

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SU AKIŞKANLI TOPRAK KAYNAKLI DOĞAL
ISITMA/SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN TOPRAĞIN
ISIL DAVRANIŞININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Orhan YALÇINKAYA

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Ufuk DURMAZ

Mayıs 2019

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SU AKIŞKANLI TOPRAK KAYNAKLI DOĞAL
ISITMA/SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN TOPRAĞIN
ISIL DAVRANIŞININ DENEYSEL İNCELENMESİ**


YÜKSEK LİSANS TEZİ


Orhan YALÇINKAYA


Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 17.05.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.


**Dr. Öğr. Üyesi
Ufuk DURMAZ
Jüri Başkanı**


**Prof. Dr.
Hasan Rıza GÜVEN
Üye**


**Prof. Dr.
Mustafa ÖZDEMİR
Üye**

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Orhan YALÇINKAYA

17.05.2019

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitiminin boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Ufuk DURMAZ'a ve değerli aileme teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu çalışmanın maddi açıdan desteklenmesine olanak sağlayan Sakarya Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Komisyon Başkanlığına (Proje No: 2015-01-06-002) teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLOLAR LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2.	
KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
2.1. Toprak Kaynaklı Isı Değiştiricileri	4
2.2. Isı Değiştiricilerinin Ekonomik Analizi	10
BÖLÜM 3.	
ISI POMPALARI ve SOĞUTMA MAKİNELERİ	14
3.1. Isı Makinaları	15
3.2. Soğutma Makinaları	21
3.3. Isı Pompaları	23
3.3.1. Su kaynaklı ısı değiştiricileri	29
3.3.2. Hava kaynaklı ısı değiştiricileri	30
3.3.3. Toprak kaynaklı ısı değiştiricileri (GHE)	33
3.4. Toprak Tabakasında Isı Transferi	39
3.4.1. Isı transfer mekanizmaları	39

3.4.2. Toprakta ısı transfer mekanizması	40
3.4.3. Toprağın termal özellikleri	42
3.4.4. Topraklarda ısı iletim katsayısı hesaplama yaklaşımları	44
BÖLÜM 4.	
MATERYAL VE YÖNTEM	46
4.1. Su Akışkanlı GHE Sistemi	46
4.1.1. Su akışkanlı GHE sisteminde belirsizlik analizi	46
4.2. Hava Akışkanlı GHE Sistemi	47
4.2.1. Hava akışkanlı GHE sisteminde belirsizlik analizi	49
4.3. Ekonomik Analiz	50
4.3.1. Proje A (Toprak kaynaklı ısı değiştiricisi)	51
4.3.2. Proje B (Elektrikli klima)	52
4.3.3. Proje C (Doğalgaz yakıtlı kombi)	53
BÖLÜM 5.	
TARTIŞMA VE SONUÇ	55
5.1. Su Akışkanlı GHE’de Soğutma Deneyleri	55
5.2. Hava Akışkanlı GHE’de Soğutma Deneyleri	58
5.3. Ekonomik Analiz	61
BÖLÜM 6.	
SONUÇ VE ÖNERİLER	63
KAYNAKLAR	64
ÖZGEÇMİŞ	68

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

\dot{Q}	: Isı transfer hızı [kW]
\dot{m}	: Kütleli debi [kg/s]
$\eta_{ısı}$: Isıl verim
$\rho_{k,t}$: Kuru toprak yoğunluğu
ΔT	: Sıcaklık farkı [K]
ΔU	: İç enerji değişimi [kJ/kg]
ASHP	: Hava kaynaklı ısı pompası
BD	: Bugünkü değer
CFC	: Kloroflorokarbon
COP	: Performans (Etkinlik) katsayısı
COP _{IP}	: Isı pompasının etkinlik katsayısı
COP _{SM}	: Soğutma makinasının etkinlik katsayısı
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı değeri [kJ/kgK]
EAHE:	: Topraktan havaya ısı değiştiricisi
GHE	: Toprak kaynaklı ısı değiştiricisi
GSHP	: Toprak kaynaklı ısı pompası
HGHE	: Yatay tip toprak kaynaklı ısı değiştiricisi
HVAC	: Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemleri
k	: Isı iletim katsayısı [W/mK]
K	: Kelvin sıcaklık ölçüğü
Ke	: Kersten sayısı
MARR	: Minimum cazip geri getiri oranı
Proje A	: Toprak kaynaklı ısı değiştiricisi

Proje B	: Elektrikli klima
Proje C	: Doğalgaz yakıtlı kombi
PVC	: Polivinil klorür
$Q_{\text{çıkan}}$: Sistemden olan ısı geçişi [kJ]
Q_{giren}	: Sisteme olan ısı geçişi [kJ]
Q_H	: Isı pompasında ısıtılan ortama aktarılan ısı miktarı [kJ]
q_{iletim}	: İletimle olan ısı akısı [W/m^2]
Q_L	: Soğuk çevreden ısı pompasına aktarılan ısı miktarı [kJ]
Q_{su}	: Su akışkanlı GHE sisteminde toprağa aktarılan ısı miktarı [kJ]
$q_{\text{taş,buhar}}$: Buhar tarafından taşınımıyla olan ısı akısı [W/m^2]
$q_{\text{taş,sıvı}}$: Sıvı akışkan tarafından taşınımıyla olan ısı akısı [W/m^2]
q_{top}	: Toplam ısı akısı [W/m^2]
SPF_{HP}	: Isı pompaları için yıllık ortalama performans katsayısı
SSTES	: Güneş enerjisi depolama tankı
$T_{\text{çıkış}}$: GHE çıkışındaki sıcaklık değeri [$^{\circ}C$]
$T_{\text{giriş}}$: GHE girişindeki sıcaklık değeri [$^{\circ}C$]
T_H	: Yüksek sıcaklıktaki kaynak sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_L	: Düşük sıcaklıktaki depo sıcaklığı [$^{\circ}C$]
VGHE:	: Dikey tip toprak kaynaklı ısı değiştiricisi
w	: Hata oranı
$W_{\text{net,çıkan}}$: Isı makinesinde santralde üretilen net iş [kJ]
$W_{\text{net,giren}}$: Soğutma çevriminde kompresöre giren net iş [kJ]
W_R	: Toplam hata oranı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Toprağın termal ısı yayılımının derinliğe göre değişimi	5
Şekil 2.2. GSHP sisteminin şematik diyagramı	6
Şekil 2.3. Yaz mevsiminde dikey GHE'nin giriş ve çıkış sıcaklık değişimleri	6
Şekil 2.4. Islak ve kuru EAHE sisteminin şeması	7
Şekil 2.5. Yeraltı termal enerji depolama tankı	8
Şekil 2.6. GSHP (a) ve ASHP (b) sistemleri	10
Şekil 2.7. GSHP ile alternatif yakıt fiyatlarının karşılaştırılması	10
Şekil 2.8. Kanada'da kurulan GSHP üniteleri ve doğalgaz fiyatlarındaki eğilim...	13
Şekil 3.1. Isı makinasının çalışma prensibi	16
Şekil 3.2. Buharlı güç santralindeki ekipmanların şeması	17
Şekil 3.3. Isı makinası çevrimi	19
Şekil 3.4. Kelvin-Planck ifadesine göre mümkün olmayan bir çevrim	20
Şekil 3.5. Soğutma sisteminin temel elemanları	21
Şekil 3.6. Isı pompası çevrimi	24
Şekil 3.7. Hava kaynaklı ısı pompasının şematik resmi	25
Şekil 3.8. Su kaynaklı ısı pompasının şematik resmi	25
Şekil 3.9. Sondajlı toprak kaynaklı ısı pompasının şematik resmi	26
Şekil 3.10. Yatay toprak kaynaklı ısı değiştiricisinin şematik resmi	26
Şekil 3.11. Hava kaynaklı ısı değiştiricisinin kullanım alanları	32
Şekil 3.12. Aylara göre 0-15 metre toprak altı sıcaklık değişimleri	34
Şekil 3.13. Aylara göre 0-150 metre toprak altı sıcaklık değişimleri	34
Şekil 3.14. Kapalı döngülü yatay tip toprak kaynaklı ısı değiştiricisi	36
Şekil 3.15. Kapalı döngülü dikey tip toprak kaynaklı ısı değiştiricisi	36
Şekil 3.16. Toprak-hava kaynaklı ısı değiştiricisi	38
Şekil 3.17. Toprakta ısı transfer mekanizması ve sıcaklık dağılımı	41
Şekil 3.18. Kaba taneli toprağın ısı iletim katsayısının değişimi	43

Şekil 3.19. İnce taneli toprağın ısı iletim katsayısının değişimi	43
Şekil 4.1. Yeraltı boru sisteminin kurulumu ve yapay havuzun inşası	47
Şekil 4.2. GHE sistemi ve test odasının katı modeli	48
Şekil 5.1. Su akışkanlı GHE sisteminin girişindeki sıcaklık değişimi	55
Şekil 5.2. Su akışkanlı GHE sisteminin çıkışındaki sıcaklık değişimi	56
Şekil 5.3. Su akışkanlı GHE giriş-çıkış sıcaklık farkının zamana bağlı değişimi .	56
Şekil 5.4. Aylara göre su akışkanlı GHE'den elde edilen ısı transfer hızları	57
Şekil 5.5. Temmuz ayının ilk yarısında ortalama sıcaklıktaki değişim	58
Şekil 5.6. Temmuz ayının ikinci yarısında ortalama sıcaklıktaki değişim	59
Şekil 5.7. Ağustos ayının ilk yarısında ortalama sıcaklıktaki değişim	60
Şekil 5.8. Ağustos ayının ikinci yarısında ortalama sıcaklıktaki değişim	61
Şekil 5.9. Alternatiflerin bugünkü değerleri (BD)	62

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1. Toprak, hava ve su için ısı iletkenlik ve özgül ısı değerleri	9
Tablo 4.1. Ölçülen ve hesaplanan değerlerin yüzde belirsizliği	47
Tablo 4.2. Proje A için yatırım maliyeti, yıllık işletme maliyeti ve hurda değeri	52
Tablo 4.3. Proje B için yatırım maliyeti, yıllık işletme maliyeti ve hurda değeri	53
Tablo 4.4. Proje C için yatırım maliyeti, yıllık işletme maliyeti ve hurda değeri	54
Tablo 5.1. Alternatiflerin maliyet ve hurda değerleri	61

ÖZET

Anahtar kelimeler: Yenilenebilir enerji kaynakları, enerji verimliliği, toprak kaynaklı ısı değiştiricisi, ekonomik analiz

Günümüzde fosil yakıtların aşırı kullanılması sonucu ortaya çıkan çevre kirliliği dünya için ciddi bir tehdit oluşturan küresel ısınmaya neden olmaktadır. Enerji ihtiyacının sürekli artmasıyla birlikte enerji kaynaklarının hızlı bir şekilde tükenmesi ve artan enerji talebini karşılamaya yönelik son zamanlarda yenilenebilir enerji kaynaklarının önemi daha da artmıştır. Bunun yanı sıra mevcut kullanılan kaynakların daha efektif kullanılması ve alternatif enerji sistemlerinin ekonomik, teknolojik gelişmelere açık, bakımı kolay ve yasal kısıtlamalara uygun olarak geliştirilmesi bir zorunluluk haline gelmiştir.

Son yıllarda literatürde belirli oranda nemlendirilmiş toprak kaynaklı ısı değiştiricileri ile ilgili araştırmalara rastlanmakla beraber bu konuda fazla sayıda çalışma bulunmamaktadır. Mevcut çalışmalar ise çoğunlukla kuru toprak uygulamalarına yöneliktir. Bu çalışmada proses akışkanları su ve hava olan toprak kaynaklı ısı değiştiricisi kullanarak Sakarya Üniversitesi sınırları içerisindeki enerji laboratuvarının iklimlendirme uygulamaları yapılmıştır. Bu amaç için 80 m² alanda toprak kaynaklı ısı değiştiricisinin boruları yapay bir havuz içerisine yerleştirilmiştir. Yaz ve kış aylarında gerçekleştirilen deneylerde iklimlendirme için sarf edilen enerji maliyetlerinin azaldığı görülmüştür.

Araştırmada elde edilen deneysel sonuçlara göre su akışkanlı ve hava akışkanlı toprak kaynaklı ısı değiştiricisinin elektrikli klima ve doğalgazlı kombi sistemleriyle ekonomik açıdan karşılaştırması yapılmıştır. Toprak kaynaklı ısı değiştiricisi modelinde kurulum maliyetleri daha yüksek olmasına rağmen yıllık işletme maliyetinin diğer sistemlere göre daha düşük olduğu belirlenmiştir. 10 yıllık bir süre esas alındığında ise alternatif sistemlere göre daha ekonomik ve uygulanabilir olduğu tespit edilmiştir.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THERMAL BEHAVIOR OF THE SOIL FOR GROUND-BASED SYSTEMS IN NATURAL HEATING/COOLING

SUMMARY

Keywords: Renewable energy sources, energy efficiency, soil source heat exchanger, economic analysis

The pollution caused by the overuse of fossil fuels to the present day causes global warming, which is a serious threat to the world. With the continuous increase in energy demand, renewable energy resources have become more important in recent years in order to meet the rapidly depleted energy resources and to meet the increasing energy demand. In addition, more effective use of existing resources and alternative energy systems have become a necessity to be developed in line with economic restrictions, easy to maintain and easy to maintain.

In recent years, some studies have been conducted on the soil-humidified soil source heat exchangers in the literature, but there are not many studies on this subject. Current studies mostly focus on dry soil applications. In this study, air-conditioning applications of the energy laboratory within the boundaries of Sakarya University have been carried out by using an earth source heat exchanger which is considered as process fluid. For this purpose, the pipes of an earth-source heat exchanger at an area of 80 m² were placed in an artificial pool. In summer and winter experiments, energy costs for air conditioning have decreased.

According to the experimental results obtained from the study, the comparison of the water-fluid and air-fluid ground source heat exchanger with the electric air-conditioning and natural gas combi boiler systems has been economically compared. Although the installation costs are higher in the soil source heat exchanger model, it is determined annual operating cost is lower than other systems. Based on a period of 10 years, it has been determined that it is more economical and applicable than alternative systems.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Enerji maliyetlerindeki artış daha verimli cihazların ve sistemlerin kullanılmasını gerekli kılmıştır. Fosil yakıtların kullanılması ve küresel ısınmanın sonucu olarak çevre kirliliği bu zorunluluğa yol açan diğer faktörlerdendir. Bugün, enerji tüketimindeki sürekli büyümenin ve yenilenemeyen enerji kaynaklarının hızlı bir şekilde tükenmesinin ciddi bir enerji sıkıntısına ve çevre kirliliğine yol açtığı konusunda artan bir farkındalık vardır. Dünyada, enerji sistemleri temel olarak fosil yakıtlara dayanmaktadır. Ancak, yakın gelecekte, aşırı kullanımın bir sonucu olarak, yakıt kaynakları azalmaya başlayacak ve bu durum yeni rezervlerin araştırılmasına ve yeni teknolojilerin icat edilmesine yol açacaktır.

Dünyada enerji tüketimi birçok etken dolayısıyla hızla artmaktadır. Bu etkenler arasında, sanayideki gelişmeler, nüfus artışına bağlı olarak enerji ihtiyacındaki artış, kaynakların verimli kullanılmaması, enerji tasarrufu konusunda toplumda bilinç oluşturulmaması ve teknolojik gelişmelere paralel olarak artan elektrikli cihazların enerji ihtiyacı bulunur. Enerjiye olan bu ihtiyaç sürekli artarken, fosil yakıtların fiyatlarındaki belirsizlik, elektrik, LPG ve motorin gibi yakıtların yıllık ortalama fiyat artışı, rezervlerin hızla tükenmesi, çevre kirliliğinin artması ve salınan CO₂ ve diğer gazlar dolayısıyla oluşan sera etkisi gibi nedenlerden dolayı enerji üretiminde alternatif yöntemlerin payı ve önemi artmaktadır. Bu alternatif yöntemlerden kaynakların verimli kullanılması ve enerji tasarrufu konuları göz önüne alındığında termal enerji depolama sistemleri ön plana çıkmaktadır. Termal enerji depolama sistemleri ve toprak kaynaklı ısı değiştiricileriyle birlikte ozon tabakasına zarar veren kloroflorokarbonlara (CFC) gereksinim duymadan veya daha az gereksinim duyarak doğrudan soğutma-ısıtma yapılabilmektedir. Bu ve benzer yöntemler ile enerji santrallerine duyulan gereksinim azaltılarak daha çevreci çözümler sunulmaktadır. Bunun yanı sıra mevcut kullanılan kaynakların ve alternatif enerji sistemlerinin daha

efektif kullanılması için ekonomik, teknolojik gelişmelere açık, bakımı kolay, yasal kısıtlamalara uygun olarak geliştirilmesi bir zorunluluk haline gelmiştir. Öte yandan, birçok endüstriyel uygulama ile birlikte ortaya çıkan atık ısı, var olan enerjiyi daha ekonomik kullanmak ve çevre sorunlarının etkin çözümünü sağlamak için mümkün olduğunca kullanılması gereken önemli bir enerji kaynağıdır. Sonuç olarak kaynaklar daha verimli kullanılarak elektrik tüketimi ve enerji maliyetleri düşürülebilmektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompaları (GSHP) yeni bir teknoloji olmamakla beraber ilk olarak 1912 yılında İsviçre’de ortaya konulmuştur. 1940 yıllarında Avrupa ve ABD, toprak kaynaklı ısı değiştiricileri (GHE) üzerine yapılan çalışmalarda doruk noktasına ulaşsa da ekonomik ve teknik sebeplerden dolayı bu teknolojinin geliştirilmesi sekteye uğramıştır. Bu yıllarda toprak altına yerleştirilen metal serpantinler vasıtasıyla su akışkanı devir daim edilerek verimin daha da artırılabilceği gözlemlenmiştir. Ancak metalin toprak altında korozyona uğraması sebebiyle bu sistem kullanışsız olarak kabul edilmiştir. Sonraki yıllarda ise korozyon problemini ortadan kaldırmak için plastik boruların kullanımı araştırılmıştır (Liu, 2017). 1973’te başlayan Arap-İsrail savaşının ardından Arap devletlerinin petrol fiyatlarını artırmasıyla ortaya çıkan petrol krizi sebebiyle yenilenebilir enerji kaynaklarının araştırılması ve geliştirilmesi önem kazanmıştır. Ekonomik sebeplerin yanı sıra tüm dünyayı etkileyen küresel ısınma sebebiyle de daha çevre dostu çözümler ortaya koymak bir zorunluluk haline gelmiştir.

Termal enerji depolama dünyadaki en yaygın sistemlerden birisidir. Toprakta termal enerji depolanması ise en doğal ve en verimli enerji depolama sistemlerindedir. Termal enerjinin mevcudiyeti ve talebinin zamanlaması genellikle uyuşmamaktadır. Bu sebeple depolama sistemleri önemli bir rol oynamaktadır (Gasque ve ark., 2015). Termal enerji depolama sistemlerinin seçimi ve optimizasyonu için malzemelerin termal ve fizikokimyasal özellikleri çok önemlidir. Bu sebeple su akışkanı yüksek volumetrik ısı kapasitesi, düşük ve orta sıcaklık uygulamalarında geniş kullanım alanına sahip olması ve diğer akışkanlara göre ekonomik olması nedeniyle mükemmel bir maddedir (Dickinson ve ark., 2013). Toprak kaynaklı ısı değiştiricileri, ısı pompası kurulumundaki önemli elemanlardır. Toprak kaynaklı ısı değiştiricilerindeki ısı transferi öncelikli olarak toprağın termal iletkenliğine bağlı olduğu için toprak GHE

için önemli bir karakteristik elemandır (Darkwa ve ark., 2011). Toprak yıl boyunca yenilenebilir enerji kaynağı olarak kullanılabilir. Toprakta gerçekleşen doğal ısı transferi sayesinde yıl boyunca toprak sıcaklığının önemli ölçüde değişmemesi bunun bir açıklamasıdır. Toprak, yaz aylarında soğutma ve kış aylarında da ısıtma için termal enerji depolama materyali başka bir deyişle ısı kuyusu olarak kullanılabilir. Toprak özelliklerinin GHE performansı üzerinde önemli bir etkisi vardır. Toprak derinliği değiştiğinde özellikleri de önemli ölçüde değişir. Topraktaki boşlukların su ile dolu olması toprak parçacıkları arasındaki termal iletkenliği artırır. Bununla birlikte toprağın nemli olması termal iletkenliğin artırılmasında önemli rol oynar (Demir ve ark., 2009). Buna ilaveten zeminin altında bir yeraltı suyunun oluşması GHE'nin fiziksel ve termal özelliklerini etkiler. Isı pompalarının verimi toprak sıcaklığına ve topraktan proses akışkanına transfer edilen enerji miktarına bağlıdır.

Enerji tüketimini minimuma indirmek için enerji sistemlerine ait yatırım ve işletme maliyetleri, geri ödeme periyodları, ekonomik olarak uygulanabilirlik gibi konuların detaylı literatür incelemesi yapıldığında araştırılmaya ihtiyaç duyulduğu da görülmektedir.

Bu çalışmada ise ıslak toprağın ısı transferine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Literatürde benzer sistemler olmasına rağmen, bu sistemler kuru toprak uygulamalarına dayanmaktadırlar. Mevcut sistemi şu ana kadar yapılan çalışmalardan farklı kılan özellik ise ıslak toprak uygulamasına dayanmasıdır. Bu amaç için Sakarya Üniversitesi'ne ait 80 m²'lik bir alanda yapay bir havuz oluşturularak, toprak ısı rezervuarına dayalı doğal ve ekonomik bir deney düzeneği kurulmuştur. Proses akışkan olarak su ve havanın kullanıldığı bu sistemde yaz ayları olarak belirlenen Temmuz ve Ağustos'ta, kış ayları olarak belirlenen Ocak ve Şubat aylarında toprak kaynaklı ısı değiştiricisinin giriş ve çıkış sıcaklıkları termokupl yardımıyla ölçülerek toprağa transfer edilen ısı enerjisi belirlenmiştir. Bu çalışmaya ilaveten elde edilen sonuçlar ekonomik açıdan karşılaştırılarak bu sistemin fizibilitesi de incelenmiştir. Öncelikle sistemlere ait ilk maliyetler, yıllık işletme maliyetleri ve hurda değerleri hesaplanmıştır. Ekonomik olarak kıyaslama yapabilmek için her bir proje grubuna bugünkü değer analizi uygulanmıştır.

BÖLÜM 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Toprak Kaynaklı Isı Değiştiricileri

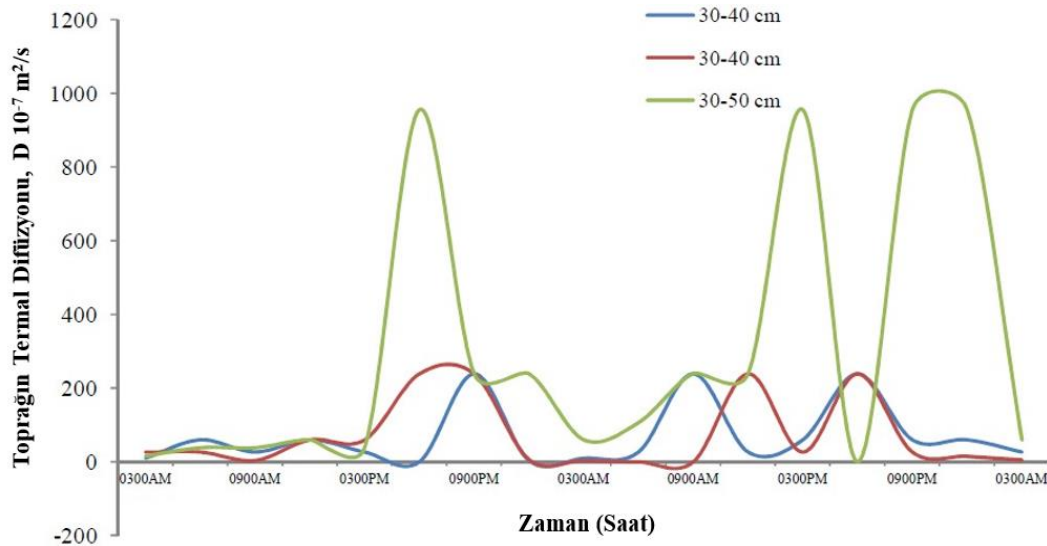
Mihalakakou ve arkadaşları (1995) ısı değiştiricisinin ısı performansını belirlemek için ısı ve kütle transferine dayalı sayısal bir model geliştirmişlerdir. Modeli geniş deneysel veri seti ile doğrulamışlardır. Modelde boru uzunluğu, boru çapı, borunun içindeki havanın hızı ve toprak yüzeyinin altındaki gömülü borunun derinliği olmak üzere dört değişkeni esas almışlardır. Geliştirdikleri algoritma ile sistemin soğutma potansiyeli kolayca hesaplanabilir.

Hepbaşı (2003) İzmir’de 50 m sondajla açılmış bir kuyuda gömülü U şeklindeki bir ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtma performans katsayısını incelemiştir. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompasının performansını ve kurulum maliyetini etkileyen parametreleri belirlemiştir.

Durmaz ve Özdemir (2018) Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında gerçekleştirdikleri ölçümlerde Sakarya Üniversitesi sınırları içerisinde kapalı bir test odasını toprak ısı rezervuarına bağlı olarak soğutmayı amaçlamışlardır. Bu sistemin yapım aşamalarında binalara entegrasyonu ile iklimlendirme masraflarının azaltılabileceğini belirtmişlerdir. Durmaz ve Yalçınkaya (2019) ise bu çalışmaların devamı olarak su akışkanını yerine hava akışkanını kullanarak toprağa transfer edilen ısı enerjisini belirlemişler ve hava akışkanının etkisini gözlemlemişlerdir.

Adedayo ve arkadaşları (2017) kurak ve yağışlı mevsimler için Nijerya’daki tropikal bir bölgenin üç farklı derinlikteki ve farklı toprak tiplerindeki termal difüzyon varyasyonlarını belirlemek için çalışmışlardır. Şekil 2.1.’de toprağın termal ısı yayılımının derinliğe göre değişimini göstermişlerdir. Farklı derinlikler için

modellenen toprak sıcaklığı değişimi ile ölçülen sıcaklık değerleri arasında kuvvetli bir korelasyon bulmuşlardır.

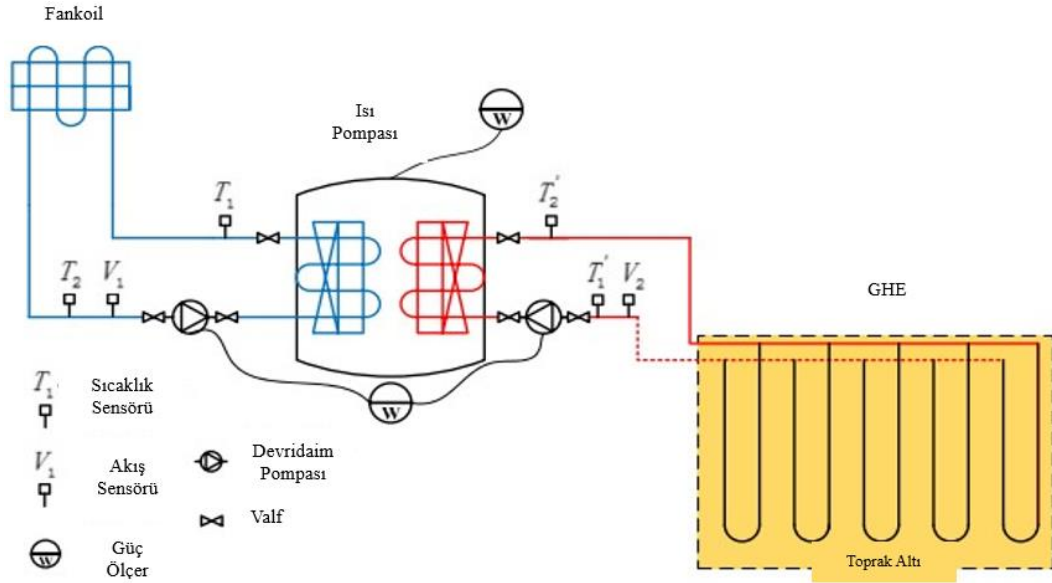


Şekil 2.1. Toprağın termal ısı yayılımının derinliğe göre değişimi (Adedayo ve ark., 2017).

Zhang ve arkadaşları (2007) yalıtım malzemesi olarak kullandıkları polistren köpük ile su birikintisi içeren bir model geliştirmişlerdir. Çeşitli toprak tiplerinin termal özelliklerini, depolama hacmini ve kapağın kalınlığını analiz etmişlerdir. Önerilen sistem ile yıllık %16 kompresör işinden tasarruf sağlanabileceğini ifade etmişlerdir.

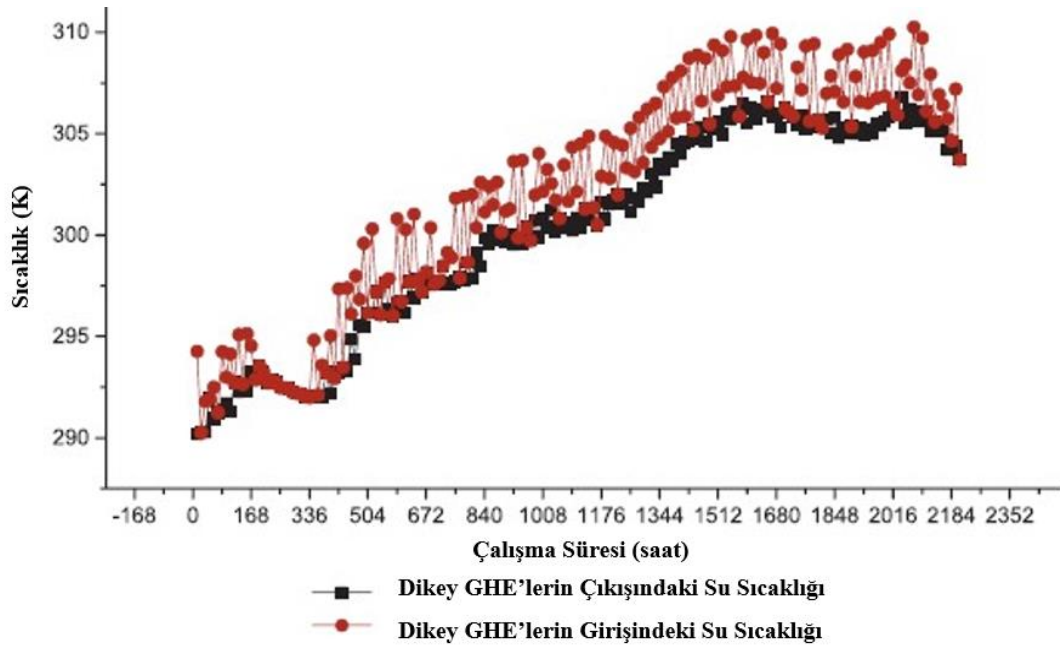
İnalli ve Esen (2004) yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası kullanarak Kasım ve Nisan aylarında yaptıkları deneysel çalışma sonucunda yüzeyden 1 ve 2 m derinlikteki sistem için ortalama performans katsayısını (COP) sırasıyla 2,66 ve 2,81 olarak tespit etmişlerdir.

Xi ve arkadaşları (2017) Doğu Çin bölgesinde yeraltındaki termal bölgede toprak kaynaklı ısı pompasının 2 yıllık işletme performansını sunmuşlardır. Çalışmaları, yeraltı termal ortam değişimi ve ısı dengesinin analizi için önemli miktarda deneysel veri sağlamaktadır. GSHP sisteminin şematik diyagramı ise Şekil 2.2.'de verilmiştir.



Şekil 2.2. GSHP sisteminin şematik diyagramı (Xi ve ark., 2017).

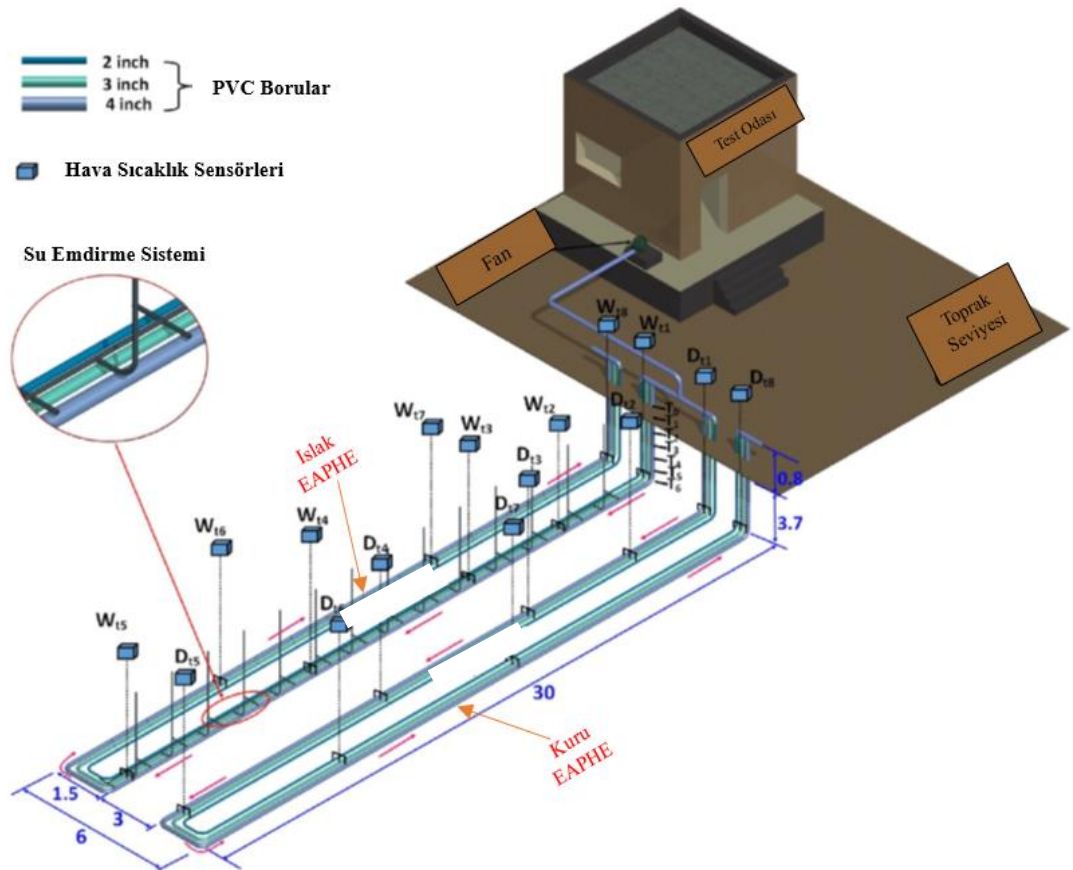
Wang ve arkadaşları (2016) farklı sıcaklıklarda toprağın ısı iletkenliğini tahmin etmek için yeni bir model geliştirmişlerdir. Şekil 2.3.'de yaz mevsiminde dikey GHE'nin giriş ve çıkış sıcaklık değişimlerini incelemiştir. Toprak kaynaklı ısı değiştiricide kullanılan toprak türünün değişmesi ve toprağın gözenekli olması durumundaki etkileri gözlemlmek için simülasyon yöntemini kullanmışlardır.



Şekil 2.3. Yaz mevsiminde dikey GHE'nin giriş ve çıkış sıcaklık değişimleri (Wang ve ark., 2016).

Nam ve Chae (2014) yaptıkları çalışmada toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin optimum tasarımını incelemiştir. Çalışmalarında boru aralığı, montaj derinliği, boru çapı, devir daim su sıcaklığı, akış hızı ve çalışma durumu gibi farklı tasarım koşullarını araştırmışlardır.

Agrawal ve arkadaşları (2019) Şekil 2.4.'te şematik resmi verilen topraktan havaya ısı değiştiricisi (EAHE) sistemine ait boruların çevresindeki alt toprağın nem içeriğini arttırmışlardır. Kış aylarında boru uzunluğu ihtiyacına bağlı olarak belirli sıcaklık artışlarının termal performans üzerine etkisini incelemiştir. Boru sistemi etrafındaki toprağın nem miktarını korumak için su emdirme sistemi kurmuşlardır. Böylece 30 m uzunluğundaki boru için ortalama ısı transfer hızı kuru sisteme göre %26 artış göstermiştir. Bu çalışma sonucunda, toprak nem içeriğinin, EAHE sisteminin performansını önemli ölçüde etkilediğini ortaya çıkarmışlardır.

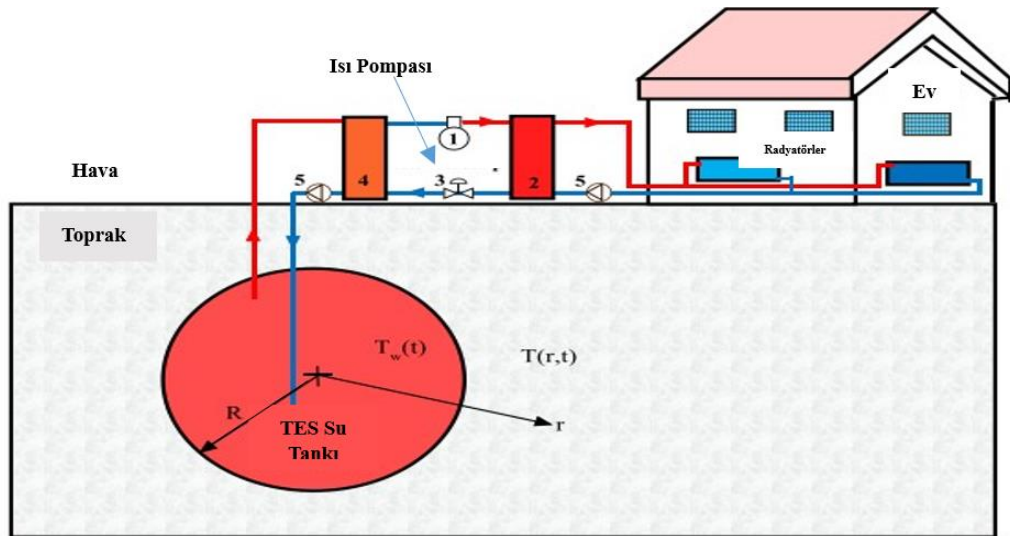


Şekil 2.4. Islak ve kuru EAHE sisteminin şeması (Agrawal ve ark., 2019).

Song ve arkadaşları (2006) toprağın bileşimini ve termal özelliklerini incelemiştir. Yatay borulu toprak kaynaklı ısı pompası yardımıyla ısı değiştiricisi geliştirmişlerdir. Gömülü boru etrafındaki toprağın ve borunun ısı iletkenliğinin toprak sıcaklığına etkisini incelemiştir. Isı pompasında gömülü boru olarak polivinil klorür (PVC) yerine yüksek yoğunluklu polietilen boru kullanmayı önermişlerdir. Toprak ısı iletkenliğini 1,1 W/mK'den 2,5 W/mK'e kadar artırarak ısı transfer kapasitesini %100,8 artırmışlardır.

Topraktaki sıcaklık dağılımını bilmek binalardan toprağa olan ısı kayıplarının hesaplarında önemli bir parametredir. Bu sebeple Popiel ve arkadaşları (2001) iki yıllık bir süre zarfında 17 m derinliğe sahip toprak tabakasının sıcaklık değişimlerini ölçmüşler ve toprağa 3,6 W/m²'lik bir ısı akısı transfer edildiğini hesaplamışlardır. Sıcaklık ölçümlerinden elde ettikleri diğer bir sonuç ise araçlar için ayrılmış park alanının altındaki toprak sıcaklığının çim saha için ayrılan bölgedeki toprak sıcaklığından 4 °C daha yüksek olmasıdır.

Yumrutaş ve Ünsal (2012) yeraltı termal enerji depolama alanında analitik bir model oluşturmuşlar ve bu modelin analizlerini yapmışlardır. Bu modele ait görsel Şekil 2.5.'te verilmiştir. Güneş enerji destekli küresel termal enerji depolama tankı ve ısı pompasından oluşan iklimlendirme sisteminin uzun vadedeki performansını belirlemişlerdir.



Şekil 2.5. Yeraltı termal enerji depolama tankı (Yumrutaş ve Ünsal, 2012).

Toprak altında yeraltı suyunun varlığı ısı transfer özelliklerini iyileştirir. Tabloda verildiği üzere hem su hem de toprak için ısı iletkenlik değeri havanınkinden oldukça yüksektir. Ayrıca su ve toprak partikülleri havadan daha yüksek ısı kapasiteye sahiptir, böylece daha fazla ısı depolayabilirler. Dolayısıyla nemli toprak, kuru toprağa göre ısı transferi için daha etkili bir ortamdır (Côté ve Konrad, 2005). Toprak partikülleri, hava ve su için ısı iletkenlik ve özgül ısı değerleri Tablo 2.1.'de bir arada verilmektedir.

Tablo 2.1. Toprak, hava ve su için ısı iletkenlik ve özgül ısı değerleri

Madde	Isıl İletkenlik ($W m^{-1} K^{-1}$)	Özgül Isı Değeri ($J kg^{-1} K^{-1}$)
Toprak	2-20	300-1500
Su	0,56	4180
Hava	0,024	1006

Sweet ve McLeskey (2012) yaz aylarında depo edilen güneş enerjisinin depolanması ve o sene içerisindeki kış aylarında kullanılması için bir sistem simüle etmişlerdir. Bir konutun çatısına düz levhalı ısı kolektörlerini bağlayarak güneş enerjisini termal enerjiye dönüştürmüşlerdir. Depolanan termal enerjiyi daha sonra güneş enerjisi depolama tankına (SSTES) aktarmışlardır. Bu çalışma sonucunda, kış mevsiminde ısıtma için fosil yakıtlara olan ihtiyacın %64 civarında azalacağını belirlemişlerdir.

Bulut ve arkadaşları (2015) Şanlıurfa ilinde kış mevsiminde 3 cm çapında ve 20 m uzunluğundaki galvanizli borulardan meydana gelen EAHE'yi zeminin 2 m altına yerleştirilmiştir. Hava giriş ve çıkış sıcaklığı, hava hızı ve toprak sıcaklığı ölçümleri Aralık ve Şubat aylarında yapılmıştır. EAHE sisteminde çıkış ve giriş havası arasındaki sıcaklık farkı maksimum 11,6 °C olarak ölçülmüştür. EAHE sisteminin etkinlik değeri ortalama 0,83 ve COP değerinin ise 1,7 ile 5,9 arasında değiştiği tespit edilmiştir. EAHE sisteminin ısıtma prosesinde en iyi performansı sergilediği ve ısıtma-havalandırma uygulamalarında enerji tasarrufu sağlayabileceği görülmüştür.

Literatürdeki yapılan çalışmalar incelenirse, son zamanlarda toprak kaynaklı ısı değiştiricilerinde kuru toprak yerine nemli toprak uygulamalarına yönelik çalışmalar

artmaktadır. Çünkü toprağın nem oranı arttıkça ısı transferinde iyileşme gözlenmektedir (Kayıhan, 2012).

Ameen ve arkadaşları (2018) kum ve kırık tuğla gibi düşük maliyetli yapıların ve demir cevheri gibi endüstriyel atıkların yatay toprak kaynaklı ısı değiştiricisinde (HGHE) dolgu malzemesi olarak kullanımının etkisini incelemişlerdir. Metal dolgu malzemeleri kullanıldığında ise HGHE'nin performansı %77 artmıştır.

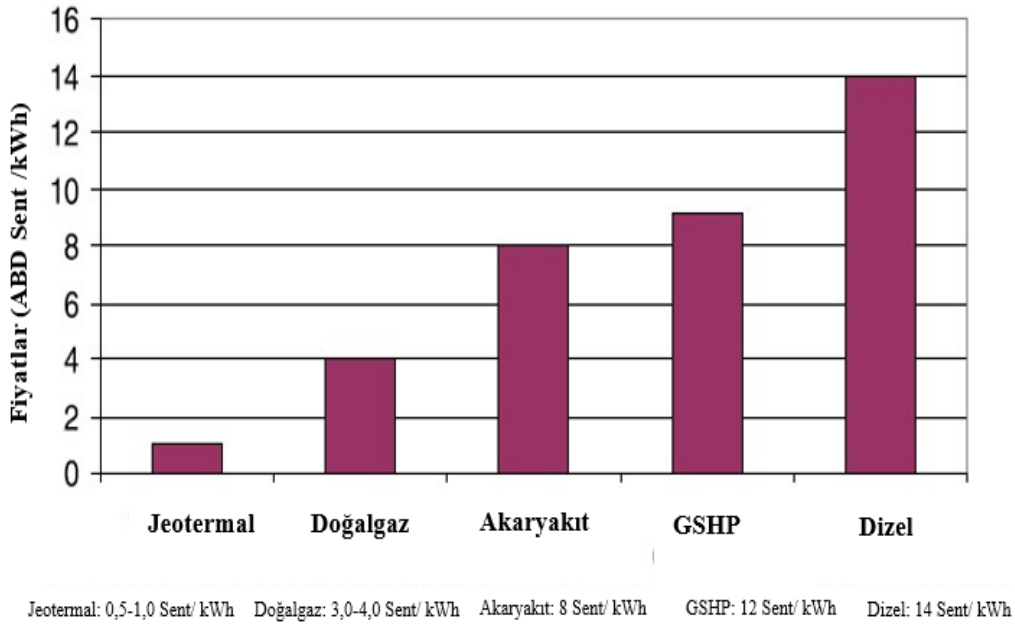
2.2. Isı Değiştiricilerinin Ekonomik Analizi

Esen ve arkadaşları (2007) dizayn ettikleri bir test odasında ısıtma ve soğutma işlemleri için iki farklı sistemin ekonomik fizibilitesini incelemişlerdir. Yıllık değer yöntemi yardımıyla toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) ve hava kaynaklı ısı pompası (ASHP) sistemlerinin maliyetlerini karşılaştırmışlardır. Bu sistemler Şekil 2.6.'da gösterilmiştir. Türkiye'deki mevcut elektrik fiyatları esas alınarak 20 yıllık bir kullanım ömrü, %8'lik bir faiz oranı ve %4'lük yıllık yakıt fiyat artışı için GSHP ve ASHP sistemlerinin yıllık elektrik tüketimini ve her bir soğutma sisteminin maliyetini hesaplamışlardır. Gerçekleştirdikleri çalışmalar ve deneyler sonucunda yaptıkları ekonomik analiz göz önüne alındığında ASHP sisteminin kurulum maliyeti GSHP sisteminden daha ucuz olmasına rağmen GSHP sisteminin işletme maliyeti ASHP sisteminden daha az olduğunu tespit etmişlerdir.



Şekil 2.6. GSHP (a) ve ASHP (b) sistemleri (Esen ve ark., 2007).

Çamdalı ve Tuncel (2013) yaptıkları çalışma sonucu GSHP sisteminde kullandıkları ekipmanların adetlerini ve fiyat listesini çıkarmışlardır. 30 yıllık bir kullanım ömrü ve yıllık %5'lik bir faiz oranı ile sisteme ait piyasa değerini hesaplamışlardır. Isıtmada kullanılan GSHP'leri Şekil 2.7.'de görüldüğü üzere alternatif yakıtların fiyatlarıyla kıyasladıklarında ise GSHP'lerin günümüz şartlarında doğalgaz, jeotermal enerji ve fuel oil gibi yakıtlara kıyasla ekonomik olmadığını tespit etmişlerdir.



Şekil 2.7. GSHP ile alternatif yakıt fiyatlarının karşılaştırılması (Çamdalı ve Tuncel, 2013).

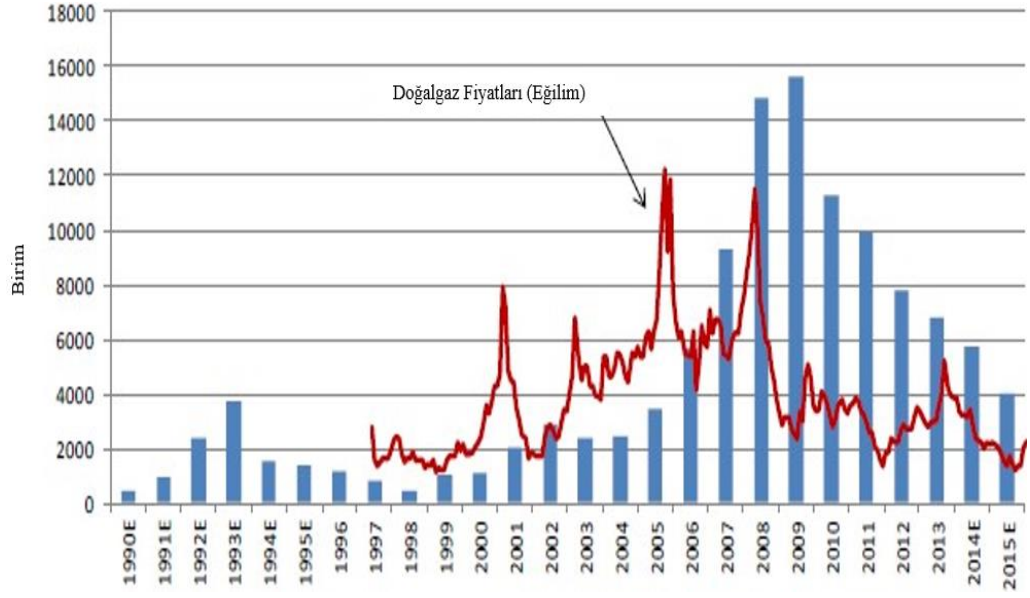
Birchfield ve arkadaşları (2014) doğalgazın mevcut koşullar altında en iyi enerji kaynağı olsa da yenilenemeyen bir kaynak olduğunu ve sürdürülebilir olmadığını belirtmişlerdir. Mevcut şartlarda tasarladıkları jeotermal sistemin ekonomik olmadığını da belirlemişlerdir. Jeotermal sistemin yüksek sermaye maliyeti ve çalıştıkları bölgede geleneksel ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sisteminin (HVAC) altyapısının mevcut olması sebebiyle ısıtma ve soğutma için HVAC sistemini seçmenin daha ekonomik bir karar olduğunu gözlemlemişlerdir. Ancak 25 yıl içinde doğalgaz fiyatlarının artacağını düşündüklerinden, jeotermal sistemin geleneksel sistemden daha ucuz hale geleceğini tablolar halinde açıklamışlardır. Ayrıca yakın gelecekte jeotermal sisteme yönelik yeni teşviklerle, kurulumun daha ekonomik ve sistemin daha uygulanabilir hale geleceğini tahmin etmişlerdir.

Desideri ve arkadaşları (2011) toprak kaynaklı ısı pompası ile geleneksel ısıtma-soğutma sistemini karşılaştırmak için tesisin kurulum maliyetlerinin değerlendirilmesini yapmışlardır. Üç farklı sistemin karşılaştırıldığı bu çalışmada ilk olarak kışın ısıtma ve yazın soğutma amaçlı kullanılan GSHP'nin maliyet analizi yapılmıştır. Bir sonraki sistem ise yazın ısıtma ve kışın soğutma amaçlı kullanılan doğalgaz kazanıdır. Karşılaştırılan üçüncü sistem ise yazın soğutma ve kışın ısıtmada kullanılan birleşik GSHP sistemidir. Yatırım maliyetleri ve geri ödeme süreleri bu karşılaştırmaya dâhil edilince en karlı sistemin üçüncü sistem olduğunu belirlemişlerdir.

Gabrielli ve Bottarelli (2016) geleneksel yoğuşmalı kazan ile toprak kaynaklı ısı pompasını ekonomik açıdan karşılaştırmak için nakit akış analizi ve maliyet-fayda analizlerini uygulamışlardır. Her iki sistemin geri ödeme sürelerini kıyaslamak için yatırım maliyetlerini ve işletme maliyetlerini de analiz etmişlerdir. Analizi farklı iklim bölgeleri için de uygulamışlar ve sonuç olarak toprak kaynaklı ısı değiştiricisi için yapılan yatırımların değer kazandığını göstermişlerdir.

Verdes ve arkadaşları (2016) değişken geometrili modüler, yatay kapalı döngülü ve dikey kapalı döngülü olmak üzere üç farklı tip ısı değiştiricisi için yaptıkları ekonomik analiz sonucunda jeotermal ısı değiştiricisinde iç karlılık oranını %14 bulmuşlardır. Karşılaştırılan sistemlerden geri ödeme süresi 6,5 yıl ile en az olan dikey kapalı döngülü ısı değiştiricisidir. Genel değerlendirme yapıldığında ise en karlı sistemin değişken geometrili modüler ısı değiştiricisi olduğunu saptamışlardır.

Tanguay (2017) Kuzey Amerika'daki konutların iklimlendirmesi için kullanılan toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerini bir ekonomik model çerçevesinde analiz etmiştir. Şekil 2.8.'de gösterildiği gibi Kanada ve Amerika'da kurulan GSHP sistemleri ve bu ülkelerdeki doğalgaz fiyatlarının eğilimlerini grafikler halinde sunmuştur. Ayrıca ham petrol ve doğalgaz fiyatlarının değişimini de göstermiştir.



Şekil 2.8. Kanada’da kurulan GSHP üniteleri ve doğalgaz fiyatlarındaki eğilim (Tanguay, 2017).

BÖLÜM 3. ISI POMPALARI ve SOĞUTMA MAKİNELERİ

Bir hal değişiminin meydana gelebilmesi için termodinamiğin birinci yasası yani enerjinin korunumu ilkesi ile beraber termodinamiğin ikinci yasası da sağlanmak zorundadır. Yani bir hal değişiminin geręekleşebilmesi için sadece birinci yasanın geręekleşmesi yeterli değildir. Hal değişimleri belirli bir yönde geręekleşirken tersi yönde geręekleşmez. Örneğin bir direnç teline elektrik enerjisi sağlandığımızda odaya bir miktar ısı geçişi olur ve sağlanan elektrik enerjisi ortam havasına geçen ısı miktarına eşit olur. Ancak bu durumun tersi yani ortam havasının ısıtılması ile direnç teline geçen ısı miktarının eşit olmayacağı herkes tarafından bilinmektedir. Bu ve buna benzer örnekleri artırmak mümkündür. Tersi yönde geręekleşen hal değişimleri birinci yasaya uysa da ikinci yasaya uymamaktadır. İkinci yasa yalnızca hal değişimlerinin geręekleşip geręekleşmeyeceğini belirlemede kullanılmaz.

Enerjinin nitelikli olması araştırmacıların en önemli kaygılarından birisidir. Enerjinin miktarı her ne kadar önemliyse de kaliteli yani nitelikli olması da gerekmektedir. Isı makineleri ve ısı pompaları gibi mühendislik sistemlerinin verimlerinin tespit edilmesinde termodinamiğin ikinci yasası sıkça kullanılmaktadır.

Atmosferik hava, okyanus, göl, akarsu, toprak gibi ısıl enerji depoları sonlu miktarda ısıyı alıp verebilecek büyüklüğe sahiptir. Örneğin kış ayında birçok apartmandan oluşan bir siteden atmosfer havasına olan ısı geğişini düşünecek olursak, bu ısı transferi ile atmosfer havası ısınmaz. Benzer şekilde güç santrallerinin kayda değer miktarlardaki atık ısıları ile akarsu ve nehir gibi büyük su kütlelerinin sıcaklığında önemli değişimler meydana gelmez. Bir cismin ısıl enerji deposu olarak tanımlanabilmesi için çok büyük olması şart değildir. Örneğin bir odada bulunan bilgisayardan odadaki havaya transfer olan ısı miktarı, ortam havasının sıcaklığını önemli ölçüde artırmayacağı için ortam havası ısıl enerji deposu olarak kabul edilebilir.

Isıl enerji depoları kaynak ve kuyu olmak üzere iki kısma ayrılır. Kaynak, ısıl enerji temin ederken kuyu ise ısıl enerjiyi alır.

Çevrecilerin de ilgi alanına giren endüstriyel kaynakların sebep olduğu atık ısı, yerel çevre sıcaklığının artırması sebebiyle ısıl kirlenmeye neden olmakta ve bu durum insanların ve doğada yaşayan canlıların hayatını tehlikeye atmaktadır.

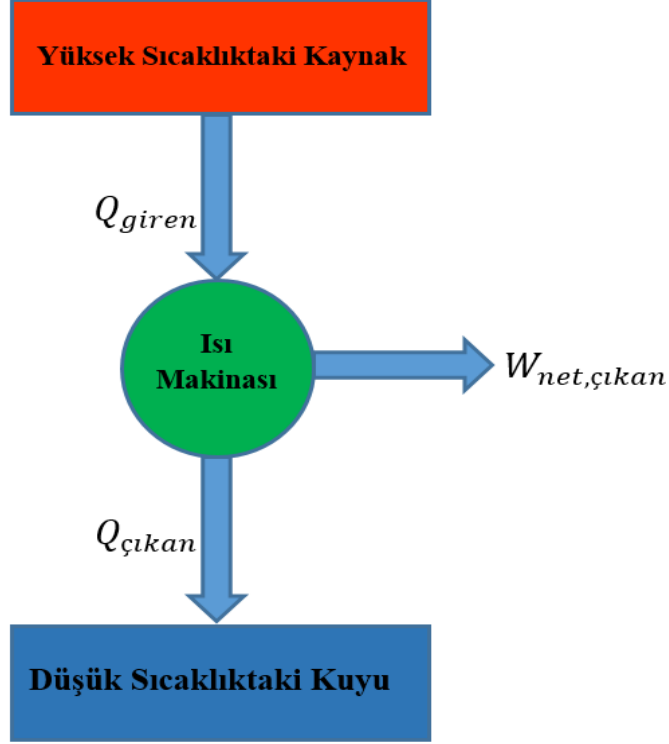
3.1. Isı Makinaları

Isı makinası, termodinamik bir döngüde çalışan, yüksek sıcaklıktaki bir gövdeden düşük sıcaklıktaki bir gövdeye ısı transferi yoluyla net iş yapan bir cihaz olarak tanımlanabilir. Genellikle ısı makinası terimi, termodinamik bir döngüde çalışmada da ısı transferi veya yanma yoluyla iş üreten tüm cihazları kapsayan daha geniş bir anlamda da kullanılabilir. İş, herhangi bir aygıtta gerek olmaksızın doğrudan ve tümüyle ısıya dönüştürülebilirken ısının işe dönüştürülebilmesi için özel cihazlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu özel cihazlar ısı makinası olarak isimlendirilir. Isı makinaları birçok farklı türde olmasına karşın aşağıda ele alınan maddeler her birerinde ortakır.

- Güneş enerjisi, kazanlar gibi yüksek sıcaklığa sahip kaynaklardan ısı alırlar.
- Aldıkları ısının bir bölümünü genellikle mil işine çevirirler.
- Arta kalan ısı enerjisini atmosfer ve akarsu gibi düşük sıcaklığa sahip bir kuyuya gönderirler.
- Bir çevrime sahiptirler.

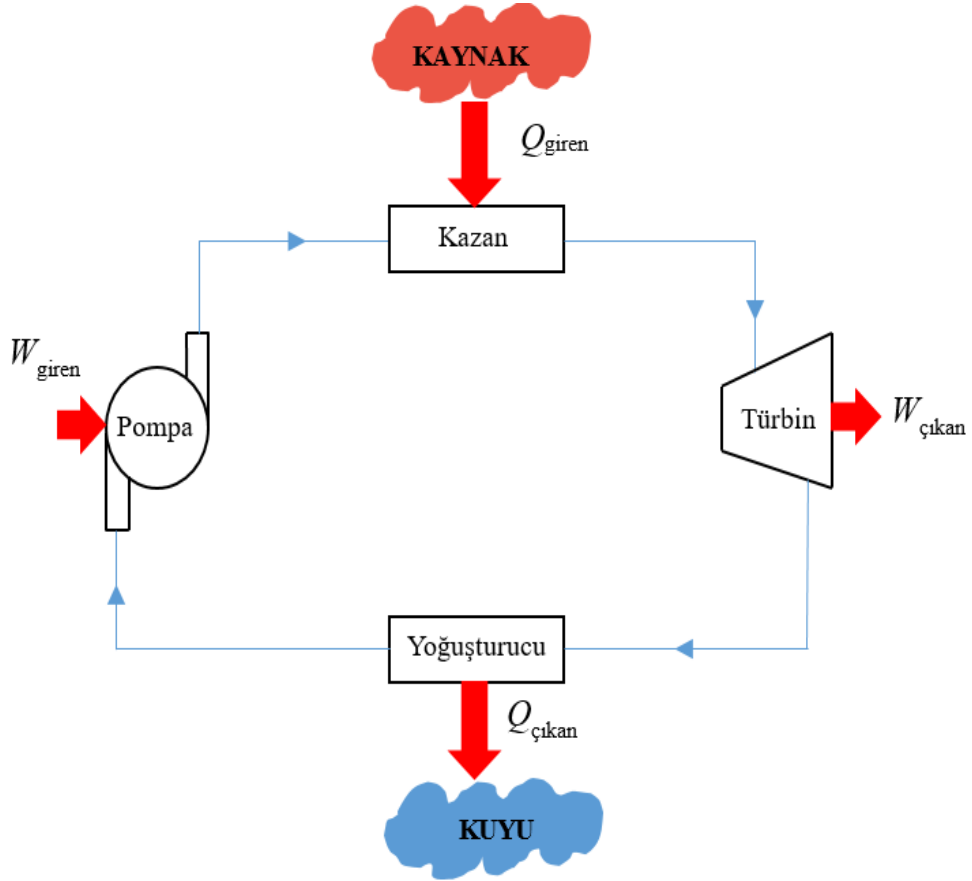
Bahsedilen bu ısı transferi fan, kompresör gibi ilave bir sistem gerektirmeden olursa bu ısı transferi doğal taşınım ile meydana gelir. Isı pompasının işlevsel hale gelebilmesi şekilde gösterildiği üzere yüksek sıcaklıktaki bir ortam ve düşük sıcaklıktaki bir ortam gerektirmektedir. Söz konusu cihazlar çevrim gerçekleştirirken ısıyı transfer edecekleri ortam olarak proses (iş) akışkanı içerirler.

Isı makineleri denilince akla ilk gelen ve iş üreten makine buharlı güç santralidir. Makinenin dışında gerçekleşen yanma sonucu açığa çıkan ısı enerjisi proses akışkan olarak belirlenen suya transfer edilir. Buharlı güç santralinin şematik çizimi Şekil 3.1.'de verilmiştir.



Şekil 3.1. Isı makinasının çalışma prensibi

Bu bölümde, yüksek sıcaklıktaki gövdeden olan ısı transferini temsil etmek için Q_H sembolü ve düşük sıcaklıktaki gövdeden olan ısı transferini temsil etmek için Q_L simgesi kullanılmaktadır. Şekil 3.2.'de şematik gösterimi verilen buharlı güç santrali pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucu sistemlerinden meydana gelmektedir. Bununla birlikte önemli olan döngü boyunca elde edilen net iştir. Isı miktarı Q_L soğutucu akışkan içeren kondansatörden düşük sıcaklıktaki bir kuyuya atılır. İş akışkanına sahip olması, termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışıyor olması ve ısı transferini sağlaması sebebiyle buharlı güç santrali de bir nevi ısı makinasıdır. Aşağıdaki eşitlik (Denklem 3.1) kullanılarak santralin net işi hesaplanabilir.



Şekil 3.2. Buharlı güç santralindeki ekipmanların şeması

$$W_{net,çıkan} = W_{net,çıkan} - W_{net,giren} \quad (k) \quad (3.1)$$

Burada $W_{net,çıkan}$ santralin net işini, $W_{net,çıkan}$ türbinde üretilen işi ve $W_{net,giren}$ pompaya sağlanan işi ifade etmektedir.

Yukarıdaki sisteme ait cihazlar tek tek incelendiğinde açık sistem çözümlmesine tabi tutulacağı bilinmektedir. Çünkü her bir sistem elemanına kütle giriş çıkışı söz konusudur. Ancak kayıplar göz ardı edildiğinde sistem bir bütün olarak düşünülürse her zaman aynı akışkan kütlelerini içereceği kabul edilebilir. Bu yüzden kapalı sistem çözümlemesi dikkate alınabilir. Bir çevrim gerçekleştirerek çalışan kapalı sistemlerde ΔU yani iç enerji değişimi sıfıra eşit olacağından sistemdeki net işin ısı transferine eşit olması beklenir.

$$W_{net,çıkan} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \quad (\text{kJ}) \quad (3.2)$$

Burada $W_{net,çıkan}$ santralin net işini, Q_{giren} kazana olan ısı girişini ve $Q_{çıkan}$ kuyuya aktarılan ısı miktarını belirtmektedir.

Isıl verim, termodinamik bir çevrimin tamamlanabilmesi için mutlaka bir $Q_{çıkan}$ olmalıdır. Bu sebeple ısı makinesine giren enerji miktarının yalnızca bir kısmından iş elde edilebilmektedir. Isı makinelerinin etkinliğinin bir ölçüsü giren ısı enerjisinin ne kadarının net işe dönüştüğüdür. Bir ısı makinesinin ısıl verimi elde edilen net işin sisteme giren toplam ısıya oranı şeklinde tanımlanır. Isıl verim aşağıdaki eşitlik kullanılarak (Denklem 3.3) hesaplanabilmektedir.

$$\eta_{Isıl} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_{giren}} \quad (3.3)$$

Burada $W_{net,çıkan}$ santralin net işi, Q_{giren} sisteme olan ısı geçişi ve $\eta_{Isıl}$ ısıl verimi ifade etmektedir.

Yukarıda verilen eşitlikte santral tarafından üretilen net iş aşağıdaki eşitlik (Denklem 3.4) ile bulunur.

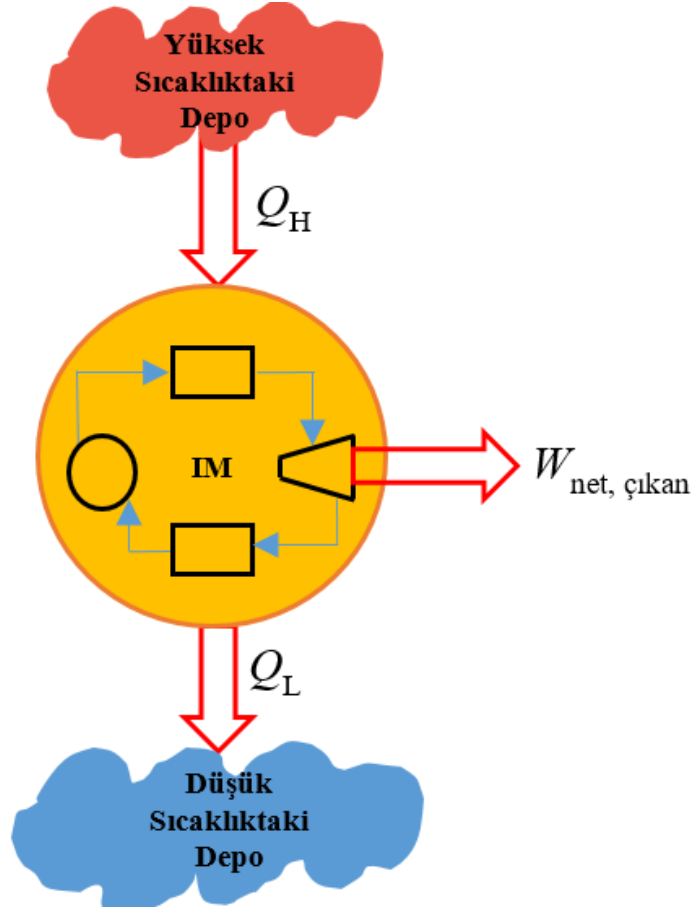
$$W_{net,çıkan} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \quad (3.4)$$

Burada $W_{net,çıkan}$ santralin net işi, Q_{giren} sisteme olan ısı geçişi ve $\eta_{Isıl}$ ısıl verimi ifade etmektedir.

Mühendislik uygulamalarında önemli bir yere sahip olan ısı makinaları yüksek sıcaklıktaki (T_H) bir depodan almış olduğu ısıl enerjinin bir kısmını düşük sıcaklıktaki (T_L) bir depoya transfer ederken aralarındaki fark kadar net iş üretmiş olur.

Q_H ve Q_L her zaman pozitif değerlere sahip olduğundan ısıl verim 0 ile 1 arasında değişmektedir. Bir ısı makinasında ısıl verim, alınan ısıl enerjinin ne kadarının net işe

çevrildiğinin ölçütüdür. Isı makinalarında hedef ısıl enerjinin net işe dönüştürülmesi olduğundan araştırmacılar bu makinalardan elde edilen verimi daha da artırmak için çaba sarf etmektedirler. Daha yüksek verim elde etmek istenmesinin sebebi daha az yakıt sarfıyatı sağlamak, daha ekolojik sistemler geliştirmek ve yakıt faturalarının makul hale getirilmesini sağlamaktır.



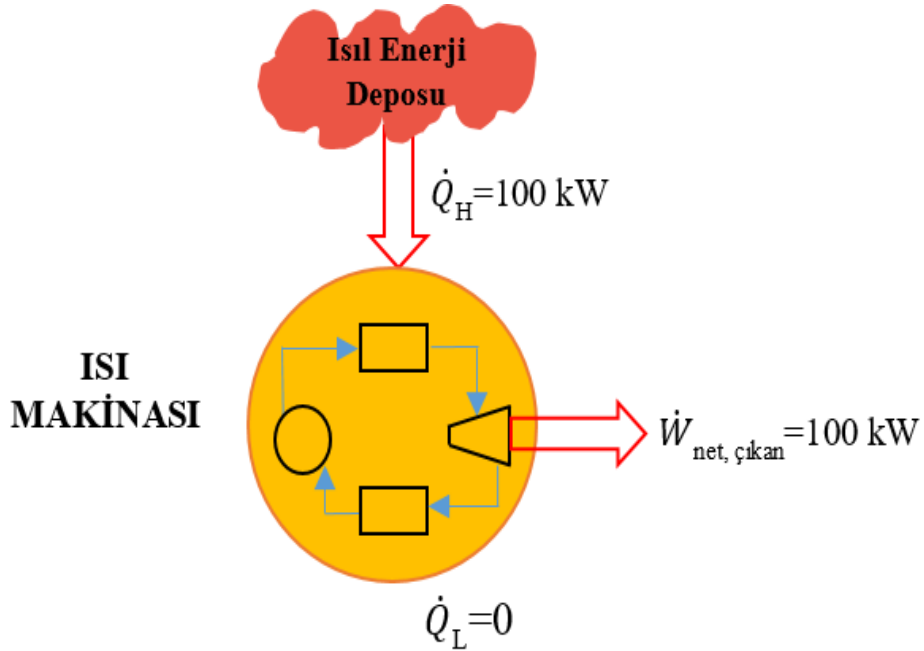
Şekil 3.3. Isı makinası çevrimi

Buji ateşlemeli bir otomobil motorunda elde edilen ısıl verim %25 civarlarındadır. Bunun anlamı şudur ki; benzindeki kimyasal enerjinin yaklaşık %25'i mekanik işe dönüştürülmüştür. Bu oran dizel motorlu araçlarda %40 seviyelerinde iken birleşik gaz türbinli güç santrallerinde %60'lara yükselmektedir. Anlaşıldığı üzere, verimli olarak kabul edilen bu sistemlerde bile kayıplar bir hayli fazla olup Şekil 3.3.'teki gibi düşük sıcaklıktaki bir depoya ısıl enerji aktarımı gerçekleşmektedir.

Buharlı güç santrallerine ait yoğuşturucularda çevrimin tamamlanabilmesi için yüksek miktarlarda atık ısının göl, akarsu ve atmosfer gibi düşük sıcaklıktaki bir ortama transferi gerçekleşmelidir. Aksi halde çevrim tamamlanamamaktadır. İdeal şartlar oluşsa bile her ısı makinası çevrimini tamamlayabilmesi için enerjisinin bir kısmını düşük sıcaklıkta bir depoya atık enerji olarak transfer etmek zorundadır. Ayrıca Kelvin-Planck ifadesi ile ısı makinasının sürekli koşullarda çalıştırılabilmesi için en az iki ısı depoya ihtiyaç duyduğu savunulmuştur.

Kelvin-Planck ifadesi ile bir ısı makinasının periyodik olarak çalıştırılabilmesi için en az iki ısı depoya ihtiyaç duyduğu açıklanmıştır. Başka bir ifade ile açıklamak gerekirse hiçbir ısı makinesinin aldığı ısı enerjisinin tamamını net işe dönüştürmesi düşünülemez. Yani verimin 1'den büyük olması mümkün değildir. İşte bu durum Kelvin-Planck ifadesi ile açıklanmaktadır.

Şekil 3.4.'te gösterildiği üzere, bir çevrim esnasında ısı makinasının hem yüksek sıcaklıkta bir kuyuya hem de düşük sıcaklıkta bir depoya ihtiyacı vardır.

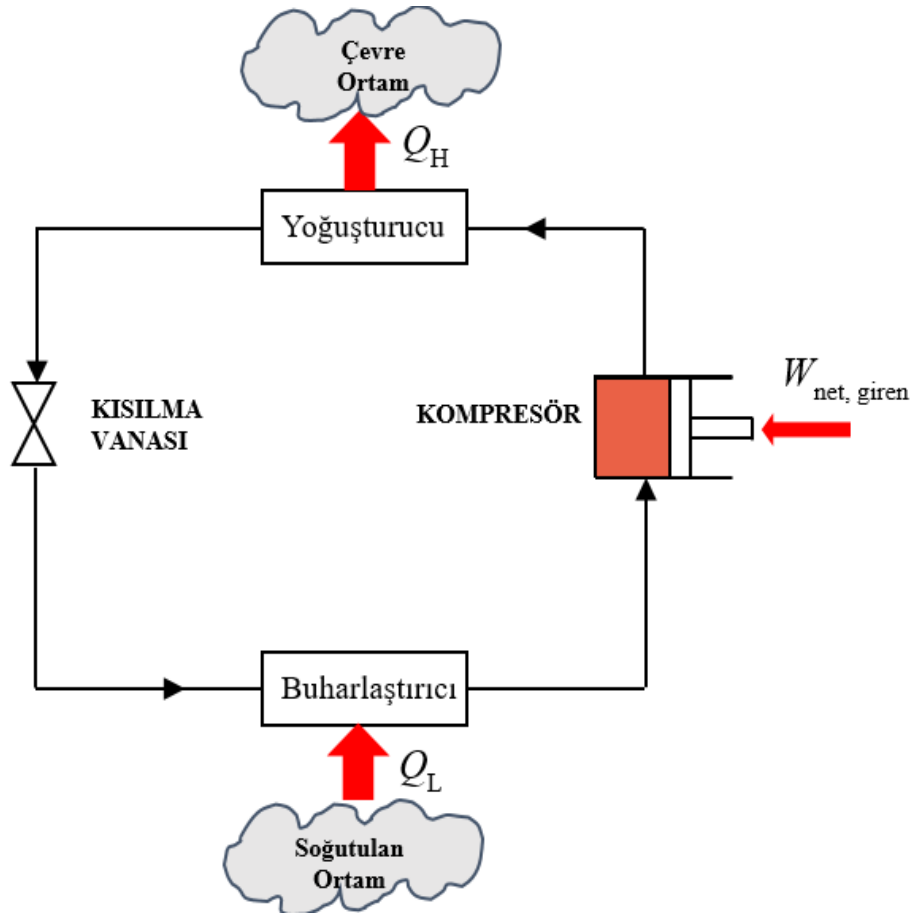


Şekil 3.4. Kelvin-Planck ifadesine göre mümkün olmayan bir çevrim

3.2. Soğutma Makinaları

Bir sistemde ısı geçişinin yönü yüksek sıcaklıktaki sistemden düşük sıcaklıktaki sisteme doğrudur. Bu durum herhangi bir cihaza gereksinim duymadan gerçekleşebilir. Ancak bunun aksini gerçekleştirmek için özel cihazlara ihtiyaç duyulur. Yani düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi pasif yöntemlerle gerçekleştirilemez. Bu durumda ısı geçişi soğutma makinaları olarak adlandırılan özel cihazlarla sağlanır.

Tıpkı ısı makinalarında olduğu gibi soğutma makinaları da bir çevrim gerçekleştirerek çalışırlar. İş akışkanı olarak soğutucu akışkanın kullanıldığı soğutma çevrimlerinde yaygın olarak Şekil 3.5.'te görüldüğü gibi kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve kısılma vanası olmak üzere dört temel eleman kullanılmaktadır.



Şekil 3.5. Soğutma sisteminin temel elemanları

Kompresöre buhar olarak giren iş akışkanı diğer bir deyişle soğutucu akışkan evaporatöre gönderilmeden önce burada basınçlandırılır. Aynı zamanda sıcaklığında da bir artış gözlenen akışkan, evaporatör sistemindeki borulardan geçişte bir miktar ısı enerjisi çevre ortama vermektedir. Yoğuşturucu kademesinden sonra çok küçük çaplı kılcal borulardan geçen soğutucu akışkan kısılma vanasının etkisi altında daha düşük sıcaklık ve basınç değerlerine sahip olur. Kısılma vanasında sıcaklığı düşürülen proses akışkan kondenser sisteminden geçerken soğutulan ortamdan ısı alır ve buharlaşır. Çevrimin tamamlanabilmesi son olarak buharlaştırıcıdan kompresöre girer.

Evlerimizde yoğun olarak kullandığımız buzdolaplarında yukarıda belirtildiği gibi bir çevrim gerçekleşmektedir. Dondurucu kısmı, soğutucu akışkanın ısıyı aldığı bölümdür ve evaporatör olarak işlev görmektedir.

Etkinlik katsayısı (COP), soğutma makinalarının verimini belirlemede kullanılan boyutsuz bir büyüklüktür. Soğutulan bir ortamdan ısıyı almak için tasarlanan soğutma makinaları bu işlemi gerçekleştirmek için bir miktar iş harcaması gerekir. Bu durum esas alınarak etkinlik sayısı aşağıdaki eşitlik kullanılarak (Denklem 3.5) belirlenir.

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{W_{net,giren}} \quad (3.5)$$

Burada COP_{SM} soğutma makinasının etkinlik katsayısını, $W_{net,giren}$ sağlanan net işi belirtmektedir.

Bu ifade birim zamandaki enerji yani güç cinsinden de yazılabilir. Diğer bir ifade şekli ise aşağıdaki eşitlikte (Denklem 3.6) verilmiştir.

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (3.6)$$

Burada Q_L düşük sıcaklıktaki ortamdan çekilen ısı iken Q_H yüksek sıcaklıktaki ortama verilen ısıdır.

COP_{SM} sayısının 1'den büyük bir değer olduğu unutulmamalıdır. Bunun anlamı, ortamdan çekilen ısının verilen net iş miktarından büyük olması gerektiğidir.

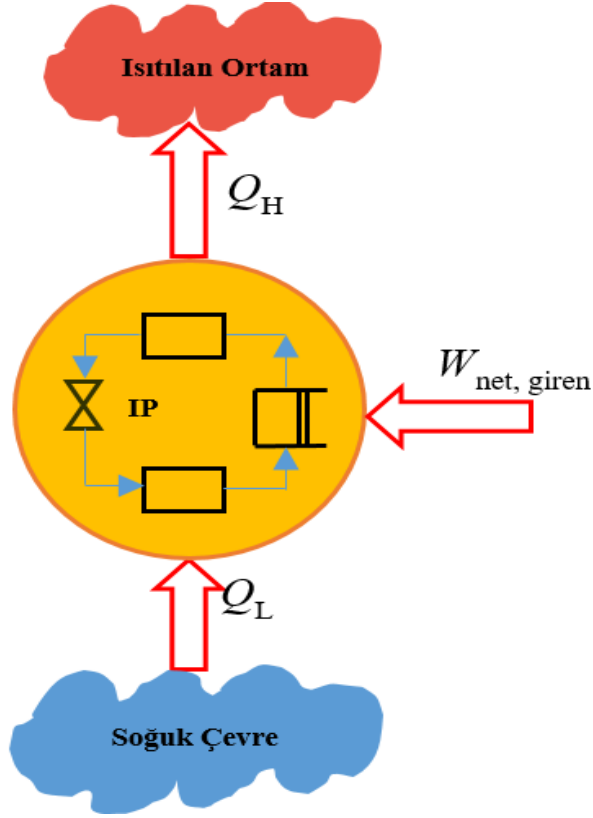
3.3. Isı Pompaları

Isı pompaları tıpkı soğutma makinaları gibi düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı enerjisi transfer eder. Isı pompası sistemlerini çalıştırmak için yüksek ekserji içeriğine sahip bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulur. Soğutma çevriminin kompresörünü devreye almak için gerek duyulan yüksek ekserji kaynağı elektriktir. Şekil 3.6.'da ısı pompasına ait termodinamik çevrim verilmiştir. Soğutma makinası temelde ortamdan ısı çeker ve bu ortamın sıcaklığının düşürülmesini hedefler. Bunun tam tersine ısı pompası ise ısı verilen ortamın yüksek sıcaklıkta olmasını sağlar. Isı pompası kış aylarında toprak altı gibi çevre ortama göre daha soğuk bir kaynaktan ısıyı çekerek ısıtılması hedeflenen ortama aktarır.

Performans katsayısı, faydalı ısı miktarının sisteme sağlanan elektrik miktarına oranı olarak tanımlanır. Isı pompasının etkinlik katsayısı COP_{IP} ile simgelenir ve aşağıdaki bağıntı (Denklem 3.7) ile hesaplanır.

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (3.7)$$

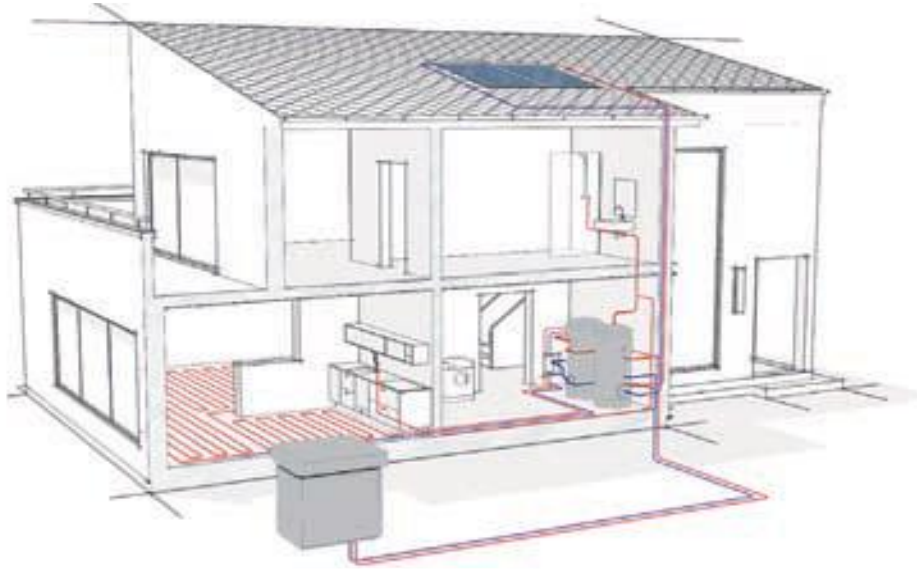
Burada COP_{IP} ısı pompasının etkinlik katsayısını, Q_H yüksek sıcaklıktaki ortama aktarılan ısı enerjisi ve Q_L düşük sıcaklıktaki soğuk çevreden çekilen ısıyı belirtmektedir.



Şekil 3.6. Isı pompası çevrimi

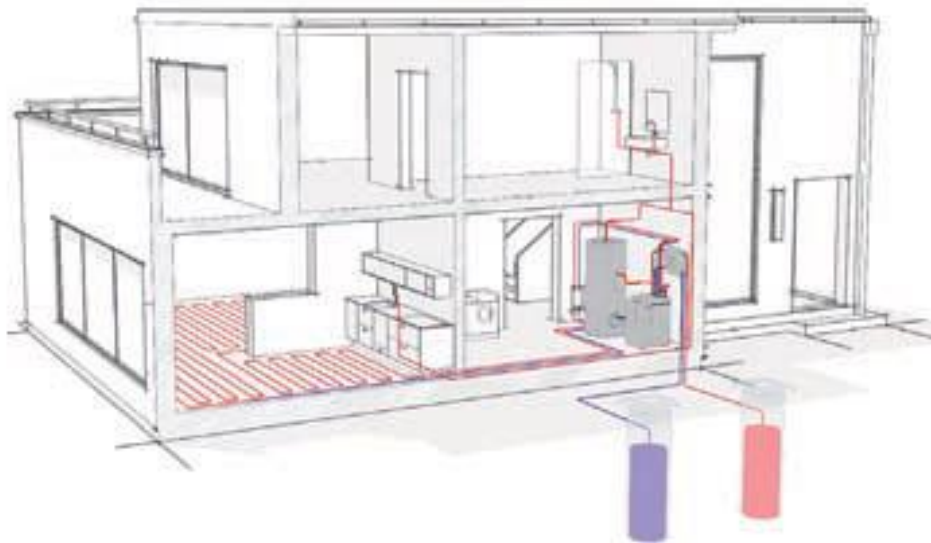
COP değeri genellikle 3 olan hava kaynaklı ısı pompaları kış aylarında soğuk dış ortam havasını ısı kaynağı olarak kullanır. Hava kaynaklı ısı pompalarının en büyük dezavantajı soğuk iklim bölgelerine elverişli olmamasıdır. Bu bölgelerde toprak kaynaklı ısı pompası sistemi daha makul bir çözüm olarak ele alınır. Jeotermal ısı pompaları olarak da bilinen toprak kaynaklı ısı pompalarının verimleri hava kaynaklı ısı pompalarına kıyasla daha yüksektir ve COP değerleri yaklaşık 4'tür.

Günümüzde konutlardaki ısı pompası uygulamalarında yaygın olarak kullanılan ısı kaynakları dış ortam havası veya topraktır. Hava kaynaklı ısı pompalarında buharlaşma genellikle doğrudan binanın içine veya dışına yerleştirilen bir ısı eşanjöründe gerçekleşir. Orta Avrupa'da yapılan son güncel araştırmalar sonucu hava kaynaklı ısı pompaları için yıllık ortalama performans katsayısı (SPF_{HP}) 2,9 civarındadır. Bu değer sondajlı toprak kaynaklı ısı pompaları için ortalama 3,9 iken yatay olarak konumlandırılmış toprak kaynaklı ısı eşanjörleri için 3,7 olarak ölçülmüştür (Wemhoener ve ark., 2010).



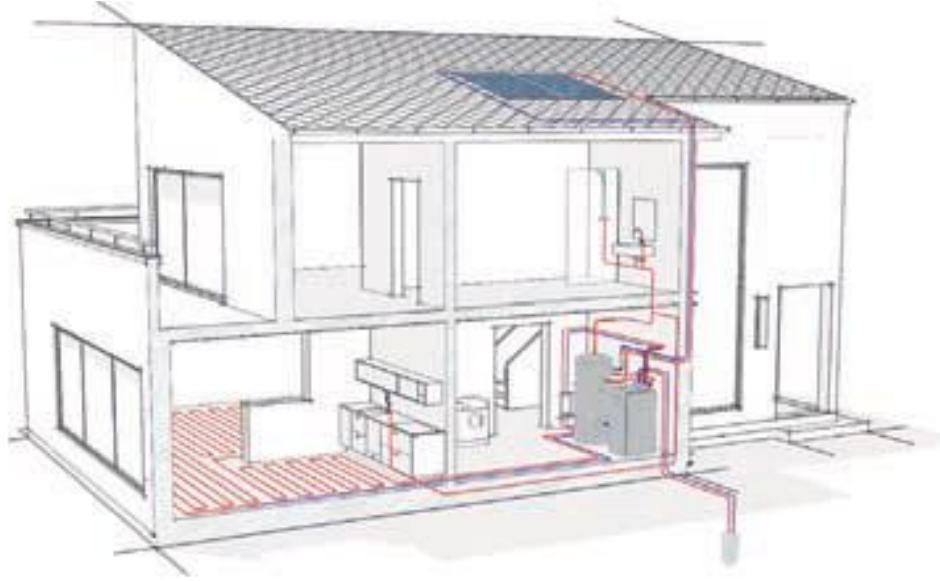
Şekil 3.7. Hava kaynaklı ısı pompasının şematik resmi (Haller ve ark., 2015).

Şekil 3.7.'de hava kaynaklı ısı pompasının şematik resmi görülmektedir.



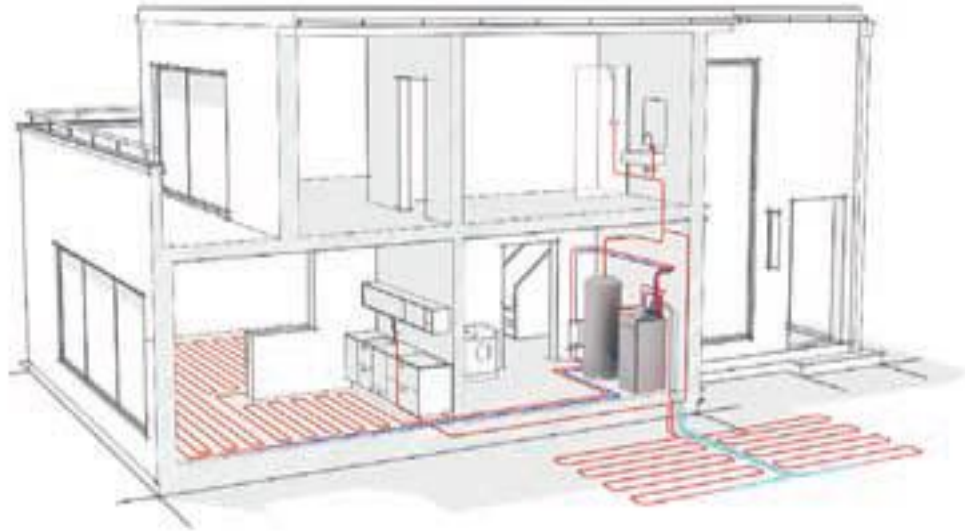
Şekil 3.8. Su kaynaklı ısı pompasının şematik resmi (Haller ve ark., 2015).

Şekil 3.8.'de su kaynaklı ısı pompasına ait şematik resim verilmiştir.



Şekil 3.9. Sondajlı toprak kaynaklı ısı pompasının şematik resmi (Haller ve ark., 2015).

Şekil 3.9.'da sondajlı toprak kaynaklı ısı pompasının şematik resmi görülmektedir.



Şekil 3.10. Yatay toprak kaynaklı ısı değiştiricisinin şematik resmi (Haller ve ark., 2015).

Şekil 3.10.'da sondajlı toprak kaynaklı ısı pompasının şematik resmi verilmiştir.

Yukarıda tartışılan yıllık ortalama performans katsayısındaki bu farklılıklar ısının daha çok talep edildiği yılın belirli zamanlarında yeraltı ısı kaynağının daha yüksek sıcaklığa sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Genel bir kural olarak, normal çalışma

koşullarında buharlaşma ile yoğuşma arasındaki sıcaklık farkının 1 K azalması, COP'nin %2 ile 3 oranında artmasına neden olur.

Isı pompası teknolojisindeki son gelişmeler incelenecek olursa;

- Isı kaynağı ve ısı kuyusu arasındaki büyük sıcaklık farklılıklarını gidermek için yüksek verimli çevrimlerinin kullanılması,
- Kondenser, yerden ısıtma sistemi sıcaklıklarında çalıştırılırken merkezi sıcak su hazırlığı için yüksek ekserjili ısıdan faydalanmak amacıyla kızgın buhar soğutucuların kullanılması,
- Özellikle hava kaynaklı ısı pompalarında ısıtma gücü ve gerekli güç arasındaki uyumsuzluğu azaltmak için, kapasite kontrollü kompresörlerin kullanılması,
- Ozon tabakasının önemli miktarda azalmasına neden olan soğutucu akışkanların yürürlükten kaldırılması ile daha düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanların geliştirilmesi,
- İki farklı ısı kaynağının soğutucu akışkanla doğrudan ısı transferi için üç akışkanlı buharlaştırıcıların geliştirilmesi,
- Yüksek COP'ye sahip türbo kompresörlerin geliştirilmesidir.

Toprak kaynaklı ısı değiştiricileri yeni bir teknoloji olmayıp evlerimizde kullandığımız buzdolaplarının çalışma şeklinin tam tersi olan sistemlerdir. Bunun yanı sıra saç kurutma makineleri de havadan havaya ısı değiştiricilerine örnek gösterilebilir.

Dünyada on yıllardır kullanılmakta olan ısı pompaları birçok avantajı sebebiyle ülkemizde de yaygınlaşmaya devam etmektedir. Günümüzde toprak kaynaklı ısı değiştiricileri kullanım alanı olarak geniş bir yelpazeye sahiptir. Müstakil evlerde kullanımları oldukça yaygındır. Ülkemizin coğrafi şartları göz önünde bulundurulduğunda ılıman iklime sahip bölgelerde hava kaynaklı ısı değiştiricileri daha çok tercih edilmektedir. Ayrıca müstakil evlerde su veya toprak kaynaklı ısı değiştiricilerinin kullanımı da önemli bir yere sahiptir. Su kaynaklı ısı değiştiricilerinin kurulumunun düşünüldüğü alanın yakınlarında kuyu suyu, dere suyu, göl suyu, deniz suyu gibi su kaynaklarının varlığı önemli bir tercih sebebiyken bu tip kaynakların

bulunmadığı müstakil bir evin arazisinde ise toprak kaynaklı ısı değiştirici sistemlerinin tercih edilmesi daha makul bir çözümdür.

Ofis alanlarında ve işyerlerinde ısıtma ve soğutma ihtiyacının yanında bazen de sıcak su talebi söz konusudur. Bu talebin karşılanmasında en yaygın kullanılan sistemlerden birisi de yüksek kapasiteli hava kaynaklı ısı değiştiricili sistemlerdir. Sıcak su ihtiyacı talep edilmeyen şartlarda ise su kaynaklı sistemler tercih edilerek yalnızca ısıtma ve soğutma ihtiyacı giderilir.

Hava kaynaklı ısı değiştiricilerinin diğer bir kullanım alanı ise havuz tesisleridir. Bu sistemler dört mevsim havuzların ısıtılmasında ve sıcak su temininde kullanılmaktadır.

Toplumların gelişmişlik düzeylerinin artmasında ve ülkelerin kalkınmasında önemli bir paya sahip olan fabrikalar, endüstri sektörünün en önemli yapı taşlarındandır. Fabrikada üretim sürecinin devam ettiği esnada fabrika ortamının ısı konforunun sağlanmasında iklimlendirme büyük önem taşımaktadır. Fabrikalarda daha çok sudan havaya ısı değiştiricisi grubu ön plana çıkmaktadır. Bunun sebebi ise direkt olarak fabrika ortamına üflüyor olmasıdır. Sudan havaya ısı değiştiricileri kullanarak ısıtma ve soğutma gereksinimi de karşılanabilir. Hastanelerin ısıtılmasında ve soğutulmasında yaygın olarak hava ve su kaynaklı ısı pompalarının kullanımı tercih edilmektedir.

Seralar, don olaylarından fazlaca etkilenmektedir. Bitkinin zarar görmesini ve bu tip bir doğal afeti önlemek için optimum koşulların sağlanması ve gerekli ortam sıcaklığı sebebiyle seraların ısıtılması bir zorunluluktur. Sudan havaya ısı pompası sistemleri, bitki köklerinin ve sera ortamlarının ısıtılmasında yeterli olup seracılıkta en çok tercih edilen ısı pompası türüdür.

Isı pompalarının bir diğer kullanım alanı olan tavuk çiftliklerinde ortam sıcaklığı hayvanın gelişmesi ve büyümesi aşamasında önemli bir yer tuttuğu için tavuk çiftliklerinde ısıtma sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tip tesislerde sudan

havaya ısı pompası sistemleri tesisin farklı bölgelerine konumlandırılarak ısıtma sağlanmaktadır.

3.3.1. Su kaynaklı ısı değiştiricileri

Isı pompası tipleri göz önünde bulundurulduğunda en verimli sistemlerden birisi su kaynaklı ısı değiştiricileridir. Su kaynaklı ısı değiştiricileri hava kaynaklı sistemlerle karşılaştırıldıklarında verimleri daha yüksektir. Bu sistemlerde şebeke suyuna ilave olarak sistem için gerekli olan su dere, göl, baraj ve kuyu gibi yeterli miktarda su barındıran doğal alanlardan da sağlanabilmektedir.

Batı ülkelerinde doğal kaynaklardan elde edilen su rezervlerinin kullanılması amacıyla birçok proje söz konusudur. Hava kaynaklı ısı değiştiricilerinde olduğu gibi benzer bir sorun burada da görölmektedir. Mevsimlerle sıcaklığın kayda değer biçimde değiştiği bölgelerde göl, nehir, dere gibi yüzey sularının kullanılması durumunda su sıcaklığı değişmektedir. Ancak bu değişim hava kaynaklı ısı değiştiricilerine göre daha düşüktür.

Yeraltı suları su kaynaklı ısı değiştirici sisteminin evaporatörüne pompa aracılığıyla taşınabileceği gibi evaporatör suyun olduğu bölüme de yerleştirilebilir. Yeraltı su sıcaklığı yıl boyunca çok fazla değişim göstermez. Isı kaynağının hava olduğu durumda defrost sorunu gözlenirken ısı kaynağı su iken bu problem gözlenmez.

Isı kaynağı olarak yer üstü suyunun veya havanın kullanımı yeraltı suyuna göre daha ekonomiktir. Aynı zamanda yer üstü suyunun ısı kaynağı olarak belirlendiği su kaynaklı ısı değiştiricisi sistemlerinde belirli bir bölgede en kötü hava şartlarına göre tasarım yapılıp seri üretime geçilebilirken, yer altı suyunun kullanıldığı her tesis için imalat ve hesaplamalar değişkenlik gösterebilir.

Sudan dolayı korozyon oluşması ve suda yaşayan canlıların evaporatöre yapışması bu sistemlerde karşılaşılan diğer sorunlardır. Nehir, göl, akarsu gibi birçok doğal alandan temin edilebilmesi, yüksek ısı kapasitesi ve sıcaklığının donma sıcaklığının altına

düşmemesinden dolayı su, ısı pompası sistemlerinde öncelikli tercih sebebidir. Ancak su fiyatının bazı ülkelerde yüksek olması dolayısıyla bu bölgelerde işletme maliyetleri yüksek olacağı da unutulmamalıdır.

Güney iklimlerinde sıcaklığı 15 °C ve kuzey iklimlerinde sıcaklığı 10 °C olan kuyu suyu sabit sıcaklığından dolayı su kaynaklı sistemler için iyi bir ısı kaynağıdır. Ne yazık ki düşük kaliteli kuyu suları da ısı değiştirici sistemlerinde korozyona sebep olmaktadır. Bu nedenle sistemi korozyondan korumak için kullanılan su kaynağının bir kalite testine tabi tutulması gerekmektedir. Uygun bir su kaynağı bulabilmek için pahalı olan sondaj işlemi gerekecek ve çıkarılan suyu sisteme taşıyabilmek için de uzun boru sistemlerine ihtiyaç duyulacaktır. Bunun yanı sıra kuyu suyunun kalitesini artırmak için arıtma işlemleri de uygulanabilir.

Kuyu suyunun ısı kaynağı olarak kullanıldığı durumda, sıcaklığı azalarak evaporatörden çıkan kuyu suyunun sistemde tekrar kullanılmaması için bir yere atılması gerekir. Kuyu suyundan faydalanabilmenin diğer şartı da yüksek debiler elde edebilmektir. Yüksek debi ihtiyacı ve suyun bir defa kullanılması önemli bir dezavantajdır.

Arazide yeteri kadar ve uygun özelliklerde suya ulaşmanın belirsizliği, işletme ve kurulum maliyetlerinin yüksek olması yine de su kaynaklı ısı değiştiricilerinin kullanımını azaltmamıştır.

3.3.2. Hava kaynaklı ısı değiştiricileri

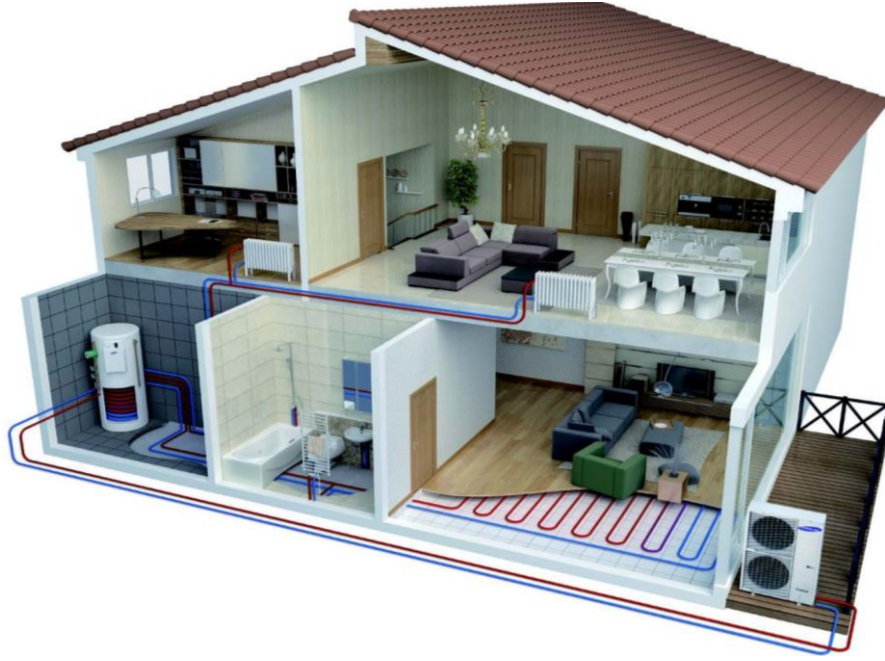
Hava akışkanı sistem tasarımında mekana bağlı olarak hassas bir optimizasyon gerektiren birçok olumsuzluklara sahip olmasının yanı sıra çok kolay elde edilebilmesi sebebiyle optimum ısı kaynağı olarak tercih edilir. Dış ortam havasının çok fazla değişken sıcaklıklarda olması ve buzlanma riskleri bu olumsuzlukların sebepleri olarak gösterilebilir.

Kış aylarında ısıtma prosesi gerektiği durumda dış ortam havasının çok soğuk ve yaz aylarında soğutma gerektiren durumda ortam havasının sıcak olması ve her iki durumda da gün içerisinde hava sıcaklıklarının kayda değer bir değişim göstermemesi ciddi bir dezavantajdır. Bu sebeplerden dolayı sistemde kullanılan havanın dış üniteden geçirilmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durum ise daha büyük fan seçimiyle beraber enerji maliyetlerinde de bir artışa neden olmaktadır. Dış ortam havasının çok soğuk olması halinde elektrikli veya gazlı ilave bir enerji kaynağı kullanılarak ısıtma sağlanabilmektedir. Bu şartlarda gerekli ilave enerji diğer kaynaktan sağlanmak suretiyle ısı pompası vasıtasıyla iş akışkanının sıcaklığı belirli bir seviyeye kadar artırılacaktır.

Isı pompası sistemleri geleneksel ısıtma sistemleri ile karşılaştırıldığında ısı kaynağı ne olursa olsun maliyetleri daha yüksektir. Dış ortam sıcaklığı soğuk olan bir bölgede yalnızca ısıtma için bir sistem düşünülmesi durumunda ilk yatırım maliyetleri daha da artacaktır. Bu sebeple ekonomik şartları ve ortam sıcaklıklarını dikkate alarak dizayn yapmak daha makuldür. Yıllık ısı ihtiyacının maksimum seviyelere yükselmesi durumunda elektrikli ısıtıcılar ve kazan ek ısıtıcı olarak kullanılabilir.

Soğutmaya ihtiyaç duyulan şartlarda ise soğutma yükünün hesaplanması gerekmektedir. Çünkü soğutma kapasitesinin düşük olması halinde daha büyük bir ısı pompası gerekir. Soğutma kapasitesi çok fazla olması halinde ise nem kontrolü zorlaşacaktır. Bu nedenlerden dolayı bir denge sağlanmalıdır.

Şekil 3.11.'de hava kaynaklı ısı değiştiricisinin kullanım alanları görülmektedir. Bu sistemde yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasındaki sıcaklık farkının artması ile hava kaynaklı ısı değiştiricisinin performansının azalması çok önemli bir dezavantajdır. Bu dezavantajı açıklayacak olursak; örneğin bir evin ısıtılmasını göz önüne aldığımızda dış ortam sıcaklığı azaldıkça evi ısıtmak için gerekli ısı miktarı artmaktadır ve buna bağlı olarak hava kaynaklı ısı değiştiricisinin ısıtma kapasitesi azalmaktadır. Isıtma kapasitesinin düşmesi sistemde daha az soğutucu akışkanın dolaştırılmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.11. Hava kaynaklı ısı değiştiricisinin kullanım alanları

Isı kaynağı olarak havanın kullanıldığı sistemlerde dış ortam havası vantilatörle kanatçıklı evaporatör borularına üflenir. Evaporatör borularındaki soğutucu akışkan ile hava arasındaki sıcaklık farkı genellikle 5-10 °C arasında değişmektedir. Hava doğal bir kaynak olması ve düşük işletme masraflarına sahip teçhizat ile çalışması sebebiyle çok fazla tercih edilmektedir. Yukarıda anlatıldığı üzere en büyük dezavantajı sıcaklık değişiminin sürekli ve hızlı olmasıdır. Mevsimden mevsime değişiklik gösterdiği gibi günlük ani sıcaklık değişimleri de sistemin verimini olumsuz etkileyebilir. Ayrıca hava akışkanının yüksek miktarda su buharı iğermesi nedeniyle düşük ortam sıcaklıklarında evaporatör üzerinde su buharı yoğuşur ve donma meydana gelir. Karlanma ve buzlanmadan ötürü ısı iletim katsayısının azalması ve dolayısıyla ısı geçişinin azalması sonucu oluşan buz tabakasının çözdürülmesi gerekmektedir. Defrost yani çözdürme işlemi yapılmadığı takdirde ısıtma tesir katsayısında düşüş gözlenir.

Deniz kıyılarında ve fabrika ortamlarında dış ortamda bulunan serpantinleri korozyondan korumak için bakır malzeme tercih edilmelidir. Yapılan araştırmalar ile 10-15 kg/m² değerlerindeki buz birikintisinin ısı transferini artırdığı tespit edilmiştir.

Bu değerlerin üzerindeki buzların periyodik olarak evaporatör üzerinden temizlenmesi gerekir.

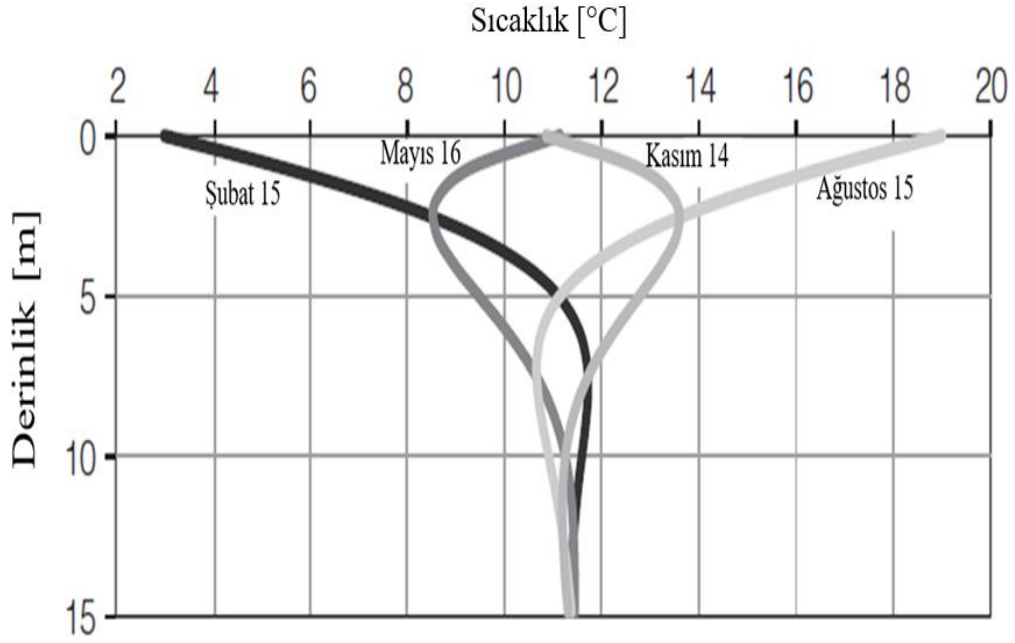
Hava kaynaklı ısı değiştiricilerinde diğer bir sorun ise evaporatörde ısı transferinin düşük değerlerde olmasıdır. Bunu önlemek ve ısı transferini artırmak amacıyla kanatçıklı yüzeyler ve fanlar kullanılabilir.

3.3.3. Toprak kaynaklı ısı değiştiricileri (GHE)

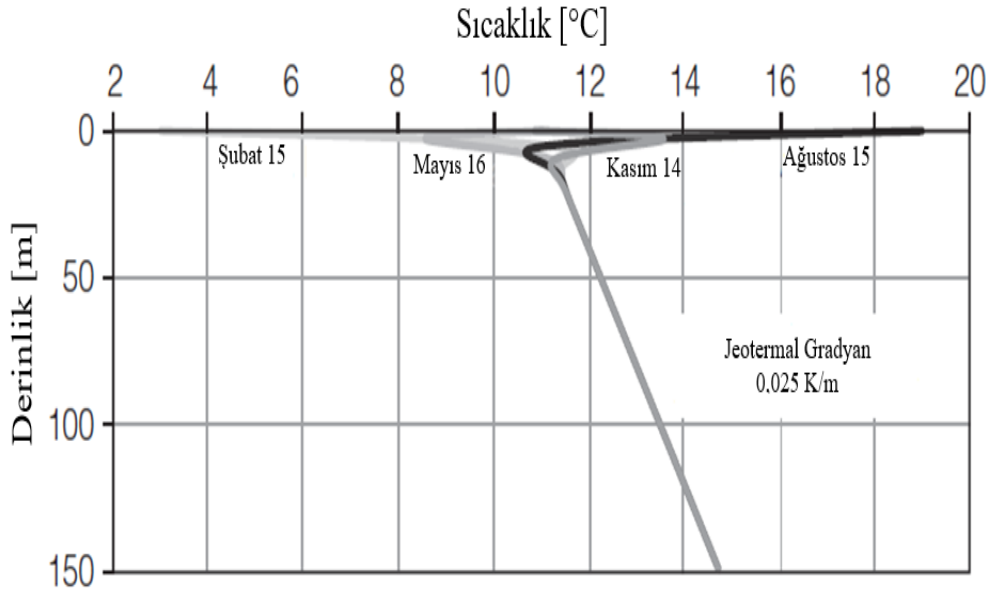
Toprak kaynaklı ısı değiştiricileri, evaporatörde topraktan çekilen ısıyı kullanmaktadır. Buradaki ısı transferi toprağa yatay veya dikey olarak konumlandırılan toprak altı ısı değiştiricileri ile sağlanır.

Güneş, rüzgar, gaz ve kömür gibi kaynaklar ana enerji kaynaklarıdır. Güneş enerjisinin doğrudan tutulması güneşin kararsız yapıda olması sebebiyle pahalı ve zordur. Yeryüzüne gelen güneş enerjisinin yaklaşık yarısı yutulur ve toprakta depo edilir.

Toprak kaynaklı ısı değiştiricileri toprağı ve toprak altındaki suyu ısıtma proseslerinde ısı kaynağı olarak kullanırken soğutma işlemlerinde ısı kuyusu olarak kullanırlar. Toprak kaynaklı ısı değiştirici sistemleri, yüksek enerji tasarrufu ve CO₂ emisyonu azaltma potansiyelleri nedeniyle dünya genelinde giderek daha fazla kullanılmaktadır. Toprak kaynaklı ısı değiştiricilerinin, hava kaynaklı ısı değiştiricilerine kıyasla daha iyi performans göstermesinin nedeni toprak özellikleri ile açıklanabilir. Isı iletiminin analitik denklemden derinliğin bir fonksiyonu olarak toprak sıcaklığının değişimi türetilmiş ve Şekil 3.12.'de grafik olarak gösterilmiştir (Haller ve ark., 2015).



Şekil 3.12. Aylara göre 0 – 15 metre toprak altı sıcaklık değişimleri (Haller ve ark., 2015).



Şekil 3.13. Aylara göre 0 – 150 metre toprak altı sıcaklık değişimleri (Haller ve ark., 2015).

Şekil 3.13.'te ise aylara göre daha büyük derinlik değerlerindeki toprak altı sıcaklık değişimleri verilmiştir (Haller ve ark., 2015). Toprak altı sıcaklığı yaklaşık 6 m'lik derinliğe kadar sabit olup bu derinliğe kadar toprak altı sıcaklığı yüzey sıcaklığına eşit olarak kabul edilebilir. Yıl boyunca toprak altı sıcaklığı belirli bir mesafede sabit olup bu derinlikte kış aylarında çevre havasından daha sıcak ve yaz aylarında daha serin olması sebebiyle toprak altı ısı değiştiricileri için havadan daha iyi bir enerji

kaynağıdır. Bu durum özellikle ısıtma ve soğutma talebinin en yüksek olduğu sert iklim koşullarında geçerlidir.

Toprak altı ısı değiştiricilerinin performansı, eşdeğer hava kaynaklı ısı değiştiricilerinin performansından yaklaşık %20-30 daha yüksektir. Her iki sistemin genel performansını artırabilmek ve ısı değiştiricisinin elektrik talebini karşılayabilmek için güneş enerjisi teknolojisi ile desteklenmesi faydalı olmaktadır.

Toprak kaynaklı ısı değiştiricileri, ısı taşıyıcısı olarak hava veya doğrudan enerji kaynağı olarak depo kullanan açık kaynaklı döngüler içerebilir. Doğrudan genleşme sistemleri daha verimlidir ancak kurulumu daha zordur bu yüzden dolaylı sistemler daha sık kullanılır. Kapalı devre sistemler ayrıca toprak kaynaklı ısı pompaları olarak da adlandırılır.

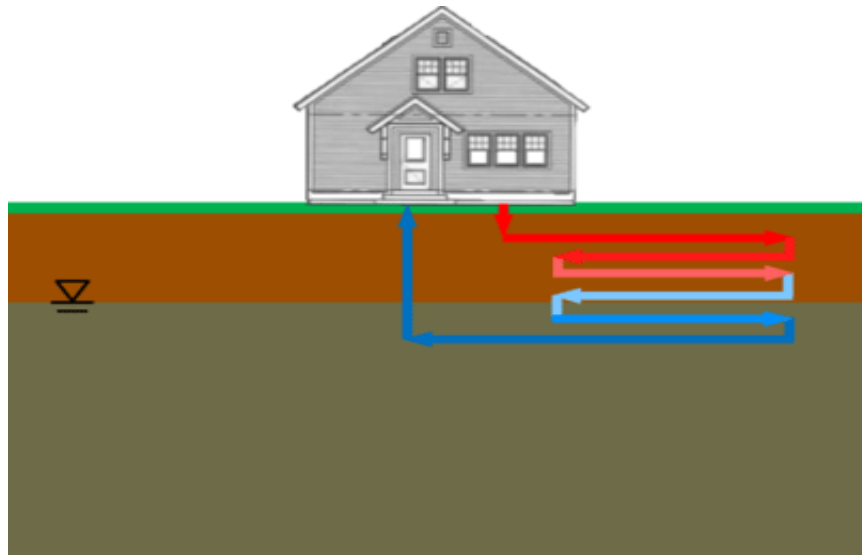
Toprak kaynaklı ısı değiştiricileri, hava kaynaklı ısı değiştiricileri ile karşılaştırıldığında ısı değiştiricisinin kompresörü nispeten sabit kaynak sıcaklıkları sebebiyle daha az mekanik ve termal gerilmeye maruz kalır. Bu nedenle dayanırlıkları daha yüksektir ve GHE'ler için yaklaşık 20-25 yıllık bir ömür beklenebilir. GHE'lerde genel olarak polietilen veya polibütlen malzemeli borular kullanılmakta olup en az 50 yıllık bir ömür beklenmektedir (Rawlings ve Matthews, 1999).

Toprak kaynaklı ısı değiştiricilerinin hava kaynaklı olanlara göre başlıca avantajları şu şekilde sıralanabilir:

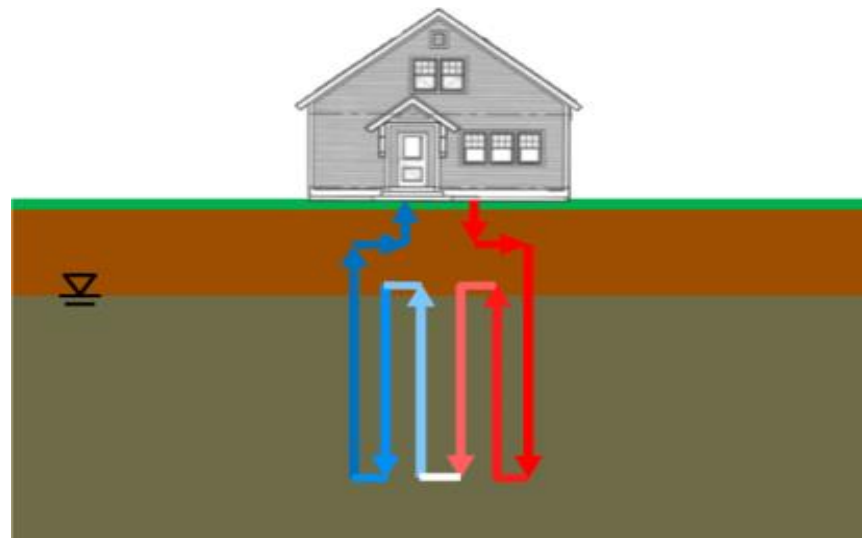
- Sistemin çalışması esnasında daha az enerji tüketir.
- Toprak, hava akışkanına göre daha kararlı yapıda enerjiye sahiptir.
- Düşük hava sıcaklıklarında hava kaynaklı ısı değiştiricilerinde olduğu gibi ek bir ısı kaynağı gerektirmez.
- Soğutucu akışkan kullanımını daha azdır.
- Dizaynları daha basit olmakla birlikte daha az bakıma ihtiyaç duyarlar.

Bunun yanı sıra, kurulum maliyeti hava kaynaklı ısı değiştircilerine kıyasla %30-50 daha pahalıdır. Bu fazlalık ısı değiştircilerinin toprağa gömülmesinden kaynaklanmaktadır. Bununla birlikte, toprak kaynaklı olanlar hava kaynaklı sistemlere kıyasla daha az enerji harcarlar.

GHE'ler ısı geçişinin gerçekleştiği derinliği de belirleyen fiziksel uzamalarının bir fonksiyonu olarak Şekil 3.14'de ve Şekil 3.15.'te görüldüğü üzere yatay (HGHE) ve dikey (VGHE) toprak kaynaklı ısı değiştircileri olarak sınıflandırılabilir.



Şekil 3.14. Kapalı döngülü yatay tip toprak kaynaklı ısı değiştircisi (Kramer ve Basu, 2013).



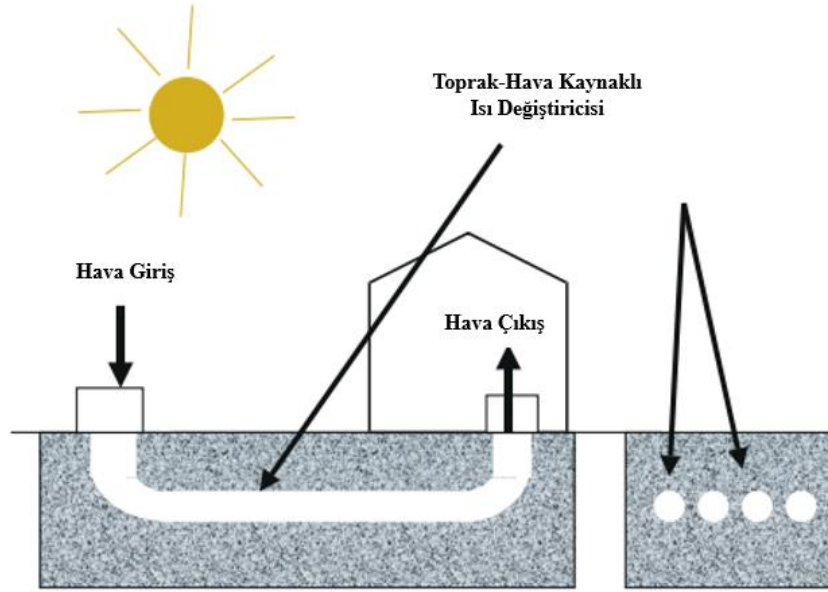
Şekil 3.15. Kapalı döngülü dikey tip toprak kaynaklı ısı değiştircisi (Kramer ve Basu, 2013).

Genellikle VGHE'ler daha verimlidir. Dikey tip ısı değiştiricileri, toprağın daha derinlerde daha iyi termal özelliklere sahip olması nedeniyle daha az arazi alanına ve pompalama enerjisine ihtiyaç duyarlar. Bu nedenle VGHE'ler büyük sistemler için daha uygundur. Bununla birlikte HGHE'lerin kurulumunda sondaj işleme gerek duyulmadığı için daha ucuzdur ve daha az risk taşır.

Dikey tip toprak kaynaklı ısı değiştiricileri, uzunluğu genellikle 45 ile 150 m arasında değişen ve 10-15 cm çapında dikey olarak açılan sondaj deliklerinden oluşur. Her bir sondaj deliği, 2-4 cm çapında eř merkezli, U borulu veya ift U borulu termoplastik borularla donatılmıştır. Borular, ısı transferini artıran ve genellikle kum ve bentonitten yapılmış bir dolgu malzemesiyle çevrilidir. Literatürde genel uygulama olarak, sondaj delikleri arasındaki mesafe zemin özelliklerine bağlı olup en az 5-7 m olmalıdır. Sondaj derinliği arttıkça toprak sıcaklığının artması sebebiyle sondaj derinliği arttırılarak daha yüksek ısı pompası kaynak sıcaklığına ulaşılabilir. Çok derin sondaj deliklerinin ısı geçişine etkisi güncel bir araştırma konusudur. Ayrıca daha yüksek ekstraksiyon sıcaklıkları elde etmek için derin sondaj deliğinin üst kısmının yalıtılması önerilmiştir (Goffin ve ark., 2011). HGHE'lerde genellikle 1 ile 3 m arasında değişen sığ derinlikler tercih edilir. HGHE'ler üç gruba ayrılabilir:

- Yatay yönlendirilmiş,
- Dikey yönlendirilmiş,
- Binaya entegre edilmiş olarak sınıflandırılabilir.

Yatay toprak kaynaklı ısı değiştiricilerine Şekil 3.16.'da gösterilen toprak-hava kaynaklı ısı değiştiricileri örnek verilebilir.



Şekil 3.16. Toprak-hava kaynaklı ısı değiştiricisi (Rostami, 1994).

Ayrıca HGHE'ler bir binanın temeline veya duvarlarına entegre edilebilir. Ancak entegre sistemlerin GHE sisteminin performansını önemli ölçüde düşüreceği de göz önünde bulundurulmalıdır. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ilk yatırım maliyeti ve işletme maliyeti hava kaynaklı ısı pompasına kıyasla sondaj işleminin maliyetli olması nedeniyle yaklaşık %30-40 daha yüksektir. Sondaj derinliğinin uzun olması maliyeti etkileyen parametrelerin başında gelir. İlk yatırım maliyetinin yüksek olması, bu teknolojinin daha hızlı gelişmesinde önemli bir engel olduğu düşünülmektedir. Bu nedenle GHE sisteminin performansı, ekonomik uygulanabilirliği ve verimliliği gibi faktörleri kabul edilebilir doğrulukla ölçebilecek ve tahmin edebilecek güvenilir birtakım simülasyon araçlarına ihtiyaç vardır. Bu durumda yeraltı özelliklerini ve toprak altı koşullarını iyi bilmek de çok önemlidir. Aksi takdirde simülasyon güvenilir sonuçlar vermez.

GHE'nin boyutlandırılması aşamasında genellikle giren akışkanın tanımlanmış bir sıcaklık sınırının üzerinde kalacağı kabul edilir. Hem yıllık net enerji çıkarımı hem de düşük ısı çıkışı bu sıcaklığı etkiler. Birkaç yıl sonra hesaplanan minimum giriş sıcaklığı GHE'nin boyutunu belirlemek için kullanılır. Bina ısı yüklerinin bilindiği varsayılırsa GHE'nin modellenmesi aşamasındaki temel belirsizliklerden biri de toprak özelliklerinin bilinmesi ve doğal yeraltı suyunun olup olmadığıdır. Toprağın ısı

iletkenliği ve termal direnci, GHE'nin performansını önemli ölçüde etkiler. Zemin özellikleri yerel yetkililer tarafından ortaya çıkarılmış jeolojik haritalardan ya da bir jeotermal test ile ölçülebilir.

VGHE ve HGHE'nin modellenmesi arasındaki temel fark toprak yüzeyindeki mevsimsel sıcaklık değişimlerinin etkisidir. Bu değişim HGHE'nin performansını önemli ölçüde etkilese de VGHE için ihmal edilebilecek düzeydedir. Sonuç olarak, GHE'lerin modellenmesi esnasında yapılan kabuller VGHE ve HGHE için büyük ölçüde farklılık göstermektedir.

3.4. Toprak Tabakasında Isı Transferi

İki nokta arasındaki sıcaklık farkı genel olarak ısı transferini meydana getirir. Enerjinin korunumu ilkesine göre sistem dengeye ulaşıncaya dek ısı transferi gerçekleşmeye devam eder.

Bir sisteme ısı girişı veya sistemden ısı çıkışı olması halinde o sistemin sıcaklığı zamanla değişime uğrayacaktır. Belirli bir malzeme kütlesinin sıcaklığını arttırmak için gerekli ısı miktarı (Q) aşağıdaki eşitlikte (Denklem 3.8) ifade edilmiştir.

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (3.8)$$

Burada, Q ısı transfer miktarını (J), m kütle miktarını (kg), c sabit basınçta özgül ısı değerini ($J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$) ve ΔT sıcaklık değişimini ($^\circ C$) göstermektedir.

3.4.1. Isı transfer mekanizmaları

Isı geçişı iletim, taşınım ve ışıınım olmak üzere üç farklı şekilde gerçekleşir. Bunlardan iletim temas halindeki iki sistem arasında gerçekleşirken, taşınım akışkan kütlesinin bir yerden başka bir yere hareketine bağlı olarak meydana gelir. Radyasyon ise elektromanyetik dalgalar aracılığıyla gerçekleşir.

Sıcak bölgelerdeki atomların kinetik enerjilerinin soğuk bölgelerdeki atomlardan daha yüksek olması sebebiyle enerjilerinin bir bölümünü temas halindeki cisimlere aktarırlar ve iletimle ısı transferi meydana gelir.

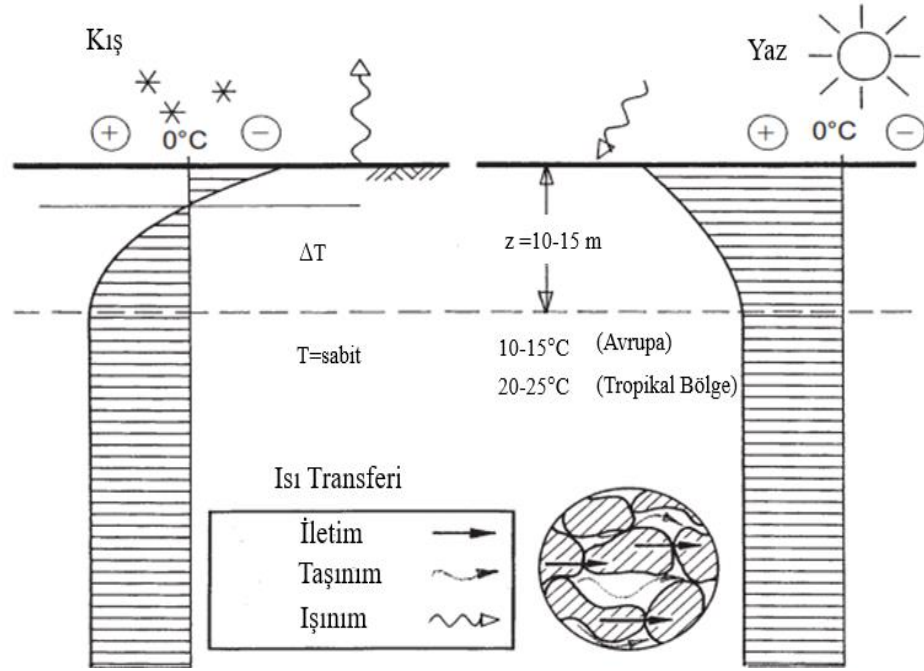
Taşınım, bir akışkanın kütle hareketi sonucu bir bölgeden diğerine aktarılan ısı türüdür. Sıcaklık farkı bulunan bir yüzey ile akışkan temas ettiğinde taşınım yoluyla ısı geçişi gerçekleşir. Taşınım işleminde akışkan bir pompa veya fan vasıtasıyla hareket ettirilirse bu zorlanmış taşınım adını alır. Taşınımla ısı geçişinin yalnızca yoğunluk farkından kaynaklanması durumunda doğal veya serbest taşınım olarak isimlendirilir.

Işınım, güneş ışınları ve kızılötesi gibi elektromanyetik dalgalar tarafından gerçekleştirilen ısı transfer şeklidir. İletim ve taşınımda olduğu gibi yüzeyler arasında fiziksel bir maddeye ihtiyaç yoktur. Ayrıca termal radyasyonun dalga boyu 0,1 ile 100 mikrometre aralığındadır.

3.4.2. Toprakta ısı transfer mekanizması

Toprak tabakalarında baskın olan ısı transfer mekanizması iletimdir. Ancak zeminin altındaki bölgede yeraltı su kaynağı varsa bu durumda baskın ısı transfer mekanizması taşınım olabilmektedir. Şekil 3.17.'de gösterildiği gibi toprak zemininin 10-15 m derinlikteki bölgesinden itibaren üst kısımda gerçekleşen diğer ısı transfer biçimleri de yer almaktadır (Brandl, 2006). Bunlar:

- Güneşin sebep olduğu radyasyon,
- İklimsel faktörler nedeniyle taşınım,
- Faz değişimi sonucu meydana gelen gizli ısı transferi şeklindedir.



Şekil 3.17. Toprakta ısı transfer mekanizması ve sıcaklık dağılımı (Brandl, 2006).

Güneşin radyasyonla ısı transferine etkisi 15 m derinlikten sonra azalmakta ve ihmal edilebilir seviyelere düşmektedir.

Kuru iklim şartlarında kaba taneli malzemelerde radyasyon yoluyla ısı geçişi, yüksek sıcaklık gradyanlarında doğal taşınım ve yüksek sıcaklıklarda toprak tabakasında olan buhar difüzyonu gibi özel durumlar toprakta nem oluşturan bazı ısı transfer yöntemleridir.

Özellikle doymamış topraklarda nem geçişi toprağın ısıl özelliklerinde değişime sebep olur. Topraktaki gözenekli tabakalarda suyun buharlaşması buhar gradyanlarını harekete geçirir ve su buharı topraktan düşük buhar basıncına doğru hareket eder. Yeni konumda sıcaklık düşükse gizli ısıyı ortama vererek yoğuşur. Toprak tabakalarında meydana gelen nem geçişi, toprağın doymunluk derecesini değiştirerek termal özelliklerini etkiler ve aynı zamanda ısı transferinin iyileşmesine katkıda bulunur. Bu işlem sıcaklık farkının fazla olması ve yüksek toprak gözenekliliği durumlarında daha da önem kazanmaktadır.

Isı iletimi çalışmalarında başlıca iki temel problem söz konusudur. Bunlardan ilki bir sistemde sıcaklık farkı var ise buradaki ısı akış hızı olup ikincisi sıcaklık dağılımıdır.

İklimsel faktörler toprak yüzey sıcaklığını etkilese de zeminin 10-15 m derinliklerinde iklim etkisi göz ardı edilebilir. Bu yüzden toprak altı sıcaklığı yıl boyunca sabit kalmaktadır. Toprakta ısı transferini etkileyen iklimsel faktörlerden bazıları aşağıda belirtilmiştir.

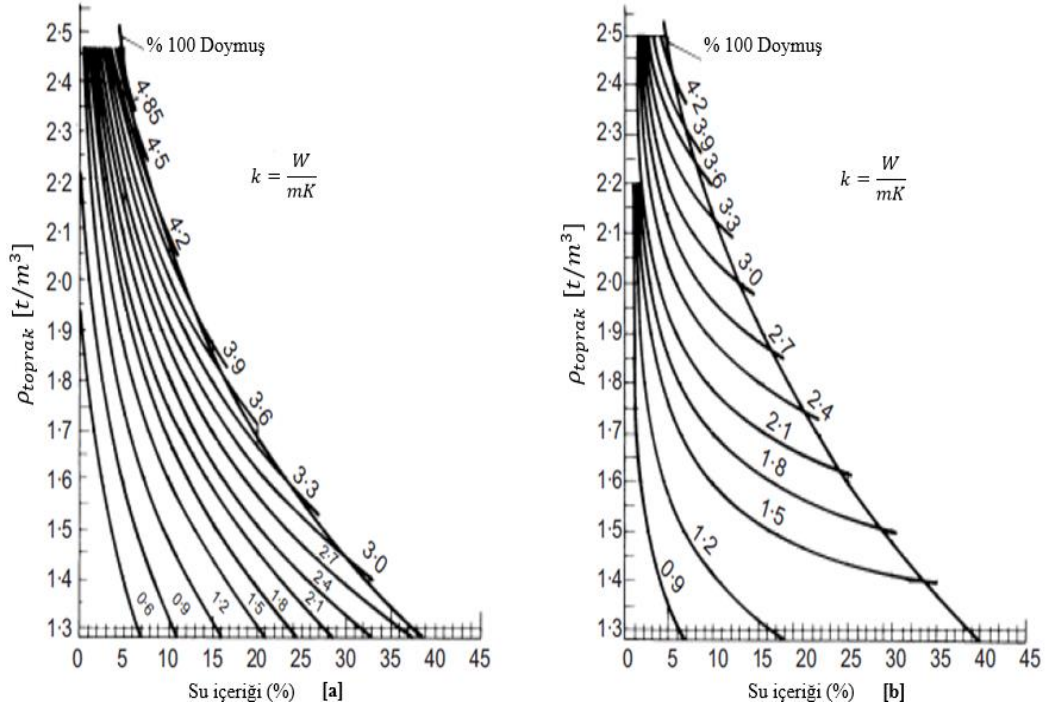
- Yüzey radyasyonu,
- Sıcaklık,
- Taşınım yoluyla ısı geçişi,
- Buharlaşma ve yoğuşma,
- Toprak tabakasına giren ve çıkan ısı akısıdır.

Soğuk iklim bölgelerinde mevsimsel değişikliklerden dolayı donma ve çözülme işlemleri sonrasında toprak şartları, toprak özellikleri ve toprak davranışı değişiklik gösterir.

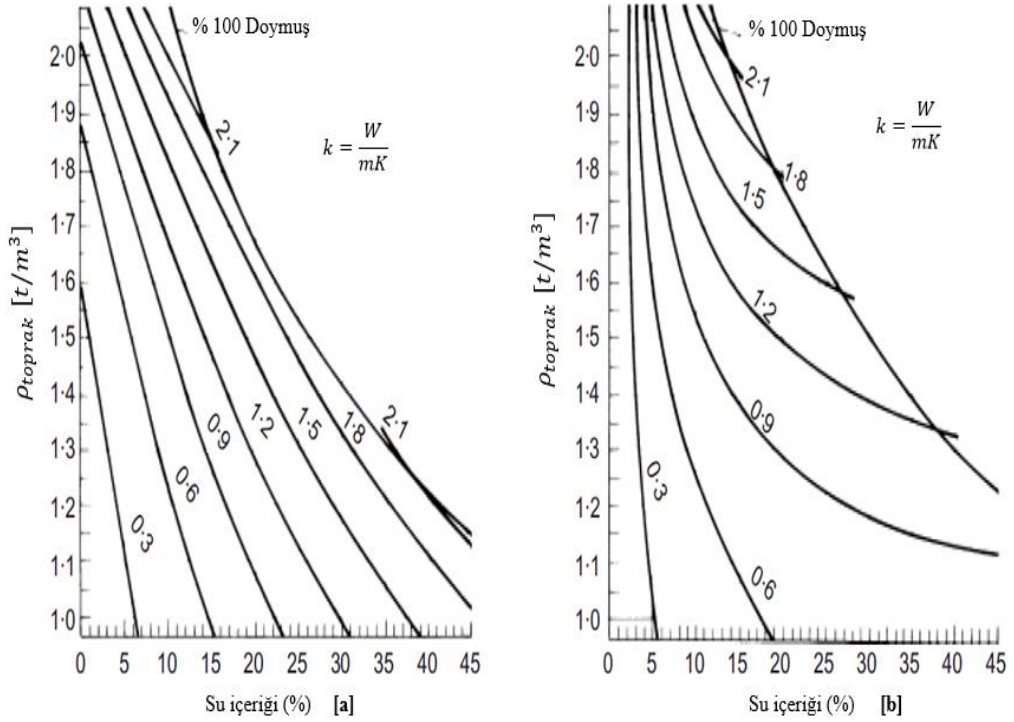
3.4.3. Toprağın termal özellikleri

Geoteknik mühendisliğinde donmuş ve donmamış toprakların fiziksel, mekanik ve termal özelliklerini anlamak önemlidir. Özellikle Finlandiya ve diğer İskandinav ülkeleri gibi soğuk bölgelerde donma ve çözülme işlemleri her yıl tekrarlanmaktadır. Bu tip iklim bölgelerinde toprak davranışını ve toprak bileşenleri arasındaki ilişkilerin farklılığını tahmin edebilmek önemlidir. Toprağın ısıl özelliklerini, ısıl değişimlere cevabını ve toprak ve kayaların ısı transfer mekanizmalarını bilmek büyük önem arz etmektedir.

Toprağın termal özelliklerinin değişimine sebep olan etmenler su, buz, hava ve toprağın kendisidir. Toprağın su içeriği ve kuru haldeki yoğunluğu, termal iletkenliği belirlemek için gerekli ana parametrelerdir.



Şekil 3.18. Kaba taneli toprağın ısı iletim katsayısının değişimi (Brandl, 2006).



Şekil 3.19. İnce taneli toprağın ısı iletim katsayısının değişimi (Brandl, 2006).

Şekil 3.18.'de kaba taneli donmuş (a) ve donmamış (b) toprakların su içeriği ve yoğunluk değerlerine göre ısı iletim katsayısının değişimi verilmiştir. Şekil 3.19.'da

ise ince taneli donmuş (a) ve donmamış (b) toprakların su içeriği ve yoğunluk değerlerine göre ısı iletim katsayısının değişimi verilmiştir (Brandl, 2006).

3.4.4. Topraklarda ısı iletim katsayısı hesaplama yaklaşımları

Kersten modelinde ısıl iletkenlik ve topraktaki su miktarı (su içeriği) ile donmuş ve donmamış doymuş kuru toprak yoğunluğu arasında bir ilişki kurulmuştur. Toprağın doygunluk derecesi veya kuru toprak yoğunluğu arttıkça toprağın ısıl iletkenliği (k) artar (Kersten, 1949). Aşağıda verilen ampirik denklemler bu ilişkiyi göstermektedir.

%50'den fazla alüvyon ve kil içeren donmamış toprakta ısıl iletkenlik aşağıdaki eşitlik (Denklem 3.9) ile hesaplanır.

$$k = 0,1442(0,9\log w - 0,2) \cdot 10^{0,6243\rho_{k,t}} \quad (3.9)$$

Burada k ısı iletim katsayısını, $\rho_{k,t}$ kuru toprak yoğunluğunu ve w (%) su içeriğini temsil etmektedir.

%50'den fazla alüvyon ve kil içeren donmuş toprakta ısıl iletkenlik aşağıdaki eşitlik (Denklem 3.10) ile hesaplanır.

$$k = 0,001442 \cdot 10^{1,373\rho_{k,t}} + 0,01226 \cdot 10^{0,4994\rho_{k,t}} \quad (3.10)$$

Burada k ısı iletim katsayısını, $\rho_{k,t}$ kuru toprak yoğunluğunu ve w (%) su içeriğini temsil etmektedir.

Donmamış kumlu toprakta ısıl iletkenlik aşağıdaki eşitlik (Denklem 3.11) ile hesaplanır.

$$k = 0,1442 \cdot (0,7 \log w + 0,4) \cdot 10^{0,6234\rho_{k,t}} \quad (3.11)$$

Burada k ısı iletim katsayısını, $\rho_{k,t}$ kuru toprak yoğunluğunu ve w (%) su içeriğini temsil etmektedir.

Johansen modelinde ise kısmen doymuş toprakların ısı iletkenliğini hesaplamak için Kersten sayısı (Ke) türetilmiştir. Bu model, enterpolasyon ile kuru ve doymuş toprakların termal iletkenliğinin hesaplanmasında kolaylık sağlamaktadır. Ancak nem geçişi dikkate alınmamaktadır. Bu yöntem kısmen doymuş topraklarda ısı iletkenliğinin hesaplamasında kullanılır ancak 0,1'in üzerindeki doygunluk derecesine sahip topraklarda daha yaklaşık sonuçlar vermektedir (Andersland ve ark., 1994).

Kısmen doymuş topraklarda termal iletkenliğinin hesaplanmasında enterpolasyon işleminden önce Ke boyutsuz sayısı aşağıdaki eşitlik (Denklem 3.12) ile belirlenmelidir.

$$Ke = \frac{k - k_{kuru,toprak}}{k_{doymuş,toprak} - k_{kuru,toprak}} \quad (3.12)$$

Burada Ke Kersten sayısı, $k_{kuru,toprak}$ kuru toprağın ısı iletim katsayısı ve $k_{doymuş,toprak}$ doymuş toprağın ısı iletim katsayısıdır.

Johansen, Ke ile doygunluk derecesi (S_r) arasında ilişki kurarak ampirik bağıntılar sunmuştur. Geliştirilmiş Johansen modeli ise toprak ısı iletkenliğinin ve Ke sayısının daha kolay bir şekilde hesaplanması için geliştirilmiştir (Lu ve ark., 2007). Geliştirilmiş Johansen modelinde donmamış topraklar için Ke sayısı aşağıdaki eşitlik (Denklem 3.13) ile hesaplanmaktadır.

$$Ke = e^{[\alpha(1 - S_r^{(\alpha - \beta)})]} \quad (3.13)$$

Burada Ke Kersten sayısı, S_r toprağın su içeriği, α toprak dokusu değeri, β toprak şekil değeridir. Kaba taneli ve ince taneli toprak için α sırasıyla 0,96 ve 0,27 iken, β her iki durumda da 1,33'tür.

BÖLÜM 4. MATERYAL VE YÖNTEM

4.1. Su Akışkanlı GHE Sistemi

Toprak, GHE sistemlerinde kış aylarında ısıtma amaçlı olarak ısı kaynağı görevinde kullanılırken; yaz aylarında soğutma proseslerinde ısı kuyusu olarak kullanır. Bu prensibe dayanarak deneysel bir alan hazırlanmıştır. İlk olarak Şekil 4.1.'de verilen yapay havuzu oluşturmak ve boru sistemini kurmak için bir kazı çalışması yapılmıştır. Toprak yüzeyinin düzleştirilmesinden sonra su akışkanı için 70 mm çapında 7,5 m uzunluğunda ve 2,4 mm et kalınlığındaki polivinil klorür (PVC) boruların toprak yüzeyinin 2,5 m altında ve belirli bir desende montajı yapılmıştır. Islak yüzey alanı yaklaşık 80 m² olan havuzun yüksekliği 0,5 m'dir. Suyun kütleli debisi su sayacı ile tespit edilmiş olup 0,25e⁻³ m³/s'dir. Boru tesisatının su sızdırmazlığı test edilmiştir ancak bu aşamada yerel kayıplar ihmal edilmiş ve hesaplar buna göre yapılmıştır. Borulardan olan su sızıntısının yaklaşık olarak saatte 1 litre olduğu belirlenmiştir. Deneysel kütleye akış hızı sayaç aracılığıyla ölçülürken; GHE sisteminin girişindeki ve çıkışındaki su sıcaklıkları %1 hassasiyete sahip ve 9-120 °C sıcaklık aralığında ölçüm yapabilen termokupl ile belirlenmiştir.

4.1.1. Su akışkanlı GHE sisteminde belirsizlik analizi

Belirsizlik analizi deneysel olarak elde edilen sonuçların ne kadar hassas olduğunun tespit edilmesi esnasında yöntemsel bir yaklaşım sunar. Bu yaklaşım sayesinde muhtemel hatalar için bir aralık tespit edilebilir. Belirsizlik analizine göre (Kline ve McClintock, 1953; Moffat, 1988) ölçülen ve hesaplanan değerlerin belirsizlik oranları Tablo 4.1.'de verilmiştir. Termokupllar her bir ölçüm için kalibre edilmiştir. Sıcaklık ölçüm hatası $\pm 0,1$ °C olarak doğrulanmıştır.

Tablo 4.1. Ölçülen ve hesaplanan değerlerin yüzde belirsizliği

Parametreler	Belirsizlik (%)
Sıcaklık Farkı, ΔT	1,39
Kütle Akış Hızı (Kütlelel Debi), \dot{m}	2,51
Isı Transfer Hızı, \dot{Q}	4,77



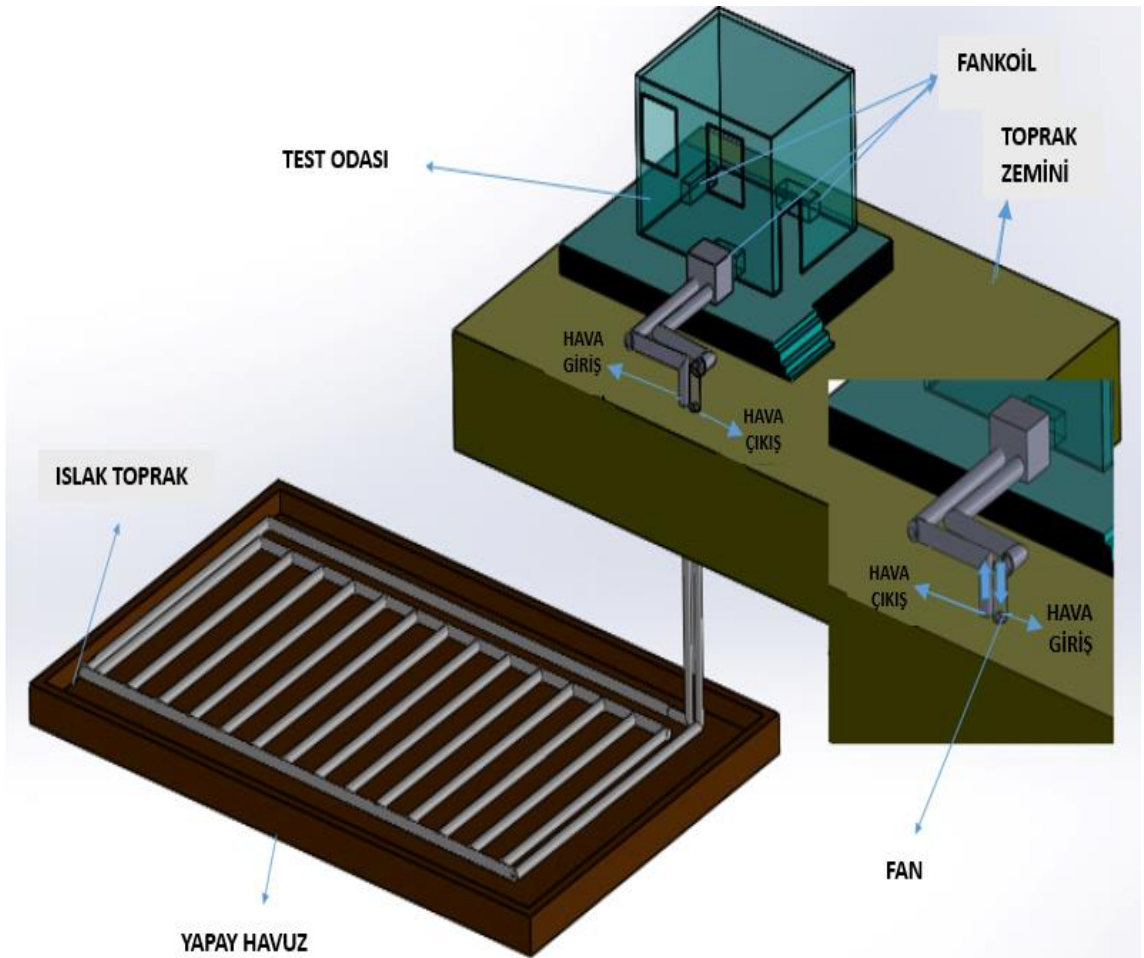
Şekil 4.1. Yeraltı boru sisteminin kurulumu ve yapay havuzun inşası (Durmaz ve Özdemir, 2018).

4.2. Hava Akışkanlı GHE Sistemi

Toprak yıl boyunca sıcaklığını muhafaza ettiği ısı pompası sistemlerinde çok kullanışlı bir ısı kaynağıdır. Sabit toprak sıcaklığından faydalanarak iklimlendirme deneylerini gerçekleştirmek amacıyla bir alan belirlendi. Toprak kaynaklı ısı değiştiricili sistemin konumlandırıldığı alan olası depremlere uygunluğu ve toprak türü bakımından

incelenmiştir (Er, 2016; Kulalı ve ark., 2018). Yapay havuzlu sisteme kazı çalışmalarından sonra yapay havuzun zemini deneylere uygun hale getirilmiştir.

Hava akışkanlı GHE sisteminde gerçekleştirilen deneyler esnasında kullanılan PVC borular 100 mm çapında, 10 m uzunluğunda ve 2,4 mm kalınlığındadır. Bu borular montaj aşamasında optimum mesafe olarak kabul edilen 0,3 m aralıklarla yerleştirilmiştir (Nam ve Chae, 2014). Isı transfer hızını arttırmak için yapay havuzdaki boruların ıslak toprakla teması sağlanmıştır. Yeraltı boru sisteminin kurulumu ve inşa edilen yapay havuza ait resimler Şekil 4.1.'de verilmiştir. 0,5 m yüksekliğindeki yapay havuzun ıslak yüzey alanı yaklaşık 80 m²'dir. Şekil 4.2.'de ise GHE sisteminin ve test odasının katı modeli gösterilmektedir (Durmaz ve Yalçınkaya, 2019).



Şekil 4.2. GHE sistemi ve test odasının katı modeli (Durmaz ve Yalçınkaya, 2019).

4.2.1. Hava akışkanlı GHE sisteminde belirsizlik analizi

McClintock yöntemine göre belirsizlik analizinin denklemi aşağıdaki eşitlikte (Denklem 4.1) ifade edilmiştir (Kline ve McClintock, 1953).

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{0,5} \quad (4.1)$$

Burada W_R toplam hata oranını, x_1, x_2, x_3 ölçümü etkileyen parametreleri, w_1, w_2, w_3 ise hata oranlarını temsil etmektedir.

Sıcaklık ölçümlerindeki hata oranı $\pm 0,1$ °C, hava akışkanlı GHE deneylerindeki maksimum ve minimum sıcaklık farkları sırasıyla 10,64 °C ve 7,84 °C olarak ölçülmüştür. Maksimum bağıl hata aşağıdaki eşitlik (Denklem 4.2) ile hesaplanmıştır.

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{0,1}{10,64} \right)^2 + \left(\frac{0,1}{10,64} \right)^2 \right]^{0,5} = 0,0133 \quad (4.2)$$

Proses akışkanın hava olduğu deneylerde maksimum bağıl hata %1,33 iken maksimum mutlak hata 0,141 °C olarak hesaplanmıştır.

Deneyler esnasında ölçülen ısı transfer hızlarının hata oranı aşağıdaki eşitlik (Denklem 4.3) ile hesaplanmıştır.

$$W_{\dot{Q}} = \left[(-\dot{m} \cdot c_p \cdot w_{T_1})^2 + (\dot{m} \cdot c_p \cdot w_{T_2})^2 \right]^{0,5} \quad (4.3)$$

Burada $W_{\dot{Q}}$ ısı transfer hızının hata oranını, \dot{m} kütleli debiyi, c_p sabit basınçta özgül ısı değerini ifade etmektedir.

$$W_{\dot{Q}} = [2 \times (-1,0788 \cdot 10^{-3} \cdot 1,005 \cdot 0,1)^2]^{0,5} = 1,533 \cdot 10^{-4} \quad (4.4)$$

Deneysel maksimum ve minimum ısı transfer hızları sırasıyla 11,3 kW ve 8,58 kW olarak hesaplanmıştır. Maksimum bağıl hata yukarıdaki eşitlik (Denklem 4.4) ile hesaplanmış olup %1,53'tür. Maksimum mutlak hata ise 0,173 kW olarak belirlenmiştir. Boru çapı ve dolayısıyla boru kesit alanı sabit kaldığından kütle akış hızının sabit olduğu kabul edilmiştir. Aynı şekilde hava sıcaklığı önemli ölçüde değişmediğinden, c_p 'nin değeri termodinamik özellik tablosundan seçilmiştir.

4.3. Ekonomik Analiz

Araştırmada su akışkanının deneysel ölçümleri için 70 mm çapında ve 2,6 mm et kalınlığında PVC borular kullanılırken hava akışkanının deneysel ölçümleri için 100 mm çapında ve 2,6 mm et kalınlığında borular kullanılmıştır. Sistemde 3 adet 7,6 kW soğutma kapasiteli fankoil kullanılmıştır. Su akışkanının sirkülasyonunu sağlamak amacıyla 0,74 kW gücündeki santrifüj pompa da kullanılmıştır. Bu çalışmada, ısıtma ve soğutma proseslerinde kullanılabilen ıslak toprak kaynaklı ısı değiştirici sistemi ile hem ısıtma hem de soğutma yapabilen bir klima sistemi ekonomik olarak karşılaştırılmıştır. Hem ısıtma hem de soğutma sağlayabilen gaz yakıtlı kombi sistemleri henüz yaygın değildir ve ilk yatırım maliyetleri çok yüksektir. Bu nedenle, karşılaştırma amaçlı bu iki sisteme yalnızca ısıtma için kullanılan gaz yakıtlı kombi sistemi ilave edilmiştir. Hem ısıtma hem de soğutmada kullanılacak kombi sistemleri yeni teknoloji olarak geliştirilmiştir. Ancak piyasaya yeni bir teknoloji olarak sürüldüğü için maliyet açısından uygun değildir. Bu nedenle yalnızca ısıtma amacıyla kullanılan geleneksel kombi sistemleri bu karşılaştırmaya dâhil edilmiştir. Toprak kaynaklı ısı değiştirici sistemi, klima ve gaz yakıtlı kombi ile karşılaştırılmıştır. Üç farklı sistem aşağıdaki gibi kısaca ifade edilecektir:

- Proje A = Toprak kaynaklı ısı değiştiricisi
- Proje B = Elektrikli klima
- Proje C = Doğalgaz yakıtlı kombi

4.3.1. Proje A (Toprak kaynaklı ısı değiştiricisi)

Proje A için ilk maliyet hesabında kullanılan malzemelerin birim fiyatları kataloglardan sırasıyla belirlenmiş ve Proje A için ilk maliyet hesaplanmıştır. Bu masrafları sıralayacak olursak;

- Sistemde kullanılan 2,6 mm et kalınlığında ve 70 mm ve 100 mm çapındaki PVC borular ve bağlantı elemanları için toplam harcanan tutar 900 \$
- Sistemde 3 adet 7,6 kW soğutma kapasiteli fankoil kullanılmış olup toplam maliyeti 756,25 \$
- Toprak kazı maliyeti (2 işçi ve 3,75 \$/saat) 250 \$
- 0,74 kW gücündeki santrifüj pompa fiyatı 205 \$
- Diğer harcamalar 457,63 \$

Proje A için yıllık işletme maliyeti hesabında ise 1 yıl boyunca sistemde kullanılan elektrik ve su için yapılan harcamalar aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

- 3 adet fankoil günde 5'er saat kullanılmıştır ve elektrik üreticisinden alınan verilere göre yıllık elektrik işletme maliyeti 58,85 \$ olarak belirlenmiştir.
- Santrifüj pompanın harcadığı yıllık su maliyeti tedarikçiden alınan verilere göre toplamda 27 \$ olarak hesaplanmıştır. Bu maliyetin bu kadar düşük olmasının sebebi kapalı bir sistem olmasından kaynaklanmaktadır. Bu maliyet sistemin bir defa dolumu ve saatlik 5 litrelik su kaçağının tamamlanmasını içermektedir.

Bu durumda ilk maliyetler toplamı 2569,13 \$ ve toplam yıllık işletme maliyeti 97,85 \$ olarak hesaplanmıştır.

Hurda değeri, bir yatırımın gerçekleşmesinden muayyen bir süre sonra sistemde kullanılan ekipmanların kullanım ömrünü tamamlaması sonrasında satılması durumunda elde edilen tutardır. Proje A için sistemin ortalama kullanım ömrü 10 yıl

olarak belirlenmiştir. Sistemde hurda değeri olan teçhizat aşağıdaki şekildeki gibi sıralanabilir:

- Boru ve bağlantı elemanlarının toplam hurda değeri 209,25 \$
- 3 adet fankoilin hurda değeri 112,64 \$
- Santrifüj pompa için hurda değeri 20 \$
- Diğer hurda değerleri 159,49 \$

Toplam hurda değeri 501,38 \$ olarak bulunur. Tablo 4.2.'de Proje A için yatırım maliyeti, yıllık işletme maliyeti ve hurda değeri bir arada verilmiştir.

Tablo 4.2. Proje A için yatırım maliyeti, yıllık işletme maliyeti ve hurda değeri

Yatırım Maliyeti (\$)	Yıllık İşletme Maliyeti (\$)	10 Yıl Sonraki Hurda Değeri (\$)
2569,13	97,85	501,38

Proje A'nın bugünkü değeri (BD), minimum cazip geri getiri oranı (MARR) yıllık %12 için faiz tabloları ya da aşağıdaki formül (Denklem 4.5) yardımıyla hesaplanabilir (Torkul ve Selvi, 2017).

$$P = A \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] \quad (4.5)$$

Burada P bugünkü değeri, i basit faiz oranını, A anaparayı ve n süreyi ifade etmektedir.

$$BD_{\text{Proje, A}} = -2569,13 - 97,85(P/A, \%12, 10) + 501,38 (P/F, \%12, 10) \quad (4.6)$$

Proje A'nın bugünkü değeri yukarıdaki eşitlik (Denklem 4.6) ile -2960,56 \$ olarak tespit edilmiştir.

4.3.2. Proje B (Elektrikli klima)

Proje B için ilk maliyet hesabında aşağıdaki hususlar dikkate alınmıştır:

- Split klima (10918 Btu) 1006,25 \$
- Klamanın kurulum, montaj, işçilik ve bakım ücreti 100 \$
- Elektrik üreticisinden alınan verilere göre Proje B için yıllık elektrik işletme maliyeti 627,80 \$'dır.

Bu durumda ilk maliyetler toplamı 1106,25 \$ ve toplam yıllık işletme maliyeti ise 627,80 \$ olarak hesaplanmıştır.

Proje B için sistemin ortalama kullanım ömrü yine 10 yıl olarak belirlenmiş ve kullanım ömrü sonunda hurda değeri yaklaşık olarak ilk maliyetinin %15-20 civarında olduğundan 184,37 \$ olarak kabul edilmiştir. Tablo 4.3.'te Proje B için yatırım maliyeti, yıllık işletme maliyeti ve hurda değeri bir arada verilmiştir.

Tablo 4.3. Proje B için yatırım maliyeti, yıllık işletme maliyeti ve hurda değeri

Yatırım Maliyeti (\$)	Yıllık İşletme Maliyeti (\$)	10 Yıl Sonraki Hurda Değeri (\$)
1106,25	627,80	184,38

MARR yıllık %12 için sistemin bugünkü değeri hesaplanırsa;

$$BD_{\text{Proje,B}} = -1106,25 - 627,80 (P/A, \%12,10) + 184,38 (P/F, \%12,10) \quad (4.7)$$

Proje B'nin bugünkü değeri yukarıdaki eşitlik (Denklemler 4.7) ile -4594,07 \$ olarak tespit edilmiştir.

4.3.3. Proje C (Doğalgaz yakıtlı kombi)

Proje C için ilk maliyet hesabında aşağıdaki hususlar dikkate alınmıştır:

- 24 kW 20726 kcal/h yoğuşmalı kombi için ilk maliyet 825 \$
- 600/1000 panel radyatör 62,50 \$
- PVC boru ve bağlantı elemanları için toplam harcanan tutar 117,65 \$
- Doğalgaz tesisatının çekilmesi 875 \$

- Kalorifer tesisatının çekilmesi 250 \$

Proje C için ilk maliyetler toplamı 2130,15 \$ ve doğalgaz ve elektrik olmak üzere toplam yıllık işletme maliyeti ise 926 \$ olarak hesaplanmıştır.

Proje C için sistem elemanlarının (kombi, radyatör, boru ve bağlantı elemanları) hurda değerleri yaklaşık olarak sırasıyla 150 \$, 20 \$, 27 \$ olarak belirlenmiştir. Toplamda sistemin hurda değeri 197 \$ olarak hesaba katılmıştır. Tablo 4.4.'te Proje C için yatırım maliyeti, yıllık işletme maliyeti ve hurda değeri bir arada verilmiştir.

Tablo 4.4. Proje C için yatırım maliyeti, yıllık işletme maliyeti ve hurda değeri

Yatırım Maliyeti (\$)	Yıllık İşletme Maliyeti (\$)	10 Yıl Sonraki Hurda Değeri (\$)
2130,15	926,24	197,16

MARR yıllık %12 için sistemin bugünkü değeri hesaplanırsa;

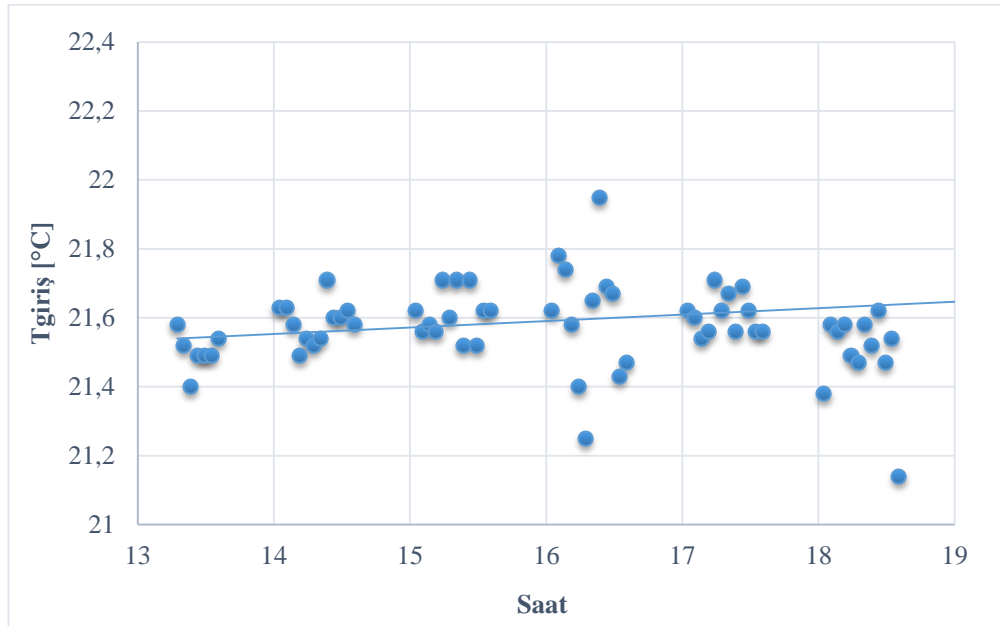
$$BD_{\text{Proje,C}} = -2130,15 - 926,24 (P/A, \%12, 10) + 197,16 (P/F, \%12, 10) \quad (4.8)$$

Proje C'nin bugünkü değeri yukarıdaki eşitlik (Denklem 4.8) kullanılarak -7300,13 \$ bulunur.

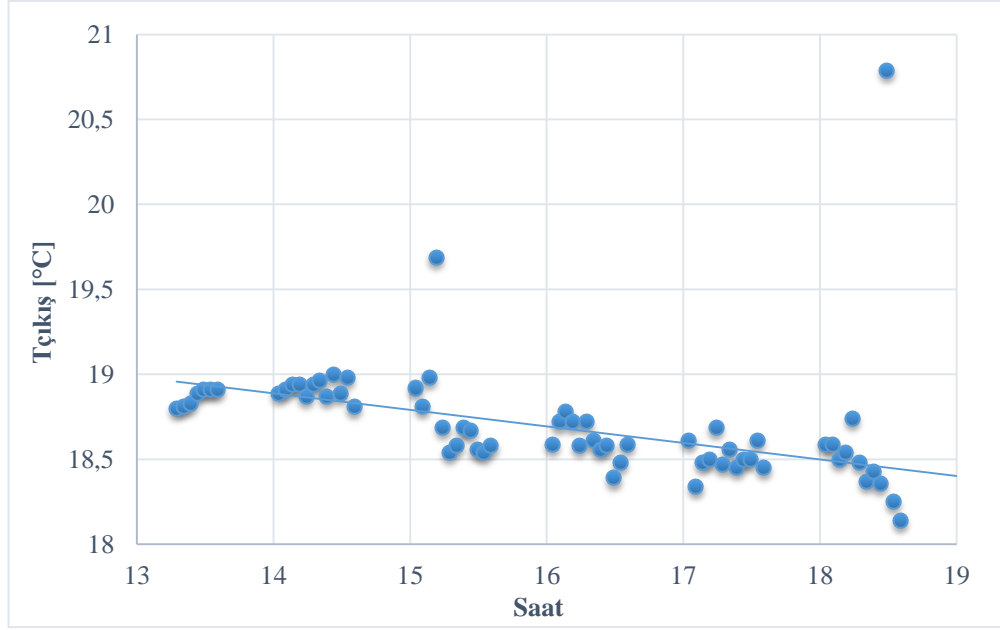
BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

5.1. Su Akışkanlı GHE'de Soğutma Deneyleri

Deneyler yaz mevsiminde, yani Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında öğle (13:00) ile akşam (19:00) vakitleri arasında gerçekleştirilmiştir. Sıcaklıklar, termokupl yardımıyla 5 dakikalık aralıklarla ölçülmüş ve söz konusu 3 aydaki ortalama değerler baz alınarak grafikler çizdirilmiştir.

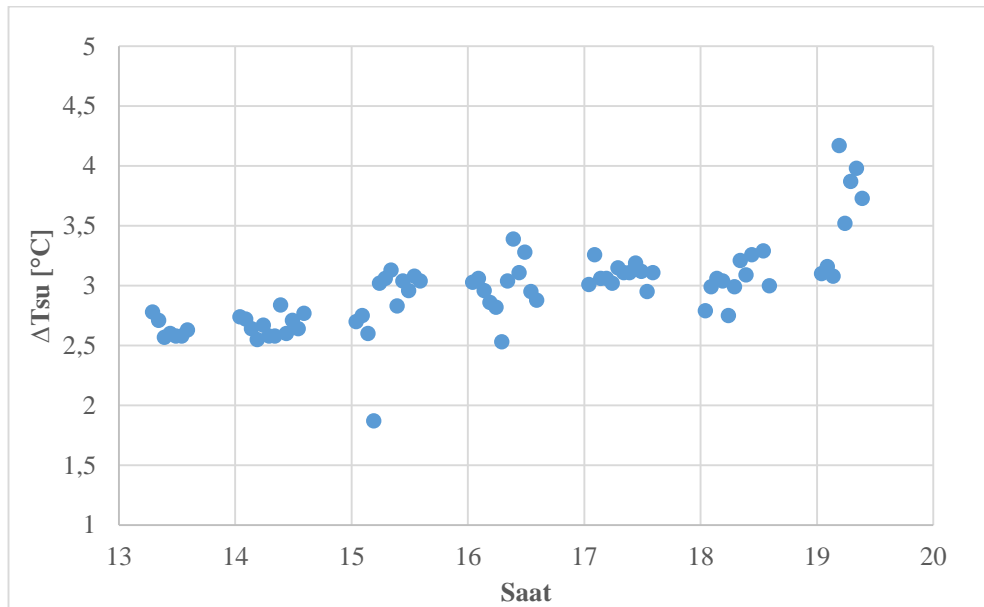


Şekil 5.1. Su akışkanlı GHE sisteminin girişindeki sıcaklık değişimi



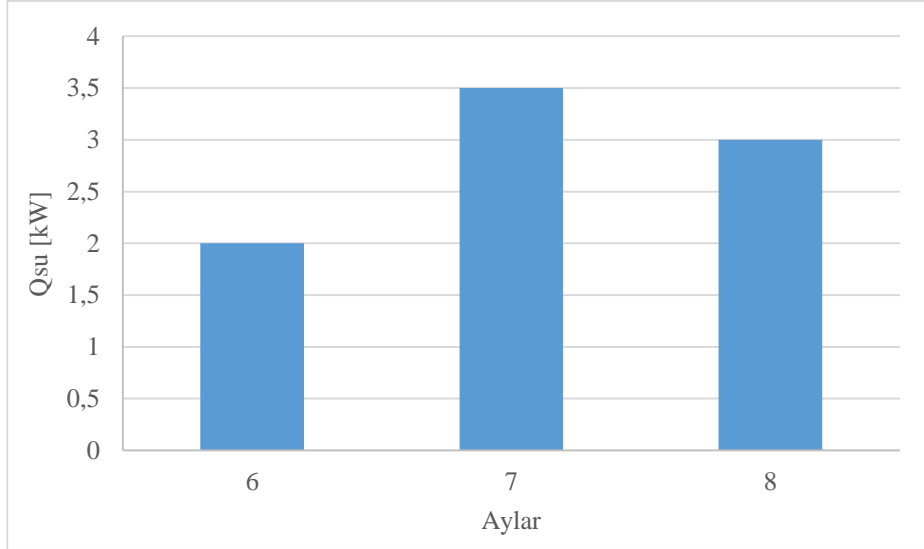
Şekil 5.2. Su akışkanlı GHE sisteminin çıkışındaki sıcaklık değişimi

Şekil 5.1.'de ve Şekil 5.2.'de Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarının GHE giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamaları esas alınmıştır. Bu aylarda öğleden sonraki saatlerde zamana bağlı olarak GHE girişindeki ve çıkışındaki su sıcaklıklarındaki değişimler incelenmiş ve yukarıdaki grafiklerde gösterilmiştir. Grafiklerdeki eğimleri dikkate aldığımızda, GHE'nin girişindeki su sıcaklığının artan bir eğime, çıkışındaki su sıcaklığının ise azalan bir eğime sahip olduğunu görmekteyiz.



Şekil 5.3. Su akışkanlı GHE giriş-çıkış sıcaklık farkının zamana bağlı değişimi

Yaz aylarında öğleden sonra GHE girişindeki ve çıkışındaki su sıcaklıkları arasındaki farkın zamana bağlı değişimi Şekil 5.3.'de gösterilmektedir. Şekilde sıcaklık farkının zamanla arttığı görülmektedir. Bunun sebebi soğutma ihtiyacının zamanla azalmasıdır. Yani soğutulan test odası arzu edilen sıcaklığa ulaşmıştır.



Şekil 5.4. Aylara göre su akışkanlı GHE'den elde edilen ısı transfer hızları

Şekil 5.4.'te Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında yapılan deneylerde, soğutulması hedeflenen ortam havasından toprağa olan ortalama ısı transfer hızları gösterilmektedir. Grafik incelenecek olursa aylık ortalama sıcaklık farkları nedeniyle Haziran ayında 2 kW seviyelerinde iken hava sıcaklıklarının daha yüksek olduğu Temmuz ayında önemli bir artış söz konusudur. Isı transfer hızları aşağıda ifade edilen eşitlik (Denklemler 5.1) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad (5.1)$$

Burada \dot{Q}_{su} kW biriminden, soğutulması amaçlanan ortam havasından toprağa olan ısı transfer hızını, \dot{m} su akışkanının kütleli debisini ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$), c su akışkanının sabit basınçta özgül ısı değerini ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$) ve ΔT (°C) GHE sisteminin girişindeki ve çıkışındaki suyun sıcaklık farkını göstermektedir.

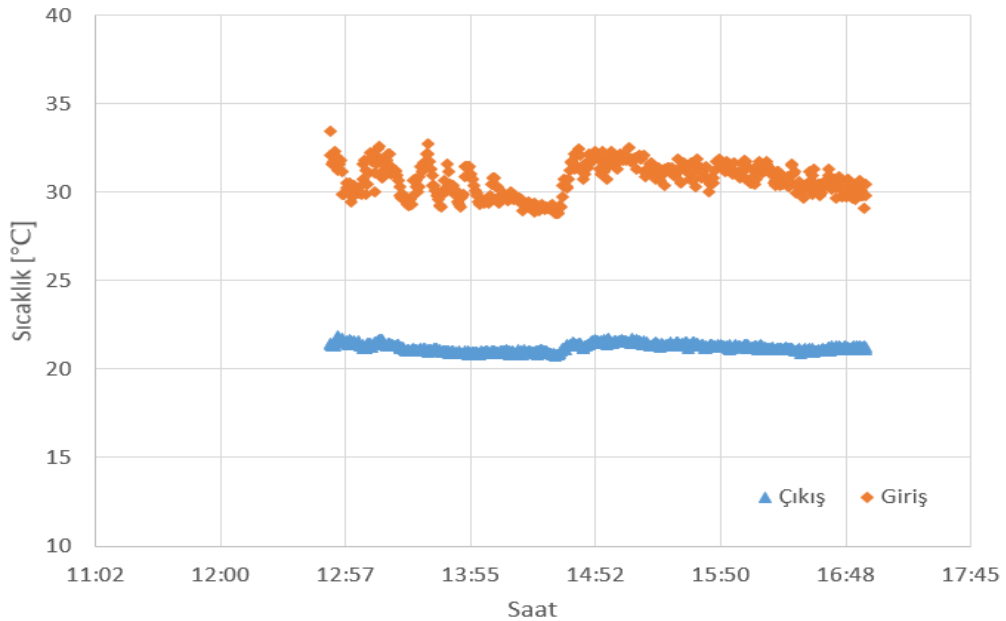
5.2. Hava Akışkanlı GHE’de Soğutma Deneyleri

Hava akışkanlı toprak kaynaklı ısı değiştiricisi ile yaz aylarında yapılan deneylerde sıcak çevre havası GHE sistemi ile soğutulmuştur. Toprak kaynaklı ısı değiştiricisinin girişinde sıcak hava vardır ve çıkışındaki hava akışkanını daha düşük sıcaklığa sahiptir. Deneylerde kullanılan hava akışkanının hacimsel debisi $0,899e^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 'dir. Havanın yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi ihmal edilmiş ve ortalama sıcaklık göz önünde bulundurulmuştur. Bu sıcaklık ortalama oda sıcaklığına eşit sayılabileceği için yoğunluk değeri termodinamik özellik tablolarından $1,2 \text{ kg/m}^3$ olarak hesaba katılmıştır.

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \quad (5.2)$$

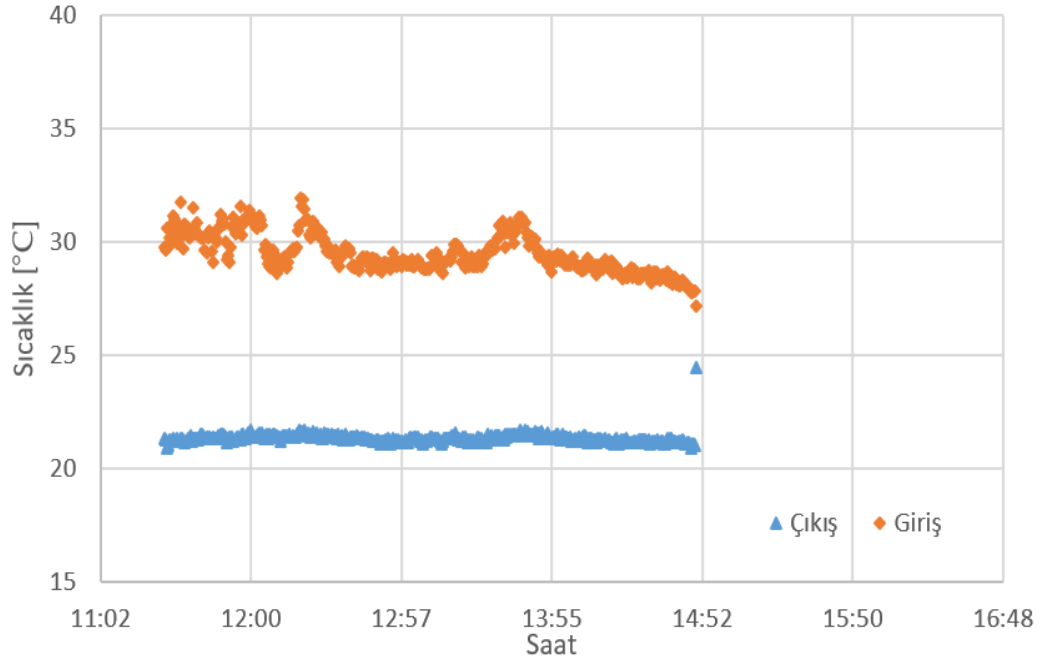
Burada \dot{m} kütleli debiyi, ρ yoğunluğu ve \dot{V} hacimsel debiyi ifade etmektedir.

Ortalama hava sıcaklığı 300 K olduğundan dolayı hava akışkanına ait sabit basınçta özgül ısı değeri (c_p) termodinamik özellik tablosundan $1,005 \text{ kJ/kgK}$ olarak seçilmiştir. Deneysel ölçümler Temmuz ve Ağustos aylarında gerçekleştirilmiştir. Aşağıda verilen şekiller her bir ayın yarısına ait ölçümleri göstermektedir.



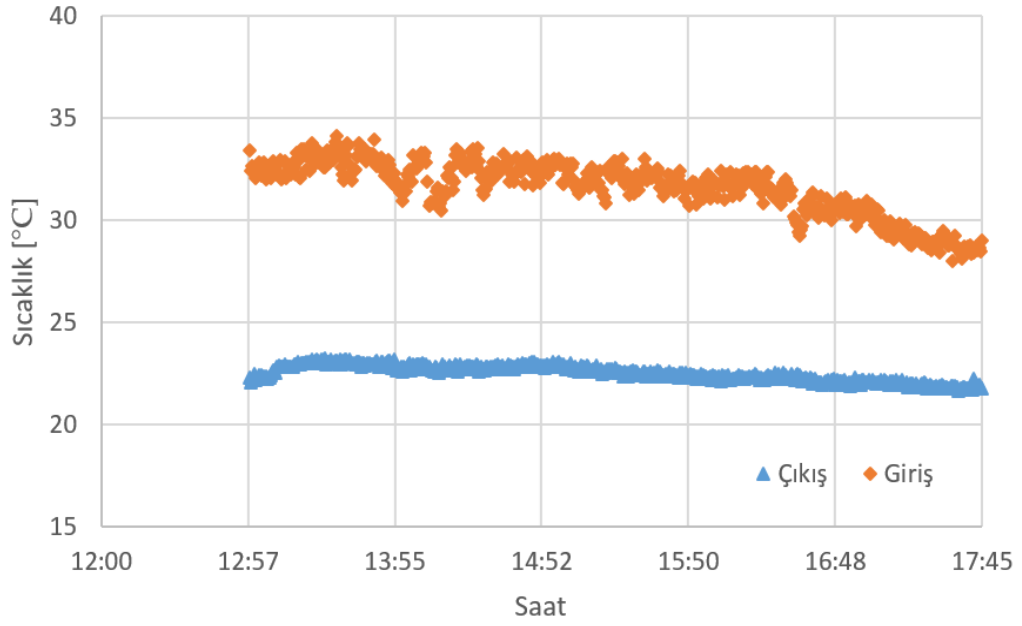
Şekil 5.5. Temmuz ayının ilk yarısında ortalama sıcaklıktaki değişim

Temmuz ayının ilk on beş gününün ortalamasına ait veriler Şekil 5.5.'de görülmektedir. Burada GHE giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana göre değişimleri verilmiştir. Bu ölçümler Temmuz ayının ilk yarısında saat 12:00 ve 17:00 zaman aralıklarında alınmıştır. Isı değiştiricisine giren havanın sıcaklığı yaklaşık 30 °C civarlarında kalmaktadır. Grafikten giriş sıcaklığının çevre sıcaklığına bağlı olduğu anlaşılmaktadır. Çıkış sıcaklığının ise 21 °C civarlarında sabit kaldığı görülmektedir. Bu sıcaklıkların fazla değişmemesinin nedeni çevrenin ve ıslak toprağın birer ısı kaynağı ve ısı kuyusu gibi davranmasından kaynaklanmaktadır. Buradan deney düzeneği için 80 m²'lik alana konumlandırılan yapay havuz ve boru sisteminin yeterli olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5.6. Temmuz ayının ikinci yarısında ortalama sıcaklıktaki değişim

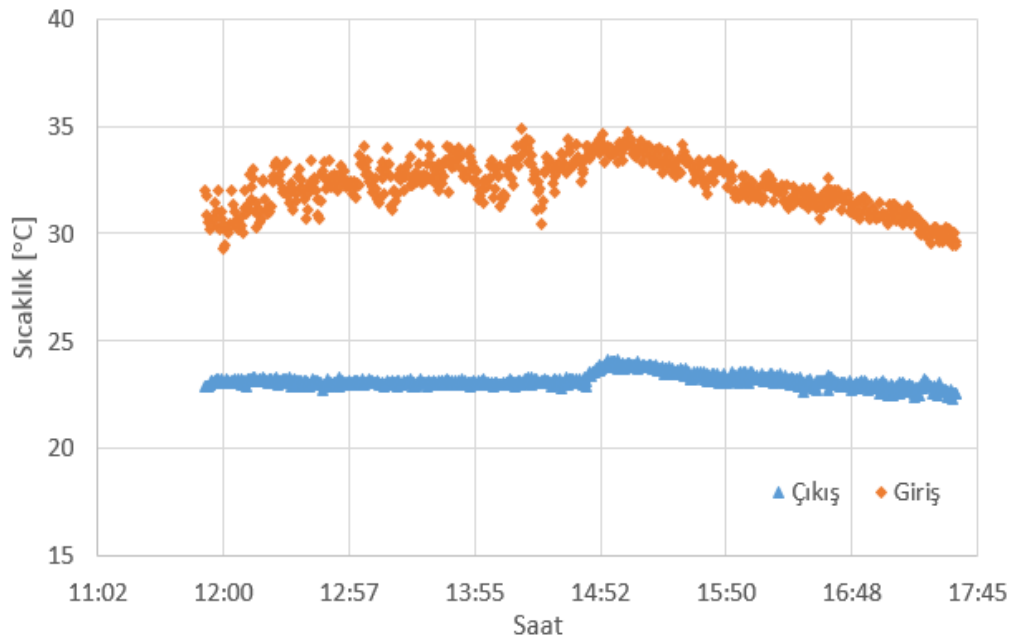
Temmuz ayının ikinci yarısında elde edilen deney verilerinden çizdirilen grafiklerde de benzer karakteristiği Şekil 5.6.'da görmekteyiz. Burada Temmuz ayının son iki haftasında toprağa aktarılan ısı güçte bir düşüş gözlenmiştir. Bunun nedeni ise çevre sıcaklığının günün ilerleyen saatlerinde azalması sonucu ortam sıcaklığının düşmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.7. Ağustos ayının ilk yarısında ortalama sıcaklıktaki değişim

Ağustos ayının ilk yarısında yapılan deneylerde gün içerisinde toprak altı ısı değiştiricisine giren ve çıkan havanın sıcaklığındaki değişimler Şekil 5.7.'de gösterilmektedir. Isı değiştiricisine giren havanın sıcaklığı çevre havasına bağlı olarak deneyin sonuna doğru 34 °C'den 28 °C seviyelerine düşmektedir. Buna bağlı olarak çıkış sıcaklığı çok değişmemekle beraber ısı değiştiricisinin giriş sıcaklığının düşüşüne bağlı olarak bir miktar azalmaktadır. Isı transfer hızının gün içerisindeki değişim grafiğine bakılacak olursa, sıcaklık farkının azalması sebebiyle çevre havasından toprağa transfer edilen ısı enerjisinde Temmuz ayına göre 1 kW'lık bir düşüş gözlenmiştir.

Şekil 5.8.'de ise Ağustos ayının son iki haftasında çevre sıcaklığının Temmuz ayının tamamına göre ve Ağustos ayının ilk yarısına göre yüksek olması sebebiyle toprağa transfer edilen ısı enerjisi daha da artış göstermiştir.



Şekil 5.8. Ağustos ayının ikinci yarısında ortalama sıcaklıktaki değişim

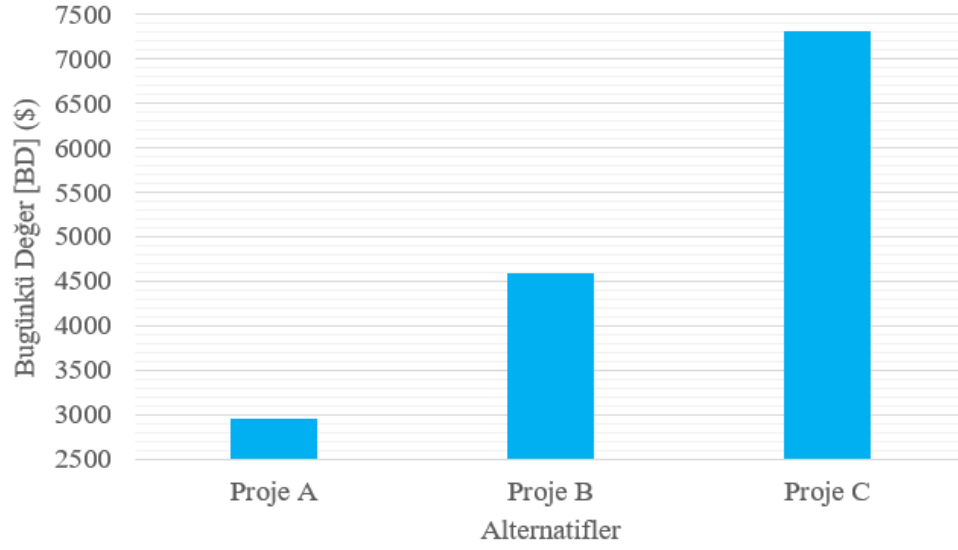
5.3. Ekonomik Analiz

Toprak kaynaklı ısı değiştiricisi, elektrikli klima ve doğalgaz yakıtlı kombiye ait ilk yatırım maliyetleri, yıllık işletme maliyetleri, hurda değerleri ve bugünkü değerleri Tablo 5.1.'de bir arada verilmiştir.

Tablo 5.1. Alternatiflerin maliyet ve hurda değerleri

Proje Adı	Yatırım Maliyeti (\$)	Yıllık İşletme Maliyeti (\$)	Hurda Değeri (\$)	Bugünkü Değer (\$)
Proje A	2569,13	97,85	501,40	- 2960
Proje B	1106,25	627,80	184,75	- 4594
Proje C	2130,00	926,25	197,16	- 7300

Toprak kaynaklı ısı değiştiricisiyle yaz aylarında yapılan soğutmanın verileri kullanılarak yapılan incelemede Proje A'nın yani toprak kaynaklı ısı değiştiricisinin bugünkü değer analiz yöntemine göre diğer projelerden daha karlı olduğu Şekil 5.9.'dan görülmektedir.



Şekil 5.9. Alternatiflerin bugünkü değerleri (BD)

Bu karşılaştırmada, dış hava sıcaklığının 30 °C, iç ortam sıcaklığının 25 °C olduğu ve sistemlerin günde ortalama 5 saat çalıştığı düşünülmektedir. Soğutma deneylerinde 30 °C'nin üzerindeki hava sıcaklıklarında soğutulması planlanan test odasında günlük ortalama 5 saat ve sıcaklığın ortalama 25 °C'de kalması göz önüne alınmıştır. Ancak soğutulan oda daha düşük sıcaklık değerlerinde tutulmak istenirse başka bir deyişle toprak kaynaklı ısı değiştiricisinin yeterli olamayacağı durumlarda diğer seçeneklerin daha avantajlı olabileceği göz önünde bulundurulmalıdır. Buna ilaveten böyle durumlarda toprak kaynaklı ısı değiştiricili sistem alternatif sistemlerle birlikte kullanılarak enerji maliyetlerinde tasarruf edilebilir. Yapılan çalışma enerji fiyatlarıyla da doğrudan ilişkili olduğu için güncel enerji fiyatlarına göre söz konusu maliyetler değişiklik gösterebilir. Ülkemizde henüz yaygın olmayan bu sistem, toprak ve yeraltı suyunun sınırsız enerji kaynağını kullanarak ısıtma ve soğutma işlemlerinde enerji maliyetlerinin düşürülmesine önemli katkılar sağlayacaktır.

BÖLÜM 6. SONUÇ ve ÖNERİLER

Sakarya ilinin Esentepe bölgesinde yürütülen bu çalışmada toprak kaynaklı doğal ısıtma ve soğutma sistemleri için su ve hava akışkanlarının ve oluşturulan yapay havuzun ısı transferine etkileri incelenerek GHE sistemi incelenmiş ve geniş deneysel veriler sunulmuştur. Proses akışkanın su olduğu deneyler ele alınacak olursa GHE sistemi gece boyunca çalıştırılmadığı için yapay havuzdaki su bir miktar soğuyarak toprak sıcaklığına yaklaşmıştır. Bu sıcaklık değeri Temmuz ayı için yaklaşık 19°C idi. Rezerv kapasitesi ve sirküle olan su akışkanının geri dönüş yolu toprak altı ısı değiştiricileri için önemli parametrelerdir. Su akışkanlı GHE sisteminde yaz mevsiminde gece boyunca sistem çalışmadığında 1 tona yakın toprak altı su rezervinin sıcaklığı toprak sıcaklığına kadar soğuduğu gözlemlenmiştir.

Bu sistem istenilen sıcaklığının geniş aralıkta olmadığı durumlarda tek başına yeterli olabilirken, daha fazla ısıtma ya da soğutma istenildiği durumlarda ise yardımcı sistem olarak enerji maliyetinde tasarruf sağlamaktadır.

Hava akışkanlı GHE'den elde edilen sonuçlar incelenecek olursa, Ağustos ayındaki ortalama sıcaklık Temmuz ayından daha yüksek olduğu için toprağa transfer edilen ısı miktarı daha da artmıştır. Önerilen bu sistemde hava akışkanı doğrudan soğutmada kullanılması sebebiyle insan sağlığı üzerindeki etkileri ayrıca incelenmeli ve HEPA filtresi gibi bir sistemle toprak altındaki hava test odasına gönderilmeden önce bir filtrasyon işlemine tabi tutulmalıdır. Bu çalışmada kullanılan yöntem ısıtma ve soğutma proseslerinde farklı iklim bölgelerine uygulanabilir, ancak verimler farklı olacaktır. Daha yüksek verim elde edebilmek için GHE sisteminin altyapı çalışmalarından önce yaz ve kış aylarında sıcaklık farkının yüksek olduğu bölgeler tercih edilmedi. Son olarak, bu sistem ilkbahar ve sonbahar mevsimlerinde olduğu gibi sıcaklık farkının azaldığı geçiş dönemleri için uygun değildir.

KAYNAKLAR

- Adedayo, K., Ojo, J., Okoroafor, I. (2017). Thermal diffusivity variations at ministry of agriculture akure south, ondo state, south-west Nigeria. *Physical Science International Journal*, 14(1), pp. 1–10. doi: 10.9734/PSIJ/2017/24135.
- Al-Ameen, Y., Ianakiev, A., Evans, R. (2018). Recycling construction and industrial landfill waste material for backfill in horizontal ground heat exchanger systems. *Energy*. Elsevier Ltd, 151, pp. 556–568. doi: 10.1016/j.energy.2018.03.095.
- Andersland, Orlando, B., Ladanyi, B. (1994). *An introduction to frozen ground engineering*. New York, Chapman & Hall. doi: 10.2136/sssaj2006.0041.
- Brandl, H. (2006). Energy foundations and other thermo-active ground structures. *Géotechnique*, 56(2), pp. 81–122. doi: 10.1680/geot.2006.56.2.81.
- Bulut, H., Demirtaş, Y., Karadağ, R., Hilali, İ. (2015). Experimental analysis of an earth tube ventilation system under hot and dry climatic conditions. *The 8th Mediterranean Congress of Heating Ventilation and Air-Conditioning-Climamed*, (October).
- Camdali, U., Tuncel, E. (2013). An economic analysis of horizontal Ground Source Heat Pumps (GSHPs) for use in heating and cooling in Bolu, Turkey. *Energy Sources, Part B: Economics, Planning and Policy*, 8(3), pp. 290–303. doi: 10.1080/15567240903452097.
- Côté, J., Konrad, J. M. (2005). A generalized thermal conductivity model for soils and construction materials. *Canadian Geotechnical Journal*, 42(2), pp. 443–458. doi: 10.1139/t04-106.
- Darkwa, J., Kokogiannakis, G., Magadzire, C., Yuan, K. (2011). Theoretical and practical evaluation of an earth-tube (E-tube) ventilation system. *Energy and Buildings*, 43(2–3), pp. 728–736. doi: 10.1016/j.enbuild.2010.11.018.
- Demir, H., Koyun, A. Temir, G. (2009). Heat transfer of horizontal parallel pipe ground heat exchanger and experimental verification. *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 29(2–3), pp. 224–233. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.02.027.
- Desideri, U., Sorbi, N., Arcioni, L., Leonardi, D. (2011). Feasibility study and numerical simulation of a ground source heat pump plant, applied to a residential building. *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 31(16), pp. 3500–3511. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.07.003.

- Dickinson, R. M., Cruickshank, C. A., Harrison, S. J. (2013). Charge and discharge strategies for a multi-tank thermal energy storage. *Applied Energy*. Elsevier Ltd, 109, pp. 366–373. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.11.032.
- Durmaz, U., Ozdemir, M. (2018). An experimental study on the soil-based natural cooling. *International Journal of Environmental Science and Technology*. doi: 10.1007/s13762-018-1691-1.
- Durmaz, U., Yalcinkaya, O. (2019). Experimental investigation on the ground heat exchanger with air fluid. *International Journal of Environmental Science and Technology*. Springer Berlin Heidelberg, pp. 1–6. doi: 10.1007/s13762-019-02205-w.
- Er, Z. (2016). A study of evaluation of solar energy simulation and modeling systems. *Acta Physica Polonica A*, 130(1), pp. 72–77. doi: 10.12693/APhysPolA.130.72.
- Esen, H., Inalli, M., Esen, M. (2007). A techno-economic comparison of ground-coupled and air-coupled heat pump system for space cooling. *Building and Environment*, 42(5), pp. 1955–1965. doi: 10.1016/j.buildenv.2006.04.007.
- Gabrielli, L., Bottarelli, M. (2016). Financial and economic analysis for ground-coupled heat pumps using shallow ground heat exchangers. *Sustainable Cities and Society*. Elsevier B.V., 20, pp. 71–80. doi: 10.1016/j.scs.2015.09.008.
- Gasque, M., Ib, F., Pen, R. (2015). New methodology for the characterisation of thermal performance in a hot water storage tank during charging, pp. 196–205. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.03.048.
- Goffin, P., Ritter, V., John, V., Baetschmann, M., Leibundgut, H. (2011). Analyzing the potential of low exergy building refurbishment by simulation. *Proceedings of Building Simulation 2011: 12th Conference of International Building Performance Simulation Association*.
- Haller, M., Michel Y., Bertram, E., Dott, R., Afjei, T., Carbonell, D., Ochs, F., Heinz, A., Cao, S., Siren, K. (2015). Components and thermodynamic aspects. *Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings*, pp. 23–62. doi: 10.1002/9783433604830.ch03.
- Hepbasli, A. (2003). Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 2003, 44, (4), 527–548, *Fuel and Energy Abstracts*, 44(4), p. 254-. doi: [https://doi.org/10.1016/S0140-6701\(03\)82141-0](https://doi.org/10.1016/S0140-6701(03)82141-0).
- Inalli, M., Esen, H. (2004). Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 24(14–15), pp. 2219–2232. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.01.005.
- Kayihan, S. A. (2012). Hesaplamalı ısı-kütle geçişi ile yoğunlaşma ve buharlaşmanın modellenmesi. *Tesisat Mühendisliği*. sayı 131, sayfa 37–42. Eylül/Ekim 2012
- Kersten, M. S. (1949). The thermal properties of soils. *Bulletin 28, Engineering Experiment Station, University of Minnesota, Minneapolis, Minn, LII(28)*.
- Kline, S. J., McClintock, F. A. (1953). Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical engineering*, pp. 3–8.

- Kramer, C., Basu, P. (2013). Performance of a model geothermal pile in sand. *Physical Modelling in Geotechnics*, (August 2013), pp. 771–777. doi: 10.1201/b16200-106.
- Kulalı, F., Akkurt, İ., Özgür, N., Sezer, M. (2018). The correlation of the seismic activities and radon concentration in soil gas. *Arabian Journal of Geosciences*, 11(16). doi: 10.1007/s12517-018-3743-8.
- Agrawal, K. K., Yadav, T., Misra, R., Agrawal, D.G. (2019). Effect of soil moisture contents on thermal performance of earth-air-pipe heat exchanger for winter heating in arid climate: In situ measurement. *Geothermics*. Elsevier, 77(August 2018), pp. 12–23. doi: 10.1016/j.geothermics.2018.08.004.
- Liu, L. (2017). Development and application of soil coupled heat pump. pp. 20027–20030. doi: 10.1063/1.4982394.
- Lu, S., Tusheng, R., Gong, Y., Horton, R. (2007). An improved model for predicting soil thermal conductivity from water content at room temperature. *Soil Science Society of America Journal - SSSAJ*, 71.
- Mihalakakou, G., Santamouris, M., Asimakopoulos, D., Tselepidaki, I. (1995). Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications. *Solar Energy*, 55(3), pp. 163–173. doi: 10.1016/0038-092X(95)00045-S.
- Moffat, R. J. (1988). Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1(1), pp. 3–17. doi: 10.1016/0894-1777(88)90043-X.
- Nam, Y., Chae, H. B. (2014). Numerical simulation for the optimum design of ground source heat pump system using building foundation as horizontal heat exchanger. *Energy*. Elsevier Ltd, 73, pp. 933–942. doi: 10.1016/j.energy.2014.06.108.
- Popiel, C. O., Wojtkowiak, J., Biernacka, B. (2001). Measurements of temperature distribution in ground. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25(5), pp. 301–309. doi: 10.1016/S0894-1777(01)00078-4.
- Rawlings, R. D., Matthews, F. L. (1999). *Ceramic matrix composites*. Woodhead Publishing Series in Composites Science and Engineering, pp. 118–167. doi: <https://doi.org/10.1016/B978-1-85573-473-9.50007-2>.
- Song, Y., Yao, Y., Na, W. (2006). Impacts of soil and pipe thermal conductivity on performance of horizontal pipe in a ground-source heat pump. *Proceedings of the Sixth International Conference for Enhanced Building Operations*, (2), pp. 2–7.
- Sweet, M. L., McLeskey, J. T. (2012). Numerical simulation of underground Seasonal Solar Thermal Energy Storage (SSTES) for a single family dwelling using TRNSYS. *Solar Energy*. Elsevier Ltd, 86(1), pp. 289–300. doi: 10.1016/j.solener.2011.10.002.
- Tanguay, D. (2016). Fundamental economic analysis of ground source heat pump markets in North America. *12th IEA Heat Pump Conference (2017)*, pp. 1–11.
- Torkul, O., Selvi, İ. H. (2017). *Mühendislik ekonomisinin temelleri*. 1. Baskı.

- Verdes, M., Serbanoiu, A. A., Burlacu, A. (2016). Technical and economic analysis of an unconventional energy technical and economic analysis of an unconventional energy system using geothermal heat. *Bulletin of the Transilvania University of Braşov*, p. Vol. 9(58).
- W.Birchfield, J., Kester, W., Cho, J., (2014). Design and economic analysis of a geothermal vertical coupled heat pump system for the University of Tennessee Campus.
- Wang, Z., Wang, F., Ma, Z., Wang, X., Wu, X. (2016). Research of heat and moisture transfer influence on the characteristics of the ground heat pump exchangers in unsaturated soil. *Energy and Buildings*, 130, pp. 140–149. doi: 10.1016/j.enbuild.2016.08.043.
- Wemhoener, C., Dott, R., Afjei, T. (2010). Heating and cooling in low energy houses Results of the International Research Project IEA HPP Annex 32. (October), pp. 1–12.
- Xi, J., Li, A., Liu, B., Wang, R.Z. (2017). Study on the thermal effect of the ground heat exchanger of GSHP in the eastern China area. *Energy*. Shanghai, pp. 56–65. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.09.060>.
- Yumrutas, R., Unsal, M. (2012). Modeling and performance analysis of a house heating system with a ground coupled heat pump. 28(2), pp. 669–682.
- Zhang, H. Ā., Ge, X., Ye, H. (2007). Modeling of a space heating and cooling system with seasonal energy storage. pp. 51–58. doi: 10.1016/j.energy.2006.02.007.

ÖZGEÇMİŞ

Orhan Yalçınkaya, 12.11.1991'de Ankara'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Ankara'da tamamladı. 2010 yılında Özel Evrensel Fen Lisesi'nden mezun oldu. 2010 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü 2015 yılında bitirdi. 2016 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı. 2018 yılında Sakarya Üniversitesi'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı akabinde yüksek lisans eğitimine Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde devam etti. Halen Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.