad (2.32)$$

ayrıca,

$$q' = Q'L \quad (2.33)$$

ve

$$K_t = \frac{2\pi k_t}{I(X)} \quad (2.34)$$

(4) nolu denklemde yerine konursa,

Topraktan çekilen ısı miktarı;

$$q' = K_t L (t - t_o) \quad (2.35)$$

Burada:

q' : Topraktan çekilen ısı miktarı, W

K_t = Birim metre için toprağın ısı iletkenliği, W/m°C

L : Toprak ısı değiştiricisinin uzunluğu, m

Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemin'de ısı geçişi belirli bir zaman sürecinde sabit kabul edilir. Isı pompası ise normalde kesintili çalıştığından ısı geçişi, dikkate alınan zaman boyunca ortalama bir değer olarak sabit kabul edilir.

Toprak sıcaklığı (etkilenmemiş toprak sıcaklığı), toprak ısı değiştiricisi çalışmaya başladıktan sonra değişir; bu halde etkilenmiş toprak sıcaklığı söz konusudur. Salamura

sıcaklığının hesaplanabilmesi bakımından toprak ısı iletkenliği yerine toprak ısı direncini kullanmak daha uygun olacaktır. Toprak ısı direnci,

$$R_t = \frac{1}{K_t} = \frac{I(X)}{2\pi k_t} \quad (2.36)$$

Toprak ısı direnci, K_t gibi ısı değiştiricisi tipine, çalışma zamanına, toprak cinsine ve nem oranına bağlıdır.

Boru ısı direnci (R_b), toprak ısı direnci (R_t), ısı geçişi (q'/L) ve etkilenmemiş toprak sıcaklığı (t_o) ile etkilenmiş toprak sıcaklığına eşit kabul ettiğimiz salamura sıcaklığı (t) arasındaki ilişki şu şekildedir.

$$\frac{t - t_o}{q'/L} = R_b + R_t \quad (2.37)$$

Bu denklemler tekli veya çoklu yerleştirilmiş yatay veya dikey ısı değiştiricilerin dirençlerinin ve yakın borular arası ısı etkileşiminin hesaplanmasında iyi bir yaklaşık sağlarlar; ancak bunun için bu yöntemin geliştirilmesi gerekmektedir.

Çizgisel Kaynak Yöntemiyle, bir kaynaktan çekilen veya atılan ısı neticesinde, sıcaklık değişimi olan bölgeye, yine bir başka kaynağın etkisi göz önüne alınıp her iki etki süperpoze edilebilir. Böylece bu yaklaşım, toprak yüzeyinin ve yakın döşenmiş boruların birbirlerine etkisini hesaba katan ve aşağıda bahsedilen Ayna-Görüntü Yönteminde kullanılabilir.

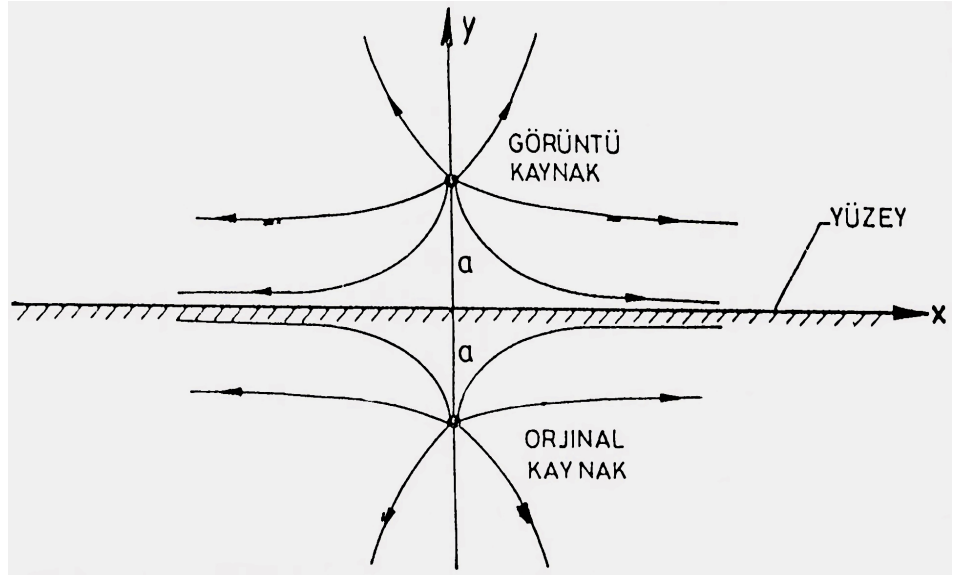
2.8.2. Ayna Görüntü Yöntemi

Gerçekte Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi ısı kaynağının sonsuz bir ortamda olduğunu kabul eder. Yöntem, boru etrafında sıcaklık dağılımının zaman ile ilişkisini, borunun toprak yüzeyinden veya diğer borulardan yeterince uzak olduğu durumlarda, kabul edilebilir bir doğrulukla verir.

Toprak yüzeyinin ve borular arasındaki mesafenin toprak ısı değiştiricisindeki ısı geçişine etkileri ayna-görüntü yöntemi kullanılarak dikkate alınır. Hesaplar, toprak yüzeyinin adyabatik veya izotermal olması kabulüne göre iki türlü yaklaşımla yapılabilir.

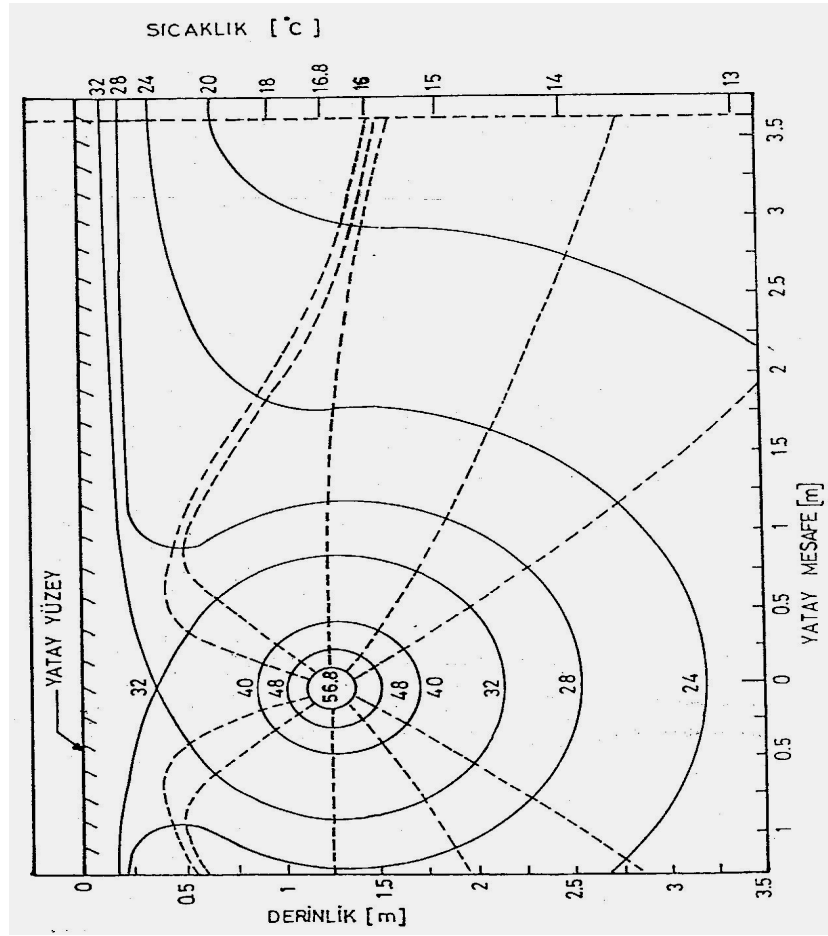
2.8.3 Adyabatik Yüzey Şartı

Şekil 2.32' deki gibi, adyabatik bir yüzeyden belli bir mesafede bulunan çizgisel bir kaynağın varlığını kabul edelim. Bu durumda Çizgisel Kaynak Yöntemi için varsayılan sonsuz bir ortam yerine yarı sonsuz bir ortam sözkonusudur. Bu durumda, çözüm için yarı sonsuz ortamdaki orijinal kaynak ile aynı güçte ve adyabatik yüzeyin diğer tarafında ve yüzeye eşit uzaklıkta bir başka kaynağın varlığı kabul edilir. Bu kaynak orijinal kaynağın bir görüntüsüdür. Bu yüzden yöntem ayna-görüntü yöntemi adını almaktadır. Çizgisel kaynakların eşit güçte olmalarından dolayı, bu kaynaklara eşit mesafedeki toprak yüzeyinin, adyabatik bir yüzey olması gerektiği açıkça görülür.



Şekil 2.32. Eşit güçlü iki kaynak için ısı akışı eğrileri

Isı akım eğrileri her yerde eş sıcaklık eğrilerine diktir. Şekil 2.33 de adyabatik yüzey kabulüne göre elde edilen eş sıcaklık ve ısı akış eğrileri görülmektedir. Şekilde de dikkat edileceği gibi, ısı akış eğrileri adyabatik olduğu kabul edilen toprak yüzeyini hiçbir noktada geçmemektedir.



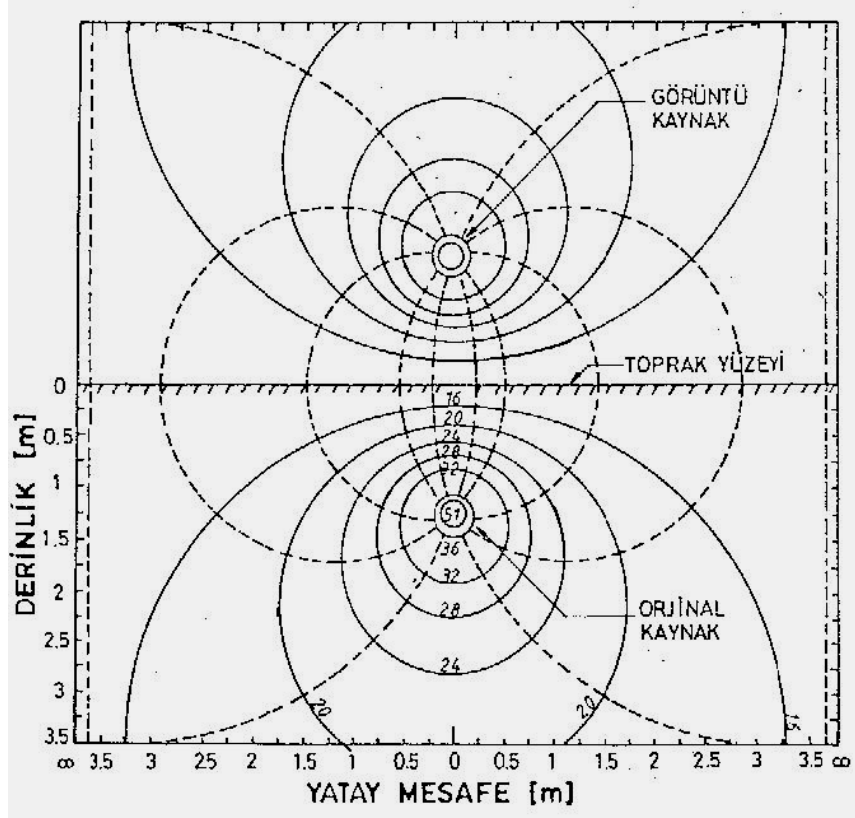
Şekil 2.33. Adyabatik yüzey şartı için eşsıcaklık ve ısı akışı eğrileri

Bu yöntem toprak yüzeyinin adyabatik olduğu kabulü ile, gömülmüş borular etrafında sıcaklık dağılımını ve toprak direncini ölçmekte kullanılabilir. Bu varsayım her zaman için doğru değildir; ancak ısıtma ve soğutma mevsimlerinin kritik günleri için yakın bir gerçeklik sağlar. Şekil 2.33'de ölçme sonucu elde edilen değerler ile Şekil 2.32'de belirlenen yaklaşım uygun düşmektedir.

2.8.4. İzotermal Yüzey Şartı

Kaynaklarda yüzey sıcaklığı şartının geçerli olduğu hal için toprağa gömülmüş borulardaki ısı geçişini inceleyen çok sayıda çalışma vardır. Bu şart boru sıcaklığı ile toprak yüzey sıcaklığı arasında çok büyük bir fark olduğunda gerçekleşir.

İzotermal yüzey sıcaklığı şartı için de Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi ve Ayna-Görüntü Yöntemi birlikte uygulandığında görüntü, orijinal kaynak ile yine aynı güçte ancak ters işaretli olarak kabul edilir. İzotermal yüzey şartı için eş sıcaklık eğrileri ve ısı akısı eğrileri Şekil 2.34’de gösterilmiştir.



Şekil 2.34. İzotermal yüzey şartı için eş sıcaklık ve ısı akısı eğrileri

Adyabatik ve izotermal yüzey şartları arasındaki önemli fark şudur:

- Adyabatik yüzey kabulü ile borular daha derine gömüldükçe toprak ısıl direnci belirli bir sabit değere yukarıdan azalarak yakınsamaktadır.
- İzotermal yüzey kabulünde ise, boruları daha derine gömüldükçe toprak ısıl direnci aynı sabit değere aşağıdan artarak yakınsamaktadır.

2.9. Toprak Direnci Hesabı

Salamura ile toprak arasındaki toplam ısıl direncin en önemli parçası toprak ısıl direncidir. Yukarıda da bahsedildiği gibi toprak ısıl direnci hesaplanırken ayna-görüntü yönteminden yararlanılacaktır.

Çeşitli yerleştirme şekilleri için toprak ısıl direnci şu şekilde hesaplanır.

2.9.1. Tek Borulu Dikey Isı Değiştiricisi İçin Toprak Direnci Hesabı

Tek borulu dikey ısı değiştiricisi için toprak ısıl direnci hesaplanırken aşağıdaki sıra izlenir.

1. (2.31) nolu denklemden (X) değeri hesaplanır,
2. Çizelge 2.10 yardımı ile I(X) değeri hesaplanır,
3. Son olarak da (2.36) nolu denklem kullanılarak toprak ısıl direnci (R_t) bulunur.

Bu sistem için ayna görüntü yöntemi uygulanamaz; çünkü tek bir ısı değiştiricisi olduğundan, bunu etkileyecek başka bir ısı kaynağı yoktur, hem de ısı değiştiricisi yüzeye dik yerleştirildiğinden yüzey etkisi ihmal edilmektedir.

2.9.2. Tek Borulu Yatay Isı Değiştiricisi İçin Toprak Direnci Hesabı

Yatay ısı değiştiriciler incelenirken, Ayna-Görüntü Yöntemi, Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemiyle birlikte uygulanır. Bu durumda (2.30) nolu denklem aşağıdaki şekli alır.

$$t - t_o = \frac{Q'}{2\pi k_t} [I(X_r) - I(X_{2D})] \quad (2.38)$$

Burada integral değerleri $I(X_r)$ ve $I(X_{2D})$ ' nin farkının alınması, izotermal yüzey şartı kabulünden ileri gelmektedir. Adyabatik yüzey şartı kabulünde ise bu denklem,

$$t - t_o = \frac{Q'}{2\pi k_t} [I(X_r) + I(X_{2D})] \quad (2.39)$$

halini alacaktır.

2.9.3. Çok Borulu Yatay Isı Değiştiricisi İçin Toprak Direnci Hesabı

Tek bir hendek içine birden fazla boru döşenmesi halinde tek borulu ısı değiştiricisine göre daha kısa hendek uzunlukları gerekir. Ancak aynı ısı değiştiricisi yükü için, borular arasındaki ısı etkileşim sonucu gerekli boru boyu artar.

Çok borulu ısı değiştiricisinde, bir boru etrafındaki toprak sıcaklığı (etkilenmiş toprak sıcaklığı); etkilenmemiş toprak sıcaklığı ve aynı hendek içindeki diğer borular ve komşu hendeklerdeki borularla olan ısı etkileşimler dikkate alınarak belirlenir. Bu durumlar için toprak ısı direncinin genel ifadesi;

$$R_t = \frac{\sum_{i=1}^z R_{t_i}}{z} \quad (2.40)$$

olmaktadır. Burada,

$$R_{t_i} = \frac{\sum_{j=1}^z I(X_{i,j}) \pm \sum_{j=z+1}^{2z} I(X_{i,j})}{2\pi k_t} \quad (2.41)$$

Burada,

z : Paralel boru sayısı,

R_{t_i} : i ' nci boruya ait toprak ısı direnci,

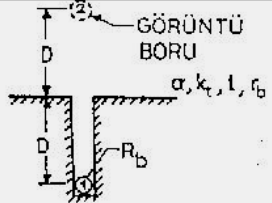
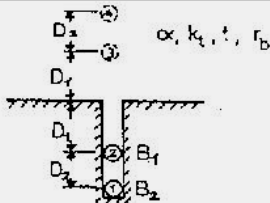
$R_{t_{i+z}}$: i ' nci borunun ayna görüntüsünün toprak ısı direnci,

$X_{ii} = X_r$:

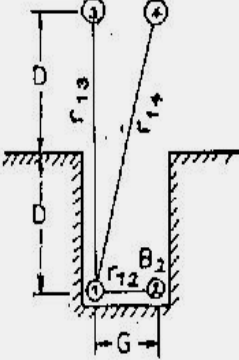
$$X_{i,j} = \frac{S_{i,j}}{2\sqrt{\alpha_t \theta}}$$

$S_{i,j}$: i ve j boruları arasındaki mesafedir.

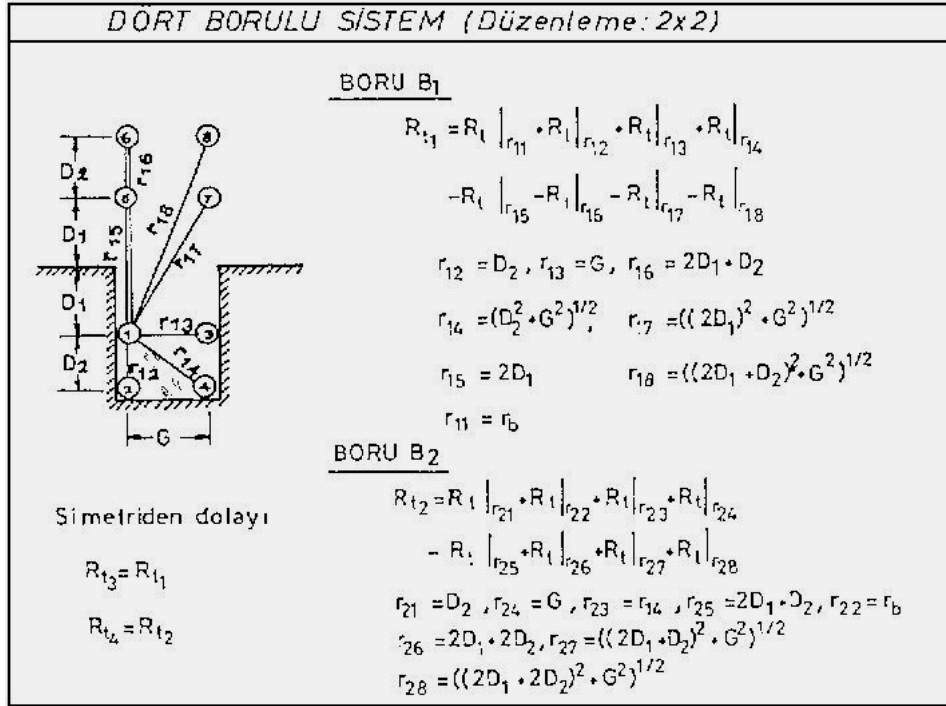
Yatay ısı değiştiricilerin çeşitli düzenleme şekillerine göre toprak ısı dirençlerinin hesaplanması Şekil 2.35, Şekil 2.36, Şekil 2.37 ve Şekil 2.38'de gösterilmiştir. Ancak bu şekillerde, toprak ısı dirençlerinin hesaplanmasında, diğer hendeklerde bulunan boruların etkileri dikkate alınmamıştır.

TEK BORU YATAY	ÇİFT BORU YATAY (Düzenleme: 2x1)
 <p>GÖRÜNTÜ BORU α, k_t, l, r_b</p> <p>$R_{t1} = R_t _{r=r_{11}} - R_t _{r=r_{12}}$ $r_{11} = r_b$ Boru dış yarıçapı $r_{12} = 2D$</p>	 <p>α, k_t, l, r_b</p> <p>BORU B1 $R_{t1} = R_t _{r_{11}} + R_t _{r_{12}} - R_t _{r_{13}} - R_t _{r_{14}}$</p> <p>BORU B2 $R_{t2} = R_t _{r_{21}} + R_t _{r_{22}} - R_t _{r_{23}} - R_t _{r_{24}}$</p> <p>$r_{11} = r_b, r_{12} = D_2, r_{13} = 2D_1 + D_2, r_{14} = 2D_1 + 2D_2$ $r_{21} = D_2, r_{22} = r_b, r_{23} = 2D_1, r_{24} = 2D_1 + D_2$</p>

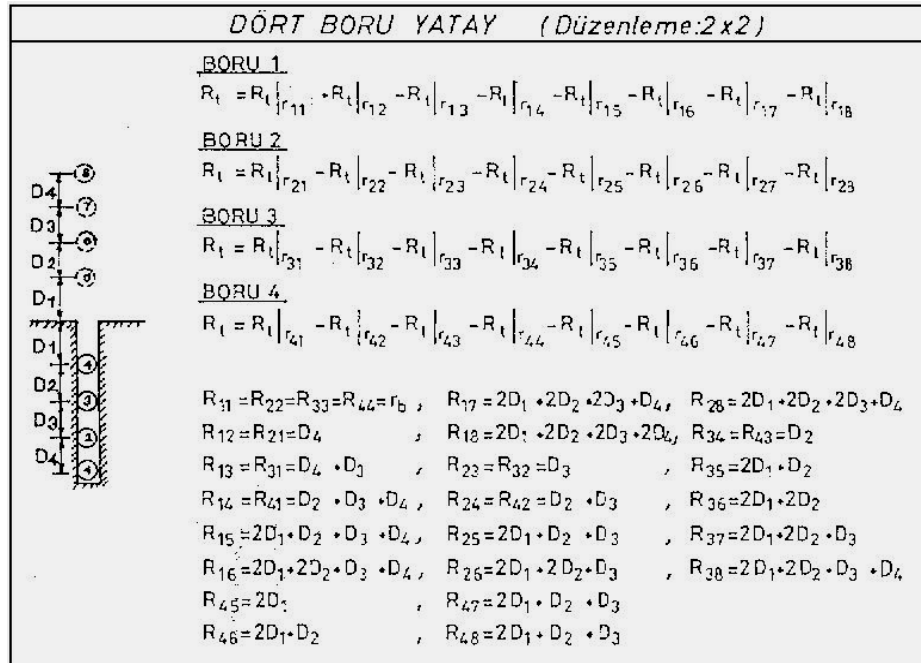
Şekil 2.35. Tek boru yatay ve çift boru yatay düzenleme için toprak dirençleri

ÇİFT BORU YATAY (Düzenleme: 1x2)	
 <p>BORU B1 $R_{t1} = R_t _{r_{11}} + R_t _{r_{12}} - R_t _{r_{13}} - R_t _{r_{14}}$</p> <p>$r_{11} = r_b, r_{12} = G, r_{13} = 2D, r_{14} = [(2D)^2 + G^2]^{1/2}$</p> <p>Simetriden dolayı: $R_{t2} = R_{t1}$</p>	

Şekil 2.36. Çift boru yatay düzenleme için toprak direnci



Şekil 2.37. Dört boru yatay düzenleme için toprak direnci (çift sıra)



Şekil 2.38. Dört boru yatay düzenleme için toprak direnci (tek sıra)

2.9.4. Çok Borulu Dikey Isı Değiştiricisi İçin Toprak Direnci Hesabı

Çok borulu dikey ısı değiştiricisinde göz önüne alınacak önemli bir konu, ısı değiştiricisi boruları arasındaki mesafedir. Bu mesafeler küçüldükçe, toprak ısı direnci de logaritmik olarak artar. İki borulu ısı değiştiricisinde, bu direnç aşağıdaki şekilde hesaplanır (Ataman., 1991).

$$R_t = \frac{1}{K_t} = \frac{I(X_r) + I(X_{r=s})}{2\pi k_t} \quad (2.42)$$

2.10. Isı Değiştirici Boyunun Hesaplanması

Denklem 2.36'dan hesaplanan toprak ısı direnci ısı geçişinin kesintisiz olduğu hal içindir. Gerçekte ısı pompası periyodik çalıştığı için, ısı pompasının çalışma oranını gösteren f çarpanını formüle eklemek gerekir. Isı pompasının çalışma oranı, dikkate alınan dönem için, ısı pompasının çalışma süresinin toplam dönem süresine oranıdır.

Toprak Isı Değiştiricisinin boyu, bölgenin meteorolojik özelliklerine, toprak yapısına, kurulacak ısı değiştiricisinin teknik özelliklerine göre değişiklik göstermektedir. Toprak kaynaklı sistemlerde, Toprak Isı Değiştiricisinin ısıtma için tasarlanacağı zaman ısı değiştiricisinin boyu (L_h) Eşitlik (2.43) göz önüne alınarak hesaplanmalıdır. Aynı şekilde soğutma için tasarlanacağı zaman ise, ısı değiştiricisi boyu (L_s) hesabı için Eşitlik (2.44) kullanılmalıdır. Ancak, sistemin boyunun belirlenebilmesi için her iki durumda göz önüne alınarak hesaplamalar yapılmalı ve en büyük boy seçilmelidir, aşağıda verilen denklemler, YKIP sistemlerinde TID boyu hesabı için Miles-1994 tarafından verilen ve günümüzde geçerliliğini sürdüren Uzun yöntemin denklemleridir

Bu bilgilerin ışığında 2.37 ve 2.38 düzenlenerek

$$L_h = \frac{Q_b [(ITK - 1) / ITK] (R_p + R_s f_h)}{(t_l - t_{wei})} \quad (2.43)$$

$$L_s = \frac{Q_s [(STK - 1) / STK] (R_p + R_s f_s)}{(t_l - t_{wei})} \quad (2.44)$$

değerleri elde edilir. Burada L_h ve L_s ısıtma ve soğutma durumları için gerekli boru boylarıdır. $(t_l - t_{wei})$ değerleri ise hesabın yapıldığı, ısıtma veya soğutma ihtiyacımızın maksimum olduğu dönemdeki etkilenmemiş toprak sıcaklıkları arasındaki farktır. Bu sıcaklık farkı, tasarım ayı için, ısı pompası çalışma şartlarından yararlanılarak tasarımcı tarafından seçilir. Q_b ve Q_s değerleri ise sırasıyla, binanın ısı kaybı ve ısı kazancıdır. Bu denklemdaki f_h ve f_s değerleri ise çalışma faktörü olarak adlandırılan değerlerdir. Çalışma faktörü, en soğuk ay ve en sıcak ay süresince ısıtma yükünün kontrol altında tutulması için cihazın işletilebileceği zamanın yüzdesidir. Her iki faktör, çalışma modlarının her birinde istenen boru uzunluğunu belirlemek için hesaplanmalıdır. Daha uzun boru ihtiyacı, sistem tasarımında kullanılır. Çalışma faktörünü saptamak için, saatteki ısı kazancı ortalaması hesaplanarak, cihazın kapasitesiyle kıyaslanır. Bu zaman/sıcaklık bilgisi, yıllık ısıtma veya soğutma enerjisi ihtiyaçlarını belirlemek amacıyla her sıcaklık kategorisinde saatlik ısı kaybı veya kazancını oluşturmada kullanılır. Yıllık enerji ihtiyacı belirlendikten sonra, ortalama saatlik ihtiyaç belirlenerek, cihazın ısıtma ve soğutma kapasitesi ile kıyaslanır. Bu, ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarını istenildiği şekilde sağlamak için, cihazın işletilmesi gerektiği olası zaman yüzdesini verir. Bu yüzdelere, ısıtma ve soğutma çalışma faktörü diye adlandırılmaktadır.

Bir ısıtma tesisinde, ısı pompasından hangi oranda faydalanılmasının uygun olacağı, teknik ve ekonomik inceleme sonucu belirlenir. Gerekliğinde ek bir ısıtıcıdan yararlanılır. Isı kaybı bakımından en kritik ay olan tasarım ayında, ısı kaybının tamamen ısı pompasından karşılanması düşünülebilir. Binaların ısıtma ve soğutma enerji tüketimlerini değerlendirilmesi için çok farklı metotlar mevcuttur. Bu metotlar, basit sürekli rejimden dinamik simulasyon yöntemlerinin anlaşılmasına kadar bir dizi mevcuttur. Tek-ölçüm metotları olarak da adlandırılan sürekli rejim modelleri, binalardaki enerji tüketiminin elde edilebilmesi için geliştirilmiştir basit yöntemlerdir. Derece-gün metotları sürekli-rejim modelleri arasında en bilinenidir ve en basit metotlardır. Bu tip metotlar eğer bina ısı kayıp katsayısı, ısıtma havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinin (HVAC) verimleri, bina kullanımı, iç ısı kazanımı, iç sıcaklık ve havalandırma miktarı veya denge-nokta sıcaklığı yeteri kadar sabit ise, enerji tüketimini hesaplayabilirler. Fakat, bir çok uygulamada, yukarıdaki parametrelerden en az bir tanesi zamanla değişir. Örneğin, Bina kullanım örneğindeki gibi, özellikle ticari

binalar bir hafta veya bir günde büyük değişiklikler gösterirler. Isı pompası sistemi ve HVAC cihazlarının verimi doğrudan veya dolaylı olarak dış ortam sıcaklığından etkilenirler. İstikrarsızlık kaynak örnekleri arttırılabilir. Bazı durumlarda bin metodu kullanılabilir. Bu metot dış hava sıcaklığının ($t_{dış}$) farklı değerleri için enerji tüketimi hesabına dayanır ve ara sıcaklıkların merkezini oluşturan bu sıcaklıkta uyan saatlerin sayısı ile çarpılır. (Bulut, 2001)

En uygun ısıtma tesisinin belirlenebilmesi bakımından alternatif uygulamalar için, ısı pompası aylık çalışma oranı (f_a) ve ısı pompası yıllık yararlanma oranı (x_y) değerlerinin hesaplanması gerekir. f_a değeri toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılmasını, x_y değeri ise, ısıtma sisteminin maliyetinin bulunmasını sağlar. f_a , dikkate alınan ay için çalışma süresinin dönem süresine oranıdır. x_y , dikkate alınan ay için bina ısı kaybının ısı pompası tarafından karşılanan kısmının dönem ısı kaybına oranıdır. Bir ısıtma tesisinde, f_a ve x_y değerlerinin hesaplanması için ASHRAE tarafından Bin (Aralık) yöntemi önerilmiştir.

Bin yönteminden yararlanabilmek için öncelikle:

- a) Dış hava sıcaklığının uzun yıllar ortalamaları ve frekansları ile toprak sıcaklığının, ısı değiştiricisinin konulacağı derinlikteki değerinin uzun yıllar ortalaması
- b) Bina $U_b F$ değeri ($U_b F = Q_b / (t_{bi} - t_p)$)
- c) Bina iç hava sıcaklığı ortalama değeri
- d) Isı pompası karakteristik değerleri bilinmelidir.

Burada

Q_b : Bina ısı yükü

t_{bi} : Bina içersinin ortalama sıcaklığı

t_p : projelendirmede esas alınan minimum dış hava sıcaklığıdır.

Bin yönteminde sıcaklık ve zaman aralıkları ayrı ayrı değerlendirilerek gerek aylık, gerekse yıllık enerji sarfiyatı kolaylıkla belirlenebilir. Bin yöntemi, ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinin verimlerinin, denge noktası sıcaklığının, bina

kullanım şeklinin ve toplam ısı transfer katsayısının sabit olmadığı pek çok uygulamada kullanılır. Bin metodu HVAC cihazlarının kısmi yük performansını hesaplayabilir ve özellikle ısı pompası sistemlerin analizinde kullanılmaktadır. Bin yöntemi, günlük ortalama dış ortam sıcaklığından ziyade saatlik iklim verilerine dayandığından dolayı, derece-gün yönteminden daha hassas sonuçlar verir. Bin yönteminde, belirli bir dönem içerisinde (ay, yıl) dış hava sıcaklığının ($t_{o,i}$) ele alınan belirli aralıklarında (bin) kaç saat ($N_{bin,i}$) olduğu tespit edilir. Bu sıcaklık değerinin oluşma süresine (saatine) göre enerji miktarı tespit edilir. Toplam enerji sarfiyatı, bütün sıcaklık aralıklarındaki enerji sarfiyatları toplanarak bulunur.

$$Q_{bin,i} = N_{bin,i} \frac{K_{tot}}{\eta} (t_b - t_{o,i})^{\pm} \quad (2.45)$$

Burada;

K_{tot} : Binanın toplam ısı kayıp katsayısı, W/°C,

η : HVAC sisteminin verimi,

t_b : Denge noktası sıcaklığı, °C

$t_{o,i}$: Sıcaklık aralığının orta noktası , °C

$N_{bin,i}$: Belirli bir sıcaklık aralığında geçen saat sayısı, h

Denge noktası sıcaklık değeri (t_b), bir binada ısıtmaya veya soğutmaya ihtiyaç duyulmadığı durumdaki dış ortam sıcaklığıdır. Bu değer ısıtmada genellikle 18°C, soğutmada 22°C olarak alınır. Bu değer ısıtma ve soğutma durumuna göre, dış hava sıcaklığının altında veya üstündedir. Eşitlik (1)' de parantezin üstündeki \pm işareti ısıtma için pozitif değerlerin, soğutma için ise negatif değerlerin hesaba katılacağını göstermektedir.

Toplam enerji sarfiyatı tüm aralık sıcaklık aralıkları için eşitlik 1' den hesaplanan $Q_{bin,i}$ değerlerinin toplamı ile bulunur;

$$Q_{bin} = \sum_{i=1}^m Q_{bin,i} \quad (2.46)$$

Burada m değeri toplam sıcaklık aralıkları sayısıdır (Bulut, 2003).

Isı pompası çalışma oranı (ısıtma modunda)

$$n_{cal_i} = Q_{bin} / Q_{cd} \quad (2.47)$$

Isı pompası çalışma oranı (soğutma modunda)

$$n_{cal_i} = Q_{bin} / Q_{ev} \quad (2.48)$$

Isı pompası aylık çalışma oranı

$$f_h = \frac{\sum_{i=1}^m (n_{cal_i} N_{bin_i})}{\sum_{i=1}^m N_{bin_i}} \quad (2.49)$$

Hesapladığımız bu değer boru boylarını ifade eden denklemlerde yerine konarak gerekli toprak ısı değiştiricisi boru boyutu bulunur.

Aylık ısı pompası enerji tüketimi ise,

$$\sum Q_{istp} = \sum_{i=1}^m n_{cal_i} W_{komp} N_{bin_i} \quad (2.50)$$

kWh olarak hesaplanır.

Topraktan ısı geçişinde temel teşkil eden en önemli parametreler toprak direnci ve boru dirençleridir. Toprak direncinin (R_t) değişik yerleştirme konstrüksiyonlarına göre nasıl hesaplanacağını yukarıda bahsetmiştik. Boru yerleştirme konstrüksiyonuna göre toprak dirençlerinin nasıl bulunacağına dair pratik bir tablo düzenlenmiştir (Çizelge 2.11).

Çizelge 2.11. Toprak direnci (R_s) değerleri (Miles, 1994)

		R_s (AĞIR TOPRAK- NEMLİ)										R_s (KAYA)
		R_s (KURU veya HAFİF NEMLİ TOPRAK)										R_s (NEMLİ)
		3	4	5	6	3	4	3,4,5,6	4,5,6,7	3,4,1	3,4,2	
BORU BOYUTU	3/4"	1.02 1.38	1.06 1.44	1.09 1.47	1.11 1.49	1.31 1.77	1.37 1.84	2.05 2.75	2.15 2.86	2.11 2.85	1.88 2.53	0.60 1.06
	1"	0.97 1.32	1.02 1.37	1.04 1.40	1.06 1.42	1.26 1.70	1.32 1.77	2.00 2.88	2.10 2.79	2.07 2.78	1.84 2.47	0.57 1.01
	1-1/4"	0.92 1.25	0.97 1.31	0.99 1.34	1.01 1.36	1.22 1.63	1.27 1.70	1.96 2.61	2.05 2.72	2.02 2.71	1.79 2.40	0.54 0.96
	1-1/2"	0.89 1.21	0.94 1.27	0.97 1.30	0.98 1.32	1.19 1.59	1.25 1.66	1.92 2.57	2.02 2.68	1.99 2.67	1.76 2.36	0.53 0.94
	2"	0.85 1.15	0.89 1.20	0.92 1.24	0.94 1.26	1.14 1.53	1.20 1.60	1.88 2.51	1.98 2.62	1.94 2.61	1.71 2.29	0.50 0.89

Toprak direnci, toprak boyunca akan ısı için çok önemli bir dirençtir. Toprak altına gömülen boruların derinliğinin, boruların boyutlarının, açılan her bir hendeğe kaç boru konulduğunun, boruların yatay veya dikey olmasının, bir hendeğe birden fazla boru konulması durumunda boruların birbirleri arasındaki yatay ve dikey mesafelerin ve tabiki toprak cinsinin toprak direnci üzerinde etkileri vardır.

Çizelge 2.11’de belirtilen değerler hfeet/BTU cinsinden olup, 1.73 değerine bölünerek mC/W’ a dönüştürülebilir. Boruların üzerinde görülen derinlik değerleri de feet cinsinden olup, 0.3048 değeri ile çarpılıp metre’ ye dönüştürülebilir. (Yılmaz,2000)

Boru Isıl Direnci (R_b):Toprağın korozyon etkisinden en az etkilenen ve en uzun ömre sahip malzeme plastiktir. Toprak altı dört çeşit boru üretilmiş olup, bu borulara ait ısı dirençler Çizelge 2.12’de verilmiştir. (K.Olcay, G. Temir Tesisat Müh. 59) : Burada R_p yatay biçimde döşenmiş boruları temsil ederken, R_{pe} dikey pozisyondaki boruları ifade etmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompasında toprak altına döşenen boru cinsleri :

- Polietilen –schedule 40
- Polietilen –schedule 11
- Polietilen –schedule 17
- Polietilen –schedule 13.5

Çizelge 2.12’deki değerler 1.73’ e bölünerek mK/W değerine dönüştürülür.

Çizelge 2.12. Yatay ve dikey döşenmiş boruların ısı dirençleri (Miles,1994)

		$\frac{R_p}{R_{pe}}$			
		PE SCH 40	PE SDR-11	PB SDR-17	PB SDR-13.5
BORU BOYUTU	3/4"	0.17 .116	↑	↑	↑
	1"	.159 .109			
	1-1/4"	.130 .089	.144 .096	0.16 0.11	0.20 0.14
	1-1/2"	.117 .080			
	2"	.098 .068	↓	↓	↓

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Giriş

Bursa ili ve genel olarak Marmara bölgesi şartları için örnek bir çalışma teşkil etmesi amacıyla, bu çalışmada toprak ve hava kaynaklı mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma makinesi/ısı pompasının performansına etki eden parametreler incelenmiştir. Bunun için Uludağ Üniversitesi M.Y.O. İklimlendirme Soğutma Laboratuvarında bir deney düzeneği kurulmuştur. Bu deney düzeneği yardımıyla aynı tesisat üzerinden hem hava kaynaklı hem de toprak kaynaklı ısı pompası ile çalışılabilme olanağı sağlanmıştır. Bunu gerçekleştirmek için deney düzeneği üzerinde kompresör emiş ve basma hattı iki kola ayrılmış ve her kol üzerine yerleştirilen akış kontrol vanalarını kontrol etmek suretiyle soğutucu akışkana yön verilerek, istenilen (hava veya toprak kaynaklı) ısı pompası tipi ile çalışma olanağı sağlanmıştır. Her iki sistemin kompresör ve iç ünite elemanları aynı, sadece dış üniteleri farklı olacak şekilde sistem tasarlanmıştır.

Her iki sistem yardımıyla 2.25 m x 3m x 2.7 m boyutlarındaki test odası yaz şartlarında soğutulmuş, kış şartlarında ısıtılmıştır. Çizelge 3.1’de test odasının özellikleri verilmektedir. Bilindiği gibi bu sistemler soğutma amaçlı kullanıldığında “soğutma makinesi” ısıtma amaçlı kullanıldığında is “ısı pompası” ismi ile anılmaktadır. Biz de bu çalışmada yaz ve kış şartlarında kullanımına bağlı olarak bu isimleri kullanacağız.

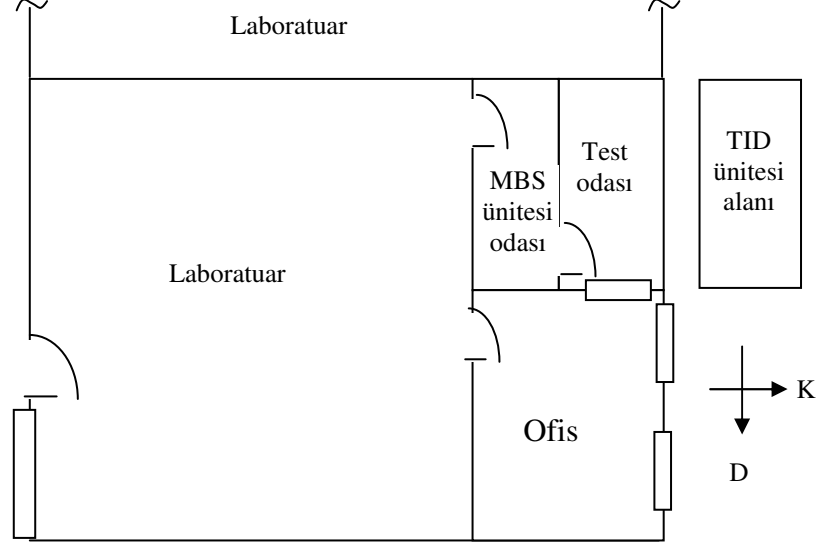
Çizelge 3.1. Test odasının özellikleri

Yapı elemanları	Özellikler	Toplam ısı geçiş katsayısı	Alan
Pencere	Tek cam	$U= 3.95 \text{ W/m}^2\text{°C}$	0.72 m^2
Duvar	Tek tuğla	$U=1.27 \text{ W/m}^2\text{°C}$	27.6 m^2
Duvar	Taş yünü	$U=0.04 \text{ W/m}^2\text{°C}$	5.7 m^2
Zemin	Beton	$U= 2.5 \text{ W/m}^2\text{°C}$	6.75 m^2
Tavan	Beton	$U= 2.5 \text{ W/m}^2\text{°C}$	6.75 m^2

Oda boyutları 2.25 m x 3m x 2.7 m= 18.23 m³

47.52 m²

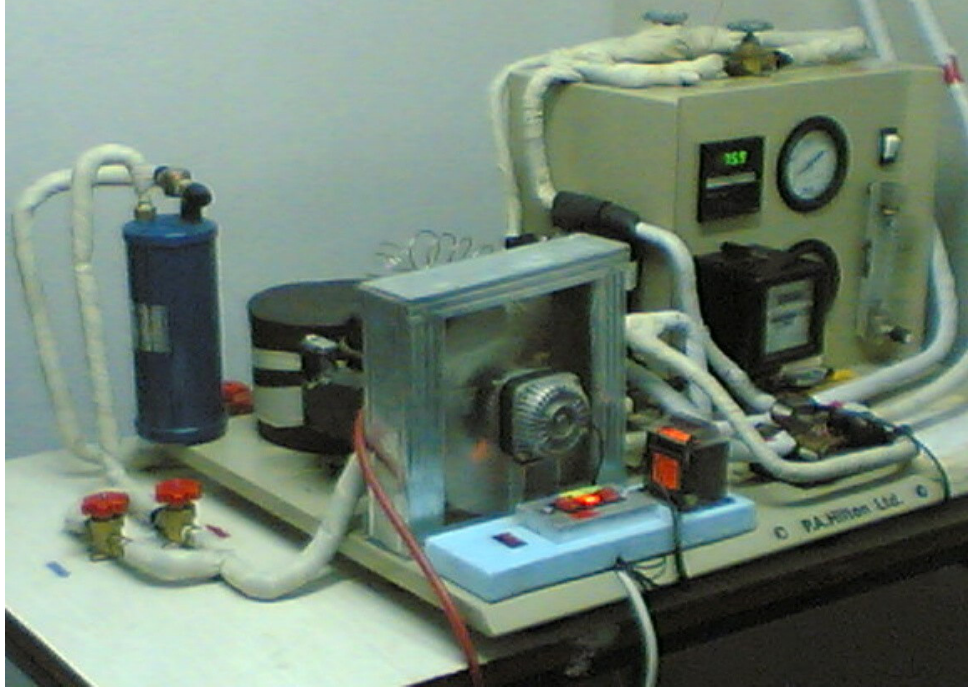
Şekil 3.1’ de ise test odasının mimari konumu gösterilmektedir. Test odasının toplam iç net hacmi yaklaşık 18 m^3 olup, yan odası mekanik buhar sıkıştırılmalı (MBS) ünitenin yer aldığı bölümdür. Odanın dışında ise toprak ısı değiştiricisi (TID)’ yer almaktadır. Test odasının tek dış ortama bakan yüzeyi kuzey bölgesi tarafıdır.



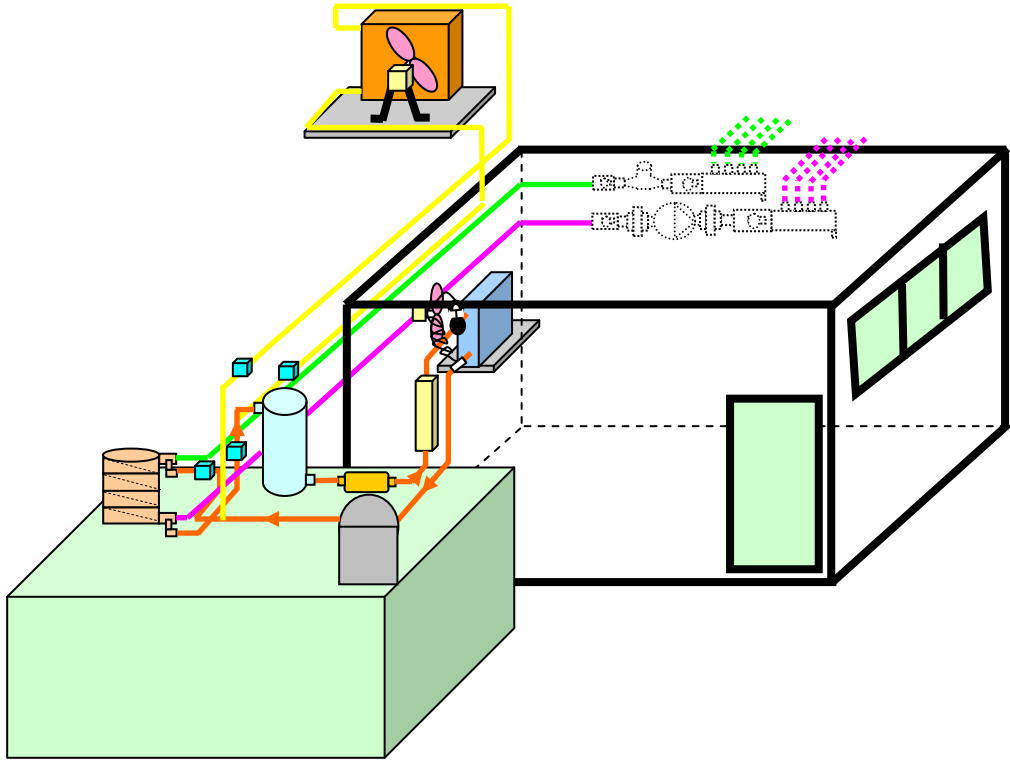
Şekil 3.1. Test odasının mimari konumu

Tasarlanan deney ünitesi ilk olarak soğutma amaçlı kullanılmış, daha sonra kış uygulaması için ünite üzerinde bir takım önemli tasarım değişiklikleri yapılmıştır (Bkz. Şekil 3.11 ve 3.12). Üniteye 4 yollu vana bağlanmış ve akış yönü değiştirilmek suretiyle yaz şartlarında evaporatör işlevi gören ısı değiştiricisi kış şartlarında (ısıtma uygulaması), kondenser görevini üstlenmiş ve test odasının ısıtılması sağlanmıştır.

Test ünitesinden muhtelif günlerde saat 9:00 ile 17:00 arasında saatlik ölçümler alınmıştır. Elde edilen ölçümler yardımıyla, hava ve toprak kaynaklı soğutma makinesi/ısı pompası sistemlerinin ayrı ayrı günlük ve saatlik performans eğrileri elde edilmiş ve yaz ve kış uygulamalarında performanslarına etki eden parametreler incelenmiştir. Üzerinde çalışılan deney tesisatı MBS ünitesi Şekil 3.2’ de ve test odası ve ünitenin yerleşiminin şematik olarak gösterimi de Şekil 3.3’ de gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Tasarlanan deney düzeneğinin MBS ünitesi



Şekil 3.3. Test odası ve deney düzeneği konumunun şematik olarak gösterimi

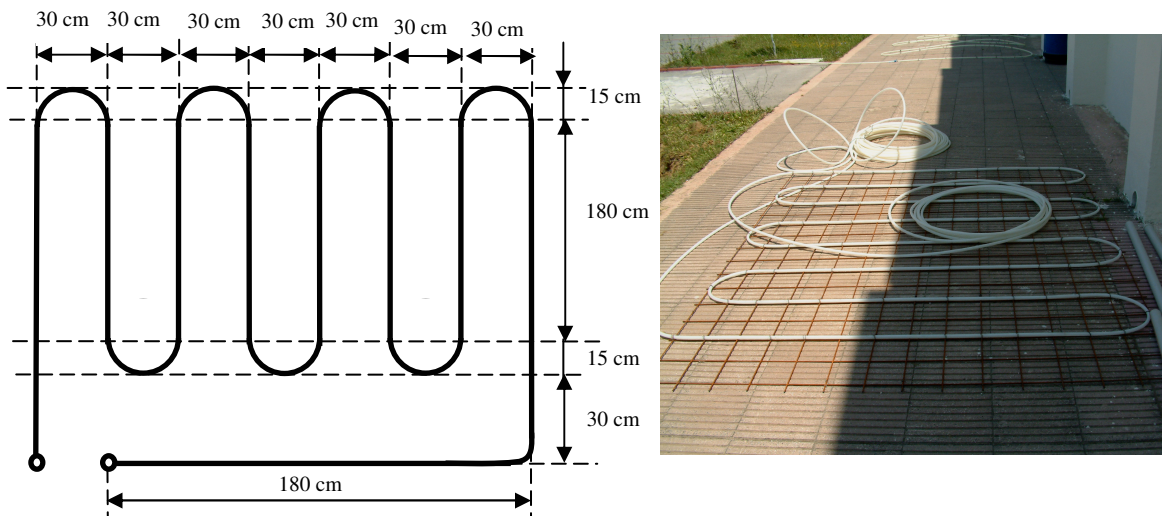
3.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompası / Soğutma makinesi

Toprak kaynaklı ısı pompalarının hava kaynaklı ısı pompalarından en önemli farkı, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ısı taşıyıcı akışkan ile toprağın temasını sağlayan “Toprak Isı Değiştiricisi” ünitesi gerektirmesidir. Hava kaynaklı ısı pompalarında dış ünite olarak, hava kaynaklı kanatlı borulu bir ısı eşanjörü kullanılırken, toprak kaynaklı ısı pompalarında ise toprağın altına gömülen “*toprak ısı değiştiricisi*” adı verilen boru demeti kullanılmaktadır. Hava kaynaklı dış ünite soğutucu akışkan ile dış ortam havası arasında bir ısı alış-verişi mevcut iken toprak kaynaklı dış ünite ise soğutucu akışkan ile toprak arasında bir ısı alış-verişi söz konusudur. Tasarlanan deney düzeneğinde toprak kaynaklı ısı pompası iki kısımda incelenmektedir.

- 1- Toprak ısı değiştiricisi ünitesi (TID)
- 2- Mekanik buhar sıkıştırma ünitesi (MBS)

3.2.1. Toprak Isı Değiştiricisi Ünitesi (TID)

Toprak kaynaklı ısı pompası uygulaması için tasarlanan TID ünitesi; $3 \times 2.5 \text{ m}^2$ boyutlarında açılan 2m derinlikte bir çukur içerisine, 20m uzunluğunda, 0.016 m çapında, 30 cm aralıklarla yatay olarak döşenmiş polietilen borudan oluşmaktadır. Yatay olarak döşenen TID ünitesinin boyutları ve hazırlanışı Şekil 3.4’ de gösterilmektedir.



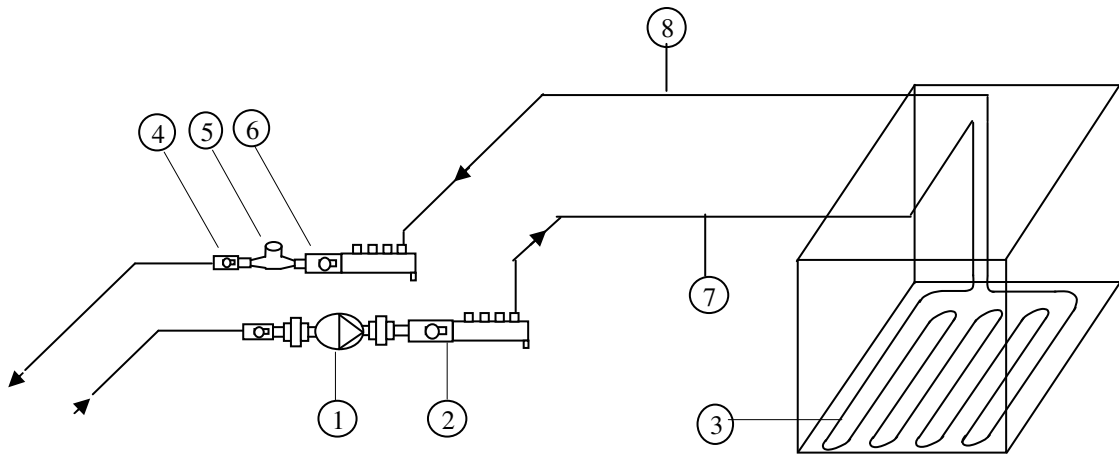
Şekil 3.4. TID ünitesinin boyutları ve hazırlanışı

TID ünitesi içerisinde ısı alışverişini sağlayan salamura, bir sirkülasyon pompası yardımıyla kapalı çevrim şeklinde dolaştırılmaktadır. Yaz uygulamasında TID ünitesinde sadece su kullanılırken, kış uygulamasında sisteme, donma riskine karşılık suya %40 oranında antifriz katılmıştır. TID ünitesinin içine yerleştirileceği çukurun kazılması ve çukur içine yerleştirilmesi Şekil 3.5’ de gösterilmektedir. Çukurun kazılma işlemi bir iş makinesi yardımıyla gerçekleştirilmektedir.



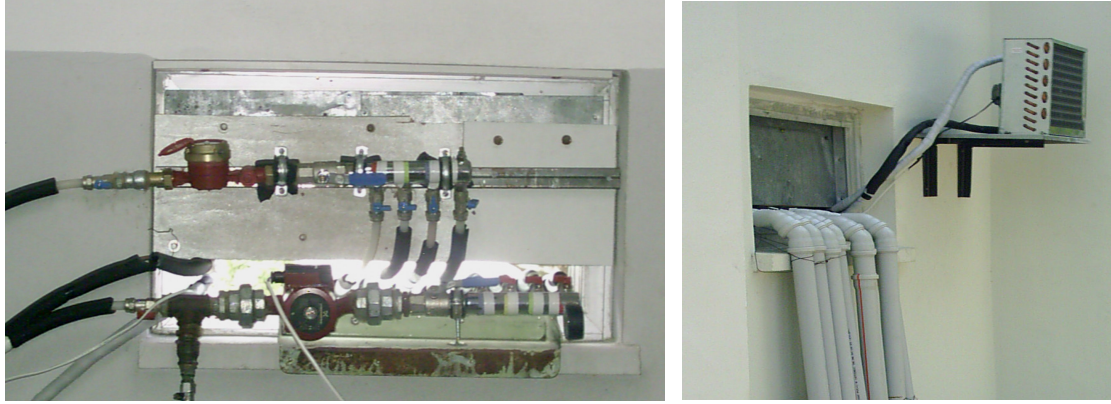
Şekil 3.5. TID ünitesinin içine konulacağı çukurun kazılması ve çukur içine yerleştirilmesi

Şekil 3.6’ da TID ünitesinin toprağa yerleştirilişi ve tesisat bağlantılarının şematik resmi görülmektedir. Şekil 3.6’ dan görüldüğü gibi MBS ünitesi ile TID ünitesi arasında suyun (veya salamura) dolaşımını sağlayan bir adet sirkülasyon pompası mevcuttur. Bunun yanında gidiş ve dönüş su kolektörleri, akışı kesen glob vanalar ve akış miktarını ölçmek için su sayacı sistem üzerine monte edilmektedir.



Şekil 3.6. TDI ünitesinin çukur içine yerleştirilmesi ve tesisat bağlantılarının şematik gösterimi
1.Pompa, 2.Gidiş kolektörü, 3.2m derinlikteki boru konfigürasyonu, 4.Küresel vana (1/2”), 5.Su sayacı, 6.Dönüş kolektörü, 7.Gidiş boruları, 8.Dönüş boruları

Şekil 3.7’de tesisata ait kolektör ve toprağa gidiş-dönüş borularının dizaynı gösterilmektedir.



Şekil 3.7. TID tesisatı ve TID ünitesine gidiş ve dönüş boruları

3.2.2. Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Ünite (MBS)

Mekanik buhar sıkıştırılmalı ünite, temel bir soğutma ünitesini oluşturan kompresör, kondenser evaporatör, termostatik genişleme valfi ve yardımcı elemanlardan (dryer, gözetleme camı, çek valf, el ayar vanası, 4 yollu vana, vs.) oluşmaktadır. MBS ünitenin test odasının dışına ve içine yerleştirilen bölümleri Şekil 3.8 ve Şekil 3.9’ da gösterilmiştir. Üniteye kullanılan soğutucu akışkan R134a dır.

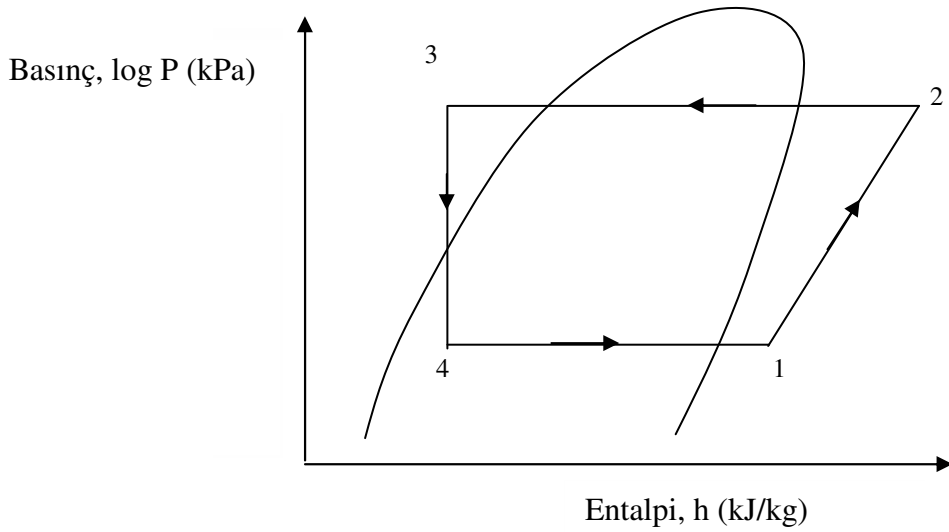


Şekil 3.8. MBS ünitenin test odasının dışına yerleştirilen bölümü



Şekil 3.9. MBS ünitenin test odasının içine yerleştirilen bölümü

MBS ünitenin çalışması, üniteye dolaşan soğutucu akışkana ait basınç-entalpi diyagramı üzerinde Şekil 3.10 de gösterilmektedir.



Şekil 3.10. Mekanik buhar sıkıştırma ünitenin basınç-entalpi diyagramı

MBS ünitesi yaz uygulamasında soğutma amaçlı, kış uygulamasında ise ısıtma amaçlı kullanılmaktadır. Her iki durumda sistemin çalışması aşağıdaki şekildedir.

Yaz uygulamasında MBS ünitenin çalışma prensibi :

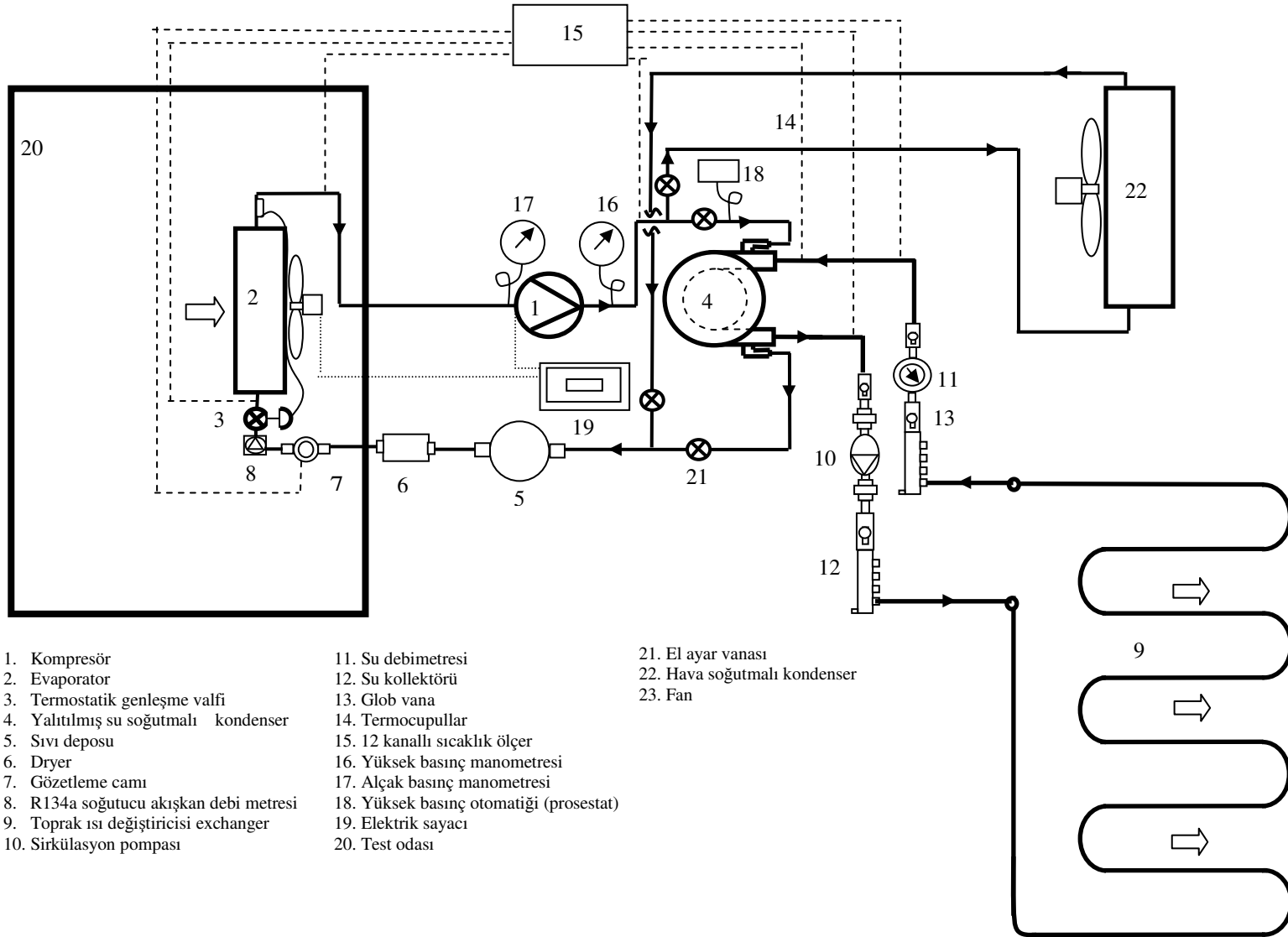
MBS ünite de dolaşan soğutucu akışkan, kanatlı borulu tip evaporatörde test odası havasından ısı çekerek buharlaşır ve kompresöre girer. (1). Kompresör tarafından sıkıştırılan akışkan daha sonra kızgın buhar halde kondensere gönderilir. (2). Kondenser iç içe geçmiş borulu (coaxil tip) olup, soğutucu akışkan borunun dışında yoğunlaşırken ısınıp, boru içinden geçen suya verir. Isınan su bir sirkülasyon pompası yardımıyla TID ünitesine gönderilir. Kendisinden daha düşük sıcaklığa sahip toprağa ısınıp veren su, soğuyarak tekrar kondensere geri döner. Isısını suya vererek yoğunlaşan soğutucu akışkan, termostatik genişleme valfine (TXV) girer (3) ve TXV' de genişleyerek buharlaştırıcıya geri döner (4).

Tasarlanan deney düzeneğinin şematik gösterimi ve yaz uygulaması çalışma prensibi Şekil 3.11'de gösterilmektedir.

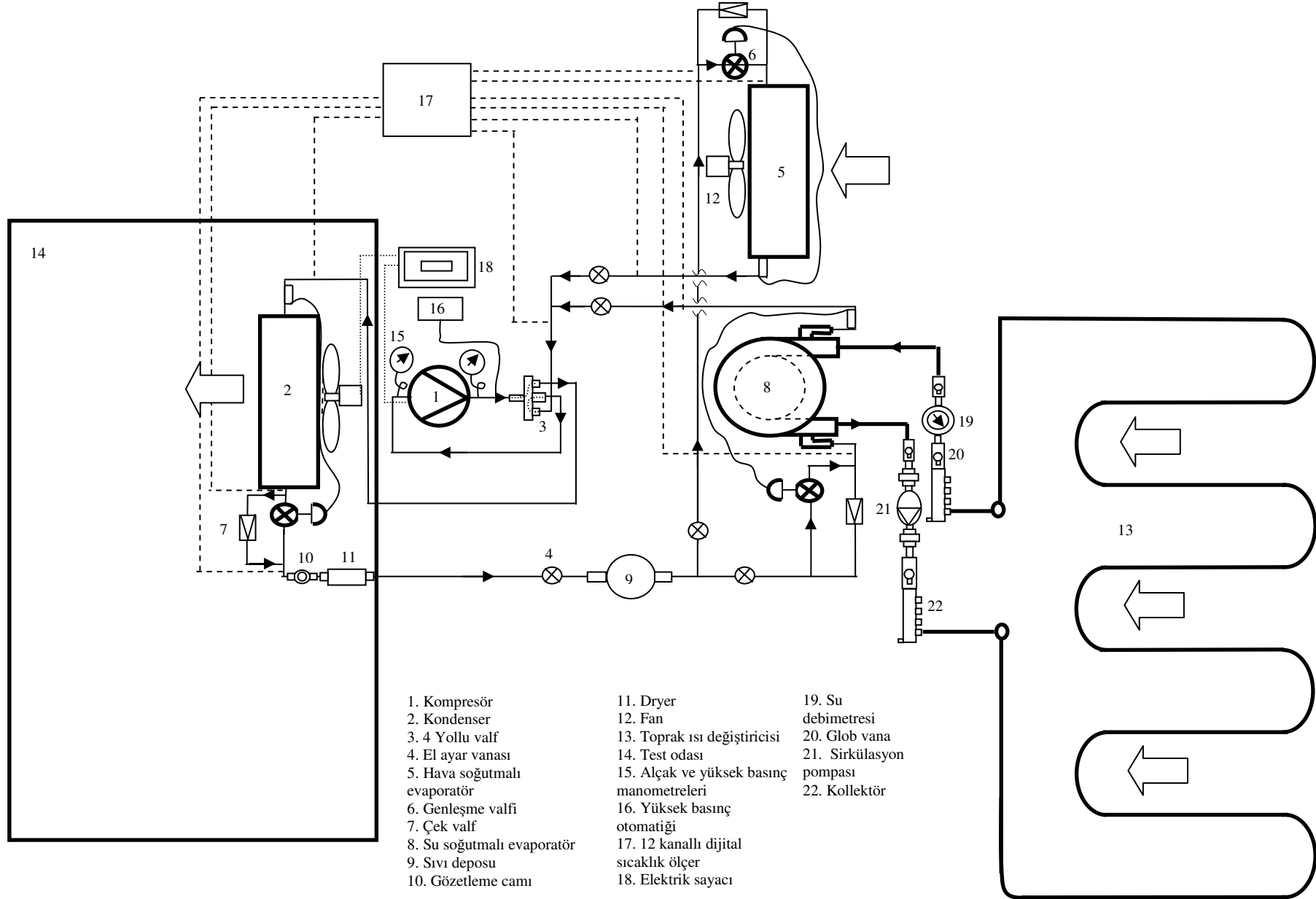
Kış uygulamasında MBS ünitenin çalışma prensibi :

MBS ünite de dolaşan soğutucu akışkan, iç içe geçmiş borulu (coaxil tip) evaporatörde boru içinden geçen suyun ısınıp çekerek, borunun dışında buharlaşarak kompresöre girer (1). Soğuyan su sirkülasyon pompası yardımıyla TID ünitesine gönderilir. Kendisinden daha sıcak olan topraktan ısı çekmek suretiyle ısınan su tekrar evaporatöre geri döner. Kompresör tarafından sıkıştırılan akışkan daha sonra kızgın buhar halde kondensere gönderilir. (2). Kanatlı borulu tip kondenserde test odası havasına ısınıp vererek yoğunlaşan soğutucu akışkan, TXV' e girer (3) ve TXV' de genişleyerek tekrar buharlaştırıcıya geri döner (4).

Tasarlanan deney düzeneğinin şematik gösterimi ve kış uygulaması çalışma prensibi Şekil 3.12'de gösterilmektedir.



Şekil 3.11. Toprak ve hava kaynaklı soğutma makinesinin yaz uygulaması çalışması durumunda şematik diyagramı



Şekil 3.12. Toprak ve hava kaynaklı ısı pompasının kış uygulaması durumunda şematik diyagramı

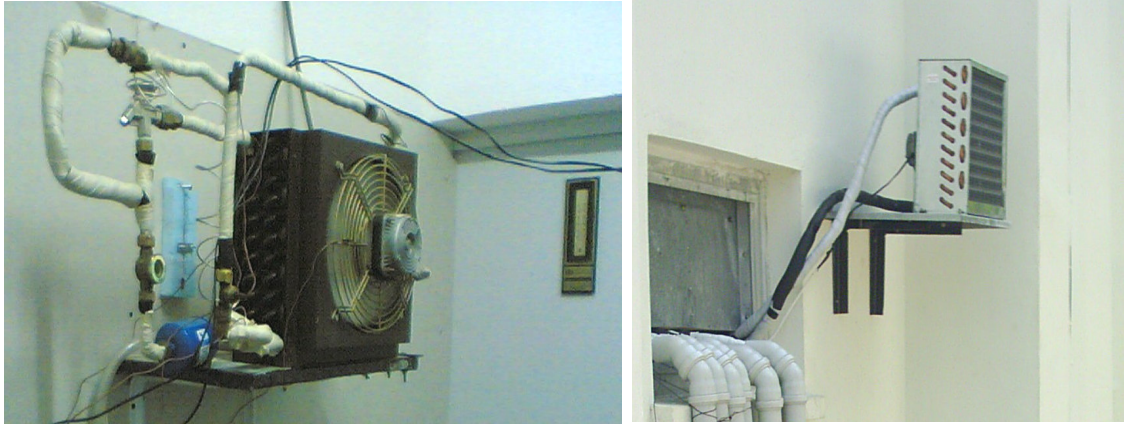
Toprak kaynaklı ısı pompası ünitesi daha önce de bahsedildiği üzere TID ve MBS ünitelerden oluşmaktadır. Bu üniteleri oluşturan temel elemanların özellikleri Çizelge 3.2' de verilmektedir.

Çizelge 3.2. Toprak kaynaklı ısı pompasının temel elemanları

Toprak kaynaklı ısı pompası	Elemanlar	Teknik özellikler
Toprak ısı değiştiricisi ünitesi	Polyethylene,Px-b boru	Boru uzunluğu : 20 m; Nominal boru çapı : 0.016 m; İki boru arasındaki mesafe : 0.30m; Çukur derinliği : 2m;
Mekanik buhar sıkıştırılmalı ünite	Su sirkülasyon pompası	GRUNDFOS UPS 25-80 180/2860/ dak.
	Hava soğutmalı evaporatör/kondenser (İç ünite)	Dikey boru sayısı : 11; Yatay boru sayısı : 5; Boru çapı : 0.01 m; Kanatçık sayısı : 91; Kanat kalınlığı : 0.2 mm; Evaporatör boyutları : 0.288 m uzunluk; 0.272 m yükseklik ve 0.11 m genişlik; Boru malzemesi : Bakır; Kanatçık malzemesi : Alüminyum
	Su soğutmalı kondenser /evaporatör	Tip : Coaxial spiral (iç içe borulu) ; Dış çap : 0.025 m; İç çap : 0.09m; Boru uzunluğu : 1.95 m
	Termostatik genişleme valfi (TXV)	Marka :Teddington TED tip TXV püskürtme meme çapı : 0; İşletme şartları :-40/10°C
	Kompresör	Tecumseh Euro hermetic tip AEZ4430Y; Debi : 8.85 cm ³ /dev; 2800 dev/dak.; Soğutucu akışkan : R134a; Güç girişi: 358 Watt Soğutma kapasitesi: 919 Watt (7.2°C and 45°C buharlaşma ve kondenser sıcaklığı şartlarında)

3.3. Hava Kaynaklı Isı Pompası

Toprak kaynaklı ısı pompası ünitesinden farklı olarak hava kaynaklı ısı pompasında TID ünitesi yerini, dış ortama konan kanatlı borulu ısı eşanjörü almaktadır. Hava kaynaklı ısı pompasında Şekil 3.13' den görüldüğü gibi soğutucu akışkan, hava kaynaklı kanatlı borulu iç ve dış ünite arasında dolaşmaktadır. Yaz uygulamasında test odası soğutulmakta, kış uygulamasında ise ısıtılmaktadır. Yaz ve kış uygulamasında sistemin çalışma prensibi aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.13. Hava kaynaklı ısı pompası ünitesine ait iç ve dış kanatlı borulu eşanjörler

Yaz uygulamasında MBS ünitenin çalışma prensibi :

MBS üniteye dolaşan soğutucu akışkan, kanatlı borulu tip evaporatörde test odası havasından ısı çekerek buharlaşır ve kompresöre girer. (1). Kompresör tarafından sıkıştırılan akışkan daha sonra kızgın buhar halde kondensere gönderilir. (2). Kondenser kanatlı borulu tip olup, soğutucu akışkan borunun içinde yoğuşurken ısını, çevre havasına verir. Isısını çevre havasına vererek yoğuşan soğutucu akışkan, termostatik genişleme valfine (TXV) girer (3) ve TXV' de genişleyerek buharlaştırıcıya geri döner (4).

Kış uygulamasında MBS ünitesinin çalışma prensibi :

MBS üniteye dolaşan soğutucu akışkan, kanatlı borulu tip evaporatörde çevre havasının ısını çekerek, buharlaşır ve kompresöre girer (1). Kompresör tarafından sıkıştırılan akışkan daha sonra kızgın buhar halde kondensere gönderilir. (2). Kanatlı

borulu tip kondenserde test odası havasına ısısını vererek yoğuşan soğutucu akışkan, TXV' e girer (3) ve TXV' de genişerek tekrar buharlaştırıcıya geri döner (4).

Hava kaynaklı ısı pompası ünitesini oluşturan temel elemanlara ait özellikler Çizelge 3.3' de verilmektedir.

Çizelge 3.3. Hava kaynaklı ısı pompası ünitesi temel elemanları

Hava kaynaklı ısı pompası	Elemanlar	Teknik özellikler
Mekanik buhar sıkıştırırmalı ünite	Hava soğutmalı evaporatör/kondenser (iç ünite)	Dikey boru sayısı : 11; Yatay boru sayısı : 5; Boru çapı : 0.01 m; Kanatçık sayısı : 91; Kanat kalınlığı : 0.2 mm; Evaporatör boyutları : 0.288 m uzunluk; 0.272 m yükseklik ve 0.11 m genişlik; Boru malzemesi : Bakır; Kanatçık malzemesi : Alüminyum
	Hava soğutmalı Kondenser/ evaporatör (dış ünite)	Dikey boru sayısı : 11; Yatay boru sayısı : 3; Boru çapı : 0.01 m; Kanatçık sayısı : 88; Kanat kalınlığı : 0.2 mm; Evaporatör boyutları : 0.33 m uzunluk; 0.33 m yükseklik ve 0.085 m genişlik; Boru malzemesi : Bakır; Kanatçık malzemesi : Alüminyum
	Termostatik genişleme valfi (TXV)	Marka :Teddington TED tip TXV püskürtme meme çapı : 0; İşletme şartları :-40/10°C
	Kompresör	Tecumseh Euro hermetic tip AEZ4430Y; Debi : 8.85 cm ³ /dev; 2800 dev/dak.; Soğutucu akışkan : R134a; Güç girişi: 358 Watt Soğutma kapasitesi: 919 Watt (7.2°C and 45°C buharlaşma ve kondenser sıcaklığı şartlarında)

3.4. Ölçme Sistemi

Sistem üzerinden ölçüm değerleri günlük olarak saat 9:00 ile 17:00 arasında, her saat başı kaydedilmiştir. Sistemde kompresör ve pompa sürekli çalışmıştır. Kompresör termostat yardımıyla kontrol edilmemiştir. Termostat ile kontrol edilmemesi; ölçmenin sürekliliğini sağlamak için yapılmıştır. Çünkü, ölçme anında sistemin durabileceği ve sonra harekete geçtiğinde ise sistem üzerindeki verilerin kararlı hale gelmesi için belirli bir sürecin geçmesi gerekecektir.

Sistem üzerinden elde edilen veriler :

- a) Su debisi ölçümünde bir sıcak su sayacı ile,
- b) Soğutucu akışkan debisi ölçümünde, bir debi metre ile (sadece soğutma uygulamasında kullanıp, ısıtmada kullanılmamıştır),
- c) Sistem üzerindeki sıcaklıkların ölçümü K tip termo-cupl bağlantılı 12 kanallı dijital ölçü cihazıyla,
- d) Toprak ve dış hava sıcaklıkları, kuyruklu dijital termometre ile,
- e) Kondenser ve evaporatör basınçları Bourdan-tip manometre ile,
- f) Kompresör ve evaporatör fanının harcadığı elektrik miktarı bir elektrik sayacı vasıtasıyla,
- g) İç ünite hava debisi dijital çarklı anemometre ölçüm cihazı ile,
- h) Kondenser fanı ve pompanın çektiği güç, akım ölçer cihaz yardımıyla, ölçülmüştür.

3.5. Test Aşamaları

Daha önce de değinildiği gibi, tasarlanan bu sistem üzerinde hem hava, hem de toprak kaynaklı ısı pompası ile çalışabilmesine imkan tanımaktadır. Teste başlamadan önce öncelikle hangi sistemin çalıştırılacağına karar verilir (hava kaynaklı mı? Yoksa toprak kaynaklı mı?). Bunun için vanalar vasıtasıyla ayrılan hatlar kontrol edilir. Kış veya yaz uygulamasına bağlı olarak, 4 yollu vananın pozisyonu ayarlanır. 12 kanallı dijital ölçü aleti çalışır konuma getirilir.

Hava kaynaklı sistem :

Toprak kaynaklı ısı pompasına yol veren valfler kapatılırken, hava kaynaklı ısı pompasına yol veren valfler açılır. Yaz veya kış uygulaması durumuna bağlı olarak dört yollu vanaya yön verilir ve MBS ünite çalıştırılarak kompresör devreye alınır ve aynı anda dış ünite fanı da devreye sokulur.

Toprak kaynaklı sistem aşaması :

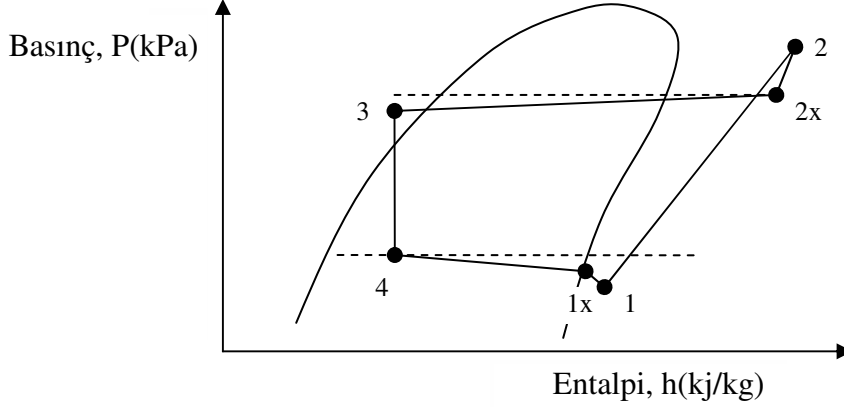
Sistem devreye alınmadan önce su tarafında sistem içerisinde hava kabarcıkları olması ihtimaline karşılık, dönüş kolektörü üzerinde sistemin en yüksek noktasında yer alan pürjör vasıtasıyla sistemdeki mevcut hava tahliye edilir.

Hava kaynaklı ısı pompasına yol veren valfler kapatılırken, toprak kaynaklı ısı pompasına yol veren valfler açılır (Bkz. Şekil 3.11 ve 3.12). Yaz veya kış uygulaması durumuna bağlı olarak dört yollu vanaya yön verilir ve MBS ünite çalıştırılarak kompresör devreye alınır ve aynı anda pompa da devreye sokulur.

3.6. Teorik Analiz

Yapılan çalışmada elde edilen deneysel veriler, hazırlanan bir bilgisayar programında kullanılarak sistemin sayısal analizi gerçekleştirilmiştir. Turbo Pascal programı vasıtasıyla hazırlanan bu programda R134a hal denklemleri kullanılmıştır. Bu program yardımıyla MBS ünitesine ait ölçülen sıcaklık ve basınç değerlerinden faydalanılarak, sistemin her noktasındaki soğutucu akışkanın entalpi değerleri kolaylıkla ve az hatayla hesaplanmıştır (Aksi takdirde, R134a için hazırlanmış diyagramlar üzerinde soğutma çevrimi çizilecek ve her veri için aynı işlemler defalarca tekrarlanacak ve okumadan kaynaklanan hata riski de fazla olacaktı.). Ayrıca sistem kapasite hesapları ve performans değerleri de bu program vasıtasıyla hesaplanmıştır.

Tasarlanan sisteme ait gerçek şartlar için çizilen basınç- entalpi diyagramı Şekil 3.14' de görülmektedir. Daha önce verilen basınç- entalpi diyagramından farklı olarak aşağıda belirtilen kayıplar mevcuttur.



Şekil 3.14. Gerçek şartlarda çalışan sisteme ait basınç-entalpi diyagramı

Gerçekleşen işlemler :

1-2 : Kompresörde sıkıştırma

2-2x : Kompresör çıkışı ile kondenser girişi arasındaki basma hattındaki soğutucu akışkanın basınç kaybı ve çevreye olan ısı transferi nedeniyle sıcaklık düşümü

2x-3 : Kondenser giriş-çıkışı arasında meydana gelen basınç kaybı

3-4 : Sabit entalpide TXV' de kısma işlemi

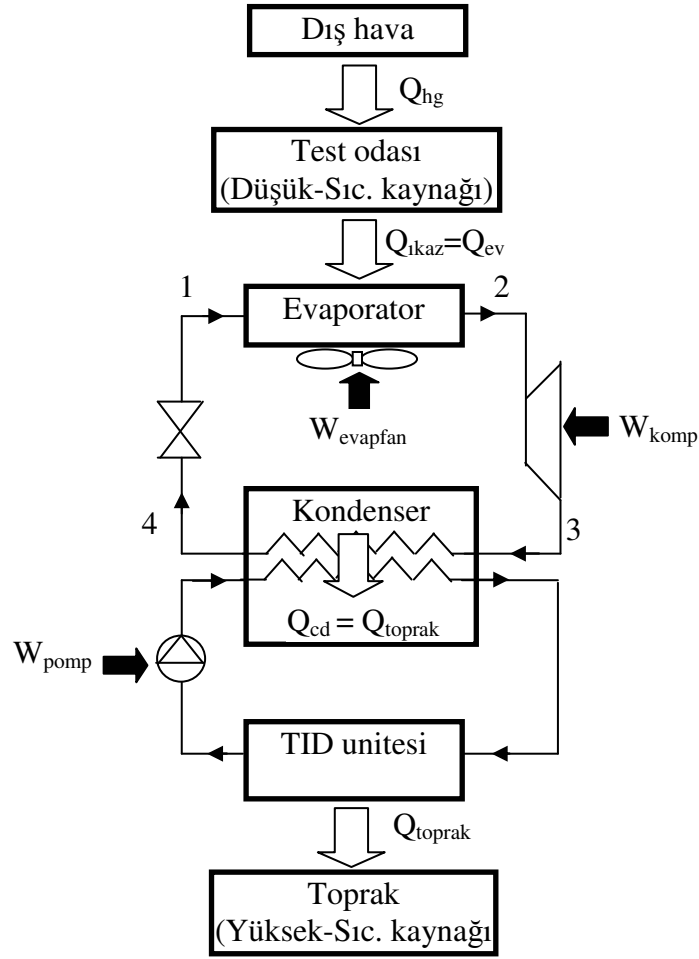
4 -1x : Evaporatörde basınç düşümü

1x-1 : Evaporatör çıkışı ile kompresör arasındaki basınç kaybı ile çevreden olan ısı transferi nedeniyle sıcaklık artışı

3.6.1. Yaz ve Kış Uygulaması için Sistemlerin Teorik Analizi

3.6.1.1. Yaz Uygulaması İçin Toprak Kaynaklı Soğutma Makinesinin Teorik Analizi

Yaz uygulamasında kanatlı borulu ısı eşanjörü (iç ünite) evaporatör işlevi görmektedir. Su soğutmalı coaxial tip ısı eşanjörü (dış ünite) ise kondenser işlevi görmektedir. Kondenser ısısını ise TID ünitesinde dolaşan suya vermektedir. Sistemde gerçekleşen bütün ısı transferleri Şekil 3.15'de gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Soğutma uygulaması için toprak kaynaklı ısı pompasında gerçekleşen tüm ısı alış-verişleri

Soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarı (evaporatör kapasitesi) : Soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarı iki şekilde bulunabilmektedir.

Soğutucu akışkan tarafından :

$$Q_{ev} = \dot{m}_r (h_{1x} - h_4) \quad (3.1)$$

Burada \dot{m}_r : soğutucu akışkan debisi (kg/s), $(h_{1x} - h_4)$: evaporatöre giren soğutucu akışkanın giriş ve çıkış özgül entalpileri farkıdır (kJ/kg). Bu entalpi değerleri, evaporatör basıncı ve evaporatör giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklıklarına bağlı olarak R134a basınç-entalpi diyagramı üzerinden elde edilmektedir.

Hava tarafından :

$$Q_{ev} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{aei} - T_{aeo}) \quad (3.2)$$

Burada; \dot{m}_a : evaporatöre giren hava debisi (kg/s), c_{pa} : Havanın özgül ısısı (kJ/kgK), $(T_{aei} - T_{aeo})$: Evaporatör giriş ve çıkışındaki hava sıcaklık farkı (°C) dir.

Hava debisini bulmak için, evaporatör girişindeki hava hızı V_a (m/s) ölçülür ve havanın geçtiği net alan A_a (m²) ve havanın ortalama yoğunluğu (ρ_a) belirlenerek aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{m}_a = \rho_a A_a V_a \quad (3.3)$$

Sistemde harcanan toplam güç : Kompresörün ve test odasındaki iç ünite fanının harcadığı güç, bir elektrik sayacı yardımıyla belirlenmiştir. Bilindiği gibi, elektrik sayacı üzerindeki disk, enerji tükettiği sürece döner ve 1 kW saatlik tüketim için kaç devir yaptığı görülür. 220V birim yük için oran; her kW saat (3.6×10^6 J) için 240 devir olarak belirlenmiştir (P.A.Hilton, 1995) Bu verilerden yararlanarak sayaç sabiti bulunur.

$$\frac{3.6 \times 10^6}{240} = 15000 \text{ J / devir} \quad (3.4)$$

Böylece eğer sayaç sabiti her devir için geçen zaman (X) ile bölünürse, kompresör ve iç ünitenin harcadığı güç aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunur.

$$\dot{W}_c + \dot{W}_f = \frac{15000}{X} \text{ (Watt)} \quad (3.5)$$

Dış ünite fanı ile pompanın harcadığı güç : Dış ünite fanı ile pompanın harcadığı güç, bir akım ölçer ile çektikleri akım değerinin, şebeke gerilim değeri ile çarpımından elde edilir.(3.6) nolu eşitlik yardımıyla pompanın harcadığı güç, (3.7) nolu eşitlik yardımıyla ise dış ünite fanının harcadığı güç hesaplanır.

$$\dot{W}_p = I_p U_p \text{Cos } \varphi \quad (3.6)$$

$$\dot{W}_f = I_f U_f \quad (3.7)$$

Burada; I : Çekilen akım (A), U ise şebeke voltaj değeri (V) dir.

Toprağa verilen veya kondenslerden atılan ısı miktarı : TID ünitesinde dolaşan su, kendisinden daha düşük sıcaklıktaki toprağa ısını vererek soğumakta ve soğuyan su coaxial tip (iç içe geçmiş boru tip) su soğutmalı kondenslerde soğutucu akışkanın ısını almaktadır. Isısını suya veren soğutucu akışkan sıvılaşmaktadır. Kondensere giren su debisi \dot{m}_w , kondensere giren su sıcaklığı T_{wo} (TID ünitesinden ayrılan su sıcaklığı) ve çıkan su sıcaklığı T_{wi} (TID ünitesine giren su sıcaklığı) ölçülmektedir. Kondenser yalıtımlı olup, çevreye olan ısı transferi ihmal edilmiştir. Bu verilerden yararlanarak kondenslerden atılan (veya toprağa atılan) ısı miktarı :

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{toprak} = \dot{m}_w c_{p_w} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (3.8)$$

eşitliğiyle veya soğutucu akışkan tarafından

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r (h_{2x} - h_3) \quad (3.9)$$

eşitliğiyle hesaplanır.

Sistem Performansı : Bilindiği gibi bir soğutma makinesinde sistemin performansı “STK: Soğutma tesir katsayısı” ile belirlenir ve test odasından çekilen ısı miktarının tüketilen toplam güç miktarına oranı olarak tanımlanır. Analizde sırasıyla STK_m ve STK_{sys} değerleri aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. STK_m değerinde sadece kompresörün tükettiği güç hesaba katılırken, STK_{sys} değeri ise tüm sistemin toplam değeridir ve sistemde harcanan toplam güç değerleri (kompresör, evaporatör fanı ve pompa) hesaba katılmaktadır.

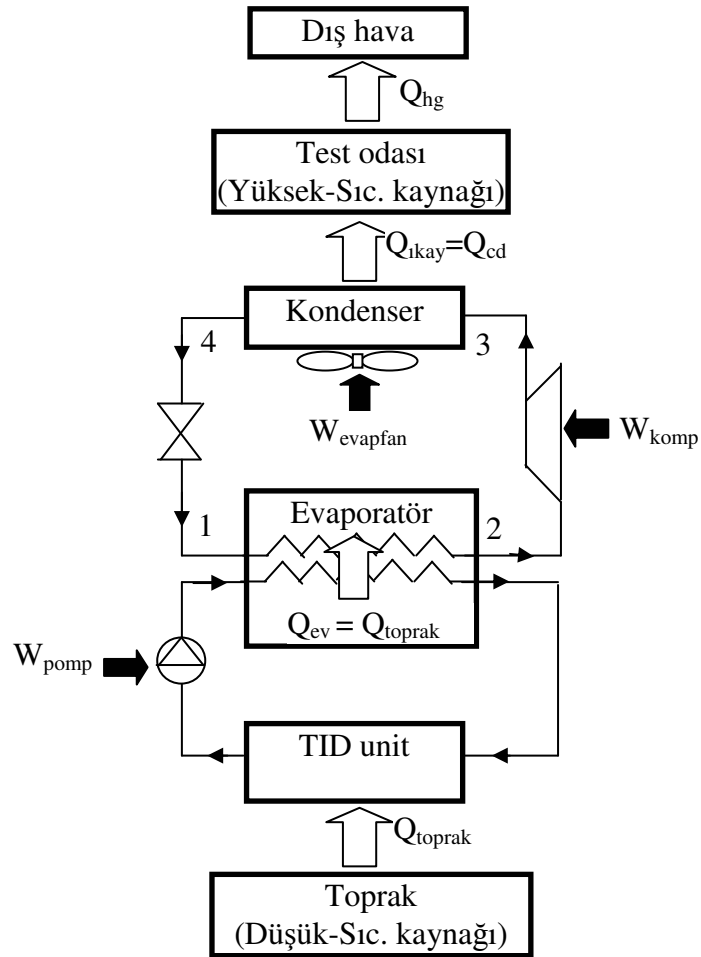
$$STK_m = \frac{Q_{ev}}{W_c} \quad (3.10)$$

$$STK_{sys} = \frac{Q_{ev}}{W_c + W_f + W_p} \quad (3.11)$$

3.6.1.2. Kış Uygulaması İçin Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Teorik Analizi

Kış uygulamasında 4 yollu vana yardımıyla soğutucu akışkanın akış doğrultusu değiştirilmektedir. Bu yüzden yaz uygulamasında evaporatör işlevi gören kanatlı borulu ısı eşanjörü (iç ünite), kış uygulamasında artık kondenser işlevi görmektedir. Yine yaz uygulamasında kondenser işlevi gören su soğutmalı coaxial tip ısı eşanjörü (dış ünite)

ise evaporatör işlevi görmektedir. Yaz uygulamasında kullanılan soğutucu akışkan debimetre ölçer, kış uygulamasında kullanılmamıştır. Sistemde gerçekleşen bütün ısı transferleri Şekil 3.16'da gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Isıtma uygulaması için toprak kaynaklı ısı pompasında gerçekleşen tüm ısı alış-verişleri

Topraktan çekilen ısı miktarı veya evaporatörün çektiği ısı miktarı : TID ünitesinde dolaşan su kendisinden daha yüksek sıcaklıktaki topraktan ısı çekerek ısınmakta ve ısınan su coaxial tip (iç içe geçmiş boru tip) su soğutmalı evaporatörde soğutucu akışkana ısınımasını vermektedir. Sudan ısı çeken soğutucu akışkan buharlaşmaktadır. Evaporatöre giren su debisi \dot{m}_w , evaporatöre giren su sıcaklığı T_{wo} (TID ünitesinden

ayrılan su sıcaklığı) ve çıkan su sıcaklığı T_{wi} (TID ünitesine giren su sıcaklığı) ölçülmektedir. Evaporatör yalıtımlı olup, çevreye olan ısı transferi ihmal edilmiştir. Bu verilerden yararlanarak evaporatör kapasitesi (veya topraktan çekilen ısı miktarı) :

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{toprak} = \dot{m}_w c_{p_w} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (3.12)$$

eşitliğiyle hesaplanır. Burada; \dot{m}_w , TID ünitesinde dolaşan akışkan debisi (kg/s), c_{p_w} , Akışkanın özgül ısısı (kJ/kgK), $(T_{wi}-T_{wo})$ ise TID ünitesine giren ve çıkan akışkanın sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$) dır.

Kondenser kapasitesi : Kondenserden test odası havasına verilen ısı miktarı aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Kondenserden geçen hava debisi (\dot{m}_a) ve kondensere giren ve çıkan hava sıcaklık farkı ($T_{aco}-T_{aci}$) ölçülmek suretiyle aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_a c_{p_a} (T_{aco} - T_{aci}) \quad (3.13)$$

Sistemde harcanan toplam güç : Yaz uygulaması hesapları ile aynı.

Sistem Performansı : Bilindiği gibi bir ısı pompasında sistemin performansı “ITK= Isıtma tesir katsayısı” ile belirlenir ve test odasına verilen ısı miktarının tüketilen güç miktarına oranı olarak tanımlanır. Analizde sırasıyla ITK_{hp} ve ITK_{sys} değerleri aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanır. ITK_{hp} değerinde sadece kompresörün tükettiği güç hesaba katılırken, ITK_{sys} değeri ise tüm sistemin toplam değeridir ve sistemde harcanan toplam güç değerleri (kompresör, kondenser fanı ve pompa) hesaba katılmaktadır.

$$ITK_{hp} = \frac{Q_{cd}}{W_c} \quad (3.14)$$

$$ITK_{sys} = \frac{Q_{cd}}{W_c + W_f + W_p} \quad (3.15)$$

3.6.1.3. Yaz Uygulaması İçin Hava Kaynaklı Soğutma Makinesinin Teorik Analizi

Hava kaynaklı ısı pompasının yaz uygulamasında soğutma amaçlı kullanımı esnasında iç ünite kanatlı borulu tip olup evaporatör işlevi görmektedir. Dış ünite ise test odasının dışında, çevre havasına açık, yine kanatlı borulu tip ısı eşanjörü olup, kondenser işlevi görmektedir.

Evaporatör kapasitesi : Yaz uygulamasında soğutucu akışkan debisi ölçüldüğünden dolayı, evaporatör kapasitesi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$Q_{ev} = \dot{m}_r (h_{1x} - h_4) \quad (3.16)$$

Kondenser kapasitesi :

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r (h_{2x} - h_3) \quad (3.17)$$

Sistemde harcanan toplam güç : Toprak kaynaklı ısı pompası tarafında hesaplanan yöntem ile aynı

Sistem Performansı : Toprak kaynaklı ısı pompası hesabında pompa tarafından tüketilen güç yerine kondenser fanının harcadığı güç hesaba katılmaktadır.

$$STK_m = \frac{Q_{ev}}{W_c} \quad (3.18)$$

$$STK_{sys} = \frac{Q_{ev}}{W_c + W_{ef} + W_{cf}} \quad (3.19)$$

3.6.1.4. Kış Uygulaması İçin Hava Kaynaklı Isı Pompası Kapasite Hesap Yöntemleri

Hava kaynaklı ısı pompasının kış uygulamasında ısıtma amaçlı kullanımı esnasında iç ünite kanatlı borulu tip olup kondenser işlevi görmektedir. Dış ünite ise test odasının dışında, çevre havasına açık, yine kanatlı borulu tip ısı eşanjörü olup, evaporatör işlevi görmektedir.

Kondenser kapasitesi :

$$Q_{cd} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{aco} - T_{aci}) \quad (3.20)$$

Bu eşitlikten yararlanarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$\dot{m}_r = \dot{Q}_{cd} / (h_{2x} - h_3) \quad (3.21)$$

Evaporatör kapasitesi :

$$Q_{ev} = \dot{m}_r (h_{1x} - h_4) \quad (3.22)$$

Sistemde harcanan toplam güç : Toprak kaynaklı ısı pompası tarafında hesaplanan yöntem ile aynı

Sistem Performansı : Toprak kaynaklı ısı pompası hesabında pompa tarafından tüketilen güç yerine kondenser fanının harcadığı güç hesaba katılmaktadır.

$$ITK_{hp} = \frac{Q_{cd}}{W_c} \quad (3.23)$$

$$ITK_{sys} = \frac{Q_{cd}}{W_c + W_{ef} + W_{cf}} \quad (3.24)$$

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve BULGULAR

Yapılan bu deneysel çalışmanın amacı toprak ve hava kaynaklı ısı pompasının mevsimlik çalışma şartlarında performanslarına etki eden parametrelerin incelenerek bu iki sistemin performanslarının karşılaştırılmasıdır. Burada elde edilen araştırma sonuçları ve bulgular yaz ve kış uygulaması adı altında iki ana kısımda grafikler halinde sunulmaktadır. Yaz ve kış uygulamasında hava ve toprak kaynaklı sistemlerden elde edilen bulgular ayrı başlıklar altında incelenmektedir.

4.1.Yaz Uygulaması

Yaz şartları için 2004 Ağustos sonu ve Eylül başında 6 gün boyunca ayrı günlerde hava ve toprak kaynaklı soğutma makineleri üzerinden ölçümler alınmıştır. Gün içinde saat 9:00 ile 17:00 arasında her saat başı alınan bu ölçümlere ait sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

4.1.1. Yaz Uygulaması Şartlarında Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Analizi

Toprak kaynaklı soğutma makinesi ile çalışılan günler içerisinde 7 Eylül 2004 günü saat 14:00' da ölçülen ve hesaplanan parametreler Çizelge 4.1' de verilmektedir.

Çizelge 4.1. Toprak kaynaklı soğutma makinesinden 7 Eylül 2004 günü saat 14:00 için ölçülen ve hesaplanan parametreler

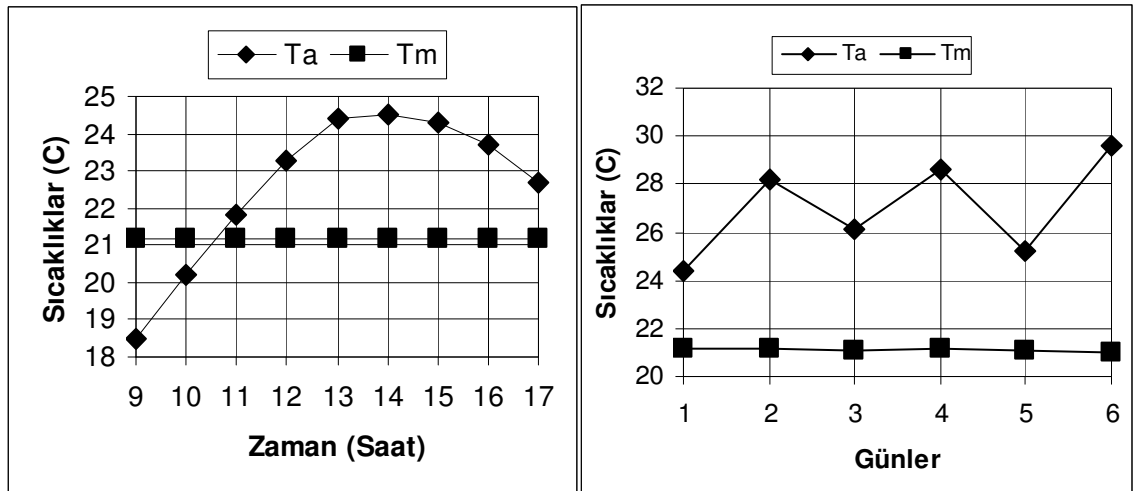
<u>Büyüklikler</u>	<u>Değerler</u>	<u>Hata(%)</u>
<u>Ölçülen parametreler</u>		
Evaporatör basıncı	379 Pa	± 2.9
Kondenser basıncı	1150 Pa	± 2.9
Buharlaşma sıcaklığı	7°C	± 0.6
Yoğuşma sıcaklığı	44.7°C	± 0.6
Kompresör girişindeki sıcaklık(1x)	15.5°C	± 0.6
Kompresör çıkışındaki sıcaklık (kondenser girişi) (2)	74.9°C	± 0.6
Kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı (TXV girişi) (3)	41.9°C	± 0.6
Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı (4)	10°C	± 0.6

Evaporatör girişindeki hava sıcaklığı	17°C	± 0.94
Evaporatör çıkışındaki hava sıcaklığı	10.6°C	± 0.94
TID ünitesi su çıkış sıcaklığı	38.6°C	± 0.6
TID ünitesi su giriş sıcaklığı	42°C	± 0.6
2 m derinlikteki toprak sıcaklığı	21.2°C	± 1
Dış ortam sıcaklığı	24.5°C	± 1
Oda sıcaklığı	17.5°C	± 1
Sirkülasyon pompasının çektiği akım	0.43A	± 0.118
Soğutucu akışkan debisi	5.3 g/s	± 3.7
Su debisi	70 g/s	± 3.7

Hesaplanan parametreler

Evaporatör fanı ve kompresörün güç girişi	385.31	(W)
Sirkülasyon pompası güç girişi	95	(W)
Toprağa atılan ısı miktarı	1030.7	(W)
Birim W soğutma için TID ünitesi boru uzunluğu	52	(m/W)
Evaporatör kapasitesi	791.56	(W)
Soğutma makinesi soğutma tesir katsayısı	3.06	-
Tüm sistemin toplam soğutma tesir katsayısı	2.05	-

6 gün boyunca alınan dış ortam hava ve 2 m derinlikteki toprak sıcaklıklarının saatlik ve günlük değişimleri Şekil 4.1' de verilmektedir.

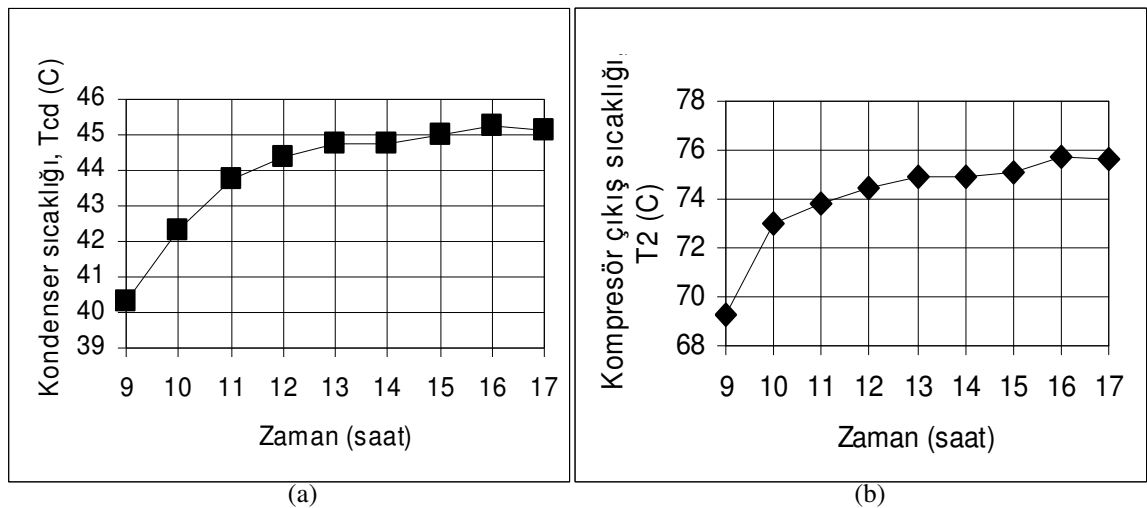


Şekil 4.1. Dış hava ve toprak sıcaklıklarının değişimi a) saatlik değişim b) günlük değişim

Şekil 4.1.a' dan görüldüğü gibi, dış ortam hava sıcaklığı günün ilk saatlerinden itibaren artarak saat 14:00' da maksimum değere (24.5°C) ulaşmakta ve sonra düşme

eğilimi göstermektedir. Buna karşın toprak sıcaklığı sabit kalmaktadır. Günlük değişimler incelendiğinde ise 6 gün boyunca dış ortam hava sıcaklık değerlerinin inişli-çıkışlı bir eğilim göstermesine karşılık, toprak sıcaklığının değişmediği Şekil 4.1b' den görülmektedir. Literatürde 2 m derinlikte etkilenmemiş toprak sıcaklıkları ölçülmüş ve gömme derinliği mesafesine bağlı olarak sıcaklığın sabit kaldığı (Popiel ve ark., 2001) tarafından açıklanmıştır. Benzer bir durum da, toprak sıcaklığının yazın hava sıcaklık değerlerinden daha düşük, kışın ise daha yüksek olduğu gözlenmiştir (Peng and Fang, 2004).

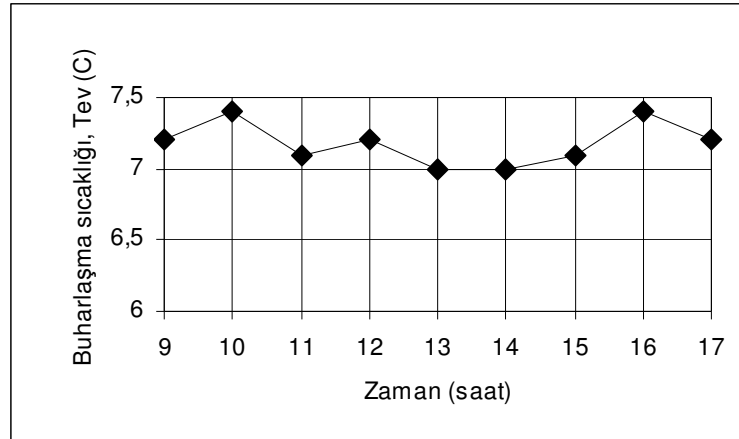
Şekil 4.2' de kondenser ve kompresör çıkış sıcaklık değişimlerinin birbirine benzer bir eğilim içerisinde olduğu görülmektedir. Saat 12:00' a kadar hızlı bir artış gösterdikten sonra, hemen hemen sabit kalmaktadır. Günün ilk saatlerinde 40°C olan kondenser sıcaklığı, saat 13:00' a kadar hızlı bir artış gösterdikten sonra 45°C civarında hemen hemen sabit bir eğilim göstermektedir. Bunun sebebi, TID ünitesinde dolaşan su ile ısısını bu suya veren kondenser içindeki soğutucu akışkan arasındaki ısıl dengenin kurulması esnasında geçen süreçtir. Bu ısıl dengenin oluşmasında TID ünitesi içinde dolaşan su ile toprak arasındaki ısı alış-veriş miktarının zamana bağlı olarak azalması önemli bir rol oynamaktadır. Toprak ile su arasındaki ısı alışverişi azaldığında kondenser sıcaklığındaki değişimde azalmaktadır.



Şekil 4.2. Saatlik değişimler a) Yoğuşma sıcaklığı, b) kompresör çıkış sıcaklığı

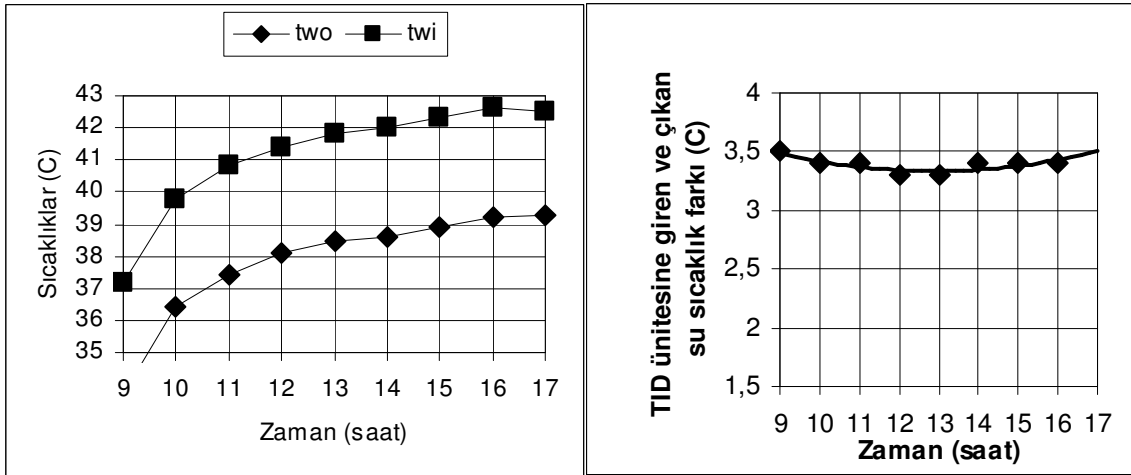
Kondenser sıcaklığındaki değişimin aksine, evaporatör sıcaklığının ise, ısı kazancının max. olduğu anda en düşük değerine ulaştığı Şekil 4.3'de görülmektedir.

Gün içerisinde değerler ısı yükündeki değişime bağlı olarak, $0,4^{\circ}\text{C}$ ' lik bir salınım göstermektedir.



Şekil 4.3. Evaporatör sıcaklığının saatlik değişimi

Şekil 4.4'de TID ünitesine giren (veya MBS ünitesi kondenserinden ayrılan) ve çıkan (veya MBS ünitesi kondenserine giren) su sıcaklıklarının saatlik değişimleri verilmektedir. Her iki sıcaklık değeri de kondenser sıcaklığındaki değişime benzer bir değişim göstermektedir. Giren ve çıkan su sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkı gün boyunca yaklaşık $3,5^{\circ}\text{C}$ ' civarlarında sabit kalmaktadır.

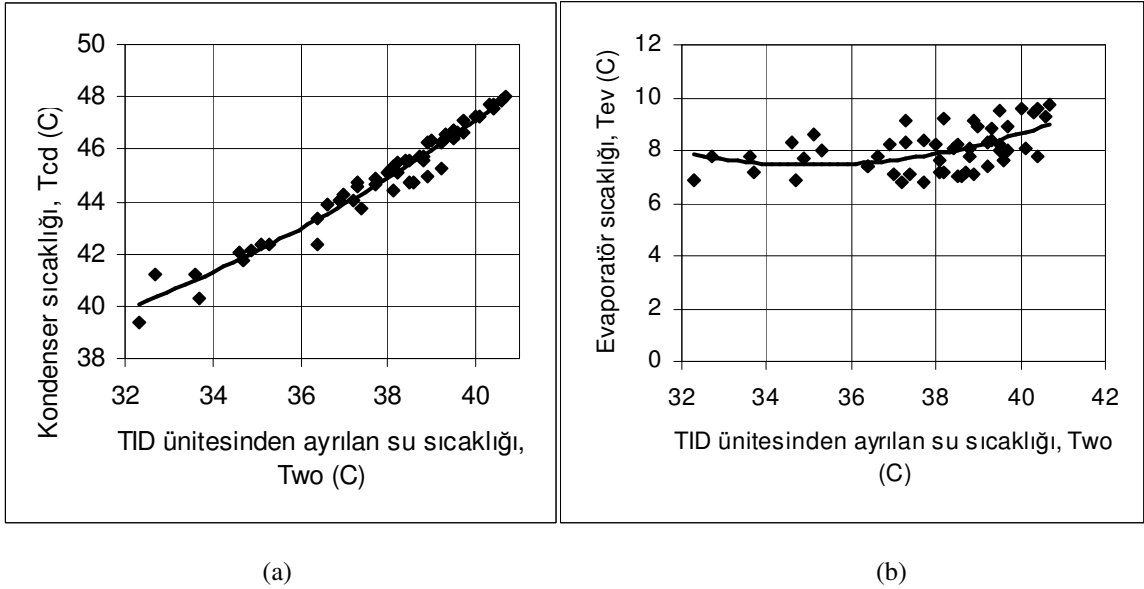


(a)

(b)

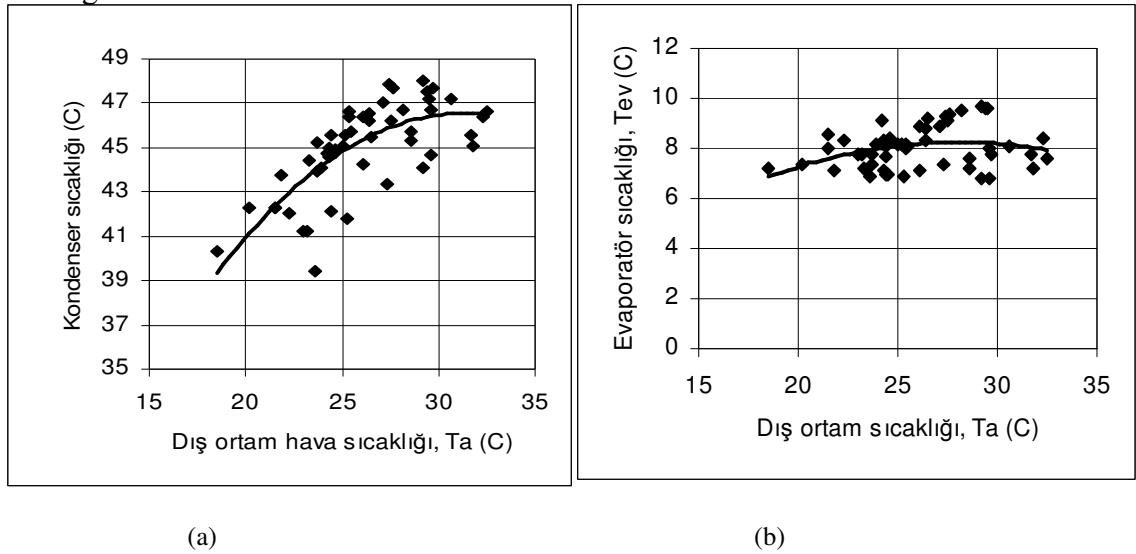
Şekil 4.4. TID ünitesine giren ve çıkan su sıcaklıklarının saatlik değişimi (a), Sıcaklık farkları (b)

TID ünitesinden ayrılan su sıcaklığı ile kondenser sıcaklığı arasında lineer bir ilişki olduğu ve evaporatör sıcaklığının TID ünitesinden ayrılan su sıcaklığındaki artış ile çok az etkilendiği Şekil 4.5' den açıkça görülmektedir.



Şekil 4.5. TID ünitesine giren (a) ve çıkan (b) su sıcaklık değişimlerine bağlı olarak , kondenser sıcaklığının değişimi

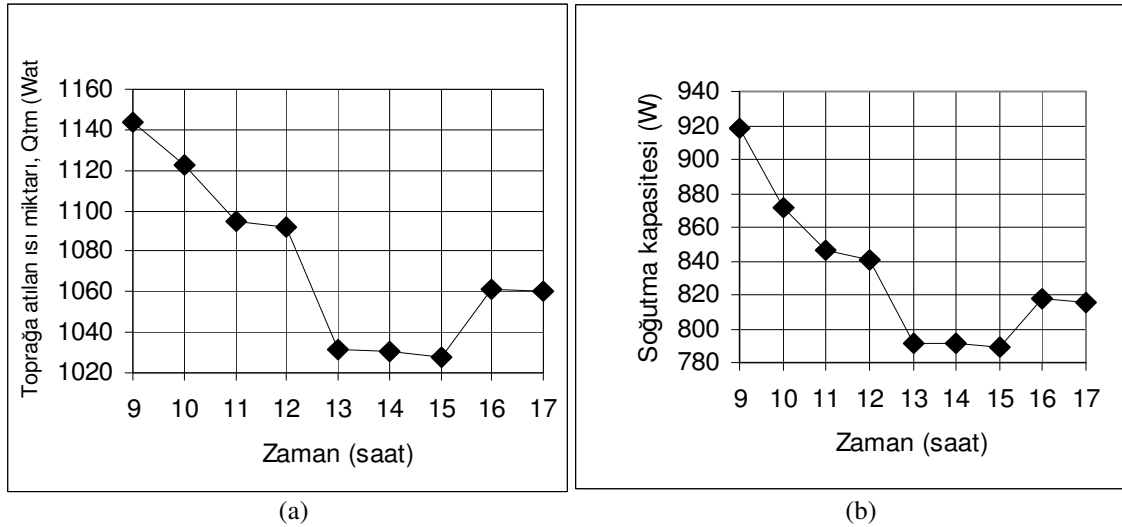
Şekil 4.6 da dış ortam havası sıcaklık verilerine bağlı, kondenser ve evaporatör sıcaklıklarının değişimi verilmektedir. Şekil 4.6a' da dış ortam havası şartlarına bağlı, kondenser sıcaklığının değişiminin, Şekil 4.5a' da ki TID ünitesinde dolaşan su sıcaklığına bağlı olarak değişime göre biraz farklı olduğu görülmektedir. Kondenser sıcaklığı TID ünitesinde ayrılan su sıcaklığı ile lineer bir ilişki içinde iken, dış ortam hava sıcaklığının artışıyla artmakta fakat yaklaşık 30°C dış ortam şartlarında pik noktaya ulaşmakta ve bu noktadan sonra sabit bir eğilim göstermekte, yani dış ortam sıcaklığından daha fazla etkilenmemektedir.



Şekil 4.6. Günlük dış ortam havası verilerine bağlı, yoğuşma sıcaklığının (a) ve TID ünitesine giren ve çıkan su sıcaklıklarının değişimi

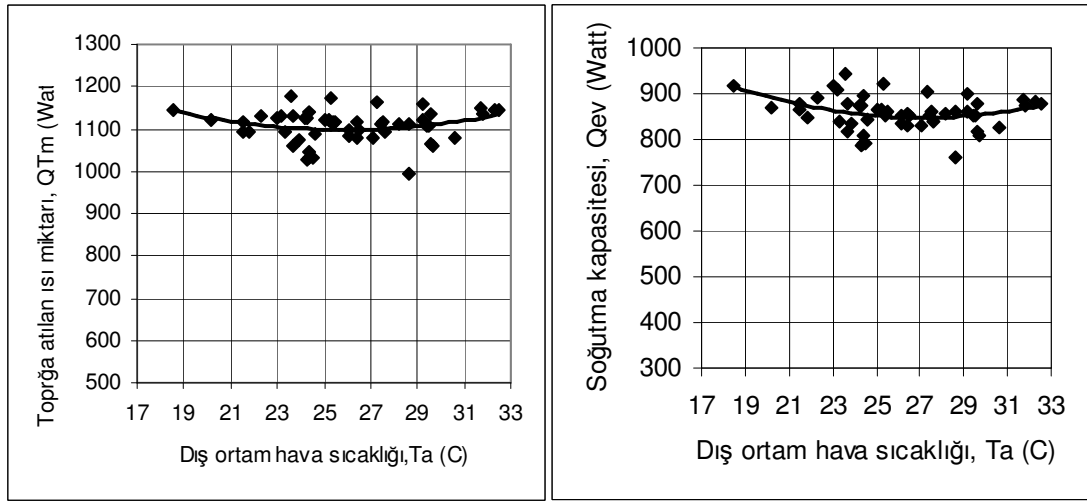
Şekil 4.6b' de ise dış ortam sıcaklığına bağlı olarak evaporatör sıcaklık değerlerinin 7 ila 10°C arasında salınım yaptığı, artan dış sıcaklıkla birlikte değerinin bir miktar arttığı ve sonra sabit bir eğilim çizdiği görülmektedir.

Şekil 4.7'de kondenser ve evaporatör kapasitelerinin saatlik değişimleri verilmektedir. TID ünitesine giriş sıcaklığı MBS ünitesinin kondenser çıkış sıcaklığı olup aynı zamanda TID ünitesi çıkış sıcaklığı da MBS ünitesi kondenser giriş sıcaklığıdır. Bu nedenle kondenser kapasitesi toprağa atılan ısı miktarına eşittir. Kondenserdeki soğutucu akışkanın TID ünitesinden dönen suya verdiği ısı miktarı saat 9:00' da 1144.12 W iken TID ünitesinde dolaşan su ile toprak arasındaki ısı transfer miktarının azalmasıyla hızla düşerek saat 14:00 da 1030.7 W değerine kadar ulaşmakta ve gün sonunda az bir artış göstererek 1060 W değerine ulaşmaktadır. Buna benzer bir eğilim soğutma kapasitesi değerlerinin değişiminde gözlenmektedir. Saat 9:00 da 917.8 W iken, saat 14:00' de 791.56 W değerine azalmakta ve daha sonra çok az miktar artış eğilimi göstermektedir. Bunun sebebi, dış ortam sıcaklığına bağlı olarak ısı kazancı miktarındaki değişimdir.



Şekil 4.7. Saatlik kapasite değişimleri (a) kondenser kapasitesi (toprağa atılan ısı miktarı), (b) evaporatör kapasitesi

6 gün boyunca alınan verilerin hepsi kullanılarak, dış ortam sıcaklıklarına bağlı olarak kondenser ve evaporatör kapasite değişimleri Şekil 4.8'de gösterilmektedir. Şekil 4.8'den görüldüğü üzere dış ortam sıcaklıklarına bağlı olarak, kondenser kapasitesi 1000-1200W arasında, evaporatör kapasitesi ise 800-950 W arasında değişmektedir.

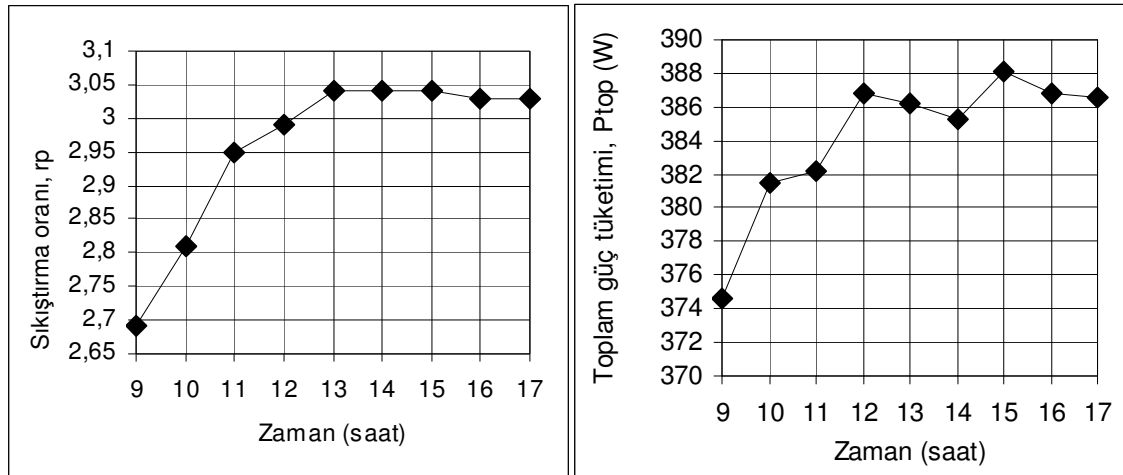


(a)

(b)

Şekil 4.8. Dış ortam sıcaklıklarına bağlı olarak (a) kondenser kapasitesi, (b) evaporatör kapasitesi

Şekil 4.9a' da tüm sistemin zamana bağlı olarak sıkıştırma oranı değişimi ve Şekil 4.9.b'de ise tüm sistemin saatte çektiği güç miktarı değişimi görülmektedir.



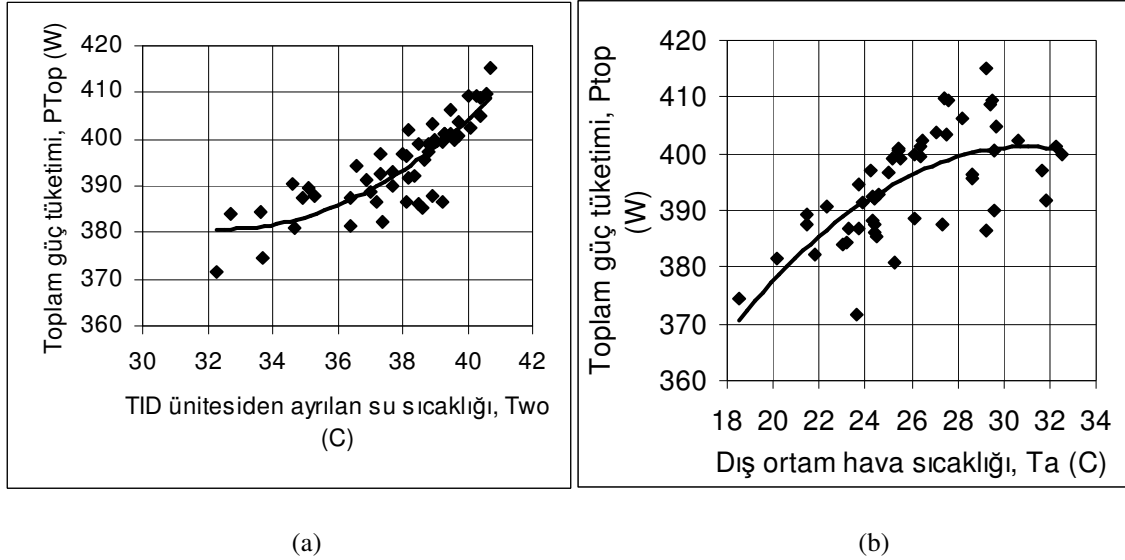
(a)

(b)

Şekil 4.9. (a)Tüm sistemin zamana bağlı olarak sıkıştırma oranı değişimi (b) tüm sistemin saatte çektiği güç miktarı değişimi

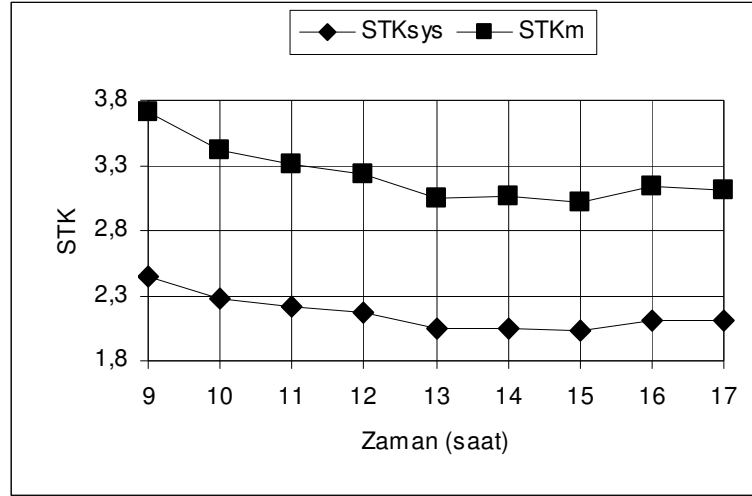
Bilindiği gibi soğutma sistemlerinde sıkıştırma oranı yoğuşma basıncının, buharlaşma basıncına oranını ifade etmektedir. Grafiklerden toplam güç tüketimi ile sıkıştırma oranı arasında bir ilişki olduğu açıkça görülmektedir. Toplam güç tüketimiyle sıkıştırma oranı değişim eğrisi oldukça benzerlik göstermektedir. Sıkıştırma oranının artışıyla sistemin toplam güç tüketiminin arttığı net bir şekilde görülmektedir.

Şekil 4.10' da TID ünitesinden ayrılan su sıcaklığına ve dış ortam sıcaklığına bağlı olarak, sistem tarafından tüketilen toplam güç miktarı değişimi incelenmiştir. TID ünitesinden ayrılan su ve dış ortam sıcaklıkları arttığında toplam güç tüketiminin arttığı Şekil 4.10' da görülmektedir.



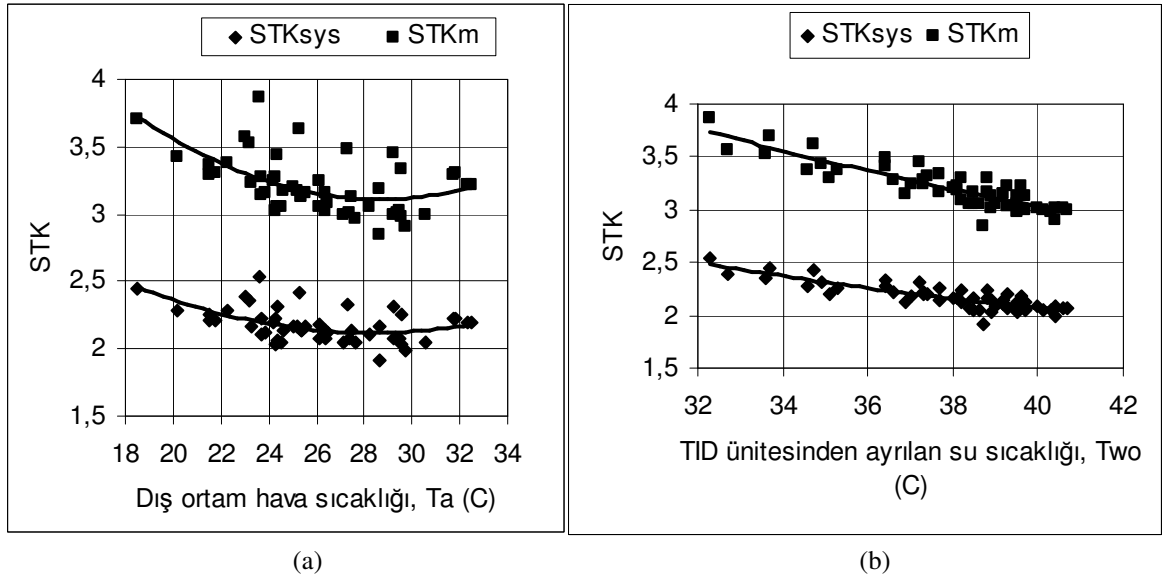
Şekil 4.10. Toplam güç tüketiminin (a) TID ünitesinden ayrılan su sıcaklığına (b) Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak değişimi

Şekil 4.11' de sistemin performans değerinin gün içerisinde zamana bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Toplam güçler (kompresörün, evaporatör fanının ve pompanın tükettiği güçlerin toplamı) hesaba katıldığında sistemin performans değeri (STK_{sys}) ve sadece kompresörün çektiği güç dikkate alındığındaki performans değerinin (STK_m) zamana bağlı olarak değişimleri incelenmiştir. Şekil 4.11' den de görüldüğü gibi zamana bağlı olarak soğutma kapasitesinin azalması ve güç tüketimlerinin artmasıyla birlikte STK değerlerinin azaldığı görülmektedir. Şekil 4.11' den de görüldüğü gibi, tüm sistemin gerçek performans değerini veren yani sistemde güç tüketen her bir elamanın güçlerinin hesaba katıldığı STK_{sys} değeri 2.45 ile 2.11 arasında değişirken, evaporatör fanı, sirkülasyon pompasının tükettiği güçlerin hesaba katılmadığı STK_{hp} değeri ise 3.7 ile 3.15 değerleri arasında değişmektedir.



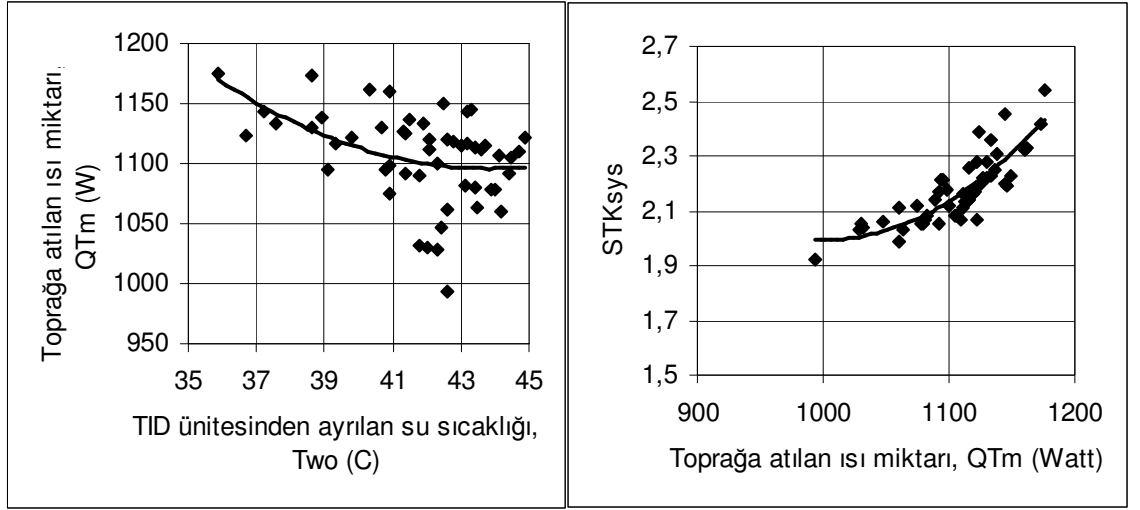
Şekil 4.11. STK değerinin zamana bağlı olarak gün içindeki değişimi

6 gün boyunca alınan dış sıcaklık verileri ve TID ünitesine giren (veya MBS ünitesinden çıkan) su sıcaklık verileri kullanılarak, sistemin performans değerlerinin değişimi Şekil 4.12' de gösterilmektedir. Şekil 4.12a' da yaklaşık 26°C değerine kadar dış hava sıcaklığındaki artışa bağlı olarak STK değeri hızla düşerken, bu sıcaklık değerinin üstündeki artışlardan etkilenmemekte ve sabit kalmaktadır. Şekil 4.12b' de ise TID ünitesinden ayrılan su sıcaklığı arttığında sistemin performans değerlerinin lineer bir şekilde azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.12. STK değerlerinin, (a) Dış ortam sıcaklığına, (b) TID ünitesine giren su sıcaklığına bağlı olarak değişimi

Toprağa ısınıyı attıktan sonra TID ünitesinden ayrılan ve kondensere giren suyun sıcaklığının artması demek Şekil. 4.13a' da görüldüğü gibi, toprağa atılan ısı miktarının azalması demektir. Toprağa atılan ısı miktarının azalması ise yine Şekil 4.13b' de görüldüğü gibi sistemin STK değeri azalmasıyla sonuçlanmaktadır.



(a)

(b)

Şekil 4.13. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak (a) sıkıştırma oranının değişimi, (b) STK değerlerinin değişimi

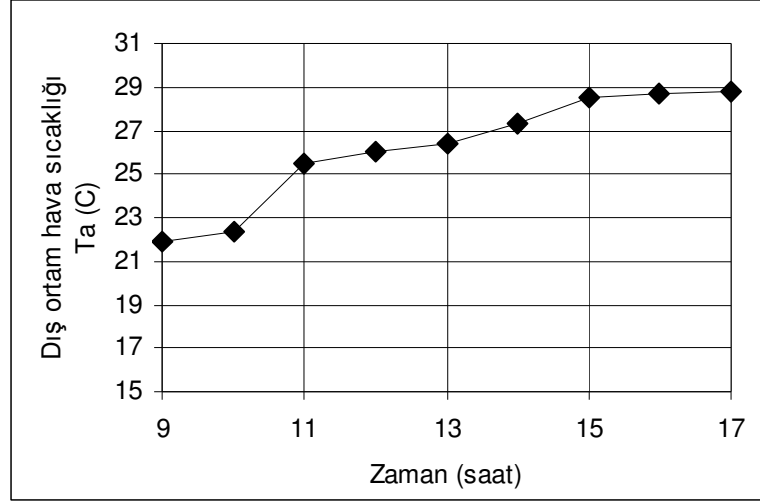
4.1.2.Yaz Uygulaması Şartlarında Hava Kaynaklı Soğutma Makinesinin Analizi

Yaz şartlarında test odasının soğutulması amacıyla devreye alınan hava kaynaklı soğutma makinesi üzerinden alınan veriler grafikler halinde sunulmaktadır. Sistem üzerinden gün içerisinde 9:00 ila 17:00 arasında her saat başı ölçüm alınmıştır. 25 Ağustos 2004 günde saat 14:00 da ölçülen ve hesaplanan parametreler çizelge 4.2' de verilmektedir.

Çizelge 4.2. 25 Ağustos 2004 günü saat 14:00 için ölçülen ve hesaplanan parametreler

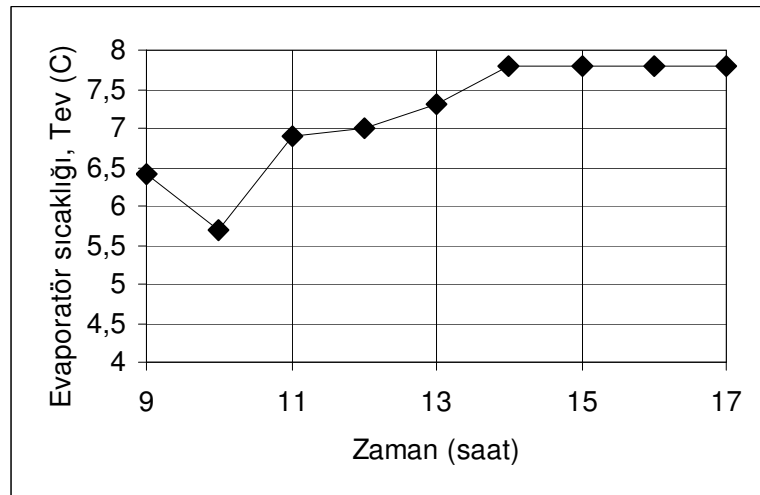
Büyüklikler	Değerler	Hata(%)
<i><u>Ölçülen parametreler</u></i>		
Evaporatör basıncı	397 Pa	± 2.9
Kondenser basıncı	1070 Pa	± 2.9
Buharlaşma sıcaklığı	7.8°C	± 0.6
Yoğuşma sıcaklığı	42°C	± 0.6
Kompresör girişindeki sıcaklık (1x)	15.6°C	± 0.6
Kompresör çıkışındaki sıcaklık (kondenser girişi) (2)	70.6°C	± 0.6
Kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı (TXV girişi) (3)	37°C	± 0.6
Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı (4)	15.6°C	± 0.6
Evaporatör girişindeki hava sıcaklığı	17.8°C	± 0.94
Evaporatör çıkışındaki hava sıcaklığı	10.5°C	± 0.94
Dış ortam sıcaklığı	27.3°C	± 1
Oda sıcaklığı	17.8°C	± 1
Kondenser fanının çektiği akım	0.22A	± 0.118
Soğutucu akışkan debisi	5.8 g/s	± 3.7
Evaporatör hava debisi	0.125g/s	± 0.194
<i><u>Hesaplanan parametreler</u></i>		
Sisteme toplam güç girişi	326.08	(W)
Kompresörün tükettiği güç	243.98	(W)
Dış ünite (kondenser) fanının tükettiği güç	47	(W)
İç ünite (evaporatör) fanının tükettiği güç	32	(W)
Dış ortama atılan ısı miktarı	1091.88	(W)
Evaporatör kapasitesi	908.58	(W)
Soğutma makinesi soğutma tesir katsayısı	3.67	-
Tüm sistemin toplam soğutma tesir katsayısı	2.78	-

Gün içerisindeki saatlik dış ortam hava değişimleri Şekil 4.14’de görülmektedir. Yaklaşık 22°C sıcaklıkta başlayan hava sıcaklığı, gün sonunda yaklaşık 29°C sıcaklıklarına ulaşmaktadır. Saat 10:00 ila 11:00 arası hızlı bir artış gözlenirken 15:00 ila 17:00 arası artışın çok az olduğu görülmektedir.



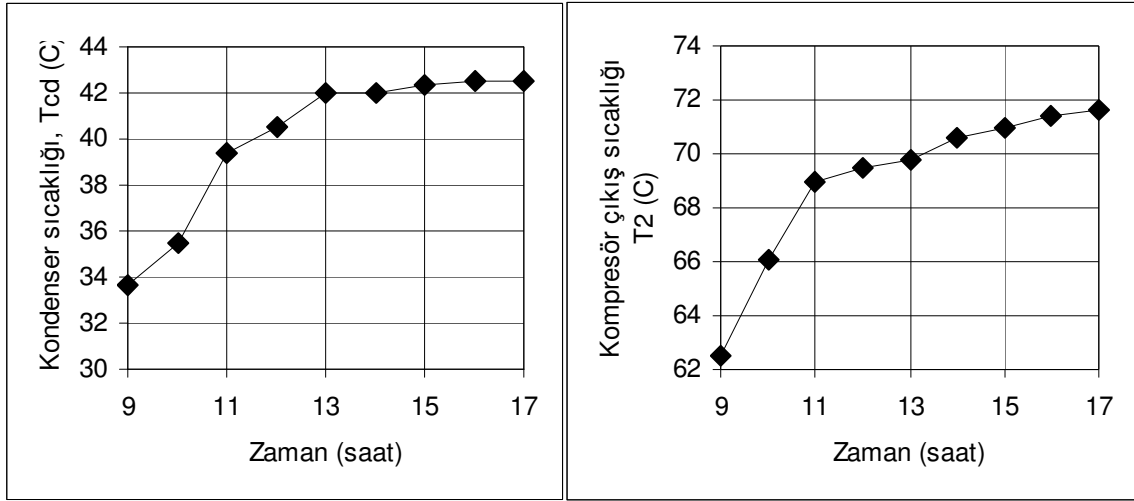
Şekil 4.14. 24/5/2005 tarihli gün içerisindeki saatlik dış ortam hava sıcaklık değişimleri

Şekil 4.15’ de zamana bağlı olarak sistemin buharlaşma sıcaklığının değişimi görülmektedir.



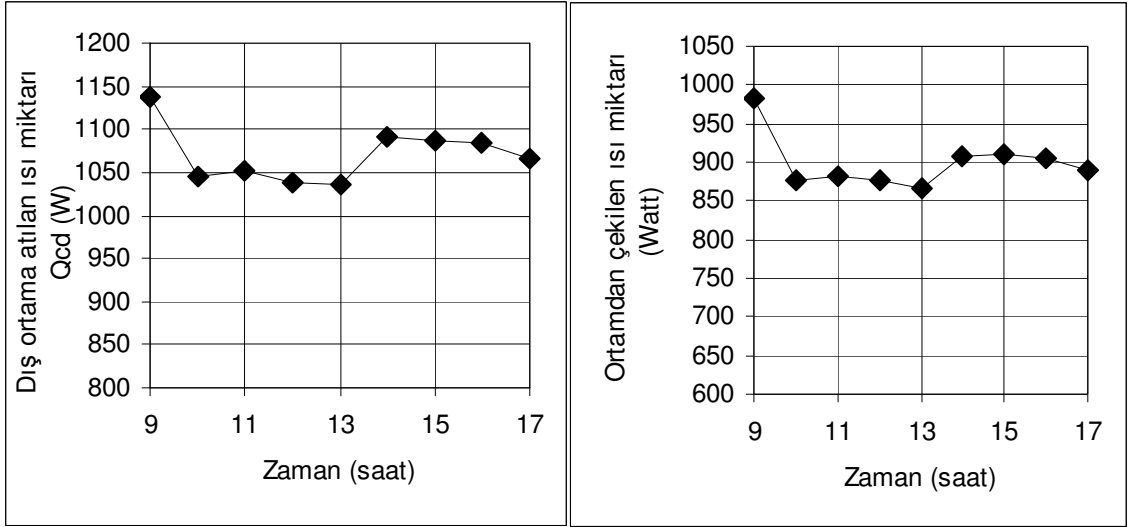
Şekil 4.15. Zamana bağlı olarak evaporatör sıcaklığının gün içindeki değişimi

Şekil 4.15' den evaporatör sıcaklığının 5.5 ila 8°C aralığında değiştiği görülmektedir. İlk çalışma esnasından 1 saat sonra rejime girmesiyle birlikte evaporatör sıcaklığında yaklaşık 0.8°C' lik bir düşüş meydana gelmekte ve sonra artan ısı kazancıyla birlikte bu sıcaklık değeri saat 15:00' a kadar artmakta ve daha sonra gün sonuna kadar aynı sıcaklığı muhafaza etmektedir Şekil 4.16a' da ise günün başlangıcından itibaren saat 13:00' a kadar artan dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak kondenser sıcaklığı artmakta, bu saatten sonra artış hızı düşmektedir. Şekil 4.16b.'de ise kompresör çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi verilmektedir. Kompresör çıkış sıcaklığındaki artış kondenser sıcaklığındaki artışa benzer bir şekilde gerçekleştirmektedir.



Şekil 4.16. Zamana bağlı olarak (a) kondenser, (b) kompresör çıkış sıcaklığının gün içerisindeki değişimi

Şekil 4.17 den görüldüğü gibi dış ortam sıcaklığı artış hızına bağlı olarak, dış ortama atılan ısı miktarı (kondenser kapasitesi) gün sonuna doğru düşerken, buna benzer olarak da ortamdaki çekilen ısı miktarı da düşmektedir. Şekil 4.17a' da dış ortama atılan ısı miktarı yaklaşık 1050 ila 1150 Watt arasında değişmektedir. Günün başlangıcında 1150 W dolaylarında olan ısı kapasitesi sistemin rejime girmesiyle saat 10:00' da 1050 W değerine düşmekte saat 13:00' a kadar bu değerlerde seyreden sıcaklık daha sonra 1100 W değerlerine artmakta ve gün sonunda yaklaşık 1050 W değerine ulaşmaktadır. Şekil 4.17b' de ise ortamdaki çekilen ısı miktarındaki değişim de dış ortama atılan ısı miktarına benzer bir değişim göstermektedir.

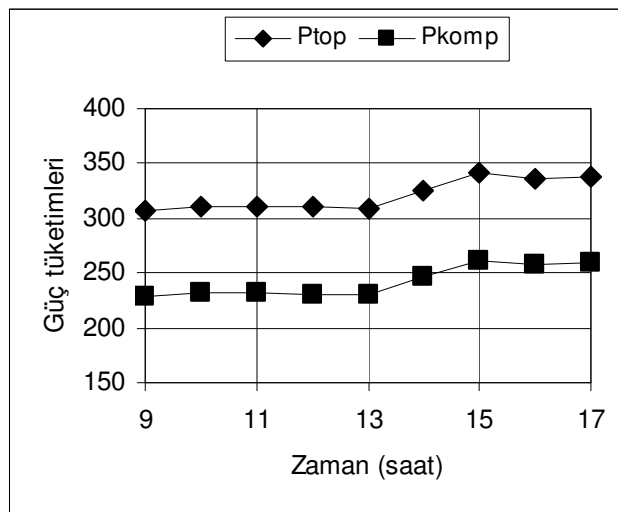


(a)

(b)

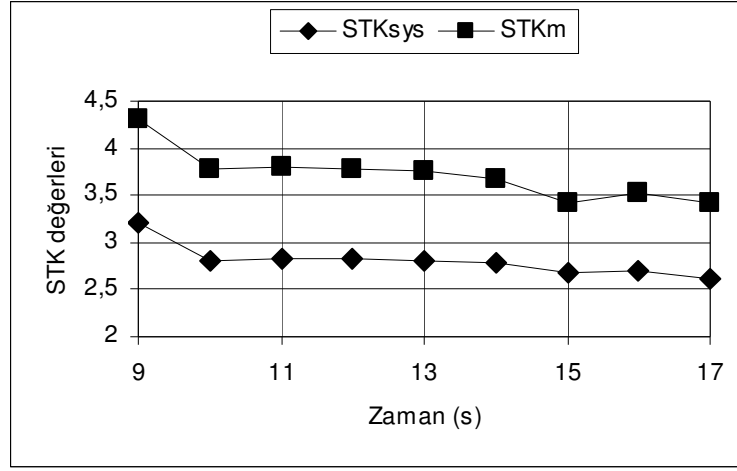
Şekil 4.17. Zamana bağlı olarak (a) dış ortama atılan ısı miktarı, (b) ortamdan çekilen ısı miktarındaki değişimler

Zamana bağlı toplam güç tüketiminin değişimi Şekil 4.18' de verilmektedir. Saat 9:00 ila 13:00 arasında tüketilen toplam güç miktarı yaklaşık 310 W değerlerinde iken saat 13:00 ila 15:00 arasında ısı kazancının artmasıyla harcanan toplam güç tüketim değeri de 340 W değerine ulaşmakta ve gün sonuna kadar aynı değeri muhafaza etmektedir. Kompresör güç tüketimi değişimi de buna benzer bir eğilim göstermektedir.



Şekil 4.18 Zamana bağlı olarak toplam güç tüketimlerinin değişimi

Zamana bağılı olarak hava kaynaklı sistemin STK_{sys} değerindeki değişme de Şekil 4.19' da verilmektedir. Sistemin ilk devreye girmesiyle STK_{sys} , 3.2 değerinde iken sistemin rejime ulaşmasıyla ve oda ısı kazancı miktarının artmaya başlamasıyla 2.8 değerine düşmektedir. Bu değeri saat 14:00' a kadar muhafaza edilmekte iken saat 14:00' dan sonra tekrar düşüşe geçerek günü 2.6 değerinde tamamlamaktadır. Sadece kompresörün tükettiği güç hesaba alınarak hesaplanan STK_m değeri de benzer bir değişim göstermektedir.



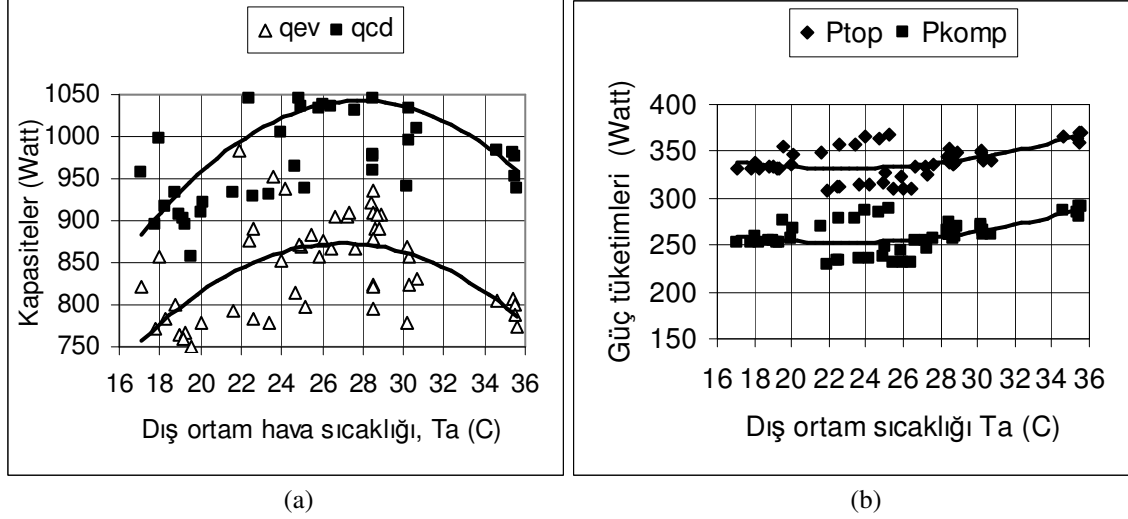
Şekil 4.19. Zamana bağılı olarak sistemin STK değerindeki değişim

Hava kaynaklı soğutma makinesine etkileyen en önemli parametre dış ortam sıcaklığı ve buna bağılı olarak ortam ısı kazancıdır. Yukarıda gün içindeki saatlik veriler alınarak analiz yapılmıştır. Şimdi ise 6 günlük verilerin tamamı değerlendirilerek aşığıdaki grafikler elde edilmektedir.

Şekil 4.20a' da dış ortam sıcaklığına bağılı olarak evaporatör ve kondenser kapasite değişimleri görülmektedir. Her iki elamanın kapasite değişimleri benzer değişim göstermektedir. Yaklaşık 28°C dış ortam sıcaklığına kadar her iki kapasitede artarken, bu sıcaklıktan sonra azalmaktadır. Bunun nedeni seçilen sistemin 28°C' den daha yüksek dış ortam şartlarında yetersiz gelmesidir. 28°C' den daha yüksek sıcaklıklarda kondenser ısınıını atmakta zorlanmakta ve kapasitesi düşmektedir ve bununla beraber evaporatör kapasitesi de azalmaktadır.

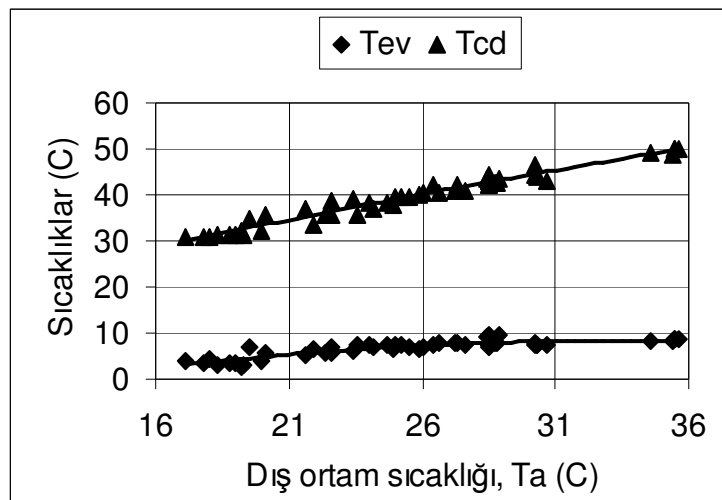
Şekil 4.20b' de ise dış ortam sıcaklığına bağılı olarak tüm sistemin güç tüketimi ile kompresör güç tüketimi değişimi görülmektedir. Tüm sistemin güç tüketimi 300-

360Watt arasında iken kompresörün güç tüketimi 170-250 Watt arasında değişmektedir. Dış ortam sıcaklığının artmasıyla güç tüketimlerinin arttığı Şekil 4.20b'den görülmektedir.



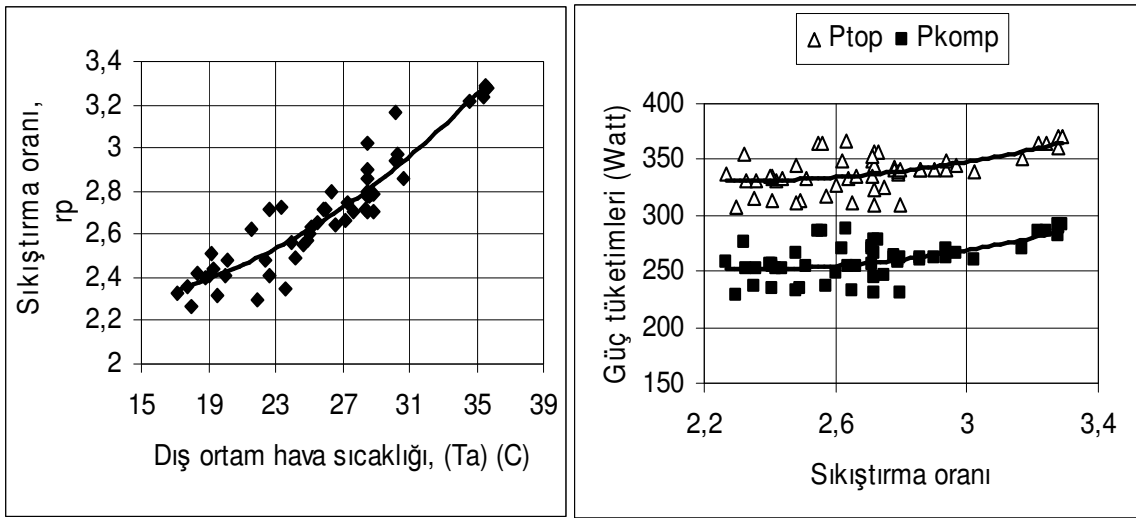
Şekil 4.20. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak (a) evaporatör ve kondenser kapasite değişimi, (b) tüm sistemin ve kompresör güç tüketimi

Şekil 4.21' de dış ortam sıcaklığına bağlı olarak MBS ünitesinin evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının değişimi verilmektedir. Şekil 21' den dış ortam sıcaklığı artışı ile kondenser sıcaklığındaki artış, evaporatör sıcaklığındaki artışa göre oldukça fazla olduğu görülmektedir. Kondenser sıcaklığı ile dış ortam havası sıcaklığı arasında lineer bir ilişki mevcut olduğu açıkça anlaşılmaktadır.



Şekil 4.21. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak evaporatör ve kondenser sıcaklığındaki değişimler

Şekil 4.21.' de evaporatör ve kondenser sıcaklıklarındaki artış aynı zamanda evaporatör ve kondenser basınçlarındaki artış demektir. Kondenser basıncının evaporatör basıncından daha hızlı artması beraberinde bu basınçların oranını veren sıkıştırma oranını da arttıracaktır. Şekil 4.22a dış ortam sıcaklığına bağlı olarak sıkıştırma oranı değişimini vermektedir. Dış ortam sıcaklığının artmasıyla birlikte, kondenser sıcaklığı ve dolayısıyla basıncı artmakta ve bunun sonucu olarak sıkıştırma oranı artmaktadır. Sıkıştırma oranının artmasıyla da güç tüketimlerinin de arttıracağı Şekil 4.22b' de görülmektedir.



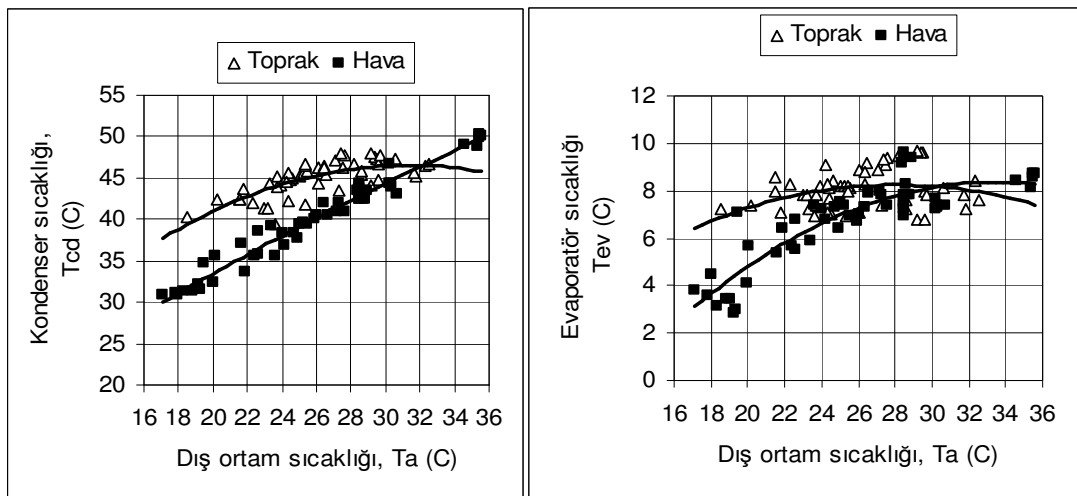
(a)

(b)

Şekil 4.22. (a) Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak sıkıştırma oranının değişimi, (b) Sıkıştırma oranına bağlı olarak tüm sistemin güç tüketimi

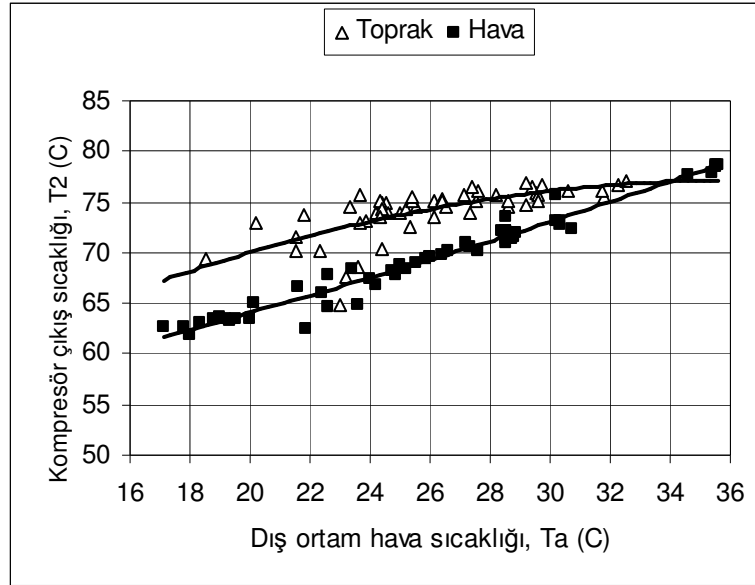
4.1.3. Yaz Uygulaması Şartlarında Toprak ve Hava Kaynaklı Soğutma Makinesinin Mukayesesi

Yaz şartlarında toprak ve hava kaynaklı soğutma makinesinin performansına etki eden parametreler aşağıda grafikler halinde sunulmaktadır. Her iki sisteme ait kondenser ve evaporatör sıcaklıklarındaki değişimler Şekil 4.23' de gösterilmektedir. Şekil 4.23a' ya bakıldığında dış ortam hava sıcaklığının artmasıyla birlikte dış ortam hava sıcaklık artışından etkilenen hava kaynaklı sistemin kondenser sıcaklığı da doğru orantılı bir şekilde artmaktadır. Toprak kaynaklı sistemin kondenser sıcaklığı ise yaklaşık 28°C dış ortam sıcaklığına kadar artmakta sonra değişmemektedir, yani dış ortam sıcaklığından etkilenmemektedir. Bunun sebebi daha önceki bölümde açıklandığı gibi, toprak kaynaklı sistemin kondenser sıcaklığının daha çok TID ünitesinde dolaşan suyun sıcaklık değişimine bağlı olmasıdır. Şekil 4.23b' de ise iç ünite evaporatör sıcaklıklarının değişimi görülmektedir. Yaklaşık 28°C dış ortam hava sıcaklığının altında hava kaynaklı sistem buharlaşma sıcaklığı, toprak kaynaklı sisteme göre daha düşük sıcaklıklara düşmektedir. Toprak kaynaklı sistemin buharlaşma sıcaklık değişim aralığı, hava kaynaklı sisteme göre daha azdır. Bu da toprak kaynaklı sistemin hava kaynaklı sisteme nazaran dış ortam hava sıcaklık değişimlerinden daha az etkilendiğini göstermektedir.



Şekil 4.23. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı sistemin (a) evaporatör, (b) kondenser sıcaklıklarının değişimi

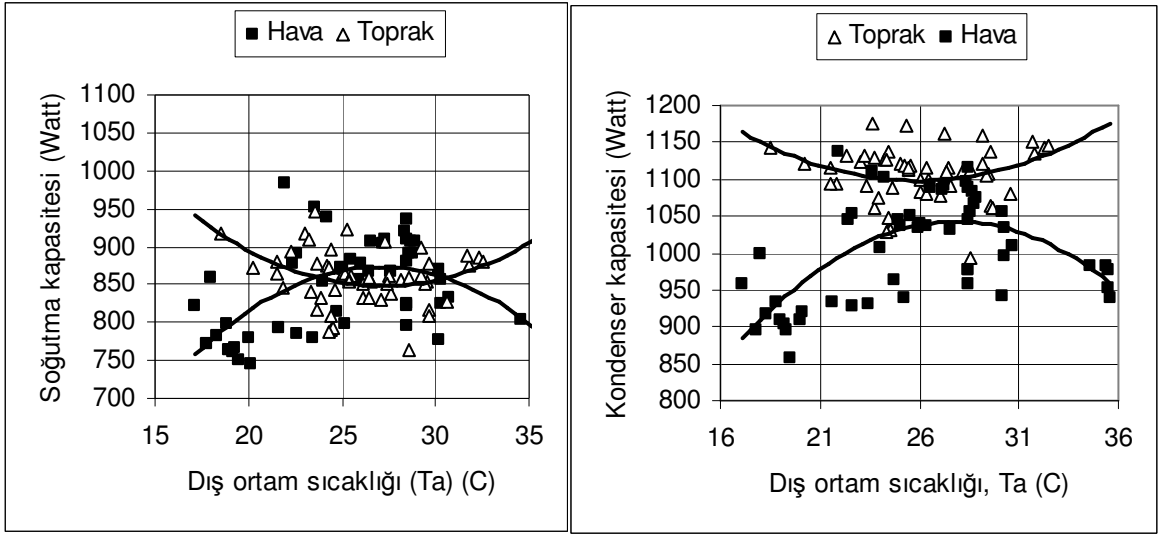
Şekil 4.24 de ise her iki sisteme ait kompresör çıkış sıcaklıklarının dış ortam hava sıcaklık değişimlerinden nasıl etkilendiği görülmektedir. Kompresör çıkış sıcaklık değişimi, kondenser sıcaklık değişimine benzer bir eğilim göstermekte olup, toprak kaynaklı sistem, hava kaynaklı sisteme nazaran daha yüksek kompresör çıkış sıcaklığında çalışmıştır.



Şekil 4.24. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı sistemin kompresör çıkış sıcaklıklarının değişimi

Hava kaynaklı sistemin kompresör çıkış sıcaklığı, dış ortam hava sıcaklık değeriyle doğru orantılı olarak artmakta iken, toprak kaynaklı sistemde ise 28°C dış ortam hava sıcaklığının üstündeki değerlerde artış olmamaktadır.

Şekil 4.25 a ve b' de dış ortam sıcaklığına bağlı olarak soğutma yükü ile havaya ve toprağa atılan ısı miktarlarının değişimi görülmektedir. Yine 28°C dış ortam sıcaklığına kadar hava kaynaklı ünite de evaporatörün test odası havasından çektiği ısı ile havaya atılan ısı miktarlarının benzer bir şekilde artış gösterdiği görülmektedir. Bu sıcaklık değerinin üzerinde ise yine benzer bir şekilde azalma eğilimi göstermektedir. Toprak kaynaklı ünite de ise 28°C dış ortam sıcaklığına kadar azaldığı, sonra artış eğilimi gösterdiği gözlenmektedir.

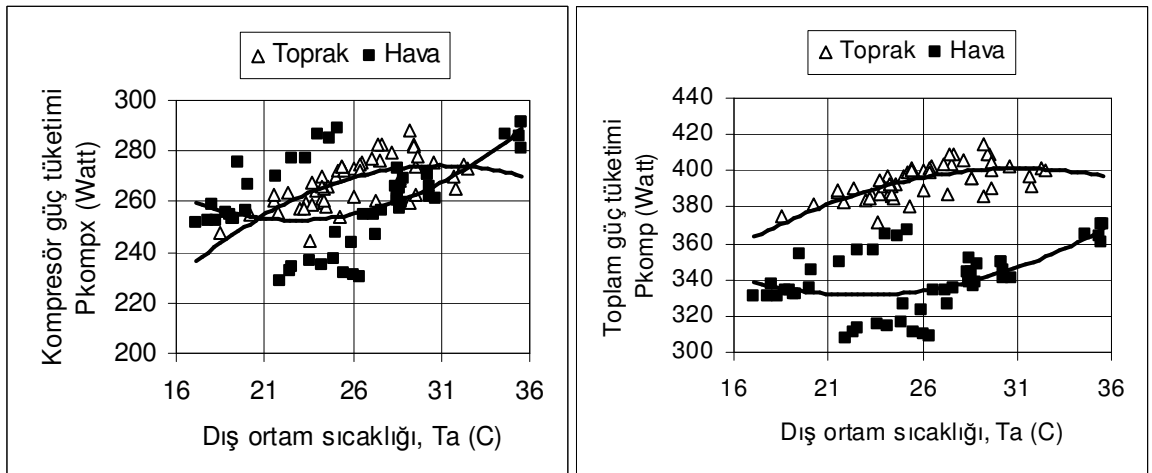


(a)

(b)

Şekil 4.25. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı soğutma makinesinin (a) Soğutma yükünün, (b) toprağa ve havaya verilen ısı miktarlarının karşılaştırılması

Toprak ve hava kaynaklı sistemler için kompresörün ve tüm sistemin toplam güç tüketimlerinin dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak değişimi Şekil 4.26'da verilmektedir. Toprak kaynaklı sistemin güç tüketiminin 28°C ' e kadar arttığı sonra dış ortam sıcaklık yükselmesinden etkilenmediği görülmektedir. Hava kaynaklı sistemin ise bu sıcaklık değerinden sonra artan dış ortam hava sıcaklığıyla birlikte artmaya başladığı gözlenmektedir.

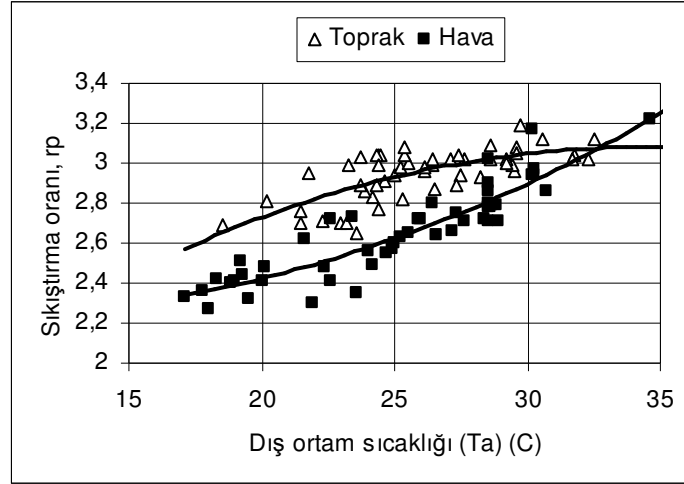


(a)

(b)

Şekil 4.26. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı soğutma makinesinin (a) Kompresör güç tüketimleri, (b) Tüm sistemin tükettiği güç miktarlarının karşılaştırılması

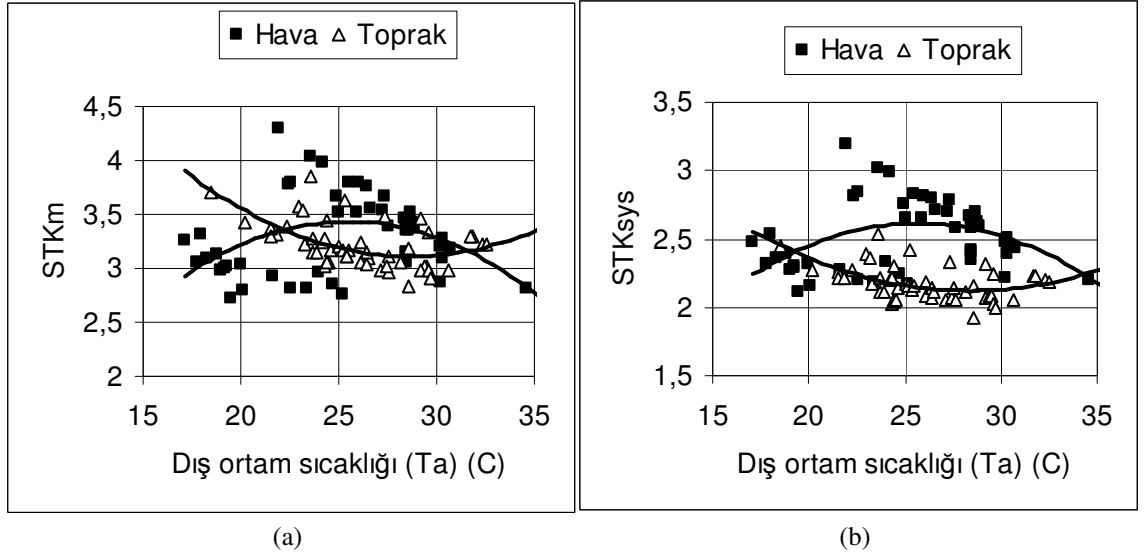
Şekil 4.27’de ise artan dış sıcaklık değerleri ile birlikte sıkıştırma oranının arttığı görülmektedir. Toprak kaynaklı sistemin hava kaynaklıya göre biraz daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalıştığı anlaşılmaktadır.



Şekil 4.27. Toprak ve hava kaynaklı soğutma makinesinin dış hava sıcaklığına bağlı olarak sıkıştırma oranlarının karşılaştırılması

Şekil 4.28a’ da dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı soğutma makinesinin STK değerleri görülmektedir. Buradaki STK_m değeri hesabında sadece kompresörün tükettiği güç dikkate alınmıştır. Şekil 4.28b’ de ise evaporatör fanı ve pompanın çektiği güçler de hesaba katıldığında tüm sistemin STK_{sys} değerinin değişimi gösterilmektedir. Şekil 4.28’ de görüldüğü gibi, hava kaynaklı ısı pompası STK değerinin 22 ila 32°C dış ortam sıcaklık aralığında toprak kaynaklı ısı pompasına göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Tasarlanan sistemde hava kaynaklı ile toprak kaynaklı soğutma makinesi STK değişim eğrileri farklılık göstermektedir. Toprak kaynaklı soğutma makinesi STK değeri dış ortam sıcaklığıyla birlikte artan soğutma yüküne bağlı olarak azalmakta ve yaklaşık 26 ila 30°C sıcaklık arasında sabit bir eğilim göstermektedir. 30°C sıcaklık değerinin üzerinde de çok az bir artış olmaktadır. Hava kaynaklı ise artan hava sıcaklığıyla birlikte 26°C dış ortam sıcaklığına kadar artmakta sonra düşüş eğilimi göstermektedir. Bunun sebebi, artan dış ortam sıcaklığıyla birlikte kondenserin ısını atamaması yani soğutucu akışkan ile dış ortam havası arasındaki ısı transfer miktarının azalması olarak yorumlanabilir. Tasarlanan sistemde 20°C dış ortam sıcaklığına kadar toprak kaynaklı ünitenin STK ($STK_{sys}=2.28$, $STK_m =3.42$)

değerlerinin hava kaynaklı üniteye göre ($STK_{sys}= 2.15$, $STK_m = 2.79$) daha yüksek olduğu görülmektedir. Dış ortam sıcaklığı $20^{\circ}C$ ' nin üzerine çıktığında ise hava kaynaklı ünitenin STK değerlerinin ($26^{\circ}C$ dış ortam sıcaklığı için hava kaynaklı ünitenin STK değerleri ($STK_{sys}=2.82$, $STK_m = 3.79$) toprak kaynaklı ünitenin STK değerlerinin ($STK_{sys}=2.18$, $STK_m = 3.24$) üstünde olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 4.28. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı (a) Soğutma makinesinin, (b) Tüm sistemin STK değerlerinin karşılaştırılması

4.2. Kış Uygulaması Şartları

Kış şartları için Aralık-Mart ayları arasında 36 gün boyunca ölçümler alınmıştır. Günlük olarak saat 9:00 ile 17:00 arasında her saat başı alınan ölçümler değerlendirilmiştir. Kış şartlarında test odasının ısıtılması, ayrı zamanlarda hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanımı ile gerçekleştirilmiştir. Her iki sistemden elde edilen veriler ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

4.2.1. Kış Uygulaması Şartlarında Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Analizi

Bölgemizde en şiddetli kış şartları aralık ila nisan ayları arasında yaşanmaktadır. Yaz uygulamasında soğutulan test odası bu aylarda ısıtılmıştır. Daha önce de belirtildiği gibi soğutma tesisatı üzerinde bir takım düzenlemeler yapılarak, sistem ısı pompası olarak kullanılmıştır. Aşağıda 22 Şubat 2005 tarihinde saat 14:00' de test odasını ısıtma amacıyla çalıştırılan toprak kaynaklı ısı pompasına ait ölçülen ve hesaplanan parametreler Çizelge 4.3'de sunulmaktadır.

Çizelge 4.3. 22 Şubat 2005 günü saat 14:00 için ölçülen ve hesaplanan parametreler

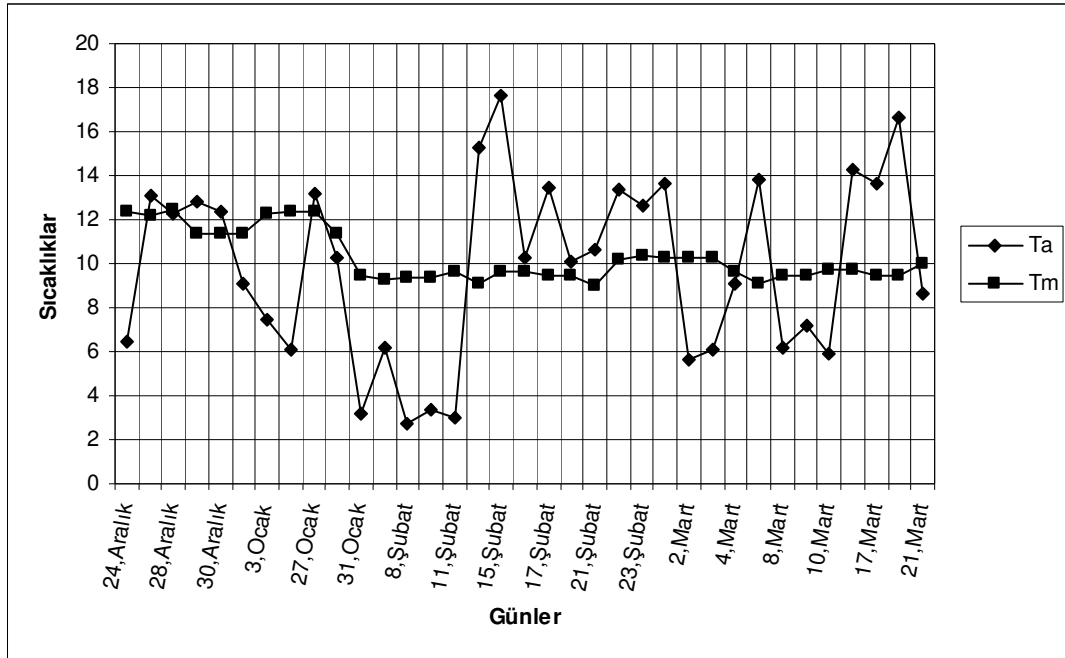
Büyüklikler	Değerler	Hata(%)
<i>Ölçülen parametreler</i>		
Evaporatör basıncı	213 Pa	± 2.9
Kondenser basıncı	790 Pa	± 2.9
Buharlaştırma sıcaklığı	-8.7°C	± 0.6
Yoğuşma sıcaklığı	30.8°C	± 0.6
Kompresör girişindeki sıcaklık (1x)	17°C	± 0.6
Kompresör çıkışındaki sıcaklık (kondenser girişi) (2)	75.6°C	± 0.6
Kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı (TXV girişi) (3)	22°C	± 0.6
Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı (4)	-5.1°C	± 0.6
İç ünite (kondenser) girişindeki hava sıcaklığı	21.7°C	± 0.194
İç ünite (kondenser) çıkışındaki hava sıcaklığı	28.3°C	± 0.194
TID ünitesi su giriş sıcaklığı	5°C	± 0.6
TID ünitesi su çıkış sıcaklığı	-2.1°C	± 0.6
2 m derinlikteki toprak sıcaklığı	9.6°C	± 1
Dış ortam sıcaklığı	4.5°C	± 1
Oda sıcaklığı	21.3°C	± 1

Sirkülasyon pompasının çektiği akım	0.43 A	± 0.118
Su debisi	38 g/s	± 3.7

Hesaplanan parametreler

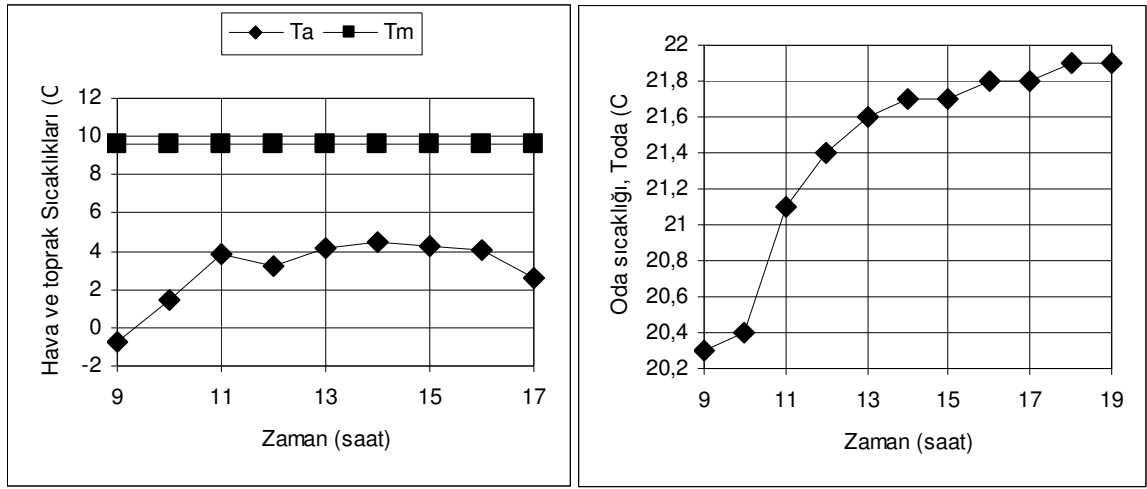
Kondenser fanı ve kompresörün güç girişi	323.45	(W)
Sirkülasyon pompası güç girişi	95	(W)
Toprakta çekilen ısı miktarı	674.16	(W)
Birim W ısıtma için TID ünitesi boru uzunluğu	34	(m/W)
Ortama atılan ısı miktarı (kondenser kapasitesi)	815.34	(W)
Soğutma makinesi soğutma tesir katsayısı (ITK _{hp})	4.15	-
Tüm sistemin toplam soğutma tesir katsayısı (ITK _{sys})	2.52	-

Şekil 4.29’da ölçüm alınan günlere bağlı olarak, günlük ortalama dış hava ve toprak sıcaklıkları değişimi verilmektedir. Dış ortam ortalama hava sıcaklıkları 3 ila 17°C arasında değişirken toprak sıcaklıkları 12.5 ila 9°C arasında değişmektedir. Ortalama hava sıcaklıkları maximum ve minimum değerleri arasındaki fark yaklaşık 14°C olurken toprak için bu fark 3.5°C civarındadır. Dış ortam ortamla günlük hava sıcaklıkları çok farklı değerlerde inişli çıkışlı bir grafik çizerken, toprak ortalama günlük sıcaklık değerleri neredeyse sabit bir eğilim göstermektedir.



Şekil 4.29. Isıtma alınan günlerin toprak ve dış hava ortalama sıcaklık değerlerinin dağılımları

22 Şubat 2005 günü gün içerisinde saatlik olarak alınan dış hava ve toprak sıcaklık ölçüm değerleri Şekil 4.30a' da görülmektedir. Deneyin başlangıç saati olan 9:00 da dış hava sıcaklığı (-0.7°C) de başlayıp gün ortasında bir miktar artarak gün sonunda 2.6°C ' ye ulaşmaktadır. Etkilenmemiş toprak sıcaklığı ise 9.6°C ' de sabit olarak kalmaktadır. Şekil 4.30b' de ise zamana bağlı olarak oda sıcaklığının değişimi görülmektedir. Saat 14' e kadar oda sıcaklığındaki hızlı bir artış gözlenirken, ilerleyen zamanlarda bu artış hızı düşmektedir.

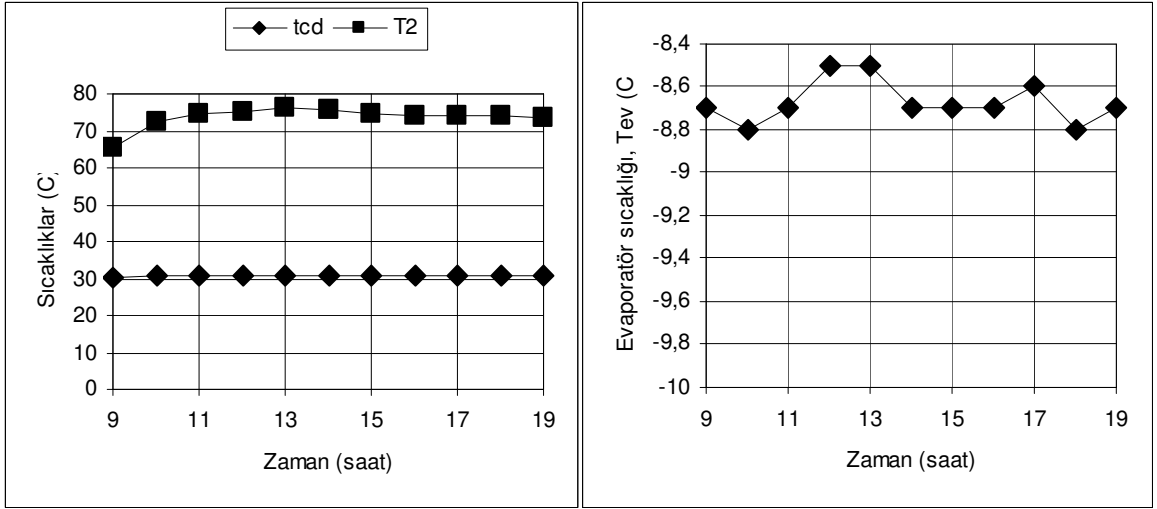


(a)

(b)

Şekil 4.30. Zamana bağlı olarak (a) ölçüm alınan günün dış hava ve toprak sıcaklıklarının değişimi, (b) Oda sıcaklığının değişimi

Şekil 4.31' de gün içerisinde zamana bağlı olarak kondenser sıcaklığı çok küçük değişimlerle, hemen hemen sabit bir seyir çizmektedir. Kompresör çıkış sıcaklığı ise sistem çalışmaya başladığında yaklaşık 65.6°C değerinde iken, gün sonunda yaklaşık 74°C civarına çıkmaktadır. Evaporatör sıcaklığı da hemen hemen sabit bir değer etrafında yaklaşık 0.3°C ' lik bir aralıkta salınım yapmaktadır. Kondenser ve evaporatör sıcaklık değerlerinin sabit bir eğilim çizmesi, toprak kaynaklı ısı pompası çalışma şartlarının kararlı yapısını ortaya koymaktadır.

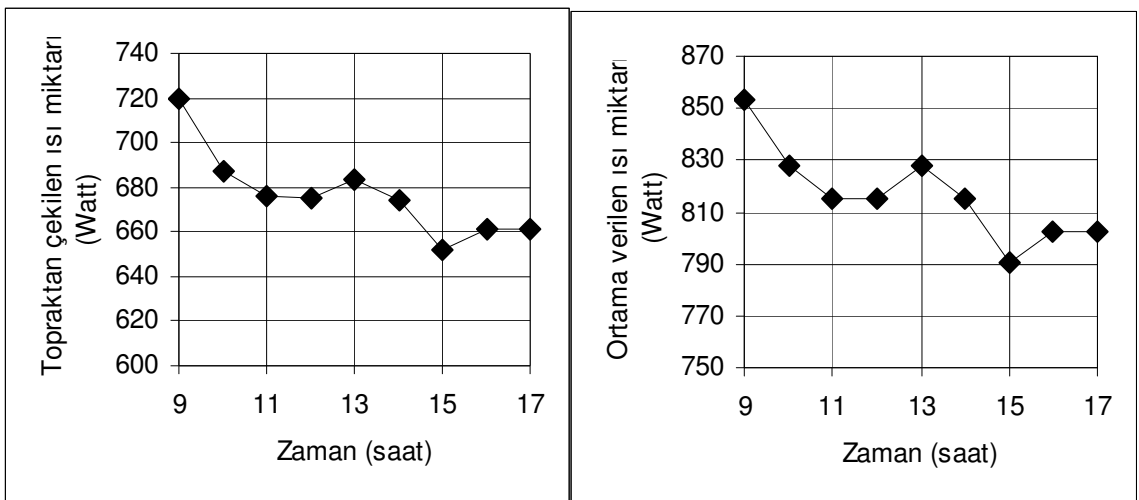


(a)

(b)

Şekil 4.31. Zamana bağlı olarak (a) kondenser ve kompresör çıkış sıcaklıklarının (b) Evaporatör sıcaklığının değişimi

Zamana bağlı olarak topraktan çekilen ısı miktarındaki değişimler Şekil 4.32a' da verilmekte olup, saat 9:00 da topraktan çekilen ısı miktarı 719.41 W iken TID ünitesi etrafındaki etkilenmiş toprak ile TID ünitesi arasındaki ısı alışveriş miktarının azalmasından dolayı, saat 17:00' de bu değer 660.75W mertebelerine kadar düşmüştür. Isıtılan test odasına verilen ısı miktarı ise saat 9:00' da 852.98 W mertebelerinde iken ortamın ısınmasıyla birlikte kondenser ile test odası arasındaki ısı transfer miktarının azalmasıyla birlikte gün sonunda 802.8 W değerine azalmıştır.(Şekil 4.32b).

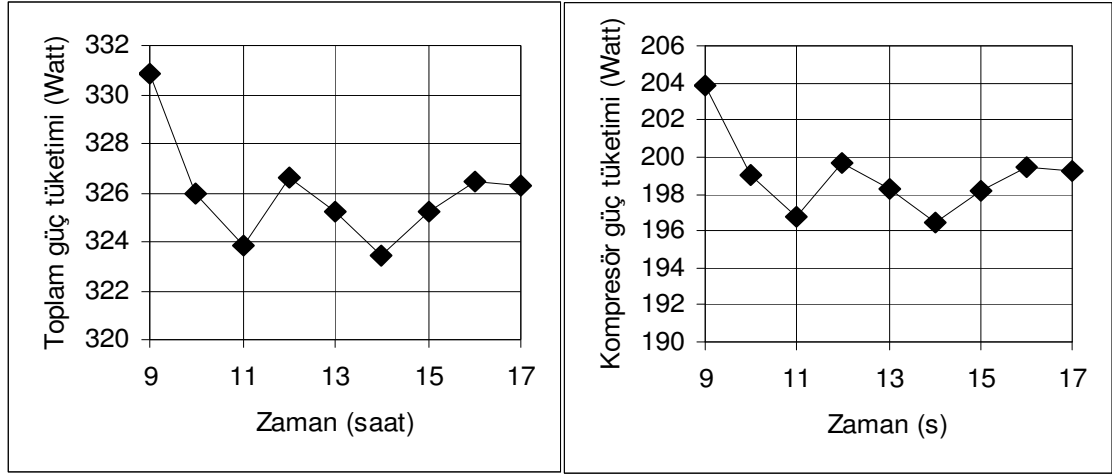


(a)

(b)

Şekil 4.32. Zamana bağlı olarak (a) topraktan çekilen ısı miktarı, (b) ortama atılan ısı miktarının değişimi

Saatlik tüm sistemin güç tüketimi incelendiğinde 330.85 ila 326.27 Watt aralığında(Şekil 4.33a), kompresörün güç tüketiminin ise 169.65 ila 187.97 Watt aralığında değiştiği görülmektedir (Bkz. Şekil 4.33b).

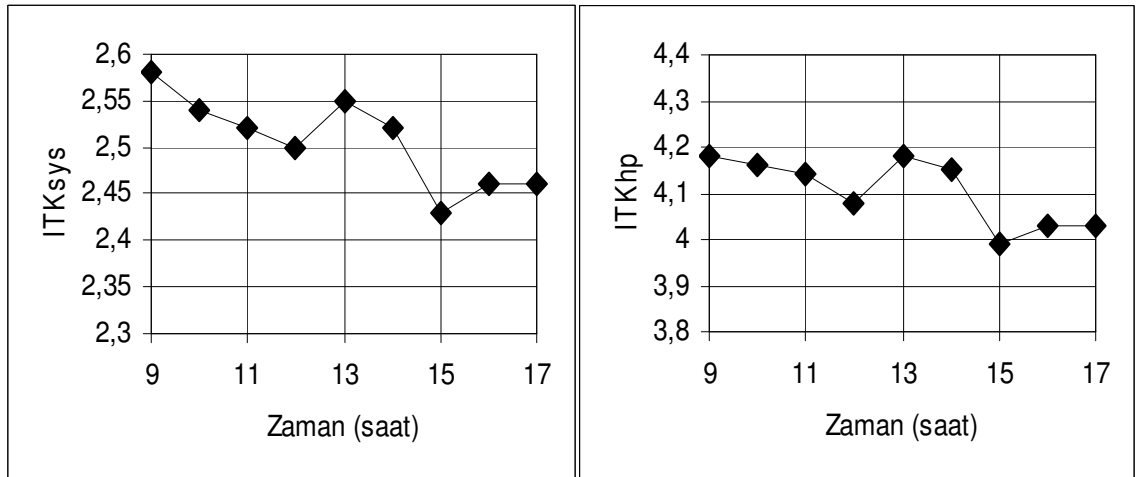


(a)

(b)

Şekil 4.33. Zamana bağlı olarak (a) Toplam güç tüketimi, (b) kompresörün güç tüketimi

Şekil 4.34'de ise ısı pompası ve tüm sistemin ITK değerlerinin saatlik değişimleri verilmektedir. Tüm sistemin ITK değeri gün içerisinde başlangıçta 2.58 değerinde iken gün sonunda 2.46 değerlerine inmektedir. Sadece kompresörün tükettiği güç göz önünde bulundurularak hesaplanan ITK_{hp} değeri ise başlangıçta 4.18 iken gün sonunda 4.03 değerine ulaşmaktadır.

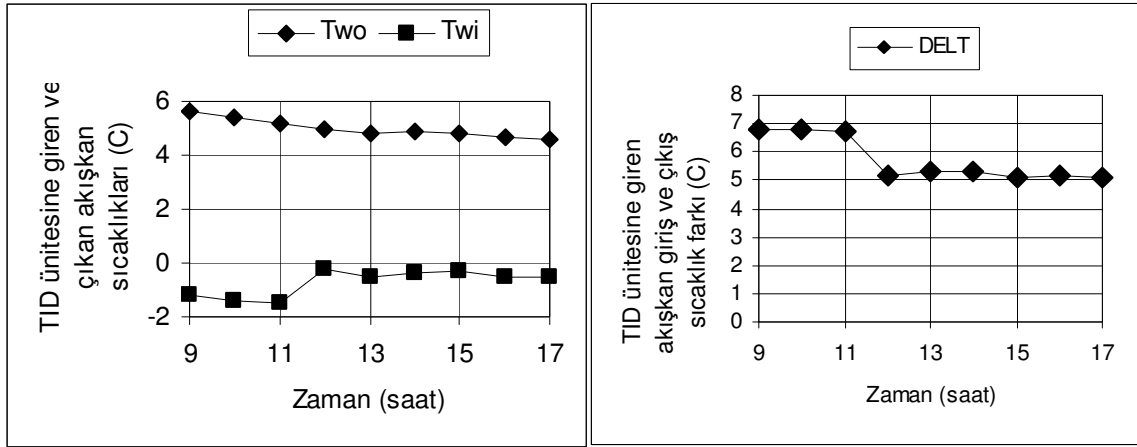


(a)

(b)

Şekil 4.34. Isı pompasının ve tüm sistemin ITK değerlerinin zamana bağlı olarak değişimi

TID ünitesine giren ve çıkan akışkan (antifriz-su karışımı) sıcaklık değerlerinin saatlik değişimleri incelendiğinde saat 9:00' da (-1.2°C) sıcaklıkta giren akışkan 5.6°C' de TID ünitesini terk etmektedir. Şekil 4.35 a ve b' de görüldüğü üzere, günün sonlarına doğru TID ünitesine giren akışkan sıcaklığı az miktar artarken (-0.5°C) bu değer civarında çok küçük salınımlar yapmakta, neredeyse değişmemektedir.



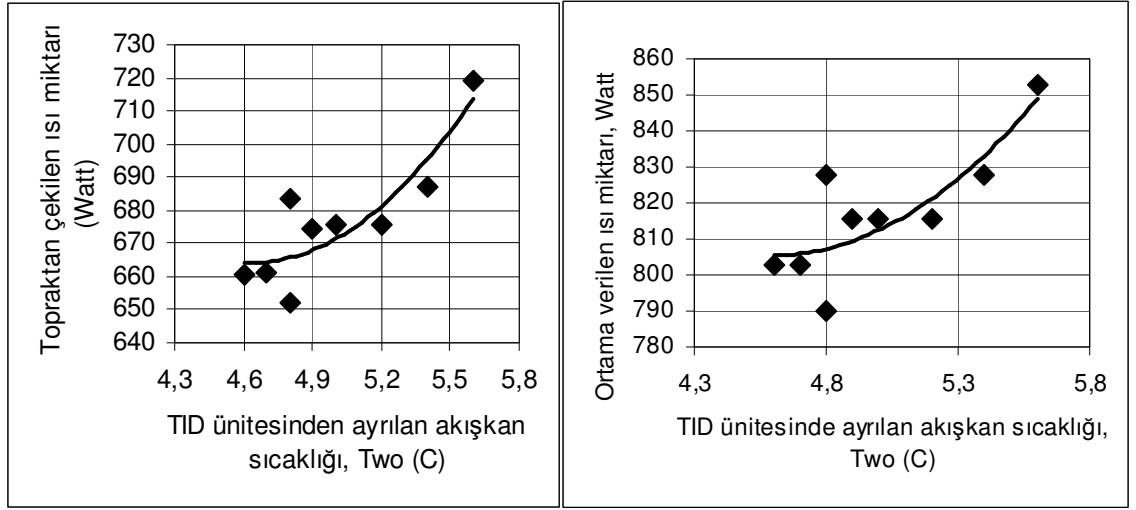
(a)

(b)

Şekil 4.35. Zamana bağlı olarak (a) TID ünitesine giren ve çıkan akışkan sıcaklıklarının değişimi, (b) sıcaklık farkının değişimi

TID ünitesinden ayrılan akışkan sıcaklığı ise günün sonunda 4.6°C değerine düşmektedir. TID ünitesine giren ve çıkan akışkan sıcaklık değerleri arasındaki fark başlangıçta saat 11:00' a kadar 6.8°C civarlarında iken daha sonra düşmekte ve toprak ile TID ünitesi arasında ısı transfer miktarının azalmasından dolayı 5.2°C farkı gün sonuna kadar muhafaza etmektedir.

TID ünitesinden dönen akışkan sıcaklığı azaldığında sistemin ITK değerinin azaldığı Şekil 4.36' da görülmektedir. Günün ilerleyen saatlerinde toprakla TID ünitesi arasında azalan ısı transfer miktarına bağlı olarak TID ünitesinde ayrılan akışkan sıcaklığı da azalmaktadır. TID ünitesinden ayrılan bu akışkan evaporatöre girerek ısısını soğutucu akışkana vermektedir. Şekil 4.36.b' den görüldüğü gibi dönen su sıcaklığı azaldıkça topraktan çekilen ve ortama atılan ısı miktarı azalmaktadır.

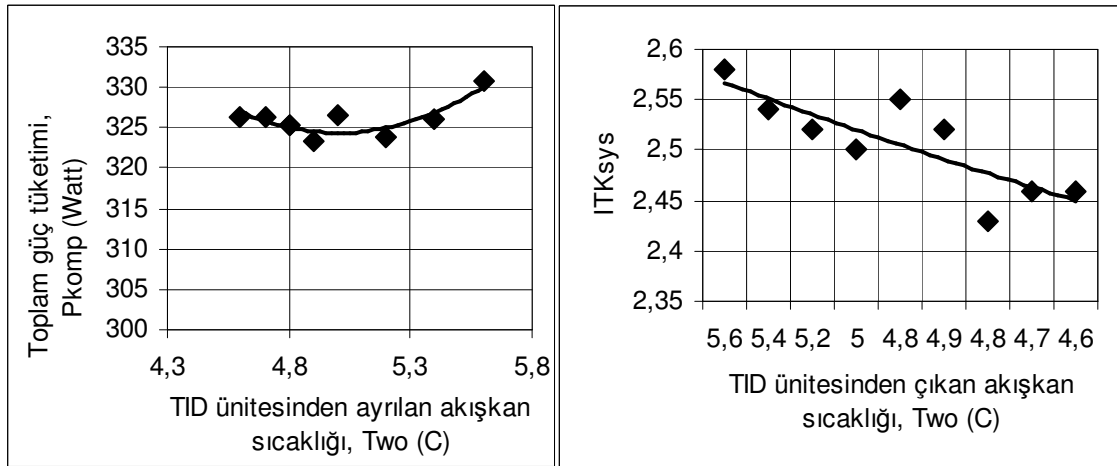


(a)

(b)

Şekil 4.36. TID ünitesinden ayrılan akışkan sıcaklığına bağlı olarak (a) topraktan çekilen ısı miktarı, (b) ortama verilen ısı miktarının değişimi

TID den ayrılan akışkan sıcaklığının azalmasıyla toplam tüketilen güç miktarı da azalmakta olup bunun neticesinde sistemin ITK değeri de azaldığı Şekil 4.37’ de görülmektedir.



(a)

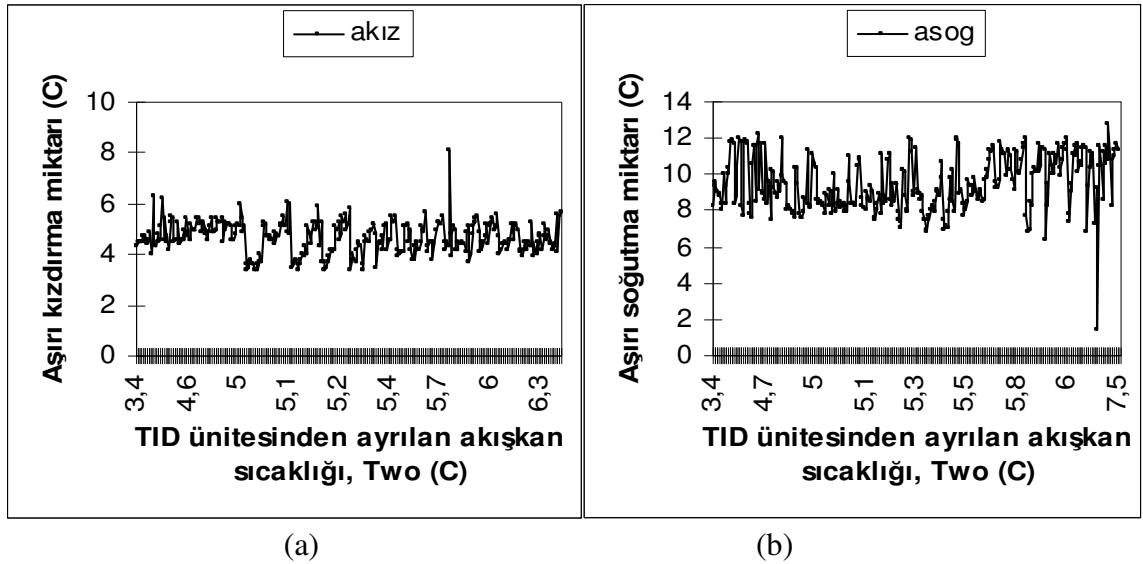
(b)

Şekil 4.37. TID ünitesinden ayrılan akışkan sıcaklığına bağlı olarak (a) Toplam güç tüketiminin, (b) tüm sistemin ITK değerinin değişimi

TID ünitesinde ayrılan akışkan sıcaklığı ne kadar yüksek olursa, evaporatördeki buharlaşma ve ortama atılan ısı miktarı o kadar çok olacaktır ki bunun anlamı daha

yüksek buharlaşma sıcaklığı ve düşük sıkıştırma oranı demektir. Bilindiği üzere sıkıştırma oranının düşmesi de ITK değerinin azalmasına sebep olmaktadır.

Şekil 4.38’ de TID ünitesinde ayrılan akışkan sıcaklığına bağlı olarak aşırı kızdırma ve aşırı soğutma miktarlarının değişimi görülmektedir.



Şekil 4.38. TID ünitesinden ayrılan akışkan sıcaklığına bağlı olarak (a) aşırı kızdırma, (b) aşırı soğutma miktarlarının değişimi

.Şekil 4.38’ den görüldüğü gibi, TID ünitesinden ayrılan akışkan miktarı arttığında aşırı soğutma ve aşırı kızdırma miktarlarının değişmediği ve aynı aralıklarda salınımlar yaptığı görülmektedir.

4.2.2. Kış Uygulaması Şartlarında Hava Kaynaklı Isı Pompasının Analizi

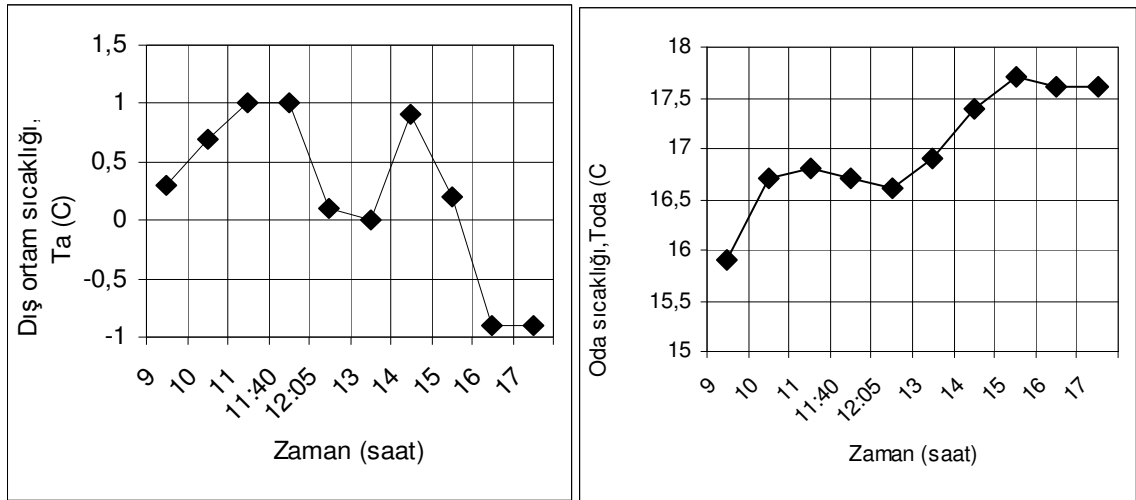
Hava kaynaklı ısı pompası uygulaması için 7 Şubat 2005 tarihinde alınan veriler örnek olarak aşağıda incelenmektedir. 7 Şubat 2005 tarihinde saat 14:00 için ölçülen ve hesaplanan parametreler Çizelge 4.4' de sunulmaktadır.

Çizelge 4.4. 7 Şubat 2005 günü saat 14:00 için ölçülen ve hesaplanan parametreler

Büyüklikler	Değerler	Hata(%)
<i><u>Ölçülen parametreler</u></i>		
Evaporatör basıncı	159 Pa	±2.9
Kondenser basıncı	760 Pa	±2.9
Buharlaşma sıcaklığı	-11.1°C	±0.6
Yoğuşma sıcaklığı	29.42°C	±0.6
Kompresör girişindeki sıcaklık (1x)	17.5°C	±0.6
Kompresör çıkışındaki sıcaklık (kondenser girişi) (2)	72.6°C	±0.6
Kondenser girişindeki soğutucu akışkan sıcaklığı	42.7	±0.6
Kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı (TXV girişi) (3)	17.7°C	±0.6
Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı (4)	-16°C	±0.6
Kondenser girişindeki hava sıcaklığı	17.4°C	±0.94
Kondenser çıkışındaki hava sıcaklığı	25.1°C	±0.94
Dış ortam sıcaklığı	0.9°C	±1
Oda sıcaklığı	17.4°C	±1
Kondenser fanının çektiği akım	0.22 A	±0.118
Kondenser hava debisi	0.125 g/s	±0.194
<i><u>Hesaplanan parametreler</u></i>		
Sisteme toplam güç girişi	291.98	(W)
Kompresörün tükettiği güç	213	(W)
Dış ünite (evaporatör) fanının tükettiği güç	47	(W)
İç ünite (kondenser) fanının tükettiği güç	32	(W)
Dış ortamdaki çekilen ısı miktarı	776.56	(W)
İç ortama verilen ısı miktarı	965.87	(W)
Sıkıştırma oranı	4.79	-
Isı pompası ısıtma tesir katsayısı	4.87	-
Tüm sistemin toplam ısıtma tesir katsayısı	3.48	-

Şekil 4.39a'ya bakıldığında gün içerisindeki dış ortam sıcaklığının değişimi görülmektedir. Gün içerisinde hava sıcaklığı 0.3°C den başlayıp gün sonunda -0.9°C ye ulaşmaktadır. Bilindiği üzere 4°C ' nin altında hava kaynaklı ısı pompasının en büyük problemi evaporatör yüzeyinin karlanması ve oluşan buzlanmayı çözmek için sistemin sık sık defrosta girmesidir. Bu tip sistemlerde defrost işlemi ters çevrim metoduyla gerçekleştirilmektedir. Bu da oluşan buzun çözülmesi esnasında ortamda ısıtma görevi gören kondenserin o an için evaporatör gibi davranması anlamına gelmektedir. Yani ısıtılmaya çalışılan oda defrost esnasında soğutulmaktadır. Bu da sistemin performansını düşürmekte ve odanın ısıtılamaması gibi bir durumla karşılaşılmaktadır.

Bu hava sıcaklığında doğal olarak dış ünite olarak görev yapan evaporatör yüzeyi karlanmıştır. Bu karlanma sonucunda dış ortam havasıyla teması kesilen ve böylece yeterince buharlaşamayan soğutucu akışkanın sıvı halde evaporatörü terk ederek kompresöre ulaşması riski ortaya çıkmaktadır. Evaporatör giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar ölçülerek, soğutucu akışkanın kızgınlık derecesine göre defrost işlemine karar verilmiştir. Çünkü kızgınlık değeri sıfır ve sıfırın altına düştüğünde kompresöre soğutucu akışkanın sıvı halde girme riski ortaya çıkmaktadır. Saat 11:40' da 15 dakika süre zarfında sistemde defrost işlemi uygulanmıştır. Şekil 4.39b' de defrost süresi esnasında oda sıcaklığındaki düşüş görülmektedir.

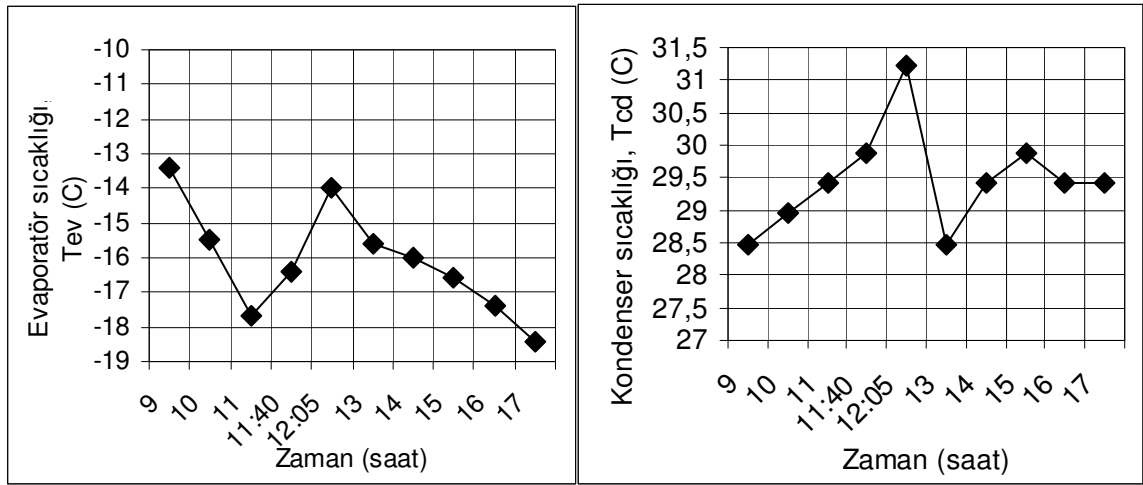


(a)

(b)

Şekil 4.39. Zamana bağlı olarak (a) dış ortam sıcaklığı, (b) Oda sıcaklığının değişimi

Şekil 4.40a'da saat 9:00' dan itibaren defrost zamanı olan 11:40' a kadar karlanma nedeniyle dış ortam havasıyla ısı transfer miktarı azalan evaporatörün buharlaşma sıcaklığının düştüğü görülmektedir. Defrost işleminden sonra evaporatör sıcaklığı tekrar artmakta ve gün sonuna kadar aynı sebepten dolayı düşmesini sürdürmektedir. Şekil 4.40b' de ise defrost işlemi sırasında evaporatör gibi davranan iç ünite (kondenser) yoğuşma sıcaklığında önemli bir düşüş gözlenmektedir. Defrost işleminden sonra tekrar ısıtma işlemine geçen iç ünite kondenser sıcaklığı artışa geçmektedir.

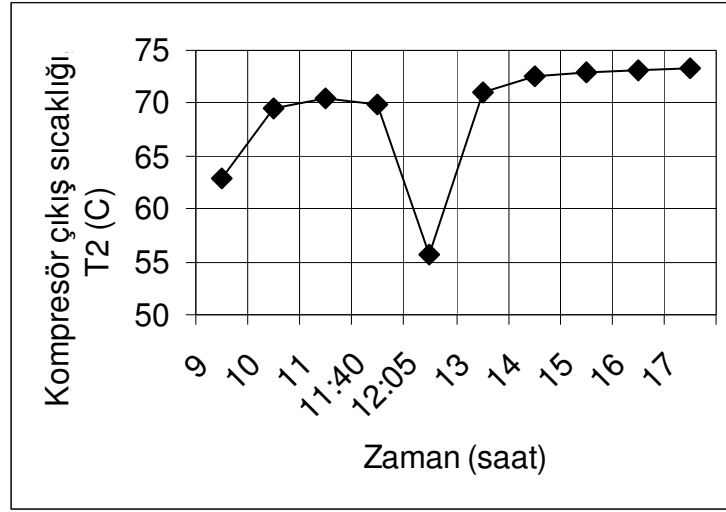


(a)

(b)

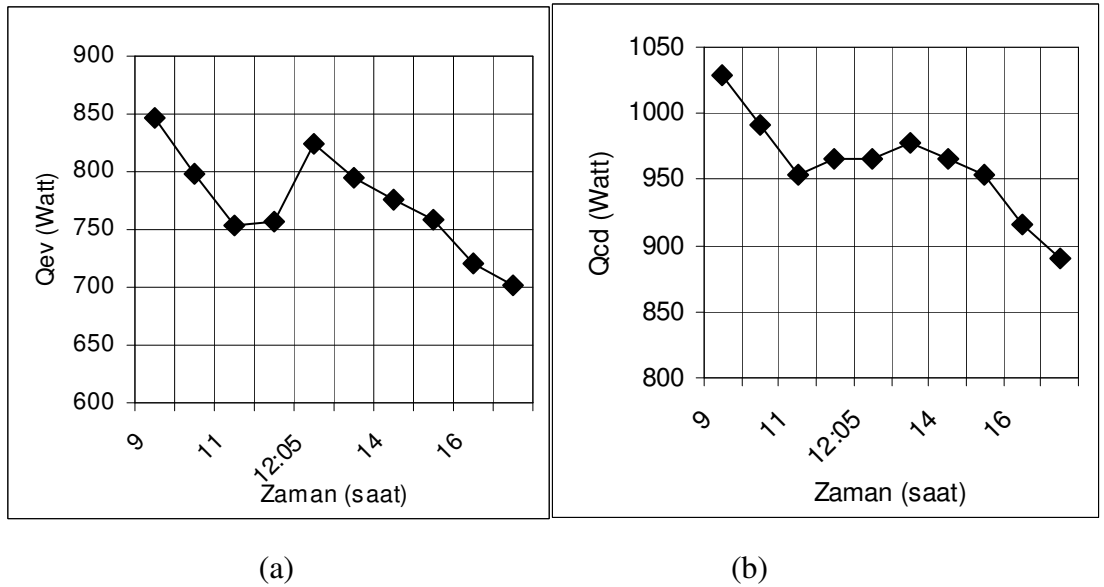
Şekil 4.40 Zamana bağlı olarak evaporatör (a) ve kondenser (b) sıcaklıklarının değişimi

Yine defrost işlemi sonrası kompresör çıkış sıcaklığındaki düşme de Şekil 4.41'de de görülmektedir. Defrost işleminden sonra kompresör çıkış sıcaklığı değerinin 70°C' den 56°C' ye düştüğü ve sonra sistemin rejime girmesiyle tekrar aynı sıcaklık değerine yükseldiği görülmektedir.



Şekil 4.41. Zamana bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının değişimi

Sistem çalışmaya başladığı andan itibaren dış hava sıcaklığının 4°C ' nin altında olmasından dolayı evaporatör ve kondenser kapasitelerinin hızla düştüğü Şekil 4.42 a ve b' de görülmektedir. Evaporatörde dış ortam havasıyla soğutucu akışkan arasındaki azalan ısı transfer miktarını arttırmak amacıyla yapılan defrost işlemi sonrası evaporatör ve buna bağlı olarak da kondenser kapasitesi artmaktadır. Bu artışı takiben yine karlanma nedeniyle her iki kapasite de düşüş eğilimi göstermektedir.

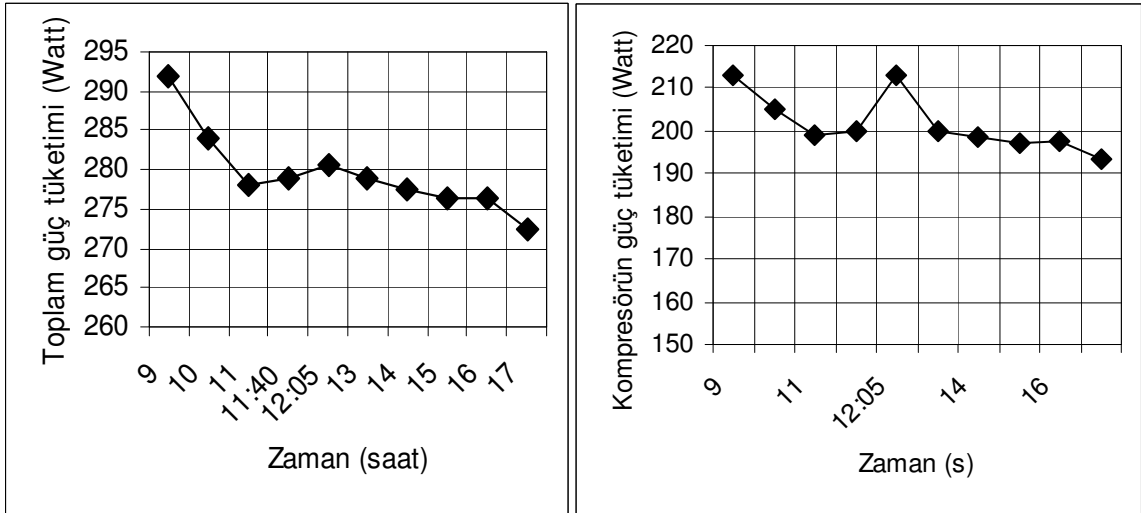


(a)

(b)

Şekil 4.42. Zamana bağlı olarak evaporatör (a) ve kondenser (b) kapasitelerinin değişimi

Tüm sistemin güç tüketimi sistem çalışmaya başladığı anda 291.98 W iken gün sonunda 272.43W değerine düştüğü Şekil 4.43a’ da görülmektedir. Şekil 4.43b’de ise sistem ilk çalışmaya başladığı anda kompresörün tükettiği güç 213 W iken defrost olana dek bu değer 199.12 W’ a kadar düşmekte ve defrost işlemi esnasında bu değer 138.08 W’ a düştüğü ve defrost sırasında tekrar 213 W değerine yükselip gün sonuna kadar 193.4 W değerine kadar düştüğü gözlenmektedir.

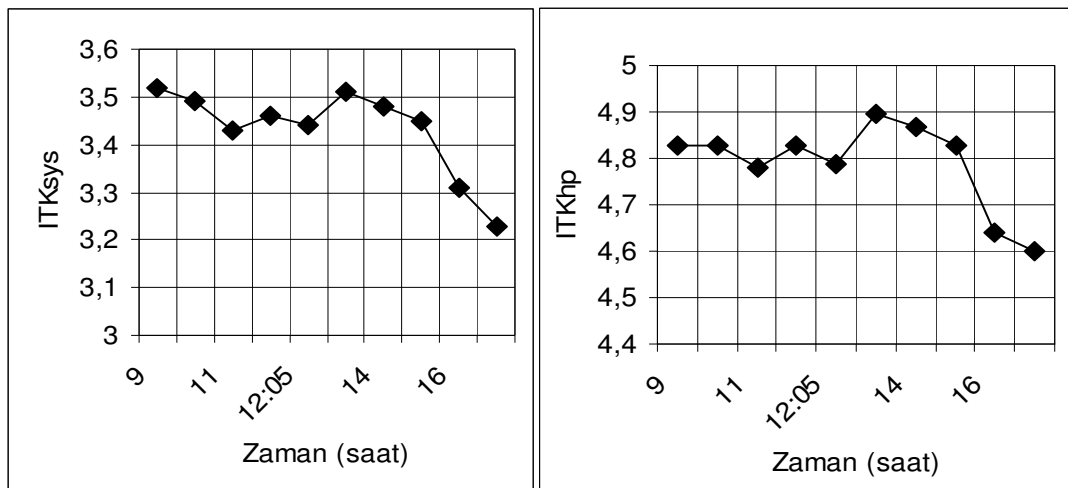


(a)

(b)

Şekil 4.43. Zamana bağlı olarak tüm sistemin (a) ve kompresörün (b) güç tüketimlerinin değişimi

Yukarıda elde edilen verilerin ışığında sistemin ITK_{sys} ve ITK_{hp} değerlerinin zamana bağlı olarak değişimi Şekil 4.44’ de görülmektedir.



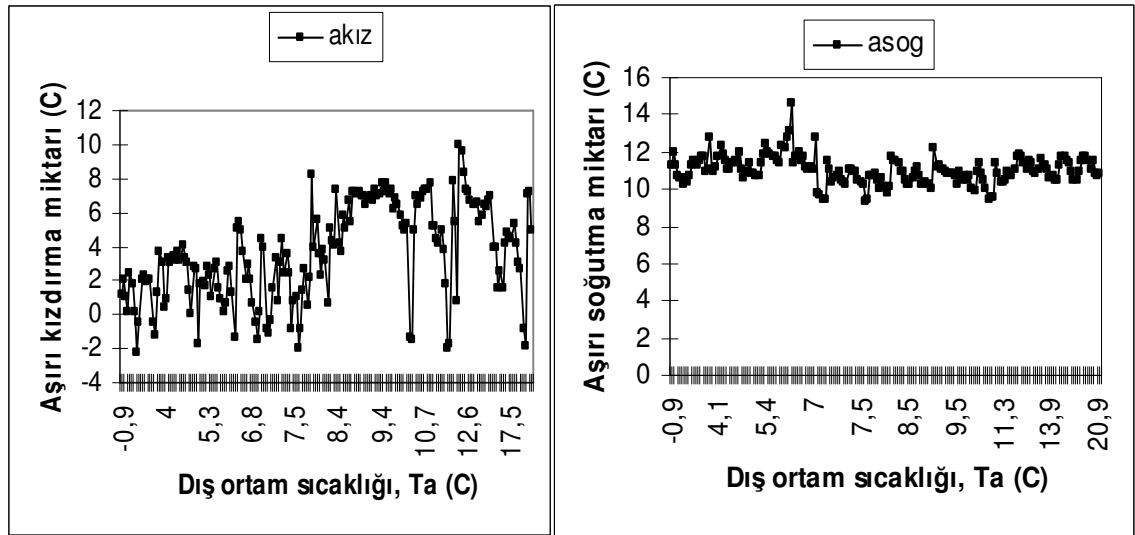
(a)

(b)

Şekil 4.44. Zamana bağlı olarak (a) ITK_{sys} ve (b) ITK_{hp} değerlerinin değişimi

Sistemin ilk çalışma esnasında alınan ITK_{sys} ölçüm değeri 3.52 dir. Azalan evaporatör ve kondenser kapasitesine bağlı olarak bu değer 3.43' e kadar düşmektedir. Defrost işlemi sonrası 3.52 değerine kadar çıkmakta ve gün sonuna değin hızlı bir şekilde azalarak 3.23 değerine ulaşmaktadır.

Şekil 4.45'de dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak aşırı kızdırma ve aşırı soğutma miktarlarının değişimi görülmektedir. Şekil 4.45' den görüldüğü gibi, aşırı kızdırma miktarının dış ortam hava sıcaklığından oldukça etkilendiği ve çok geniş değer aralıklarında salınım yaptığı gözlenmektedir.



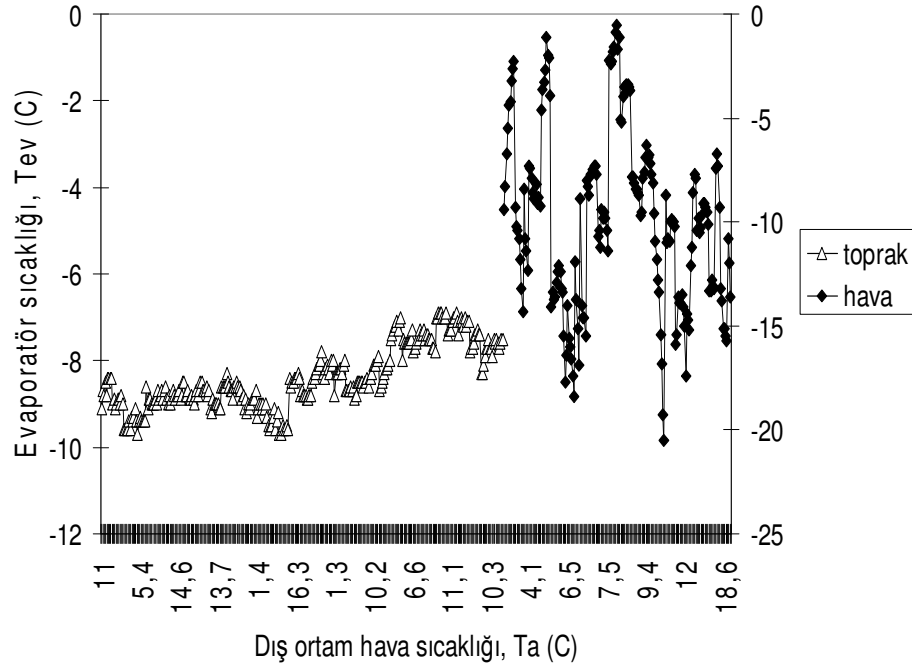
(a)

(b)

Şekil 4.45. Dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak (a) aşırı kızdırma, (b) aşırı soğutma miktarlarının değişimi

4.2.3. Kış Uygulaması Şartlarında Toprak ve Hava Kaynaklı Isı Pompasının Karşılaştırılması

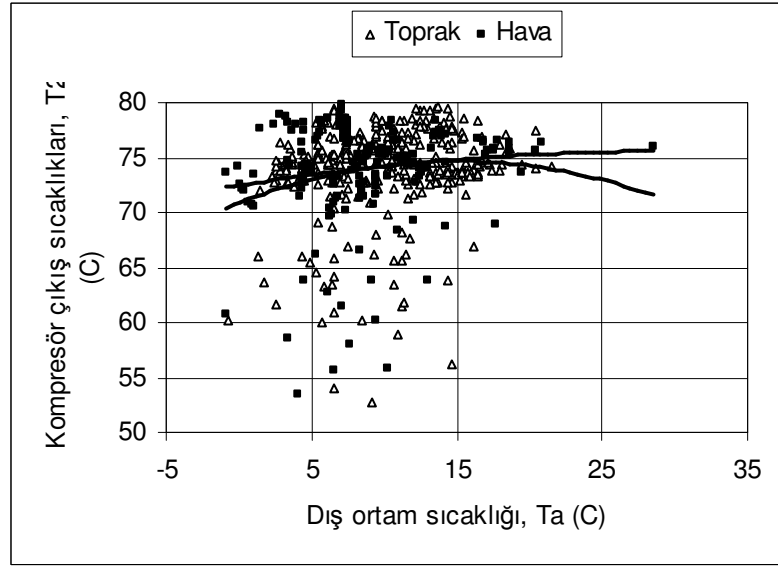
Kış ve yaz uygulamalarında toprak ve hava kaynaklı sistemin ortak parametreleri dış ortam hava sıcaklığıdır. Daha önce her iki sistemin tek tek analizi gerçekleştirilmişti. Şimdi ise dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak her iki sistem parametrelerinin değişimleri incelenmektedir. Şekil 4.46' ya bakıldığında dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak kaynaklı sistemin evaporatör sıcaklığı yaklaşık $(-8)^{\circ}\text{C}$ civarında seyrederken, hava kaynaklı sistemin evaporatör sıcaklığının çok değişken bir tavır sergilediğini ve yaklaşık (-2°C) ila (-20°C) arasında salınım yaptığı gözlenmektedir. Bu da hava kaynaklı ısı pompasının, toprak kaynaklı ısı pompasına göre dış ortam hava sıcaklığından önemli ölçüde etkilendiğini göstermektedir.



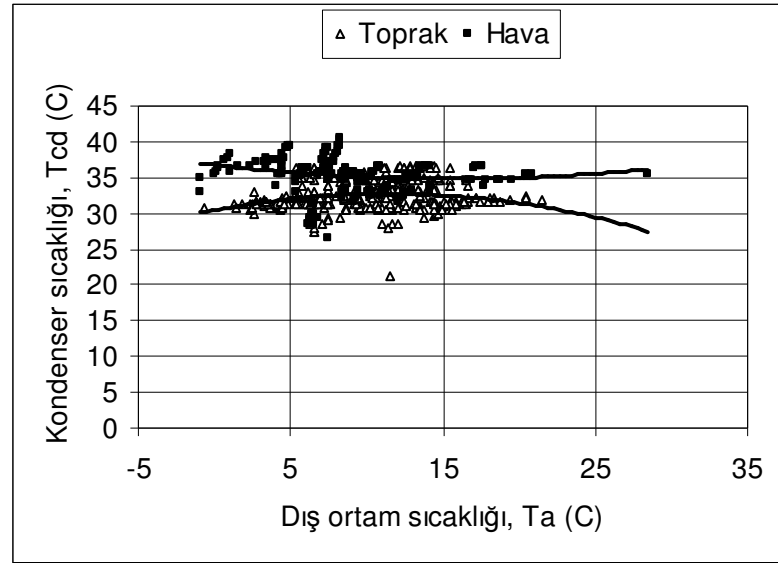
Şekil 4.46. Dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı ısı pompasının evaporatör sıcaklıklarının değişimi

Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak tasarlanan her iki sistemin hemen hemen aynı kompresör çıkış sıcaklıklarında çalıştıkları fakat hava kaynaklı sistemin toprak kaynaklı

sisteme nazaran daha yüksek yoğuşma sıcaklıklarına ulaştığı Şekil 4.47 ve 4.48’ de görölmektedir.



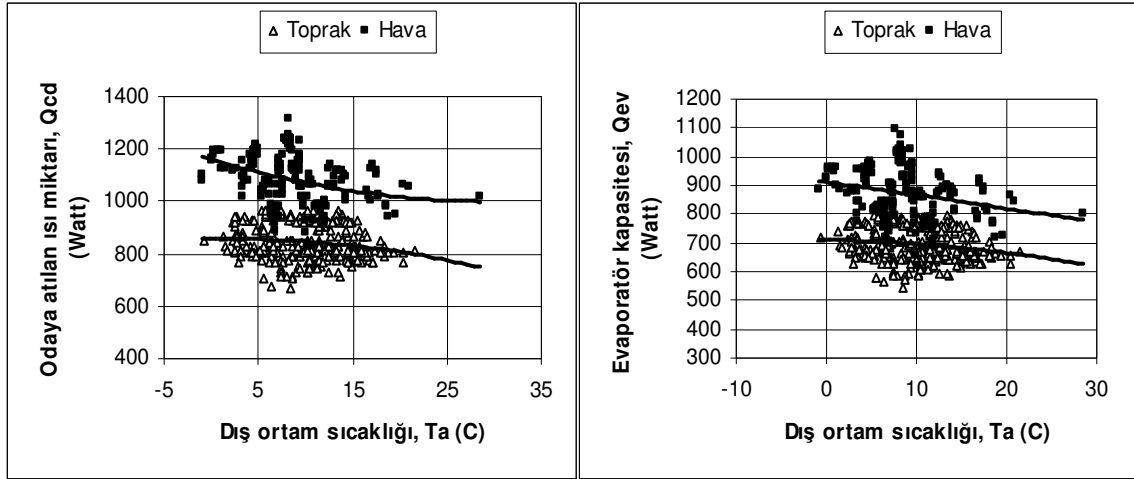
Şekil 4.47. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının değişimi



Şekil 4.48. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak kondenser sıcaklığının değişimi

Daha yüksek yoğuşma sıcaklıklarına ulaşabilen hava kaynaklı sistemin doğal olarak ortama atılan ısı kapasitesi de yüksek olmaktadır. Hava kaynaklı sistemin kondenser kapasite aralığı yaklaşık 1000-1200 W aralığında değişirken, toprak kaynaklı sistemin ise yaklaşık 750-900W aralığında seyretmektedir. Şekil 4.49a’ da göröldüğü gibi, hava kaynaklı sistem grafiğı toprak kaynaklı sisteme göre daha dik bir eğilim göstermektedir. Yine Şekil 4.49b’ de hava kaynaklı sistemin buharlaşma kapasitesinin

toprak kaynaklıya göre daha yüksek değerlerde seyrettiği görülmektedir. Hava kaynaklı sistem buharlaşma kapasitesi 800 ila 1000W aralığında, toprak kaynaklı sistemin ise 600 ila 800W aralığında değişmektedir. Hava kaynaklı buharlaşma kapasitesinin de yine yoğuşma kapasitesi gibi toprak kaynaklı sisteme göre daha değişken olduğu görülmektedir.

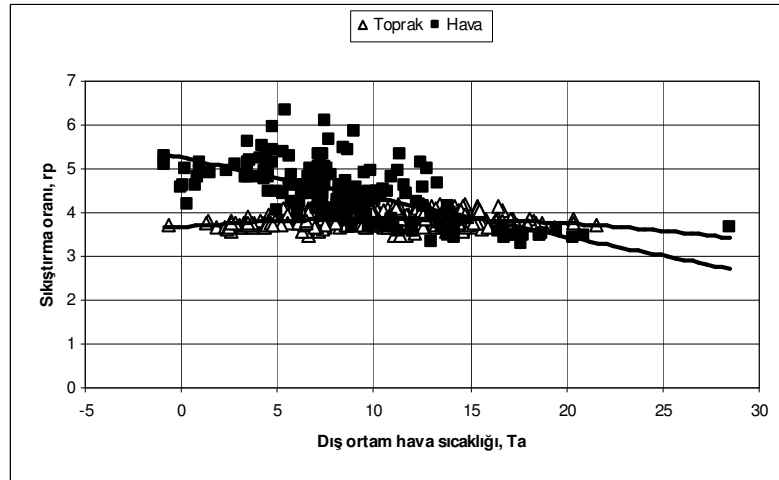


(a)

(b)

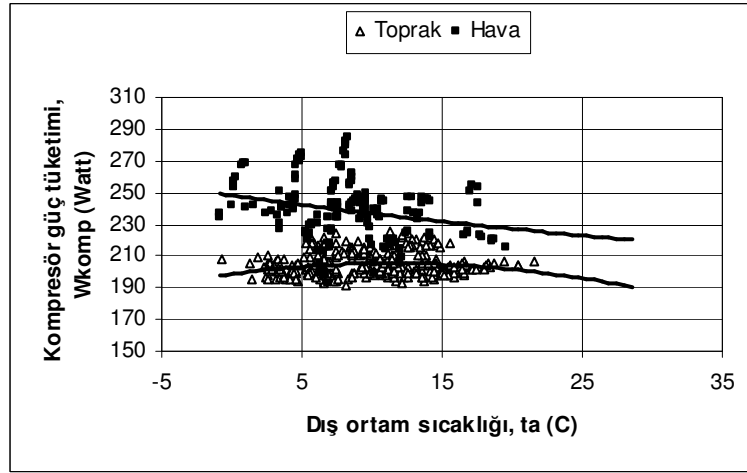
Şekil 4.49. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak (a) ortama atılan ısı (kondenser), (b) evaporatör kapasitesinin değişimi

Dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak evaporatör sıcaklığındaki değişkenlikten dolayı hava kaynaklı sistem, toprak kaynaklı sisteme göre daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmaktadır ve dış ortam sıcaklığı azaldığında toprak kaynaklı sisteme nazaran daha hızlı bir şekilde yükseldiği ise Şekil 4.50 ' de görülmektedir.



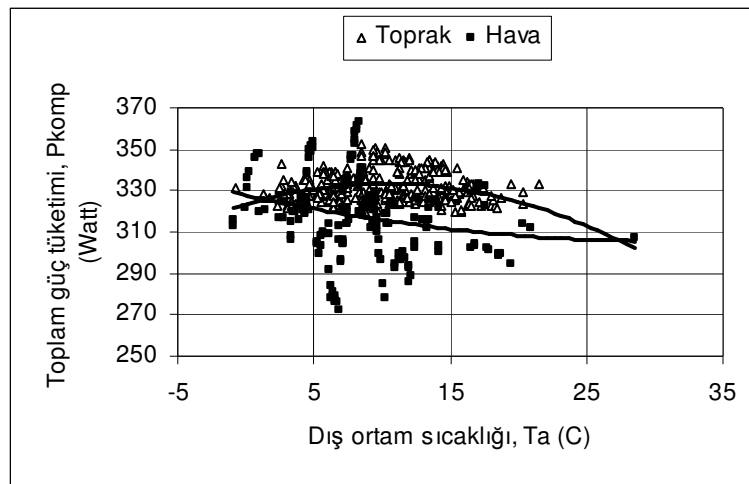
Şekil 4.50. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak sıkıştırma oranı değişimi

Toprak kaynaklı sistemin sıkıştırma oranları hemen hemen aynı aralıkta değişmekte ve aşırı bir iniş-çıkış göstermemektedir. Şekil 4.51’ de ise tek başına kompresörün tükettiği güç verilmektedir. Şekil 4.51’ den görüldüğü gibi, toprak kaynaklı sistemin çalışması esnasında kompresörün tükettiği güç, hava kaynaklı sistemin çalışması durumunda kompresörün tükettiği güçten daha azdır. Bunun nedeni ise yukarıda açıklandığı gibi, toprak kaynaklı sistemin daha düşük sıkıştırma oranında çalışmasıdır.



Şekil 4.51. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı sistemlere ait kompresör güç tüketimlerinin değişimi

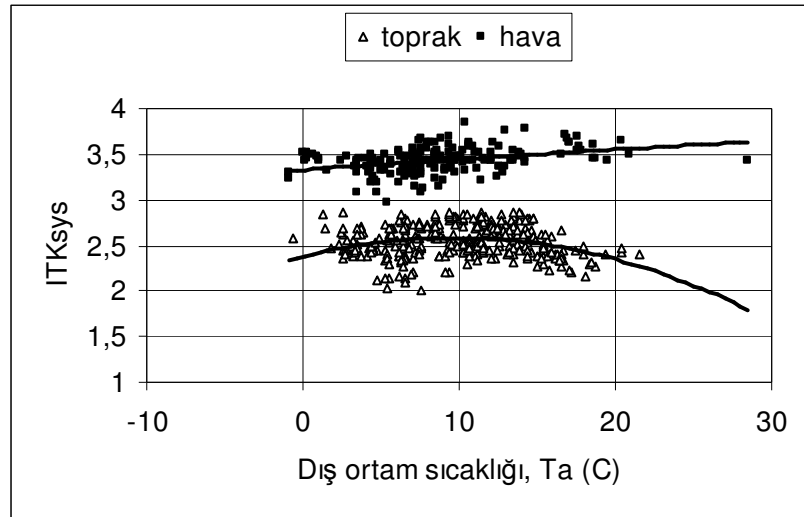
Her iki sistemin toplam güç tüketimlerinin değişimi de Şekil 4.52’ de gösterilmektedir.



Şekil 4.52. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı sistemlerin toplam güç tüketimlerinin değişimi

Burada ise toprak kaynaklı sistemin güç tüketiminin hava kaynaklı sisteme göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun başlıca sebebi ise seçilen pompanın güç tüketiminin (95 W) fanın güç tüketiminden (47 W) yüksek olmasıdır. Toprak kaynaklı sistemin güç tüketiminin belli bir aralıkta sabit değerler etrafında salınım yaparken, hava kaynaklı sistemde hava sıcaklığının azalmasıyla birlikte değişken ve artan bir eğilim gözlenmektedir.

Yukarıdaki verilerin ışığında hava ve toprak kaynaklı sistemleri dış hava sıcaklığına bağlı olarak toplam ısıtma tesir katsayısının değişimi Şekil 4.53’ de görülmektedir. Hava kaynaklı sistemin toplam ITK değeri yaklaşık 3.5 dolaylarında olup, dış ortam sıcaklığı arttığında bir artış gözlenmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompası ITK değeri ise 2.5 dolaylarında olup, bu değer etrafında salınım yapmaktadır.



Şekil 4.53. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak toprak ve hava kaynaklı sistemlerin toplam ısıtma tesir katsayısının değişimleri

Yukarıda yapılan analiz sonuçları özetlenecek olursa :

Yaz uygulaması şartları için :

1. Ölçüm alınan günler içerisinde hava sıcaklığı oldukça değişken bir tavır sergilerken toprak sıcaklığı hemen hemen sabit kalmıştır.
2. Toprak kaynaklı sistemin performansı dış ortam havası sıcaklık artışından daha çok, TID ünitesinde gerçekleşen ısı transfer miktarından etkilenmiştir. TID ünitesinde dolaşan akışkan ile toprak arasında gerçekleşen ısı transfer miktarı azaldığında, bu üniteden ayrılan akışkan (su) sıcaklığı artmıştır. Buna bağlı olarak kondenser kapasitesi azalmış ve toplam güç tüketimi artarak, sistemin STK değeri azalmıştır.
3. TID ünitesinde dolaşan akışkan ile toprak arasındaki ısı transfer miktarı sistem ilk çalışmaya başladığı andan itibaren, toprak ile üniteye dolaşan akışkan arasındaki sıcaklık farkının azalmasından dolayı düşmüştür. Buna bağlı olarak TID ünitesine giren ve ayrılan (kondensere ayrılan ve giren) akışkan sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkı gün boyunca hemen hemen sabit kalmıştır. TID ünitesinden ayrılan akışkan sıcaklığı (bu aynı zamanda kondensere giren akışkan sıcaklığıdır) azaldıkça, kondenserde gerçekleşen yoğuşma miktarı azalmış ve kondenser sıcaklığı artmıştır. Kondenser sıcaklığındaki artışla beraber soğutucu akışkanın TID ünitesinden gelen suya verdiği ısı miktarı azalmış yani kapasite düşmüştür. Bu nedenle TID ünitesi boru boyunun seçimi oldukça önem arz etmektedir. Boru boyunun küçük seçilmesi, kondenser sıcaklığının artmasına yol açacak, bundan kompresör sıcaklığı da olumsuz etkilenecektir. Hatta tasarlanan sistemin kapasite değerlerini karşılayamayan, yetersiz TID boru boyunun seçimi halinde, kompresör çıkış sıcaklığının kullanılan akışkanın kritik nokta sıcaklığını aşma durumu söz konusu olacak ve bu durumda kompresör zarar görecektir.
4. Hava kaynaklı sisteminin performansı etkileyen en önemli parametre dış ortam hava sıcaklığı olduğu görülmüştür. Tasarlanan hava kaynaklı sistemin

performansı yaklaşık 28°C dış ortam hava sıcaklığına kadar artmış, seçilen kondenser, bu sıcaklığın üzerindeki çevre şartlarının getirdiği yükü karşılamakta yetersiz kalmıştır. Isısını çevre havasına atamayan kondenser içindeki soğutucu akışkan yeterli yoğuşma işlemini gerçekleştiremediğinden kondenser basıncı artmıştır. Kondenser basıncının artmasına bağlı olarak kompresörün tükettiği güç artmış ve sonuç olarak sistemin performansı azalmıştır. Bunun sebebi seçilen kondenser ve evaporatör kapasitelerinin yetersizliği olarak açıklanabilir.

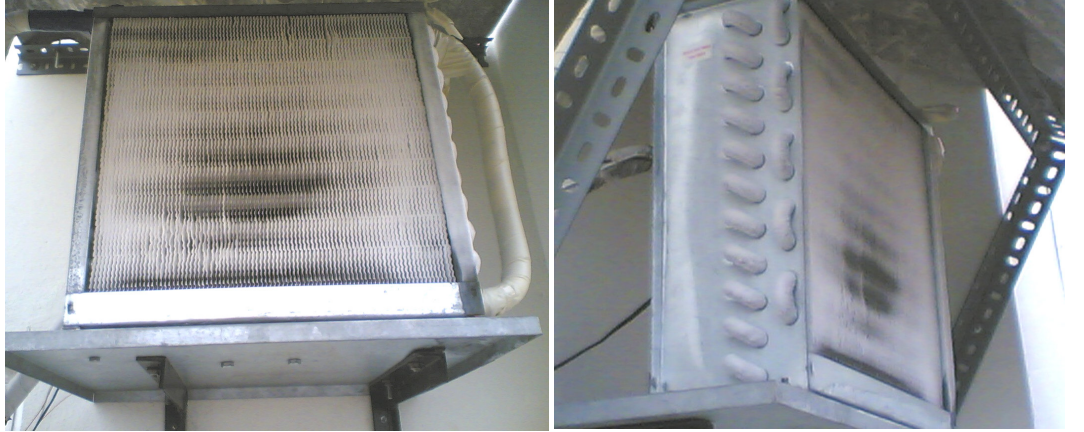
5. Hava kaynaklı sistemde dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak kondenser ve evaporatör sıcaklıkları (aynı zamanda kondenser ve evaporatör kapasiteleri), toprak kaynaklı sisteme göre daha çok etkilenmiştir. Bunun sebebi gün içerisinde hava sıcaklığının lineer bir artış göstermesi, toprak sıcaklığının ise sabit kalması olarak açıklanabilir.
6. Toprak kaynaklı sistemin toplam güç tüketiminin, hava kaynaklı sisteme göre daha fazla olduğu gözlenmiştir. Bunun sebebi seçilen pompanın tükettiği güç miktarının fanın tükettiği güç miktarından fazla olmasıdır. Pompa seçiminde dikkat edilmesi, düşük tüketime sahip pompa seçilmesi önerilmektedir.

Kış uygulaması şartları :

1. Bursa bölgesi iklim şartlarında kış uygulaması için ölçüm alınan Aralık-mart ayı ortalama dış ortam hava sıcaklık değerlerinin maksimum ve minimum değerleri arasındaki fark yaklaşık 14°C iken toprak sıcaklığındaki değişim 3.5°C civarında gerçekleşmiştir. En soğuk günün hava sıcaklık ortalaması 3°C civarında gerçekleşirken, toprak sıcaklığının en düşük ortalama değeri ise 9.5°C dolaylarında gerçekleşmiştir.
2. Toprak kaynaklı sistemin performansı dış ortam havası sıcaklık artışından daha çok, TID ünitesinde gerçekleşen ısı transfer miktarından etkilenmiştir. TID ünitesinde dolaşan akışkan ile toprak arasında gerçekleşen ısı transfer miktarı azaldığında bu üniteden ayrılan akışkan (su + antifriz) sıcaklığı azalmış ve buna

bağlı olarak topraktan çekilen ısı miktarı ve kondenser kapasiteleri azalmış ve toplam güç tüketimi artmış, sonuç olarak sistemin ITK değeri azalmıştır.

3. TID ünitesinde dolaşan akışkan ile toprak arasındaki ısı transfer miktarı sistem ilk çalışmaya başladığı andan itibaren, toprak ile üniteye dolaşan akışkan arasındaki sıcaklık farkının azalmasından dolayı düşmüştür. Buna bağlı olarak TID ünitesine giren ve ayrılan (evaporatörden ayrılan ve giren) akışkan sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkı gün sonuna doğru azalmıştır. TID ünitesine giren akışkan sıcaklığı artarken ayrılan akışkanın sıcaklığı azalmıştır. TID ünitesinden ayrılan akışkan sıcaklığı (bu aynı zamanda evaporatöre giren akışkan sıcaklığıdır) azaldıkça, evaporatörde gerçekleşen buharlaşma miktarı azalmış ve evaporatör sıcaklığı düşmüştür.
4. Hava kaynaklı sisteminin performansının yaz uygulamasına göre dış ortam hava sıcaklığından daha çok etkilendiği görülmüştür. Dış ortam hava sıcaklığının 4°C'nin altına düştüğü zamanlarda dış üniteye yer alan evaporatör yüzeylerinin karlandığı ve hava ile bakır borular içinde dolaşan soğutucu akışkanın ısı alış-verişinin mümkün olmadığı gözlenmiştir (Bkz. Şekil 4.54).



Şekil 4.54. Evaporatör yüzeyinin karlanması

Evaporatör yüzeyinde ısı transferini arttırmak amacıyla defrost işlemi uygulanmıştır. Defrost işlemi uygulandığı anda oda sıcaklığı ve sisteme ait kondenser ve kompresör sıcaklıkları düşerken evaporatör sıcaklığı yükselmiştir.

Ters çevrim olarak uygulanan defrost işlemi sırasında iç ünite ile dış ünitenin fonksiyonları işlevsel olarak yer değiştirmiştir, yani test odasında ısıtma işlemini gerçekleştiren kondenser, defrost işlemi süresince evaporatör işlevi görmüş ve ortamdaki ısıyı çekmiştir. Dış ünite olarak görev yapan evaporatör ise kondenser işlevi görerek ortama ısı vermiştir. Bu ortama ısı verme esnasında, serpantin yüzeylerinde biriken buz tabakası erimiş ve yüzey temizlenerek hava ile soğutucu akışkan arasında engel teşkil eden buz tabakası ortadan kaldırılmıştır. Buz tabakası kalktıktan sonra tekrar 4 yollu vanaya komut verilmek suretiyle sistemin tekrar eski haline dönmesi sağlanmıştır. Defrost işleminden sonra evaporatör kapasitesi artarken, kondenser kapasitesi düşmekte, fakat tekrar çalıştıktan kısa bir süre sonra dış ortam sıcaklığının düşük olması nedeniyle evaporatör kapasitesi tekrar azalmakta ve kondenser kapasitesi de buna bağlı olarak düşmektedir.

Görüldüğü gibi hava kaynaklı ısı pompası sisteminde defrost işlemi sırasında ısıtılmaya çalışılan ortamdaki ısı çekilmekte ve defrost süresince ortam soğumaktadır. Bu da önemli bir enerji kaybına yol açmaktadır. Bu yüzden kış iklim şartları 4°C ' nin altında olan bölgeler için bu sistemin kullanılması uygun olmayacaktır. Bursa ilimiz için ölçüm yapılan sayılı günlerde bu sıcaklıklara düşülmüştür. Bu yüzden ilimizde hava kaynaklı ısı pompasının kullanılması uygun görülmektedir. Bölgemizden daha soğuk iklim şartlarına sahip doğu bölgelerimizde yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı hava kaynaklı ısı pompası sistemin bu bölgelerde ısıtma amaçlı kullanılması mümkün görülmemektedir. Bununla birlikte toprak kaynaklı ısı pompasının defrost sorunu olmadığı için kışı çok soğuk olan bölgelerde rahatlıkla kullanılması uygun olacaktır.

5. TARTIŞMA

Son yıllarda ülkemizde toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanımı gittikçe yaygınlaşmaya başlamıştır. Özellikle villa tip yerleşim alanları için uygulama sahası bulabilen bu tip ısı pompalarının kullanım alanlarının elektrik enerjisi maliyetleri düşürüldüğünde daha da yaygınlaşacağı açıkça görülmektedir. Ülkemizde sayılı birkaç Üniversitemizde bu konu üzerine araştırmalar yapılmıştır ve yapılmaktadır. Bu çalışma Bursa ili şartları için akademik olarak yapılan ilk çalışma niteliği taşımaktadır.

Yapılan bu çalışmada TID ünitesi 2m derinliğe yatay olarak gömülen toprak kaynaklı ısı pompası ile yaygın olarak kullanılan hava kaynaklı ısı pompası sisteminin performansının analizi ile birlikte her iki sistemin performanslarının mukayesesi gerçekleştirilmiştir. Bu mukayese sonucunda hava kaynaklı sistemin veriminin hem yaz, hem de kış için toprak kaynaklı sisteme nazaran daha yüksek olduğu görülmektedir. Fakat yapılan deneysel çalışma sırasında her iki sistemin dış ünitelerinin kapasitelerinin aynı değerleri vermediği, toprak kaynaklı sistemin dış ünite (yani TID ünitesinde dolaşan akışkanın ısını bu ünite içinde dolaşan soğutucu akışkanla ısı alış-verişinde bulunduğu ünite) kapasitesinin hava kaynaklı sistemin dış ünite kapasitesine göre daha küçük seçildiği fark edilmiştir. Her iki sistem aynı kompresör ve iç ünite ile çalışırken, hava kaynaklı sistemin dış ünitesi hava kaynaklı kanatlı borulu eşanjör olup, toprak kaynaklı sistemin ise su soğutmalı coaxial tip eşanjördür. Toprak kaynaklı sistemin dış ünitesi kapasite değerlerinin, hava kaynaklı sistemin dış ünitesinden ölçülen kapasite değerlerine göre biraz daha düşük değerlerde kaldığı tespit edilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompası veriminin düşük olması sebeplerinden bir tanesi bu olup, hava kaynaklı sistemle aynı kapasite değerlerini verseydi verim değerlerinin mukayesesi daha sağlıklı olabilirdi. İkinci bir etken ise, toprak kaynaklı sisteme ait toprağa gömülen TID ünitesi boru uzunluğudur. Eğer toprağa daha fazla uzunlukta boru yerleştirilseydi, toprakla olan ısı transferi miktarı artacak ve verim de olumlu yönde etkilenecekti.

Toprak kaynaklı sistemlerde kompresörden sonra en fazla güç tüketen eleman pompa olup, uygun pompa seçimi önem arz etmektedir. Sistem kapasitesinin üzerinde

pompa seçmek sisteme ekstra bir yük yükleyecektir. Boru kayıpları doğru hesaplanarak aynı işi daha az enerji sarf ederek yapan pompa seçimi önem arz edecektir.

Hava kaynaklı ısı pompasının kış mevsimi 4°C' nin altında seyreden bölgeler için uygun olmadığı açıkça görülmektedir. Toprak kaynaklı sistemin daha stabil çalışması ve dış ortam sıcaklığından hava kaynaklı sisteme nazaran daha az etkilenmesi kış şartları çetin geçen bölgelerimiz için tercih sebebidir.

İşletme ve bakım açısından olaya bakıldığında ise, hava kaynaklı ünitenin dış ünitesinin periyodik bakımı gerekirken, toprak kaynaklı üniteye böyle bir sorun söz konusu değildir. Toprak kaynaklı sistem uzun yıllar sorunsuz bir şekilde, bakım gerektirmeden çalışabilmektedir.

Toprak kaynaklı sistemin ilk yatırım maliyeti her ne kadar, hava kaynaklı sisteme göre daha fazla ise de, elde edilen verilere göre kışı çok çetin geçen bölgelerde hava kaynaklı sistemin çalıştırılması mümkün olmadığından ve bakım gibi bir sorunu olmadığından tercih sebebidir.

KAYNAKLAR

ABOU-ZIYAN,H.Z.,AHMED,M.F.,METWALLY,M.N. and Abd El-Hameed,H.M.1997.Solar-Assisted R22 and R134a Heat Pump Systems for Low-Temperature Applications. Applied Thermal Engineering, Vol.17, No.5, p. 455-469

AKPINAR, E.K.2005.Deneysel Çalışmalardaki Hata Analizine Bir Örnek:Kurutma Deneyleindeki Hata Analizi.Mühendis ve Makine Dergisi,Cilt 46, Sayı 540, sayfa 41-48.

ASAN, H. Ve NAMLI, L.1997.Deneysel Isı transferi ve Basınç Kaybı Çalışmalarında Belirsizlik Analizi.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniğı Kongresi Bildiri Kitabı, Edirne, sayfa369-378

ATAMAN,H.1991.Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompası Tesisinin Tasarımı ve Optimizasyonu Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 79 s.

AYE,L. and CHARTERS,W.W.S.2003.Electrical and Engine Driven Heat Pumps for Effective Utilisation of Renewable Energy Sources. Applied Thermal Engineering, Vol.23, p.1295-1300.

AYDEMİR,M.2002.Isı Pompasının Çalışma Prensibi, Boyutlandırılması, Isı Kaynağının Seçimi ve Bir Uygulama Örneğı. Tesisat Dergisi, Sayı 81, sayfa 232-246.

AYDEMİR, M.2002.Toprak Kaynaklı Isı Pompaları. Tesisat Dergisi, Sayı 74, Sayfa 54-60.

BABÜR N. 1986. Design and Construction of an Earth Source Heat Pump. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliğı Bölümü, Ankara. 119 s.

BETZ, M. (Çeviri:Korhan Küçümen).2003.Kullanım Alanları, Enerji Açısından Etkenler, Ekonomiklik, Hijyen: Toprakdan Havaya Isı Değiştiricileri. Tesisat Dergisi, Sayı 93, Sayfa 94-100.

Bİ,Y., CHEN,L. and WU,C.2002.Ground Heat Exchanger Temperature Distribution Analysis and Experimental Verification. Applied Thermal Engineering, 22 (2002) 183-189.

BJELM, L. and SCHARNELL, L.1983. Large Heat Pump Plants For District Heating Utilization Geothermal Energy. G.R.C.Trans, Vol.7, p.573-577.

BLOOMQUIST, R.G. and SCHUSTER, J.E. 1994. Direct Use of Geothermal in Washington State Past, Present and Future, G.R.C. Trans., Vol.18, p.73-78.

BOSE, J.E.1981.Design and Testing of a Solar assisted Coils”, DOE Bildirisi, Ocak 1981, Washington

BULUT ,H., BÜYÜKALACA,O. and YILMAZ T.2001.Bin Weather Data For Turkey. Applied Energy. 70(2001), p.135-155.

BÜYÜKALACA, O., BULUT, H. And YILMAZ, T.2001. Analysis of Variable-Base Heating and Cooling Degree-Days for Turkey. Applied Energy, 69 (2001): 269-283

BÜYÜKALACA,O., EKİNCİ,F. and YILMAZ T.2003.Experimental Investigation of Seyhan River and Dam Lake as a Heat Pump. Energy, 28 (2003) :157-169

CATAN, M.A and V. D. BAXTER. 1985, An Optimized Ground Coupled Heat Pump System Design for Northern Climate Applications. ASHRAE Transactions, Part 2b, Vol. 91, p.1185-1203.

CLAESSON, J. and DUNAND, A.1983.Heat Extraction From the Ground by Horizontal Pipes-A Mathematical Analysis. Swedish Council for Building Research

CLAESSON,J. and BENNET,J.1987. Multipole Method To Compute The Conductive Heat Flows to and Between Pipes. JIGASTOCK 88. Vesailles, France

CLAESSON, J. and ESKILSON, P.1988. Conductive Heat Extraction to Deep Borehole, Thermal Analyses and Dimensions Rules. Energy, Vol.13, No.6, p.509-527.

ÇANAKÇI, C., ÖZGENER,Ö. and HEPBAŞLI,A.2001.Jeotermal Isı Pompaları ve Uygulamaları. Termoklima Dergisi, Sayı 108, sayfa 21-29

ÇENGEL Y. A. ve M. A. BOLES. 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Literatür Yayıncılık, İstanbul. 867 s.

DE SWARDT,C.A. and MEYER,J.P.2001.A Performance Comparision Between an Air Source and a Ground-Source Reversible Heat Pump. International Journal of Energy Research, 25:899-910

DVOROV, I.M., and LEDENTSOVA N.A., 1994, Utilization of Geothermal Water for Domestic Heating and Hot Water Supply, G.R.C.Trans., Vol.8, p. 2109-2116

GÜNERHAN, H., ÜLGEN, K. ve HEPBAŞLI, A.2001.Jeotermal (Toprak) Kaynaklı Isı Pompalarında Toprak Isı Değişiricisinin Tasarımı: Ege Üniversitesi Uygulaması, TIBTD- ULIBTK'01 13.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Selçuk Üniversitesi, Konya, 6s.

EKER, B.1997. Jeotermal Enerjiden Yaralanmak Üzere Kullanılan Isı Pompalarının Genel Karakteristikleri, ULIBTK'97 11. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi 17-19 Eylül 1997, Edirne, s.505-509

ESEN, H., İNALLI, M. ve ESEN, M.2003.Yatay Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Deneysel Uygulaması. Mühendis ve Makine Dergisi, Sayı 523, 9s.

ESEN,H. ve İNALLI,M.2003.Elazığ İklim Şartlarında Yatay Borulu Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansı. Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 15(2), p.255-263.

ESKILSON, P., and HELLSTRÖM, G.1987.Response Test for a Heat Store with 25 Boreholes, Notes on Heat Transfer, Lund Institute of Technology

FREESTONE ,P.H.1995.Direct Uses of Geothermal Energy 1995. Geothermics, 25(2):189-214

BÜYÜKALACA O., BULUT, H. ve YILMAZ,T.2000. Türkiyenin Bazı Bölgeleri İçin Derece-Gün Değerleri. 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, Sakarya, Cilt:1,s107-112

AL-MANSOUR, F. and TOMSIC,M.1994.Heat Pumps in Industry. Heat Recovery Systems&CHP, Vol.14, No.1, pp.51-60.

YILMAZ, V.2000.Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Klasik Sistemlerle Tekno Ekonomik Karşılaştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bil. Enst., İstanbul, 90s.

GIVONİ,B.1977. Underground Long Term Storage of Solar Energy –an Overview. Solar Energy, Vol.19, p. 617-623.

GOSWAMI, D.Y and DHALIWAL, A.S.1985. Heat Transfer Analysis in Enviromental Control Using an Underground Air Tunel. Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 107, p.141-145.

HABALI, K.1994.Isı pompası Uygulamalarında Son Gelişmeler. Yüksek lisans Tezi, Gazi Üniv. Fen Bil. Enst., Ankara, 175s.

HALOZAN, H., 1988, Inverter-Driven Heat Pumps for Hydronic Systems, G.R.C.Trans., Vol.6, p.1269-1282.

HEALY,P.F. and UGURSAL,V.I.1997.Performance and Economic Feasibility of Ground Source Heat Pumps in Cold Climate. International Journal of Energy Research, Vol.21, p.857-870.

HEAP, R.D. 1979. Heat Pumps. Halsted Press, New York. 155 s.

HEPBAŞLI, A. ve ÖZDEN,A.1999.Geleceği Teknolojisi: Yer Kaynaklı Isı Pompaları. 99' TESKON Program Bildirileri/IPS-31, Makine Mühendisleri Odası Bildirisi, Yayın Kodu: ULB-18.

HEPBAŞLI, A. ve Ö. ERTÖZ. 1999. Geleceğin Teknolojisi: Yer Kaynaklı Isı Pompaları. TMMOB Makina Mühendisleri Odası IV. Tesisat Kongresi Bildirileri Kitabı, Cilt I., İzmir. s. 445-492

HEPBAŞLI, A.ve HANCIOĞLU, E.2001.Toprak Kaynaklı (Jeotermal) Isı Pompalarının Tasarımı, Testi, Fizibilitesi. Teskon 2001 Kapsamında Sunulan Bildiriler, Makine Mühendisleri Odası Ek Bildiri, s.339-382.

HEPBAŞLI, A. ve HANCIOĞLU, E.2001.Toprak Kaynaklı (Jeotermal) Isı Pompalarının Tasarımı, Testi, Fizibilitesi. V. Ulusal Tesisat Mühendisleri Kongresi ve Sergisi, İzmir, Teskon 2001, s.521-564.

HEPBAŞLI, A.2002.Türkiye Binalarında Toprak Kaynaklı (Jeotermal) Isı Pompası Uygulamaları: Enerji Verimliliği Değerlendirmesi. Türkiye Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi, s.24-33

HEPBAŞLI,A.2002.Performance Evaluation of a Vertical Ground-Source Heat Pump System in İzmir, Turkey. International Journal of Energy Research, 26:1121-1139

HUTTRER,G.W.1997.Geothermal Heat Pumps: An Increasingly Successful Technology. Renewable Energy, Vol.10, No.2/3, pp.481-488.

INGERSOLL,L.R., ADLER,F.T., PLUSS,H.J. and INGERSOLL, A.C.1950. Theory of Earth Heat Exchangers for the Heat Pump, HRAC, pp. 113-122.

İŞİK, N., ONAT, A. ve MENDİ, F.2000.Havadan Suya Mekanik Isı Pompası Farklı İşletme Koşullarında Deneysel Performans Çalışması. 6. Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Kongresi 13-14 Nisan 2000, Çukurova Üniversitesi, Adana, s.213-229.

İNALLI, M.1993.Toprak Altında Depolanan Güneş Enerjisi ile Beslenen Isı Pompalı Bir Konut Isıtma Sisteminin Bilgisayarda Simülasyonu. Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bil. Enst., Elazığ, 161s.

İNALLI, M. ve ÜNSAL, M.1997.Yeraltında Mevsimlik Depolanan Güneş Enerjisi ile Beslenen Isı Pompalı Bir Konut Sisteminin Analizi. Journal of Engineering and Enviromental Sciences, 21 (1997) 363-370.

İNALLI, M., ÜNSAL,M. ve TANYILDIZI, V.1997.A Computational Model of a Domestic Solar Heating System with Underground Spherical Thermal Storage. Energy, Vol.22., No.12, p.1163-1172.

İNALLI, M.2000.Toprak Kaynaklı Isı Pompası Tasarım Esasları ve Uygulama Biçimleri. Tesisat Dergisi, Sayı 51, s.90-98.

İNALLI, M. and ESEN,H..2004..Experimental Thermal Performance Evaluation of a Horizontal Ground-Source Heat Pump System Applied Thermal Engineering, Vol.24, Issues 14-15 , p. 2219-2232

JAUD, P.1985. Geothermal Heating Systems Using Heat Pumps, Geothermics, Vol.14, p.189-196

KARA, Y.A.1999. Düşük Sıcaklıktaki Jeotermal Kaynakların Isı Pompası Yardımıyla Bina Isıtmada Kullanımı. Doktora Tezi, Atatürk Üni. Fen Bil. Ens. Mak. Müh. A.B.D. , Erzurum, 130s.

KARAÇAVUŞ, B.1995. Isı Pompalarının Teorik Modellenmesi ve Hava/Hava Prensibine Göre Çalışan Bir Isı Pompası ile Deneysel Çalışmalar. Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniv. Fen Bil. Ens., Edirne, 120s.

KAVANAUGH, S.P.1992. Using Existing Standards To Compare Energy Consumption of Ground Heat Pumps With Conventional Equipment. ASHRAE Transactions, 98 (2):599-606

KAVANAUGH, S.P.2001. Energy Uses of Pumping Options for ground Source Heat Pumps. Ashrae Transactions I., p.589-599.

KEMLER, E.N. and Oglesby, S.Jr.1950. Heat Pump Applications, McGraw-Hill Book Company, 300p

KENİSARİN, M.M., LUND, P.D. and KARABAEV, M.K.1988. Numerical Modelling of a Centralized Solar Heating Systems with Seasonal Thermal Storage. Applied Solar Energy. Vol.24, No:2, p.52-56

KERSTEN, M.S. 1949. Laboratory Research for the Determination of the Properties of Soils. Engineering Experiment Station, Minnesota University, Minneapolis

KILKIŞ, B.1981. Kent dışı Konutlarda Isı Pompası Kullanımında Toprak Isısından Yararlanma Yöntemleri. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt 4, Sayı 1, s.21-25.

KINCAY, .O ve ÇİLİNGİR, D.2002.Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri ile Doğalgaz ve LPG Sistemlerinin Ekonomik İncelenmesi. Tesisat Dergisi, Sayı 84, s.188-195

KINCAY, O., TEMİR, G.2002.Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Sistemlerin Ekonomik İncelenmesi. Tesisat Mühendisliği Dergisi, Mart-Nisan 2002, s.31-37.

KUNZE, J.F. and FORSGREN, K.F. 1978.The Economics of Heat Pumps as a Device to Assist in Geothermal District Space Heating, G.R.C.Trans., Vol.2, p.387-390.

LAZZARİN R.M.1995.Heat Pumps in Industry II. Applications. Heat Recovery Systems &CHP, Vol.14, No.3, p.305-317.

LAZZARİN R.M.1994.Heat Pumps in Industry - I. Equipment. Heat Recovery Systems&CHP, Vol.14, No.6, p.581-597.

LUND,P.D. and OSTMAN,M.B. 1985. A Numerical Model Seasonal Storage of Solar Heat in the Ground by Vertical Pipes. Solar Energy Vol.34, No: 4/5, p.351-366.

LUND, J.W.1997.Direct heat Utilization of Geothermal Resources. Renewable Energy, Vol.10, No.2/3, p.403-408.

LUND, P.D., KENİSARİN, M.M., and KARABAEV, M.K.1987. A Feasibility Study of Seasonal Thermal Storage in Solar Heating System for Southern Climates, report TKK-F-A-617, Otaniemi

LUND, P.D. and PELTOLA, S.S.1987. Verification of a CSHPSS simulation Program with Emphasis on System Control. Solar Energy, Vol.39, No.6, p.513-519.

MATHEN, D.V. 1984. Performance Monitoring of Selected Groundwater Heat Pump Installations in North Dakota, ASHRAE Trans., Vol.6, p.290-303.

MATSUMOTO, M. and KOTERA, N.1988. An Analysis of the heat Storage Process in Wet Soil Solved as a Coupled Problem, Energy and Buildings, Vol.11, p.239-247.

MILES,L.1994.Heat Pumps : Theory and Service, Delmar Publisher Inc., NY, 416p.

MICHAELA A. MARTIN, DURFE, D.J. and HUGES, P.J.1999.Comparing Maintenance Costs of Geothermal Heat Pump Systems With Other HVAC Systems in Lincoln Public Schools: Repair, Service and Corrective Actions. ASHRAE Trans., Vol.105, Pt.2, 9p.

NIESS, R.C.1979. Utilization of Geothermal Energy With an Emphasis on Heat Pumps. G.R.C.Trans., Vol.5, p.73-80.

NIESS, R.C. 1980. High Temperature Heat Pumps Can Accelerate The use of Geothermal Energy, ASHRAE Trans., Vol.7, p.755-762.

PETIT, P. J. and MEYER, J.P.1998.Economic Potential of Vertical Ground-Source Heat Pumps Compared to Air-Source Air Conditioners in South Africa. Energy, Vol.23, No.2, p.137-143.

PIHTILI,K., YILDIZ,C. ve BIÇER,Y.1993.Isı Pompası Optimizasyonu. F.Ü. Fen ve Müh. Bilimleri Dergisi, Elazığ, 5 (2), s.1-10.

POPIEL, C.O., WOJTKOWIAK, J. and BIERNACKA, B.2001.Measurements of Temperature Disturbition in Ground, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 25, p.301-309.

RAFFERTY, K.D.1992. Large Tonnage Groundwater Heat Pumps-Experiences with Two Systems. ASHRAE Trans., Vol.9, p.581-592.

REAY,D.A. ve D.B.A. MACMICHAEL. 1979. Heat Pumps Design and Application. Pergamon Press, London. 303 s.

SHELTON, J.1975. Underground Storage of Heat in Solar Heating System. Solar Energy, Vol.17, p.137-143.

SLİMA, T. and KOTYZA, J.2003.Application of Existing Wells As Ground Heat Source for Heat Pumps in Poland. Applied Energy, Vol.74, p.3-8.

STOECKER, W.F.1989.Design of Geothermal System, 3rd Edition, McGraw-Hill, New York.

SARAÇ, H.İ., UYSAL, Ü., SÖZBİR, N. ve YİĞİT, K.S.1996. Soğutma Sistemleri ve Isı Pompalarının Dizaynı İçin Bir Yaklaşım. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt 18. No.1, s.31-38.

SULLİVAN, W.N. 1994. The Sandia/DOE Program on Geothermal Heat Pumps, G.R.C. Trans., Vol.18, s.393-397.

TOKSOY, M.1983. Isı Pompası-Isı Deposu Uygulamasında Bir Enerji Tasarruf Ölçütü ve Bir Uygulama. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Özel Sayı, İzmir, s.183-201.

ÜNSAL M. ve YUMRUTAŞ R.1989. Güneş Enerjisinin Toprak Altından Mevsimlik Depolanması ve Isı Pompası Eşliğinde Konutların Isıtılması. Isı Bilimi ve Tekniği 7. Ulusal Kongresi Bildiri Kitabı, s.334-346.

WALLİN, E. and BERNTSON, T.1994. Integration of Heat Pumps in Industrial Processes. Heat Recovery Systems&CHP, Vol.14, No.3, p. 287-296.

YAMANKARADENİZ, R.1986. Isı Pompasının Dünyadaki Tarihi Gelişimi ve Halen Türkiye’de Uygulanmamasının Nedenleri. Mühendis ve Makine Dergisi, Cilt 27, Sayı 316, s.21-23.

YAMANKARADENİZ R., İ. HORUZ, C. SALİH. 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, Vipaş A.Ş. Yayın No: 79, Bursa. 607 s.

YILMAZ V. 2000. Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Klasik Sistemlerle Tekno-Ekonomik Karşılaştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul. 90 s.

YILDIZ, C. ve BİÇER, Y.1994.Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompalarında II. Kanunun Analizi. Termodinamik Dergisi, Ekim 1994, s.30-32.

YUMRUTAŞ,R. and ÜNSAL, M.2000.A Computational Model of a Heat Pump System with a Hemispherical Surface Tank As The Ground Heat Source.Energy, Vol.25, p.371-388.

ZOGOÜ,O. and STAMATELOs,A.1998.Effect of Climatic Conditions on the Design Optimization of Heat Pump System for Space Heating and Cooling. Energy Convers and Mngmt, Vol.39, No.7, p.609-622.

Oklahoma State University International Ground Source Heat Pump Assaciation Brochures Geothermal Heating, Cooling and Water ,Heating Systems.2004.

Geo Thermal A Dynamics A Division of W&C.Laub Heat Pumps Brochures, Australia

<http://www.geothermalheatpump.com>

<http://www.fhp-mfg.com>

<http://www.geothermal.okstate.edu/>

<http://cipco.apogee.net/geo/gdgdse/.asp>

<http://oee.nrcan.gc.ca/>

Ek-1. Hata Analizi

Deneysel çalışmalar, incelenen sistemler hakkında daha doğru ve kesin bilgileri vermeleri bakımından her zaman sayısal ve analitik çalışmaların önünde yer almıştır. Son yıllarda daha ucuz ve kolay olması nedeniyle sayısal çalışmalar ağırlık kazanmasına rağmen , bu çalışmalardan elde edilen sonuçların deneysel olarak desteklenmesi, deneysel çalışmaların önemini ayrıca arttırmaktadır. Bununla birlikte deneysel çalışmalarda, elde edilen sonuçlar kadar önemli bir başka nokta; ölçülen değerlerin doğruluğudur. Doğruluğu etkileyen en önemli etken ise, deneyler sırasında farklı nedenlerden ortaya çıkabilecek hatalardır. Kurulan bir deney düzeneğinde yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilerde, hata iki farklı şekilde ortaya çıkabilir. Bunlardan biri, deney setinin ve ölçü araçlarının yapısından kaynaklanan hatalar, diğeri ise, deneyi yapan kişiden kaynaklanan hatalardır. Bahsedilen ikinci tür hataların yetenekli bir deneycinin deneyleri yapması ile giderilmesi mümkündür. Fakat birinci tür hataların giderilmesi ve belirlenmesi her zaman mümkün olmayabilir. Bunun nedeni, hataların doğrudan deneyde kullanılan araç ve gereçlerin yapısından kaynaklanmasıdır. Bu hatalı genliklerin genellikle belli olmaması nedeniyle literatürde hata diye adlandırılmaktadır.

Yukarıda genel olarak birinci tür hatalar diye ifade edilen, deneysel çalışma sonuçlarının belirsizliğini etkileyen hata tiplerini üç ana grupta toplamak mümkündür. Birinci olarak, deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatından kaynaklanan hatalar; ikinci olarak, sebebi genellikle kesin olarak bilinmeyen, aynı büyüklüğün tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar; üçüncü olarak, deney ve gereçlerinde rastgele elektronik salınımlardan, sürtünme etkilerinden vs. kaynaklanan rastgele hatalardır. Çoğu zaman sabit hatalar ile rastgele hataları birbirinden ayırt etmek zordur. Sabit hatalar, deney sırasında okunan her değer için aynıdır ve uygun bir kalibrasyon ve düzeltme ile ortadan kaldırılabılır. Ölçü aletinin imalatının da doğru yapıldığı kabul edilirse, hata analizi; sabit ve rastgele hataları belirleyerek bunların deneysel sonuçlar üzerindeki etkilerinin ortaya konulmasıdır.

Hata analizi sadece deneysel çalışmadan elde edilen sonuçların yorumlanmasında değil, aynı zamanda uygun ölçüm metodunun ve ölçü aracının seçiminde önemli rol oynamaktadır. Ölçülecek büyüklük ve ölçü araçlarının seçiminden önce hata analizinin yapılması ve buna uygun büyüklük ve ölçüm aracının

seçilmesi, sonuçların içinde yer alabilecek belirsizliğin minimuma indirilmesine yardımcı olacaktır.

Ölçülen büyüklüklerin hata değerleri, ölçü araçlarının üretici firmaları tarafından önerilen hata değerleri yanında yapılan kalibrasyon çalışmalarından ve deneysel tecrübelerden teorik olarak belirlenmiştir. Her ne kadar hata analizi rastgele hataların belirlenmesi olsa bile, sabit hatalarla rastgele hataların birbirinden ayırt edilmesinin zor olmasından dolayı her bir büyüklük için elde edilen hata değerleri yukarıda belirtilen iki tip hatayı da kapsamaktadır. Bunun yanında diğer bir hata tipi olarak bahsedilen deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatı sırasında yapılmış herhangi bir hatanın olmadığı kabul edilmiştir. Bütün bunların göz önüne alınması ile her bir bağımsız değişken için ortaya çıkabilecek hatalar aşağıda şekilde belirlenmiştir.

BASINÇ ÖLÇÜMLERİ

Evaporatör ve kondenser basınçları Bourda tip manometre ile ölçülmüştür.

Evaporatör Basıncı:

Manometrenin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik

$$a_2 = \% \pm 2.5$$

Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik

$$b_2 = \% \pm 1$$

Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik:

$$c_2 = \% \pm 1$$

Evaporatör Basıncı ölçümündeki toplam belirsizlik ise;

$$\Delta X_{PEB} = \left[(a_2)^2 + (b_2)^2 + (c_2)^2 \right]^{1/2} = 0.029 = \% \pm 2.9$$

şeklinde hesaplanır.

Kondenser Basıncı:

Manometrenin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik

$$a_2 = \% \pm 2.5$$

Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik

$$b_2 = \% \pm 1$$

Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik:

$$c_2 = \% \pm 1$$

Evaporatör Basıncı ölçümündeki toplam belirsizlik ise;

$$\Delta X_{KEB} = \left[(a_2)^2 + (b_2)^2 + (c_2)^2 \right]^{1/2} = 0.029 = \% \pm 2.9$$

şeklinde hesaplanır.

SICAKLIK ÖLÇÜMLERİ:

Sistem üzerindeki sıcaklıkların ölçümü K-Tipi termokupl bağlantılı 12 kanallı Digital Ölçü cihazıyla yapılmıştır.

Termoeleman çiftinden kaynaklanan belirsizlik:

$$a_1 = \% \pm 0,1$$

Digital multimetreden kaynaklanan belirsizlik:

$$c_1 = \% \pm 0,3$$

Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan belirsizlik:

$$d_1 = \% \pm 0,1$$

Giriş sıcaklığının okunmasında yapılabilecek belirsizlik:

$$e_1 = \% \pm 0,5$$

Çıkış sıcaklığının okunmasında yapılabilecek belirsizlik:

$$f_1 = \% \pm 0,5$$

Giriş sıcaklıklarının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek Toplam Belirsizlik:

$$\Delta X_{TG} = \left[(a_1)^2 + (b_1)^2 + (c_1)^2 + (d_1)^2 + (e_1)^2 + (f_1)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TG} = \left[(0.001)^2 + (0.003)^2 + (0.001)^2 + (0.005)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TG} = \% \pm 0,6$$

şeklinde hesaplanır.

Çıkış sıcaklıklarının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek Toplam Belirsizlik:

$$\Delta X_{TÇ} = \left[(a_1)^2 + (b_1)^2 + (c_1)^2 + (d_1)^2 + (e_1)^2 + (f_1)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TÇ} = \left[(0.001)^2 + (0.003)^2 + (0.001)^2 + (0.005)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TÇ} = \% \pm 0,6$$

şeklinde hesaplanır.

Evaporatör/Kondenser Hava Giriş/Çıkış sıcaklıklarının ölçümünde Lutron Humidity/Anemometer Model AM-4205 cihazı kullanılmıştır. Bu cihaza ait toplam belirsizlik ise;

Termistör müşirinden kaynaklanan belirsizlik:

$$a_1 = \% \pm 0,8 \text{ (Üretici firma kataloğundan okunmuştur)}$$

Sıcaklığın okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik:

$$b_1 = \% \pm 0,5$$

$$\Delta X_{TEK} = \left[(a_1)^2 + (b_1)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TEK} = \left[(0.008)^2 + (0.005)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TEK} = \% \pm 0,94$$

şeklinde hesaplanır.

Toprak ve Dış hava sıcaklıklarının ölçülmesinde Kuyruklu Digital termometre kullanılmıştır.:

Bağlantı noktasından kaynaklanan belirsizlik:

$$d_1 = \% \pm 0,1$$

Sıcaklığın okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik:

$$e_1 = \% \pm 1$$

Bu durumda toplam belirsizlik toplam belirsizlik;

$$\Delta X_{TTH} = \left[(d_1)^2 + (e_1)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TTH} = \left[(0.001)^2 + (0.01)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TTH} = \% \pm 1$$

şeklinde hesaplanır.

DEBİ ÖLÇÜMÜ:

Su debisi ölçümünde sıcak su sayacı kullanılmıştır.

Cihazın ölçüm belirsizliği:

$$a_3 = \% \pm 2 \text{ (Katalogdan okunmuştur. Günel Marka Sıcak su sayacı MK5 PN16)}$$

Okuma belirsizliği

$$b_3 = \% \pm 1.5$$

Sistem kaçaklarıyla ilgili olabilecek belirsizlik:

$$c_3 = \% \pm 2.5$$

Sıcaklık farklarından (yoğunluk farkı) kaynaklanabilecek belirsizlik:

$$d_3 = \% \pm 1$$

$$\Delta X_{TSD} = \left[(a_3)^2 + (b_3)^2 + (c_3)^2 + (d_3)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TSD} = \left[(0.02)^2 + (0.015)^2 + (0.025)^2 (0.01)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TSD} = \pm 0.0367 = \% \pm 3.7$$

şeklinde hesaplanır.

Soğutucu akışkan debisi ölçümünde Platon Gapmeter-1-16g/s, R134a rotametrosi kullanılmıştır.

Cihazın belirsizliği :

$$a_3 = \% \pm 3$$

Okuma belirsizliği:

$$b_3 = \% \pm 1.5$$

Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik:

$$c_3 = \% \pm 2.5$$

Sıcaklık farklarından (yoğunluk farkı) kaynaklanabilecek belirsizlik:

$$d_3 = \% \pm 1$$

$$\Delta X_{TSA} = \left[(a_3)^2 + (b_3)^2 + (c_3)^2 + (d_3)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TSA} = \left[(0.03)^2 + (0.015)^2 + (0.025)^2 (0.01)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{TSA} = \pm 0.043 = \% \pm 4.3$$

şeklinde hesaplanır.

İç ünite hava debisi ölçümünde digital çarklı anemometre (Lutron AM-4205) kullanılmıştır.

Anemometrenin hassasiyetinden kaynaklanan hata:

$$a_3 = \% \pm 2$$

Okuma belirsizliği:

$$b_3 = \% \pm 1.5$$

Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik:

$$c_3 = \% \pm 0.1$$

Sıcaklık farkından dolayı oluşabilecek hatanın olmadığı kabul edilmiştir. Çünkü 0°C-50 °C sıcaklık aralığında havanın debisi ölçülmüştür.

$$\Delta X_{\text{THD}} = \left[(a_3)^2 + (b_3)^2 + (c_3)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{\text{THD}} = \left[(0.02)^2 + (0.015)^2 + (0.1)^2 \right]^{1/2}$$

$$\Delta X_{\text{THD}} = 0.103 = \% \pm 10.3$$

şeklinde hesaplanır.

GÜC ÖLCÜMLERİ

Dış ünite fanı + sirkülasyon pompasının çektiği(tükettiği) güç wattmetre cihazıyla ölçülmüştür.

Dış ünite fanının çektiği gücün ölçümünde kullanılan wattmetrenin hassasiyetinden kaynaklanan hata:

$$a_5 = \pm 0.239$$

$$\Delta X_{\text{TDÜF}} = \pm 0.239$$

Sirkülasyon pompasının çektiği gücün ölçümünde kullanılan wattmetrenin hassasiyetinden kaynaklanan hata:

$$a_5 = \pm 0.118$$

$$\Delta X_{\text{TSP}} = \pm 0.118$$

İç ünite fanı + kompresörün çektiği güç elektrik sayacıyla ölçülmüştür.

Cihazın hassasiyetinden kaynaklanan hata:

$$a_5 = \pm 0.249$$

$$\Delta X_{TKOMP} = \pm 0.249$$

Örnek teşkil etmesi bakımından toprak kaynaklı ısı pompası temel alınarak deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların belirsizlikleri ve ölçülen parametrelerin deneysel sonuçları - toplam belirsizlikleri aşağıdaki tablolarda sunulmuştur.

Ek-1 Çizelge 1. Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların belirsizlikleri

Ölçümlerde meydana gelebilecek belirsizlikler		%
Sıcaklık ölçümlerinde	Termoeleman çiftinden kaynaklanan belirsizlik a_1	± 0.1
	Dijital termometreden kaynaklanan belirsizlik c_1	± 0.3
	Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan belirsizlik d_1	± 0.1
	Giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik e_1	± 0.5
	Çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik f_1	± 0.5
Basınç ölçümlerinde	Manometrenin okumasında ortaya çıkabilecek belirsizlik a_2	± 2.5
	Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik b_2	± 1
	Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik c_2	± 1
Debi ölçümlerinde	Cihaz ölçüm belirsizliği a_3	± 2
	Okuma belirsizliği b_3	± 1.5
	Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik c_3	± 2.5
	Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik d_3	± 1
Diğer ölçümlerde	Sistemin şebekeden çektiği akımdan kaynaklanan	$\pm 0.5-1.5$
	Gerilimden kaynaklanan	$\pm 0.5-1.5$
	Güç faktörü	$\pm 0.5-1.5$

Ek-1 Çizelge 2. Ölçülen parametrelerin deneysel sonuçları ve toplam belirsizlikleri

Ölçülen parametreler	Değer	Birim	Toplam Belirsizlik(%)
Evaporatör basıncı	379	kPa	± 2.9
Kondenser basıncı	1150	kPa	± 2.9
Buharlaşma sıcaklığı	7	°C	± 0.6
Yoğuşma sıcaklığı	44.7	°C	± 0.6
Evaporatör girişindeki hava sıcaklığı	17,5	°C	± 0.94
Evaporatör çıkışındaki hava sıcaklığı	10.6	°C	± 0.94
TID ünitesi su giriş sıcaklığı	42	°C	± 0.6
TID ünitesi su çıkış sıcaklığı	38.6	°C	± 0.6
Toprak sıcaklığı	21.2	°C	±1
Dış ortam sıcaklığı	24.5	°C	±1
Oda sıcaklığı	17.5	°C	±1
Soğutucu akışkan debisi	5.3	g/s	± 4.3
Su debisi	70	g/s	± 3.7
Sirkülasyon pompası güç girişi	95	W	± 0.118
Evaporatör fanı ve kompresörün güç girişi	385.31	W	± 0.249

Ek-2.Bilgisayar Programları

```

Program SOGUTMA_UYGULAMASI_IÇIN_
TOPRAK_VE_HAVA_KAYNAKLI_ISI_POMPASI_ANALIZI;
Uses Soggakis;
label
2,100,20,10,30,60,50,70,E;
const
itermax=1000;
cpsu=4.18;
nik=0.80;
Wpompa=95;
Wevapfan=32;
Wkondfan=47;
Var
h2x,h3x,t2x,t3x,Pkompx,stkssys,DelTk,twi,dQtopdtwi,dtwodtwi,deltwi,twic,dFo1dtwi,d
Fo2dtwi,dFo3dtwi,dFo4dtwi,twei,
dFo5dtwi,dFo6dtwi,dFo1dtwei,dFo2dtwei,dFo3dtwei,dFo4dtwei,dFo5dtwei,dFo6dtwei,
stkc,UAEv,UAcD,Th,Tl,QtKay,Tsaath,tx,qev,Qcd,stk,tcd,Tao,mfc,v4t,T1,v1t,v1,h1x,h1y
,h1a,h1b,h1,h7,deltew,deltcd,
Lcx,Lhx,Delxtcd,Delxtev,dh4dtev,dh4dted,rp,zx,rboru,Qtoprak,dFo1dLh,dFo2dLh,
dFo3dLh,dFo4dLh,dFo5dLh,dFo6dLh,Dellh,Lhc,Bcc,dQtopdLh,dBccdLh,dtweodLh,B
bb,
dBbbdLh,dBbbdLc,dQtopdLc,dtwodLc,dBccdLc,tweic,deltwei,dtweodtwei,dQtopdtwei
,
Two,s1,Tevt,v2t,v3t,v5t,v2tf,v3tf,dPevdtev,dPcddTcd,Prl,fxa,dnvoldted,dnvoldtev,
DelTs,T4,T5,hs,dHdTev,v4,h4v,v6t,T6,v6,h6,h2s,T2s,f3a,Tevc,Tcdc,f4a,Wkomp,rpp,
v2c,v3c,v2,T3,Tev,Pev,v3,T2,Pcd,v5,h2,h3s,h5,h4,mf,tso,v2s,h3,dh2dT2,dv6dTev,
f1x,f2x,mr,f1,f2,f3,dhsdTcd,dHdT2,dqsdTCD,delT2,iterx,T2c,dh1dTev,dh2dTev,
dh2dTcd,Pra,qa,mua,ka,hic,hd,Aev,Uev,Ucd,f1a,f2a,v7,qs,mus,ks,Prs,Fh,
S2,dFo1dTev,dFo1dTcd,dFo1dmf,dFo2dTev,dFo2dTcd,dFo2dmf,muv,mul,kl,kv,cp,
dFo3dTev,dFo3dTcd,dFo3dmf,dq1dTev,delmf,fa,fb,fc,fd,fe,nvol,tseo,dh3dTcd,Qtkaz,
dh7dTcd,dFo1dT2,dFo2dT2,dFo3dT2,fxb,dv1dTev,f1ax,f2ax,dv3dTcd,dmfdtev,Tsaatc,
nvoldtev,nvoldted,dmfdted,itk,f4,f5,dFo1dTso,dFo2dTso,dFo3dTso,dFo4dTso,
dFo5dTso,dFo1dTao,dFo2dTao,dFo3dTao,dFo4dTao,dFo5dTao,dFo4dTev,dFo5dTev,d
Fo4dTcd,
dFo5dTcd,dFo4dmf,dFo5dmf,DelTso,DelTao,Tsoc,Taoc,dPcddT2,dv7dTev,Tb,ds1dtev
,
Dh7dTev,taco,dFo1dTaco,dFo2dTaco,dFo3dTaco,dFo4dTaco,dFo4dT2,DelTaco,Tacoc
,
dh2sdtev,dh2sdt2,Taeo,dFo1dTaeo,dFo2dTaeo,dFo3dTaeo,dFo4dTaeo,dFo5dTaeo,
dFo5dT2,dFo5dTaco,DelTaeo,Taeoc,f6,dFo1dTb,dFo2dTb,dFo3dTb,dFo4dTb,Tbc,
dFo5dTb,dFo6dTb,dFo6dTcd,dFo6dTev,dFo6dT2,dFo6dTaco,dFo6dTaeo,DelTb,Tweo,
dFo1dTwo,dFo2dTwo,dFo3dTwo,dFo4dTwo,dFo5dTwo,dFo6dTwo,DelTwo,Twoc,Qo
rth,Qortc,
Qdes,Qcond,Lcc,DelLc,dfo1dLc,dfo2dLc,dfo3dLc,dfo4dLc,dfo5dLc,dfo6dLc,
dfo7dLc,Ux,DelTx,f7,dFo7dTcd,dFo7dTev,dFo7dT2,dFo7dTaeo,dFo7dTwo,dFo7dTb,

```

```
dFo1dTweo,dFo2dTweo,dFo3dTweo,dFo4dTweo,dFo5dTweo,dFo6dTweo,DelTweo,Tweoc,
Topraccinsi,tip,R1,R2,R3,R4,R5,R6,Borucapi,Rs,Borutertipsekli,Borucinsi,
PkompWevapfan,Xa,Pkomp,msu,Asog,Akiz,taei,mae,Yx,Wkompfan:real;
```

```
kx,mode,ii,m,kk:integer;
d:text;
pivot,PIV,PIVX,f,fy,fz:real;
I,J,K,S,z:1..1000;
Ak:Array[1..10,1..10] of real;
Axx,Bxx,Qkay,Qkaz:Array[1..10] of real;
Ax,Ay,Az,dFdx,dFodx,dFodz: Array [1..30,1..30] of real;
DX,Dy,Dz,Bx,By,Bz:Array [1..20] of real;
```

```
{*}Begin
writeln('Sistemi seciniz');
writeln(' Toprak kaynakli ise 1 ');
writeln(' Hava kaynakli ise 2 ');
readln(kx);

{*****}
{***Toprak kaynakli isi pomp****}
{*****}

if kx=1 then begin
writeln ('Kompres''r fan□ devrede mi');
writeln('evet ise 1 hay□r ise 2 ');
readln(Yx);
if Yx=1 then begin Wkompfan:=47;end
else Wkompfan:=0;
writeln ('Su debisini giriniz');
readln(msu);
writeln ('Sogutucu ak□skan debisini giriniz');
readln(mr);
writeln ('Sayac devri icin gecen zamani giriniz');
readln(Xa);
writeln ('T1 sic. giriniz (1)');
readln(t1);
writeln ('T2 sic. giriniz (2)');
readln(t2);
writeln ('Kondenser  ikis sicakligini giriniz (3)');
readln(T3);
writeln ('Evaporat''r sic. giriniz (4)');
readln(tev);
writeln ('Kondenser su giris sic. giriniz (5)');
readln(t5);
writeln ('kondenser su cikis sic. giriniz (6)');
readln(t6);
```

```

writeln ('Evap.hava giris sic. giriniz');
readln(taei);
writeln ('Evap.hava cikis sic. giriniz');
readln(taeo);
writeln ('Kondenser basincini giriniz ');
readln(Pcd);

tev:=tev+273.15;
tcd:=tcd+273.15;
t1:=t1+273.15;
t2:=t2+273.15;
t3:=t3+273.15;

Pcd:=Pcd/100;
Pcd:=(Pcd+1)*0.1;

{*}DOYMABASINC(Tev,Pev,dPevdTev);
{*}{DOYMABASINC(Tcd,Pcd,dPcddTcd);}
    DOYMASICAKLIGI(Pcd,Tcd);

{*}VOL(T1,v1,dv1dTev);
{*}DOYBUHENTALPI(T1,h1,dh1dTev);
{*}KIZBUHENTALPI(T1,Pev,dPevdTev,h1,dh1dTev);
{*}KIZBUHENTALPI(T2,Pcd,dPcddTcd,h2,dh2dT2);
{*}h2s:=h1+nik*(h2-h1);

writeln ('Asiri sogutma miktari');
Asog:=tcd-t3;
writeln ('Asiri k□zd□rma miktari');
Akiz:=t1-tev;

{*}SIVIENTALPI(T3,h3,dh3dTcd);
{*}h4:=h3;
{*}rpp:=(Pcd/Pev);
Qev:=mr*(h1-h4);
mae:=(Qev/1000)/(taei-taeo);
Qcd:=mr*(h2-h3);
Qtoprak:=msu*cpsu*(t6-t5);
Wkomp:=mr*(h2-h1);
PkompWevapfan:=15000/Xa;
Pkomp:=PkompWevapfan+Wpompa-Wkompfan;
Pkompx:=PkompWevapfan-Wevapfan-Wkompfan;
stksys:=Qev/Pkomp;
stkc:=Qev/Pkompx;

{*****}
{***Hava kaynakli isi pomp*****}

```

```

{*****}
end else begin
writeln ('Kompres"r fan □ devrede mi');
writeln('evet ise 1 hay □ r ise 2 ');
readln(Yx);
if Yx=1 then begin Wkompfan:=47;end
else Wkompfan:=0;
writeln ('Sogutucu ak □ skan debisini giriniz');
readln(mr);
writeln ('Sayac devri icin gecen zamani giriniz');
readln(Xa);
writeln ('Evap.hava giris sic. giriniz (taei)');
readln(taei);
writeln ('Evap.hava cikis sic. giriniz (taeo)');
readln(taeo);
writeln ('T1 sic. giriniz');
readln(t1);
writeln ('T2 sic. giriniz');
readln(t2);
writeln ('Kondenser cikis sicakligini giriniz (3)');
readln(T3);
writeln ('Evaporat"r sic. giriniz (4)');
readln(tev);
writeln ('Kondenser basincini giriniz');
readln(Pcd);
writeln ('Kondenser gaz giris sicakligini giriniz (2x)');
readln(T2x);
writeln ('Kondenser gaz cikis sicakligini giriniz (3x)');
readln(T3x);

tev:=tev+273.15;
tcd:=tcd+273.15;
t1:=t1+273.15;
t2:=t2+273.15;
t2x:=t2x+273.15;
t3:=t3+273.15;
t3x:=t3x+273.15;

Pcd:=Pcd/100;
Pcd:=(Pcd+1)*0.1;

{*}DOYMABASINC(Tev,Pev,dPevdTev);
  DOYMASICAKLIGI(Pcd,Tcd);

{*}VOL(T1,v1,dv1dTev);
{*}DOYBUHENTALPI(T1,h1,dh1dTev);
{*}KIZBUHENTALPI(T1,Pev,dPevdTev,h1,dh1dTev);
{*}KIZBUHENTALPI(T2,Pcd,dPcddTcd,h2,dh2dT2);

```

```
{*}KIZBUHENTALPI(T2x,Pcd,dPcddTcd,h2x,dh2dT2);
{*}h2s:=h1+nik*(h2-h1);
```

```
writeln ('Asiri sogutma miktari');
Asog:=tcd-t3;
writeln ('Asiri k□zd□rma miktari');
Akiz:=t1-tev;
```

```
{*}SIVIENTALPI(T3x,h3x,dh3dTcd);
{*}SIVIENTALPI(T3,h3,dh3dTcd);
{*}h4:=h3;
{*}rpp:=(Pcd/Pev);
Qcd:=mr*(h2x-h3x);
Qev:=mr*(h1-h4);
mae:=(Qev/1000)/(taei-taeo);
```

```
Wkomp:=mr*(h2-h1);
PkompWevapfan:=15000/Xa;
Pkomp:=PkompWevapfan+Wkondfan-Wkompfan;
Pkompx:=PkompWevapfan-Wevapfan-Wkompfan;
stksys:=Qev/Pkomp;
stkc:=Qev/Pkompx;
end;
tcd:=tcd-273.15;
end.
```

ISITMA_UGULAMASI_IÇIN_TOPRAK_VE_HAVA_KAYNAKLI_ISI_POMPASI
_ANALIZI;

Uses Soggakis;

label

2,100,20,10,30,60,50,70;

const

itermax=1000;

cpa=1003.5;

nik=0.80;

Wevapfan=32; { Watt }

Wpompa=95; { Watt }

Wkondfan=47; { Watt }

macx=0.125; { kg/s }

Var

cpsu,t1x,dh7dT7,T7,itksys,itkhp,T8,Pkompx,DelTk,twi,dQtopdtwi,dtwodtwi,deltwi,twi
c,dFo1dtwi,dFo2dtwi,dFo3dtwi,dFo4dtwi,twei,

dFo5dtwi,dFo6dtwi,dFo1dtwei,dFo2dtwei,dFo3dtwei,dFo4dtwei,dFo5dtwei,dFo6dtwei,
UAev,UAc,d,Th,Tl,Qt kay,Tsaath,tx,qev,Qcd,stk,tcd,Tao,mfc,v4t,T1,v1t,v1,h1x,h1y,h1a,
h1b,h1,h7,delt ev,deltcd,

Lcx,Lhx,Delxtcd,Delxtev,dh4dtev,dh4dtcd,rp,zx,rboru,Qtoprak,dFo1dLh,dFo2dLh,
dFo3dLh,dFo4dLh,dFo5dLh,dFo6dLh,Dellh,Lhc,Bcc,dQtopdLh,dBccdLh,dtweodLh,B
bb,

dBbbdLh,dBbbdLc,dQtopdLc,dtwodLc,dBccdLc,tweic,deltwei,dtweodtwei,dQtopdtwei
,

Two,s1,Tevt,v2t,v3t,v5t,v2tf,v3tf,dPevdtev,dPcddTcd,Prl,fxa,dnvoldtcd,dnvoldtev,
DelTs,T4,T5,hs,dHdTev,v4,h4v,v6t,T6,v6,h6,h2s,T2s,f3a,Tevc,Tcdc,f4a,Wkomp,rpp,
v2c,v3c,v2,T3,Tev,Pev,v3,T2,Pcd,v5,h2,h3s,h5,h4,mf,tso,v2s,h3,dh2dT2,dv6dTev,
T2x,f1x,f2x,mr,f1,f2,f3,dhsdTcd,dHdT2,dqsdTCD,delT2,iterx,T2c,dh1dTev,dh2dTev,
dh2dTcd,Pra,qa,mua,ka,hic,hd,Aev,Uev,Ucd,f1a,f2a,v7,qs,mus,ks,Prs,Fh,

S2,dFo1dTev,dFo1dTcd,dFo1dmf,dFo2dTev,dFo2dTcd,dFo2dmf,muv,mul,kl,kv,cp,
dFo3dTev,dFo3dTcd,dFo3dmf,dq1dTev,delmf,fa,fb,fc,fd,fe,nvol,tseo,dh3dTcd,Qt kaz,
dh7dTcd,dFo1dT2,dFo2dT2,dFo3dT2,fxb,dv1dTev,f1ax,f2ax,dv3dTcd,dmfdtev,Tsaatc,
nvoldtev,nvoldtcd,dmfdtcd,itk,f4,f5,dFo1dTso,dFo2dTso,dFo3dTso,dFo4dTso,
dFo5dTso,dFo1dTao,dFo2dTao,dFo3dTao,dFo4dTao,dFo5dTao,dFo4dTev,dFo5dTev,d
Fo4dTcd,

dFo5dTcd,dFo4dmf,dFo5dmf,DelTso,DelTao,Tsoc,Taoc,dPcddT2,dv7dTev,Tb,ds1dtev
,

Dh7dTev,taco,dFo1dTaco,dFo2dTaco,dFo3dTaco,dFo4dTaco,dFo4dT2,DelTaco,Tacoc
,

dh2sdtev,dh2sdt2,Taeo,dFo1dTaeo,dFo2dTaeo,dFo3dTaeo,dFo4dTaeo,dFo5dTaeo,
teo,Vac,dFo5dT2,dFo5dTaco,DelTaeo,Taeoc,f6,dFo1dTb,dFo2dTb,dFo3dTb,dFo4dTb,
Tbc,

dFo5dTb,dFo6dTb,dFo6dTcd,dFo6dTev,dFo6dT2,dFo6dTaco,dFo6dTaeo,DelTb,Tweo,
dFo1dTtwo,dFo2dTtwo,dFo3dTtwo,dFo4dTtwo,dFo5dTtwo,dFo6dTtwo,DelTtwo,Twoc,Qu
rth,Qortc,

Qdes,Qcond,Lcc,DelLc,dfo1dLc,dfo2dLc,dfo3dLc,dfo4dLc,dfo5dLc,dfo6dLc,mac,
dfo7dLc,Ux,DelTx,f7,dFo7dTcd,dFo7dTev,dFo7dT2,dFo7dTaeo,dFo7dTtwo,dFo7dTb,

```

dFo1dTweo,dFo2dTweo,dFo3dTweo,dFo4dTweo,dFo5dTweo,dFo6dTweo,DelTweo,T
weoc,
Topraccinsi,tip,R1,R2,R3,R4,R5,R6,Borucapi,Rs,Borutertipsekli,Borucinsi,taci,
dPevdTweo,PkompWevapfan,Xa,Pkomp,msu,Asog,Akiz,taei,mae,Yx,Wkompfan,itkx,
h2x,ITKcarnot:real;
kx,mode,ii,m,kk:integer;
d:text;
pivot,PIV,PIVX,f,fy,fz:real;
I,J,K,S,z:1..1000;
Ak:Array[1..10,1..10] of real;
Axx,Bxx,Qkay,Qkaz:Array[1..10] of real;
Ax,Ay,Az,dFdx,dFodx,dFodz: Array [1..30,1..30] of real;
DX,Dy,Dz,Bx,By,Bz:Array [1..20] of real;

{*}Begin
writeln('Sistemi seciniz');
writeln(' Toprak kaynakli ise 1 ');
writeln(' Hava kaynakli ise 2 ');
readln(kx);

{*****}
{***Toprak kaynakli isi pomp *****}
{*****}
if kx=1 then begin
writeln ('Su debisini giriniz (msu)');
readln(msu);
writeln ('Kondenser gaz giris sicakligini giriniz (7)');
readln(T2x);
writeln ('Kondenser gaz cikis sicakligini giriniz (8)');
readln(T3);
writeln ('Sayac devri icin gecen zamani giriniz (X: sn olarak)');
readln(Xa);
writeln ('T1 sic. giriniz ( komp. giris)');
readln(t1);
writeln ('T2 sic. giriniz (komp cikis)');
readln(t2);
writeln ('Evaporatör cikis (gaz)sic. giriniz');
readln(t1x);
writeln ('Evaporatör sic. giriniz (t4)');
readln(tev);
writeln ('Evaporatör su giris sic. giriniz (t5)');
readln(t5);
writeln ('Evaporatör su cikis sic. giriniz (t6)');
readln(t6);
writeln ('Kond.hava giris sic. giriniz (taci)');
readln(taci);
writeln ('Kond.hava cikis sic. giriniz (taco)');
readln(taco);

```

```

writeln ('Kondenser basincini giriniz (Pcd)');
readln (Pcd);
tev:=tev+273.15;
tcd:=tcd+273.15;
t1:=t1+273.15;
t1x:=t1x+273.15;
t2:=t2+273.15;
t2x:=t2x+273.15;
t3:=t3+273.15;
Pcd:=(Pcd+1)*0.1;
DOYMABASINC(Tev,Pev,dPevdTev);
DOYMASICAKLIGI(Pcd,Tcd);
{*}VOL(T1,v1,dv1dTev);
{*}KIZBUHENTALPI(T1,Pev,dPevdTev,h1,dh1dTev);
{*}KIZBUHENTALPI(T1x,Pev,dPevdTev,h1x,dh1dTev);
{*}KIZBUHENTALPI(T2,Pcd,dPcdTcd,h2,dh2dT2);
{*}KIZBUHENTALPI(T2x,Pcd,dPcdTcd,h2x,dh2dT2);
{*}SIVIENTALPI(T3,h3,dh3dTcd);
{*}h4:=h3;
{*}h2s:=h1+nik*(h2-h1);

writeln ('Asiri sogutma miktarı');
Asog:=tcd-t3;
writeln ('Asiri kizdirma miktarı');
Akiz:=t1x-tev;
rpp:=(Pcd/Pev);
{Evaporator kapasitesi}
Qcd:=macx*cpa*(taco-taci);
mr:=Qcd/(h2x-h3);
Qev:=mr*(h1x-h4);
cpsu:=Qev/(msu*(t5-t6));

{Qev:=msu*cpsu*(t5-t6);}
{Sogutucu akiskan debisi}
{mr:=Qev/(h1x-h4);}
{Qcd:=mr*(h2x-h3);}
{cd:=macx*cpa*(taco-taci);}
{macx:=(Qcd/1000)/(taco-taci);}
Vac:=(macx*3600)/1.2;
Qtoprak:=Qev;
Wkomp:=mr*(h2-h1);
PkompWevapfan:=15000/Xa;
Pkompx:=PkompWevapfan-Wevapfan;
Pkomp:=PkompWevapfan+Wpompa;
itksys:=Qcd/Pkomp;
itkhp:=Qcd/Pkompx;
tcd:=tcd-273.15;

```



```

{*****}
{***Hava kaynakli isi pomp*****}
{*****}
end else begin
writeln ('Sayac devri icin gecen zamani giriniz');
readln(Xa);
writeln ('Kondenser (gaz) giris sicakligini giriniz (7)');
readln(t2x);
writeln ('Kondenser (gaz) cikis sicakligini giriniz (8)');
readln(t3);
writeln ('T1 sic. giriniz (komp giris)');
readln(t1);
writeln ('T2 sic. giriniz (komp. cikis)');
readln(t2);
writeln ('Evaporatör (gaz) giriş sic. giriniz (4)');
readln(t1x);
writeln ('Evaporatör sic. giriniz (3)');
readln(tev);
writeln ('Kond.hava giris sic. giriniz (2)');
readln(taci);
writeln ('Kond.hava cikis sic. giriniz (1)');
readln(taco);
writeln ('Kondenser basincini giriniz');
readln(Pcd);
writeln ('Dış ortam (Evap.hava giris) sic. giriniz (9)');
readln(taei);
writeln ('Evap.hava cikis sic. giriniz (10)');
readln(taeo);

tev:=tev+273.15;
t1x:=t1x+273.15;
tcd:=tcd+273.15;
t1:=t1+273.15;
t2:=t2+273.15;
t2x:=t2x+273.15;
t3:=t3+273.15;

Pcd:=(Pcd+1)*0.1;

{*}DOYMABASINC(Tev,Pev,dPevdTev);
{*}{DOYMABASINC(Tcd,Pcd,dPcdTcd);}
  DOYMASICAKLIGI(Pcd,Tcd);
{*}VOL(T1,v1,dv1dTev);
{*}KIZBUHENTALPI(T1,Pev,dPevdTev,h1,dh1dTev);
{*}KIZBUHENTALPI(T1x,Pev,dPevdTev,h1x,dh1dTev);
{*}KIZBUHENTALPI(T2,Pcd,dPcdTcd,h2,dh2dT2);
{*}KIZBUHENTALPI(T2x,Pcd,dPcdTcd,h2x,dh2dT2);
{*}SIVIENTALPI(T3,h3,dh3dTcd);

```

```

{*}h4:=h3;
{*}h2s:=h1+nik*(h2-h1);
writeln ('Asiri sogutma miktari');
Asog:=tcd-t3;
writeln ('Asiri kizdirma miktari');
Akiz:=t1x-tev;
rpp:=(Pcd/Pev);
Qcd:=maxx*cpa*(taco-taci);
mr:= Qcd/(h2x-h3);
Qev:=mr*(h1x-h4);
mae:=Qev/(cpa*(taei-taeo));
Wkomp:=mr*(h2-h1);
PkompWevapfan:=15000/Xa;
Pkompx:=PkompWevapfan-Wevapfan;
Pkomp:=PkompWevapfan+Wkondfan;
itksys:=Qcd/Pkomp;
itkhp:=Qcd/Pkompx;
ITKcarnot:=Tcd/(Tcd-Tev);
tcd:=tcd-273.15;
end;
end.

```

TEŞEKKÜR

Lisans eğitimim süresince bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, Yüksek Lisans ve Doktora Tez çalışmalarımı yöneterek tamamlanmasında çok büyük emeği geçen Danışman Hocam Sayın Prof.Dr.Recep Yamankaradeniz'e, konumun teorik çalışmalarından deney düzeneğinin kurulma aşamasına kadar her kademedede engin bilgi ve tecrübesiyle bana yardımcı olan, emeğini hiçbir zaman ödeyemeyeceğim Hocam Sayın Yrd.Doç.Dr.Salih Coşkun'a, Tez İzleme Komitemde bilgilerinden sürekli yararlandığım Hocalarım Sayın Prof.Dr.Atakan Avcı ve Sayın Doç.Dr. Recep Eren'e, yardımlarıyla bu tezin oluşumunda büyük yardımlarını gördüğüm Hocam Sayın Yard.Doç.Dr.Erhan Pulat'a, tesisatın kurumu sırasında yer tahsisi konusunda emeği geçen U.Ü.T.B.M.Y.O Müdürü Hocam Sayın Prof.Dr.Gökay Kaynak'a deney tesisatımın yapımı ve işletilmesi sırasında yardımlarından dolayı Sayın Uzm.İbrahim Ergün ve Sayın Dr.Eşref Kurem'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her kademesinde yaptıkları iyilik ve güzelliklerle beni bugünlere getiren sonsuz ışık kaynaklarım rahmetli babama, anneme, ağabeyime ve ablama sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum. Bu çalışmamı, bilim yolunda ilerlememi sağlayan, bana mühendislik etiğini aşıl原因 ve yokluğunu her an derinden hissettiğim rahmetli babama ithaf ediyorum.

Tezimin en başından itibaren yazımına kadar hep yanımda olan, insani değerleriyle her zaman destek aldığım Sayın Perihan Çetin'e ve çok değerli öğrencim-meslektaşım-dostum Sayın Mak.Yük.Müh. Bilsay Pastakkaya'ya sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

ÖZGEÇMİŞ

1972 yılında Uşak'ta doğdu. İlk, orta, lise tahsilini Bursa'da tamamladı. 1996 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Lisans eğitimini tamamlayıp, aynı yıl Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik Bilim Dalında Yüksek Lisans Eğitimine başladı. Aynı zamanda 1998 yılına kadar Doğal Gaz özel sektöründe Proje Mühendisi olarak çalıştı. Bu tarihten sonra Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak çalışmalarını sürdürdü. 1999 yılında Prof.Dr.Recep Yamankaradeniz yönetiminde doktora çalışmasına başladı. İlgilendiği konular; Doğal gaz tesisatları, ısı pompaları, soğuk hava depoları, klima sistemleri, rüzgar enerjisi, buhar güç sistemleridir. Halen aynı fakültede Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

