

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**FARKLI KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ**

HALİT CAN VİDİNLİOĞLU

KOCAELİ 2021

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

FARKLI KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK
ANALİZİ

HALİT CAN VİDİNLİOĞLU

Ünvan Ad SOYAD

Danışman, Görevli Olduğu Üniversite

.....

Ünvan Ad SOYAD

Jüri Üyesi, Görevli Olduğu Üniversite

.....

Ünvan Ad SOYAD

Jüri Üyesi, Görevli Olduğu Üniversite

.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 03. 06. 2021

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Çalışmalarım esnasında, yardımlarından dolayı tez yöneticim Sayın Doç. Dr. Canan Cimşit'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans eğitimim ve tez yazım sürecimde beni motive eden ve destekleyen sevgili eşim Berna Vidinlioğlu'na teşekkür ederim.

Haziran-2021

Halit Can VİDİNLİOĞLU



İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iv
TABLolar DİZİNİ	v
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ÖZET.....	iv
ABSTRACT	v
GİRİŞ	1
1. LİTERATÜR TARAMASI.....	2
2. ISI POMPASI SİSTEMİ	6
2.1. Isı Pompası Çevrimi	6
2.1.1. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	6
2.1.2. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	7
2.2. Isı Pompası Sistem Elemanları.....	8
2.2.1. Kompresörler.....	8
2.2.2. Buharlaştırıcılar	8
2.2.3. Yoğuşturucular	8
2.2.4. Kısılma vanaları	9
2.2.5. Yardımcı elemanlar	9
2.3. Isı Pompalarının Sınıflandırılması	9
2.3.1 Hava kaynaklı ısı pompası	9
2.3.2. Su kaynaklı ısı pompası.....	10
2.3.3. Güneş kaynaklı ısı pompası.....	11
2.3.4. Jeotermal kaynaklı ısı pompası	12
2.3.5. Atık su ve sıvı kaynaklı sistemler	12
2.3.6. Atık hava kaynaklı sistemler	12
2.3.7. Toprak kaynaklı sistemler	12
2.4. Soğutucu Akışkanlar	16
2.4.1. Soğutucu akışkanların çevresel etkileri.....	17
2.4.2. Alternatif soğutucu akışkanlar	17
3. MATERYAL VE METOD	19
3.1. Örnek Binaya Ait Mimari Veriler	19
3.2. Isı Yalıtım Hesabı.....	20
3.2.1. Dış duvar yalıtımı.....	20
3.2.2. Çatı ısı yalıtımı	22
3.2.3. Pencereelerde ısı yalıtımı	23
3.2.4. Isı yalıtım malzemeleri.....	23
3.2.5. TS 825 binalarda ısı yalıtım kuralları standardı	23
3.3. Isı Kaybı Hesabı	24
3.4. Isı Kazancı Hesabı.....	25
3.4.1. Soğutma yükü sıcaklık farkı yöntemi (CLTD)	25
3.5. Termodinamiğin I. ve II. Yasa Denklemleri	26
3.5.1. Kütlenin korunumu	27
3.5.2. Enerjinin korunumu.....	27

3.5.3. Ekserji analizi	28
3.5.5. Ekserji (ikinci yasa) verimi	29
4. FARKLI KAYNAKLI ISI POMPALARININ TERMODİNAMİK ANALİZİ.....	30
4.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi	30
4.1.1. Kış durumu	30
4.1.2. Yaz Durumu	43
4.2. Su Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi.....	52
4.2.1. Kış Durumu	52
4.2.2. Yaz Durumu	53
4.3. Hava Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi	55
4.3.1. Kış durumu	55
4.3.2. Yaz Durumu	57
5. GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ.....	61
5.1. Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli.....	61
5.2. Güneş Enerjisi Hesaplamaları	62
5.2.1. Güneş açıları.....	62
5.2.2. Atmosfer dışından yatay düzleme gelen güneş ışınımı	65
5.2.3. Yeryüzüne gelen güneş ışınımı	66
5.3. Güneş Kollektörü	71
5.3.1. Düzlemsel güneş kollektörü	72
5.4. Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi	73
5.5. Güneş Enerjisi Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi	77
6. ANALİZ SONUÇLARI.....	78
6.1. Isı Yalıtım Hesabı.....	78
6.2. Isı Kaybı Hesabı	78
6.3. Isı kazancı Hesabı.....	82
6.4. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kış Durumu	84
6.5. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Yaz Durumu	86
6.6. Su Kaynaklı Isı Pompası Kış Durumu	89
6.7. Su Kaynaklı Isı Pompası Yaz Durumu	91
6.8. Hava Kaynaklı Isı Pompası Kış Durumu	93
6.9. Hava Kaynaklı Isı Pompası Yaz Durumu	95
6.10. Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Toprak, Su ve Hava Kaynaklı Isı Pompalarının Termodinamik Analizi.....	97
6.11. Sadece Isıtma Amaçlı Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemi.....	109
6.12. Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemi	112
6.13. Güneş Enerjisi Kaynaklı Isı Pompası Sistemi.....	117
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	121
KAYNAKLAR	124
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER	128
ÖZGEÇMİŞ	129

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2. 1. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin akış şeması ve T-s diyagramı	6
Şekil 2. 2. Gerçek soğutma çevrimi ve T-s diyagramı	7
Şekil 2. 3. Hava kaynaklı ısı pompası	10
Şekil 2. 4. Su kaynaklı ısı pompası	11
Şekil 2. 5. Yatay toprak kaynaklı ısı pompası.....	14
Şekil 2. 6. Dikey toprak kaynaklı ısı pompaları	15
Şekil 2. 7. Geçmişten günümüze soğutucu akışkanlar	16
Şekil 2. 8. Alternatif soğutucu akışkanların genel sınıflandırılması	18
Şekil 3. 1. Mahalin mimari projesi	19
Şekil 3. 2. Çok ve tek katlı binalardaki ısı kayıpları	20
Şekil 3. 3. Dıştan yalıtım (Mantolama)	21
Şekil 3. 4. İçten yalıtım	21
Şekil 3. 5. Duvar arası yalıtım.....	21
Şekil 3. 6. Çatı arası ısıtılan çatılar	22
Şekil 3. 7. Çatı arası ısıtılmayan çatılar.....	22
Şekil 3. 8. Teras çatılar.....	22
Şekil 4. 1. TKIP kış durumu şematik gösterimi	30
Şekil 4. 2. Farklı topraklar için çeşitli derinliklerde T_m 'lerin kıyaslanması	38
Şekil 4. 3. TKIP yaz durumu şematik gösterimi	43
Şekil 4. 4. SKIP kış durumu şematik gösterim	52
Şekil 4. 5. SKIP yaz durumu şematik gösterim	54
Şekil 4. 6. HKIP kış durumu şematik gösterimi	55
Şekil 4. 7. HKIP yaz durumu şematik gösterimi.....	58
Şekil 5. 1. Güneş açıları ve arasındaki ilişki	63
Şekil 5. 2. Tipik bir düzlemsel güneş toplayıcı	73
Şekil 5. 3. TKIP-GE şematik gösterimi	73
Şekil 5. 4. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası şematik gösterimi.....	77
Şekil 6. 1. Kondenser sıcaklığı-COP değişimi.....	97
Şekil 6. 2. Kondenser sıcaklığı-Evaporatörden çekilen ısı değişimi.....	98
Şekil 6. 3. Kondenser sıcaklığı-Kompresör işi değişimi.....	99
Şekil 6. 4. Kondenser sıcaklığı-TKIP toplam ekserji yıkım miktarı değişimi	99
Şekil 6. 5. Kondenser sıcaklığı-SKIP toplam ekserji yıkım miktarı değişimi	100
Şekil 6. 6. Kondenser sıcaklığı-HKIP toplam ekserji yıkım miktarı değişimi	101
Şekil 6. 7. Kondenser sıcaklığı-TKIP ikinci yasa verimi değişimi	101
Şekil 6. 8. Kondenser sıcaklığı-SKIP ikinci yasa verimi değişimi	102
Şekil 6. 9. Kondenser sıcaklığı-HKIP ikinci yasa verimi değişimi	103
Şekil 6. 10. Evaporatör sıcaklığı-COP değişimi	103
Şekil 6. 11. Evaporatör sıcaklığı-Kondenserdan atılan ısı miktarı değişimi	104
Şekil 6. 12. Evaporatör sıcaklığı-Kompresör işi değişimi	105

Şekil 6. 13. Evaporatör sıcaklığı-TKIP toplam ekserji yıkım miktarı değişimi	105
Şekil 6. 14. Evaporatör sıcaklığı-SKIP toplam ekseji yıkım miktarı değişimi	106
Şekil 6. 15. Evaporatör sıcaklığı-HKIP toplam ekseji yıkım miktarı değişimi	107
Şekil 6. 16. Evaporatör sıcaklığı-TKIP ikinci yasa verimi değişimi	107
Şekil 6. 17. Evaporatör sıcaklığı-SKIP ikinci yasa verimi değişimi.....	108
Şekil 6. 18. Evaporatör sıcaklığı-HKIP ikinci yasa verim değişimi	109
Şekil 6. 19. Aylık bazda eğik düzleme düşen ortalama toplam güneş ışınımı.....	114
Şekil 6. 20. Aylık bazda gerekli kollektör alanı	115
Şekil 6. 21. Kollektör sıcaklığı-COP _{ısı pompası} değişimi.....	116
Şekil 6. 22. Kollektör çıkış sıcaklığı-Ay bazında kollektör alanı değişimi	116
Şekil 6. 23. Aylık bazda gerekli kollektör alanı.....	119
Şekil 6. 24. Kollektör sıcaklığı-COP _{ısı pompası} değişimi.....	120
Şekil 6. 25. Kollektör çıkış sıcaklığı-Ay bazında kollektör alanı değişimi	120

TABLolar DİZİNİ

Tablo 3. 1. Mahali oluşturan yapı elemanları ve kalınlıkları	19
Tablo 4. 1. Toprak direnci (R_T).....	36
Tablo 4. 2. Boru direnci(R_b).....	37
Tablo 5. 1. Türkiye'nin toplam güneş enerjisi potansiyelinin aylara göre dağılımı	61
Tablo 5. 2. Türkiye'nin yıllık toplam güneş enerjisi potansiyelinin bölgelere göre dağılımı	62
Tablo 5. 3. Her ayın ortalaması için tavsiye edilen günler.....	63
Tablo 5. 4. Kocaeli için izafi güneşlenme süresi	68
Tablo 5. 5. Güneş enerjisi kollektörleri.....	72
Tablo 5. 6. Farklı tip kollektörlerin özellikleri.....	75
Tablo 5. 7. Bazı camlar için ($\tau\alpha$) ₀ ve b değerleri	76
Tablo 6. 1. TS 825 standartlarına uygun olmayan yalıtım kalınlığında yapı bileşenlerine ait ısı geçirgenlik katsayıları	79
Tablo 6. 2. TS 825 standartlarına uygun olan yalıtım kalınlığında yapı bileşenlerine ait ısı geçirgenlik katsayıları	79
Tablo 6. 3. TS 825 standartlarına uygun olmayan yalıtım kalınlığında ısı kaybı hesabı.....	80
Tablo 6. 4. TS 825 standartlara uygun olan yalıtım kalınlığında ısı kaybı hesabı.....	81
Tablo 6. 5. TS 825 Standartlara uygun olmayan yalıtım kalınlığında ısı kazancı hesabı	82
Tablo 6. 6. TS 825 standartlara uygun yalıtım kalınlığında ısı kazancı hesabı	82
Tablo 6. 7. Isı pompası teknik özellikleri.....	84
Tablo 6. 8. TKIP kış durumu düğüm nokta analizi.....	85
Tablo 6. 9. Fancoil teknik özellikleri	85
Tablo 6. 10. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri	85
Tablo 6. 11. Sistem elemanlarının ekserji yıkımları	86
Tablo 6. 12. TKIP yaz durumu düğüm nokta analizi	87
Tablo 6. 13. Isı pompası teknik özellikleri.....	87
Tablo 6. 14. Fancoil teknik özellikleri	88
Tablo 6. 15. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri	88
Tablo 6. 16. Sistem elemanlarının ekserji yıkımları	88
Tablo 6. 17. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri	89
Tablo 6. 18. SKIP kış durumu düğüm nokta analizi	90
Tablo 6. 19. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı	90
Tablo 6. 20. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri	91
Tablo 6. 21. SKIP yaz durumu düğüm nokta analizi	92
Tablo 6. 22. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı	92

Tablo 6. 23. Isı pompası teknik özellikleri.....	93
Tablo 6. 24. HKIP kış durumu düğüm nokta analizi	94
Tablo 6. 25. Sistem elemanlarının ısıl kapasiteleri	94
Tablo 6. 26. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı	95
Tablo 6. 27. HKIP yaz durumu düğüm nokta analizi	96
Tablo 6. 28. Isı pompası teknik özellikleri.....	96
Tablo 6. 29. Sistemi oluşturan elemanların ısıl kapasiteleri	96
Tablo 6. 30. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı	97
Tablo 6. 31. TKIP sadece ısıtma düğüm nokta analizi	110
Tablo 6. 32. Isı pompası teknik özellikleri.....	111
Tablo 6. 33. Sistem elemanlarının ısıl kapasiteleri	111
Tablo 6. 34. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı	111
Tablo 6. 35. GE-TKIP sadece ısıtma düğüm nokta analizi.....	113
Tablo 6. 36. Isı pompası teknik özellikleri.....	113
Tablo 6. 37. Sistem elemanlarının ısıl kapasiteleri	114
Tablo 6. 38. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı	114
Tablo 6. 39. Kollektör adetleri	116
Tablo 6. 40. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı	117
Tablo 6. 41. GE sadece ısıtma düğüm nokta analizi	118
Tablo 6. 42. Sistem elemanlarının ısıl kapasiteleri	118
Tablo 6. 43. Kollektör adetleri	119

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Alan (m^2)
d	: Kalınlık (m)
E_x	: Ekserji (kW)
F_t	: Toplayıcı ısı kazanç faktörü
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
h	: Entalpi (kJ/kg)
H	: Binanın özgül ısı kaybı (W/m^2)
H_0	: Atmosfer dışından yatay düzleme gelen güneş ışınımı (MJ/m^2)
H_d	: Yatay düzleme gelen toplam güneş ışınımı (MJ/m^2 gün)
I_b	: Yatay düzleme düşen anlık yayılı ışınım (MJ/m^2)
I_d	: Yatay düzleme düşen anlık yayılı ışınım (MJ/m^2)
I_{bt}	: Eğik düzleme düşen anlık direkt ışınım (MJ/m^2 gün)
I_{dt}	: Eğik düzleme düşen anlık yayılı ışınım (MJ/m^2 gün)
I_{ref}	: Eğik düzleme yansıyarak gelen ışınım (MJ/m^2 gün)
K	: Toplayıcı ısı transfer katsayısı
K_T	: Berraklık indeksi
L	: Uzunluk (m)
m	: Kütleli debi (kg/s)
R	: Isıl iletkenlik direnci (W/m^2K)
R_b	: Boru direnci
R_T	: Toprak direnci
s	: Entropi (kJ/kgK)
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
u	: Hız (m/s)
V	: Hacim (m^3)
w	: Saat açısı ($^{\circ}$)
W	: İş (kW)
Q_0	: Artırımsız ısı kaybı (W)
Q_i	: Artırmalı ısı kaybı (W)
β	: Eğim açısı ($^{\circ}$)
ε	: Özgül ekseji (kJ/kg)
M_s	: Kinematik viskozite (Ns/m^2)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
δ	: Denklinasyon açısı ($^{\circ}$)

Kısaltmalar

ACH	: Bir saatteki hava değişimi
AY	: Aydınlatma yükü
CLTD	: Soğutma yükü sıcaklık farkı yöntemi
GE	: Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası
GE-TKIP	: Güneş enerji destekli toprak kaynaklı ısı pompası
HKIP	: Hava kaynaklı ısı pompası

İOİK : İnsanlardan oluşan ısı kazancı
KKO : Kayıp kazanç oranı
LF : Gizli yük çarpanı
SKIP : Su kaynaklı ısı pompası
TKIP : Toprak kaynaklı ısı pompası



FARKLI KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde alternatif enerji kaynaklarını kullanan ısı pompası sistemi hem ekonomik hem de doğal kaynakların korunması ve çevre kirliliğinin azaltılması bakımından önemlidir. Isı pompası sistemlerinde ısı kaynağı olarak hava, su, toprak, güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı kullanılabilir. Bu çalışmada toprak, su, hava, güneş enerjisi destekli toprak ve güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sistemleri incelenmiştir. R410A, R134a, R32, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanları ile çalışan toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompalarının yaz ve kış durumunda farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıklarında COP, kompresör işi, kondenser ve evaporatörden atılan ısı, toplam ekserji yıkım miktarı ve ikinci yasa verimleri incelenmiştir. Sonuçlara bakıldığında R600 ve R152a soğutucu akışkanı yüksek COP değeri ve düşük kompresör işi nedeniyle en avantajlı soğutucu akışkan olarak ön plana çıkmıştır. Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası ve güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası farklı kollektör çıkış sıcaklıklarında gerekli kollektör alanı Ekim, Kasım, Aralık, Ocak, Şubat ve Mart ayları için hesaplanmış kollektör çıkış sıcaklığı arttıkça kollektör alanının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemi karşılaştırılmış sonuçlar grafik ve tablolar halinde paylaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ekserji, Enerji, Isı Pompası, Soğutucu Akışkan.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF DIFFERENT SOURCE HEAT PUMP SYSTEM

ABSTRACT

Today, the heat pump system using alternative energy sources is important both economically and in terms of protecting natural resources and reducing environmental pollution. Air, water, ground, solar energy, geothermal energy, waste heat can be used as heat sources in heat pump systems.

In this study, ground, water, air, solar assisted ground and solar energy sourced heat pump systems were examined. The ground, water and air source heat pumps with working R410A, R134a, R32, R600, R600a, R152a refrigerants were examined according to COP, compressor work, heat discharged from condenser and evaporator, total exergy destruction amount and second-law efficiencies at different condenser and evaporator temperatures. Looking at the results, R600 and R152a refrigerant came to the fore as the most advantageous refrigerant due to its high COP value and low compressor work. It has been determined that the solar energy assisted ground source heat pump and solar energy source heat pump collector area increases as the required collector area at different collector outlet temperatures increases as the calculated collector outlet temperature for October, November, December, January, February and March increases. In addition, the results of solar powered ground source heat pump and ground source heat pump system compared are shared in graphics and tables.

Keywords: Exergy, Energy, Heat pump, Refrigerant.

GİRİŞ

Enerji üretiminde fosil yakıtların yaygın olarak kullanılması ve bu yakıt rezervlerinin ömrünün sınırlı olması yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının önemini artırmıştır. Fosil yakıt rezervlerinin sınırlı olduğunun farkında olan gelişmiş ülkeler bu sorunun giderilmesi için devlet desteğiyle doğal kaynaklardan, çevreye mümkün olduğunca az zarar veren ve tükenmeyen enerji kaynaklarını kullanan tesislerin geliştirilmesine ve uygulanmasına yönelmişlerdir. Bu bağlamda yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanılması gelişmiş ülkelerde özendirilmekte ve devlet tarafından da desteklenmektedir. Günümüzde fosil kökenli kaynakların (kömür, petrol türevleri, doğalgaz vb.) yüksek maliyetlerinin ve ülkemizdeki rezervlerin az oluşu enerjinin verimli kullanımına ve alternatif enerji kaynaklarına yönelmemiz gerektiğini göstermektedir (Aksu, 2010). Farklı kaynaklardan yararlanan ısı pompası sistemleri de bu alternatif enerji kaynaklarına örnek olarak verilebilir.

Bu çalışmada toprak, su, hava, güneş enerjisi destekli toprak ve güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sistemlerinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanları için yaz ve kış durumunda farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında analizler yapılmıştır. Ayrıca güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ve güneş enerjisi kaynaklı ısı pompaları için gerekli kollektör alanları bulunup sonuçlar grafik ve tablolar halinde verilmiştir.

1. LİTERATÜR TARAMASI

Isı pompası sistemleri ile ilgili literatürde yer alan teorik ve deneysel çalışmalardan bu çalışmaya kaynak oluşturan bazıları aşağıda sunulmuştur.

Patlar (2006), ısı pompasının çalışma prensibi, ısı pompası çeşitleri, ısı pompalarını oluşturan elemanları anlatmış ve toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemine ekserji analizini uygulayarak ekserji kayıplarını belirlemiştir.

Danış (2007), Siirt il merkezine 60 km mesafede yer alan yapay oluşturulan bir su havuzunda yapılan deneysel çalışmada ısı pompasının dış ünitesinin görevini yerine getiren bir serpantin hazırlanıp su havuzuna daldırılmıştır. İçinden ısıtıcı akışkan (su) dolaştırılmak suretiyle sistemde dolaşan suyun giriş-çıkış sıcaklıkları, debisi, su havuzundan çekilen ısı miktarını ölçmüştür. Elde edilen veriler ile yıllık, aylık, günlük ve saatlik su havuzundan çekilen ısı miktarı ile yakın yerlerde kaç konutun ısıtılacağı bunun neticesinde su sıcaklığındaki değişimleri incelemiştir.

Elbir (2010), Göller bölgesinde yer alan Antalya, Burdur ve Isparta illerindeki iklim koşullarında toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji analizini yapmıştır. Isı pompası elemanları olan kompresör, kondenser, kısma vanası, evaporatör, tank ve pompanın ekserji yıkım oranlarını ısıtma yapılan kış ayları için belirlemiştir.

Aksu (2010), Balıkesir yöresinde yer-su kaynaklı ısı pompası sisteminin performansını incelemiştir. Bunun için 1,47 kW kondenser kapasitesine sahip ısı pompası sisteminin tasarım ve imalatı yapılmıştır. Farklı hava hızları, su debileri ve mahal havası koşullarında yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler ile sistemin performansını incelemiştir.

Ceylan (2010), iki katlı bir binanın güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompası ile döşemeden ısıtılmasının analizini yapmıştır. Binanın ısı kayıplarının düşürülebilmesi için binanın dış duvarlarında gaz beton duvar malzemesi ve ısı izolasyonunu kullanmıştır. Bina ısıtması hava kaynaklı ısı pompası tarafından yapılmaktadır.

Isı pompasının sekonder tarafı (ısı pompası, yerden ısıtma tesisatı tarafı) çalışma sıcaklığı 50/40 °C olarak projelendirilmiştir. Isı pompasının gidiş suyu sıcaklığı maksimum 65 °C ye çıkabilmektedir.

Özdemir (2011), Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Anabilim Dalında 20,7 m³'lük hacme sahip bir odanın ısıtılması ve soğutulması için R407C soğutucu akışkanı kullanılan 40 m sondaj derinliğine sahip düşey tip toprak kaynaklı bir ısı pompası kurulmuştur. Kurulan TKIP sisteminin enerji analizi ve ekserji verimleri, sondaj derinliğinin fonksiyonu olarak hem soğutma hem de ısıtma sezonu için belirlemiştir. Tezin son bölümünde, elde edilen deneysel verilerin kullanıldığı yapay sinir ağları yaklaşımı (YSA) ile sistem performansı hem ısıtma hem de soğutma amaçları için ampirik olarak vermiştir.

Bayraktar (2015), Karabük ili için toprak altı sıcaklık değerleri ölçülmüş ve örnek olarak tasarlanan villa tarzı bir konut için hesaplama yapmıştır. Ayrıca, toprak altı sıcaklık değerleri tespit edilerek, Pasif evde TKIP uygulamasının seçimi, seçim nedenleri, verimliliği, uygulanabilirliğini incelemiştir.

Zhao ve diğ. (2017), çalışmalarında ortam sıcaklığının neredeyse değişmediği koşullarda bir tank içerisindeki değişen su sıcaklığında hava kaynaklı ısı pompasının COP değerini deneysel olarak incelemişlerdir. Test modelinde hava kaynaklı ısı pompasının farklı gidiş ve dönüş sıcaklıklarında COP değerini hesaplanmışlardır. Sonuçlarda su sıcaklığının 21°C olduğu durumda COP değeri 3,1'dir ve su sıcaklığının her 1 °C azalışında 0.04 azaldığını tespit etmişlerdir. Gidiş/dönüş sıcaklığı 50/40 °C ile 50/45 °C kıyaslandığında COP değeri %10.3 arttığını tespit etmişlerdir. Benzer şekilde 45/40 °C ile 50/40 °C kıyaslandığında COP değeri %12,9 arttığı tespit etmişlerdir. Sistemin COP değeri gidiş/dönüş su sıcaklığının artışı ile azaldığı ve azalma oranı borulama sistemindeki ısı kayıplarından etkilendiğini belirtmişlerdir.

Liu ve diğ. (2017), Şangay, Çin'de su kaynaklı ısı pompasının ısıtma ve soğutma performansı değişik su sıcaklıklarında analizini yapmışlardır. Analizler neticesinde su sıcaklığı ve ortamın hava sıcaklıkları arasında dikkate değer bir ilişki olduğu ve yıl boyunca su sıcaklığını hesaplamada kullanılacak bir korelasyon elde etmişlerdir. Bu esnada ısı pompasının güç tüketimi, sirkülasyon pompasının güç tüketimi, enerji

tüketim yayılımını analiz etmişlerdir. Analiz sonuçlarına göre ısı pompası su kaynaklı sistemin ısıtma modunda COP değerleri sırasıyla 7,4 ve 5,2 olarak, soğutma modunda ise sırasıyla 6,5 ve 2,6 olduğunu tespit etmişlerdir.

Zhou ve diğ. (2017) Çin'in Zhangye şehrinde 72755 m² alana sahip bir ortaokulda yer altı su kaynaklı ısı pompasının performansını analiz etmişlerdir. Sistem daha yüksek ve daha düşük kapasiteli ısı pompalarının paralel bağlanması ile oluşturulmuştur. Bazı parametreler 25 Ocak-31 Mart 2016 tarihleri arasında test etmişler ve sistemin enerji verimliliği analiz edilmiş olup, çıkan sonuçlarda tüm sistemin, yüksek kapasiteli ve düşük kapasiteli ısı pompası sistemlerinin ısıtma modunda COP değerleri sırasıyla 3,67, 4,3 ve 6,24 olarak bulmuşlardır.

Soh ve Dubey (2018), çevriminde soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanan ticari tip ısı pompalarının tropikal iklim koşullarında etkilerinin değerlendirmek için 65 ve 80 °C su sıcaklıklarda deneysel olarak çalışmışlardır. Sonuçlara bakıldığında soğutucu olarak CO₂ kullanan ısı pompasının 65 ve 80 °C su sıcaklıklarında COP değeri sırasıyla 5,4 ve 3,8 olarak bulmuşlardır.

Al-Khalidi (2018), ısıtma modunda çalışan farklı karışım oranlarına ve farklı debilere sahip toprak kaynaklı ısı pompasının (TKIP) ısıtma performansını teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Deneyler, 3 x 3 x 3 m boyutlarındaki odada yapmıştır. Deney düzeneği, toprak altı ve toprak üstü olmak üzere iki çevrimden oluşmaktadır.

Isı pompasının toprak üstü çevrimi, rotary kompresör, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı, genişleme vanası ve dört yollu vana gibi ekipmanlardan oluşmaktadır. Toprak altı çevrimde, 3 m derinliğe yatay olarak döşenen 1” çapındaki nikel- krom borular kullanmıştır. Elde edilen yatay ısı değiştirici toprağın 3m altına yerleştirilmiştir. TKIP çevriminde çalışma akışkanı olarak R22 kullanmıştır. Isıtma amaçlı olarak çalışan TKIP sistemi, %5, %10, %15, %20, %25, %30 gibi farklı su-etilen-glikol karışım oranlarında ve 10- 27 L/dak gibi farklı hacimsel debilerde çalıştırmıştır.

Bu şartlarda çalıştırılan TKIP sisteminin, ısıtılmak istenilen iç ortamın sıcaklığına (T_{oda}), kondenser ve evaporatör kapasitesi ve sistemin etkisini incelemiştir. Yapılan deney sonuçlara göre en iyi veriler %5 karışım oranı ve 21 L/dak hacimsel debi değerinde elde etmiştir. En yüksek COP 3,42 ve T_{oda} 27,2 °C'dir.

Gözütok (2019), toprak kaynaklı bir ısı pompası kullanarak mahal ısıtılmasının deneysel incelenmesini yapmıştır. Yapılan deneylerde toprak kaynaklı ısı pompasının enerji ve ayrıca performans analizini yapmıştır. Elde edilen sonuçlara göre; gerekli ısıtma ihtiyacı TKIP sistemi ile karşılanırsa, ısı pompası sisteminin COP değeri kompresörün güç tüketimi ile kondanser ısıtma kapasitesi değiştiği için değişmektedir. COP değerlerini hesaplamış ve bu çalışmada kullanılan ısı pompası performans katsayısı değerleri 2,4 ve 2 olarak elde etmiştir.

Polat (2019), toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için ekserji analizini yapmıştır. Sistemin analizinde, 2009-2010 yılı ısıtma sezonundaki deneysel sonuçları kullanmıştır. Isı pompası ve sistemin etkinlik katsayıları sırasıyla yaklaşık 2,6 ve 2,2 olarak hesaplamıştır. Deneysel veriler üzerinden yapılan hesaplamalar sonucunda ısı pompasının ortalama ekserji verimi %35, tüm sistemin ortalama ekserji verimi ise %31 olarak bulmuştur. Ayrıca, sistem elemanlarının ekserji kayıplarını hesaplamıştır. Elde edilen sonuçları literatürdeki sonuçlarla karşılaştırmıştır.

Büyüksen (2020), çalışmasında yıl boyunca farklı ortalama sıcaklıklarına göre, dikey eksenli toprak kaynaklı ısı pompasının ve yatay eksenli toprak kaynaklı ısı pompasının COP değerleri ayrıntılı olarak ve R410, R134A, R22, R404A, R717 ve R12 ile tablolarda hesaplamıştır. Farklı akışkanlar ve farklı sıcaklıklarda dikey eksenli toprak kaynaklı ısı pompası ve yatay eksenli toprak kaynaklı ısı pompası değerlerini karşılaştırmıştır. Yatay ve dikey ısı eşanjörleri arasındaki fark burada vurgulanmaktadır. Yapılan çalışma sonucu dikey eksenli toprak kaynaklı ısı pompasında yıl boyu sabit sıcaklıktaki topraktan ısı kazanımı daha fazla elde edildiği ve sonuç olarak yatay eksenli toprak kaynaklı ısı pompasından daha verimli olduğu sonucuna varmıştır. Yatay eksenli toprak kaynaklı ısı pompasındaysa yıl boyu sıcaklıkların değiştiği ve buna bağlı olarak farklı COP değerlerinin ortaya çıktığı sonucuna ulaşmıştır.

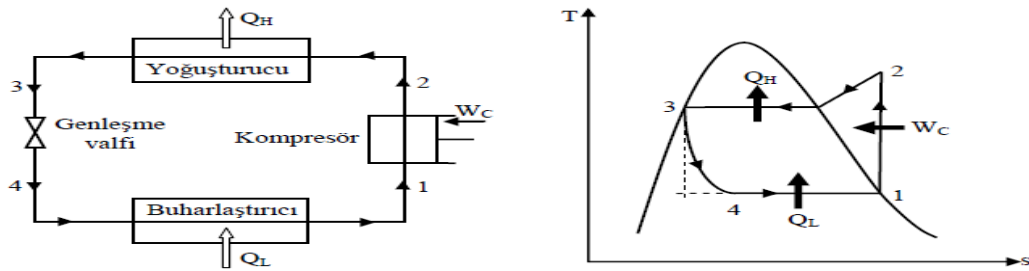
2. ISI POMPASI SİSTEMİ

Isı geçişinin yönü azalan sıcaklık yönündedir, yani sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama doğrudur. Bu ısı transferi herhangi bir makine gerekmeden kendiliğinden gerçekleşmektedir. Ancak düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi kendiliğinden gerçekleşmez. Bu ısı geçişini gerçekleştirmek için ısı pompaları veya soğutma makineleri kullanılabilir. Isı pompaları ve soğutma makineleri aynı çevrime göre çalışmalarına karşın kullanım amaçları farklıdır. Isı pompası, ortamın sıcak tutulmasını sağlamak için düşük sıcaklıktaki enerji deposundan alınan ısının ısıtılmak istenen ortama verilmesini sağlamaktır. Soğutma makinelerinin amacı ise soğutulmak istenen ortamdan ısı çekerek ortamın düşük sıcaklıkta tutulmasını sağlar (Başçıl, 2019).

2.1. Isı Pompası Çevrimi

2.1.1. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi soğutma makinalarında, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin akış şeması ve T-s diyagramı Şekil 2.1 'de verilmiştir. Bu çevrim dört hal değişiminden oluşur; kompresörde izantropik sıkıştırma (1–2), yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı verilmesi (2–3), genleşme valfinden kısılma (3–4), buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı alınması (4–1) ile çevrim tamamlanır (Alkan, 2014).

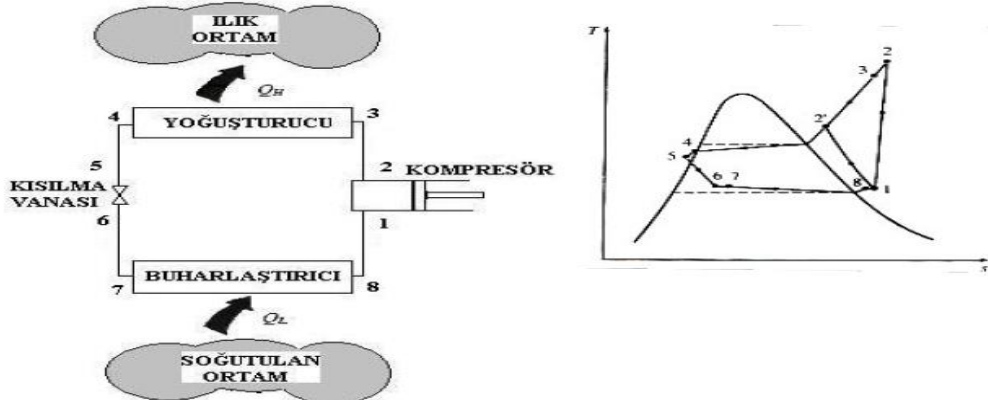


Şekil 2. 1. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin akış şeması ve T-s diyagramı (Alkan, 2014)

İdeal buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Daha sonra soğutucu akışkan 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve çevreye ısı vermesi ile 3 halinde doymuş sıvı olarak çıkar. Bu durumda soğutucu akışkan sıcaklığı çevre ortamı sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı olarak 3 halinde bulunan soğutucu akışkan, genleşme vanasından geçerek buharlaştırıcı basıncına kadar kısılır. Bu işlem sırasında soğutucu akışkan sıcaklığı soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Daha sonra soğutucu akışkan 4 halinde, düşük kuruluk derecesinde buharlaştırıcıya girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre tekrar girerek çevrimi tamamlar (Alkan, 2014).

2.1.2. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, ideal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Gerçek bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin T-s diyagramı Şekil 2.2.'de gösterilmektedir (Patlar,2006).



Şekil 2. 2. Gerçek soğutma çevrimi ve T-s diyagramı (Patlar, 2006)

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez, çünkü soğutucu akışkanın halini hassas bir şekilde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde

tasarlanır. Burada amaç, akışkanın kompresöre girişinde tamamen buhar olmasını güvenceye almaktır. Ayrıca buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir (Patlar, 2006).

2.2. Isı Pompası Sistem Elemanları

Isı pompası sistemini oluşturan başlıca bileşenler yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kompresör, genişleme valfi ve yardımcı elemanlar olarak sıralanabilir.

2.2.1. Kompresörler

Kompresörler, soğutucu akışkanı sıkıştırarak sıcaklık ve basınç artışını sağlayan elemanlardır. Rotorlu, pistonlu, rotatif, turbo, vidalı ve scroll tip gibi çeşitleri bulunmaktadır (Türk, 2020).

2.2.2. Buharlaştırıcılar

Buharlaştırıcılar, kısılma vanasından sonra buharlaştırıcıya gelen soğutucu akışkanın düşük sıcaklıktaki ortamdan ısının çekilmesini sağlayan elemanlardır. Buharlaştırıcılar soğutucu akışkanın beslenmesine, çalışma koşullarına, havanın sirkülasyon yöntemine ve havanın kontrol tipine göre değişik şekil ve boyutlarda, ısı iletkenliği yüksek olan bakır, çelik alüminyum, demir gibi malzemelerden üretilmektedir. Plakalı bir ısı değiştiricisi de buharlaştırıcı amaçlı kullanılmaktadır. Buharlaştırıcı kapasitesini etkileyen faktörlere baktığımızda hava hızı, dış ortam ile arasında olan sıcaklık farkı, boruların çapı, kanat alanı ve aralığı, buharlaştırıcı temizliği gelmektedir (Türk, 2020).

2.2.3. Yoğuşturucular

Yoğuşturucular ısı pompasında basıncın yüksek olduğu tarafta bulunmakta ve buhar içindeki ısıyı yoğuşturucu tüpleri sayesinde soğuk ortama göndermektedir. Yoğuşturucular genellikle ısıyı aktardığı ortama göre hava soğutmalı ve su soğutmalı olarak üretilmektedir. Plakalı bir ısı değiştiricisi de yoğuşturucu amaçlı kullanılmaktadır. Yoğuşturucunun kapasitesi dış ortam ile olan sıcaklık farkına, hava hızına, boru çapına, kanat alanına, yoğuşturucu temizliğine ve kanat aralığına bağlı

olmaktadır. Bunlar arasında kapasite için en önemli faktör kanat açıklığı ve hava hızı olmaktadır. Ayrıca yoğuşturucuda toplanan tozların ısı transfer katsayısı ve hava debisini azaltmaması bakımından temizlenmesine önem gösterilmektedir (Türk, 2020).

2.2.4. Kısılma vanaları

Kısılma vanaları, yoğuşturucudan yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanın uygun değerlerde buharlaştırıcıya girebilmesi için basınç azalmasını gerçekleştiren kısma elemanlarıdır. El ayar vanası, elektrikli kısılma vanası, kılcal boru, şamandıralı ayar valfi, otomatik kısılma vanası ve kılcal boru gibi değişik şekillerde üretilmektedir (Türk, 2020).

2.2.5. Yardımcı elemanlar

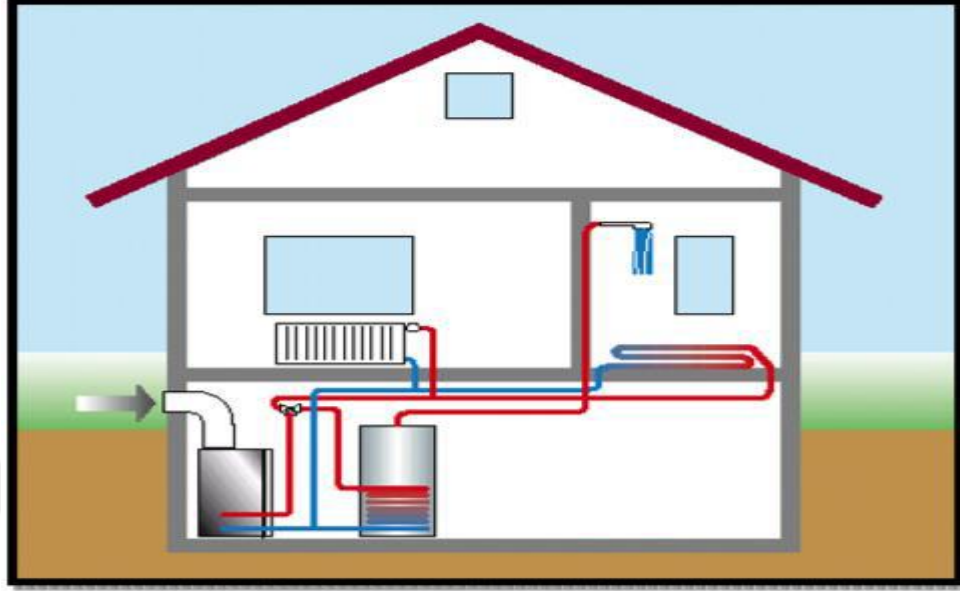
Isı pompasında temel elemanlar dışında kullanılan diğer elemanlarda bulunmaktadır. Bunlar: akış ve kontrol elemanları, yağ ve sıvı ayırıcılar, filtre kurutucular, susturucular, ara soğutucular gibi elemanlar yardımcı eleman adıyla adlandırılmaktadır (Türk, 2020).

2.3. Isı Pompalarının Sınıflandırılması

2.3.1 Hava kaynaklı ısı pompası

Havanın ucuz, sınırsız, kurulumunun kolay ve tesis masraflarının düşük olması sebebi ile dünyada en çok tercih edilen kaynaktır. Hava kaynaklı ısı pompalarının toprak ve su kaynaklı ısı pompalarına göre ilk yatırım maliyetinin düşük olması sebebiyle özellikle ılıman iklim bölgelerinde sıkça tercih edilmektedir. Ancak hava sıcaklığı karasal iklimlerde mevsimler arasında büyük değişim göstermesi nedeniyle, karasal iklimlerde sınırlı bir kullanıma sahiptir. Çünkü iç ve dış sıcaklıklar arasındaki fark arttıkça ısı pompasının performansı azalır. Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinde, havanın sıcaklığının 0°C ya da daha düşük sıcaklığa indiğinde ısı pompası buharlaştırıcıda donma problemi ile karşılaşmaktadır ve donma sonucunda oluşan buzlanma ile sistemin performansını düşürmektedir. Buzlanmayı çözmek için defrost uygulamasının yapılması gerekmektedir. Bu durumda sistemin enerji

tüketimini arttırmaktadır. Dış ortam sıcaklığının 0 °C veya daha az olması durumunda çoğunlukla ek ısıtıcı ile birlikte kullanılırlar (Başçıl, 2019).



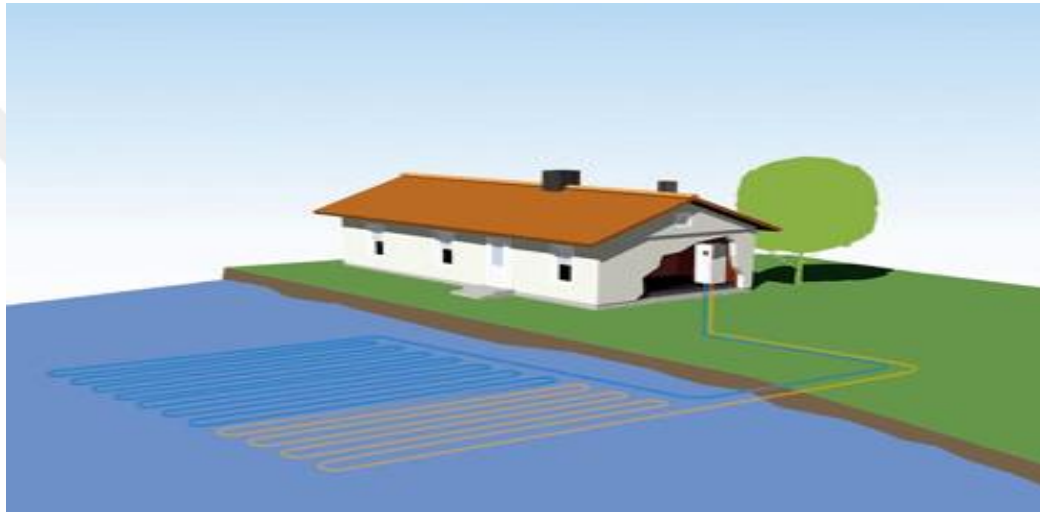
Şekil 2. 3. Hava kaynaklı ısı pompası (Başçıl, 2019)

2.3.2. Su kaynaklı ısı pompası

Isı kaynağı olarak; denizlerden, göllerden, ırmaklardan ve kuyulardan elde edilen su kullanılabilir. Kaynak olarak yerüstü sularından (göl, nehir vb.) faydalandığı zaman sıcaklık yeraltı sularına göre daha fazla değişmesine karşın havaya göre daha az değişmektedir. Buna ilaveten yerüstü sularının sıcaklığı ülkemizde 0 °C'nin altına düşmemektedir bu da büyük bir avantajdır. Derinliği denizlere göre daha az olan göl veya nehirleri yani yer üstü sularını ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompalarının çalışması toprak kaynaklı ısı pompası ile birbirine benzerdir. Borular en az 2,5 m derinliğe yatay biçimde yerleştirilir. Boru içinde salamura dolaştırılır. Deniz suyu ise büyük oranlarda ısı ihtiyacını karşılamak için kullanılır. Deniz suyu sıcaklığı 25-50 m derinliklerde 5-8 °C sıcaklıklarda sabittir. Bu sıcaklık değerleri yüksek performans katsayıları olarak geri dönmektedir.

Deniz suyunu ısı kaynağı olarak kullandığımız zaman dikkat etmemiz gereken konu korozyon ve sistem içerisinde oluşabilecek organik kirlenmeyi en az seviyede tutmaktır. Su kaynaklı ısı pompalarında ise en uygun kaynak yeraltı sularıdır.

Yeraltı suları kış mevsimi de dahil olmak üzere yüksek sıcaklıktadır. Ancak yeraltı sularını kaynak olarak kullandığımızda iki farklı kuyu ihtiyacı meydana gelmektedir. Kuyulardan biri sıcak su ihtiyacını karşılarken, diğer kuyuya da ısı pompasında çevrimini tamamlayan dönüş suyu boşaltır. Su kaynaklı ısı pompası, suyun termal iletkenliğinin çok daha yüksek olması nedeniyle, hava kaynaklı sistemlere göre daha verimli ve küçük boyutludur. Ancak suda korozyon problemi ile karşılaşılabilir. Hava kaynaklı ısı pompası ile karşılaştırıldığında ilk yatırım maliyeti de daha yüksektir (Başçıl, 2019).



Şekil 2. 4. Su kaynaklı ısı pompası (Başçıl, 2019)

2.3.3. Güneş kaynaklı ısı pompası

Isı kaynağı olarak güneşi tercih etmenin en büyük avantajı buharlaştırıcı sıcaklığının yüksek seçilebilmesine imkan tanınmasıdır. Güneş enerjisinin potansiyeli, yenilebilir ve temiz olması gibi olumlu etkilerinin yanında ilk kurulum maliyetinin yüksek olması, düşük verim gibi olumsuz etkileri de vardır. Güneş enerjisinden tek başına yararlanılabileceği gibi diğer kaynaklarla birlikte de yararlanılabilmektedir.

Kaynak olarak güneş enerjisinden faydalandığında direkt ve endirekt olmak üzere iki sistem vardır. Buharlaştırıcının doğrudan güneş kollektörüne yerleştirildiği sisteme direkt sistem denir ve kollektörlerden su ya da su buharı geçirilerek kaynak olarak kullanılır bu sistemlere de endirekt sistemler denir (Başçıl 2019).

2.3.4. Jeotermal kaynaklı ısı pompası

Jeotermal enerjiden ısı pompalarında iki şekilde yararlanılabilir. Birincisi yeraltından yüze ulaşmış düşük sıcaklıktaki kaynak suları ısı pompalarında ısı taşıyıcı akışkan olarak kullanılabilir. İkinci yöntem ise yeryüzünün derinliklerinde bulunan kayaçların jeotermal ısisından yararlanmaktır. Bu yöntem yer altı suyunun hiç bulunmadığı veya çok az miktarda bulunduğu yerlerde uygulanabilir (Temel, 2016).

2.3.5. Atık su ve sıvı kaynaklı sistemler

Atık sular, arıtılmış veya arıtılmamış kanalizasyon suları, endüstriyel sıvı atıklar, endüstriyel proseslerin/motorların/kompresörlerin soğutma suları ve soğutma makinalarının yoğuşturucu suyu bu ısı kaynaklarının tipik örnekleridir. Bu ısı kaynaklarının en büyük avantajı nispeten yüksek ve sabit sıcaklıklara sahip olmaları, en büyük dezavantajları ise miktarlarındaki değişkenliktir. Bu yüzden ısı pompalarının düzenli çalışmasını temin etmek amacıyla depolama tanklarına gereksinim duyulabilmektedir (Temel, 2016)

2.3.6. Atık hava kaynaklı sistemler

Evlerde ve küçük işyerlerinde kullanılabilen ortak ısı kaynağıdır. Atık hava ile çalışan ısı pompaları, kullanılmış havanın ısisını geri kazanmak suretiyle iç ortamın havasını ısıtır veya sıcak su elde ederler.

Ortam havasını ısıtmak için kullanılan atık hava kaynaklı ısı pompaları, iç ortamın ılık havasını ısı kaynağı olarak kullanarak soğutucu akışkan vasıtasıyla havalandırma sisteminden gelen taze havayı ısıtır ve bu havayı iç ortama vererek ısıtma yapabilirler. Ancak bu sistemin uygulanabilmesi için binada havalandırma sisteminin mevcut olması şarttır (Temel, 2016).

2.3.7. Toprak kaynaklı sistemler

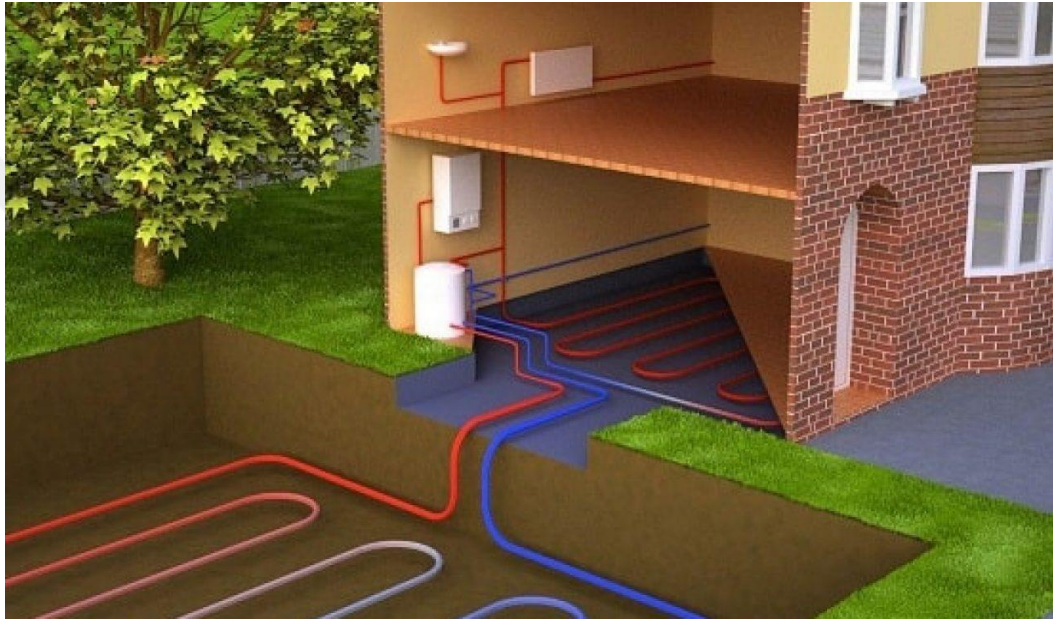
Isı kaynağı olarak toprağın kullanılması diğer sistemlere göre daha pahalıdır. Toprak altına gömülen borulardan doğrudan soğutucu akışkan veya daha ucuz olması bakımından genellikle salamura geçirilir. Toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği, toprak ısı değiştiricisinin seçiminde ve

boyutlandırılmasında önemli birer parametrelerdir. Toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesi projelendirmede güçlük yaratan sebeplerden birisidir. Aynı biçimde ısı pompası da çalıştırıldığı andan itibaren toprağın özelliklerini etkiler. Örneğin ısı pompası ile ısıtma yapıldığında ısı değiştiricisine yakın bölgelerde toprak sıcaklığı düşer. Dolayısıyla bu bölgede nem miktarı ve toprak özellikleri değişir. Salamuranın, buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da aynı sebeple düşer, bu durum ısı pompası kapasitesi ve ısıtma tesir katsayısını doğrudan etkiler. Soğuk bölgelerde ısıtma yapıldığı süre içinde toprağa yeteri miktarda ısı girişi olmazsa kış aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle, toprağın donma tehlikesi mevcuttur. Donma tehlikesini önlemek için sistem, toprak sıcaklığını çok etkilemeyecek şekilde tasarlanmalı ve özellikle soğuk bölgelerde toprak ısı değiştirici boruları geniş alanlara serilmelidir. Toprak sıcaklığının havaya göre genellikle daha stabil sıcaklıklarda ve sıcaklık değişiminin düşük olmasından dolayı salamura-soğutucu akışkan ısı değiştiricilerinin, hava-soğutucu akışkan ısı değiştiricilerine göre daha küçük bir sıcaklık farkında çalışabilmeleri, toprak kaynaklı ısı pompalarını hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha avantajlı bir konuma getirmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompaları (TKIP), buharlaştırıcıda topraktan çekilen ısıyı kullanır. Toprakla olan ısı alışverişi, toprağa yatay veya dikey olarak gömülmüş toprak ısı değiştiricileriyle gerçekleştirilir. Su veya salamura, toprak ısı değiştiricisini oluşturan borulardan geçirilerek ısı enerjisi elde edilir ve bu ısı buharlaştırıcıda soğutucu akışkana aktarılır (Alkan, 2014).

2.3.7.1. Yatay toprak kaynaklı ısı pompası

Toprak kaynaklı ısı pompaları içinde en yaygın olarak kullanılan sistemdir. Sistemde ısı değiştirici boruları toprağa yatay olarak gömülürler. Genellikle küçük yapılar ve ticari binalarda (Otel, Alışveriş Merkezi vs.) kullanılırlar (Alkan, 2014). Yatay ısı değiştiricileri, salamuranın akış yönüne göre seri ve paralel olarak sınıflandırılır. Bununla beraber toplam hendek uzunluğunu kısaltmak amacıyla tek bir hendek içerisine birkaç boru yerleştirilebilir. Hendeklerin genişliği 0,6-0,9 m civarındadır. Borular, yüzey şartlarında en az düzeyde etkilenmeleri amacıyla, genellikle 0,5 - 2,5 m derinlikte döşenirler. Bu mesafe arttıkça, ısı değiştiricisinin iyilik derecesi gerek toprak sıcaklıklarının daha uygun olması, gerekse boruların yüzey şartlarından daha az etkilenmesi sebebiyle artar. Ancak hafriyat masrafları da artacağından gömme

derinliğine ekonomik analiz sonucu karar verilmelidir. Şayet tek bir hendek içerisine birkaç kat boru döşenecekse borular arası kot farkı genellikle 0,3-0,5 m olmalıdır. Borular döşendikten sonra, dikkat edilecek bir başka husus da, toprak ve boru arasındaki ısı geçişini iyileştirmek amacıyla hendekten çıkarılan toprağın yerine yerleştirilirken yoğunluğunu artırmak için sıkıştırılması gerekir. Yatay toprak ısı değiştiricilerinde, 700 m boru boyu 2 inch boru çapı ve 1 l/s akışkan debisi kullanılabilir üst sınır değer olarak kabul edilir (Patlar 2006).

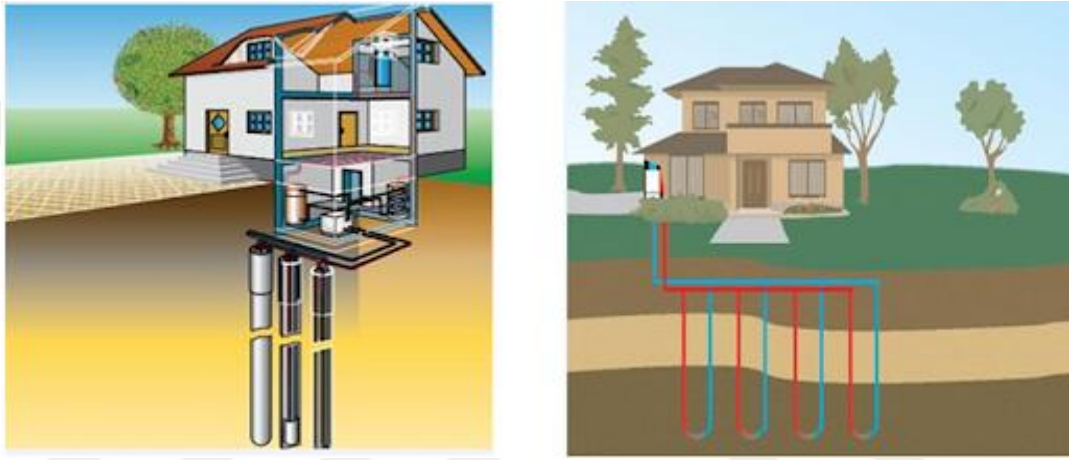


Şekil 2. 5. Yatay toprak kaynaklı ısı pompası (www.tesisat.org)

2.3.7.2. Dikey toprak kaynaklı ısı pompası

Dikey TKIP sistemlerinde, toprak ısı değiştiricisi (TID) yapılandırmaları tipik olarak birden ona kadar sondaj deliğinden oluşan, her bir sondaj deliğinde U-harfi şeklinde bir ısı değiştiricisi içerisinden akışkanın sirkülasyonunun yapıldığı sistemlerdir. İsveç'teki bazı uygulamalarda sondaj delikleri düşeyde eğimlidir. Tipik U tipi ısı değiştiricisinin çapı 3/4" (19 mm) ile 1 1/2" (38 mm) arasındadır. Sondaj derinliği ise 30,5 m ile 91,4 m arasındadır. Yer altı sularının sirkülasyon borularına vereceği zararları önlemek için genellikle boruların etrafına halka biçiminde dolgu malzemeleri konur. Ayrıca bu dolgu malzemeleri toprak ile borular arasındaki ısı transferini arttırmak için de kullanılır (Alkan, 2014). Dikey toprak kaynaklı ısı pompaları genellikle yatay toprak kaynaklı ısı pompalarına göre bazı avantajları vardır, çünkü dikey tiplerde boruların büyük bölümü toprağın düşük ısı direnç

gösteren bölümündedir. Yer altı sularının hareketleri ısı değiştiricisinin iyilik derecesini yükseltir. Ancak dönüş ve besleme borularını aynı deliğe yerleştirme zorunluluğu da, ısı geçişi bakımından kısa devreye sebebiyet vereceğinden, dikey tiplerin yerleştirilmesinde bu noktaya dikkat edilmelidir. Borular arasındaki ısı geçişi, ısı değiştiricisi iyilik derecesinin düşmesine sebep olur ve bu etki delik boyu ile birlikte artar. Diğer yandan yatay ısı değiştiricisinin iyilik derecesi, ısıtma ve soğutma mevsimleri boyunca yağmur, kar gibi yüzey olayları nedeniyle ve ısı değiştiricisinin yüzeye yakınlığıyla doğru orantılıdır (Patlar, 2006).



şekil 2. 6. Dikey toprak kaynaklı ısı pompaları (portal.canovateenerji.com)

2.3.7.3. Toprak kaynaklı ısı pompalarının avantajları

- Düşük bakım maliyetine sahiptir. TKIP toprak altına yerleştirilmesi dolayısı ile dış ortamdaki etkilenmez.
- Yardımcı ısıtmaya ihtiyaç yoktur. TKIP sistemleri uygulandığı bölümün ısı ihtiyacını karşılayacak şekilde yapıldığından dolayı ek bir ısıya gerek duyulmaz.
- Yüksek verim ve kararlılık kapasitesine sahiptir. TKIP sistemleri iyi tasarlandığı ve uygun bir şekilde kullanıldığında diğer sistemlere göre daha verimli ve ekonomik sonuçlar verir.
- Dış üniteye ekipman gerektirmez. Böylece, diğer kullanımlar için boş alan sağlanır ve dış üniteyle oluşabilecek emniyet sorunları ile olası zararlar ortadan kaldırılır.
- TKIP sistemleri, paketlenmiş ekipman halinde bulunmaktadır. Bu yüzden bir kaçak olması, yanlış bağlantı gibi sorunlar söz konusu değildir.

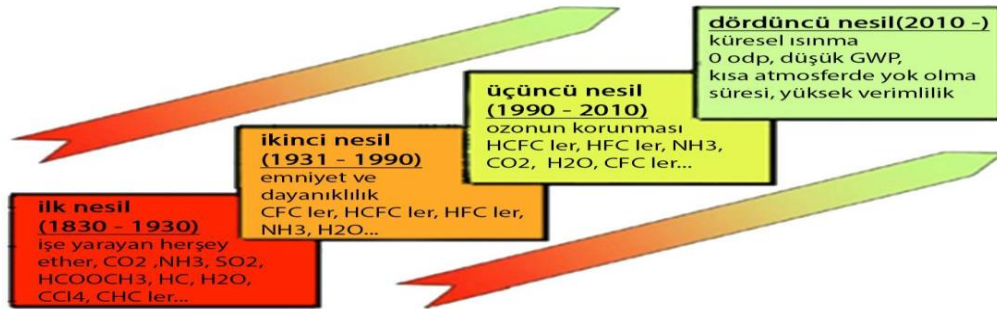
- Çevre dostudur. Çevre kirliliği ve zararlı madde emisyonları düşüktür.

2.3.7.4 . Toprak kaynaklı ısı pompalarının dezavantajları

- İlk yatırım giderleri yüksektir.
- Performansın, toprak ısı değiştiricisine ve ekipmanına bağlı olması nedeniyle çok iyi bir tasarım söz konusu olmalıdır.
- Nitelikli mütahhitlerin sayısı sınırlıdır. Uzman toprak ısı değiştiricisi müteahhidi olmak için gerekli olan ekipman ve zamana yapılan yatırım önemlidir (Alkan 2014).

2.4. Soğutucu Akışkanlar

Soğutma tarihi, depolanmış buzun kullanıldığı, suyun buharlaştırıldığı ve benzer uygulamaların yapıldığı, eski zamanlara uzanmaktadır.1600'lü yıllarda farklı ülkelerden birçok araştırmacı faz değişim fiziği konusunda çalışarak akıllı (insan yapımı) soğutmanın temellerini atmışlardır. 1830'lu yıllara gelindiğinde ise, Perkins ilk buhar sıkıştırımlı makineyi icat ederek soğutucu akışkanlarla tanışmamızı sağlamıştır. 1830'lardan bugüne soğutucu akışkanın sahip olması gereken özelliklere bağlı olarak çok sayıda farklı soğutucu akışkan geliştirilmiş ve kullanılmıştır.



Şekil 2. 7. Geçmişten bugüne soğutucu akışkanlar (Araz ve diğ., 2013)

Soğutucu akışkanlar, soğutma, havalandırma ve ısı pompası sistemlerinde istenilen bölgeden ısıyı absorbe ederek ya dış ortama veya diğer bir ortama tasınım ve iletim yoluyla geçirirler (Araz ve diğ., 2013).

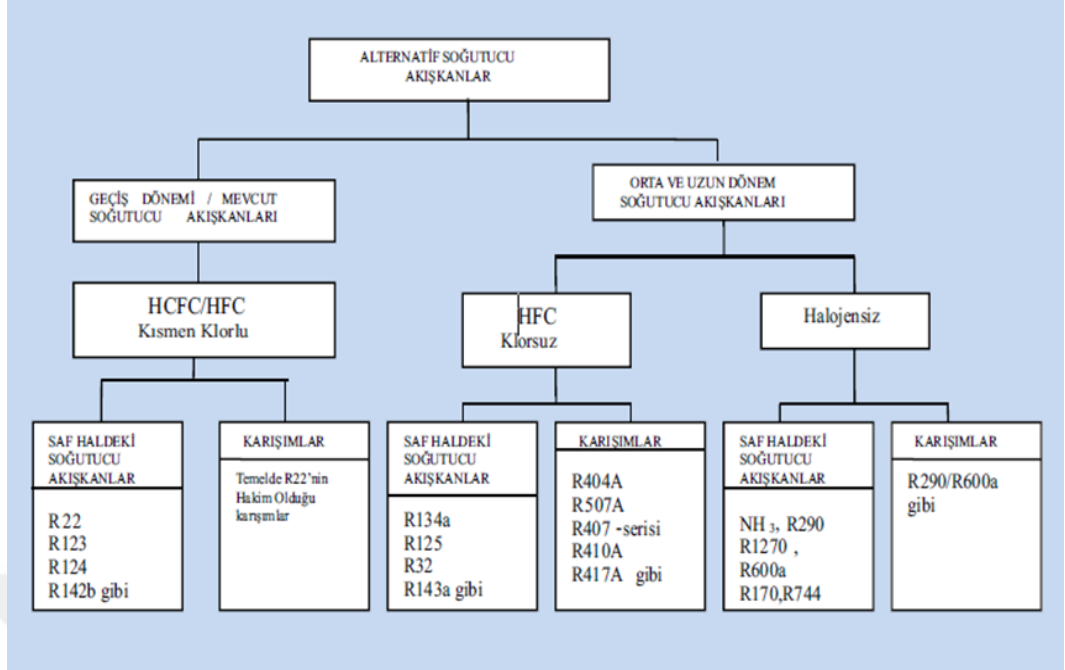
2.4.1. Soğutucu akışkanların çevresel etkileri

İnsanlar ihtiyaçlarını karşılamak için her zaman yeni teknolojiler geliştirerek baste yiyecek ve içeceklerini korumak, konforlu yaşamak ve ürünlerini daha sağlıklı muhafaza etmek için soğutma ve iklimlendirme alanında büyük atılımlar yapmışlardır. Bu teknolojik gelişmeler sonucu ortaya çıkan soğutucu akışkanların atmosferin yukarı stratosfer katmanında oluşan ozon tabakasını deldiği ve küresel ısınmaya neden olduğu tespit edilmiştir. Bu küresel ısınma sonucu dünya sıcaklığında artma görülecektir. Gelecekte, dünyanın sıcaklığının artması nedeniyle kutuplarda buzulların eriyeceği bazı kara parçalarının sular altında kalacağı belirtilmektedir. Ayrıca artan ultraviyole ısınlarının ve küresel ısınmanın çevre üzerindeki olumsuz etkileri ürünlerin azalması, yazların daha sıcak olması, kışın nem oranının artması, denizlerin ekolojik dengesinin bozulması ve kuraklık şeklinde de sıralanabilir.

Ozon tabakasının delinmesinin insan sağlığı üzerindeki etkileri de ihmal edilmeyecek düzeydedir. Ozon tabakasının delinmesi neticesinde artan ultraviyole ısınları deride kanser, gözlerde katarakt ve bağışıklık sisteminde zayıflamaya neden olmaktadır. Güneşten gelen zararlı ultraviyole ışınlarının yaklaşık %90'nın Dünyaya ulaşması koruyucu ozon tabakası tarafından önlenmektedir. Soğutma ve klima uygulamalarında kullanılan CFC (kloroflorokarbon) ve HCFC (hidrokloroflorokarbon) atmosfere verildikten sonra difüzyon ve atmosferdeki rüzgarların etkisiyle yukarı doğru yükselir. Özellikle CFC'ler (R-11, R-12) kimyasal kararlılıkları çok fazla olduğu için yapıları bozulmadan atmosferde 100 yıldan fazla kalabilirler. HCFC'lerin (R-22, R-124, R-123) ise kimyasal kararlılıkları azdır. Yapıları bozulmadan atmosferde yaklaşık 15 yıl kalabilirler. Soğutucu akışkanları kloroflorokarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC), hidroflorokarbon (HFC) şeklinde üç kategoride inceleyebiliriz (Koyun ve diğ., 2005).

2.4.2. Alternatif soğutucu akışkanlar

İklimlendirme ve soğutma sistemlerinde ozonu delme potansiyelleri (ODP) yüksek olan ve küresel ısınmaya neden olan soğutucu akışkanlar yerine, ozon tabakası üzerinde olumsuz etki yapmayan küresel ısınmaya çok az neden olan soğutucu akışkanlar Şekil 2.8.' de gösterilmiştir (Çomaklı ve diğ., 2006).

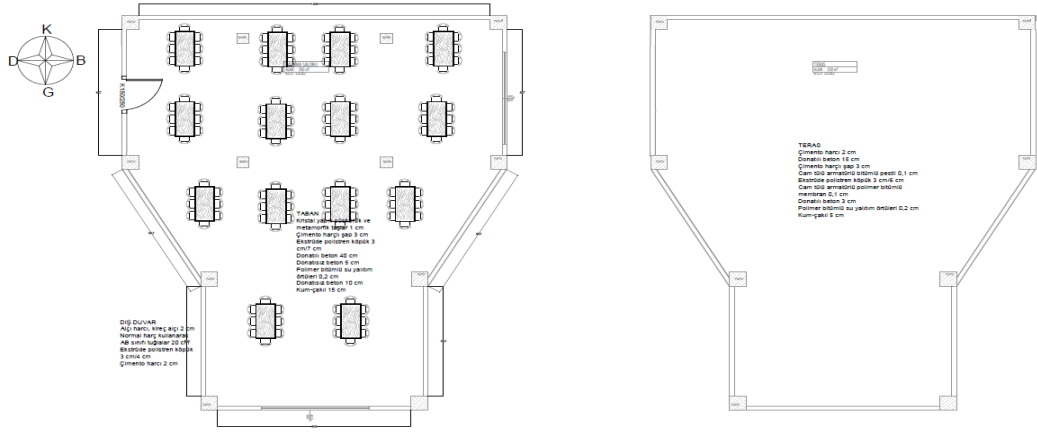


Şekil 2. 8. Alternatif soğutucu akışkanların genel sınıflandırılması (Çomaklı ve diğ., 2006)

3. MATERYAL VE METOD

3.1. Örnek Binaya Ait Mimari Veriler

Bu çalışmada toprak, su, hava, güneş enerjisi kaynaklı ve güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompalarının teorik olarak termodinamik analizi yapılmıştır. Bu kapsamda toprak, su, hava, güneş kaynaklı ve güneş enerji destekli toprak kaynaklı ısı pompalarının uygulanacağı mimari proje Şekil 3.1.' de verilmiştir. Ayrıca Tablo 3.1.' de mahali oluşturan yapı elemanları ve kalınlıklarını verilmiştir.



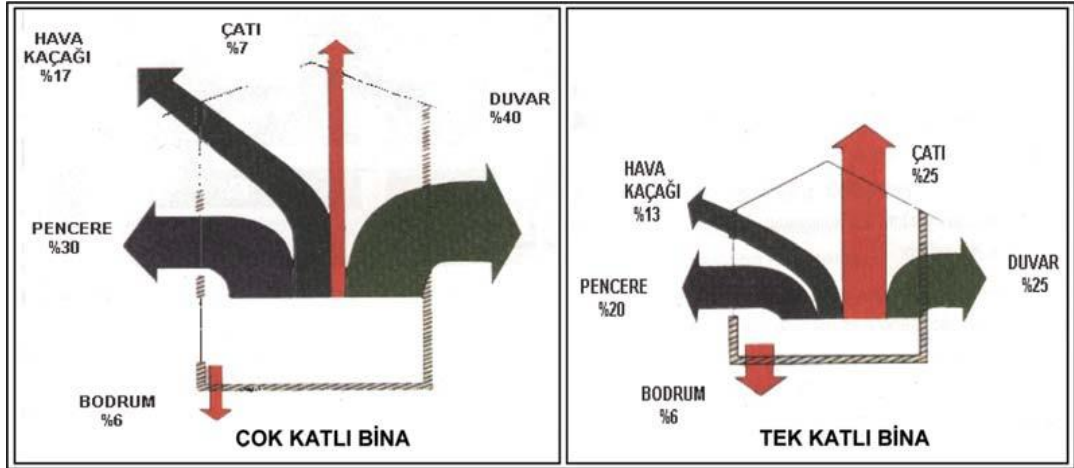
Şekil 3. 1. Mahalin mimari projesi

Tablo 3. 1. Mahali oluşturan yapı elemanları ve kalınlıkları

Dış Duvar 1 (Tuğla duvar)	Kalınlık (cm)	Dış Duvar 2 (Kolon)	Kalınlık (cm)	Dış Duvar 3 (Kiriş)	Kalınlık (cm)
Alçı harcı, kireç alçı harcı	2	Alçı harcı, kireç alçı harcı	2	Alçı harcı, kireç alçı harcı	2
Tuğla duvar	20	Donatılı beton	70	Donatılı beton	70
Ekstrüde polistren köpük	3	Ekstrüde polistren köpük	3	Ekstrüde polistren köpük	3
Çimento harcı	2	Çimento harcı	2	Alçı harcı, kireç alçı harcı	2
Tavan (Teras çatı)		Taban (Toprağa temas eden)		YAPI ELEMANLARI	
Çimento harcı	2	Kristal yapılu püskürtük ve metamorfik taşlar	1		
Donatılı beton	15	Çimento harçlı şap	3		
Çimento harçlı şap	3	Ekstrüde polistren köpük	3		
Cam tülü armatürlü bitümlü pestil	0,1	Donatılı beton	4		
Ekstrüde polistren köpük	3	Donatısız beton	5		
Cam tülü armatürlü polimer bitümlü membran	0,1	Polimer bitümlü su yalıtım örtüleri	0,2		
Donatılı beton	3	Donatısız beton	10		
Polimer bitümlü su yalıtım örtüleri	0,2	Kum, kum-çakıl	15		
Kum, kum-çakıl	5				

3.2. Isı Yalıtım Hesabı

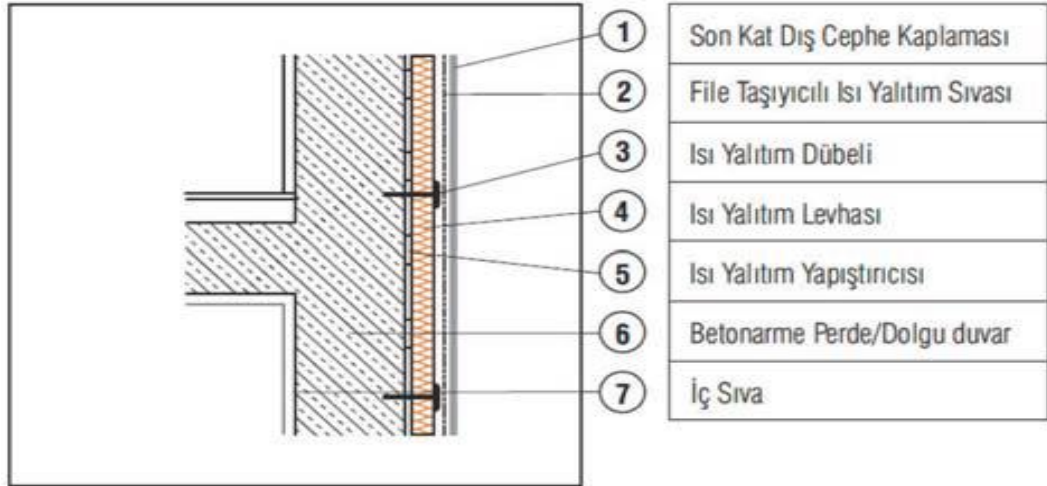
Farklı sıcaklıktaki iki ortam arasındaki ısı geçişini azaltmak için yapılan işlemlere “Isı Yalıtımı” denir. Kışın ısınmak, yazın da serinlemek için harcadığımız enerjiyi azaltmak ve daha konforlu yaşamak amacıyla binaların dış cepheleri, pencere cam ve doğramaları, çatıları, döşemeleri ve iletim tesisatlarında meydana gelen ısı geçişini azaltan önlemlerdir. İnsanların konforlu bir yaşam sürebilmeleri için 20-22°C sıcaklıktaki ortamlara ihtiyaç duyar. Türkiye’nin birçok bölgesinde kış ayları oldukça soğuk, yaz ayları ise sıcak geçmektedir. Soğuk günleri çok olan iklimlerde yalıtım malzemesi kalınlıkları fazla, sıcak bölgelerdeki kalınlıklar daha ince düşünülmektedir. Isı yalıtımı sadece soğuğa karşı değil, sıcaktan korunmak içinde önemlidir. Unutmamalı ki yazın serinleme maliyeti, kışın ısınma maliyetinden çok daha fazladır. Bir enerji türü olan ısı doğa kanunları gereği; Isı her zaman sıcak ortamdaki soğuk ortama doğru transfer olur. Bu transfer durdurulmaz ama ısı yalıtımıyla kontrol edilebilir. Bina iç ortamındaki ısı dış ortama hareket ederek ısı kaybı, yaz mevsiminde dış ortamdaki ısı bina içine hareket ederek ortamı ısıtmaktadır. Mimari tasarımın etkisi büyük olmasına karşın çoğunluk binalarda en büyük kayıplar dış duvarlarda oluşmaktadır (Yaman ve diğ., 2015).



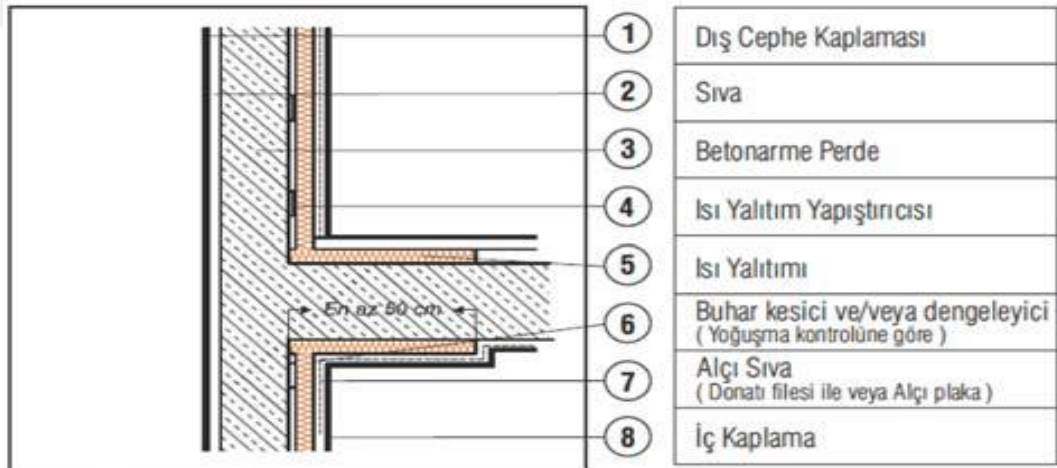
Şekil 3. 2. Çok ve tek katlı binalardaki ısı kayıpları

3.2.1. Dış duvar yalıtımı

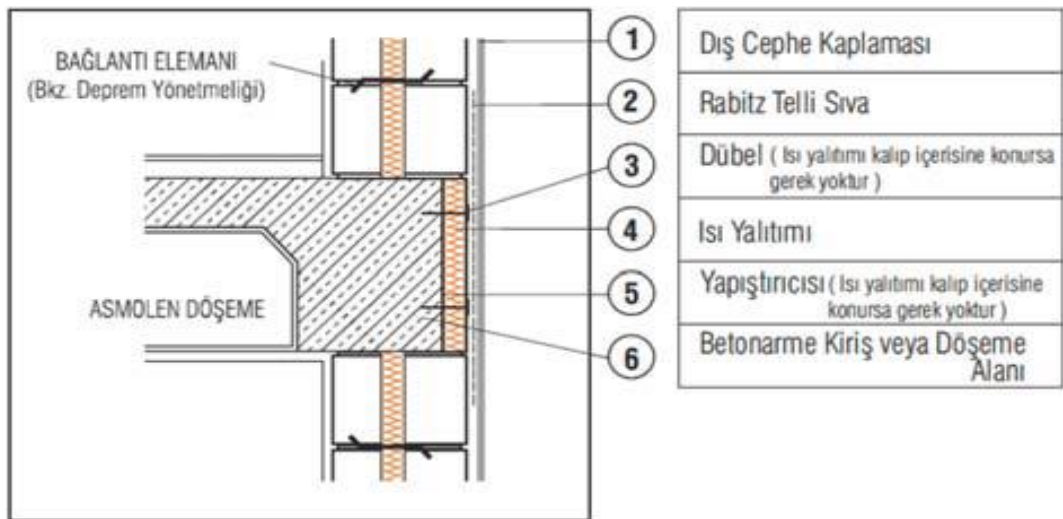
Binanın dış kabuğunda ısı kaybeden duvar, kolon, kiriş, konsol döşeme gibi elemanlara yapılan yalıtımdır. Bina dış cephe yalıtımı dıştan (mantolama), duvar arası ve içten yapılabilmektedir.



Şekil 3. 3. Dıştan yalıtım (Mantolama) (Yaman ve diğ., 2015)



Şekil 3. 4. İçten yalıtım (Yaman ve diğ., 2015)

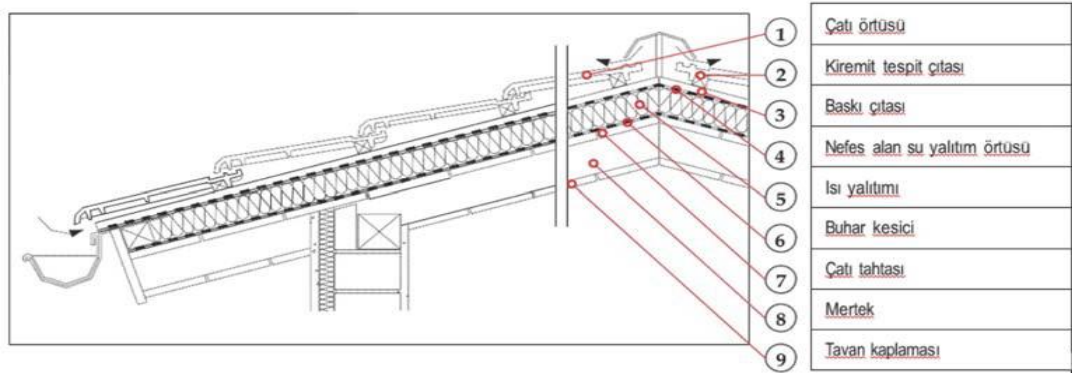


Şekil 3. 5. Duvar arası yalıtım (Yaman ve diğ., 2015)

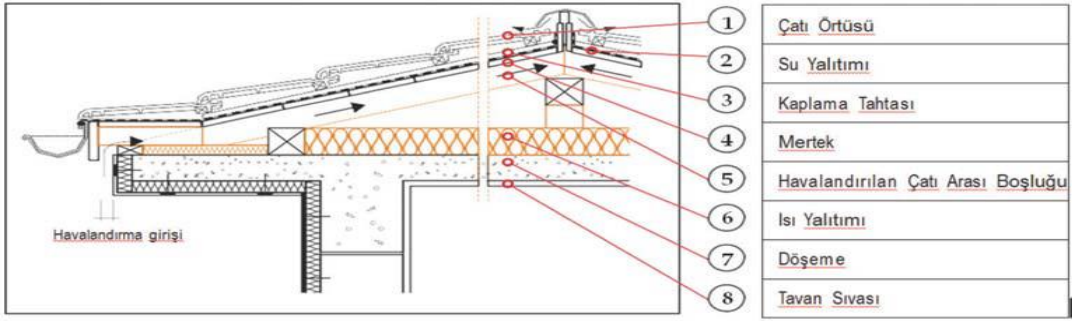
İnsanlar, enerji maliyetlerinin artması ve çevre hassasiyeti sonucu ısı yalıtımı konusunda daha duyarlı olup, yeni edinecekleri eski veya yeni binanın ısı yalıtımı durumu hakkında bilgi edinip tercihlerini bu yönde kullanmaktadırlar (Yaman ve diğ., 2015).

3.2.2. Çatı ısı yalıtımı

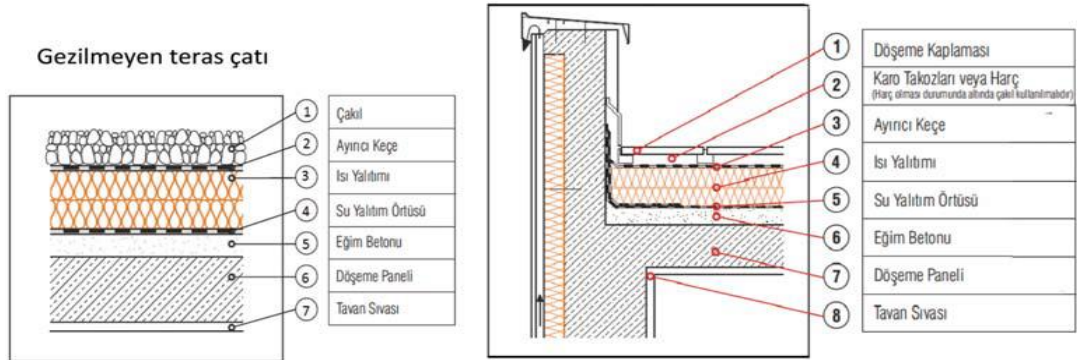
%7-%25 ısı kaybının yaşandığı çatılar; Çatı arası ısıtılan (çatı arası yaşam alanı) ve ısıtılmayan çatı olmak üzere iki ayrı detayla çözülür (Yaman ve diğ., 2015).



Şekil 3. 6. Çatı arası ısıtılan çatılar (Yaman ve diğ., 2015)



Şekil 3. 7. Çatı arası ısıtılmayan çatılar (Yaman ve diğ., 2015)



Şekil 3. 8. Teras çatılar (Yaman ve diğ., 2015)

3.2.3. Pencereerde ısı yalıtımı

Mimari tasarıma bağlı olarak dış cephe doğramaları boyutlarına göre önemli ısı kayıplarının olduğu yapı elemanlarıdır. Özellikle iş merkezleri, alışveriş merkezleri, sergi salonları gibi yapılarda cam cephelerde ısı kayıpları en büyük oranlara çıkmaktadır. Çift cam hatta uğlu cam kullanımının yanı sıra doğramaların (alüminyum, pvc, ahşap vb.) da ısı yalıtımlı olmaları gerekmektedir. Yalıtım camı, iki veya daha çok sayıda cam plakanın aralarında kuru hava veya argon gazını barındıracak şekilde birleştirilmesiyle oluşturulur. Isı camlar istenirse yüzeylerine kaplama yapılarak ısı geçişleri daha da azaltılabilir (Yaman ve diğ., 2015).

3.2.4. Isı yalıtım malzemeleri

Bir malzemenin Isı Yalıtım Malzemesi olabilmesi için ISO ve CEN standartlarına göre Isı İletkenlik katsayısı (λ) 0,065 W/mK'den daha küçük olması gerekir. Yalıtım malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı ne kadar küçük ise, ısı geçişine karşı o oranda yüksek bir direnç gösterir. TS 825 standardında ısı iletkenlik hesap değerleri (λh); 23°C sıcaklık ve %80 bağlı nem ortamında belirlenmiş ısı iletkenlik değerleridir. Isı yalıtım malzemelerinde önemli bir özellikte su buharı difüzyon direnç faktörü (μ)'dur. İç ortamda oluşan su buharı, yapılara zarar veren bir potansiyele sahiptir. Su buharı; basınç farkı nedeniyle ısı akımı ile aynı yönde hareket ederek yapı elemanının gözeneklerinden geçer ve dış ortama ulaşmaya çalışır. Su buharının yapı elemanı içerisindeki bu geçişi sırasında, doyma veya daha düşük sıcaklıkta bir yüzeyle temas etmesi durumunda buharın bir kısmı yoğuşarak su haline geçer. Bu yoğuşma yapının taşıyıcı sistemi içinde oluşması istenmeyen bir durumdur. Böyle bir durumda betona ve donatıya zarar verir. Isı yalıtım malzemeleri seçiminde ve hesaplanmasında dikkat edilmesi gereken bir konudur (Yaman ve diğ., 2015).

3.2.5. TS 825 binalarda ısı yalıtım kuralları standardı

İlk yayın tarihi 19 Nisan 1998' dir. 14 Haziran 2000 tarihinden itibaren tüm binalarda uygulanmak üzere zorunlu hale gelen standart bugüne kadar değişik tarihlerde revizyondan geçmiş ve son olarak 18.12.2013 de yeniden revize edilerek son halini almıştır.

Amaç;

Bu standardın amacı, ülkemizdeki binaların ısıtılmasında kullanılan enerji miktarlarını sınırlamayı, dolayısıyla enerji tasarrufunu artırmayı ve enerji ihtiyacının hesaplanması sırasında kullanılacak standart hesap metodunu ve değerlerini belirlemektir.

Kapsam;

Yeni yapılacak olan binalar: Bu standart, yeni inşa edilecek binaların ısıtma enerjisi ihtiyacını hesaplama kurallarını, izin verilebilecek en yüksek ısı kaybı değerlerini ve hesaplama ile ilgili bilgilerin sunuş şeklini kapsar.

Mevcut binalar: Mevcut binaların tamamına veya bağımsız bölümlerinde yapılacak olan esaslı tamir, tadil ve eklemelerdeki uygulama yapılacak olan bölümler için bu standartta verilen ısı geçirgenlik kat sayılarına eşit ya da daha küçük değerlerin sağlanması bakımından uyulmalıdır. Standartın uygulama alanları; Konutlar, yönetim binaları, iş ve hizmet binaları, otel, motel ve lokantalar, öğretim binaları, tiyatro ve konser salonları, kışlalar, ceza ve tutuk evleri, müze ve galeriler, hava limanları, hastaneler, kapalı yüzme havuzları, imalât ve atölye mahalleri, genel kullanım amaçları dolayısıyla iç sıcaklıkları asgari 15°C olacak şekilde ısıtılan iş yerleri ile endüstri ve sanayi binalarıdır. Isı yalıtım hesapları; TS 825 Standardı Isı Yalıtım Hesabı kuralları esas alınarak MMO ve İZODER'in hazırladığı "Isı Yalıtım Hesap Programı" ile yapılmalıdır (Yaman ve diğ., 2015).

3.3. Isı Kaybı Hesabı

Bir binanın ısı kaybı hesaplanırken gerekli sayısal bilgilerin bir kısmı mimari projeden bir kısım ise mimari proje esas alınarak seçilmiş veya hesaplanmış verilerden alınır. Bir binanın ısı ihtiyacının belirlenmesi için, binadaki ısıtılması istenen her mahalin ısı kaybı hesabı yapılır. Odaya konulacak ısıtıcının kapasitesi belirlenirken odanın kaybettiği ısı esas alınır. Dış hava sıcaklığının belli bir düzeyine karşılık odanın konforlu bir sıcaklıkta tutulabilmesi için saatte kaybettiği ısı miktar (kcal/h veya kW) bulunmalıdır. Odanın saatte kaybettiği ısı miktarını karşılayabilecek bir radyatör seçilerek söz konusu odanın istenilen sıcaklıkta

tutulması sağlanır. Isıtılacak tüm ortamların ısı kayıpları bulunur. Daha sonra bu kayıplar toplanarak binanın ısı kaybı hesaplanır. Binanın özelliğine ve mülkiyet sahiplerinin istekleri doğrultusunda toplam ısı kaybını karşılayacak bir ısıtıcı (kat kaloriferi, kombi, kazan) seçilir. Odanın ısı kaybı hesaplanırken duvarlardan iletim (kondüksiyon) ve taşınım (konveksiyon) yoluyla kaybedilen ısıyla, pencere ve kapıların açılan kenarlarından sızıntı yoluyla kaybedilen ısı ayrı ayrı hesaplandıktan sonra toplanır (Şimşek, 2013).

3.4. Isı Kazancı Hesabı

Soğutma yükü, bir ortamı sabit sıcaklıkta tutmak için atılması gerekli ısı miktarıdır. Soğutma yükü hesaplarına etki eden değişkenlerin sayısı çok fazladır ve genellikle bu değişkenlerin kesin olarak tanımlanması zor olup, bunların daima birbirleriyle karmaşık bir ilişkisi vardır. Soğutma yükünü meydana getiren pek çok bileşenin değeri, 24 saatlik zaman dilimi içinde önemli seviyede değişir. Soğutma yükü hesaplarında; yapı bileşenlerinden, sızma ve havalandırmadan, insan ve cihazlardan, kaynaklanan ısı kazançlarının oluşturduğu soğutma yükü belirlenir. Isı kazancı yapının iletim, taşınım ve/veya ışınım yoluyla kazandığı ısı enerjisidir. Ayrıca soğutma yükünün gizli ısı ile ilişkili bölümü hesaplanır. Gizli ısı kazancı ortama nem ilave edildiğinde yayılan nemden meydana gelir. Ortamdaki soğutma yükünün hesaplanabilmesi için; mekanların yapı elemanlarının yapısı, kesit özellikleri ve iklim bilgilerinin bilinmesi gerekir. Bu amaçla:

Yapı ya da hacme ilişkin veriler, fiziksel özellik ve büyüklükler, binanın konumu ve yönleri belirlenir. Hesaplama yapılacak ay ve gün belirlenerek, soğutma yükü hesaplarının yapılacağı günün, dış iklimsel verileri elde edilir. İç aydınlatma aygıtları, o mekanda yaşayan kişi sayısı, iç donanım, aletler vb. iç ısı yüküne etki edecek elemanlar belirlenir. İç ortam konfor koşullarına ilişkin değerle belirlenir (Erkmen ve diğ., 2006).

3.4.1. Soğutma yükü sıcaklık farkı yöntemi (CLTD)

ASHRAE, Toplam Eşitlik Sıcaklık Farkı (TETD-Total Equivalent Temperature Difference) ile Transfer Fonksiyonu (TFM-Transfer Function Method) yöntemlerinin karşılaştırmasını içeren bir araştırma yaptırmıştır. Bu araştırmanın bir parçası olarak

pratikte kullanılan sistemlere TMF yöntemi uygulanarak elde edilen veriler, güneş gören duvarlardan, çatılardan ve pencerelerden iletimle olan ısı kazancından kaynaklanan soğutma yükünün doğrudan hesaplanmasını sağlayacak soğutma yükü sıcaklık farkı (Cooling Load Temperature Difference-CLTD) değerlerinin bulunmasında kullanılmıştır. CLTD yöntemi, hesapların el ile yapılabilirdiği bir yöntem olup, geçiş fonksiyonu yöntemine dayanmaktadır.

Güneş alan dış yüzeyler ışınlam yoluyla doğrudan güneşten ısı alırlar. Bu nedenle sıcak yaz koşullarında soğutma yükü hesaplarında güneşin etkisi önemli bir faktördür. Enerjinin bir kısmı doğrudan yaşanan hacimlere gelir. Işık geçirmeyen opak duvar yüzeylerine gelen ısı enerjisinin bir kısmı duvar tarafından yutulur ve daha sonra iletimle iç hacimlere geçer. Soğutma yükü; her odanın duvar, döşeme, kapı ve tavanlarından olan ısı kazancına bağlı olarak yaz koşulları için uygun CLTD değerleri ve U toplam ısı geçiş katsayısı kullanılarak hesaplanır. CLTD değerleri yapı bileşenleri için, hem güneş enerjisinden olan ısı kazancını, hem de sıcaklık farkından dolayı iletimle olan ısı geçişini içerdiği için, tek adımda yapı bileşenlerinden kaynaklanan soğutma yükü hesabı yapılabilmektedir (Erkmen ve diğ., 2006).

3.5. Termodinamiğin I. ve II. Yasa Denklemleri

Termodinamik; enerji, ısı, iş, entropi ve ekserji gibi fiziksel kavramlarla ilgilenen bir bilim dalıdır. Enerji ise değişikliklere neden olma yeteneği olarak tanımlanabilir. Doğanın en temel yasalarından biri “enerjinin korunumu” ilkesidir. Bu yasa genel olarak, bir etkileşim sırasında enerjinin bir biçimden başka bir biçime dönüşebileceğini fakat toplam miktarın sabit kalacağını belirtir. Termodinamiğin birinci yasası bir hal değişiminin yönü üzerinde herhangi bir kısıtlama getirmezken, termodinamiğin ikinci yasası hal değişiminin yönünü belirtir. Termodinamiğin ikinci yasasının kullanımı yalnızca hal değişimlerinin yönünü belirlemekle sınırlı değildir. Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin niceliğinin yanında niteliğinin de dikkate alınması gerektiği üzerinde durur ve doğadaki değişimlerin enerjinin niteliğinin azaldığı yönde gerçekleştiğini belirtir (Alkan, 2014).

3.5.1. Kütlenin korunumu

Kütlenin korunumu ilkesi, bir hal değişimi esnasında sistemden net kütle geçişinin, aynı hal değişimi için sistemde meydana gelen toplam kütle değişimine eşit olduğunu ifade eder (Alkan, 2014).

$$\Sigma \dot{m}_{giren} - \Sigma \dot{m}_{çıkan} = \Delta \dot{m}_{sistem} \quad (3.1)$$

$$\Sigma \dot{m}_{giren} = \Sigma \dot{m}_{çıkan} \quad (3.2)$$

Burada, \dot{m} kütleli debiyi temsil etmektedir. Sürekli akışlı açık sistem için, $\Delta \dot{m}_{sistem} = 0$ ve Eşitlik 3.1 elde edilir.

3.5.2. Enerjinin korunumu

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ilkesini ifade eder. Enerjinin korunumu ilkesine göre bir sistemin herhangi bir çevrim esnasında toplam enerjisindeki net değişim, sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerjinin farkına eşittir. Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmindeki toplam enerji sabittir. Böylece kontrol hacmindeki toplam enerji değişimi sıfır olur (Alkan, 2014).

$$\Sigma \dot{E}_{giren} - \Sigma \dot{E}_{çıkan} = \frac{\Delta \dot{E}_{sistem}}{dt} = 0 \quad (3.3)$$

$$\dot{E}_{giren} - \dot{E}_{çıkan} = 0 \quad (3.4)$$

Burada, \dot{E} enerji, $\Delta \dot{E}_{sistem}$ sistemin birim zamandaki enerji değişimini ifade etmektedir. Isı pompalarında akışkanın kontrol hacminden geçerken kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişimler ihmal edilebilir ve sürekli akışlı açık bir sistemde ısı, iş ve kütle ile aktarılan enerji için termodinamiğin birinci kanunu aşağıdaki şekilde yazılabilir (Alkan, 2014).

$$\dot{Q}_{kondanser} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{\text{evaporatör}} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (3.6)$$

$$\dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{Q}_{\text{kondanser}} - \dot{Q}_{\text{evaporatör}} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.7)$$

Burada $Q_{\text{kondanser}}$ kondenser tarafından atılan ısıyı, $Q_{\text{evaporatör}}$ evaporatör tarafından çekilen ısıyı $W_{\text{kompresör}}$ sisteme giren net kompresör işini, \dot{m}_r soğutucu akışkan debisini, h entalpi değerini göstermektedir. (Alkan, 2014).

Isı pompaları hem ısıtma amaçlı hem de soğutma amaçlı kullanılmaktadır. Isı pompasının ısıl etkinliği (COP) hem ısıtma için hem de soğutma için ayrı ayrı hesaplanır. Teorik olarak ısı pompasının teorik ısıtma (COP_1) ve soğutma (COP_S) etkinlik katsayıları Eşitlik 3.8 ve 3.9 ile verilmiştir (Şimşek ve diğ., 2018).

$$COP_1 = \frac{\dot{Q}_{\text{kondanser}}}{\dot{W}_{\text{kompresör}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.8)$$

$$COP_S = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporatör}}}{\dot{W}_{\text{kompresör}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.9)$$

3.5.3. Ekserji analizi

Ekserji, bir sistemin veya akış halindeki bir maddenin veya enerjinin referans çevre şartlarıyla dengeye gelinceye kadar üretilebileceği en çok iş olarak tanımlanır. Ekserji, sistem veya akış potansiyelinin sebep olduğu değişimlerle ölçülür. Enerjinin aksine, ekserjide korunum yasaından bahsedilemez (İdeal veya tersinir prosesler hariç). Gerçek bir proseste ekserji, tersinmezliklerden dolayı sürekli yok olur.(Alkan, 2014). Bir sistemde ekserji kaybına neden olan durumlar; sürtünme kayıpları, sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı transferi, hızlı genişleme veya sıkıştırma gibi olaylardır (Şencan, 2004).

Saf maddenin ekserjisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\varepsilon = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.10)$$

Eşitlik 3.10' da kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilirse Eşitlik 3.11 elde edilir.

$$\varepsilon=(h-h_0)-T_0(s-s_0) \quad (3.11)$$

Eşitlik 3.11'da h_0 ve s_0 değerleri, akışkanın çevre sıcaklığındaki entalpi ve entropisini ifade etmektedir.

Sistemi oluşturan her bir eleman, kontrol hacmi olarak düşünülürse, tersinmezlik veya ekserji kaybı Eşitlik 3.12 gibi hesaplanabilir.

$$\Delta Ex_{yık} = \sum \dot{m}_g \varepsilon_g - \sum \dot{m}_ç \varepsilon_ç - [\sum Q(1-\frac{T_0}{T})_g - \sum Q(1-\frac{T_0}{T})_ç] + \sum W \quad (3.12)$$

Burada; ilk iki terim, kontrol hacmine giren ve çıkan akışların ekserjisini ifade etmektedir. Üçüncü ve dördüncü terim, sabit bir T sıcaklığında transfer edilen ısının ekserjisini tanımlamaktadır. Son terim ise, kontrol hacmine verilen veya alınan mekanik işin ekserjisidir.

3.5.5. Ekserji (ikinci yasa) verimi

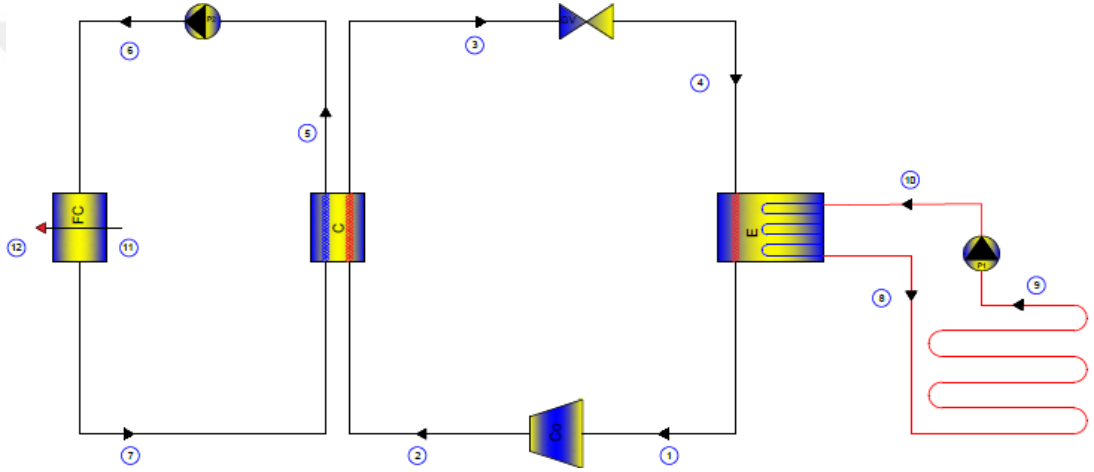
İkinci yasa verimi, gerçek ısı veriminin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranıdır. Bu tanımlama iş üreten ve iş tüketen makinalar için tanımlanmıştır. Bu amaca yönelik olmayan hal değişimlerini de kapsayacak daha genel bir ikinci yasa verimi aşağıdaki şekilde tanımlanır. Ekserji verimini tanımlamadaki amaç incelediğimiz sistemin tersinir hal değişimine ne ölçüde yaklaştığını belirlemektir (Alkan, 2014).

4. FARKLI KAYNAKLI ISI POMPALARININ TERMODİNAMİK ANALİZİ

4.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi

4.1.1. Kış durumu

Toprak kaynaklı ısı pompasının kış durumu için şematik gösterimi Şekil 4.1’ de verilmiştir.



Şekil 4. 1. TKIP kış durumu şematik gösterimi

4.1.1.1. Kompresörün birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütle korunumu

Kompresör için kütle denkliği Eşitlik 4.1 kullanılarak aşağıdaki şekilde elde edilir (Alkan, 2014).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (4.1)$$

- Enerjinin korunumu

Kompresör için enerjinin korunumu Eşitlik 4.2 ve 4.3 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{m}_r h_1 + \dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{m}_r h_2 \quad (4.2)$$

$$\dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (4.3)$$

Burada, $\dot{W}_{\text{kompresör}}$ sisteme giren net kompresör işi, h_2 kompresör çıkışındaki gerçek entalpidir ve Eşitlik 4.4 yardımıyla hesaplanır.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} \quad (4.4)$$

Burada h_{2s} ideal şartlarda kompresör çıkışındaki entalpi değeridir ve η_c ise kompresör izentropik verimidir.

- Ekserji analizi

Kompresör için ekserji denklği Eşitlik 4.5 kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_1 + \dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{E}x_Q + \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{\text{yık,kompresör}} \quad (4.5)$$

Kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edildiğinden burada, $\dot{E}x_Q = 0$ alınarak ihmal edilmiştir. Eşitlik 4.5'den $\dot{E}x_{\text{yık,kompresör}}$ ekserji yıkım terimi çekilirse Eşitlik 4.6 elde edilir.

$$\dot{E}x_{\text{yık,kompresör}} = \dot{m}_r (\epsilon_1 - \epsilon_2) + \dot{W}_{\text{kompresör}} \quad (4.6)$$

Burada; ϵ özgül ekserji değeridir ve giriş ve çıkış için değerleri Eşitlik 4.7 ve 4.8 yardımıyla bulunabilir.

$$\epsilon_1 = (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0) \quad (4.7)$$

$$\epsilon_2 = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) \quad (4.8)$$

4.1.1.2. Kondenserin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r \quad (4.9)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{w2} \quad (4.10)$$

Yukarıdaki eşitliklerde kondenser için kütlenin korunumu ilkesi uygulanmıştır. \dot{m}_{w2} fancoile giden su debisini ifade etmektedir.

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_r h_2 + \dot{m}_{w2} h_7 = \dot{m}_r h_3 + \dot{m}_{w2} h_5 \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_r (h_2 - h_3) = \dot{m}_{w2} (h_5 - h_7) \quad (4.12)$$

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{w2}} = \frac{(h_5 - h_7)}{(h_2 - h_3)} = \frac{c_{p_{w2}}(T_5 - T_7)}{(h_2 - h_3)} \quad (4.13)$$

Burada, $c_{p_{w2}}$ fancoile giden suyun özgül ısısını ifade etmektedir.

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_7 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{yık,kondanser} \quad (4.14)$$

$$\dot{E}x_{yık,kondanser} = \dot{m}_r (\varepsilon_2 - \varepsilon_3) + \dot{m}_{w2} (\varepsilon_7 - \varepsilon_5) \quad (4.15)$$

$$\varepsilon_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (4.16)$$

$$\varepsilon_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (4.17)$$

$$\varepsilon_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (4.18)$$

4.1.1.3. Genleşme valfinin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütleinin korunumu

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (4.19)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_r h_3 = \dot{m}_r h_4 \quad (4.20)$$

$$h_3 = h_4 \quad (4.21)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{\text{yık,genleşmevalfi}} \quad (4.22)$$

$$\dot{E}x_{\text{yık,genleşmevalfi}} = \dot{m}_r (\epsilon_3 - \epsilon_4) \quad (4.23)$$

$$\epsilon_4 = (h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0) \quad (4.24)$$

4.1.1.4. Evaporatörün birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütleinin korunumu

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r \quad (4.25)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{w1} \quad (4.26)$$

Yukarıdaki eşitliklerde evaporatör için kütleinin korunumu ilkesi uygulanmıştır. \dot{m}_{w1} toprak ısı değiştiricisine giden su debisini ifade etmektedir.

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_r h_4 + \dot{m}_{w1} h_{10} = \dot{m}_r h_1 + \dot{m}_{w1} h_8 \quad (4.27)$$

$$\dot{m}_r (h_4 - h_1) = \dot{m}_{w1} (h_8 - h_{10}) \quad (4.28)$$

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{w1}} = \frac{(h_8 - h_{10})}{(h_4 - h_1)} = \frac{c_{p_{w1}}(T_8 - T_{10})}{(h_4 - h_1)} \quad (4.29)$$

Burada, $c_{p_{w1}}$ toprak ısı değiştiricisine giden suyun özgül ısısını ifade etmektedir.

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{10} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{yık, evaporatör} \quad (4.30)$$

$$\dot{E}x_{yık, evaporatör} = \dot{m}_r (\epsilon_4 - \epsilon_1) + \dot{m}_{w1} (\epsilon_{10} - \epsilon_8) \quad (4.31)$$

4.1.1.5. Toprak ısı değiştiricisinin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{w1} \quad (4.32)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_{w1} h_8 + \dot{Q}_{toprak} = \dot{m}_{w1} h_9 \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_{toprak} = \dot{m}_{w1} (h_9 - h_8) \quad (4.34)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_8 + \dot{E}x_Q = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{yık, TID} \quad (4.35)$$

$$\dot{E}x_{yık, TID} = \dot{m}_{w1} (\epsilon_8 - \epsilon_9) + \dot{Q}_{toprak} \left(1 - \frac{T_0}{T_{toprak}}\right) \quad (4.36)$$

$$\epsilon_9 = (h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0) \quad (4.37)$$

$$\epsilon_8 = (h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0) \quad (4.38)$$

$$\epsilon_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0) \quad (4.39)$$

4.1.1.6. Toprak ısı değiştirici tasarımı

4.1.1.6.1. Ortalama toprak sıcaklığı (T_m)

Ortalama yıllık toprak sıcaklığının, 50 ft (15,24 m)'den 150 ft (45,72 m)'e kadar kuyu derinliğindeki kuyu suyu sıcaklığına eşit olduğu farz edilir. Bu, yaklaşık olarak, ortalama yıllık hava sıcaklığına 2 °F (1,1°C) ekleyerek bulunabilir. Ortalama yıllık toprak sıcaklığı (T_m), tüm yıl boyunca değişen toprağın ortalama sıcaklığıdır. Yüzey sıcaklığı, toprak sıcaklığı üzerine etki yapar, fakat daha büyük etki güneş işınlarından olur. Toprak, yüzeyden uzaklığının yanı sıra, toprak malzemesinin yayınımlı (difüzivitesi) olarak adlandırılan, toprak malzemesinin yoğunluğuna ve nem içeriğine bağlı olarak, ısıyı alabilmesi veya verebilmesi nedeniyle, sıcaklık değişimi üzerinde bir damperleme etkisi yapar. Derinliğin artmasıyla, yıllık salınımlar azalır (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

4.1.1.6.2. Su giriş sıcaklığı (T_{GSI})

Cihaza giren su sıcaklığı (toprak ısı değiştiricisinden çıkan suyun sıcaklığı), toprağın normal sıcaklığından daha düşük olacaktır. Bu, borular içinde dolaşan suyun topraktan ısının çekilmesi nedeniyle. Bilindiği gibi, ısı transferini gerçekleştirmek için, sıcaklık farkı gereklidir. Bu sıcaklık farkının miktarı, ısıyı transfer etmek için gerekli olan boru yüzeyi yanı sıra, atılan ısıya bağlıdır. Boru miktarını minimum bir değerde tutmanın yanı sıra, cihazın su sıcaklığı sınırlarını aşmadan, istenilen ısı transferini sağlamak için, bu iki faktörün bir denkleği yapılmalıdır (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

4.1.1.6.3. Dağılmış toprak etkisi

“Dağılmış toprak” terimi, toprak sıcaklığını etkileyen ısı kapasite değişimini göstermek için kullanılmaktadır. Bu sıcaklık eğrileri, ortalama toprak yayınımlı (difüzivitesine) bağlıdır. Burada örnek olarak řu verilebilir: $T_m = 53$ °F (11,6 °C) olan bir yer göz önüne alalım. Isıtma modunda, dağılmış toprak ile 6 °F (3,3 °C) düşüş ve toprak ile toprak ısı değiştiricisi akışkanı arasındaki $\Delta T = 10$ °F (5,5 °C) ise, cihaza giren su sıcaklığı (T_{GSI}), 37 °F (2,8 °C) olacaktır. Soğutma modunda, dağılmış toprakta 15 °F (8,25 °C) lık bir artış ve toprak ile toprak ısı değiştiricisi akışkanı

arasındaki $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{F}$ ($5,5 \text{ }^\circ\text{C}$) ise, cihaza giren su sıcaklığı, $78 \text{ }^\circ\text{F}$ ($25,5 \text{ }^\circ\text{C}$) olacaktır (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

4.1.1.6.4. Toprak direnci (R_T)

Toprak direnci, toprak içinden geçen ısı akışı direncidir. Kuru hafif toprak, yoğun nemli toprak kadar hızlı bir şekilde, ısı enerjisini taşımaz. Ek olarak, yüzey altındaki boru derinliklerin, borular arasındaki uzaklığın ve toprak ısı değiştiricinde bulunan boruların boyutu ve sayısının hepsinin toprak direncine bir etkisi vardır.

Tablo 4.1.'de, kaya ve ağır nemli toprak içindeki dikey sistemlerin yanı sıra, tek borulu, çift borulu ve dört borulu çoklu sistemlerde kullanılan $\frac{3}{4}$ " den 2" e kadar çeşitli boru ölçüleri için ağır nemli toprak, ağır kuru toprak ve hafif nemli toprak için, toprak direnci tablosunu gösterilmektedir. Örneğin, tek borulu bir toprak ısı değiştiricisi sisteminde, 3 ft ($0,91 \text{ m}$)' da 1" boru çapında, toprak direnci, ağır nemli toprak için 0,97 ve ağır kuru toprak veya hafif (yumuşak) nemli toprak için 1,32 olacaktır. Tablo 4.1 belirli koşullar için hesaplama adımlarından çok, toprak koşulları için ortalamalar olarak kullanılır. Bu tabloda kullanılan hata oranı genellikle % 3'den daha azdır. Son hesaplamalarda, 100 ft ($30,48 \text{ m}$) luk hatada 3 ft ($0,91 \text{ m}$)'den daha az boru uzunluğuna neden olur (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

Tablo 4. 1. Toprak direnci (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001)

B	3/4	1.02	1.06	1.09	1.11	1.31	1.37	2.05	2.15	2.11	1.88	0.6
		1.38	1.44	1.47	1.49	1.77	1.84	2.75	2.86	2.85	2.53	1.06
O	1	0.97	1.02	1.04	1.06	1.26	1.32	2	2.1	2.07	1.84	0.57
		1.32	1.37	1.4	1.42	1.7	1.77	2.88	2.79	2.78	2.47	1.01
R	1 1/2	0.92	0.97	0.99	1.01	1.22	1.27	1.96	2.05	2.02	1.79	0.54
		1.25	1.31	1.34	1.36	1.63	1.7	2.61	2.72	2.71	2.4	0.96
Ç	1 1/2	0.89	0.94	0.97	0.98	1.19	1.25	1.92	2.02	1.99	1.76	0.53
		1.21	1.27	1.3	1.32	1.59	1.66	2.57	2.68	2.67	2.36	0.94
A	2	0.85	0.89	0.92	0.94	1.14	1.2	1.88	1.98	1.94	1.71	0.5
		1.15	1.2	1.24	1.26	1.53	1.6	2.51	2.62	2.61	2.29	0.89

4.1.1.6.5. Boru direnci (R_b)

Endüstriyel deneyimlerden, toprak kaynaklı sistemlerde kullanılan borular için önerilen malzeme tipleri üzerine bilgiler oluşturulmuştur. Plastik malzemeler, toprak malzemesinin korozif etkisinden az etkilenir ve boru ömrü en uzundur. Tablo 4.2’ de, toprak kaynaklı sistemlerin borularının üretiminde kullanılan dört farklı malzeme ve direnç değerleri gösterilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken yatay pozisyondaki boru R_b ve dikey pozisyondaki boru R_{bd} ile verilmiştir. Bu faktörler, toprak/sıvı ısı değiştiricileri için gerekli boru uzunluğu hesaplarının yapılmasında kullanılmaktadır (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

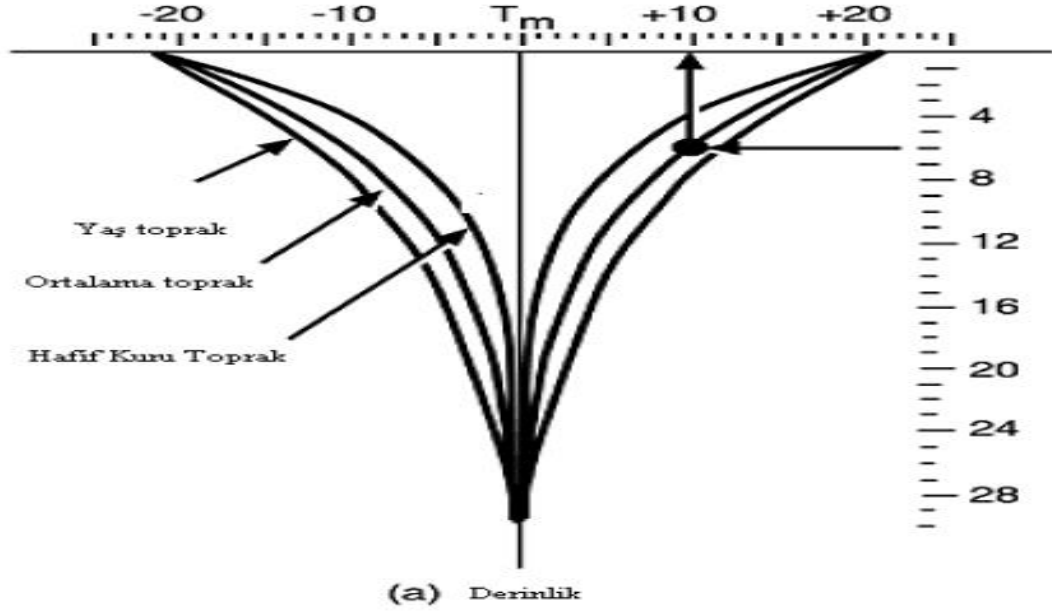
Tablo 4. 2. Boru direnci (R_b) (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001)

		R_b/R_{bd}			
		PESCH40	PESDR-11	PBSSDR-17	PBSSDR-13,5
BORU ÇAPI (inch)	3/ 4	0,17/0,116			
	1	0,159/0,109			
	1-1/4	0,130/0,089	0,144/0,096	0,16/0,11	0,20/0,14
	1- 1/2	0,117/0,080			
	2	0,098/0,068			

4.1.1.6.6. Toprak ısı değiştirici derinliği

Çeşitli toprak ısı değiştiricisi tipleri için, ortalama toprak derinliği verilmektedir. Bununla birlikte, bazı durumlarda, üniteye (cihaza) giren su sıcaklığının, üretici önerilerini aşmadığını farz etmek gerekli olacaktır. Su sıcaklıkları, sistemin işletilmesinde, özellikle kuzey bölgelerdeki ısıtma modunda kritiktir. Uygulamada, tüm ısı pompası üreticileri, cihazlarının, soğutma modunda 45 °F (7,2 °C) ila 90 °F (32,2 °C) T_{max} ve ısıtma modunda 45 °F (7,2 °C) ila 80 °F (16 °C) T_{min} ’ta kapasitelendirir. Bazı üreticiler, aynı cihazların kapasitelerini buna göre verirler veya cihazlarını 25 °F (-3,9 °C) T_{min} ’de çalışacak düşük sıcaklıklı üniteleri imal ederler. Çevrim için istenen boru derinliğini belirlemek için, toprak sıcaklığı eğrisi elde edilmelidir. Cihaza giren minimum ve maksimum su sıcaklığına (T_{GSS} ve T_{GSI}) ve alanın ortalama yıllık toprak sıcaklığına T_m bağlı olarak, Şekil 4.2’ deki sıcaklık

değişim eğrisi ve ilgili dağılmış toprak etkisini gösteren eğri, istenilen boru derinliğini belirlemek için kullanılmaktadır (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).



Şekil 4. 2. Farklı topraklar için çeşitli derinliklerde T_m 'lerin kıyaslanması (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001)

4.1.1.6.7. Isıtma faktörü (F_i)

Çalışma faktörü, en soğuk ay süresince ısıtma yükünün kontrol altında tutulması için, cihazın işletilebileceği zamanın yüzdesidir. Isıtma faktörü, istenen boru uzunluğunu belirlemek için hesaplanmalıdır. Isıtma faktörünü saptamak için, saatteki ısı kaybı ortalaması hesaplanarak, cihazın kapasitesiyle kıyaslanır (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

4.1.1.6.8. Toprak ısı değiştirici boru uzunluğu hesabı

Isıtma modunda gerekli toplam boru uzunluğu Eşitlik 4.40 yardımıyla bulunabilir (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

$$L_{\text{ısıtma}} = \frac{572 \frac{\text{COP}-1}{\text{COP}} [R_b + (R_t F_i)]}{T_d - T_{\text{min}}} \quad (4.40)$$

Burada;

$L_{\text{ısıtma}}$: kW başına boru uzunluğunu ifade etmektedir (m/kW)

COP: Cihazın ısıtma etki katsayısı

R_b : Boru direnci

R_t : Toprak direnci

F_i : Isıtma faktörü

T_d : Düşük toprak sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

T_{min} : Cihaza giren minimum su tasarım sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

4.1.1.6.9. Toprak ısı değiştirici basınç kaybı hesabı

Lineer yük kaybı Eşitlik 4.41 ile ifade edilebilir (Patlar, 2006)

$$\text{Yük kaybı (m)} = \lambda \frac{L u^2}{d 2g} \quad (4.41)$$

Burada;

λ : Yük kayıp katsayısı

L : Toprak altı boru uzunluğu (m)

d : Boru çapı (m)

u : Boru içinde dolaşan akışkanın hızı (m/s)

g : yer çekimi kuvveti ($9,81 \text{ m/s}^2$)

Yük kayıp katsayısı (λ) akışın türüne göre belirlenir. Akışın türü boyutsuz Reynolds sayısı ile Eşitlik 4.42 ile ifade edilebilir (Patlar, 2006).

$$\text{Re} = \frac{\rho v d}{\mu_s} \quad (4.42)$$

Burada;

Re: Reynolds sayısı

ρ : Yoğunluk

d: Çap

μ_s : viskozite

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (4.43)$$

Eşitlik 4.43' te bulunan değer Eşitlik 4.40'da yerine koyulduğunda yük kaybı miktarı elde edilir. Elde edilen değer akışkanın özgül ağırlığı ile çarpıldığında toprak altında akışkanın basınç kaybı bulunur. Bu hesaplamalar lokal kayıplar ihmal edildiği ve toprak altı sistemin düz olduğu varsayımına göre yapılmıştır (Patlar, 2006).

4.1.1.7. Fancoilin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlelerin korunumu

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_a \quad (4.44)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{w2} \quad (4.45)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_{w2} h_6 + \dot{m}_a h_{11} = \dot{m}_{w2} h_7 + \dot{m}_a h_{12} \quad (4.46)$$

$$\dot{m}_{w2} (h_6 - h_7) = \dot{m}_a (h_{12} - h_{11}) \quad (4.47)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E} x_6 + \dot{E} x_{11} = \dot{E} x_7 + \dot{E} x_{12} + \dot{E} x_{yık, fancoil} \quad (4.48)$$

$$\dot{E} x_{yık, fancoil} = \dot{m}_{w2} (\epsilon_6 - \epsilon_7) + \dot{m}_a (\epsilon_{11} - \epsilon_{12}) \quad (4.49)$$

$$\varepsilon_6 = (h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0) \quad (4.50)$$

$$\varepsilon_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0) \quad (4.51)$$

$$\varepsilon_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0) \quad (4.52)$$

4.1.1.8 Fancoil fanı birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_a \quad (4.53)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{W}_{fan} = \dot{m}_a (h_{12} - h_{11}) = \dot{m}_a c_{p_a} (T_{12} - T_{11}) \quad (4.54)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_{11} + \dot{W}_{fan} = \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{yık,fan} \quad (4.55)$$

$$\dot{E}x_{yık,fan} = \dot{m}_a (\varepsilon_{11} - \varepsilon_{12}) + \dot{W}_{fan} \quad (4.56)$$

4.1.1.9. Pompa 1'in birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{w1} \quad (4.57)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_{w1} h_9 + \dot{W}_{pompa1} = \dot{m}_{w1} h_{10} \quad (4.58)$$

$$\dot{W}_{pompa1} = \dot{m}_{w1} (h_{10} - h_9) \quad (4.59)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_9 + \dot{W}_{pompa1} = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{yık,pompa1} \quad (4.60)$$

$$\dot{E}x_{yık,pompa1} = \dot{m}_{w1} (\varepsilon_9 - \varepsilon_{10}) + \dot{W}_{pompa1} \quad (4.61)$$

4.1.1.10. Pompa 2'nin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{w2} \quad (4.62)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_{w2} h_5 + \dot{W}_{pompa2} = \dot{m}_{w2} h_6 \quad (4.63)$$

$$\dot{W}_{pompa2} = \dot{m}_{w2} (h_6 - h_5) \quad (4.64)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_5 + \dot{W}_{pompa2} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{yık,pompa2} \quad (4.65)$$

$$\dot{E}x_{yık,pompa2} = \dot{m}_{w2} (\varepsilon_5 - \varepsilon_6) + \dot{W}_{pompa2} \quad (4.66)$$

4.1.1.11. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin kış durumu için toplam tersinmezliği

Sistemin toplam tersinmezlik değeri Eşitlik 4.67 ve 4.68 ile ifade edilebilir.

$$\dot{E}x_{toplam} = \sum \dot{E}x_{sistem} \quad (4.67)$$

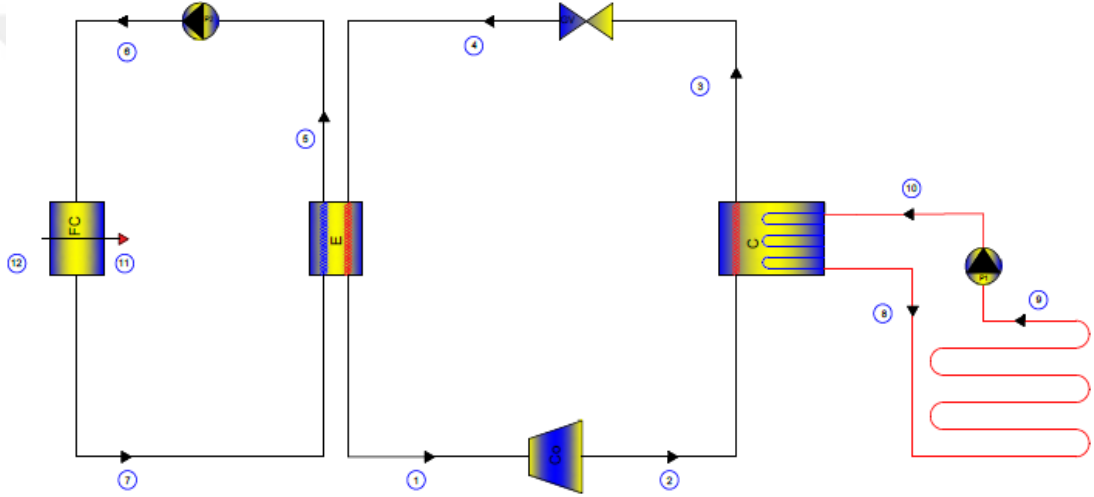
$$\sum \dot{E}x_{sistem} = \dot{E}x_{yık,co} + \dot{E}x_{yık,c} + \dot{E}x_{yık,gv} + \dot{E}x_{yık,e} + \dot{E}x_{yık,tid} + \dot{E}x_{yık,fc} + \dot{E}x_{yık,fan} + \dot{E}x_{yık,pompa1} + \dot{E}x_{yık,pompa2} \quad (4.68)$$

4.1.1.12 Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin kış durumu için ikinci yasa verimi

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_3}}{\dot{W}_{\text{kompresör}} + \dot{W}_{\text{fan}} + \dot{W}_{\text{pompa1}} + \dot{W}_{\text{pompa2}}} \quad (4.69)$$

4.1.2. Yaz Durumu

Toprak kaynaklı ısı pompasının yaz durumu için şematik gösterimi Şekil 4.3 'te verilmiştir.



Şekil 4. 3. TKIP yaz durumu şematik gösterimi

4.1.2.1. Kompresörün birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlelenin korunumu

Kompresör için kütle denkliği Eşitlik 4.70 kullanılarak aşağıdaki şekilde elde edilir (Alkan, 2014).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (4.70)$$

- Enerjinin korunumu

Kompresör için enerjinin korunumu Eşitlik 4.71 ve 4.72 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{m}_r h_1 + \dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{m}_r h_2 \quad (4.71)$$

$$\dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (4.72)$$

Burada, $\dot{W}_{\text{kompresör}}$ sisteme giren net kompresör işi, h_2 kompresör çıkışındaki gerçek entalpidir ve Eşitlik 4.73 yardımıyla hesaplanır.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} \quad (4.73)$$

Burada h_{2s} ideal şartlarda kompresör çıkışındaki entalpi değeridir ve η_c ise kompresör izentropik verimidir.

- Ekserji analizi

Kompresör için ekserji denkleği Eşitlik 4.74 kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_1 + \dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{E}x_Q + \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{\text{yık,kompresör}} \quad (4.74)$$

Kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edildiğinden burada, $\dot{E}x_Q = 0$ alınarak ihmal edilmiştir. Eşitlik 4.74'den $\dot{E}x_{\text{yık,kompresör}}$ ekserji yıkım terimi çekilirse Eşitlik 4.75 elde edilir.

$$\dot{E}x_{\text{yık,kompresör}} = \dot{m}_r (\epsilon_1 - \epsilon_2) + \dot{W}_{\text{kompresör}} \quad (4.75)$$

Burada; ϵ özgül ekserji değeridir ve giriş ve çıkış için değerleri Eşitlik 4.76 ve 4.77 yardımıyla bulunabilir.

$$\epsilon_1 = (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0) \quad (4.76)$$

$$\epsilon_2 = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) \quad (4.77)$$

4.1.2.2. Kondenserin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r \quad (4.78)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{w1} \quad (4.79)$$

Yukarıdaki eşitliklerde kondenser için kütlenin korunumu ilkesi uygulanmıştır. \dot{m}_{w1} toprak ısı değiştiricisine giden su debisini ifade etmektedir.

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_r h_2 + \dot{m}_{w1} h_{10} = \dot{m}_r h_3 + \dot{m}_{w1} h_8 \quad (4.80)$$

$$\dot{m}_r (h_2 - h_3) = \dot{m}_{w1} (h_8 - h_{10}) \quad (4.81)$$

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{w1}} = \frac{(h_8 - h_{10})}{(h_2 - h_3)} = \frac{c_{p_{w1}}(T_8 - T_{10})}{(h_2 - h_3)} \quad (4.82)$$

Burada, $c_{p_{w1}}$ toprak ısı değiştiricisine giden suyun özgül ısısını ifade etmektedir.

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{10} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{\text{yık,kondanser}} \quad (4.83)$$

$$\dot{E}x_{\text{yık,kondanser}} = \dot{m}_r (\varepsilon_2 - \varepsilon_3) + \dot{m}_{w1} (\varepsilon_{10} - \varepsilon_8) \quad (4.84)$$

$$\varepsilon_3 = (h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0) \quad (4.85)$$

$$\varepsilon_8 = (h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0) \quad (4.86)$$

$$\varepsilon_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0) \quad (4.87)$$

4.1.2.3. Genleşme valfinin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (4.88)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_r h_3 = \dot{m}_r h_4 \quad (4.89)$$

$$h_3 = h_4 \quad (4.90)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{\text{yık,genleşme valfi}} \quad (4.91)$$

$$\dot{E}x_{\text{yık,genleşmevalfi}} = \dot{m}_r (\epsilon_3 - \epsilon_4) \quad (4.92)$$

$$\epsilon_4 = (h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0) \quad (4.93)$$

4.1.2.4. Evaporatörün birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r \quad (4.94)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{w2} \quad (4.95)$$

Yukarıdaki eşitliklerde evaporatör için kütlenin korunumu ilkesi uygulanmıştır. \dot{m}_{w2} fancoile giden su debisini ifade etmektedir.

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_r h_4 + \dot{m}_{w2} h_7 = \dot{m}_r h_1 + \dot{m}_{w2} h_5 \quad (4.96)$$

$$\dot{m}_r (h_4 - h_1) = \dot{m}_{w2} (h_5 - h_7) \quad (4.97)$$

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{w2}} = \frac{(h_5 - h_7)}{(h_4 - h_1)} = \frac{c_{p_{w2}}(T_5 - T_7)}{(h_4 - h_1)} \quad (4.98)$$

Burada, $c_{p_{w2}}$ fancoile giden suyun özgül ısısını ifade etmektedir.

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_7 = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{\text{yık, evaporatör}} \quad (4.99)$$

$$\dot{E}x_{\text{yık, evaporatör}} = \dot{m}_r (\epsilon_4 - \epsilon_1) + \dot{m}_{w2} (\epsilon_7 - \epsilon_5) \quad (4.100)$$

$$\epsilon_5 = (h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0) \quad (4.101)$$

$$\epsilon_7 = (h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0) \quad (4.102)$$

4.1.2.5. Toprak ısı değiştiricisinin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{w1} \quad (4.103)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_{w1} h_8 - \dot{Q}_{\text{toprak}} = \dot{m}_{w1} h_9 \quad (4.104)$$

$$\dot{Q}_{\text{toprak}} = \dot{m}_{w1} (h_8 - h_9) \quad (4.105)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_Q = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{\text{yık, TID}} \quad (4.106)$$

$$\dot{E}x_{\text{yık, TID}} = \dot{m}_{w1} (\epsilon_8 - \epsilon_9) - \dot{Q}_{\text{toprak}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{toprak}}}\right) \quad (4.107)$$

$$\dot{E}x_{\text{yık,TID}} = \dot{m}_{\text{wl}} (\varepsilon_8 - \varepsilon_9) - \dot{Q}_{\text{toprak}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{toprak}}}\right) \quad (4.108)$$

4.1.2.6. Toprak ısı değiştirici tasarımı

Ortalama toprak sıcaklığı, dağılmış toprak etkisi, toprak ısı değiştirici derinliği, toprak, boru direnci ve toprak ısı değiştiricisinde meydana gelen basınç kaybı açıklamaları ve eşitlikleri toprak kaynaklı ısı pompası kış durumu için verilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompası yaz durumu için soğutma faktörü, cihaza giren su sıcaklığı ve boru uzunluğu eşitlikleri ve açıklamaları aşağıda verilmiştir (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

4.1.2.6.1. Su giriş sıcaklığı (TGSS)

Cihaza giren su sıcaklığı (toprak ısı değiştiricisinden çıkan suyun sıcaklığı), toprağın normal sıcaklığından daha yüksek olacaktır. Bu, borular içinde dolaşan sudan toprağa ısının atılması nedeniyledir. Bilindiği gibi, ısı transferini gerçekleştirmek için, sıcaklık farkı gereklidir. Bu sıcaklık farkının miktarı, ısıyı transfer etmek için gerekli olan boru yüzeyi yanı sıra, atılan ısıya bağlıdır. Boru miktarını minimum bir değerde tutmanın yanı sıra, cihazın su sıcaklığı sınırlarını aşmadan, istenilen ısı transferini sağlamak için, bu iki faktörün bir denkliği yapılmalıdır (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

4.1.2.6.2. Soğutma faktörü (F_s)

Çalışma faktörü, en sıcak ay süresince soğutma yükünün kontrol altında tutulması için, cihazın işletilebileceği zamanın yüzdesidir. Soğutma faktörü, istenen boru uzunluğunu belirlemek için hesaplanmalıdır. Soğutma faktörünü saptamak için, saatteki ısı kazancı ortalaması hesaplanarak, cihazın kapasitesiyle kıyaslanır (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

4.1.2.6.3. Toprak ısı değiştirici boru uzunluğu hesabı

Soğutma modunda gerekli toplam boru uzunluğu Eşitlik 4.109 yardımıyla bulunabilir (Hepbaşlı ve Hancıoğlu, 2001).

$$L_{\text{soğutma}} = \frac{572 \frac{\text{COP}+1}{\text{COP}} [R_b + (R_t F_s)]}{T_{\text{max}} - T_y} \quad (4.109)$$

Burada;

$L_{\text{soğutma}}$: kW başına boru uzunluğunu ifade etmektedir (m/kW)

COP: Cihazın soğutma etki katsayısı

R_b : Boru direnci

R_t : Toprak direnci

F_s : Soğutma faktörü

T_y : Yüksek toprak sıcaklığı (°C)

T_{max} : Cihaza giren maksimum su tasarım sıcaklığı (°C)

4.1.2.7. Fancoilin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_a \quad (4.110)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{w2} \quad (4.111)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_{w2} h_6 + \dot{m}_a h_{11} = \dot{m}_{w2} h_7 + \dot{m}_a h_{12} \quad (4.112)$$

$$\dot{m}_{w2} (h_6 - h_7) = \dot{m}_a (h_{12} - h_{11}) \quad (4.113)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E} x_6 + \dot{E} x_{11} = \dot{E} x_7 + \dot{E} x_{12} + \dot{E} x_{\text{yık, fancoil}} \quad (4.114)$$

$$\dot{E}x_{yık,fancoil} = \dot{m}_{w2} (\varepsilon_6 - \varepsilon_7) + \dot{m}_a (\varepsilon_{11} - \varepsilon_{12}) \quad (4.115)$$

$$\varepsilon_6 = (h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0) \quad (4.116)$$

$$\varepsilon_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0) \quad (4.117)$$

$$\varepsilon_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0) \quad (4.118)$$

4.1.2.8. Fancoil fanı birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_a \quad (4.119)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{W}_{fan} = \dot{m}_a (h_{11} - h_{12}) = \dot{m}_a c_{p_a} (T_{11} - T_{12}) \quad (4.120)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_{11} + \dot{W}_{fan} = \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{yık,fan} \quad (4.121)$$

$$\dot{E}x_{yık,fan} = \dot{m}_a (\varepsilon_{11} - \varepsilon_{12}) + \dot{W}_{fan} \quad (4.122)$$

4.1.2.9. Pompa 1'in birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{w1} \quad (4.123)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_{w1} h_9 + \dot{W}_{pompa1} = \dot{m}_{w1} h_{10} \quad (4.124)$$

$$\dot{W}_{pompa1} = \dot{m}_{w1} (h_{10} - h_9) \quad (4.125)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_9 + \dot{W}_{pompa1} = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{yık,pompa1} \quad (4.126)$$

$$\dot{E}x_{yık,pompa1} = \dot{m}_{w1} (\varepsilon_9 - \varepsilon_{10}) + \dot{W}_{pompa1} \quad (4.127)$$

4.1.2.10. Pompa 2'nin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{w2} \quad (4.128)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_{w2} h_5 + \dot{W}_{pompa2} = \dot{m}_{w2} h_6 \quad (4.129)$$

$$\dot{W}_{pompa2} = \dot{m}_{w2} (h_6 - h_5) \quad (4.130)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_5 + \dot{W}_{pompa2} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{yık,pompa2} \quad (4.131)$$

$$\dot{E}x_{yık,pompa2} = \dot{m}_{w2} (\varepsilon_5 - \varepsilon_6) + \dot{W}_{pompa2} \quad (4.132)$$

4.1.2.11. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin yaz durumu için toplam tersinmezliği

Sistemin toplam tersinmezlik değeri Eşitlik 4.133 ve 4.134 ile ifade edilebilir.

$$\dot{E}x_{toplam} = \sum \dot{E}x_{sistem} \quad (4.133)$$

$$\sum \dot{E}x_{sistem} = \dot{E}x_{yık,co} + \dot{E}x_{yık,c} + \dot{E}x_{yık,gv} + \dot{E}x_{yık,e} + \dot{E}x_{yık,tid} + \dot{E}x_{yık,fc} + \dot{E}x_{yık,fan} + \dot{E}x_{yık,pompa1} + \dot{E}x_{yık,pompa2} \quad (4.134)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_{w1} h_8 + \dot{Q}_{su} = \dot{m}_{w1} h_9 \quad (4.137)$$

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{w1} (h_9 - h_8) \quad (4.138)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_8 + \dot{E}x_Q = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{yık,SID} \quad (4.139)$$

$$\dot{E}x_{yık,SID} = \dot{m}_{w1} (\epsilon_8 - \epsilon_9) + \dot{Q}_{su} \left(1 - \frac{T_0}{T_{su}}\right) \quad (4.140)$$

$$\epsilon_9 = (h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0) \quad (4.141)$$

4.2.1.2. Su kaynaklı ısı pompası sisteminin kış durumu için toplam tersinmezliği

Sistemin toplam tersinmezlik değeri Eşitlik 4.142 ve 4.143 ile ifade edilebilir.

$$\dot{E}x_{toplam} = \sum \dot{E}x_{sistem} \quad (4.142)$$

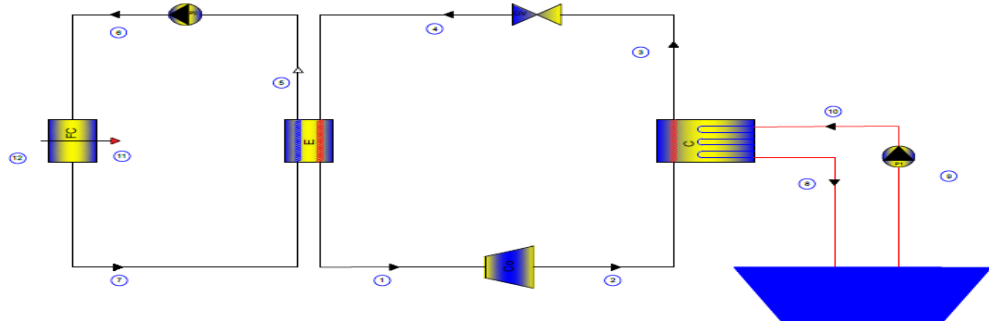
$$\sum \dot{E}x_{sistem} = \dot{E}x_{yık,co} + \dot{E}x_{yık,c} + \dot{E}x_{yık,gv} + \dot{E}x_{yık,e} + \dot{E}x_{yık,tid} + \dot{E}x_{yık,fc} + \dot{E}x_{yık,fan} + \dot{E}x_{yık,pompa1} + \dot{E}x_{yık,pompa2} \quad (4.143)$$

4.2.1.3. Su kaynaklı ısı pompası sisteminin kış durumu için ikinci yasa verimi

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3}{\dot{W}_{kompresör} + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{pompa1} + \dot{W}_{pompa2}} \quad (4.144)$$

4.2.2. Yaz Durumu

Su kaynaklı ısı pompasının yaz durumu için şematik gösterimi Şekil 4.5' te verilmiştir.



Şekil 4. 5. SKIP yaz durumu şematik gösterim

Yaz durumunda su kaynaklı ısı pompası sistemini oluşturan ısı pompası devresi ve fancoil devresi toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin yaz durumundaki şartlarda çalışmaktadır. Bundan dolayı bu bölümde sadece su ısı değiştirici sisteminin termodinamik bağıntıları verilmiştir.

4.2.2.1. Su ısı değiştiricisinin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlelenin korunumu

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{w1} \quad (4.145)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_{w1} h_8 - \dot{Q}_{su} = \dot{m}_{w1} h_9 \quad (4.146)$$

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{w1} (h_8 - h_9) \quad (4.147)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_Q = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{yık,SID} \quad (4.148)$$

$$\dot{E}x_{yık,SID} = \dot{m}_{w1} (\epsilon_8 - \epsilon_9) - \dot{Q}_{su} \left(1 - \frac{T_0}{T_{su}}\right) \quad (4.149)$$

$$\epsilon_9 = (h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0) \quad (4.150)$$

4.2.2.2. Su kaynaklı ısı pompası sisteminin yaz durumu için toplam tersinmezliği

Sistemin toplam tersinmezlik değeri Eşitlik 4.151 ve 4.152 ile ifade edilebilir.

$$\dot{E}x_{\text{toplam}} = \sum \dot{E}x_{\text{sistem}} \quad (4.151)$$

$$\sum \dot{E}x_{\text{sistem}} = \dot{E}x_{\text{yık,co}} + \dot{E}x_{\text{yık,c}} + \dot{E}x_{\text{yık,gv}} + \dot{E}x_{\text{yık,e}} + \dot{E}x_{\text{yık,tid}} + \dot{E}x_{\text{yık,fc}} + \dot{E}x_{\text{yık,fan}} + \dot{E}x_{\text{yık,pompa1}} + \dot{E}x_{\text{yık,pompa2}} \quad (4.152)$$

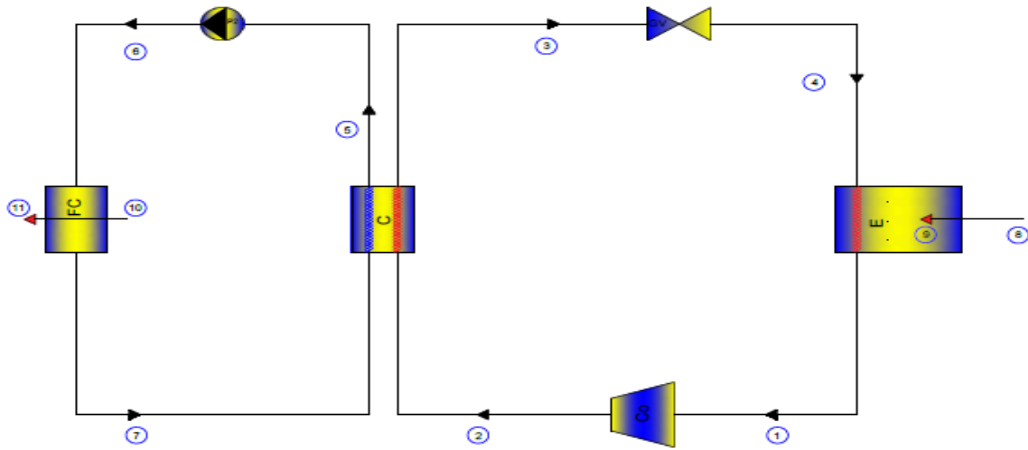
4.2.2.3. Su kaynaklı ısı pompası sisteminin yaz durumu için ikinci yasa verimi

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{\text{kompresör}} + \dot{W}_{\text{fan}} + \dot{W}_{\text{pompa1}} + \dot{W}_{\text{pompa2}}} \quad (4.153)$$

4.3. Hava Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi

4.3.1. Kış durumu

Hava kaynaklı ısı pompasının kış durumu için şematik gösterimi Şekil 4.6' da verilmiştir.



Şekil 4. 6. HKIP kış durumu şematik gösterimi

Kış durumunda hava kaynaklı ısı pompası sistemini oluşturan ısı pompası devresi ve fancoil devresi toprak ve su kaynaklı ısı pompası sistemlerinin kış durumundaki şartlarda çalışmaktadır. Bundan dolayı bu bölümde sadece hava ısı değiştirici sisteminin termodinamik bağıntıları verilmiştir.

4.3.1.1. Evaporatörün birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r \quad (4.154)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{a1} \quad (4.155)$$

Yukarıdaki eşitliklerde evaporatör için kütlenin korunumu ilkesi uygulanmıştır. \dot{m}_{a1} dış ortam hava debisini ifade etmektedir.

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_r h_4 + \dot{m}_{a1} h_8 = \dot{m}_r h_1 + \dot{m}_{a1} h_9 \quad (4.156)$$

$$\dot{m}_r (h_4 - h_1) = \dot{m}_{a1} (h_9 - h_8) \quad (4.157)$$

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{a1}} = \frac{(h_9 - h_8)}{(h_4 - h_1)} = \frac{c_{p,a1}(T_9 - T_8)}{(h_4 - h_1)} \quad (4.158)$$

Burada, $c_{p,a1}$ dış ortam havasının özgül ısısını ifade etmektedir.

- Ekserji analizi

$$\dot{E} x_4 + \dot{E} x_8 = \dot{E} x_1 + \dot{E} x_9 + \dot{E} x_{yık, evaporatör} \quad (4.159)$$

$$\dot{E} x_{yık, evaporatör} = \dot{m}_r (\epsilon_4 - \epsilon_1) + \dot{m}_{a1} (\epsilon_8 - \epsilon_9) \quad (4.160)$$

$$\epsilon_8 = (h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0) \quad (4.161)$$

$$\epsilon_9 = (h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0) \quad (4.162)$$

4.3.1.2. Evaporatör fanı birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{a1} \quad (4.163)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{W}_{fan1} = \dot{m}_{a1} (h_8 - h_9) = \dot{m}_{a1} c_{p_{a1}} (T_8 - T_9) \quad (4.164)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_8 + \dot{W}_{fan1} = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{yık, fan1} \quad (4.165)$$

$$\dot{E}x_{yık, fan1} = \dot{m}_{a1} (\varepsilon_8 - \varepsilon_9) + \dot{W}_{fan1} \quad (4.166)$$

4.3.1.3. Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin kış durumu için toplam tersinmezliği

Sistemin toplam tersinmezlik değeri Eşitlik 4.168 ve 4.169 ile ifade edilebilir.

$$\dot{E}x_{toplam} = \sum \dot{E}x_{sistem} \quad (4.167)$$

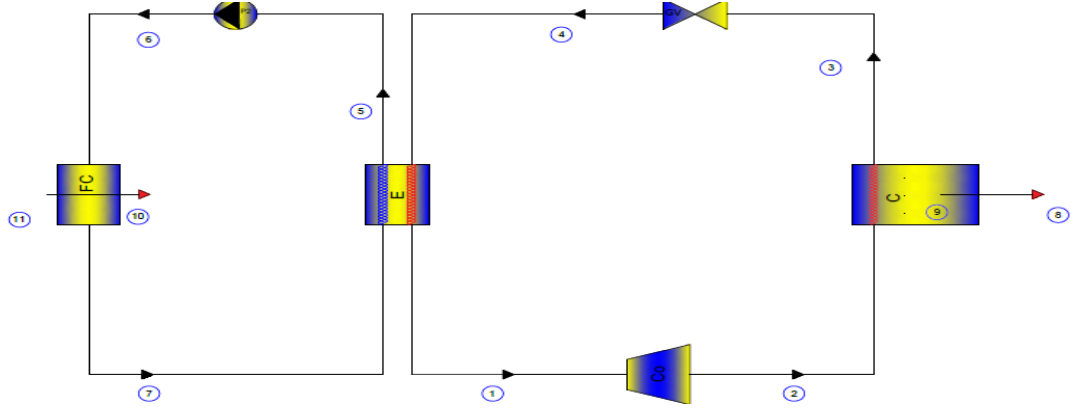
$$\sum \dot{E}x_{sistem} = \dot{E}x_{yık, co} + \dot{E}x_{yık, c} + \dot{E}x_{yık, gv} + \dot{E}x_{yık, e} + \dot{E}x_{yık, fc} + \dot{E}x_{yık, fan1} + \dot{E}x_{yık, fan2} + \dot{E}x_{yık, pompa} \quad (4.168)$$

4.3.1.4. Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin kış durumu için ikinci yasa verimi

$$\eta_{ii} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3}{\dot{W}_{kompresör} + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_{pompa1} + \dot{W}_{pompa2}} \quad (4.169)$$

4.3.2. Yaz Durumu

Hava kaynaklı ısı pompasının yaz durumu için şematik gösterimi Şekil 4.7' de verilmiştir.



Şekil 4. 7. HKIP yaz durumu şematik gösterimi

Yaz durumunda hava kaynaklı ısı pompası sistemini oluşturan ısı pompası devresi ve fancoil devresi toprak ve su kaynaklı ısı pompası sisteminin yaz durumundaki şartlarda çalışmaktadır. Bundan dolayı bu bölümde sadece hava ısı değiştirici sisteminin termodinamik bağıntıları verilmiştir.

4.3.2.1. Kondenserin birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlelenin korunumu

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r \quad (4.170)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{a1} \quad (4.171)$$

Yukarıdaki eşitliklerde kondenser için kütlelenin korunumu ilkesi uygulanmıştır. \dot{m}_{a1} dış ortam hava debisini ifade etmektedir.

- Enerjinin korunumu

$$\dot{m}_r h_2 + \dot{m}_{a1} h_8 = \dot{m}_r h_3 + \dot{m}_{a1} h_9 \quad (4.172)$$

$$\dot{m}_r (h_2 - h_3) = \dot{m}_{a1} (h_9 - h_8) \quad (4.173)$$

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{a1}} = \frac{(h_9 - h_8)}{(h_2 - h_3)} = \frac{c_{p_{a1}}(T_9 - T_8)}{(h_2 - h_3)} \quad (4.174)$$

Burada, $c_{p_{a1}}$ dış ortam havasının özgül ısısını ifade etmektedir.

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_8 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{\text{yık,kondanser}} \quad (4.175)$$

$$\dot{E}x_{\text{yık,kondanser}} = \dot{m}_r (\epsilon_2 - \epsilon_3) + \dot{m}_{a1} (\epsilon_8 - \epsilon_9) \quad (4.176)$$

$$\epsilon_3 = (h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0) \quad (4.177)$$

$$\epsilon_8 = (h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0) \quad (4.178)$$

$$\epsilon_9 = (h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0) \quad (4.179)$$

4.3.2.2. Kondanser fanı birinci ve ikinci kanun analizi

- Kütlenin korunumu

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{a1} \quad (4.180)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{W}_{\text{fan1}} = \dot{m}_{a1} (h_9 - h_8) \quad (4.181)$$

- Ekserji analizi

$$\dot{E}x_8 + \dot{W}_{\text{fan}} = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{\text{yık,fan1}} \quad (4.182)$$

$$\dot{E}x_{\text{yık,fan1}} = \dot{m}_{a1} (\epsilon_8 - \epsilon_9) + \dot{W}_{\text{fan1}} \quad (4.183)$$

4.3.2.3. Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin yaz durumu için toplam tersinmezliği

Sistemin toplam tersinmezlik değeri Eşitlik 4.184 ve 4.185 ile ifade edilebilir.

$$\dot{E}x_{\text{toplaml}} = \sum \dot{E}x_{\text{sistem}} \quad (4.184)$$

$$\Sigma \dot{E}_{x_{\text{sistem}}} = \dot{E}_{x_{\text{yık,co}}} + \dot{E}_{x_{\text{yık,c}}} + \dot{E}_{x_{\text{yık,gv}}} + \dot{E}_{x_{\text{yık,e}}} + \dot{E}_{x_{\text{yık,fc}}} + \dot{E}_{x_{\text{yık,fan1}}} + \dot{E}_{x_{\text{yık,fan2}}} + \dot{E}_{x_{\text{yık,pompa}}} \quad (4.185)$$

4.3.2.4. Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin yaz durumu için ikinci yasa verimi

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\dot{E}_{x_4} - \dot{E}_{x_1}}{\dot{W}_{\text{kompresör}} + \dot{W}_{\text{fan}} + \dot{W}_{\text{pompa1}} + \dot{W}_{\text{pompa2}}} \quad (4.186)$$

5. GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

5.1. Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli

Ülkemiz, coğrafi konumu nedeniyle sahip olduğu güneş enerjisi potansiyeli açısından birçok ülkeye göre şanslı durumdadır. Güneşten dünyaya saniyede yaklaşık olarak 170 milyon MW enerji gelmektedir. Türkiye'nin yıllık enerji üretiminin 100 milyon MW olduğu düşünülürse bir saniyede dünyaya gelen güneş enerjisi, Türkiye'nin enerji üretiminin 1,700 katıdır. Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü'nde (DMİ) mevcut bulunan 1966-1982 yıllarında ölçülen güneşlenme süresi ve ışınım şiddeti verilerinden yararlanarak EİE tarafından yapılan çalışmaya göre Türkiye'nin ortalama yıllık toplam güneşlenme süresi 2640 saat (günlük toplam 7,2 saat), ortalama toplam ışınım şiddeti 1,311 kWh/m²-yıl (günlük toplam 3,6 kWh/m²) olduğu tespit edilmiştir. Türkiye, 110 gün gibi yüksek bir güneş enerjisi potansiyeline sahiptir ve gerekli yatırımların yapılması halinde Türkiye yılda birim metre karesinden ortalama olarak 1,100 kWh'lik güneş enerjisi üretebilir (Varınca ve Gönüllü, 2006).

Tablo 5. 1. Türkiye'nin toplam güneş enerjisi potansiyelinin aylara göre dağılımı

Aylar	Aylık Toplam Güneş Enerjisi		Güneşlenme Süresi (saat/ay)
	(kcal/cm ² -ay)	(kWh/m ² -ay)	
Ocak	4,45	51,75	103
Şubat	5,44	63,27	115
Mart	8,31	96,65	165
Nisan	10,51	122,23	197
Mayıs	13,23	153,86	273
Haziran	14,51	168,75	325
Temmuz	15,08	175,38	365
Ağustos	13,62	158,4	343
Eylül	10,6	123,28	280
Ekim	7,73	89,9	214
Kasım	5,23	60,82	157
Aralık	4,03	46,87	103
Toplam	112,74	1311	2640
Ortalama	308 cal/cm²-gün	3,6 kWh/m²-gün	7,2 saat/gün

Türkiye'nin en fazla güneş enerjisi alan bölgesi Güneydoğu Anadolu Bölgesi olup, bunu Akdeniz Bölgesi izlemektedir. Tablo 5.2' de Türkiye güneş enerjisi potansiyeli ve güneşlenme süresi değerlerinin bölgelere göre dağılımı verilmiştir.

Tablo 5. 2. Türkiye'nin yıllık toplam güneş enerjisi potansiyelinin bölgelere göre dağılımı (Varınca ve Gönüllü, 2006)

Bölge	Toplam ortalama güneş enerjisi	En çok güneş enerjisi (Haziran)	En az güneş enerjisi (Aralık)	Ortalama güneşlenme süresi	En çok güneşlenme süresi (Haziran)	En az güneşlenme süresi (Aralık)
	kWh/m ² -yıl	kWh/m ²	kWh/m ²	saat/yıl	saat	saat
Güneydoğu Anadolu	1460	1980	729	2993	407	126
Akdeniz	1390	1869	476	2956	360	101
Doğu Anadolu	1365	1863	431	2664	371	96
İç Anadolu	1314	1855	412	2628	381	98
Ege	1304	1723	420	2738	373	165
Marmara	1168	1529	345	2409	351	87
Karadeniz	1120	1315	409	1971	273	82

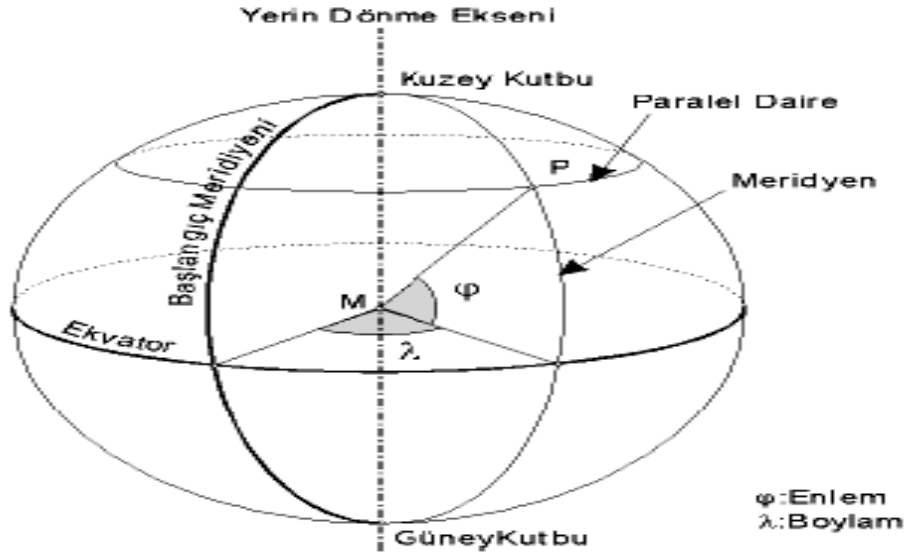
Buna göre genel olarak Türkiye'nin en çok ve en az güneş enerjisi üretilecek ayları sırası ile Haziran ve Aralık olmaktadır. Bölgeler arasında ise öncelikle Güneydoğu Anadolu ve Akdeniz sahilleri gelmektedir. Güneş enerjisi üretiminin yok denecek kadar az olduğu Karadeniz bölgesi dışında yılda birim metre kareden 1,100 kWh'lik enerji üretilebilir ve toplam güneşli saat miktarı ise 2,640 saattir. Buna göre Türkiye'de toplam olarak yıllık alınan enerji miktarı ise yaklaşık 1015 kW saat kadardır (Varınca ve Gönüllü, 2006).

5.2. Güneş Enerjisi Hesaplamaları

5.2.1. Güneş açıları

Herhangi bir anda yeryüzü üzerinde belirli bir yöndeki düzlem ile yeryüzüne gelen direkt güneş ışınımı arasındaki geometrik ilişkiler birkaç değişik açı ile belirlenebilir. Güneş enerjisi ile hesaplamalarda kullanılan bazı açılar ve eğik düzlem için kullanılan açılarla birlikte aşağıda tanımlanmıştır.

Güneş açıları yeryüzündeki herhangi bir yüzey ile güneşin pozisyonuna bağlı terimlerdir. Bu açıları bu açıları arasındaki ilişkiler aşağıdaki gibi tanımlanabilir (Kılınç, 2019).



Şekil 5. 1. Güneş açıları ve arasındaki ilişki (Kılınç, 2019)

- Enlem açısı (ϕ)

ϕ , yeryüzündeki herhangi bir noktayı dünya merkezine birleştiren doğrunun dünyanın ekvator düzlemi ile yaptığı açı olarak tanımlanır. Kuzey yarımküre pozitif olmak üzere -90° ile 90° arasında değişir.

- Deklinasyon açısı (δ)

δ , güneş ışınlarının ekvator düzlemi ile yaptığı açı olarak tanımlanır. Bu açı dünyanın yörünge düzlemi ile yaptığı $23^\circ 27'$ lık açıdan kaynaklanır. Dünya güneş etrafında döndükçe $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$ arasında değişim gösterir (Kılınç, 2019).

$$\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{284+n}{365}\right) \quad (5.1)$$

Tablo 5.3.'de ayları temsil eden ortama gün ve çeşitli aylar için "n" değerleri verilmiştir.

Tablo 5.3. Her ayın ortalaması için tavsiye edilen günler (Bakırcı, 2005)

Aylar	Yılın Günü	Tarih
Ocak	17	17.Ocak
Şubat	47	16.Şubat
Mart	75	16.Mart
Nisan	105	15.Nisan
Mayıs	135	15.Mayıs
Haziran	162	11.Haziran
Temmuz	198	17.Temmuz
Ağustos	228	16.Ağustos
Eylül	258	15.Eylül
Ekim	288	15.Ekim
Kasım	318	14.Kasım
Aralık	344	10.Aralık

- Eğim açısı (β)

β , ele alınan yüzeyin yatay ile yaptığı açıdır $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$. Bu açı örneğin düzlemsel bir kollektör için yapılacak hesaplarda kollektörün yeryüzü ile (yatay) arasındaki açıyı ifade eder. (Kılınç, 2019).

- Yüzey Azimut Açısı (γ)

γ , tam güneyde sıfır, doğuya doğru negatif, batıya doğru pozitif olmak üzere yüzeyin normalinin yatay düzlemdeki izdüşümü ile güney doğrultusundaki açıdır $0^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$ (Kılınç, 2019).

- Saat Açısı (ω)

ω , öğleden önce negatif, öğleden sonra pozitif olmak üzere dünyanın kendi eksenini etrafında saatte 15° dönmesi dolayısıyla yerel meridyenin doğu veya batısı yönünde güneşin açsal yer değiştirmesi olarak tanımlanabilir (Kılınç, 2019).

$$\omega=15(GS-12) \quad (5.2)$$

Burada, GS güneş saatidir.

- Güneş geliş açısı (θ)

θ , yüzeye gelen direkt güneş ışınımı ile yüzeyin normali arasındaki açıdır. Direkt ışınımın geliş açısı (θ) diğer bahsedilen açılar cinsinden güneşe bakan ($\gamma=0$) eğik yüzey için Eşitlik 5.3 ile verilmiştir (Koçak, 2012).

$$\cos\theta = \cos\delta \cos\omega \cos(f-\beta) + \sin\delta \sin(f-\beta) \quad (5.3)$$

- Güneş batış saat açısı (ω_s)

ω_s , güneşin batışında zenit açısı $\theta_z=90^\circ$ (yataya paralel) olur ve $\cos\theta_z = 90^\circ = 0$ olduğundan güneş batış saat açısı (ω_s) Eşitlik 5.4 ile verilmiştir (Koçak, 2012).

$$\cos\omega_s = -\tan f \tan \delta \quad (5.4)$$

Gün uzunluğu ise;

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan f \tan \delta) = \frac{2}{15} \omega_s \quad (5.5)$$

5.2.2. Atmosfer dışından yatay düzleme gelen güneş ışınımı

Güneş enerjisi hesaplamalarında aranan değer yeryüzünde birim yüzeye düşen anlık ışınım miktarıdır. Bu değere ulaşabilmek için öncelikle atmosfer dışında yatay düzleme gelen ışınım hesaplanmalıdır.

Atmosfer dışında yatay düzleme gelen günlük güneş ışınımı (H_0);

$$H_0 = \frac{24 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \times \left[\cos f \cos \delta \sin \omega_s + \frac{2\pi \omega_s}{360} \sin f \sin \delta \right] \quad (5.6)$$

Güneş sabiti (G_{sc}) değeri 1367 W/m^2 'dir (Bakırcı, ty) ve 'n' hesaplama yapılmak istenen ay için Tablo 5.3.'ten alınabilir. Burada ω_s güneş batış saat açısıdır ve Eşitlik 5.4 ile hesaplanabilir. Enlem açısı hesaplanmanın yapıldığı bölgeye bağlıdır ve çeşitli kaynaklarda mevcuttur.

Deklinasyon açısı ise Eşitlik 5.1 yardımıyla bulunabilir. Hesaplamalar bir saatlik periyotlar için yapıldığından, günlük güneş ışınımı yerine belirli bir saat aralığı için atmosfer dışında yatay düzleme gelen güneş ışınımına ihtiyaç vardır.

Bu değer istenen saat aralığı için ω_1 ve ω_2 saat açılarının (ω_2 büyük olan saat açısı) Eşitlik 5.7.'ye göre belirlenebilir (Koçak, 2012).

$$I_0 = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \left[\cos\delta \cos(\sin\omega_2 - \sin\omega_1) + \frac{2\pi(\omega_2 - \omega_1)}{360} \sin\delta \sin\delta \right] \quad (5.7)$$

5.2.3. Yeryüzüne gelen güneş ışınımı

Bu bölümde, yeryüzüne ulaşan güneş ışınımının hesabından bahsedilecektir. Güneş enerjili sistemler ile ilgili tüm uygulamalarda kullanılan değer yeryüzüne ulaşan güneş enerjisidir. Güneş ışınımı atmosferi geçerken atmosferde bulunan parçacıklar tarafından ışınımın bir kısmı yutulur ve atmosfer dışına gelen güneş ışınımının yalnızca % 10 ile % 80 arasındaki bir oranı dünyamıza ulaşabilir. Yeryüzüne ulaşan güneş ışınımı miktarı bulutlanma gibi meteorolojik faktörlerden dünya ile güneş arasındaki uzaklık gibi astronomik faktörlere, coğrafik ve yüzeyin geometrik etkenleri gibi faktörlere bağlı olarak değişir. Yeryüzüne gelen güneş ışınımını direkt, yayılı ve yansıyan güneş ışınımı olarak ayırmak mümkündür (Koçak, 2012).

- Direkt güneş ışınımı

Atmosferde dağılmadan, güneşten doğrudan yeryüzüne düşen ışınım olarak tanımlanabilir. Yeryüzündeki herhangi bir nokta ile güneş arasındaki mesafe çok uzak olduğundan direkt güneş ışınları yüzeye paralel olarak düşünülebilir. Işınım hesaplarında kullanılan formüllerde direkt güneş ışınımı için alt indis olarak “b” harfi kullanılmıştır (Koçak, 2012).

- Yayılı güneş ışınımı

Atmosferde dağılmak suretiyle yönü değişerek atmosferden herhangi bir yüzeye düşen ışınım olarak tanımlanabilir. Atmosferdeki toz, partikül, moleküller ve bulutlar tarafından yansımaya uğrayan ve değişik yönlerde saçılan güneş ışınımıdır. Işınım

hesapları yapılırken yayılı güneş ışınımı için formüllerde alt indis olarak “d” harfi kullanılacaktır (Koçak, 2012)

- Yansıyan güneş ışınımı

Direkt ve yayılı güneş ışınimleri kısa dalga boylu ışınimlardır. Bu ışınimların yeryüzündeki herhangi bir cismin yuttuğu ve yansıttığı uzun dalga boylu ışınıma da yansıyan ışınım adı verilir. Yayılı ve yansıyan ışınım arasındaki temel fark yayılı ışınımın atmosferdeki cisimlerden saçılarak gelmesi, yansıyan ışınımın ise yeryüzü üzerinde herhangi bir cisimden yansıtılmış olmasıdır. Yatay yüzey için toplam ışınım direkt ve yayılı ışınımın toplamı iken, yeryüzü üzerinde herhangi bir eğik yüzey için toplam ışınım direkt, yayılı ve yansıyan ışınımın toplamıdır. Yeryüzüne ulaşan güneş ışınımının çeşitli faktörlere bağlı olarak sürekli değişmekte olduğu belirtilmişti. Hesaplama yapılan bölge için birebir doğru sonuçlar elde edilebilmesi için güneş ışınımını ölçmeye yarayan cihazlardan faydalanılabilir. Ölçüm yapma imkanı yoksa, literatürde bulunan çeşitli ampirik ifadelerden, ilgili bölge için en iyi sonuç verenler seçilmeye çalışılmalıdır (Koçak, 2012).

5.2.3.1. Yatay düzleme gelen güneş ışınımı

- Günlük güneş ışınımı

Atmosfer dışından yatay düzleme gelen güneş ışınımını kullanmak suretiyle elde edilen günlük güneş ışınımı formülü Eşitlik 5.8 ‘de verilmiştir.

$$\frac{H}{H_0} = \left(a + b \frac{n}{N} \right) \quad (5.8)$$

Burada;

H_0 = Atmosfer dışında yatay düzleme gelen günlük güneş ışınımı miktarı

a, b = Bölgeye bağlı sabitler

n/N = İzafi güneşlenme süresi

H_0 daha önce verilen Eşitlik 5.6 ile hesaplanabilmektedir. İzafi güneşlenme süresi (n/N), çeşitli meteorolojik kaynaklardan elde edilebilir. Bu çalışma için kullanılan değerler Tablo 5.4.'de verilmiştir.

Tablo 5. 4. Kocaeli için izafi güneşlenme süresi (Arslanoğlu, 2016)

Aylar	Ekim	Kasım	Aralık	Ocak	Şubat	Mart
n/N	0,41	0,34	0,24	0,24	0,24	0,39

Bu ampirik bağıntıda verilen a ve b katsayıları, güneş ışınımı ve izafi güneşlenme süresi ölçümlerine bağlı olarak istatistiksel metotlar ile tespit edilmektedir. a ve b katsayılarının alacağı değerler konuma bağlı olarak değişmektedir. Türkiye için bu değerler enlem açısı (ϕ), deklinasyon açısı (δ) ve konumun deniz seviyesinden yüksekliğine (Z) bağlı olarak Eşitlik 5.9 ve 5.10 ile verilmektedir (Koçak, 2012).

$$a=0,103+0,000017Z+0,198\cos(f-\delta) \quad (5.9)$$

$$b=0,533-0,165\cos(f-\delta) \quad (5.10)$$

Hesaplanan bu veriler yardımıyla yatay düzleme gelen günlük toplam güneş ışınımı değerine ulaşmak mümkündür. Bu değer ve daha önce hesaplanmış olan H_0 değeri ile günlük berraklık indeksi (K_T) olarak adlandırılan ifade elde edilebilir;

$$K_T = \frac{H}{H_0} \quad (5.11)$$

Koçak (2012), tarafından bildirildiği üzere Tırıs tarafından oluşturulan eşitlik yardımıyla yatay düzleme gelen günlük toplam güneş ışınımının yayılı kısmı (H_d) bulunabilir;

$$\frac{H_d}{H} = 0,703 - 0,414K_T - 0,428K_T^2 \quad (5.12)$$

- Anlık güneş ışınımı

Yatay yüzeye düşen günlük güneş ışınımından faydalanılarak anlık ışınımın hesabını

yapmak mümkündür. Yatay yüzeye düşen anlık toplam güneş ışınımının (I) yine yatay yüzeye düşen günlük toplam güneş ışınımına (H) oranı r_t olarak tanımlanmaktadır (Kılınç, 2019).

$$r_t = \frac{I}{H} = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \left(\frac{2\pi \omega_s}{360}\right) \cos \omega_s} \quad (5.13)$$

Burada a ve b katsayıları Eşitlik 5.14. ve 5.15.yardımlarıyla bulunabilir.

$$a = 0,409 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60) \quad (5.14)$$

$$b = 0,6609 - 0,4767 \sin(\omega_s - 60) \quad (5.15)$$

Bu denklemlerde ω hesaplamasının yapıldığı an için saat açısıdır (Hesaplama yapılan saatlerin tam ortası alınabilir. Yani saat 8:00 ile 9:00 arasında hesaplama yapılıyorsa 8:30 için olan saat açısıdır) ve ω_s gün batımındaki saat açısıdır. Yatay düzleme düşen toplam güneş ışınımının yayılı ve direkt kısımlarının tespiti de mümkündür. Uzun yıllar yapılan ölçüm ve hesaplanan değerlerden hareketle yatay düzleme gelen anlık yayılı ışınımın (I_o) günlük yayılı ışınımına (H_d) oranı ile atmosfer dışına düşen anlık ışınımın (I_o) atmosfer dışına düşen günlük ışınımına (H_o) oranının eşit olduğu tespitinden elde edilen Eşitlik 5.16 yardımıyla bulunabilir (Kılınç, 2019).

$$r_d = \frac{I_d}{H_d} = \frac{I_o}{H_o} \quad (5.16)$$

Eşitlik 5.16 ile bulunan r_d oranı ve Eşitlik 5.12'den elde edilen H_d değeri ile yatay düzleme gelen anlık yayılı ışınım (I_d) hesaplanabilir. Yatay düzleme düşen toplam güneş ışınımının ve yayılı kısmı bilindikten sonra yatay düzleme düşen direkt güneş ışınımı da bu bilgiler doğrultusunda Eşitlik 5.17 yardımıyla hesaplanabilir (Koçak, 2012).

$$I_b = I - I_d \quad (5.17)$$

5.2.3.2 Eğik düzleme gelen güneş ışınımı

Güneş enerjisi sistemlerinde genellikle belli bir eğime sahip düz yüzeyli kollektörler tercih edilir ve bu kollektörler hem direkt, hem yayılı hem de yansıyan ışınımı yutarlar. Eğik yüzeye gelen anlık ışınımın hesabında yatay yüzeye düşen anlık ve günlük toplam güneş ışınımı miktarları ile bunların direkt ve yayılı ışınım kısımlarından yararlanılmaktadır (Koçak, 2012).

- Anlık güneş ışınımı

Eğik düzleme düşen anlık güneş ışınımının hesabında ihtiyaç duyulan ilk değer geometrik faktördür (R_b). Bu değer eğik yüzeye düşen anlık direkt ışınımın (I_{bt}), yatay yüzeye düşen anlık direkt ışınımına (I_b) oranı olarak tanımlanmaktadır. Bu oran aynı zamanda $\cos\theta$ ve $\cos\theta_z$ 'nin birbirine oranıdır (Koçak, 2012).

$$R_b = \frac{I_{bt}}{I_b} = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \quad (5.18)$$

$\cos\theta$ ve $\cos\theta_z$ ifadelerinin kuzey yarımkürede güneye dönük yüzey için sadeleştirilmiş formları birbirine oranlanırsa geometrik faktör Eşitlik 5.19 yardımıyla bulunabilir.

$$R_b = \frac{\cos(f-\beta)\cos\delta\cos\omega + \sin(f-\beta)\sin\delta}{\cos f\cos\delta\cos\omega + \sin f\sin\delta} \quad (5.19)$$

(Koçak, 2012) tarafından bildirildiği üzere Lui ve Jordan'ın geliştirdiği modelde direkt ve yayılı ışınımın yanında yansıyan ışınım da göz önüne alınmıştır. Eğik yüzeye gelen direkt ışınım, geometrik faktör R_b ve yatay yüzeye düşen anlık direkt ışınım I_b vasıtasıyla Eşitlik 5.20 yardımıyla bulunabilir.

$$I_{bt} = R_b I_b \quad (5.20)$$

Eğik yüzeye gelen anlık yayılı ışınım ise yatay yüzeye gelen anlık yayılı ışınım I_d vasıtasıyla Eşitlik 5.21 yardımıyla bulunabilir.

$$I_{dt} = I_d \frac{1 + \cos\beta}{2} \quad (5.21)$$

Eğik yüzeye yansiyarak gelen ışınım ise Eğitlik 5.22 yardımıyla bulunabilir.

$$I_{ref}=(I_b+I_d)\rho\left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right) \quad (5.22)$$

Burada ρ yerin yansıtma oranıdır ve değeri yerde kar olmaması durumunda 0,2 yerde kar bulunması durumunda 0,7 olarak önerilmektedir.

Yerin yansıtma oranı yerdeki kar durumunun yanında, bitki örtüsüne ve topografik yapıya bağlı olarak değişir ve ortalama 0,2 değeri hesaplamalarda kullanılabilir (Koçak, 2012). Buna göre eğik yüzeye düşen anlık toplam güneş ışınımı Eğitlik 5.23 yardımıyla bulunabilir.

$$I_T=I_{bt}+I_{dt}+I_{ref} \quad (5.23)$$

5.3. Güneş Kolektörü

Güneş enerjisi kolektörleri, güneş ışınımını kullanılabilir enerji formuna dönüştüren özel bir tip ısı değiştiricisidir. Bütün güneş enerjili sistemlerin en önemli elemanı güneş enerjisi toplayıcılarıdır. Bu toplayıcılar, güneş ışınımını yutarak faydalı ısıya çevirirler ve bu ısıyı toplayıcı içerisinde dolaşan hava, su veya yağ gibi akışkanlara aktarırlar. Bu akışkanda toplanan enerji, direkt olarak sıcak su ısıtma sistemine, hacim ısıtma sistemine veya ısı pompası gibi sistemlerde kullanılmak üzere bir depolama tankına aktarılabilir.

Temel olarak iki çeşit kolektör vardır. Bunlardan biri yoğunlaştırıcı diğeri ise yoğunlaştırıcı olmayandır. Yoğunlaştırıcı olmayan kolektörlerde seçici ve yutucu yüzey alanları eşit iken, yoğunlaştırıcı sistemlerde güneşten gelen ışınımın daha küçük bir alanda odaklanarak ışınım akısının yükseltildiği yansıtıcı eğrisel yüzeyler mevcuttur. Bu tür yoğunlaştırıcı sistemler yüksek sıcaklık gerektiren uygulamalar için uygundur ve güneşin hareketini takip edebilen sistemlerle kullanılabilirler.

Güneş kolektörleri, kullanılan ısı transfer akışkanına (su, antifrizli su, hava veya ısı transfer yağları) ve bu akışkanların açık veya kapalı dolaşımına göre de sınıflandırılabilirler. Çeşitli tipteki kolektörler karşılaştırmalı olarak Tablo 5.5' te verilmiştir (Koçak,2012).

Tablo 5. 5. Güneş enerjisi kolektörleri (Koçak, 2012)

Hareket	Kollektör Tipi	Yutucu Yüzey	Yoğunlaştırma Oranı*	Sıcaklık Aralığı (° C)
Sabit	Düzlemsel	Düz	1	30-80
	Vakumlu tüp	Düz	1	50-200
	Birleşik Parabolik	Boru	1-5/5-15	60-240/60-300
Tek Eksenli Hareket	Lineer Fresnel Aynalı	Boru	10 - 40	60-250
	Silindirik Çukur	Boru	15-50	60-300
	Parabolik Çukur	Boru	10 - 85	60-400
İki Eksenli Hareket	Parabolik Tümsek	Nokta	600-2000	100-1500
	Helyostat Alan	Nokta	300-1500	150-2000

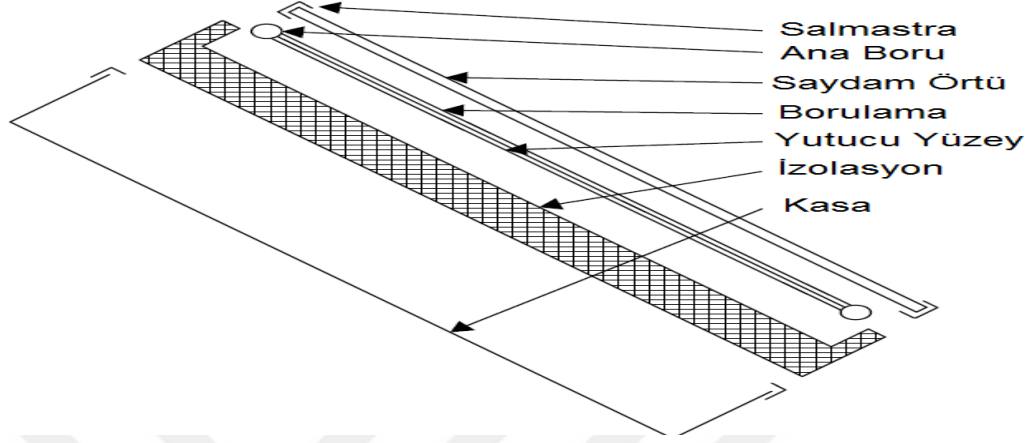
* Yoğunlaştırma oranı, ışığın geçtiği alanın yüzey alanına oranıdır.

Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası analizinde düzlemsel güneş kolektörü kullanıldığı için bu kısımda düzlemsel güneş kolektörleri hakkında bilgi verilmiştir.

5.3.1. Düzlemsel güneş kolektörü

Tipik bir düzlemsel güneş kolektörü Şekil 5.2.'de gösterilmiştir. Düzlemsel kolektörlerde güneş ışınımı ilk önce saydam örtüden geçerek genellikle siyaha boyanmış durumda olan yutucu yüzeye çarpar, burada enerjisinin büyük bir kısmı yutucu yüzey tarafından absorbe edilir ve tüpler içerisinde dolaşan ısı transfer akışkanına kullanım veya depolama amaçlı olarak aktarılır. Yutucu plakanın alt yüzeyi ve iki yan yüzeyi iletimle olan ısı kayıplarının engellenmesi için iyi bir şekilde yalıtılmış olmalıdır. Akışkanın dolaştığı tüpler yutucu plakaya kaynaklanmış veya yutucu plaka ile bütün olarak üretilmiş olabilir. Bu tüpler her iki ucunda daha yüksek çapa sahip ana tüplere bağlanmaktadır. Bu sistem düzlemsel kolektörler için kullanılan tipik bir tasarımıdır. Düzlemsel güneş kolektörlerinde yutucu plaka ile cam arasında bulunan durgun havadan taşınım ile ısı transferini azaltmak için yine camdan yapılmış saydam bir örtü kullanılır. Bu tabaka aynı zamanda kolektörden ışınım ile olan kayıpları da azaltmaktadır. Çünkü saydam örtü güneşten gelen kısa

dalga boylu ışınım için saydam özellik gösterirken, yutucu plaka tarafından absorbe edilen uzun dalga boylu ışınlarla karşı ışınımı geçirmeyen opak bir yüzey özelliği gösterir (Koçak, 2012).

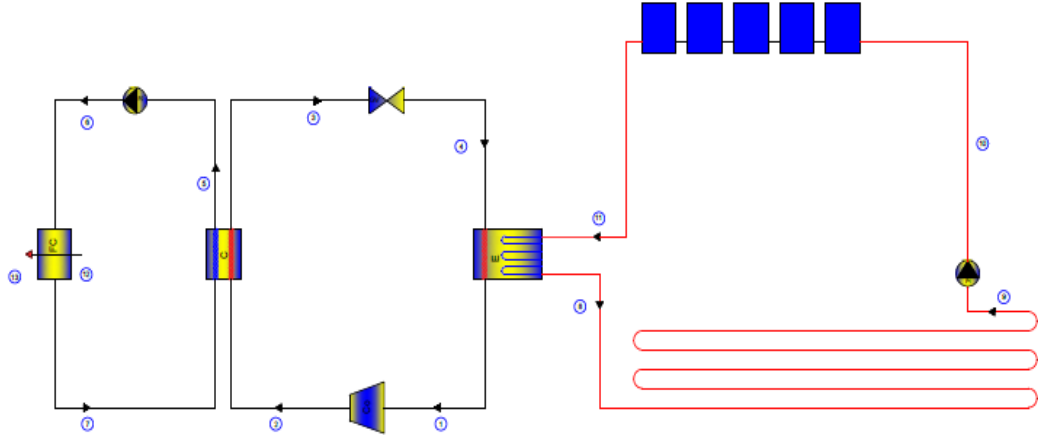


Şekil 5. 2. Tipik bir düzlemsel güneş toplayıcı (Koçak, 2012)

Kollektörler kuzey yarımkürede güneyi, güney yarımkürede kuzeyi görece şekilde ekvatora doğru yerleştirilmelidirler. Bir toplayıcı için optimum eğim açısı, sistemin kullanım amacına göre değişir. Sistem tüm yıl çalıştırılacaksa, kollektörün eğim açısı genellikle kullanıldığı yerin enlem açısına eşit alınır. Eğer sistem soğutma için kullanılacaksa, kollektörün eğim açısı bölgenin enlem açısından 10° küçük alınmalıdır. Bilindiği üzere yaz aylarında güneş ışınları yeryüzüne daha dik gelmektedir. Buna bağlı olarak daha yatay yerleştirilecek bir kollektör, güneş ışınlarından daha çok faydalanabilecek ve sistem için enerji ihtiyacının yüksek olacağı yaz aylarında güneş ışınları kollektöre dik gelecektir. Eğer uygulama güneş enerjisi ile ısıtma ise eğim açısı bölgenin enlem açısından 10° büyük alınmalıdır ki kış aylarında nispeten yeryüzüne daha yatay gelen güneş ışınları daha dik bir açı ile alınabilsin ve bu sayede yüksek verim elde edilebilsin.

5.4. Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi

Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompasının şematik gösterimi Şekil 5.3' te verilmiştir.



Şekil 5. 3. TKIP-GE şematik gösterimi

Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sadece ısıtma durumunda çalıştırılacaktır.

Bölüm 4’te toprak kaynaklı ısı pompalarını oluşturan elemanların kış durumu için detaylı birinci ve ikinci yasa analizi yapıldığından bu kısımda sadece düzlemsel güneş kollektörünün birinci ve ikinci yasa analizi yapılacaktır.

Bir kollektörün topladığı faydalı enerji Eşitlik 5.24 yardımıyla bulunabilir (Koçak, 2012).

$$\dot{Q}_{\text{faydalı}} = A_t [F_t (\tau\alpha)_e I_T - F_t K (T_d - T_c)] \quad (5.24)$$

Burada;

A_t : Kollektörün toplam yüzey alanı (m^2)

F_t : Toplayıcı ısı kazanç faktörü

$(\tau\alpha)_e$: Efektif yutma – geçirme katsayısı

K : Toplayıcı toplam ısı transfer katsayısı

I_T : Eğik yüzeye düşen anlık toplam güneş ışınımı (W/m^2)

T_d : Suyun kollektöre giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_c : Çevre sıcaklığı ($^{\circ}C$)

Burada kollektörlerin toplam yüzey alanı sistemde kullanılmasına karar verilen kollektör alanıdır. Toplayıcı ısı kazanç faktörü, efektif yutma–geçirme katsayısı ve toplayıcı toplam ısı transfer katsayısı kollektör tipine bağlı olarak değişen özelliklerdir ve Tablo 5.6’ da farklı kollektör tipleri için değerleri verilmiştir (Koçak,2012).

Tablo 5. 6. Farklı tip kollektörlerin özellikleri (Koçak, 2012)

	A TİPİ	B TİPİ	C TİPİ
Özellik	Tek cam seçici yüzey	Tek cam normal yüzey	Çift cam normal yüzey
F_t (δ@)_e	0,7	0,6675	0,63
F_tK	3,3	5,5	4,6

Bir düzlemsel güneş kollektörünün anlık verimi, faydalı ısının toplayıcı üzerine gelen güneş enerjisine oranı olarak tanımlanır ve Eşitlik 5.25 ile verilmiştir (Koçak, 2012).

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{\text{faydalı}}}{A_t I_T} \quad (5.25)$$

- Kütlenin korunumu

$$m_{10} = m_{11} = m_{w1} \quad (5.26)$$

- Enerjinin korunumu

$$\dot{Q}_{\text{faydalı}} = m_{w1} c_p (T_{11} - T_{10}) \quad (5.27)$$

c_p suyun özgül ısısıdır ve 4,2 kJ/kgK olarak alınabilir.

- Ekserji analizi

$$\dot{E}X_{10} + A_t I_T \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) = \dot{E}X_{11} + \dot{E}X_{\text{yık,kollektör}} \quad (5.28)$$

$$\dot{E}x_{\text{yık,kollektör}} = \dot{m}_{w1} (e_{10} - e_{11}) + A_t I_T \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \quad (5.29)$$

$$\varepsilon_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0) \quad (5.30)$$

T_p kollektörün yutucu yüzey sıcaklığıdır ve aşağıdaki eşitlikler yardımıyla bulunabilir (Koçak, 2012).

$$T_p = \frac{I_T (\tau\alpha)_e}{K} (1 - F_t) + F_t (T_d - T_c) + T_c \quad (5.31)$$

Eşitlikten de görülebildiği üzere yüzey sıcaklığının hesaplanabilmesi için toplam yutma geçirme çarpımının, $(\tau\alpha)_e$ bulunması gerekmektedir.

Toplam yutma geçirme çarpımı, saydam örtünün normal doğrultuda gelen direkt güneş ışınımı için yutma geçirme çarpımı $(\tau\alpha)_0$, b katsayısı ve θ güneş geliş açısına göre Eşitlik 5.32 yardımıyla hesaplanabilir.

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha)_0 - b \left[1 - \frac{I_b R_b}{I_T} \left(2 - \frac{1}{\cos\theta}\right)\right] \quad (5.32)$$

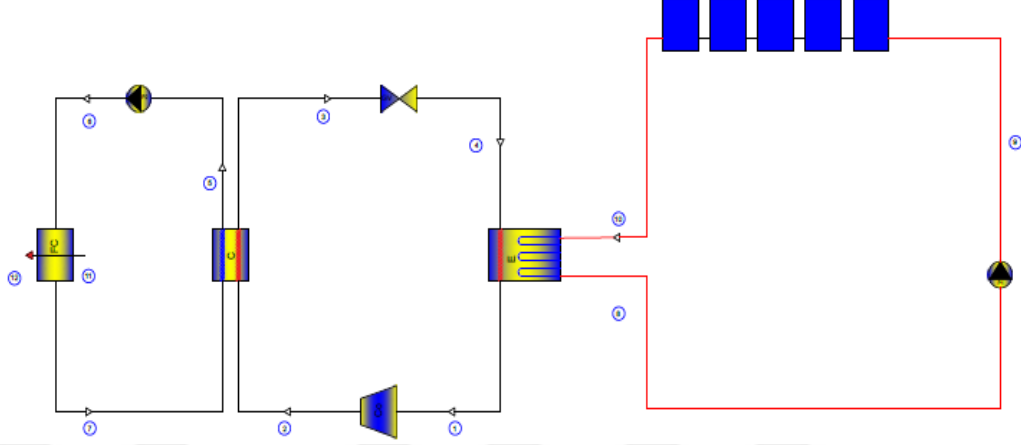
Burada I_b , R_b , I_T ve $\cos\theta$ ifadeleri güneş enerjisi hesaplamalarından elde edilebilmektedir. $(\tau\alpha)_0$ ve b ise çeşitli cam tiplerine göre Tablo 5.7.'de verilmiştir.

Tablo 5. 7. Bazı camlar için $(\tau\alpha)_0$ ve b değerleri (Koçak, 2012)

	Cam sayısı	$(\tau\alpha)_0$	b
Düşük demir oksitli cam	1	0,87	0,07
	2	0,79	0,09
Pencere camı	1	0,8	0,08
	2	0,69	0,1

5.5. Güneş Enerjisi Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi

Güneş Enerjisi Kaynaklı Isı Pompasının şematik gösterimi Şekil 5.4' te verilmiştir.



Şekil 5. 4. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası şematik gösterimi

Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sadece ısıtma modunda çalıştırılacaktır. Bölüm 4 ve Bölüm 5.4'te ısı pompası ve güneş kollektörleri için enerji ve ekserji analizi detaylı bir şekilde verildiği için bu kısımda termodinamik bağıntılar verilmemiştir.

6. ANALİZ SONUÇLARI

Bu çalışmada Kocaeli ilinde yer alan 250 m² taban alanına ve 5 metre yüksekliğe sahip bir çalışma salonunun toprak, su, hava kaynaklı ısı pompaları ile yaz ve kış durumu için enerji ve ekserji analizi ayrıca toprak kaynaklı ısı pompasına güneş enerjisi desteği eklenerek enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

6.1. Isı Yalıtım Hesabı

Mahalin teknik resim dataları ve yapı bileşenleri Şekil 3.1 ve Tablo 3.1' de verilmiştir. Isı yalıtım hesabında İZODER TS-825 hesap programı kullanılmıştır. Hesaplamalarda iki farklı yalıtım kalınlığı kullanılarak mahalin özgül ısı kaybı hesabı ve yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı hesabı yapılmıştır. Yalıtım kalınlığı mahali oluşturan bütün yapı bileşenlerinde 3 mm olduğu durumda mahalin özgül ısı kaybı 829,26 W/K, yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı ise 30,15 kWh/m³ bulunmuştur. İZODER TS-825 hesap programından hesaplanan mahal için yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı olan 22,57 kWh/m³'den büyük olduğundan dolayı mahal 3 mm yalıtım kalınlığının standartlara uygun olmadığı tespit edilmiştir. Mahali standartlara uygun hale getirmek için Tablo 3.1' de verilen yapı bileşenlerinden dış havaya açık dış duvarların yalıtım kalınlığı 5 mm üzeri açık tavan ve toprak temaslı döşemenin yalıtım kalınlığı 8 mm olarak değiştirilmiştir. Bu şekilde mahalin özgül ısı kaybı hesabı 617, 64 W/K, yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı 20,05 kWh/m³ bulunarak mahal için hesaplanan yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı 22,57 kWh/m³'den küçük olduğundan dolayı standartlara uygun olduğu tespit edilmiştir.

6.2. Isı Kaybı Hesabı

Mahalin ısı kaybı hesabı ısı yalıtım hesabında standartlara uygun olmayan ve uygun olan iki farklı yalıtım kalınlığı göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda İzmit için dış hava sıcaklığı -3 °C, iç ortam sıcaklığı ise 20 °C alınmıştır. TS 825 ısı yalıtım standartlarına uygun olan ve olmayan yalıtım kalınlıkları göz önüne alındığında ısı kaybı hesabı yapabilmek için gerekli olan yapı bileşenlerine ait ısıl geçirgenlik katsayıları Tablo 6.1 ve Tablo 6.2' de verilmiştir.

Mahalin ısı kaybı Tablo 6.3 ve Tablo 6.4' te verilmiştir. Hesaplamalar neticesinde yalıtım kalınlığını standartlara uygun hale getirdiğimizde ısı kaybında 5,545 kW azalma olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 6. 1. TS 825 standartlarına uygun olmayan yalıtım kalınlığında yapı bileşenlerine ait ısı geçirgenlik katsayıları

Yapı bileşeni	Kısaltma	Isıl geçirgenlik katsayısı U (W/m ²)
Dış duvar 1	DD1	0,61
Dış duvar 2	DD2	0,742
Dış duvar 3	DD3	0,742
Tavan	Ta	0,848
Döşeme	Dö	0,72
Pencere	ÇCP	2,3
Dış kapı	DK	4

Tablo 6. 2. TS 825 standartlarına uygun olan yalıtım kalınlığında yapı bileşenlerine ait ısı geçirgenlik katsayıları

Yapı bileşeni	Kısaltma	Isıl geçirgenlik katsayısı U (W/m ²)
Dış duvar 1	DD1	0,452
Dış duvar 2	DD2	0,521
Dış duvar 3	DD3	0,521
Tavan	Ta	0,383
Döşeme	Dö	0,355
Pencere	ÇCP	2,3
Dış kapı	DK	4

Tablo 6. 3. TS 825 standartlarına uygun olmayan yalıtım kalınlığında ısı kaybı hesabı

ISI KAYBI ÇİZELGESİ															Sayfa	
															Kat	
															Tarih	
Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Artırmalar				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan	Isıl Geçirgenlik Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Artırmsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat	Yön	Toplam	Toplam Isı İhtiyacı
					A		A	A	U	ΔT	Q	ZD	ZW	ZH	Z	QT
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	W/m ² K	K	W	%	%	%	1+%	W
DD1	B	20	11,37	4,65	52,8705	1	13,5	39,3705	0,61	23	552,368					
DD2	B	70	2,1	4,65	9,765	1	0	9,765	0,742	23	166,649					
DD3	B	70	11,37	0,35	3,9795	1	0	3,9795	0,742	23	67,9141					
ÇCP	B		4,5	3	13,5	1	0	13,5	2,3	23	714,15					
DD1	GB	20	6,53	4,65	30,3645	1	0	30,3645	0,61	23	426,014					
DD3	GB	70	6,53	0,35	2,2855	1	0	2,2855	0,742	23	39,0043					
DD1	G	20	8,09	4,65	37,6185	1	13,5	24,1185	0,61	23	338,383					
DD2	G	70	1,4	4,65	6,51	1	0	6,51	0,742	23	111,1					
DD3	G	70	8,09	0,35	2,8315	1	0	2,8315	0,742	23	48,3224					
ÇCP	G		4,5	3	13,5	1	0	13,5	2,3	23	714,15					
DD1	D	20	11,37	4,65	52,8705	1	3,75	49,1205	0,61	23	689,161					
DD2	D	70	2,1	4,65	9,765	1	0	9,765	0,742	23	166,649					
DD3	D	70	11,37	0,35	3,9795	1	0	3,9795	0,742	23	67,9141					
DK	D		1,5	2,5	3,75	1	0	3,75	4	23	345					
DD1	GD	20	6,53	4,65	30,3645	1	0	30,3645	0,61	23	426,014					
DD3	GD	70	6,53	0,35	2,2855	1	0	2,2855	0,742	23	39,0043					
DD1	K	20	14,69	4,65	68,3085	1	0	68,3085	0,61	23	958,368					
DD2	K	70	1,4	4,65	6,51	1	0	6,51	0,742	23	111,1					
DD3	K	70	14,69	0,35	5,1415	1	0	5,1415	0,742	23	87,7448					
Ta			14,69	17,018	249,994	1	0	249,994	0,848	23	4875,89					
Dö			14,69	17,018	249,994	1	0	249,994	0,72	12	2159,95					
İLETİMSEL ISI KAYBI											13104,9	7	5	-5	1,07	14022,2
HAVA SIZINTISI ISI KAYBI											15497,1					29519,3
ZAMLAR	Birleştirilmiş artırım katsayısı (ZD) I. İşletme için %7															
	Yön artırım katsayısı (ZH) güney yönü pencere için -%5															
	Kat yüksekliği artırım katsayısı (ZW) %5															
ENFİLTASYON	$Q_s = \rho_p V c_p \Delta T$															
	n: Hava değişim sayısı (kez/h)															
	p: Dış havanın yoğunluğu (0 oC'de 1,293 kg/m ³)															
	V: İstilan ortamın hacmi (m ³)															
	c _p : Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı (c _p =1000,521 J/kgC)															
ΔT: (T _i -T _d) iç ve dış hava sıcaklıklar farkı (C)																

Tablo 6. 4. TS 825 standartlara uygun olan yalıtım kalınlığında ısı kaybı hesabı

ISI KAYBI ÇİZELGESİ															Sayfa		
															Kat		
															Tarih		
Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı					Artırmalar				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan	Isıl Geçirgenlik Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Artımsız Isı Kaybı	Birleşik	Kat	Yön	Toplam	Toplam Isı İhtiyacı	
					A		A	A	U	ΔT	Q	ZD	ZW	ZH	Z	QT	
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	W/m ² K	K	W	%	%	%	1+%	W	
DD1	B	20	11,37	4,65	52,8705	1	13,5	39,3705	0,452	23	409,296						
DD2	B	70	2,1	4,65	9,765	1	0	9,765	0,521	23	117,014						
DD3	B	70	11,37	0,35	3,9795	1	0	3,9795	0,521	23	47,6863						
ÇCP	B		4,5	3	13,5	1	0	13,5	2,3	23	714,15						
DD1	GB	20	6,53	4,65	30,3645	1	0	30,3645	0,452	23	315,669						
DD3	GB	70	6,53	0,35	2,2855	1	0	2,2855	0,521	23	27,3871						
DD1	G	20	8,09	4,65	37,6185	1	13,5	24,1185	0,452	23	250,736						
DD2	G	70	1,4	4,65	6,51	1	0	6,51	0,521	23	78,0093						
DD3	G	70	8,09	0,35	2,8315	1	0	2,8315	0,521	23	33,9299						
ÇCP	G		4,5	3	13,5	1	0	13,5	2,3	23	714,15						
DD1	D	20	11,37	4,65	52,8705	1	3,75	49,1205	0,452	23	510,657						
DD2	D	70	2,1	4,65	9,765	1	0	9,765	0,521	23	117,014						
DD3	D	70	11,37	0,35	3,9795	1	0	3,9795	0,521	23	47,6863						
DK	D		1,5	2,5	3,75	1	0	3,75	4	23	345						
DD1	GD	20	6,53	4,65	30,3645	1	0	30,3645	0,452	23	315,669						
DD3	GD	70	6,53	0,35	2,2855	1	0	2,2855	0,521	23	27,3871						
DD1	K	20	14,69	4,65	68,3085	1	0	68,3085	0,452	23	710,135						
DD2	K	70	1,4	4,65	6,51	1	0	6,51	0,521	23	78,0093						
DD3	K	70	14,69	0,35	5,1415	1	0	5,1415	0,521	23	61,6106						
Ta			14,69	17,018	249,994	1	0	249,994	0,383	23	2202,2						
Dö			14,69	17,018	249,994	1	0	249,994	0,355	9	798,732						
İLETİMSEL ISI KAYBI											7922,13	7	5	-5	1,07	8476,68	
HAVA SIZINTISI ISI KAYBI											15497,1					23973,8	
ZAMLAR	Birleştirilmiş artırım katsayısı (ZD) 1. İşletme için %7																
	Yön artırım katsayısı (ZH) güney yönü pencere için -%5																
	Kat yüksekliği artırım katsayısı (ZW) %5																
ENFİLTASYON	$Q_s = n p V c_p \Delta T$																
	n: Hava değişim sayısı (kez/h)																
	p: Dış havanın yoğunluğu (0 C'de 1,293 kg/m ³)																
	V: Isıtılan ortamın hacmi (m ³)																
	c _p : Havanın sabit basınçtaki özgül ısı (c _p =1000,521 J/kgC)																
ΔT : (T _i -T _d) iç ve dış hava sıcaklıklar farkı (C)																	

6.3. Isı kazancı Hesabı

Mahalin ısı kazancı hesabı ısı yalıtım hesabında standartlara uygun olmayan ve uygun olan iki farklı yalıtım kalınlıkları göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda İzmit için yaz ayında dış hava sıcaklığı 36 °C, iç ortam sıcaklığı ise 27°C alınmıştır. Yapı bileşenlerine ait ısı iletim katsayıları Tablo 6.1 ve Tablo 6.2’ de verilmiştir. Mahalin ısı kazancı Tablo 6.5 ve Tablo 6.6’ da verilmiştir. Hesaplamalar neticesinde yalıtım kalınlığını standartlara uygun hale getirdiğimizde ısı kazancında 5,597 kW azalma olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 6. 5. TS 825 Standartlara uygun olmayan yalıtım kalınlığında ısı kazancı hesabı

ISI KAZANCI HESABI										Sayfa	
										Kat	
										Tarih	
DIŞ ORTAM SICAKLIĞI			KT	KIŞ	YAZ	İÇ ORTAM SICAKLIĞI			KT	KIŞ	YAZ
			YT	-3	36				YT	20	27
					25						19
İşlet	Yön	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkartılan Alan	Hesaba Girilen Alan	Isıl Geçirgenlik Katsayısı	CLTD	GLF	Soğutma Yüklü
		m	m	m ²		m ²	m ²	W/m ² K	° C	W/m ²	W
DD1	B	11,37	4,65	52,8705	1	13,5	39,3705	0,61	13		312,208
DD2	B	2,1	4,65	9,765	1	0	9,765	0,742	13		94,1932
DD3	B	11,37	0,35	3,9795	1	0	3,9795	0,742	13		38,3863
ÇCP	B	4,5	3	13,5	1	0	13,5	2,3		141	4378,05
DD1	GB	6,53	4,65	30,3645	1	0	30,3645	0,61	12		222,268
DD3	GB	6,53	0,35	2,2855	1	0	2,2855	0,742	12		20,3501
DD1	G	8,09	4,65	37,6185	1	13,5	24,1185	0,61	9		132,411
DD2	G	1,4	4,65	6,51	1	0	6,51	0,742	9		43,4738
DD3	G	8,09	0,35	2,8315	1	0	2,8315	0,742	9		18,9088
ÇCP	G	4,5	3	13,5	1	0	13,5	2,3		91,33	2835,8
DD1	D	11,37	4,65	52,8705	1	3,75	49,1205	0,61	13		389,526
DD2	D	2,1	4,65	9,765	1	0	9,765	0,742	13		94,1932
DD3	D	11,37	0,35	3,9795	1	0	3,9795	0,742	13		38,3863
DK	D	1,5	2,5	3,75	1	0	3,75	4	13		195
DD1	GD	6,53	4,65	30,3645	1	0	30,3645	0,61	12		222,268
DD3	GD	6,53	0,35	2,2855	1	0	2,2855	0,742	12		20,3501
DD1	K	14,69	4,65	68,3085	1	0	68,3085	0,61	7		291,677
DD2	K	1,4	4,65	6,51	1	0	6,51	0,742	7		33,8129
DD3	K	14,69	0,35	5,1415	1	0	5,1415	0,742	7		26,705
Ta		14,69	17,018	249,994	1	0	249,994	0,848	26		5511,88
Dö		14,69	17,018	249,994	1	0	249,994	0,72	7		1259,97
Toplam taşınım ve iletim yoluyla oluşan ısı kazancı											16179,8
Hava sızdırmasından oluşan ısı kazancı											1947,2
İnsanlardan olan ısı kazancı											5500
Aydınlatmadan olan ısı kazancı											7500
Toplam soğutma yükü											31127
Gizli yük çarpanı ve toplam ısı kazancı											39531,3
HAVA SIZDIRMASINDAN OLUŞAN ISI KAZANCI				$q=1,23Q\Delta T$ $Q= \frac{(ACH)V1000}{3600}$ q : Isı kazancı (W) Q : Hacimsel hava debisi (L/s) ACH : Bir saatteki hava değişim (l/h) ΔT : İç ve dış ortamlarındaki sıcaklık farkı (° C) V : Mahalin hacmi							
İNSANLARDAN OLUŞAN ISI KAZANCI				$\text{Duyulur: İnsan sayısı (kişi)*İnsandan olan ısı kazancı (W/kişi)}$ $\text{Gizli: İnsan sayısı (kişi)*İnsandan olan ısı kazancı (W/kişi)}$ $\text{Toplam: Duyulur+Gizli}$							
AYDINLATMADAN OLAN ISI KAZANCI				$q=A(AY)$ q : Isı kazancı (W) A : Alan (m ²) AY : Aydınlatma yükü (W/m ²)							
CİHAZLARDAN OLAN ISI KAZANCI				$q=Wnt$ q : Isı kazancı (W) W : Cihazın gücü (W) n : Cihaz sayısı (adet) t : Çalışma süresi (saat)							
GİZLİ YÜK ÇARPANI VE TOPLAM ISI KAZANCI				$q=(LF)*\text{Toplam soğutma yükü}$ LF : Gizli yük çarpanı							

Tablo 6. 6. TS 825 standartlara uygun yalıtım kalınlığında ısı kazancı hesabı

ISI KAZANCI HESABI										Sayfa	
										Kat	
										Tarih	
DIŞ ORTAM SICAKLIĞI			KT	KIŞ	YAZ	İÇ ORTAM SICAKLIĞI			KT	KIŞ	YAZ
			YT	-3	36				YT	20	27
					25						19
İşaret	Yön	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan	Isıl Geçirgenlik Katsayısı	CLTD	GLF	Soğutma Yüğü
				A		A	A	U	ΔT		
		m	m	m ²		m ²	m ²	W/m ² K	° C	W/m ²	W
DD1	B	11,37	4,65	52,8705	1	13,5	39,3705	0,452	13		231,341
DD2	B	2,1	4,65	9,765	1	0	9,765	0,521	13		66,1383
DD3	B	11,37	0,35	3,9795	1	0	3,9795	0,521	13		26,9532
ÇCP	B	4,5	3	13,5	1	0	13,5	2,3		141	4378,05
DD1	GB	6,53	4,65	30,3645	1	0	30,3645	0,452	12		164,697
DD3	GB	6,53	0,35	2,2855	1	0	2,2855	0,521	12		14,2889
DD1	G	8,09	4,65	37,6185	1	13,5	24,1185	0,452	9		98,1141
DD2	G	1,4	4,65	6,51	1	0	6,51	0,521	9		30,5254
DD3	G	8,09	0,35	2,8315	1	0	2,8315	0,521	9		13,2769
ÇCP	G	4,5	3	13,5	1	0	13,5	2,3		91,33	2835,8
DD1	D	11,37	4,65	52,8705	1	3,75	49,1205	0,452	13		288,632
DD2	D	2,1	4,65	9,765	1	0	9,765	0,521	13		66,1383
DD3	D	11,37	0,35	3,9795	1	0	3,9795	0,521	13		26,9532
DK	D	1,5	2,5	3,75	1	0	3,75	4	13		195
DD1	GD	6,53	4,65	30,3645	1	0	30,3645	0,452	12		164,697
DD3	GD	6,53	0,35	2,2855	1	0	2,2855	0,521	12		14,2889
DD1	K	14,69	4,65	68,3085	1	0	68,3085	0,452	7		216,128
DD2	K	1,4	4,65	6,51	1	0	6,51	0,521	7		23,742
DD3	K	14,69	0,35	5,1415	1	0	5,1415	0,521	7		18,7511
Ta		14,69	17,018	249,994	1	0	249,994	0,383	26		2489,44
Dö		14,69	17,018	249,994	1	0	249,994	0,355	7		621,236
Toplam taşınım ve iletim yoluyla oluşan ısı kazancı											11984,2
Hava sızdırmasından oluşan ısı kazancı											1947,2
İnsanlardan olan ısı kazancı											5500
Aydınlatmadan olan ısı kazancı											7500
Toplam soğutma yükü											26931,4
Gizli yük çarpanı ve toplam ısı kazancı											33933,6
HAVA SIZDIRMASINDAN OLUŞAN ISI KAZANCI				q=1,23QΔT							
				$Q = \frac{(ACH)V1000}{3600}$							
				q: Isı kazancı (W)							
				Q: Hacimsel hava debisi (L/s)							
				ACH: Bir saatteki hava değişim (l/h)							
İNSANLARDAN OLUŞAN ISI KAZANCI				ΔT: İç ve dış ortamarasındaki sıcaklık farkı (° C)							
				V: Mahalın hacmi							
				Duyulur: İnsan sayısı (kişi)*İnsandan olan ısı kazancı (W/kişi)							
				Gizli: İnsan sayısı (kişi)*İnsandan olan ısı kazancı (W/kişi)							
				Toplam: Duyulur+Gizli							
AYDINLATMADAN OLAN ISI KAZANCI				q=A(AY)							
				q: Isı kazancı (W)							
				A: Alan (m ²)							
CİHAZLARDAN OLAN ISI KAZANCI				AY: Aydınlatma yükü (W/m ²)							
				q=Wnt							
				q: Isı kazancı (W)							
				W: Cihazın gücü (W)							
GİZLİ YÜK ÇARPANI VE TOPLAM ISI KAZANCI				n: Cihaz sayısı (adet)							
				t: Çalışma süresi (saat)							
				q=(LF)*Toplam soğutma yükü							
				LF: Gizli yük çarpanı							

6.4. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kış Durumu

Toprak kaynaklı ısı pompası ısıtma durumunda soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası devresi, toprak altı devresi ve fancoil devresi olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Sistem boyunca ısı alışverişi, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Soğutucu akışkan evaporatör ve kondensere sabit basınçta geçmektedir. Çevrim bileşenlerinde basınç kaybı ihmal edilmiştir. Kompresör ve pompa izentropik verimleri sırasıyla 0,80 ve 0,85'dir. Isı pompası devresinde soğutucu akışkan 0 °C'de doymuş buhar olarak evaporatörden çıkıp kompresöre girmektedir. Kompresörden kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan kondensere girerek 45 °C doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. 45 °C'de doymuş sıvı fazında genleşme valfine giren soğutucu akışkan genleşme valfi çıkışında 0 °C'de sıvı-buhar karışımında çıkmakta ve evaporatöre girmektedir. Isı pompası devresinde dolaşan soğutucu akışkan R-410A'dır. Toprak altı sistem 0,91 m derinlikte yatay olarak gömülmüştür. Toprak altı sistemde ¾ inc polietilen boru kullanılmıştır ve boru direnci 0,17 toprak direnci 1,38 bulunmuştur. Toplam boru uzunluğu 323,3 metre hesaplanmıştır. Yıl boyu toprak sıcaklığı ortalama 15,8 °C alınmıştır. Sistemde dolaşan akışkan sudur. Su 3°C'de evaporatörden çıkıp toprak ısı değiştiricisine girmekte topraktan ısıyı aldıktan sonra 7,1 °C'de evaporatöre girmektedir. Fancoil devresinde dolaşan akışkan da sudur. Su kondensere ısıyı aldıktan sonra 50 °C'de fancoile girmekte 40 °C'de fancoilden çıkmaktadır. Mahalin ısı kaybını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır. Sisteme ait düğüm nokta analizi, seçilen ısı pompası, fancoile ait teknik özellikler, sistemi oluşturan elemanların ısı kapasiteleri ve ekserji yıkım miktarları sırasıyla Tablo 6.7, Tablo 6.8, Tablo 6.9, Tablo 6.10 ve Tablo 6.11'de verilmiştir.

Tablo 6. 7. Isı pompası teknik özellikleri

Marka	RESTHERMA		1 ADET
Model	IP42SS		
ISITMA	Nominal kapasite	kW	42
	Çekilen güç	kW	8,2
	COP	W/W	5,12
	Çalışma sıcaklık aralığı	° C	- 5 / + 45
	Maksimum çıkış suyu sıcaklığı	° C	55
	Soğutucu akışkan		R410A

Tablo 6. 8. TKIP kış durumu düğüm nokta analizi

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütleli debi (kg/s)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Özgül entropi (kJ/kgK)	Özgül ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	0	R-410A	0,1277	281,4	1,048	68,35
2	2724	69,39	R-410A	0,1277	323,3	1,073	102,9
3	2724	45	R-410A	0,1277	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,1277	135,4	0,5137	81,78
5	600	50	Su	0,5741	209,8	0,7035	4,652
6	629,2	50	Su	0,5741	209,9	0,7035	4,682
7	600	40	Su	0,5741	168	0,5721	2,027
8	796,1	3	Su	1,083	13,41	0,04593	4,273
9	713,6	7,1	Su	1,083	30,54	0,1078	2,956
10	796,1	7,1	Su	1,083	30,64	0,1078	3,038
11	101,325	20	Hava	0,479	293,5	5,678	0
12	101,325	32,45	Hava	0,479	306,1	5,72	0,259

Tablo 6. 9. Fancoil teknik özellikleri

Marka	ÜNTES		4 ADET
Model	936		
ISITMA	Hava debisi	kg/s	0,479
	Isıtma kapasitesi	kW	8,8
	Basınç kaybı	kPa	7,3

Tablo 6. 10. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri

Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondenser	24
Evaporatör	18,65
TID	18,54
COP _{ısıpompası}	4,485
COP _{sistem}	2,09
Kompresör	5,351
Pompa 1	0,1051
Pompa 2	0,01996
Fancoil fanı	6,005

Tablo 6.10.'da sistem elemanlarının ısı kapasite değerleri gösterilmekte olup, ısı pompası sisteminin COP değeri 4,485 iken toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin genel COP değeri ise 2,09' dur.

Tablo 6. 11. Sistem elemanlarının ekserji yıkımları

Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	0,1606
Evaporatör	0,3762
Genleşme valfi	1,03
Kompresör	0,9399
Toprak ısı değiştirici	0,8422
Pompa 1	0,01677
Pompa 2	0,002762
Fancoil	0,257
Fancoil fanı	5,881
Toplam	9,506

Tablo 6.11' de en yüksek ve en düşük ekserji yıkımı fancoil fanı ve pompa 2' ye ait olduğu görölmektedir. Sistemin toplam ekserji yıkımı ise 9,506 kW'tır.

6.5. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Yaz Durumu

Toprak kaynaklı ısı pompası soğutma durumunda soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası devresi, toprak altı devresi ve fancoil devresi olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Sistem boyunca ısı alışverişi, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Soğutucu akışkan evaporatör ve kondenserden sabit basınçta geçmektedir. Çevrim bileşenlerinde basınç kaybı ihmal edilmiştir. Kompresör ve pompa izentropik verimleri sırasıyla 0,80 ve 0,85'dir. Isı pompası devresinde soğutucu akışkan 0 °C'de doymuş buhar olarak evaporatörden çıkıp kompresöre girmektedir. Kompresörden kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan kondensere girerek 45 °C doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. 45 °C'de doymuş sıvı fazında genleşme valfine giren soğutucu akışkan genleşme valfi çıkışında 0 °C'de sıvı-buhar karışımında evaporatöre girmektedir. Isı pompası devresinde dolaşan soğutucu akışkan R-410A'dır. Toprak altı sistem 0,91 m derinlikte yatay olarak gömülmüştür. Toprak altı sistemde 3/4 inc polietilen boru kullanılmıştır ve boru direnci 0,17 toprak direnci 1,38 bulunmuştur. Toplam boru uzunluğu 327,4 metre hesaplanmıştır. Yıl boyu toprak sıcaklığı ortalama 15,8 °C alınmıştır. Sistemde dolaşan akışkan sudur.

Su 33,75 °C’de kondenserden çıkıp toprak ısı değiştiricisine girmekte toprağa ısısını attıktan sonra 29,65 °C’de kondensere girmektedir. Fancoil devresinde dolaşan akışkan da sudur. Su evaporatöre ısısını attıktan sonra 7°C’ de fancoile girmekte 12°C’de fancoilden çıkmaktadır. Mahalin ısı kazancını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır. Sisteme ait düğüm nokta analizi, seçilen ısı pompası, fancoile ait teknik özellikler, sistem elemanlarının ısıl kapasiteleri ve ekserji yıkım miktarları sırasıyla Tablo 6.12, Tablo 6.13, Tablo 6.14, Tablo 6.15 ve Tablo 6.16’ da verilmiştir.

Tablo 6. 12. TKIP yaz durumu düğüm nokta analizi

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütleli debi (kg/s)	Özgöl entalpi (kJ/kg)	Özgöl entropi (kJ/kgK)	Özgöl ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	0	R-410A	0,2328	281,4	1,048	68,35
2	2724	69,39	R-410A	0,2328	323,3	1,073	102,9
3	2724	45	R-410A	0,2328	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,2328	135,4	0,5137	81,78
5	600	7	Su	1,624	30,01	0,1063	2,87
6	687,7	7	Su	1,624	30,11	0,1064	2,956
7	600	12	Su	1,624	50,94	0,1804	1,721
8	796,1	33,75	Su	2,555	142,1	0,4877	1,223
9	725,5	29,65	Su	2,555	124,9	0,4315	0,776
10	796,1	29,65	Su	2,555	124,9	0,4315	0,8471
11	101,325	27	Hava	0,479	300,6	5,702	0,08282
12	101,325	9,458	Hava	0,479	282,9	5,641	0,1955

Tablo 6. 13. Isı pompası teknik özellikleri

Marka	RESTHERMA		1 ADET
Model	IP42SS		
SOĞUTMA	Nominal kapasite	kW	34
	Çekilen güç	kW	7,82
	EER	W/W	4,35
	Çalışma sıcaklık aralığı	° C	+ 10 / + 43
	Minumum çıkış suyu sıcaklığı	° C	7
	Soğutucu akışkan	R410A	

Tablo 6. 14. Fancoil teknik özellikleri

Marka	ÜNTES		4 ADET
Model	936		
SOĞUTMA	Hava debisi	kg/s	0,479
	Isıtma kapasitesi	kW	8,15
	Basınç kaybı	kPa	21,925

Tablo 6. 15. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri

Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondenser	43,76
Evaporatör	34
TID	43,97
COP _{ısıpompası}	3,48
COP _{sistem}	1,83
Kompresör	9,756
Pompa 1	0,2131
Pompa 2	0,1676
Fancoil fanı	8,458

Tablo 6.15’ te sistem elemanlarının ısı kapasite değerleri gösterilmekte olup, ısı pompası sisteminin COP değeri 3,48 iken toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değeri ise 1,83’ tür.

Tablo 6. 16. Sistem elemanlarının ekserji yıkımları

Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	2,079
Evaporatör	1,259
Genleşme valfi	1,878
Kompresör	1,714
Toprak ısı değiştirici	2,527
Pompa 1	0,03148
Pompa 2	0,02676
Fancoil	0,4476
Fancoil fanı	8,404
Toplam	18,37

Tablo 6.16’ da en yüksek ve en düşük ekserji yıkımı fancoil fanı ile pompa 2’ ye ait olduğu görülmektedir. Sistemin toplam ekserji yıkımı ise 18,37 kW’tır.

6.6. Su Kaynaklı Isı Pompası Kış Durumu

Su kaynaklı ısı pompası ısıtma durumunda soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası devresi, su altı devresi ve fancoil devresi olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Sistem boyunca ısı alışverişi, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Soğutucu akışkan evaporatör ve kondensere sabit basınçta geçmektedir. Çevrim bileşenlerinde basınç kaybı ihmal edilmiştir. Kompresör ve pompa izentropik verimleri sırasıyla 0,80 ve 0,85'dir. Isı pompası devresinde soğutucu akışkan 0 °C'de doymuş buhar olarak evaporatörden çıkıp kompresöre girmektedir. Kompresörden kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan kondensere girerek 45 °C doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. 45 °C'de doymuş sıvı fazında genleşme valfine giren soğutucu akışkan genleşme valfi çıkışında 0 °C'de sıvı-buhar karışımında çıkmakta ve evaporatöre girmektedir. Isı pompası devresinde dolaşan soğutucu akışkan R-410A'dır. Su altı ısı değiştiricisinde dolaşan akışkan sudur. Su 10 °C'de evaporatörden çıkıp su altı ısı değiştiricisine girmekte sudan ısısını aldıktan sonra 14,1 °C'de evaporatöre girmektedir. Fancoil devresinde dolaşan akışkan da sudur. Su kondensere ısıyı aldıktan sonra 50 °C'de fancoile girmekte 40 °C'de fancoilden çıkmaktadır. Mahalin ısı kaybını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır. Sisteme ait düğüm nokta analizi ve sistemi oluşturan elemanların ısı kapasiteleri ve ekserji yıkım miktarları sırasıyla Tablo 6.17, Tablo 6.18 ve Tablo 6.19'da verilmiştir. Sistemde kullanılan ısı pompası ve fancoil toprak kaynaklı ısı pompası ile aynıdır.

Tablo 6. 17. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri

Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondenser	24
Evaporatör	18,65
SID	17,77
$COP_{\text{ısıpompası}}$	4,485
COP_{sistem}	1,95
Kompresör	5,351
Pompa 1	0,8817
Pompa 2	0,01996
Fancoil fanı	6,005

Tablo 6.18’ te sistem elemanlarının ısı kapasite değerleri gösterilmekte olup, ısı pompası sisteminin COP değeri 4,485 iken su kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değeri ise 1,95’ tir.

Tablo 6. 18. SKIP kış durumu düğüm nokta analizi

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütleli debi (kg/s)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Özgül entropi (kJ/kgK)	Özgül ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	0	R-410A	0,1277	281,4	1,048	68,35
2	2724	69,39	R-410A	0,1277	323,3	1,073	102,9
3	2724	45	R-410A	0,1277	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,1277	135,4	0,5137	81,78
5	600	50	Su	0,5741	209,8	0,7035	4,652
6	629,2	50	Su	0,5741	209,9	0,7035	4,682
7	600	40	Su	0,5741	168	0,5721	2,027
8	796,1	10	Su	1,078	42,76	0,1509	2,33
9	101,3	14,1	Su	1,078	59,25	0,2111	0,8544
10	796,1	14,1	Su	1,078	60,06	0,2116	1,545
11	101,325	20	Hava	0,479	293,5	5,678	0
12	101,325	32,45	Hava	0,479	306,1	5,72	0,259

Tablo 6. 19. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı

Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	0,1606
Evaporatör	0,8679
Genleşme valfi	1,03
Kompresör	0,9399
Su altı ısı değiştirici	0,9736
Pompa 1	0,1374
Pompa 2	0,002762
Fancoil	0,257
Fancoil fanı	5,881
Toplam	10,25

Tablo 6.19’ da en yüksek ve en düşük ekserji yıkımı fancoil fanı ve pompa 2’ de olduğu görülmektedir. Sistemin toplam ekserji yıkımı ise 10,25 kW’ tir.

6.7. Su Kaynaklı Isı Pompası Yaz Durumu

Su kaynaklı ısı pompası soğutma durumunda soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası devresi, su altı devresi ve fancoil devresi olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Sistem boyunca ısı alışverişi, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Soğutucu akışkan evaporatör ve kondensere sabit basınçta geçmektedir. Çevrim bileşenlerinde basınç kaybı ihmal edilmiştir. Kompresör ve pompa izentropik verimleri sırasıyla 0,80 ve 0,85'dir. Isı pompası devresinde soğutucu akışkan 0 °C'de doymuş buhar olarak evaporatörden çıkıp kompresöre girmektedir. Kompresörden kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan kondensere girerek 45 °C doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. 45 °C'de doymuş sıvı fazında genleşme valfine giren soğutucu akışkan genleşme valfi çıkışında 0 °C'de sıvı-buhar karışımında evaporatöre girmektedir. Isı pompası devresinde dolaşan soğutucu akışkan R-410A'dır. Su altı ısı değiştiricide dolaşan akışkan sudur. Su 21,1 °C'de kondensere çıkıp su altı ısı değiştiricisine girmekte suya ısısını attıktan sonra 17 °C'de kondensere girmektedir. Fancoil devresinde dolaşan akışkan da sudur. Su evaporatöre ısısını attıktan sonra 7 °C'de fancoile girmekte 12 °C'de fancoilden çıkmaktadır. Mahalin ısı kazancını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır. Sisteme ait düğüm nokta analizi, sistemi oluşturan elemanların ısı kapasiteleri ve ekserji yıkım miktarları sırasıyla Tablo 6.20, Tablo 6.21 ve Tablo 6.22' te verilmiştir. Sistemde kullanılan ısı pompası ve fancoil toprak kaynaklı ısı pompası ile aynıdır.

Tablo 6. 20. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri

Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondenser	43,76
Evaporatör	34
SID	45,86
$COP_{\text{ısıpompası}}$	3,485
COP_{sistem}	1,659
Kompresör	9,756
Pompa 1	2,109
Pompa 2	0,1676
Fancoil fanı	8,458

Tablo 6.21’ de sistem elemanlarının ısı kapasite değerleri gösterilmekte olup ısı pompası sisteminin COP değeri 3,485 iken su kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değeri ise 1,659’dur.

Tablo 6. 21. SKIP yaz durumu düğüm nokta analizi

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütleli debi (kg/s)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Özgül entropi (kJ/kgK)	Özgül ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	0	R-410A	0,2328	281,4	1,048	68,35
2	2724	69,39	R-410A	0,2328	323,3	1,073	102,9
3	2724	45	R-410A	0,2328	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,2328	135,4	0,5137	81,78
5	600	7	Su	1,624	30,01	0,1063	2,87
6	687,7	7	Su	1,624	30,11	0,1064	2,956
7	600	12	Su	1,624	50,94	0,1804	1,721
8	796,1	21,1	Su	2,76	89,18	0,3117	0,8043
9	725,5	17	Su	2,576	71,38	0,2532	0,4572
10	796,1	17	Su	2,576	72,2	0,2536	1,149
11	101,325	27	Hava	0,479	300,6	5,702	0,08282
12	101,325	9,458	Hava	0,479	282,9	5,641	0,1955

Tablo 6. 22. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı

Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	3,929
Evaporatör	1,259
Genleşme valfi	1,878
Kompresör	1,714
Su altı ısı değiştirici	2,159
Pompa 1	0,3253
Pompa 2	0,02676
Fancoil	0,4476
Fancoil fanı	8,404
Toplam	20,14

Tablo 6.22’ de en yüksek ve en düşük ekserji yıkımı fancoil fanı ve pompa 2’ de olduğu görülmektedir. Sistemin toplam ekserji yıkımı ise 20,14 kW’tır.

6.8. Hava Kaynaklı Isı Pompası Kış Durumu

Hava kaynaklı ısı pompası ısıtma durumunda soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası devresi ve fancoil devresi olmak üzere iki ana kısımdan oluşmaktadır. Sistem boyunca ısı alışverişi, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Soğutucu akışkan evaporatör ve kondenserden sabit basınçta geçmektedir. Çevrim bileşenlerinde basınç kaybı ihmal edilmiştir. Kompresör ve pompa izentropik verimleri sırasıyla 0,80 ve 0,85'dir. Isı pompası devresinde soğutucu akışkan 0 °C'de doymuş buhar olarak evaporatörden çıkıp kompresöre girmektedir. Kompresörden kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan kondensere girerek 45 °C doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. 45 °C'de doymuş sıvı fazında genişleme valfine giren soğutucu akışkan genişleme valfi çıkışında 0°C'de sıvı-buhar karışımında çıkmakta ve evaporatöre girmektedir. Isı pompası devresinde dolaşan soğutucu akışkan R-410A'dır. Evaporatör fanına 7 °C dış hava sıcaklığı girmekte 2,9 ° C olarak çıkmaktadır. Fancoil devresinde dolaşan akışkan sudur. Su kondenserden ısıyı aldıktan sonra 50 °C' de fancoile girmekte 40 °C'de fancoilden çıkmaktadır. Mahalin ısı kaybını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır. Sisteme ait düğüm nokta analizi, seçilen ısı pompası, sistemi oluşturan elemanların ısı kapasiteleri ve ekserji yıkım miktarları sırasıyla Tablo 6.23, Tablo 6.24, Tablo 6.25 ve Tablo 6.26' da verilmiştir. Sistemde kullanılan fancoiller diğer sistemler ile aynıdır.

Tablo 6. 23. Isı pompası teknik özellikleri

Marka	RESTHERMA		2 ADET
Model	IP28HS		
ISITMA	Nominal kapasite	kW	28
	Çekilen güç	kW	6,88
	COP	W/W	4,07
	Çalışma sıcaklık aralığı	° C	- 15 / + 45
	Maksimum Çıkış suyu sıcaklığı	° C	55
	Soğutucu Akışkan	R410A	

Tablo 6. 24. HKIP kış durumu düğüm nokta analizi

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütleli debi (kg/s)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Özgül entropi (kJ/kgK)	Özgül ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	0	R-410A	0,1277	281,4	1,048	68,35
2	2724	69,39	R-410A	0,1277	323,3	1,073	102,9
3	2724	45	R-410A	0,1277	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,1277	135,4	0,5137	81,78
5	600	50	Su	0,5741	209,8	0,7035	4,652
6	629,2	50	Su	0,5741	209,9	0,7035	4,682
7	600	40	Su	0,5741	168	0,5721	2,027
8	101,325	7	Hava	4,52	280,4	5,633	0,299
9	101,325	2,9	Hava	4,52	276,3	5,618	0,5224
10	101,325	20	Hava	0,479	293,5	5,678	0
11	101,325	32,45	Hava	0,479	306,1	5,72	0,259

Tablo 6. 25. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri

Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondenser	24
Evaporatör	18,65
Kompresör	5,351
$COP_{\text{ısıpompa}}$	4,485
COP_{sistem}	0,80
Pompa	0,01996
Evaporatör fanı	18,65
Fancoil fanı	6,005

Tablo 6.25' te sistem elemanlarının ısı kapasite değerleri gösterilmekte olup, ısı pompası sisteminin COP değeri 4,485 iken su kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değeri ise 0,80'dir.

Tablo 6. 26. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı

Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	0,1606
Evaporatör	0,7043
Genleşme valfi	1,03
Kompresör	0,9399
Pompa	0,002762
Evaporatör fanı	17,64
Fancoil	0,257
Fancoil fanı	5,881
Toplam	26,61

Tablo 6.26’ da en yüksek ve en düşük ekserji yıkımı evaporatör fanı ve pompada olduğu görülmektedir. Sistemin toplam ekserji yıkımı ise 26,61 kW’ tır.

6.9. Hava Kaynaklı Isı Pompası Yaz Durumu

Hava kaynaklı ısı pompası ısıtma durumunda soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası devresi ve fancoil devresi olmak üzere iki ana kısımdan oluşmaktadır. Sistem boyunca ısı alışverişi, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Soğutucu akışkan evaporatör ve kondenserden sabit basınçta geçmektedir. Çevrim bileşenlerinde basınç kaybı ihmal edilmiştir. Kompresör ve pompa izentropik verimleri sırasıyla 0,80 ve 0,85’dir. Isı pompası devresinde soğutucu akışkan 0 °C’de doymuş buhar olarak evaporatörden çıkıp kompresöre girmektedir. Kompresörden kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan kondensere girerek 45 °C doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. 45 °C’de doymuş sıvı fazında genleşme valfine giren soğutucu akışkan genleşme valfi çıkışında 0 °C’de sıvı-buhar karışımında çıkmakta ve evaporatöre girmektedir. Isı pompası devresinde dolaşan soğutucu akışkan R-410A’dır. Kondenser fanına 35 °C dış hava sıcaklığı girmekte 39,1 °C olarak çıkmaktadır. Fancoil devresinde dolaşan akışkan sudur. Su evaporatöre ısıyı attıktan sonra 7 °C’ de fancoile girmekte 12 °C’de fancoilden çıkmaktadır. Mahalin ısı kaybını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır. Sisteme ait düğüm nokta analizi, seçilen ısı pompası ve sistemi oluşturan elemanların ısı kapasiteleri ve ekserji yıkım miktarları sırasıyla Tablo 6.27, Tablo 6.28, Tablo 6.29 ve Tablo 6.30’ da verilmiştir. Sistemde kullanılan fancoiller diğer sistemler ile aynıdır.

Tablo 6. 27. HKIP yaz durumu düğüm nokta analizi

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütleli debi (kg/s)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Özgül entropi (kJ/kgK)	Özgül ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	0	R-410A	0,2602	281,4	1,048	68,35
2	2724	69,39	R-410A	0,2602	323,3	1,073	102,9
3	2724	45	R-410A	0,2602	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,2602	135,4	0,5137	81,78
5	600	7	Su	1,72	30,01	0,1063	2,87
6	687,7	7	Su	1,72	30,11	0,1064	2,956
7	600	12	Su	1,72	50,94	0,1804	1,721
8	101,325	35	Hava	11,22	308,6	5,729	0,3736
9	101,325	39,1	Hava	11,22	312,8	5,742	0,6005
10	101,325	27	Hava	0,479	300,6	5,702	0,08282
11	101,325	7,394	Hava	0,479	280,8	5,634	0,2809

Tablo 6. 28. Isı pompası teknik özellikleri

Marka	RESTHERMA		2 ADET
Model	IP28HS		
ISITMA	Nominal kapasite	kW	18
	Çekilen güç	kW	7,37
	EER	W/W	2,44
	Çalışma sıcaklık aralığı	° C	+ 25 / + 43
	Minumum Çıkış suyu sıcaklığı	° C	7
	Soğutucu Akışkan	R410A	

Tablo 6. 29. Sistemi oluşturan elemanların ısı kapasiteleri

Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondenser	43,76
Evaporatör	34
Kompresör	9,756
COP _{ısıpompası}	3,485
COP _{sistem}	0,55
Pompa	0,1676
Kondenser fanı	43,76
Fancoil fanı	8,458

Tablo 6.29’da sistem elemanlarının ısı kapasite değerleri gösterilmekte olup, ısı pompası sisteminin COP değeri 3,485 iken su kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değeri ise 0,55’dir.

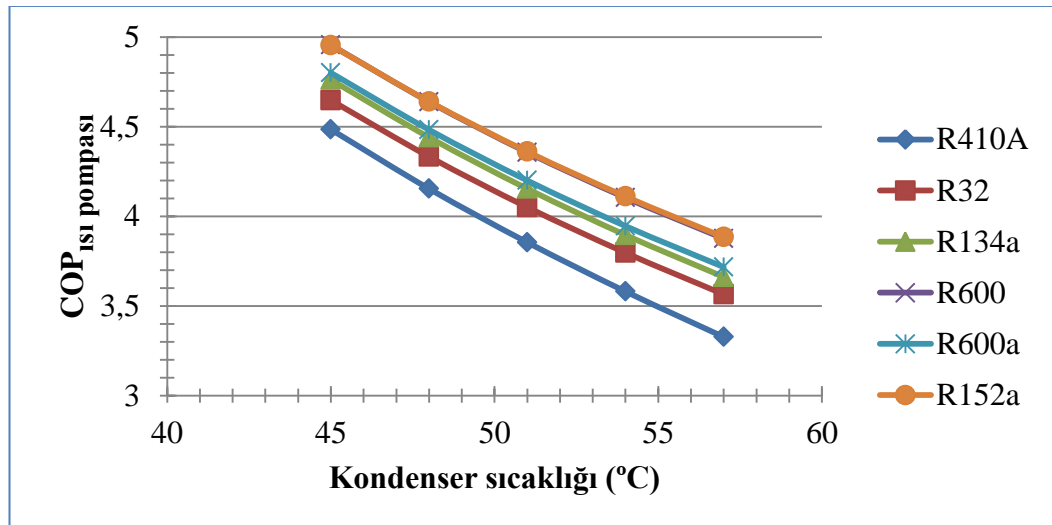
Tablo 6. 30. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı

Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	0,6356
Evaporatör	1,259
Genleşme valfi	1,878
Kompresör	1,714
Pompa	0,02676
Kondenser fanı	41,35
Fancoil	0,4476
Fancoil fanı	8,404
Toplam	55,72

Tablo 6.30’ da en yüksek ve en düşük ekserji yıkımı kondenser fanı ve pompada olduğu görülmektedir. Sistemin toplam ekserji yıkımı ise 55,72 kW’tır.

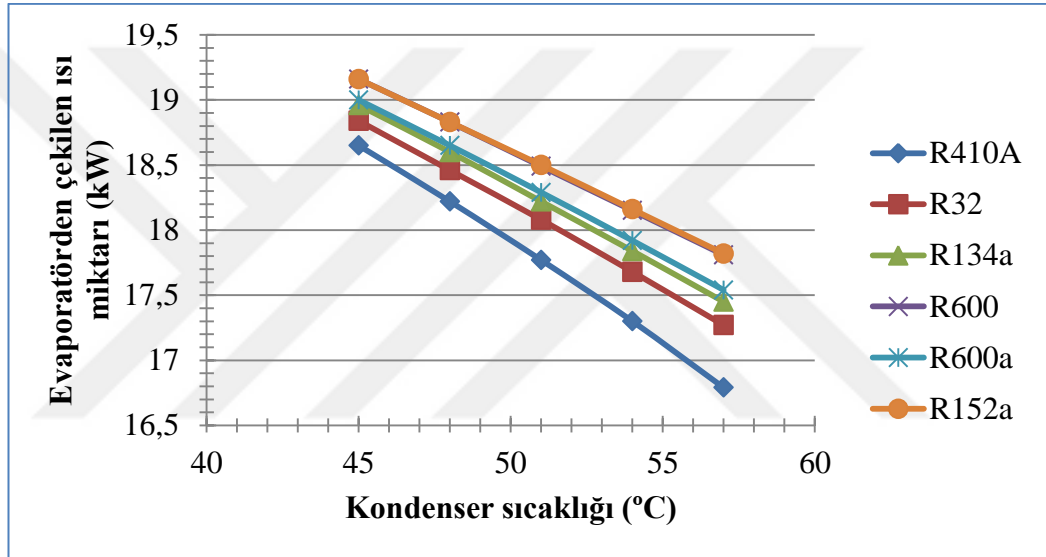
6.10. Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Toprak, Su ve Hava Kaynaklı Isı Pompalarının Termodinamik Analizi

Toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompalarının R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanları için termodinamik analizi yapılmıştır. Analiz sonuçları grafikler halinde paylaşılmıştır.



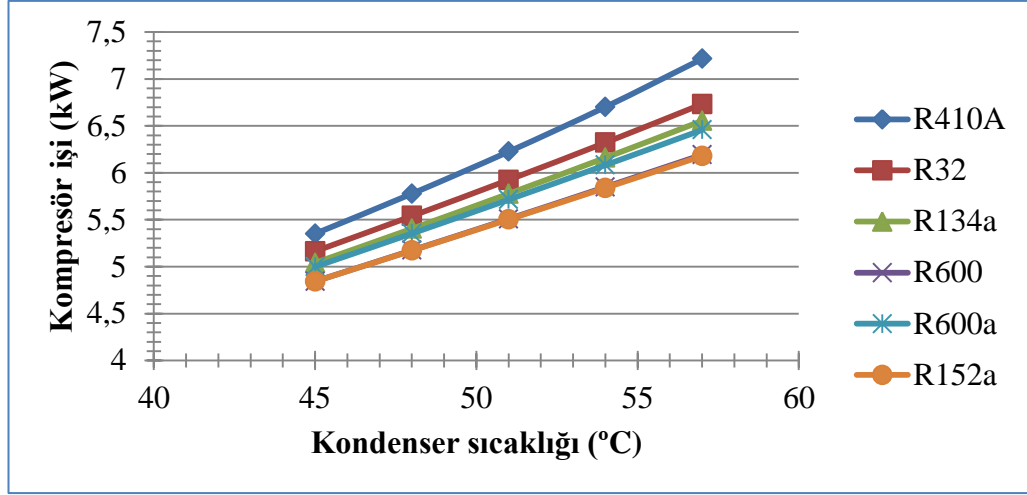
Şekil 6. 1. Kondenser sıcaklığı-COP değişimi

Şekil 6.1’ de Toprak-Su-Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin temel çevrimi olan ısı pompası çevriminin ısıtma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı kondenser sıcaklıklarındaki COP değişimi gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin COP değeri düşmektedir. 45 °C kondenser sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek COP değeri 4,956 ile R600 soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 4,955 ile R152a, 4,801 ile R600a, 4,762 ile R134a ve 4,648 ile R32 soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük COP değerine ise 4,485 ile R410A soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.1’ de görülmektedir.



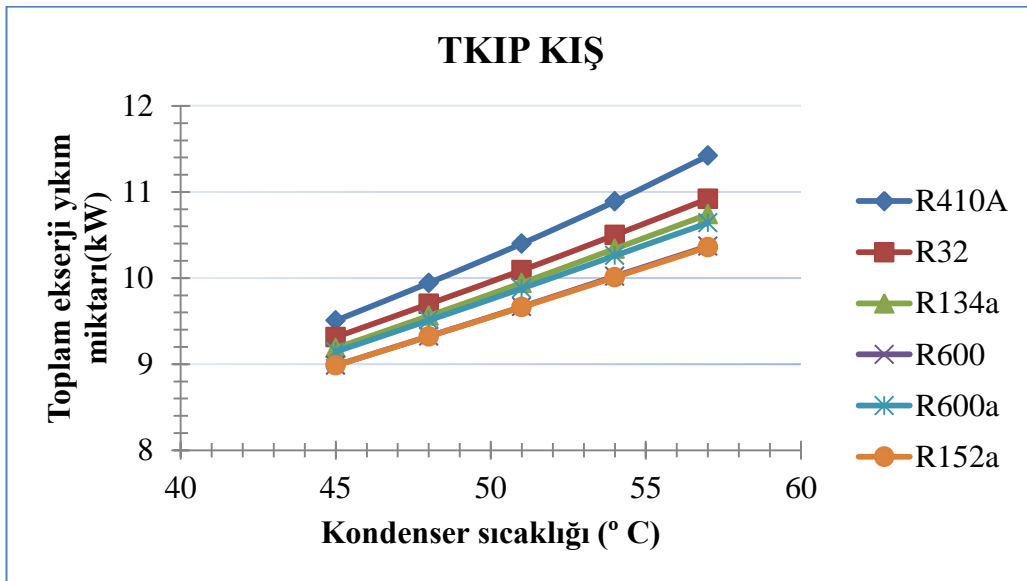
Şekil 6. 2. Kondenser sıcaklığı-Evaporatörden çekilen ısı değişimi

Şekil 6.2’ de Toprak-Su-Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin temel çevrimi olan ısı pompası çevriminin ısıtma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı kondenser sıcaklıklarındaki evaporatörden çekilen ısı miktarı değişimi gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminde evaporatörden çekilen ısı miktarı azalmaktadır. 45 °C kondenser sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek evaporatörden çekilen ısı miktarının 19,16 kW ile R600 ve R152a soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 19 kW ile 600a, 18,96 kW ile R134a ve 18,84 kW ile R32 soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük evaporatörden çekilen ısı miktarı ise 18,65 kW ile R410A soğutucu akışkanı olduğu Şekil 6.2’ de görülmektedir.



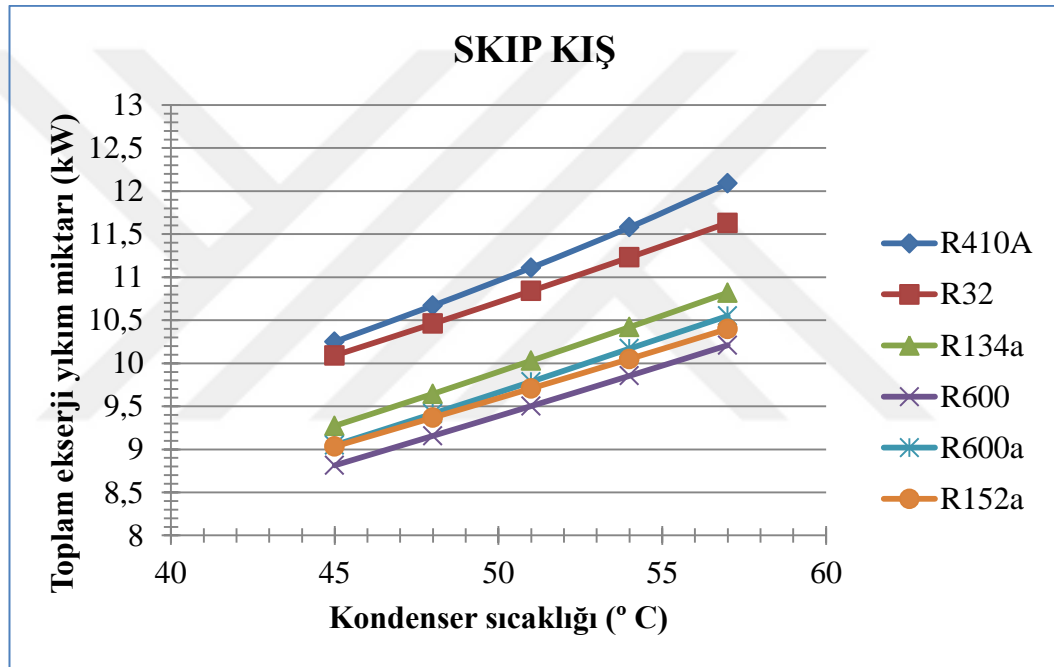
Şekil 6. 3. Kondenser sıcaklığı-Kompresör işi değişimi

Şekil 6.3' te Toprak-Su-Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin temel çevrimi olan ısı pompası çevriminin ısıtma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı kondenser sıcaklıklarındaki kompresör işi değişimi gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminde kompresör sıkıştırma işi artmaktadır. 45 °C kondenser sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek kompresör işi miktarı 5,351 kW ile R410A soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 5,163 kW ile R32, 5,04 kW ile R134a ve 4,999 kW ile R600a soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük kompresör işi miktarı ise 4,843 kW ile R600 ve R152a soğutucu akışkanı olduğu Şekil 6.3' te görülmektedir.



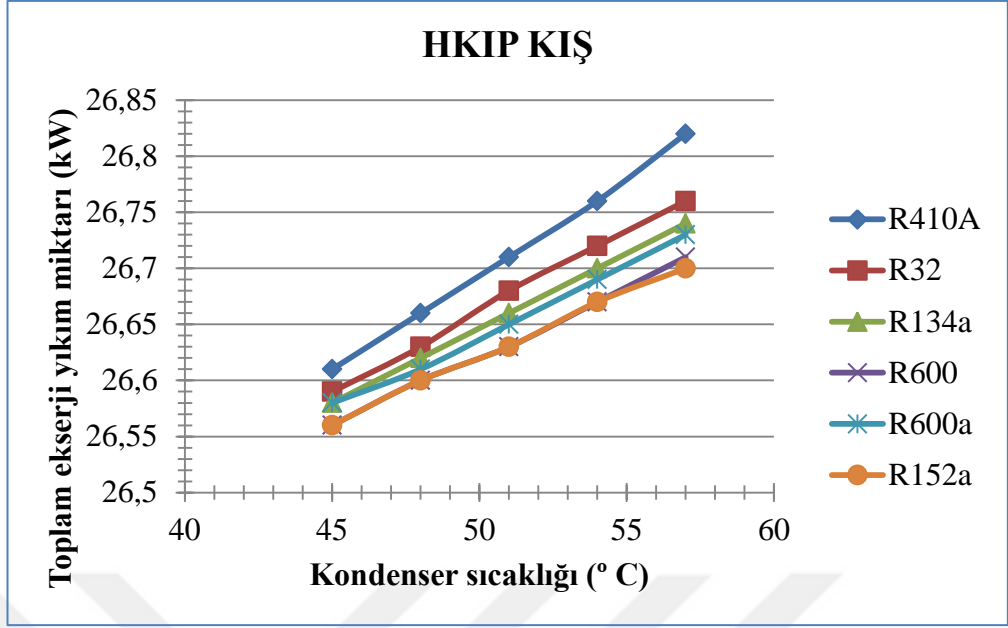
Şekil 6. 4. Kondenser sıcaklığı-TKIP toplam ekserji yıkım miktarı değişimi

Şekil 6.4' te toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı kondenser sıcaklıklarında toplam ekserji yıkım değişimi gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin toplam ekserji yıkımı artmaktadır. 45 °C kondenser sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek toplam ekserji yıkım miktarı 9,506 kW ile R410A soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 9,314 kW ile R32, 9,187 kW ile R134a ve 9,145 kW ile R600a soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük toplam ekserji miktarı ise 8,985 kW ile R152a ve R600 soğutucu akışkanı olduğu Şekil 6.4' te görülmektedir.



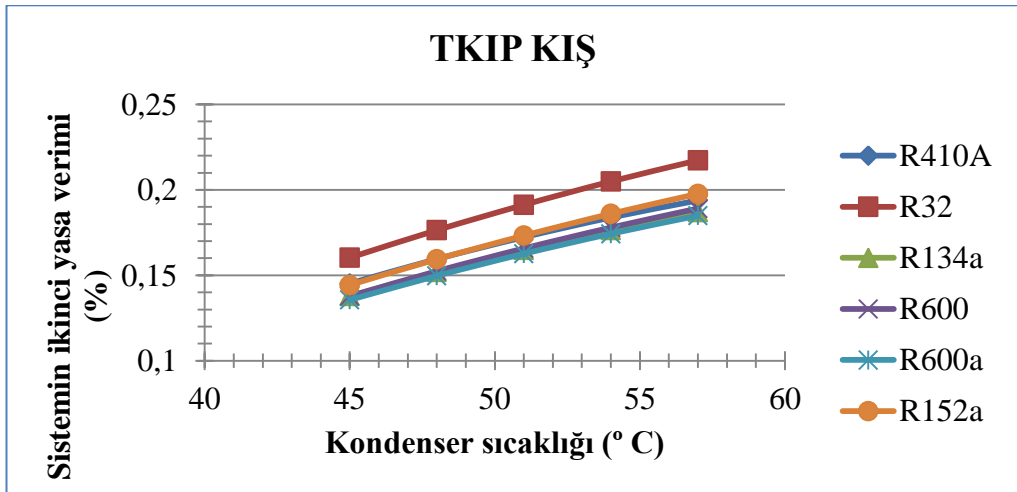
Şekil 6. 5. Kondenser sıcaklığı-SKIP toplam ekserji yıkım miktarı değişimi

Şekil 6.5' te su kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı kondenser sıcaklıklarında toplam ekserji yıkım değişimi gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin toplam ekserji yıkımı artmaktadır. 45 °C kondenser sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek toplam ekserji yıkım miktarı 10,25 kW ile R410A soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 10,09 kW ile R32, 9,273 kW ile R134a, 9,049 kW ile R600a ve 9,033 kW R152a soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük toplam ekserji yıkım miktarı 8,814 kW ile R600 soğutucu akışkanı olduğu Şekil 6.5' te görülmektedir.



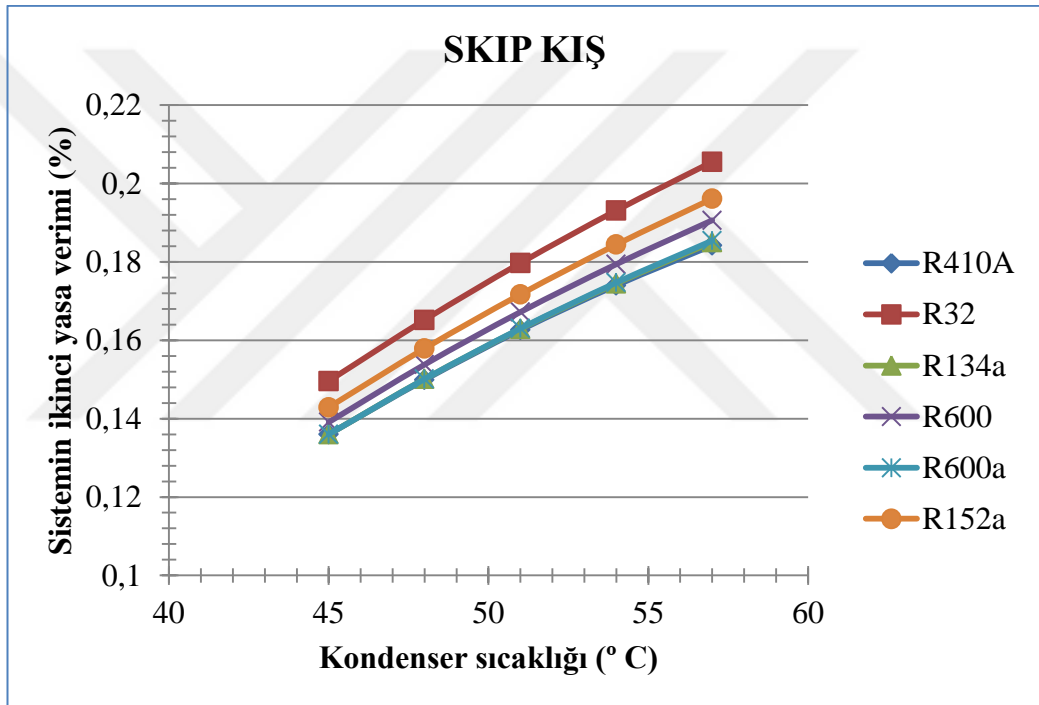
Şekil 6. 6. Kondenser sıcaklığı-HKIP toplam ekserji yıkım miktarı değişimi

Şekil 6.6' da hava kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı kondenser sıcaklıklarında toplam ekserji yıkım değişimi gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin toplam ekserji yıkımı artmaktadır. 45 °C kondenser sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek toplam ekserji yıkım miktarı 26,61 kW ile R410A soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 26,59 kW ile R32, 26,58 kW ile R134a ve R600a soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük toplam ekserji yıkım 26,56 kW ile R600 ve R152a soğutucu akışkanı olduğu Şekil 6.6' da görülmektedir.



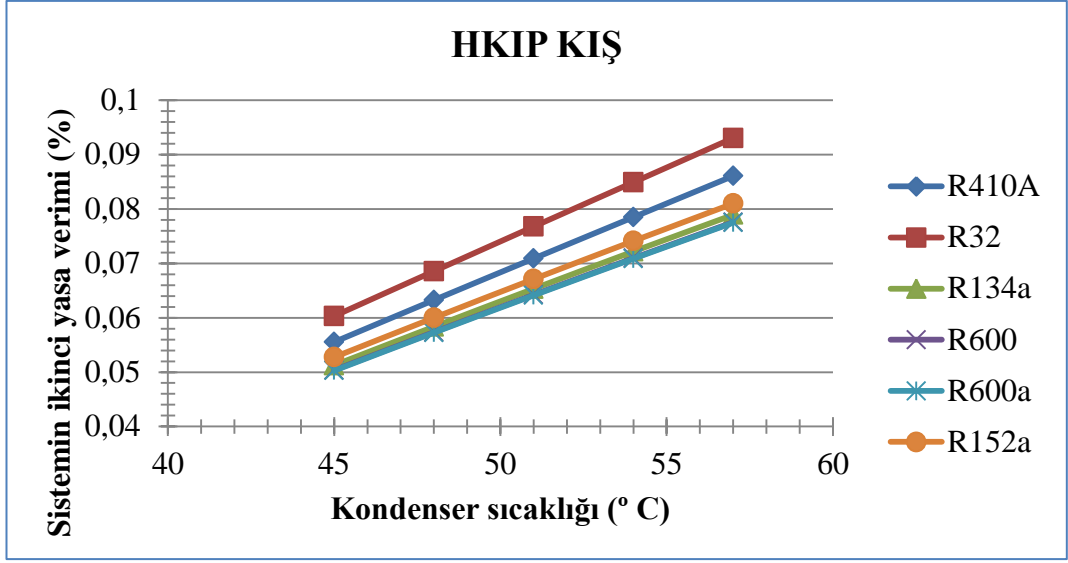
Şekil 6. 7. Kondenser sıcaklığı-TKIP ikinci yasa verimi değişimi

Şekil 6.7' de toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı kondenser sıcaklıklarında ikinci yasa verim değişimi gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin ikinci yasa verimi artmaktadır. 45 °C kondenser sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek ikinci yasa verimi 0,1603 R32 soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 0,1452 ile R410A, 0,144 ile R152a 0,1378 ile R134a ve R600 soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük toplam ekserji yıkım miktarı 0,1356 kW ile R600a soğutucu akışkanı olduğu Şekil 6.7' de görülmektedir.



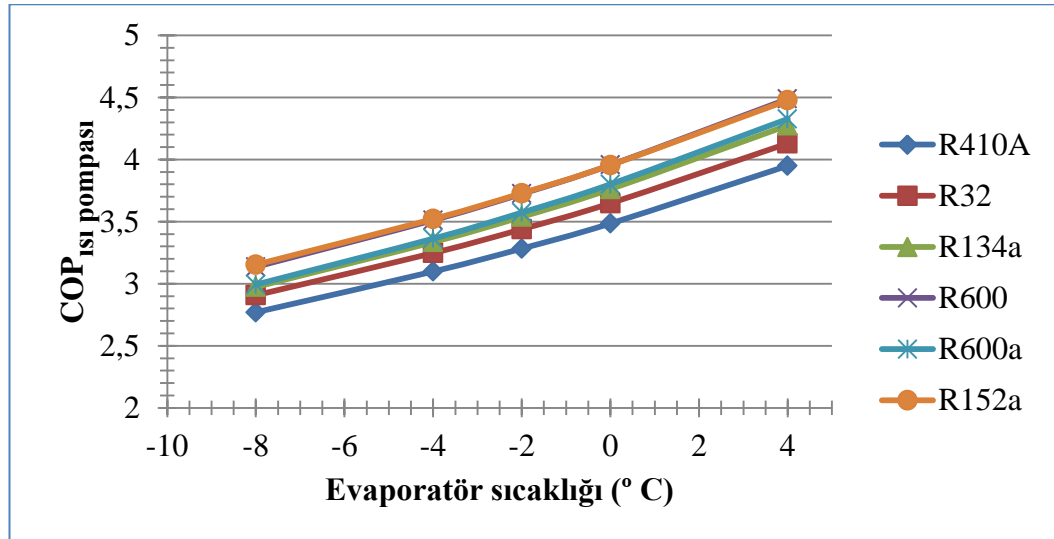
Şekil 6. 8. Kondenser sıcaklığı-SKIP ikinci yasa verimi değişimi

Şekil 6.8' de su kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı kondenser sıcaklıklarında ikinci yasa verim değişimi gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin ikinci yasa verimi artmaktadır. 45 °C kondenser sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek ikinci yasa verimi 0,1496 ile R32 soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 0,1429 ile R152a ve 0,1391 R600 soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük ikinci yasa verimi 0,136 ile R600a, R410A ve R134a soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.8' de görülmektedir.



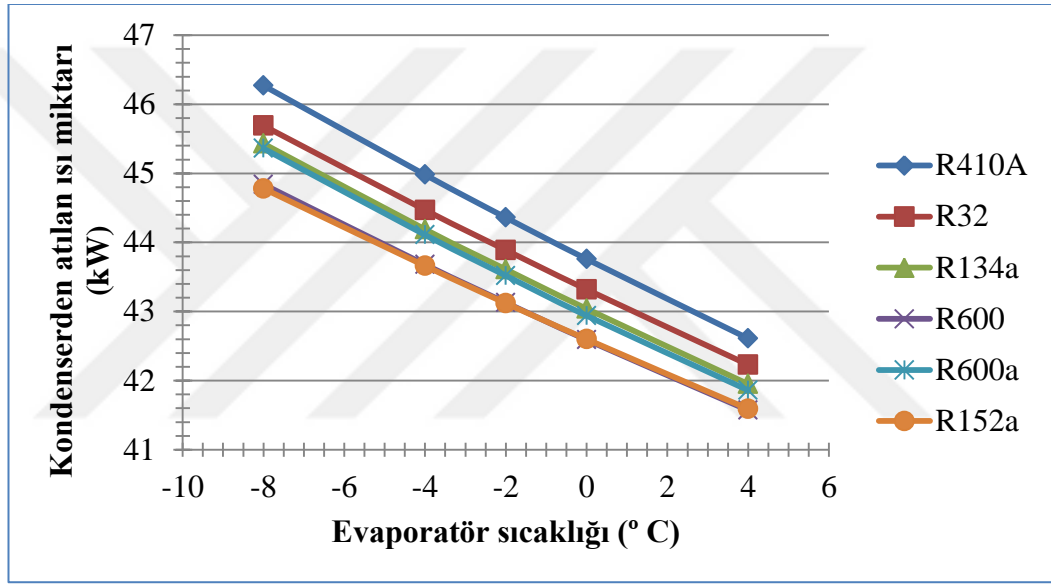
Şekil 6. 9. Kondenser sıcaklığı-HKIP ikinci yasa verimi değişimi

Şekil 6.9’ da hava kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı kondenser sıcaklıklarında ikinci yasa verim değişimi gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin ikinci yasa verimi artmaktadır. 45 °C kondenser sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek ikinci yasa verimi 0,06031 ile R32 soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 0,05554 ile R410A, 0,05275 ile R152a, 0,05126 ile R134a ve 0,05037 ile R600 soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük ikinci yasa verimi 0,05027 ile R600a soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.9’ da görülmektedir.



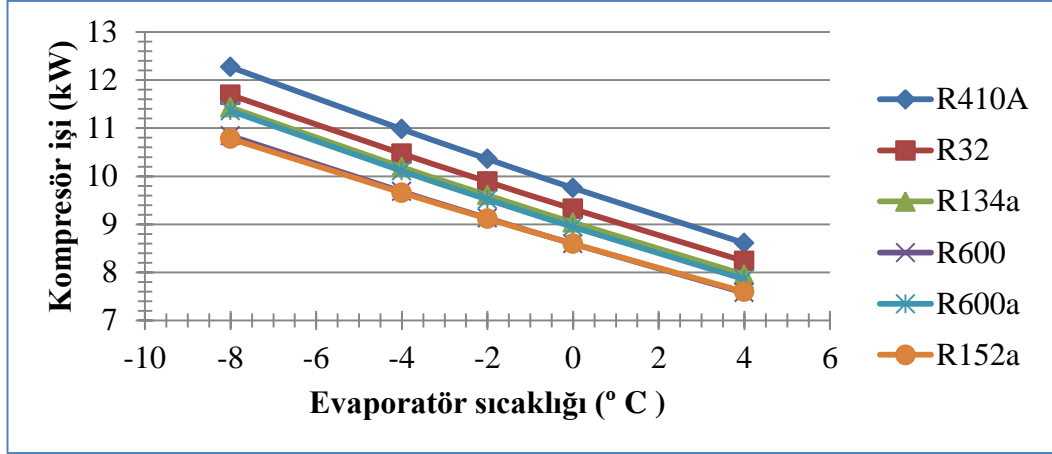
Şekil 6. 10. Evaporatör sıcaklığı-COP değişimi

Şekil 6.10' da Toprak-Su-Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin temel çevrimi olan ısı pompası çevriminin soğutma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı evaporatör sıcaklıklarındaki COP değişimi gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin COP değeri artmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek COP değeri 3,956 ile R600 soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 3,955 ile R152a, 3,801 ile R600a, 3,762 ile R134a ve 3,648 ile R32 soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük COP değeri 3,485 ile R410A soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.10' da görülmektedir.



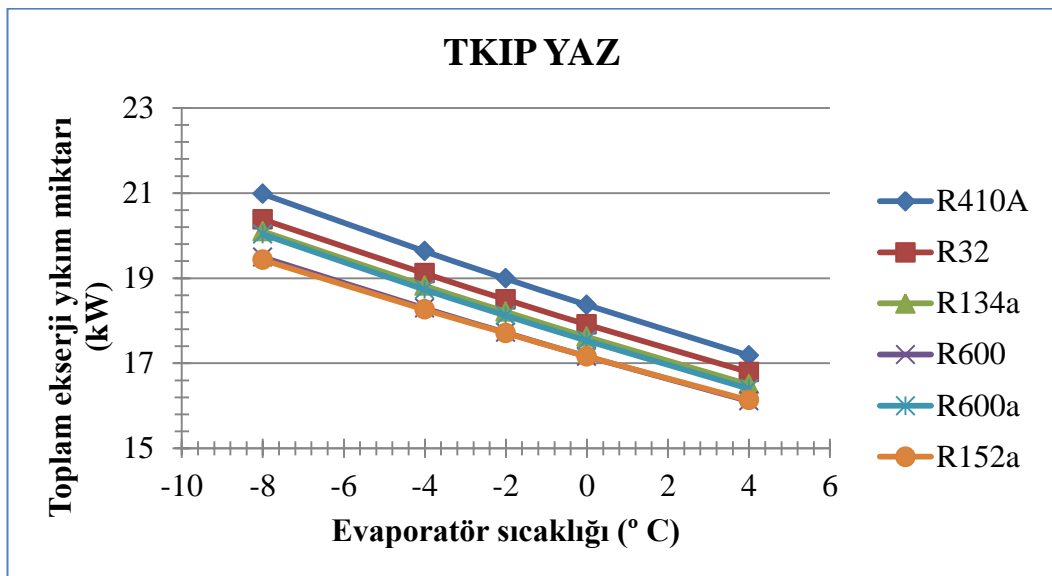
Şekil 6. 11. Evaporatör sıcaklığı-Kondenserden atılan ısı miktarı değişimi

Şekil 6.11' de Toprak-Su-Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin temel çevrimi olan ısı pompası çevriminin soğutma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı evaporatör sıcaklıklarındaki kondenserden atılan ısı değişimi gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminde kondenserden atılan ısı azalmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek kondenserden atılan ısı 43,76 kW ile R410A soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 43,32 kW ile R32, 43,04 kW ile R134a ve 42,94 kW ile R600a ve 42,6 kW R152a soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük kondenserden atılan ısı 42,59 kW ile R600 soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.11' de görülmektedir.



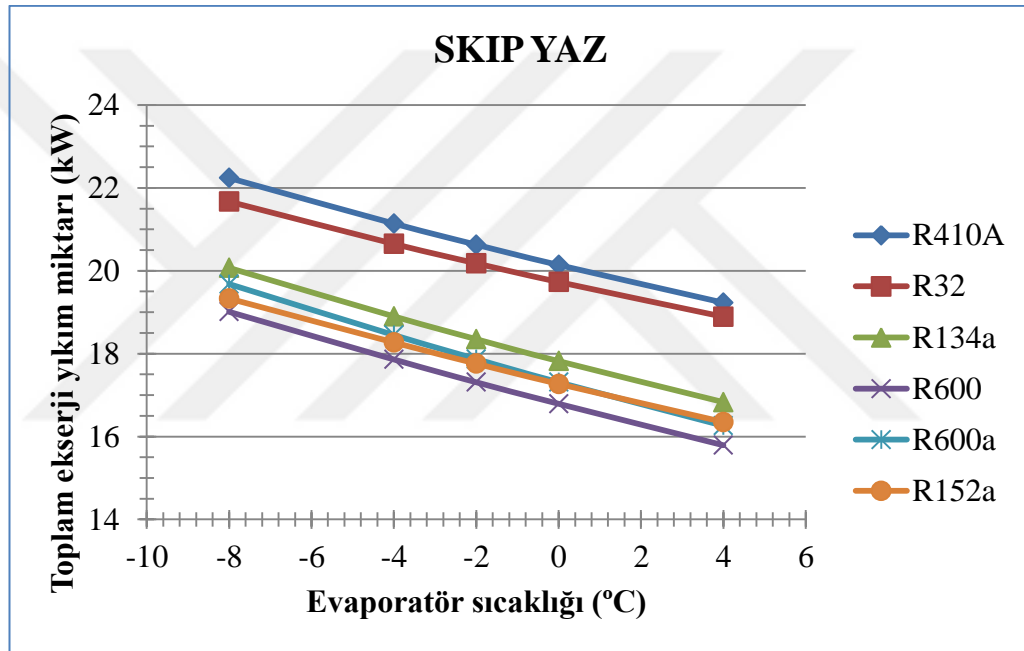
Şekil 6. 12. Evaporatör sıcaklığı-Kompresör işi değişimi

Şekil 6.12’ de Toprak-Su-Hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin temel çevrimi olan ısı pompası çevriminin soğutma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı evaporatör sıcaklıklarındaki kompresör sıkıştırma işi değişimi gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminde kompresör sıkıştırma işi azalmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek kompresör işi 9,756 kW ile R410A soğutucu akışkanında olduğu bunu sırasıyla 9,32 kW ile R32, 9,037 kW ile R134a ve 8,944 kW ile R600a ve 8,596 kW ile R152a soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük kompresör işi 8,595 kW ile R600 soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.12’ de görülmektedir.



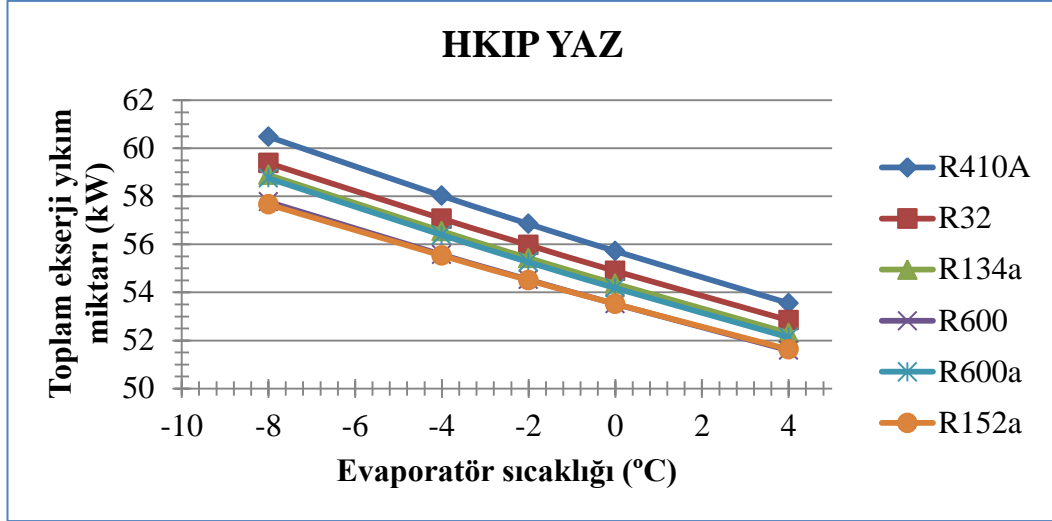
Şekil 6. 13. Evaporatör sıcaklığı-TKIP toplam ekserji yıkım miktarı değişimi

Şekil 6.13' te toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı evaporatör sıcaklıklarında toplam ekserji yıkım değişimi gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin toplam ekserji yıkımı azalmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek toplam ekserji yıkımı 18,37 kW R410A soğutucu akışkanında olduğu görülmekte bunu sırasıyla 17,91 kW ile R32, 17,62 kW ile R134a ve 17,53 kW ile R600a soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük toplam ekserji yıkımı 17,16 kW ile R152a ve R600 soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.13' te görülmektedir.



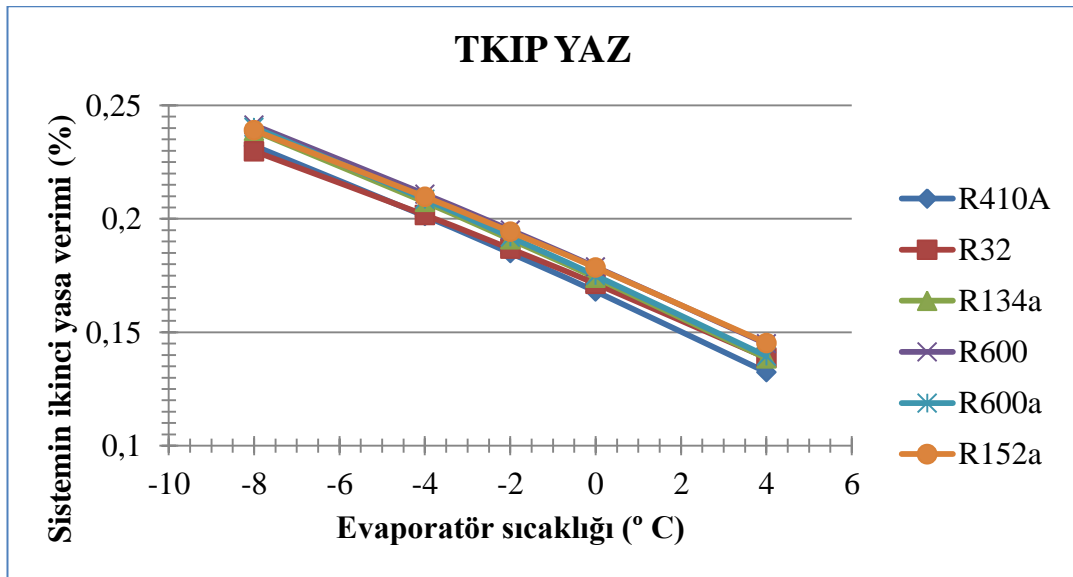
Şekil 6. 14. Evaporatör sıcaklığı-SKIP toplam ekserji yıkım miktarı değişimi

Şekil 6.14' te su kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı evaporatör sıcaklıklarında toplam ekserji değişimi gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin toplam ekserji yıkımı azalmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek toplam ekserji yıkımı 20,14 kW ile R410A soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 19,73 kW ile R32, 17,82 kW ile R134a, 17,31 kW ile R600a ve 17,27 kW R152a soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük toplam ekserji yıkımı 16,79 kW ile R600 soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.14' te görülmektedir.



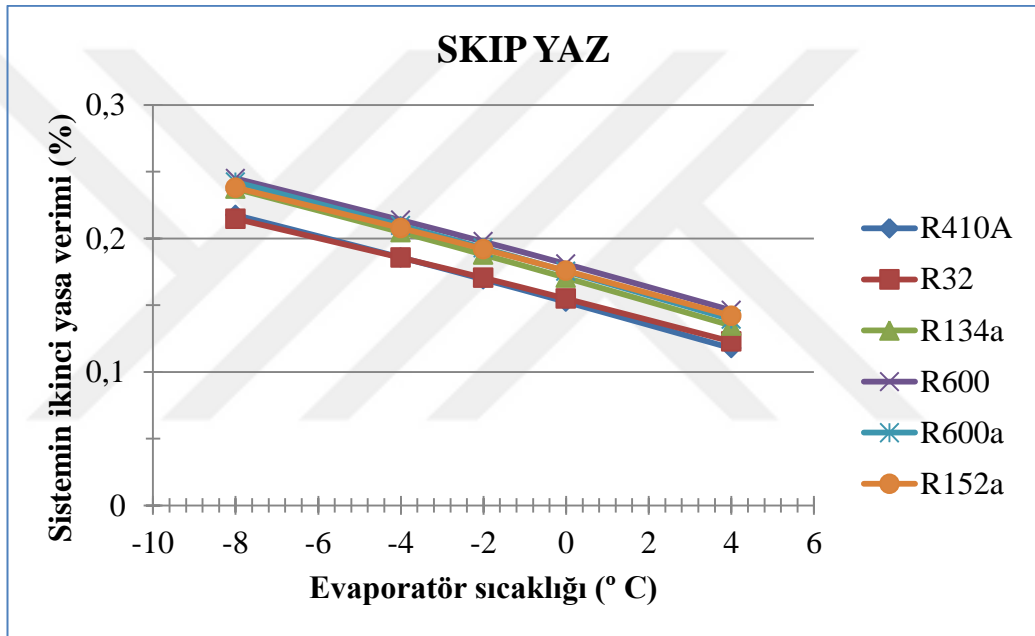
Şekil 6. 15. Evaporatör sıcaklığı-HKIP toplam ekserji yıkım miktarı değişimi

Şekil 6.15' te hava kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı evaporatör sıcaklıklarında toplam ekserji yıkım değişimi gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin toplam ekserji yıkımı azalmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek toplam ekserji yıkımı 55,72 kW ile R410A soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 54,89 kW ile R32, 54,36 kW ile R134a ve 54,18 kW R600a soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük toplam ekserji yıkımı 53,52 kW ile R600 ve R152a soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.15' te görülmektedir.



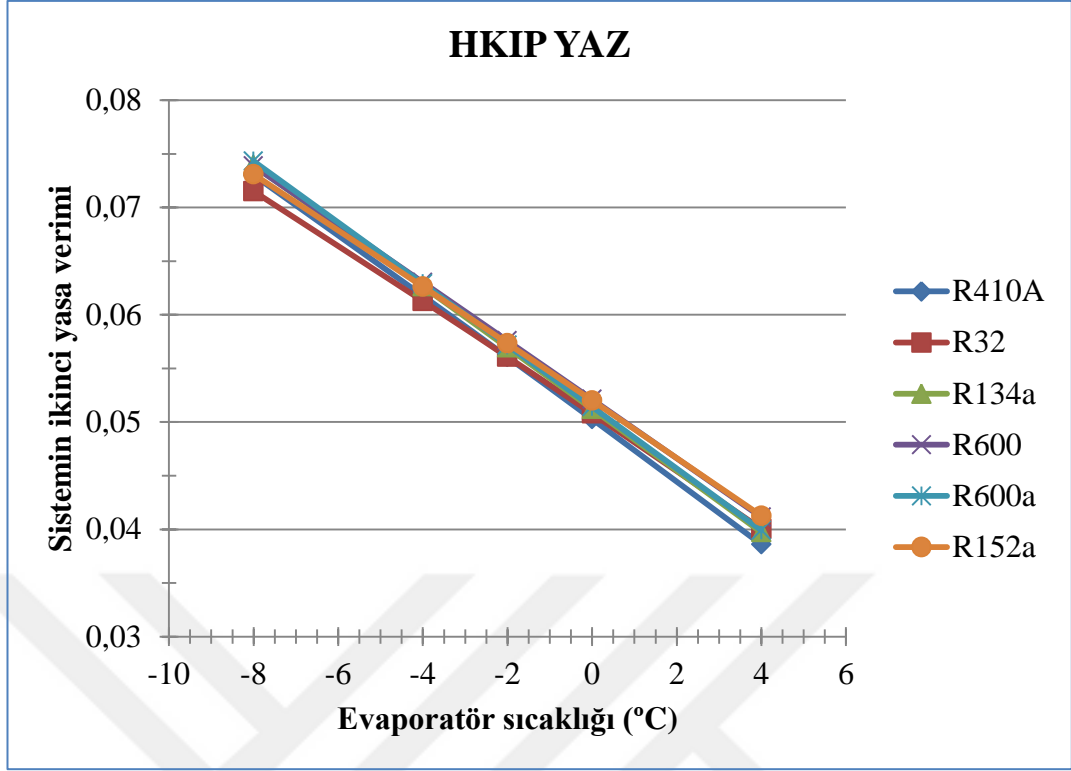
Şekil 6. 16. Evaporatör sıcaklığı-TKIP ikinci yasa verimi değişimi

Şekil 6.16' da toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı evaporatör sıcaklıklarında ikinci yasa verim değişimi gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin ikinci yasa verimi azalmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek ikinci yasa verimi 0,1788 ile R600 soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 0,1785 ile R152a, 0,175 ile R600a 0,174 ile R134a ve 0,171 ile R32 soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük toplam ekserji yıkımı 0,168 ile R410A soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.16' da görülmektedir.



Şekil 6. 17. Evaporatör sıcaklığı-SKIP ikinci yasa verimi değişimi

Şekil 6.17' de su kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı evaporatör sıcaklıklarında ikinci yasa verim değişimi gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin ikinci yasa verimi azalmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek ikinci yasa verimi 0,1809 ile R600 soğutucu akışkanında görülmekte olup bunu sırasıyla 0,1758 ile R152a ve 0,1754 ile R600a, 0,1705 ile R1134a ve 0,1549 ile R32 soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük ikinci yasa verimi 0,1525 ile R410A soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.17' de görülmektedir.



Şekil 6. 18. Evaporatör sıcaklığı-HKIP ikinci yasa verim değişimi

Şekil 6.18’ de hava kaynaklı ısı pompası sisteminin ısıtma durumunda kullanılan R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarının farklı evaporatör sıcaklıklarında ikinci yasa verim değişimi gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ısı pompası sisteminin ikinci yasa verimi azalmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığı temel alınarak yapılan analizde en yüksek ikinci yasa verimi 0,05211 ile R600 soğutucu akışkanında olduğu görülmekte bunu 0,05201 ile R152a, 0,05242 ile R600a, 0,05122 ile R134a ve 0,05079 ile R32 soğutucu akışkanı izlemektedir. En düşük ikinci yasa verimi 0,05028 ile R410A soğutucu akışkanında olduğu Şekil 6.18’ de görülmektedir.

6.11. Sadece Isıtma Amaçlı Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemi

Toprak kaynaklı ısı pompası ısıtma durumunda soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası devresi, toprak altı devresi ve fancoil devresi olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Sistem boyunca ısı alışverişi, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Soğutucu akışkan evaporatör ve kondenserden sabit basınçta geçmektedir. Çevrim bileşenlerinde basınç kaybı ihmal edilmiştir.

Kompresör ve pompa izentropik verimleri sırasıyla 0,80 ve 0,85'dir. Isı pompası devresinde soğutucu akışkan 0 °C'de doymuş buhar olarak evaporatörden çıkıp kompresöre girmektedir. Kompresörden kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan kondensere girerek 45 °C doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. 45 °C'de doymuş sıvı fazında genleşme valfine giren soğutucu akışkan genleşme valfi çıkışında 0 °C'de sıvı-buhar karışımında çıkmakta ve evaporatöre girmektedir. Isı pompası devresinde dolaşan soğutucu akışkan R-410A'dır. Toprak altı sistem 0,91 m derinlikte yatay olarak gömülmüştür. Toprak altı sistemde ¾ inc polietilen boru kullanılmıştır ve boru direnci 0,17 toprak direnci 1,38 bulunmuştur. Toplam boru uzunluğu 224,2 metre hesaplanmıştır. Yıl boyu toprak sıcaklığı ortalama 15,8 °C alınmıştır. Sistemde dolaşan akışkan sudur. Su 3 °C'de evaporatörden çıkıp toprak ısı değiştiricisine girmekte topraktan ısıyı aldıktan sonra 7,1 °C'de evaporatöre girmektedir. Fancoil devresinde dolaşan akışkan da sudur. Su kondenserden ısıyı aldıktan sonra 50 °C' de fancoile girmekte 40 °C'de fancoilden çıkmaktadır. Mahalin ısı kaybını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır. Sisteme ait düğüm nokta analizi, seçilen ısı pompası, sistemi oluşturan elemanların ısıl kapasiteleri ve ekserji yıkım miktarları sırasıyla Tablo 6.31, Tablo 6.32, Tablo 6.33, ve Tablo 6.34' te verilmiştir.

Tablo 6. 31. TKIP sadece ısıtma düğüm nokta analizi

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütleli debi (kg/s)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Özgül entropi (kJ/kgK)	Özgül ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	0	R-410A	0,1277	281,4	1,048	68,35
2	2724	69,39	R-410A	0,1277	323,3	1,073	102,9
3	2724	45	R-410A	0,1277	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,1277	135,4	0,5137	81,78
5	600	50	Su	0,5741	209,8	0,7035	4,652
6	629,2	50	Su	0,5741	209,9	0,7035	4,682
7	600	40	Su	0,5741	168	0,5721	2,027
8	300	3	Su	1,083	12,91	0,04592	3,778
9	242,8	7,1	Su	1,083	30,07	0,1078	2,485
10	300	7,1	Su	1,083	30,14	0,1078	2,542
11	101,325	20	Hava	0,479	293,5	5,678	0
12	101,325	32,45	Hava	0,479	306,1	5,72	0,259

Tablo 6. 32. Isı pompası teknik özellikleri

Marka	CANOVATE		1 ADET
Model	B/W-R+24		
ISITMA	Nominal kapasite	kW	24
	Çekilen güç	kW	5,6
	COP	W/W	4,5
	Minumum giriş suyu sıcaklığı	° C	- 5
	Maksimum çıkış suyu sıcaklığı	° C	25
	Soğutucu Akışkan		R410A

Tablo 6. 33. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri

Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondanser	24
Evaporatör	18,65
TID	18,58
Kompresör	5,351
Pompa 1	0,07289
Pompa 2	0,01996
Fancoil fanı	6,005

Tablo 6.33'te sistem elemanlarının ısı kapasite değerleri gösterilmektedir. En yüksek ısı kapasiteye sahip sistem elemanı 24 kW ile kondenserdir.

Tablo 6. 34. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı

Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	0,1606
Evaporatör	0,3761
Genleşme valfi	1,03
Kompresör	0,9399
Toprak ısı değiştirici	0,8141
Pompa 1	0,01163
Pompa 2	0,002762
Fancoil	0,257
Fancoil fanı	5,881
Toplam	9,473

Tablo 6.34' te en yüksek ve en düşük ekserji yıkım miktarı fancoil fanı ve pompa 2' de görülmektedir. Sistemin toplam ekserji yıkımı ise 9,473 kW'dır.

6.12. Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemi

Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası soğutucu akışkanın dolaştığı ısı pompası devresi, akışkan olarak suyun dolaştığı toprak altı ısı değiştirici devresi, akışkan olarak suyun dolaştığı güneş kollektörü devresi ve akışkan olarak suyun dolaştığı fancoil devresi olmak üzere dört ana kısımdan oluşmaktadır. Güneş kollektörü ısıtma kapasitesi 24 kW olan sadece ısıtma modunda çalışan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin toprak ısı değiştirici çıkışı ve evaporatör girişi arasına bağlanmıştır. Sistem boyunca ısı alışverişi, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Soğutucu akışkan evaporatör ve kondenserden sabit basınçta geçmektedir. Çevrim bileşenlerinde basınç kaybı ihmal edilmiştir. Kompresör ve pompa izentropik verimleri sırasıyla 0,80 ve 0,85'dir. Isı pompası devresinde soğutucu kızgın buhar fazında evaporatörden çıkıp kompresöre girmektedir. Kompresörden kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan kondensere girerek 45°C doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. 45 °C'de doymuş sıvı fazında genleşme valfine giren soğutucu akışkan genleşme valfi çıkışında 0 °C'de sıvı-buhar karışımında çıkmakta ve evaporatöre girmektedir. Isı pompası devresinde dolaşan soğutucu akışkan R-410A'dır. Toprak altı sistem 0,91 m derinlikte yatay olarak gömülmüştür. Toprak altı sistemde ¾ inc polietilen boru kullanılmıştır ve boru direnci 0,17 toprak direnci 1,38 bulunmuştur. Toplam boru uzunluğu 224,2 metre hesaplanmıştır. Yıl boyu toprak sıcaklığı ortalama 15,8 °C alınmıştır. Sistemde dolaşan akışkan sudur. Su 3 °C'de evaporatörden çıkıp toprak ısı değiştiricisine girmekte topraktan ısıyı aldıktan sonra 7,1 °C'de kollektöre girmektedir. Kollektör çıkışında su sıcaklığı 8°C olmakta ve bu sıcaklıkta evaporatöre girmektedir. Fancoil devresinde dolaşan akışkan da sudur. Su kondenserden ısıyı aldıktan sonra 50 °C' de fancoile girmekte 37,9 °C'de fancoilden çıkmaktadır. Mahalin ısı kaybını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır. Fancoil bölüm 8.4.1' de seçilen fancoil ile aynıdır. Sisteme ait düğüm nokta analizi, seçilen ısı pompası, sistemi oluşturan elemanların ısı kapasiteleri, ekserji yıkım miktarları, aylık bazda eğik düzleme düşen güneş ışınım miktarı ve aylık bazda gerekli kollektör alanları sırasıyla Tablo 6.35, Tablo 6.36, Tablo 6.37, Tablo 6.38, ve Şekil 6.29, Şekil 6.30' da verilmiştir. Düzlemsel güneş kollektörü 40° enleminde deniz seviyesinden 3 metre yükseklikte ve 50 ° eğim açısı ile konumlandırılmıştır.

Tablo 6. 35. GE-TKIP sadece ısıtma düğüm nokta analizi

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütlesel debi (kg/s)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Özgül entropi (kJ/kgK)	Özgül ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	30,6	R-410A	0,1064	313,3	1,159	67,22
2	2724	99,57	R-410A	0,1064	360,9	1,179	109,1
3	2724	45	R-410A	0,1064	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,1064	135,4	0,5137	81,78
5	600	50	Su	0,4784	209,8	0,7035	4,652
6	629,2	50	Su	0,4784	209,9	0,7035	4,682
7	600	37,99	Su	0,4784	159,6	0,5452	1,651
8	300	3	Su	0,9022	12,91	0,04592	3,778
9	247,8	7,1	Su	0,9022	30,08	0,1078	2,49
10	350	7,1	Su	0,9022	30,2	0,1079	2,591
11	300	8	Su	0,9022	33,9	0,1212	2,308
12	101,325	20	Hava	0,479	293,5	5,678	0
13	101,325	32,45	Hava	0,479	306,1	5,72	0,266

Tablo 6. 36. Isı pompası teknik özellikleri

Marka	CANOVATE		1 ADET
Model	B/W-R+24		
ISITMA	Nominal kapasite	kW	24
	Çekilen güç	kW	5,6
	COP	W/W	4,5
	Minimum giriş suyu sıcaklığı	° C	- 5
	Maksimum çıkış suyu sıcaklığı	° C	25
	Soğutucu Akışkan	R410A	

Tablo 6. 37. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri

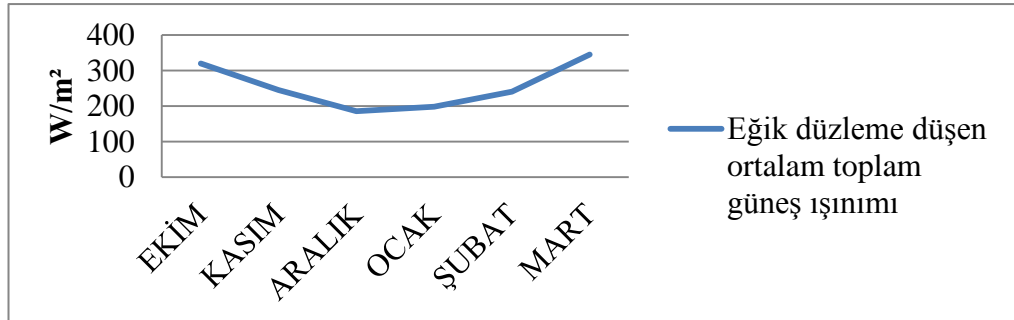
Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondenser	24
Evaporatör	18,94
TID	15,48
$COP_{\text{ısıpompası}}$	4,740
COP_{sistem}	2,143
Kompresör	5,064
Faydalı ısı	3,41
Pompa 1	0,1138
Pompa 2	0,01661
Fancoil fanı	6,004

Tablo 6.37’de sistem elemanlarının ısı kapasite değerleri gösterilmekte olup, ısı pompası sisteminin COP değeri 4,74 sistemin COP değeri ise 2,143’ tür.

Tablo 6. 38. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı

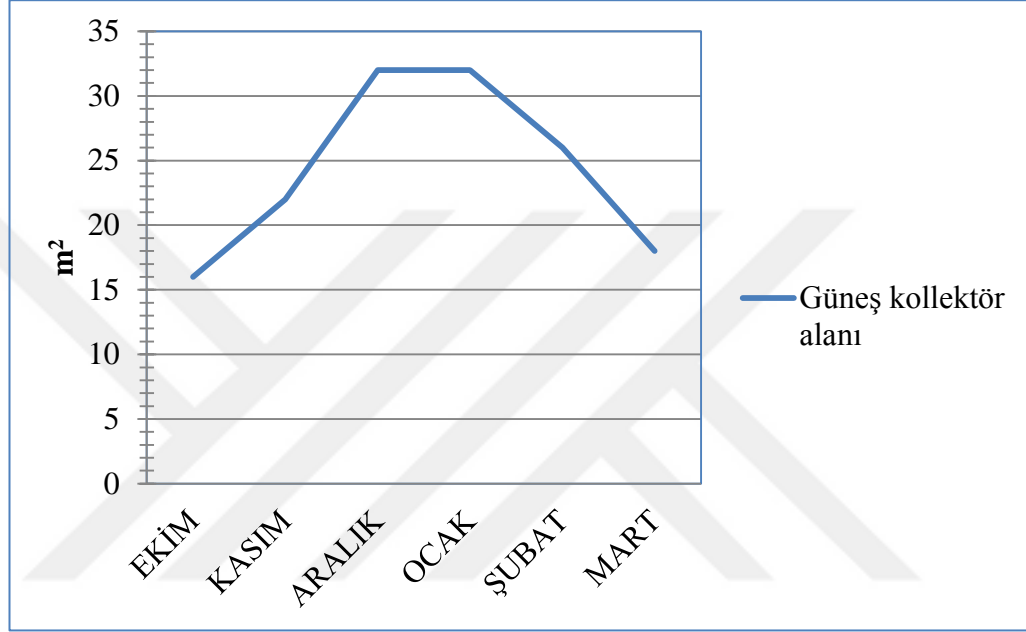
Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	0,615
Evaporatör	0,2233
Genleşme valfi	0,8582
Kompresör	0,6073
Toprak ısı değiştirici	0,6785
Güneş kolektörü (ortalama)	1,09
Pompa 1	0,01817
Pompa 2	0,0023
Fancoil	0,2384
Fancoil fanı	5,88
Toplam	10,21

Tablo 6.38’ de en yüksek ve en düşük ekserji yıkım miktarı fancoil fanı ve pompa 2 ‘de olduğu görülmektedir. Sistemin toplam ekserji yıkım miktarı ise 10,21 kW’tır.



Şekil 6. 19. Aylık bazda eğik düzleme düşen ortalama toplam güneş ışınımı

Şekil 6.19.'de belirtilen aylarda eğik düzleme düşen toplam güneş ışınımının ortalamasını göstermektedir. Eğik düzleme düşen toplam güneş ışınımının en yüksek değeri 345,34 W/m² ile Mart ayı olduğu görülmekte olup bunu sırasıyla 319,88 W/m² ile Ekim, 244,814 W/m² ile Kasım, 240,238 W/m² ile Şubat, 198,134 W/m² ile Ocak ayı izlemektedir. Eğik düzleme düşen toplam güneş ışınımının en düşük değeri 186,044 W/m² ile Aralık ayında olduğu Şekil 6.19. 'da görülmektedir.



Şekil 6. 20. Aylık bazda gerekli kolektör alanı

Şekil 6.20' de belirtilen aylarda güneş kolektörü çıkışındaki su sıcaklığının 8 °C olması için gerekli kolektör alanlarını göstermektedir. En yüksek kolektör alanı 28 m² ile Aralık ve Ocak aylarında olduğu görülmekte olup bunu sırasıyla 26 m² ile Şubat, 20 m² ile Kasım ayı olmaktadır. En düşük kolektör alanı 14 m² ile Ekim ve Mart ayında olduğu Şekil 6.20'de görülmektedir.

Gerekli kolektör alanı

$$A_K = \frac{Q_G}{\eta_K I_E} \quad (6.1)$$

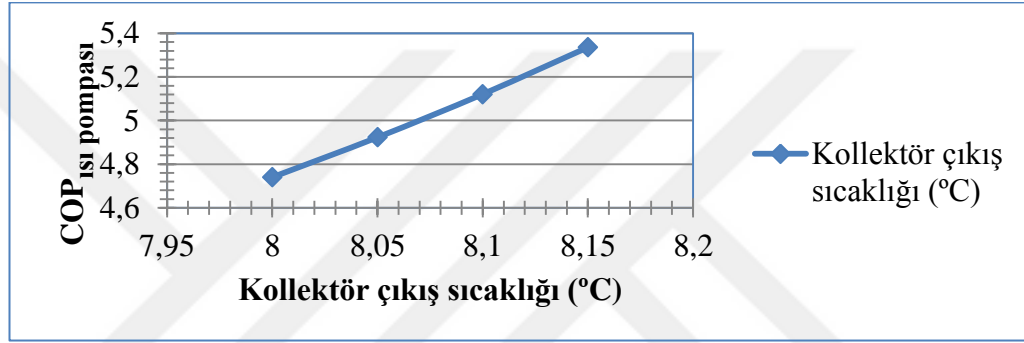
Gerekli kolektör sayısı

$$N_{KOLLEKTOR} = \frac{A_K}{A_C} \quad (6.2)$$

A_C = Bir kollektör alanı (2 m^2)

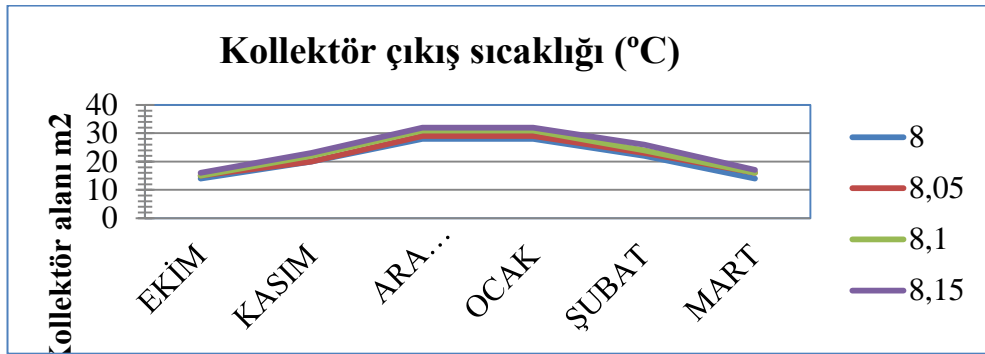
Tablo 6. 39. Kollektör adetleri

Ay	Kollektör alanı (m^2)	Kollektör (adet)
Ekim	14	8
Kasım	20	10
Aralık	28	14
Ocak	28	12
Şubat	22	11
Mart	14	8



Şekil 6. 21. Kollektör sıcaklığı-COPısı pompası değişimi

Şekil 6.21’de kollektör çıkış sıcaklığı ısı pompası devresinin COP değişimi görülmektedir. Kollektörden çıkan suyun sıcaklığı arttıkça ısı pompası devresinin COP değeri artmaktadır.



Şekil 6. 22. Kollektör çıkış sıcaklığı-Ay bazında kollektör alanı değişimi

Şekil 6.22’ de kollektör sıcaklığı arttıkça ay bazında gerekli kollektör alanları değişimi görülmektedir. Kollektör sıcaklığı arttıkça ay bazında gerekli kollektör alanı artmaktadır.

6.13. Güneş Enerjisi Kaynaklı Isı Pompası Sistemi

Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sistemi R410A soğutucu akışkanın dolaştığı ısı pompası devresi, Akışkan olarak suyun dolaştığı güneş kollektörü devresi ve akışkan olarak suyun dolaştığı fancoil devresi olmak üzere üç unsurdan oluşmaktadır. Güneş kollektörü ısıtma kapasitesi 24 kW olan sadece ısıtma modunda çalışan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin evaporatör giriş ve çıkışı arasına bağlanmıştır. Sistem boyunca ısı alışverişi, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir. Soğutucu akışkan evaporatör ve kondenserden sabit basınçta geçmektedir. Çevrim bileşenlerinde basınç kaybı ihmal edilmiştir. Kompresör ve pompa izentropik verimleri sırasıyla 0,80 ve 0,85'dir. Isı pompası devresinde soğutucu kızgın buhar fazında evaporatörden çıkıp kompresöre girmektedir. Kompresörden kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan kondensere girerek 45 °C doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. 45 °C'de doymuş sıvı fazında genişleme valfine giren soğutucu akışkan genişleme valfi çıkışında 0 °C'de sıvı-buhar karışımında çıkmakta ve evaporatöre girmektedir. Kollektör giriş ve çıkış sıcaklıkları 3 ve 8 °C'dir. Fancoil devresinde su kondenserden ısıyı aldıktan sonra 50 °C' de fancoile girmekte 37,99 °C'de fancoilden çıkmaktadır. Mahalin ısı kaybını karşılamak için dört adet iki borulu kaset tipi fancoil kullanılmıştır. Sisteme ait düğüm nokta analizi, sistemi oluşturan elemanların ısı kapasiteleri, ekserji yıkım miktarları ve aylık bazda gerekli kollektör alanları sırasıyla Tablo 6.40, Tablo 6.41, Tablo 6.42 ve Şekil 6.23' te verilmiştir. Düzlemsel güneş kollektörü 40 ° enleminde deniz seviyesinden 3 metre yükseklikte ve 50 ° eğim açısı ile konumlandırılmıştır.

Tablo 6. 40. Sistem elemanlarının ekserji yıkım miktarı

Sistem elemanı	Ekserji yıkım miktarı (kW)
Kondenser	0,615
Evaporatör	0,2233
Genleşme valfi	0,8582
Kompresör	0,6073
Güneş kollektörü (ortalama)	5,65
Pompa 1	0,008595
Pompa 2	0,0023
Fancoil	0,2384
Fancoil fanı	5,88
Toplam	14,29

Tablo 6.40.' de en yüksek ve en düşük ekserji yıkım miktarı fancoil fanı ve pompa 2 'de ait olduğu görülmektedir. Sistemin toplam ekserji yıkım miktarı ise 14,29 kW'tır.

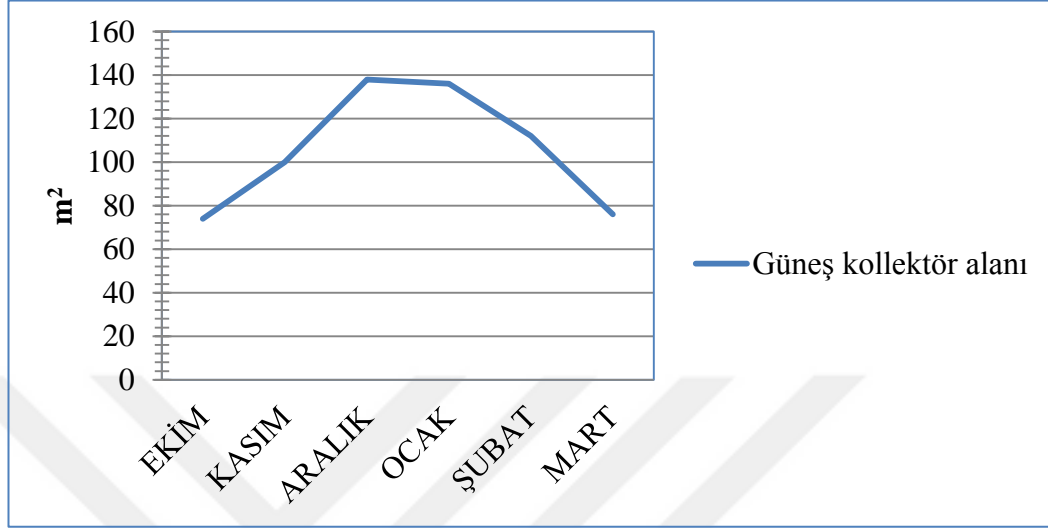
Tablo 6. 41. GE sadece ısıtma düğüm nokta analizi

Düğüm noktası	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	Akışkan	Kütlesel debi (kg/s)	Özgül entalpi (kJ/kg)	Özgül entropi (kJ/kgK)	Özgül ekserji (kJ/kg)
0	101,325	25	R-410A		321,1	1,411	
0	101,325	25	Su		104,8	0,3669	
0	101,325	20	Hava		293,5	5,676	
1	796,1	30,6	R-410A	0,1064	313,3	1,159	67,22
2	2724	99,57	R-410A	0,1064	360,9	1,179	109,1
3	2724	45	R-410A	0,1064	135,4	0,4866	89,84
4	796,1	0	R-410A	0,1064	135,4	0,5137	81,78
5	600	50	Su	0,4784	209,8	0,7035	4,652
6	629,2	50	Su	0,4784	209,9	0,7035	4,682
7	600	37,99	Su	0,4784	159,6	0,5452	1,651
8	300	3	Su	0,9022	12,91	0,04592	3,778
9	350	3	Su	0,9022	12,97	0,04595	3,827
10	300	8	Su	0,9022	33,9	0,1212	2,308
11	101,325	20	Hava	0,479	293,5	5,678	0
12	101,325	32,45	Hava	0,479	306,1	5,72	0,266

Tablo 6. 42. Sistem elemanlarının ısı kapasiteleri

Sistem elemanları	Isıl kapasite (kW)
Kondenser	24
Evaporatör	18,94
Faydalı ısı	18,95
Kompresör	5,064
COP _{ısı pompası}	4,740
COP _{sistem}	2,155
Pompa 1	0,05307
Pompa 2	0,01662
Fancoil fanı	6,004

Tablo 6.42’de sistem elemanlarının ısı kapasite değerlerini gösterilmektedir. Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde ısı pompası devresinin COP değeri 4,740 sistemin COP değeri ise 2,155’ tir.

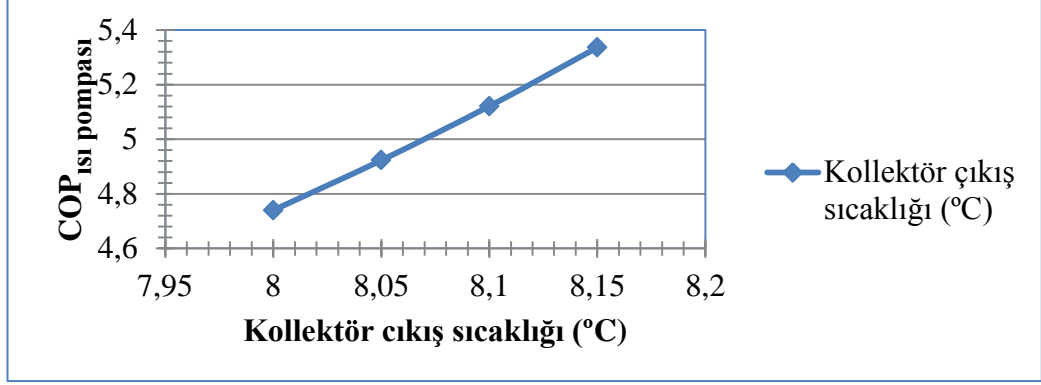


Şekil 6. 23. Aylık bazda gerekli kollektör alanı

Şekil 6.23’ de belirtilen aylarda güneş kollektörü çıkışındaki su sıcaklığının 8 °C olması için gerekli kollektör alanlarını göstermektedir. Belirtilen aylarda eğik düzleme düşen ortalama toplam güneş ışınımı Şekil 6.19 ’da verilmiştir. Şekilde en yüksek kollektör alanınının 138 m² ile Aralık ayında olduğu görülmekte olup bunu sırasıyla 136 m² ile Ocak, 112 m² ile Şubat, 100 m² ile Kasım ayı izlemektedir. En düşük kollektör alanı 74 m² ile Ekim ve 76 m² ile Mart ayında olduğu Şekil 6.23’ te görülmektedir. Bir kollektörün alanını 2 m² olarak kabul ettiğimizde belirtilen aylar için gerekli kollektör adetleri Tablo 6.43.’te verilmiştir.

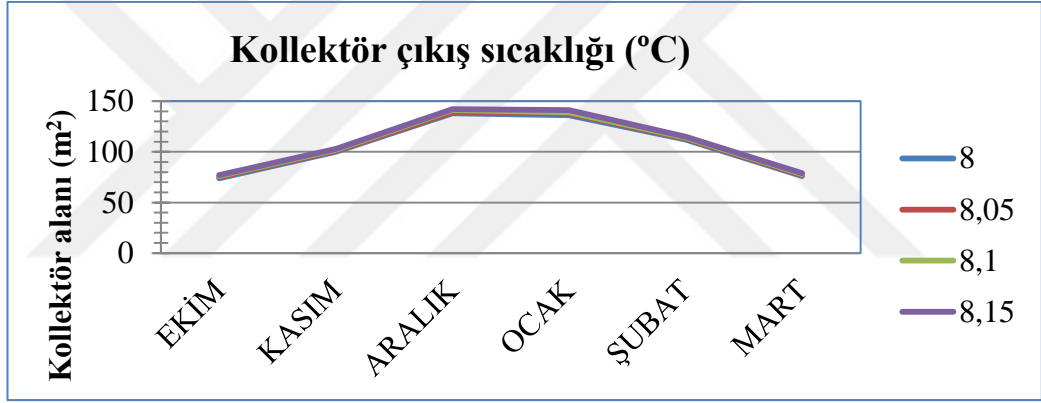
Tablo 6. 43. Kollektör adetleri

Ay	Kollektör alanı (m ²)	Kollektör (adet)
Ekim	74	42
Kasım	100	55
Aralık	138	73
Ocak	136	68
Şubat	112	56
Mart	76	40



Şekil 6. 24. Kollektör sıcaklığı-COPısı pompası değişimi

Şekil 6.24' te kollektör çıkış sıcaklığı ısı pompası devresinin COP değişimi görülmektedir. Kollektörden çıkan suyun sıcaklığı arttıkça ısı pompası devresinin COP değeri artmaktadır.



Şekil 6. 25. Kollektör çıkış sıcaklığı-Ay bazında kollektör alanı değişimi

Şekil 6.25' te kollektör sıcaklığı arttıkça ay bazında gerekli kollektör alanları değişimi görülmektedir. Kollektör sıcaklığı arttıkça ay bazında gerekli kollektör alanı artmaktadır.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada toprak, su, hava, güneş ve güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri Termodinamiğin I. ve II. Yasalarına göre incelenmiştir. Sistem tasarımı için 250 m² taban alanına ve 5 metre yüksekliğe sahip bir çalışma salonu seçilmiştir. Isı pompası sisteminin kurulacağı mahal için ilk önce TS 825 ısı yalıtım kurallarına uygun olup olmadığı araştırılmıştır. Mahali oluşturan bütün yapı bileşenleri için yalıtım kalınlığını 3 mm olarak uyguladığımızda mahalın özgül ısı kaybı 829,26 W/K, yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı ise 30,15 kWh/m³ bulunmuştur. Mahal için hesaplanan yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı olan 22,57 kWh/m³'den büyük olduğundan dolayı standartlara uygun olmadığı tespit edilmiştir. Mahali TS 825 ısı yalıtım kurallarına uygun hale getirmek için yapı bileşenlerinden dış havaya açık dış duvarların yalıtım kalınlıkları 5 mm üzeri açık tavan ve toprak temaslı döşemenin yalıtım kalınlıkları 8 mm olarak değiştirilmiştir. Bu şekilde mahalın özgül ısı kaybı hesabı 617,64 W/K, yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı 20,05 kWh/m³ bulunarak mahal için hesaplanan yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı 22,57 kWh/m³'den küçük olduğundan dolayı standartlara uygun olduğu tespit edilmiştir. Mahalin ısı yalıtım kurallarına uygun olmayan ve olan yapı bileşenleri için ısı iletkenlik katsayıları hesaplanmış ve ısı kayıp ve kazançları her iki yalıtım kalınlıkları için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalarda ısı yalıtım kurallarına uygun olmayan yalıtım kalınlıklarında ısı kayıp ve kazançları sırasıyla 29,52 kW ve 39,5 kW bulunmuştur. Standartlara uygun yalıtım kalınlıklarında bu değerler 24 kW ve 34 kW hesaplanmıştır. Mahalin ısı yalıtımını TS 825 ısı yalıtım kurallarına uygun hale getirdiğimizde ısı kayıp ve kazançlarında 5,5 kW' a kadar kapasite düşüklüğü tespit edilmiştir. Toprak, su, ve hava kaynaklı ısı pompaları için kış ve yaz durumunda seçilecek cihaz kapasiteleri ısı kaybının 24 kW ve ısı kazancınının 34 kW olduğu durumlar göz önüne alınarak yapılmıştır. Toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompası sistemleri ısı pompası devresinde aynı sıcaklık, aynı soğutucu akışkan, kondenser ve evaporatörde aynı sıcaklık farklarında çalıştırılmıştır. Toplam ekserji yıkımı bakımından sistemleri karşılaştırdığımızda kış durumunda en yüksek ekserji yıkımı 26,61 kW ile hava kaynaklı ısı pompasında olduğu tespit edilmiştir.

Su kaynaklı ısı pompasında bu değer 10,25 kW, toprak kaynaklı ısı pompasında ise 9,506 kW olduğu görülmüştür. Yaz durumunda bu sistemleri kıyasladığımızda ise en yüksek ekserji yıkımı yine hava kaynaklı ısı pompası sisteminde 55,72 kW daha sonra su kaynaklı ısı pompası sisteminde 20,14 kW en düşük toplam ekserji yıkım miktarının 18,37 kW ile toprak kaynaklı ısı pompası sistemine ait olduğu söylenebilir. Sistemlerin ikinci yasa verimleri bakımından yapılan karşılaştırılmada toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin kış ve yaz durumu için ikinci yasa verimleri sırasıyla 0,1452 ve 0,168 ile en yüksek ikinci yasa verimine sahip iken en düşük ikinci yasa verimi ise sırasıyla 0,05554 ve 0,05028 ile hava kaynaklı ısı pompası sisteminde olduğu görülmüştür. Su kaynaklı ısı pompası sisteminde ise ikinci yasa verimleri kış ve yaz durumu için sırasıyla 0,136 ve 0,1525 olduğu hesaplanmıştır. Analiz sonuçlarını toplam ekserji yıkımı ve ikinci yasa verimi bakımından karşılaştırılmasında en avantajlı sistemin toprak kaynaklı ısı pompası sistemi olduğu söylenebilir.

Toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerini R410A, R32, R134a, R600, R600a ve R152a soğutucu akışkanlarını farklı kondenser sıcaklıklarında karşılaştırılmasında kondenser sıcaklığı arttıkça toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin COP değeri ve evaporatörden çekilen ısı miktarı azalmaktadır. Bu iki özellik bakımından 45 °C kondenser sıcaklığında en yüksek değere sahip akışkan R600 soğutucu akışkanı en düşük ise R410A soğutucu akışkanıdır. Kondenser sıcaklığı arttıkça kompresör işi, toplam ekserji yıkımı ve ikinci yasa verimi toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompası sistemleri için artmaktadır. Kompresör işi ve toplam ekserji yıkım miktarı bakımından 45 °C kondenser sıcaklığında en yüksek değere sahip soğutucu akışkan R410A soğutucu akışkanıdır. En düşük ise R600 ve R152a soğutucu akışkanıdır. İkinci yasa verimi açısından toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinde 45 °C kondenser sıcaklığında en yüksek değere sahip akışkan R32 soğutucu akışkanı en düşük ise R600a soğutucu akışkanı olduğu tespit edilmiştir. Toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerini farklı evaporatör sıcaklıklarında karşılaştırılmasında evaporatör sıcaklıkları arttığında COP değeri artmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığında en yüksek COP değeri toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompası sistemleri için R600 soğutucu akışkanı en düşük R410A soğutucu akışkanına ait olduğu tespit edilmiştir.

Evaporatör sıcaklığı arttıkça kondenserden atılan ısı, kompresör işi, toplam ekserji yıkımı ve sistemin ikinci yasa verimi azalmaktadır. 0 °C evaporatör sıcaklığında kondenserden atılan ısı, kompresör işi, toplam ekserji yıkımı bakımından en yüksek değere sahip akışkan R410A soğutucu akışkanıdır. En düşük değere sahip soğutucu akışkan ise R600 ve R152a soğutucu akışkanıdır. Sistemin ikinci yasa verimi bakımından en yüksek değere sahip akışkanı toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompası sistemleri için 0 °C evaporatör sıcaklığında R600 soğutucu akışkanı en düşük ise R410A soğutucu akışkanı olduğu tespit edilmiştir. Yaz ve kış durumu için COP değerinin yüksekliği, kompresör işi ve toplam ekserji yıkımının düşüklüğü sebebiyle R600 ve R152a soğutucu akışkanı toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinde ısı pompası devresinde kullanılabileceği görülmüştür.

Mahali kış durumunda ısıtmak için toprak kaynaklı, güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ve güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sistemleri mahale uygulanmıştır. İlk olarak mahalin ısı kaybı olan 24 kW değerinde toprak kaynaklı ısı pompası sistemi uygulanmıştır. Daha sonra 24 kW ısıtma kapasitesine sahip ısı pompası sistemine toprak ısı değiştirici ile evaporatör girişi arasına güneş kollektörü bağlanmıştır. Bu sistemi kurarken aylık bazda eğik düzleme düşen toplam güneş ışınım değerleri hesaplanmış ve kollektör adetleri hesaplanmıştır. En fazla kollektör 14 adet ile Aralık ayında en az kollektör ise 8 adet ile Ekim ayında olduğu tespit edilmiştir. Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası devresinde toprak ısı değiştiriciden çıkan ve daha sonra güneş kollektörüne giren evaopratörde 0 °C' de sıvı-buhar karışımı halindeki soğutucu akışkanı evaporatör çıkışında kızgın buhar haline getirerek kompresör işi miktarının azalmasını sağlamıştır. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde 5,351 kW olan kompresör işi güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde 5,064 kW kadar düşmüştür. Kompresör işindeki azalma COP miktarının artmasına neden olmuştur. Toprak kaynaklı ısı pompasının COP değeri 4,485 iken güneş enerjisi destekli ısı pompasının COP değeri 4,739' a kadar çıkmıştır.

24 kW ısıtma kapasitesine sahip toprak kaynaklı ısı pompasını toprak altı sisteminden bağımsız güneş kollektörüne bağladığımızda mahalin ısı kaybını karşılamak için gerekli kollektör alanı ve adetlerinin arttığı tespit edilmiştir.

En fazla kollektör adeti 73 adet ile Aralık ayında olduğu görülürken en az kollektör adetinin 40 adet ile Mart aylarında olduğu tespit edilmiştir. Hem güneş enerjisi destekli hem de güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sisteminde kollektör çıkış sıcaklığı arttığında COP değerinin yükseldiği bununla birlikte gerekli kollektör alanının arttığı tespit edilmiştir. Sonuç olarak sistemi toprak ısı değiştiricisinden ayırdığımızda gerekli olan kollektör alanları ve adetleri artmaktadır.

Isı pompalarında ısı kaynağı olarak hava, su, toprak, güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı kullanılabilir. Alternatif enerji kaynakları (jeotermal, güneş ve atık ısı enerji kaynakları) bakımından zengin olan ülkemizde bu ısı pompalarının sistemlerin kullanımının yaygınlaştırılması ile daha etkin ve ekonomik ısıtma ve soğutmanın yapılmasıyla artan enerji ihtiyacımızın karşılanabilmesi mümkün olabilmektedir. Ayrıca bu sistemlerde ozon tabakası üzerinde olumsuz etki yapmayan ve küresel ısınmaya çok az neden olan akışkanlar kullanılarak çevre kirliliğinin önüne geçmekte mümkün olabilmektedir.

KAYNAKLAR

Aksu B., Balıkesir Yöresinde Yer-Su Kaynaklı Isı Pompasının Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2010, 268130.

Al-Khalidi M., Toprak Kaynaklı Isı Pompası İle Isparta Şartlarında Bir Isıtma Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2018, 506334.

Alkan R., Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termoekonomik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2014, 373064.

Araz M., Güngör A., Hepbaşlı A., Düşük Küresel Isınma Potansiyeline Sahip Soğutucu Akışkanların Soğutma Uygulamalarındaki Kullanımının Değerlendirilmesi, *Soğutma Teknolojileri Sempozyumu, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye, 17-20 Nisan 2013.

Arslanoğlu, N., Kocaeli İçin Mevcut Global Güneş Işınımı Tahmin Modellerinin Uygulanabilirliğinin Değerlendirilmesi, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 2016, **21** (1), 217-226.

Bakırcı K., Optimum Toplayıcı Eğim Açısının Aylara Göre Değişimi, *Mühendis ve Makine Dergisi*; 2006, **47** (562), 26-30.

Başçıl D., Sivas İli İçin Sıcak İklim Koşullarında Yatay Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Cumhuriyet Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas, 2019, 574312.

Bayraktar M., Toprak Kaynaklı Isı Pompası Destekli Pasif Ev Tasarımının Karabük İlinde Uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 2015, 413337.

Bulgurcu H., Kon O., İlten N., Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri İle İlgili Yeni Yasal Düzenlemeler ve Hedefler, *8. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye, 25-28 Ekim 2007.

Büyüksen H., Manisada Bir Laboratuvar Bölgesinin Dikey Tıp Toprak Kaynaklı Isı Pompası İle İklimlendirilmesi Ve Maliyet Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Manisa, 2020, 629073.

Ceylan T., İki Katlı Bir Binanın Güneş Enerjisi Destekli Hava Kaynaklı Isı Pompasıyla Isıtılması Ve Sıcak Su Eldesinin Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2010, 269945.

Çomaklı K., Şimşek F., Özyurt Ö., Bakırcı K., Soğutma/Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar Ve Alternatifleri, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 2006, **47** (562), 33-45.

Danış E., Su Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Siirt'te Bir Uygulama İle İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2007, 201219.

Elbir A., Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2010, 259604.

Erkmen İ., Gedik G., Sözen M., Sıcak İklim Bölgelerinde Soğutma Yüklerinin Karşılaştırılması, *YTÜ Mimarlık Fakültesi E-Dergisi*, 2006, **1**(2-3), 112-125.

Gözütok M., Soğuk İklim Bölgesinde Isıtma Amaçlı Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Kullanımı, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 2019, 582511.

Hepbaşlı A., Hancıoğlu E., Toprak Kaynaklı (Jeotermal) Isı Pompalarının Tasarımı, Testi ve Fizibilitesi, *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, Türkiye, 3-6 Ekim 2001.

Kılınç P., 500 Kw'lık Güneş Enerjisi Panel Tasarımında Optimizasyon Ve Ekonomik Analiz, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2019, 603708.

Koçak S., Hacim Isıtma Amaçlı Güneş Enerjisi Destekli Su Kaynaklı Isı Pompası Çevriminin Teorik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Akdeniz Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Antalya, 2012, 316215.

Koyun T., Koyun A., Acar M., Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar Ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 2005, **88**, 46-53.

Liu Z., Tan H., Li Z., Heating and Cooling Performances of River-Water Source Heat Pump System for Energy Station in Shanghai, *10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, ISHVAC2017*, Jinan, China, 19- 22 October 2017.

Özdemir M., R407C Soğutucu Akışkan Kullanılan Düşey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansının Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2011, 376160.

Patlar Ö., Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2006, 185277.

Polat S., Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 2019, 580581.

Soh A., Dubey S., Performace Study Of CO₂ Heat Pump Under Tropical Conditions Of Singapore, *10th International Conference on Applied Energy (ICAE2018)*, Hong Kong, China, 22-25 August 2018.

Şencan A., Atık Isı İle Çalışan Absorbsiyonlu Sistemlerin Modellemesi, Ekserji Analizi Ve Optimizasyonu, Doktora Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2004, 184341.

Şimşek E ve diğ., Farklı Koşullardaki Hava-Su-Hava Kaynaklı Isı Pompasının Farklı Soğutucu Akışkanlarla Termodinamik Analizi, *BAUN Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 2018, **20**(1), 174-185.

Şimşek E., Isıtma Sistemleri Ders Notları, 2013.

Temel Ö., Türkiye’de Bölgelere Göre Isı Pompası Seçim Kriterleri, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 2016, 431059.

Türk H., Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Farklı Bir Uygulama Olarak Yoğurt Üretiminde Kullanımı, Yüksek Lisans Tezi, Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bolu, 2020, 615742.

Yaman Ö, Şengül Ö, Selçuk H, Çalikuş O, Kara İ, Erdem Ş, Özgür D., Binalarda Isı Yalıtımı ve Isı Yalıtım Malzemeleri; *Türkiye Mühendislik Haberleri Dergisi*, 2015, **60**(487), 62-75.

Varınca K., Gönüllü T., Türkiye’de Güneş Enerjisi Potansiyeli Ve Bu Potansiyelin Kullanım Derecesi, Yöntemi ve Yaygınlığı Üzerine Bir Araştırma, Ughex’2006: *I. Ulusal Güneş Ve Hidrojen Enerjisi Kongresi*, Eskişehir, Türkiye, 21-23 Haziran 2006.

Zhao X., Long E., Zhang Y., Liu Q., Jin Z., Liang F., Experimental Study On Heating Performance Of Air - Source Heat Pump With Water Tank For Thermal Energy Storage, *10th International Symposium On Heating, Ventilation And Air Conditioning, ISHVAC2017*, Jinan, China, 19- 22 October 2017.

Zhou H., Zhou W., Wu J., Zhou Z., Ding S., Measurement And Analysis Of A Heating System Based On Underground Water Source Heat Pump İn Zhangye City, *10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, ISHVAC2017*, Jinan, China, 19- 22 October 2017.

URL-1: <https://www.thesisat.org>, (Ziyaret Tarihi: 10 Mart 2021).

URL-2: <https://portal.canovate.enerji.com>, (Ziyaret Tarihi: 12 Mart 2021).

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Vidinlioğlu H., Cimşit C., Buhar Sıkıştırmalı Mekanik Soğutma evriminde Kullanılan Farklı Soğutucu Akışkanların Farklı Evaporatör Sıcaklıklarında Enerji ve Ekserji Analizi; *IMASCON Uluslararası Fen ve Sosyal Bilimler Kongresi*, Kocaeli, Türkiye, 4-5 Aralık 2020.



ÖZGEÇMİŞ

İlk, orta ve lise eğitimini Ordu'da tamamladı. 2009 yılında girdiği Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2015 yılında Makine Mühendisi olarak mezun oldu. 2019-2021 yılları arasında, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimini tamamladı. 2020 yılından itibaren Arkpres Emniyet Kemerleri şirketinde Araştırma ve Geliştirme Mühendisi olarak çalışmaktadır.

