

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FORE KAZIKLARA ENTEGRE EDİLEN ISI POMPASI
UYGULAMASI VE EKONOMİK ANALİZİ**

SERTAÇ COŞMAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI-PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. OLCAY KINCAY**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FORE KAZIKLARA ENTEGRE EDİLEN ISI POMPASI
UYGULAMASI VE EKONOMİK ANALİZİ

Sertaç COŞMAN tarafından hazırlanan tez çalışması 06.08.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Olcay KINCAY
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Olcay KINCAY
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Handan ÇUBUK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. İnci SALT
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu çalışmada bina zeminine destek amaçlı çakılan fore kazıklar içerisine entegre edilen ısı değıştirciler yardımıyla topraktan enerji alma yöntemi araştırılmıştır. Ayrıca kazık içerisine yerleştirilen ısı değıştirici tipleri irdelenmiş, hangi tipin daha verimli olabileceğı üzerinde durulmuştur.

Enerji kazıkları ile ilgili daha önce yapılmış olan deneysel çalışmalar irdelenmiş, daha sonra bir uygulama projesinde kazıktan enerji alma yöntemi ve maliyet analizi verilmiştir.

Çalışmam sırasında göstermiş olduğı özveri ve eksik etmediğı desteğinden dolayı başta tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Olcay KINCAY olmak üzere, profesyonel teknik bilgi ve desteğini esirgemeyen Deltam Mühendislik ve Ticaret Ltd. Şti. firmasının Genel Müdürü Sayın Ziya TİRYAKİ'ye, tez çalışmamla ilgili her türlü imkan ve kolaylığı sağlayan REHAU Polimeri Kimya San. A.Ş. Makine Mühendisi Sayın Yoni ALTARAS'a ve çalışmam esnasında bilgi ve deneyimi ile bana yol gösteren Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliğı Bölümü Öğretim Üyesi Yrd. Doç. Dr. Sayın Uğur AKBULUT'a teşekkür ederim.

Ayrıca çalışmama vermiş oldukları destek nedeniyle aileme özellikle teşekkür ederim. Bu çalışmanın konuyla ilgilenen meslektaşlarıma yararlı olmasını dilerim.

Haziran, 2013

Sertaç COŞMAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür özeti	2
1.2 Tezin amacı	6
1.3 Hipotez.....	7
BÖLÜM 2	
TERMODİNAMİK ÇEVİRİMLER İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR VE TEORİK ESASLAR.....	8
2.1 Isıl enerji depoları [13]	8
2.2 Isı makineleri [13].....	8
2.3 Isıl verim [13].....	10
2.4 Soğutma makineleri	10
2.5 Etkinlik katsayısı (COP)	10
2.6 Isı pompası [1].....	11
2.7 Carnot-Ters Carnot çevrimi ve ilkeleri [1]	12
2.7.1 Carnot ısı makinesi	14
2.7.2 Carnot soğutma makinesi ve ısı pompası.....	14
BÖLÜM 3	
ISI POMPASININ TEMEL BİLEŞENLERİ VE ISI POMPASINDA KULLANILAN FAYDALI TERİMLER	16

3.1	Isı pompası temel bileşenler	17
3.1.1	Evaporatörler [14].....	17
3.1.2	Kompresörler [15]	18
3.1.3	Kondenserler [16].....	19
3.1.4	Genleşme valfleri [14].....	20
3.2	Isı pompasında kullanılan yararlı terimler	21
3.2.1	Monovalent işletme [17]	21
3.2.2	Bivalent paralel işletme [17]	22
3.2.3	Bivalent alternatif işletme [17]	23
3.2.4	Yıllık iş sayısı [18]	24
3.2.5	Yıllık performans faktörü [18].....	24
3.2.6	Kapasite sayısı [18]	24
3.2.7	Akümülayon tankı [19].....	25
3.2.8	Isı pompaları için lnP-h diyagramı [18]	25
3.2.9	Kapasite diyagramı [14, 18].....	26
3.2.10	Ses oluşumu, Refleksiyon ve Ses şiddeti seviyesi [18].....	27

BÖLÜM 4

ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI	30
4.1 Isı pompalarının faydalandığı ısı kaynakları [20]	30
4.1.1 Güneş [1]	31
4.1.2 Toprak [1].....	32
4.1.3 Dış hava [1, 20].....	32
4.1.4 Yeraltı Suları [1]	33
4.1.5 Göl ve nehir suları [20, 21]	33
4.1.6 Deniz suları [20]	33
4.1.7 Atık su ve sıvı atıklar [20].....	34
4.1.8 Atık hava [20]	34
4.2 Isı pompalarının temel enerji kaynaklarına göre sınıflandırılması	34
4.2.1 Enerji kaynağı su olan ısı pompaları [14]	34
4.2.2 Enerji kaynağı hava olan ısı pompaları [14].....	37
4.2.3 Enerji kaynağı toprak olan ısı pompaları [22]	38
4.3 Topraktan enerji alma yöntemleri [22, 23].....	40
4.3.1 Yer ısısı kolektörleri ve döşeme türleri [23, 24].....	42
4.3.2 Dikey sondaj yöntemi.....	45
4.3.2.1 Dikey tip kolektörler [14, 23].....	45
4.3.2.2 Enerji kazıkları [25]	47

BÖLÜM 5

KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKAN TİPLERİ		48
5.1	Soğutucu akışkanda bulunması gereken özellikler [16, 20, 27, 28, 29]	48
5.2	Soğutucu akışkanların sınıflandırılması	50
5.2.1	Kloroflorokarbonlar (CFC) [20, 30]	50
5.2.2	Hidrokloroflorokarbonlar (HCFCs) [20, 30]	50
5.2.3	Hidroflorokarbonlar (HFCs) [20]	51
5.2.4	Karışımlar [20].....	52
5.2.5	Doğal soğutucu akışkanlar [1]	52
5.2.6	Salamuralar [16]	52

BÖLÜM 6

ENERJİ KAZIK SİSTEMİNİN TANIMLANMASI VE BÜYÜK BİNALARA

UYGULANMASI	53
6.1 Enerji kazık sistemi ve çalışma prensibi [24, 31]	53
6.1.1 Kazıkların sınıflandırılması [31].....	54
6.1.1.1 Yük taşıma ve zemine iletme şekillerine göre	54
6.1.1.2 Yapıldıkları malzemelere göre	55
6.1.2 Çalışma prensibi [11]	55
6.2 Enerji kazık yapım aşamaları ve konstrüksiyonda kullanılan malzemeler [7]	57
6.2.1 Enerji kazık montajı [7, 24, 32, 33]	58
6.2.2 Boru malzemesi ve ısı taşıyıcı akışkanlar [7]	64
6.2.3 Uygulama esasları ve test protokolü [24].....	64
6.3 Toprağın ısı özellikleri ve toprakla ilgili parametreler [2, 7]	66
6.3.1 Toprağın ısı iletkenliği [2]	67
6.3.2 Toprakla ilgili bağıntılar [11, 34]	68
6.4 Kazıklarda kullanılan ısı değiştirici tipleri, seçimi ve etki eden faktörler [3, 5, 6]	71
6.4.1 Kazık ısı değiştirici tipinin seçimi [5]	76
6.4.2 Kazık ısı değiştirici tipinin seçimi [5]	79
6.4.3 Isıtma-soğutma sezonuna göre kazık çevresindeki toprak sıcaklık bölgeleri [5].....	81
6.4.4 Kazık ısı değiştirici tipinin etkisi [6]	84
6.4.5 Akış debisinin etkisi [6]	86
6.5 Enerji kazıklarındaki ısı transfer süreci [35]	87

BÖLÜM 7

ENERJİ KAZIK UYGULAMA ÇALIŞMASI VE MALİYET ANALİZİ	90
7.1 Kazık devresi enerji hesabı [24, 36]	90
7.2 Basınç kayıpları ve tesisatın boyutlandırılması [24, 36]	93
7.3 Maliyet Analizi.....	101
7.3.1 İlk yatırım maliyeti [36]	101
7.3.2 İşletme giderleri [36, 37].....	102

BÖLÜM 8

SONUÇ VE ÖNERİLER.....	109
------------------------	-----

KAYNAKLAR.....	111
----------------	-----

EK-A

SU-ETİLEN GLİKOL ÇÖZELTİ TABLOSU.....	114
---------------------------------------	-----

EK-B

BORU ÇAP SEÇİMLERİ	117
--------------------------	-----

EK-C

HANGAR ISI KAYBI HESABI VE ÇİZELGESİ	119
ÖZGEÇMİŞ	126

SİMGE LİSTESİ

A_0	Yıllık maksimum genlik
AF	Amortisman faktörü
$A_{iç}$	Boru iç yüzey alanı (m^2)
$A_{kazık-yanal}$	Kazık yanal alanı (m^2)
A_p	Kazık ucundaki en kesit alanı (m^2)
A_s	Kazık sürtünme alanı (m^2)
c_p	Özgül ısı ($kJ/kg^{\circ}C$)
C_A	İlk yatırımın yıllık maliyeti ($€/yıl$)
C_{OM}	Eş değer yıllık işletme maliyeti ($€/yıl$)
$(C_{OM})_{PW}$	Bugünkü koşullarda yıllık işletme maliyeti ($€/yıl$)
COP	Etkinlik katsayısı
C_T	Yıllık toplam maliyet ($€/yıl$)
C_v	Hacimsel ısı kapasitesi
d	Yıllık dalgalanmadaki sönümleme derinliği
$D_{dış}$	Dış çap uzunluğu (m)
$D_{iç}$	İç çap uzunluğu (m)
D_{θ}	Eş ısı yayınma katsayısı
D_T	Isı yayınma katsayısı
ΔP	Basınç kaybı (Bar)
$\Delta P_{boru,t}$	Kritik hat için toplam basınç kaybı (Bar)
ΔT	Sıcaklık Değişimi ($^{\circ}C$)
e_f	Eskalasyon oranı
f	Sıvı faz
f_{boru}	Boru sürtünme katsayısı
f_s	Birim sürtünme direnci
g_t	Birim ısıtma enerjisi ($€/kWh$)
h	Taşıma katsayısı ($W/m^2^{\circ}C$)
I_A	İlk yatırım maliyeti ($€$)
$(I_{OM})_{PW}$	Toplam yıllık işletme maliyeti ($€/yıl$)
i	Yıllık nominal faiz oranı
k	Hidrolik iletkenlik katsayısı
K	Isı transfer katsayısı ($W/m^2^{\circ}C$)
l	Boru hattı derinliği (m)
L	Alıcıdaki ses seviyesi
$L_{kazık}$	Kazık uzunluğu (m)
l_p	Toplam boru hattı uzunluğu (m)
L_P	Ses basınç şiddeti (dB)

L_W	Ses şiddeti seviyesi (μPa)
$\dot{m}$	Akış debisi (kg/h)
n	Porozite faktörü
n	Toplam sistem ömrü (yıl)
$n_{\text{kazık}}$	Kazık adedi
P	Basınç (Bar)
P_H	Isı pompasında belirli bir zaman biriminde ısıtma suyuna aktarılan ısı (W)
P_L	Cihazın belirli zaman aralığında tükettiği elektrik gücü (W)
P_r	Prandtl sayısı (boyutsuz)
q_f	Kazık ucundaki zeminin birim nihai taşıma kapasitesi
Q_f	Tek kazığın nihai taşıma gücü
Q_{kapasite}	Isı pompası kapasitesi (kW)
$Q_{\text{kazık}}$	Bir kazıktan alınan enerji (kW)
$Q_{\text{kazık,t}}$	Bütün kazıklardan alınan enerji toplamı (kW)
$Q_{\text{kollektör}}$	Bir kollektör için ısıtma gücü (kW)
$Q_{\text{ısı değ}}$	Bir ısı değiştiricisi için ısıtma gücü (kW)
Q_p	Kazığın uç taşıma kapasitesi
Q_R	Referans faktörü
Q_s	Kazığın sürtünme direnci
Q_{WP}	Isı pompasından bir yıl boyunca alınan ısı miktarı (W)
r	Alıcı ile ses kaynağı arasındaki mesafe (m)
Re	Reynold sayısı (boyutsuz)
s	Katı faz
$T_{\text{ç}}$	Kazık ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_g	Kazık ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$\bar{T}_{\text{hava}}$	Ortalama hava sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_{ort}	Ortalama toprak sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T(t)$	Dış sıcaklığa bağlı olan yıllık ısıtma-soğutma yükü
$T(z)$	Belli derinlikte yayılan ısı dalgaları
$\dot{V}$	Hacimsel debi (m^3/h)
$\dot{V}_v$	Su buharının hava içindeki difüzyonu
w	Akış hızı (m/s)
W	Toprağın nem oranı
W_{EL}	Isı pompası tarafından bir yıl boyunca tüketilen elektrik işi (W)
z	İstenen sıcaklıktaki derinlik (m)
β	Yıllık iş sayısı
ε	Kapasite sayısı
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
η_{th}	Isıl verim
ρ	Akışkan yoğunluğu (kg/ m^3)
ρ_d	Toprak yoğunluğu (kg/ m^3)
λ	Isı iletim katsayısı (W/mK)
ψ	Kılcallık etkisi
ω	Yıllık radyal frekans
σ	Yüzey gerilimi

KISALTMA LİSTESİ

CFC	Kloroflorokarbon
DTKIP	Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası
GÖS	Geri ödeme süresi
HCFCs	Hidrokloroflorokarbon
HDPE	Yüksek yoğunluklu polietilen
HFCs	Hidroflorokarbon
IP	Isı pompası
KIP	Küresel ısınma potansiyeli
LWT	Su çıkış sıcaklığı
PVC	Polivinil klorür
R	Refrigerant (soğutucu akışkan)
SM	Soğutma makinesi
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası
YTKIP	Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Buharlı güç santrali genel çalışma şeması..... 9
Şekil 2. 2	Isı pompası şematik gösterimi..... 12
Şekil 2. 3	Carnot çevrimi P-v diagramı 12
Şekil 2. 4	Ters-Carnot çevrimi P-v diagramı 13
Şekil 3. 1	Isı pompası genel görünüm 16
Şekil 3. 2	Evaporatör çalışma şeması 17
Şekil 3. 3	Scroll kompresör yapısı 18
Şekil 3. 4	Isı pompası çalışma şeması 20
Şekil 3. 5	Monovalent işletme türü için ısı pompası diyagramı 21
Şekil 3. 6	Bivalent paralel işletme türü için ısı pompası diyagramı 22
Şekil 3. 7	Bivalent alternatif işletme türü için ısı pompası diyagramı 23
Şekil 3. 8	Hava/Su kaynaklı ısı pompaları için lnP-h diyagramı 25
Şekil 3. 9	Isı pompası çalışma devresi..... 26
Şekil 3. 10	Isı pompası kapasite diyagramı 27
Şekil 3. 11	Q_R Referans faktörü 29
Şekil 4. 1	Su kaynaklı ısı pompası için örnek çalışma şeması 36
Şekil 4. 2	Su kaynaklı ısı pompası ısıtma çevrimi 37
Şekil 4. 3	Su kaynaklı ısı pompası soğutma çevrimi 37
Şekil 4. 4	Hava kaynaklı ısı pompası için ısıtma çevrimi 38
Şekil 4. 5	TKIP soğutma çevrimi..... 39
Şekil 4. 6	Güneş enerji dağıtımı..... 41
Şekil 4. 7	Aylık ortalama sıcaklık ve toprak ısı dağılımını gösteren grafikler 41
Şekil 4. 8	Toprağın ölü bölgesini gösteren eğriler 42
Şekil 4. 9	YTKIP sistemi..... 43
Şekil 4. 10	Yer ısı kolektör döşeme türleri..... 43
Şekil 4. 12	DTKIP sistemi şematik görünüm..... 46
Şekil 4. 13	Dikey tip kolektörler 46
Şekil 4. 14	Zemine yerleştirilmiş enerji kazıkları 47
Şekil 6. 1	Sürtünme ve uç kazık tipleri..... 54
Şekil 6. 2	Enerji kazık çevrimi ve bileşenleri 56
Şekil 6. 3	Enerji kazık sistemi çalışma şeması 57
Şekil 6. 4	Fore kazık yapım aşamaları..... 58
Şekil 6. 5	Destek kafesinin hazırlanması..... 59
Şekil 6. 6	Muhafaza borusunun yerleşmesi ve sondaj işlemi 59
Şekil 6. 7	U-tip kazık ısı değiştiricilerinin kafese montajı 60
Şekil 6. 8	Destek kafesinin sondaj çukuruna yerleştirilmesi 60
Şekil 6. 9	Huni yardımıyla harcın çukura dökülmesi 61

Şekil 6. 10	Muhafaza borusunun sondaj çukurundan çıkarılması	61
Şekil 6. 11	Enerji kazıklarının son hali	62
Şekil 6. 12	Bentonitin kullanım alanları	63
Şekil 6. 13	Bentonitin sondaj duvarına sıva yapması	64
Şekil 6. 14	Binanın dış görünüşü	72
Şekil 6. 15	Isıtma durumu için konsept şekil	73
Şekil 6. 16	U-tip ısı değiştirici için 4 farklı durum	75
Şekil 6. 17	İncelenen 4 tip kazık ısı değiştiricisi	77
Şekil 6. 18	Mahal yerinde kurulan deney sistemi	78
Şekil 6. 19	Isı transfer performansının nümerik ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması	80
Şekil 6. 20	Boru boyunca su akışının eksenel sıcaklık değişimi	81
Şekil 6. 21	Isı düzenlik oranı %10 durumunda soğutma sezonu boyunca toprak sıcaklık bölgeleri	82
Şekil 6. 22	Isı düzensizlik oranı %10 durumunda ısıtma sezonu boyunca toprak sıcaklık bölgeleri	83
Şekil 6. 23	Yıllık ortalama toprak sıcaklığı	84
Şekil 6. 24	Mahal ısıtma ve soğutma için enerji kazık sisteminin şematik görünüşü ve uygulanan iki tipteki kazık ısı değiştiricileri	85
Şekil 6. 25	U-boru ve W-boru tipte kazık ısı değiştiricileri arasındaki ısıl direncin karşılaştırılması ve farklı su akış debilerinin kıyaslanması	85
Şekil 6. 26	U-boru ve W-boru tipte ısı değiştiricileri arasındaki ısı atım oranlarının karşılaştırılması ve farklı su akış debilerinin kıyaslanması	86
Şekil 6. 27	Kazıkta gerçekleşen ısı transfer mekanizması	88
Şekil 6. 28	Boru ile ısı taşıyıcı akışkan arasında taşınım ile gerçekleşen ısı transferi	89
Şekil 7. 1	Kazık içi boru sistem kesiti	96
Şekil 7. 2	Kazık ısı değiştiricisine ait bağlantı şeması	97
Şekil 7. 3	Kritik hat için tesisat şeması	100
Şekil Ek-C. 1	Hangarın şematik görünüşü	119

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3. 1	Ses kaynağına bağlı olarak ses basınç şiddeti ve ses şiddeti..... 28
Çizelge 3. 2	L_W ses şiddetinin Q_R faktörü ve mesafeye bağlı olarak değişimi ... 29
Çizelge 4. 1	Isı pompalarının faydalandığı ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları. 31
Çizelge 6. 1	Literatürde verilen ve ölçüm sonucu bulunan ısı iletim katsayıları 68
Çizelge 6. 2	Isıtma yükü hesap sonuçları 74
Çizelge 6. 3	U-tipi kazık ısı değiştiricisi için performans test sonuçları 76
Çizelge 6. 4	Malzemelerin fiziksel özellikleri 77
Çizelge 6. 5	Deney verilerine göre kazık ısı değiştirici performansları 79
Çizelge 6. 6	Tek kazık için tasarım yükü ve enerji kazancı (W tipi, ref. akış debili)..... 81
Çizelge 7. 1	Toprağın cinsine göre ısı çekme kapasiteleri 91
Çizelge 7. 2	Kazık çapına bağlı olarak topraktan alınan ısı kapasiteleri 91
Çizelge 7. 3	Kullanılacak boru çapları için verilen boru sürtünme katsayıları... 95
Çizelge 7. 5	Isı pompası ve klasik sistem için ilk yatırım maliyet değerleri 101
Çizelge 7. 6	Isı pompası ve klasik sistem için hesaplanan işletme maliyetleri. 104
Çizelge 7. 7	Sistemlerin maliyet analizi sonuçları..... 107
Çizelge Ek-A. 1	Su-Etilen Glikol çözelti tablosu 114
Çizelge Ek-A. 1	Su-Etilen Glikol çözelti tablosu (Devam) 115
Çizelge Ek-A. 1	Su-Etilen Glikol çözelti tablosu (Devam) 116
Çizelge Ek-B. 1	Boru çap seçimleri..... 117
Çizelge Ek-B. 1	Boru çap seçimleri (Devam)..... 118
Çizelge Ek-C. 1	Dış hava sıcaklığına karşılık gelen döşeme altı toprak sıcaklıkları 123
Çizelge Ek-C. 2	Isı kaybı hesap çizelgesi 125

FORE KAZIKLARA ENTEGRE EDİLEN ISI POMPASI UYGULAMASI VE EKONOMİK ANALİZİ

Sertaç COŞMAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Olcay KINCAY

En önemli enerji kaynaklarından biri olarak bilinen petrol rezervleri azalmakta, petrol kökenli çevre kirliliği ise giderek artmaktadır. Bu yüzden son yıllarda yenilenebilir enerji kaynakları konusunda yapılan çalışmalar yoğunluk kazanmıştır. Alternatifler arasında, toprak önemli bir yenilenebilir enerji kaynağı olarak görülmektedir. Dolayısıyla toprakta var olan enerjinin ısıtma ve soğutma amacıyla kullanılması için yeni teknolojiler geliştirilmiştir. Bu yeni nesil teknolojilerden biri de enerji kazığı olarak adlandırılan sistemlerdir.

Toprak kaynaklı enerjinin esasını güneş enerjisi oluşturur. Yaz dönemlerinde ve diğer güneşli havalarda toprağın üst kısımları güneşin enerjisini depolar. Böylece toprağın üst kısımları güneş enerjisi ile yüklenmiş olur. 15-20 metrelik derinliklerden itibaren ise jeotermal enerji kullanılmaya başlanmaktadır. Bu sistemin esası, temel kazıkları ile topraktaki enerjiye ulaşmak, ısı değiştirici boruları ile bu enerjiyi çekmek ve kollektörler vasıtasıyla ısı pompasına iletmektir. İşte bu sistem enerji kazığı olarak tanımlanır.

Bu çalışmada; ilk önce ısı pompasının genel çalışma prensipleri açıklanmış, enerji kaynaklarına göre sınıflandırılması yapılmıştır. Daha sonra topraktan enerji alma yöntemlerinden biri olan enerji kazık sistemleri üzerinde durulmuştur. Enerji kazıklarının çalışma prensibi ve amacı irdelenmiş, kazığı oluşturan bileşenler ve yapım aşamaları resimlerle desteklenerek gösterilmiştir. Yapım aşamalarına ek olarak uygulama esasları ve test protokolü eklenmiştir. Enerji kazıkları ile ilgili genel bilgiler verildikten sonra kazık ısı değiştirici tipleri ve seçimi ile ilgili yapılan çalışmalar araştırılmıştır. Bu ısı değiştiricileri üzerinde yapılmış olan deneysel ve nümerik çalışma sonuçlarına göre hangi tipin daha verimli olabileceği tartışılmıştır. Son olarak; yapılmış

olan bir uygulama çalışmasında kazık devresinden enerji alımı ile ilgili hesap yöntemi gösterilmiştir. Bir değere getirilmiş maliyet yöntemi yapılarak sonuçlar tartışılmıştır.

Maliyet analizi yapılırken ısı pompası sistemi ve klasik sistem için ilk yatırım maliyeti ve işletme giderleri ayrı, ayrı hesaplanmıştır. Hesaplama yöntemi olarak, bir değere getirilmiş maliyet yöntemi kullanılarak her iki sistem için de yıllık toplam enerji maliyetleri çıkarılmıştır. Bu değerler ısı pompası ve klasik sistem için sırasıyla; ilk yatırımın yıllık maliyeti 6.505-5.140 €/yıl, bugünkü koşullarda yıllık işletme maliyeti 141.921,8-230.055,9 €/yıl, bugünkü koşullarda toplam yıllık işletme maliyeti 3.025.371,8-4.689.064,9 €/yıl, eşdeğer yıllık işletme maliyeti 203.304,9-315.105,1 €/yıl ve yıllık toplam maliyet 209.810-320.245,1 € olarak bulunmuştur. Bu değerlere bağlı olarak en son birim ısıtma enerjisi ve geri ödeme süresi bulunmuştur. Birim ısıtma enerjisi yönünden klasik sistemin diğer sisteme nazaran %35 daha pahalı olduğu görülmüş, geri ödeme süresi ise 1,1 yıl olarak hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı pompası, enerji kazıkları, kazık ısı değıştirici, yenilenebilir enerji, maliyet analizi

ABSTRACT

HEAT PUMP APPLICATION INTEGRATED TO BORED PILES AND ITS ECONOMIC ANALYSIS

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Olcay KINCAY

Petrol reserves, which are known to be one of the most important energy resources, have been decreasing and petroleum-originated environmental pollution has been increasing gradually. Hence, studies in the recent years generally focus on renewable energy resources. As an alternative, geothermal energy is recognized as an important source of renewable energy. Accordingly, new technologies are developed in order to use geothermal energy for heating and cooling. Energy pile system is one of these new generation technologies.

Solar energy is the basis of earth's interior energy. Earth's surface stores solar energy in summer and when the weather is sunny. Hence, top section of earth is charged with solar energy. Also, geothermal energy can be used at depths over 15 to 20 meters. The principle of this system is to reach to the earth's energy with piles, extract this energy with heat exchanger pipes and to carry it to the heat pumps over collectors. This system is defined as energy pile.

This study first explains the general operational principles of heat pump and classifies according to the energy resources. Then it focuses on energy pile systems, one of the methods used to extract energy from the ground. Working principle and goal of the energy piles are studied and components of a pile as well as the manufacturing stages are illustrated with pictorial aids. Besides the manufacturing stages, implementation principles and test protocol are added. After providing general information about energy piles, the studies on pile heat exchanger types and selection of those are researched. The discussion is focused on determining the most efficient type of heat exchangers on the basis of results got from experimental and numeric studies on heat exchangers. Finally, the calculation method regarding energy extraction from pile circuit on an implementation works completed. The results are discussed by using the levelised cost method.

While, the cost-analysis has been performed, the initial investment costs and the operating costs for the heat-pump system and the classic system have been calculated separately. The annual total energy costs have been obtained for both systems by using the leveled cost method as the calculation method. These values respectively for the heat pump and the classic system have been found as 6.505-5.140 €/year for annual cost of initial investment, as 141.921,8-230.055,9 €/year for operating costs in respect of current conditions, as 3.025.371,8-4.689.064,9 € for total annual operating costs in respect of current conditions, as 203.304,9-315.105,1 €/year for equivalent annual operating costs and as 209.810-320.245,1 € for total annual costs. The final unit heating energy and payback period have been found based on these above mentioned values. It has been taken into consideration that the classic system is 35% more expensive than the other system in respect of unit heating energy and the payback period has been calculated as 1,1 year.

Key Words: Heat pump, energy piles, pile heat exchanger, renewable energy, cost analysis

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Son yüzyılın enerji altyapılarına bakıldığında büyük bir kısmını fosil yakıtların (kömür, petrol, doğalgaz vb.) oluşturduğu görülmektedir. Fosil yakıtların bilinçsiz bir şekilde kullanılmasının ardından yakında tükenme tehlikesi ortaya çıkmıştır. Eğer fosil yakıtlar bu şekilde kullanılmaya devam ederse, petrolün 40 yıl, doğalgazın ise yaklaşık 60 yıl ömrü olduğu belirtilmektedir. Ayrıca endüstri ve ulaşımda ölçsüz olarak fosil yakıt ve kimyasal tüketimi sonucunda da küresel ısınma ve gelecekte bunun getirdiği iklim değişikliği artık bilinen bir gerçektir. Bu yüzden araştırmacılar artık dünyanın fosil yakıtla yaklaşık %75 bağıllığını çok daha aşağılara çekmeye, gelecekte tükenmeleri durumunda sıkıntı yaşanmamasına ve dünyanın küresel ısınma problemini yavaşlatmaya çalışmaktadırlar. Bundan dolayı bilim merkezleri olan üniversiteler ve modern endüstriler artık enerji kaynağı olarak yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına ve fosil yakıt kullanmayan, çevre kirliliği oluşturmeyen, çok daha verimli cihazların gelişimine olanak sağlamaktadırlar. Bu cihazların başında gelen ve günümüzde artık oldukça kullanılmaya başlanılan cihaz ise ısı pompalarıdır. Isı pompalarını bu şekilde uygulanabilir hale getiren yoğun çalışmaların nedeni ise ısı pompalarının çevreyi kirliletmemesi, fosil yakıt kullanmaması ve oldukça az elektrik enerjisi tüketmeleri gibi özelliklerdir.

Isı pompası ile soğutma makinesi aynı çalışma prensibine sahiptir. Ancak kullanım amaçları farklıdır. Soğutma makineleri düşük sıcaklıktaki ısı kaynağını soğutmak için kullanılırken ısı pompaları ise yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağını ısıtmak için kullanılırlar. Hem ısıtma hem de soğutma yapabilen yani çift yönlü çalışan ısı pompaları da mevcuttur. Bu ısı pompaları, ısıtma aylarında dış ortamda düşük sıcaklıkta bulunan ısı kaynağından ısıyı çekerek iç ortamı ısıtabildikleri gibi, soğutma ihtiyacının olduğu aylarda ise düşük sıcaklıkta bulunan iç ortamın ısınısını dış ortamda bulunan yüksek

sıcaklıktaki kaynağa aktararak mahali soğuturlar ve böylece soğutma makinesi olarak da kullanılırlar. Evlerde ve iş yerlerinde kullanılan klimalar en yaygın olarak kullanılan ısı pompalarıdır.

Günümüzde ısı pompaları arasında en çok tercih edileni toprak kaynaklı ısı pompalarıdır. Enerji kaynağı olarak toprak kullanılmasının bazı yöntemleri vardır. Bu yöntemlerden yeni nesil olanı ise enerji kazıklarıdır. Zayıf temele sahip bölgelerde zemin gücünü artırmak için çakılan fore kazıklar içerisine sadece ısı değiştirici boruları yerleştirilerek hem toprak ısısından faydalanmakta hem de oldukça uygun bir maliyete sistem kurulumu yapılmaktadır. Bu yüzden son zamanlarda en çok tercih edilen sistemlerin başında gelmektedir.

İklim değişikliğinden doğan kaygılarla birlikte enerji sektöründe hem arz hem de talep olarak bir dizi yeniliği beraberinde getirmesini göz önünde bulundurursak, enerji kazıklarının bu sektörde öncü sistem olacağı kesindir.

1.1 Literatür özeti

Uygulanan ilk ısı pompası 1930 yılında İskoç Haldane tarafından yapılmış ve kendi evinde kullanmıştır. Enerji kaynağı olarak havayı kullanmış, hava şartlarının iyi olmadığı durumlarda ise su ile desteklemiştir. 50'li yıllarda ise Amerika ve İngiltere de konutlarda ısıtma ve soğutma amaçlı enerji kaynağı olarak toprak kullanılması ile ilgili çalışmalar başlamıştır. 70'li yıllarda petrol fiyatlarının artması üzerine ısı pompaları daha da değer kazanmıştır. 90'lı yıllarda ise İsveç ve Amerika da toprak kaynaklı ısı pompaları ev ve ticari uygulamalarda kendini göstermiştir. Günümüzde ise Türkiye de dahil olmak üzere ısı pompası kullanımı sayısı dünyada hızla artmaktadır [1].

Son 20 yıllık süreci incelediğimizde ise, yenilenebilir enerji kaynaklarının önemi düşük emisyon istemiyle beraber artmıştır. Günümüzde de bu kaynakların kullanımı günden güne yaygınlaşmaktadır. Düşük emisyon ve diğer avantajlar için birçok yenilenebilir enerji yöntemi ve kaynağı mevcuttur. Yenilenebilir, ücretsiz ve yeşil enerji için toprak kaynaklı enerji de alternatif oluşturmaktadır. Toprak kaynaklı enerji, topraktan elde edilen ve güneş tarafından toprağa depolanan enerji ile birlikte jeotermal enerjiyi içermektedir. Bu enerjiyi çekip kullanmak için ise toprağın derinliklerine inen sistemlere ihtiyaç vardır. Bu sistemler inşaat yapılarına destek amaçlı yapılan temel kazıklar olarak tanımlanmaktadır. İskandinav ülkelerinde genelde düşük taşıma

kapasiteli topraklar mevcuttur. Düşük kapasite nedeniyle destek temel yapıları gerekmektedir. Dolayısıyla temel kazıkları İskandinav ülkelerinde çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. İşte bu temel kazıkları, enerji toplama boruları ile kombine halde kullanılırsa bu sisteme enerji kazığı ismi verilir. Bu kombine sistemin kullanılmasının en büyük nedeni, enerji kazığı için açılan sondaj kuyusu hem temel kazık sistemi hem de enerji kazık sistemi için kullanılabilmesidir.

Zeminden ısıyı çıkarma fikri ilk olarak yaklaşık 20 yıl önce İsviçre'den çıkmıştır. İlk uygulama ise Almanya'da olmuştur. Hollanda'da 1997 yılında bir danışmanlık firması inisiyatif alarak Gauda Achterwillens'te yaklaşık 10 evi enerji kazıklarıyla ısıtmayı amaçlamış ve uygulamıştır. Aynı tarihlerde Heerhugowaard'da enerji verimliliği maksimum hedefli bir ofis inşasında enerji kazıkları kullanılmıştır. Sonuç olarak ilk enerji kazıkları 1980'li yıllarda Avusturya ve İsviçre'de yapılmıştır. Daha sonra bu çalışmalar Almanya ve Finlandiya'da daha kapsamlı şekilde uygulanmaya başlanmıştır. Günümüzde de bu işlem ülkemiz de dahil olmak üzere bir çok ülkede uygulanmaktadır [2].

Enerji kazıkları ile ilgili genel bir literatür değerlendirilmesi yapıldığında; Sapporo da 2000 Aralık tarihinde, hem ofis hem de konut olarak tasarlanan iki katlı bir bina yapılmış ve zeminde sürtünme kazıkları kullanılmıştır. Daha sonra dört farklı U-tip kazık ısı değiştiricisi denenmiştir. Bu dört farklı ısı değiştiricisinden üç tanesi için ısı atım oranları hesaplanmış ve performans test sonuçları karşılaştırılmıştır. Ayrıca bina ısı yük analizi için iki farklı program kullanılmıştır. Bunlar Lumped parametre sistem metodu ve SMASH programı olup, Lumped parametre sistemine göre hesaplanan maksimum ısıtma yükü 45,6 kW ve SMASH programı ile bulunan değer ise 49,7 kW bulunmuştur. Bina ısı kaybı katsayısı ise 2,41 W/m²K olarak hesaplanmıştır. Kazık ısı değiştiricisi ise ekonomik verim ve kullanılabilirlik açısından tekil U-tipi seçilmiş, aynı zamanda daha önce denenmiş olan konvansiyonel ısı kaynaklarına oranla daha fazla enerji tasarrufu sağladığı görülmüştür (Hamada vd. [3]).

Avusturya bölgesinde incelenen bir çalışmada, toprak/beton ile boru içerisinde dolaşan soğurucu akışkan arasındaki ısı transferi araştırılmış kazık temeli ve düzeni tartışılmıştır. Ayrıca enerji çekilmesi/alınması durumunda toprağın özelliklerindeki değişimler incelenmiş, ısı çekilmesi esnasında; kuyu direnci, zemin basıncı ve toprağın

kayma direnci gibi faktörlerin önemli derecede değişmediği ifade edilmiştir (Brandl [4]).

Çin de Shanghai bölgesinde yapılan bir çalışmada ise ısıtma ve soğutma sistemi için jeotermal enerjinin kullanılması ile ilgili bir durum (vaka) çalışması yapılmıştır. Bunun için 100 m x 1.000 m arazi alanına 5.500 adet beton yapımı enerji kazık sistemi uygulanmıştır. Toprağa 5 m derinlikten itibaren 25 m uzunluğuna sahip ve iç çapı 2 cm olan ısı değiştiricileri kazık içerisine konumlandırılmıştır. Daha sonra dört farklı kazık ısı değiştiricisi arasından en verimli olanı saptamak amacıyla bir dizi performans testi yapılmış ve deney verileri ile nümerik sonuçlar kıyaslanmıştır. Isı değiştiricileri için referans akış debisi 0,342 m³/h belirlenmiş olup tercih olarak W tipinde karar kılınmıştır. Çünkü hem ısı transferi yönünden hem de geniş ölçekli sistemlere entegre edilmesi açısından daha olumlu sonuçlar verdiği görülmüştür. Ayrıca bir yılda ortalama toprak sıcaklığındaki değişimler incelenerek yıl içerisindeki en yüksek sıcaklığa soğutma sezonunda ulaşıldığı gözlemlenmiş olup, hem yaz hem de kış sezonları için kazık çevresinde oluşan sıcaklık dağılımları grafiklerle ifade edilmiştir (Gao vd. [5]).

Shanghai de yapılan bir diğer çalışmada ise yine W tipi ve üç farklı U-tipi konfigürasyonuna sahip ısı değiştiricileri için farklı akış debilerine bağlı olarak ortalama, nümerik ve deneysel sonuçlar analiz edilip U ve W tipleri arasındaki ısı atım oranları ile ısıl dirençleri karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlara göre referans akış debisine sahip W tipinin U tipine nazaran %43 daha fazla ısı atımı olduğu saptanmıştır. Ayrıca ortalama akış debisinin etkisine ek olarak W tipi için farklı su giriş sıcaklığına bağlı olarak ısıl direnç ile ısı atım oranı kıyaslanmıştır. Son olarak ofis-konut yapısı için uygulanan ısıl performans testinde ısı akısının değil, belirli bir giriş sıcaklığının gerekli olduğu görülmüş, yüksek giriş sıcaklıklarında daha fazla ısı değişimi sağlanabildiği ifade edilmiştir (Gao vd. [6]).

Avustralya da 2010 yılında yapılan çalışmada ise enerji kazık sistemlerinin teknolojik yönden avantajları belirtilmiş ve bu uygulamanın ciddi anlamda enerji tasarrufu sağladığı kabul görmüştür. Tasarım aşamalarında ise göz önünde bulundurulması gereken maddeler sırasıyla jeolojik tabaka, jeoteknik özellikler, jeotermal özellikler, hidrojeolojik özellikler ve jeokimyasal toprak özellikleri olarak ifade edilmiştir. Buna ek olarak, uygulamada karşılaşılan sorunlar tartışılmış ve jeotermal enerji kazıkların

Avustralya da hem binaya adaptasyon açısından hem de ekonomik yönden uygun olduğu belirtilmiştir (Moel vd. [7]).

Konut ısıtması için kazık sisteminin toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ile birlikte bir ısı değiştiricisi gibi kullanılarak sisteme nasıl bir etki yaratacağı İngiltere de 2010 yılında gerçekleştirilmiştir. Bunun için, test çalışması 2007/2008 yılları arasında tüm ısıtma sezonu boyunca gerçekleştirilmiş olup, ısı pompasından alınan toplam enerji kazancı 17,24 MWh olarak saptanmıştır. Isı pompasının performansını değerlendirmek için harcanan elektrik enerjisi, su-glikol çözelti akış debisi ve sıcaklık gibi parametrelerin yanı sıra çeşitli derinlikler baz alınarak kazık çevresi, bina çevresi ve sıralı halde bulunan kazıkların olduğu bölgedeki toprak sıcaklık ölçümleri yapıp bilgisayara aktarılmıştır. Kazık sıcaklıklarını ölçmek için çeşitli derinliklerde termokupl yerleştirilmiştir. Son olarak akış yönünün ters olmasının ısı pompası çalışma parametrelerine etkisi araştırılmış ve çalışma alanından belirli mesafedeki toprak sıcaklığını veren bağıntılar tanımlanmıştır (Wood vd. [8]).

Avustralya da Monash Üniversitesinde geomekanik araştırma gurubu tarafından, tam donanımlı jeotermal enerji kazıklarına termal statik yük testi uygulanmıştır. Bu çalışmanın bir parçası olarak, enerji kazıkları uygulamasındaki belirsizlikleri ortaya koymak için saha ve laboratuvar tabanlı çalışmalar yürütülmüştür. Laboratuvar çalışmasında küçük bir model kazık tasarlanmış ve imal edilmiştir. Clayton Kampüsünde yapılan saha çalışmasında, 600 mm çap ve 18 m uzunluğa sahip kazıklar atölyede uygulanmıştır. Farklı derinliklerdeki geçici gerinim, sıcaklık ve yer değişim miktarlarını belirlemek için kazık; titreşimli kablo gerinim ölçer, termokupl ve yer değiştirme transdüseri gibi ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. 25 mm çapına sahip (HDPE) yüksek yoğunluklu polietilen içeren 3 adet U-tip ısı değiştiricisi kazık kafesine bağlanmıştır. Ayrıca statik yükleri test etmek için yük hücreleri (Osterberg hücresi) kullanılmıştır. Çalışma sonunda ise bu sistemin Victoria kentinde bulunan çok amaçlı bir ofis binasına tam anlamıyla uyarlanmış olsaydı her yıl yaklaşık 60.000 \$ enerji tasarrufu yapacağı öngörülmüş ve yıllık 400 ton CO₂ (sera gazı) emisyonunda azalma sağlanabileceği ifade edilmiştir (Singh vd. [9]).

2011 yılında Çin de Jianzhu Üniversitesinde yapılan çalışmada spiral tipli kazık ısı değiştiricisinin diğer tipteki ısı değiştiricileri ile ısı iletimi yönden karşılaştırılması yapılmış, ısı transferi alanı ve akış profili yönünden daha avantajlı olduğu ortaya

konmuştur. Boru bağlantılarında oluşan karmaşıklığı azaltması açısından ileriki yıllar için diğer tipteki ısı değiştiricilere nazaran daha fazla tercih edileceği öngörülmüştür (Cui vd. [10]).

Kazık sisteminde oluşan ısı transfer fiziksel sürecini anlamak için Lille Politeknik Üniversitesinde bir simülasyon çalışması yürütülmüştür. Çalışmayı yürüten grup kazık ve toprak sistemindeki ısı transferine bağlı olarak; toprak sıcaklığı, toprağın ısı özellikleri, yeraltı su akışı ve etkisi, ısı akışı, enerji korunumu ve ısı transfer dengesi ile ilgili parametreler ortaya koymuş ve buna bağlı olarak ilgili bağıntıları sunmuşlardır (Suryatriyastuti vd. [11]). Bir diğer çalışmada ise ısıtma-soğutma sonucu beton kazıkta oluşan aksenal gerilmeler ve bunun yarattığı sonuçlar irdelenmiştir. Ayrıca aksenal ısı yük profilleri ve kazık çevresindeki toprağa olan etkileri araştırılmıştır. Çalışmada, ısı yük ve ısı-mekanik yük altında test kazığının göstereceği davranış amaçlanmıştır (Amatya vd. [12]).

Bu tezde yapılan çalışmada ise İstanbulda Sabiha Gökçen Havalimanı içerisine yapılmış olan bir uçak hangarının ısıtılması, enerji kazık sistemleri ile yapılması araştırılmıştır. Kazıkların içerisine U-tipi kazık ısı değiştiricisi yerleştirilmiş, ısı ihtiyacına bağlı olarak 600 adet fore kazığın ısı değiştiricileri ile entegre edilmesi ve herhangi bir ek ısı üreticisine ihtiyaç duyulmadan ısıtma sezonu boyunca ısıtılması amaçlanmıştır. Tek bir kazık için enerji hesabı yapılmış, daha sonra topraktan çekilebilecek toplam enerji miktarı bulunmuştur. Kritik hat seçilerek basınç kayıpları her bir toplama hattı için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Son olarak, bir değere getirilmiş maliyet yöntemi ile hem ısı pompası sistemi hem de klasik sistem için maliyet analizi sonuçları ortaya konmuştur. Ayrıca bu yeni nesil sistemin önemi çalışma boyunca vurgulanmaya çalışılmıştır.

1.2 Tezin amacı

Bu tezde; son dönemlerde kullanım alanı yaygınlaşan enerji kazık sistemleri tanıtılıp, uygulama süreçleri hakkında bilgi verilmesi amaçlanmıştır. Çalışmada ilk olarak ısı pompası kullanım amaçları ve çalışma prensipleri anlatılmış, daha sonra enerji kazıkları ile ilgili yapılan deneysel çalışmalara yer verilmiştir. Özellikle kazık ısı değiştirici tipleri arasındaki farklılık ve tip seçimi üzerinde durulmuş, hangi tipin daha verimli olabileceği hedeflenmiştir. Son olarak; konu ile ilgili bir uygulama örneği verilmiş ve

maliyet analizi yapılmış, bundan sonraki yapılacak olan çalışmalara fikir vermesi amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

Bu tez çalışmasında, İstanbul Sabiha Gökçen Havalimanına yapılmış olan büyük bir uçak hangarının herhangi bir ek ısı üreticine ihtiyaç duyulmadan sadece enerji kazıkları yardımı ile ısıtılması öngörülmüştür. Bunun için, mümkün olduğunca çok kazık kullanılarak her bir kazık içerisine 4 adet U-tipi ısı değiştirici yerleştirilerek ısıtma ihtiyacını karşılayıp karşılayamayacağı durumu araştırılmıştır.

BÖLÜM 2

TERMODİNAMİK ÇEVİRİMLER İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR VE TEORİK ESASLAR

Bu bölümde termodinamik çevrimler ile ilgili temel kavramlar ve teorik esaslara değinilmiştir. Temel kavramları şu şekilde gruplandırabiliriz: Isıl enerji depoları, ısı makineleri, ısı verim, soğutma makineleri, etkinlik katsayısı, ısı pompası ve carnot-ters carnot çevrimi. Bu teorik esasları açıklamak ısı pompası çalışma prensibini anlamada daha faydalı olacaktır.

2.1 Isıl enerji depoları [13]

Yüksek ısı enerji sığasına sahip yani kütlesiyle özgül ısısının çarpımı çok yüksek olan cisimlere "ısı enerji depoları" denir. Denizler, göller, hava vb. ısı enerji depolarıdır. Isıl enerji depolarına ısı verilmesi ya da ısı çekilmesi bu kaynaklarının sıcaklığını etkilemez. Bunu denizden bir kova su alınması ya da çekilmesi gibi düşünebiliriz. Çünkü denizden alınan su ya da eklenen su denizdeki su miktarını çok etkilemeyecektir. Isıl enerjinin alındığı depoya "kaynak", ısı enerjinin verildiği depoya ise "kuyu" denilmektedir.

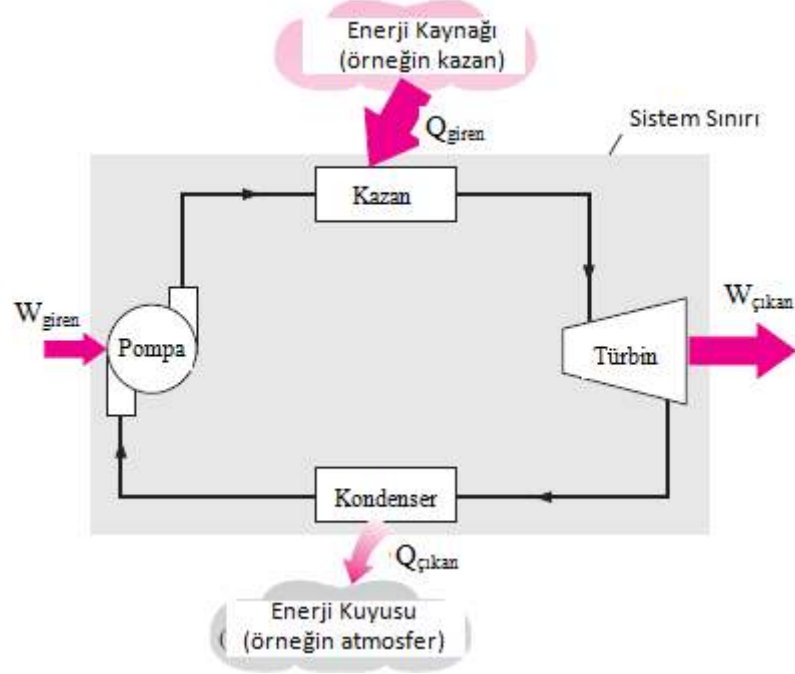
2.2 Isı makineleri [13]

Isı enerjisini işe çeviren cihazlardır. Isı makinelerinin ortak özellikleri;

- Yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan (güneş enerjisi, kazanlar, çeşitli atık ısılar) ısıyı alır.
- Alınan ısısının bir kısmı dönen mil işine çevrilir.
- Kullanılmayan kısmı ise düşük sıcaklıktaki bir kuyuya (atmosfer havası, akarsu vb.) verilir.

- Bir çevrim gerçekleştirilerek çalışırlar.

Isı makinesine örnek olarak buharlı güç santrali verilebilir. Şekil 2.1'de buharlı güç santralinin genel çizimi gösterilmektedir.



Şekil 2. 1 Buharlı güç santrali genel çalışma şeması

Şemada gösterilen terimleri açıklarsak;

Q_{giren} = Yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağından suya geçen ısı miktarı

$Q_{çıkan}$ = Yoğuşturucuda buhardan düşük sıcaklıktaki kuyuya (atmosfer, akarsu vb.) geçen ısı miktarı

W_{giren} = Pompada suyu kazan basıncına yükseltmek için verilen iş miktarı

$W_{çıkan}$ = Türbinde genişleyen buharın ürettiği iş miktarı

Bir güç santralinin net işi, santralin yaptığı toplam işle santrale sağlanması gereken iş arasındaki farktır.

$$W_{net,çıkan} = W_{çıkan} - W_{giren} \text{ (kJ)} \quad (2.1)$$

Isı makineleri çevrim oluşturan bir sistem olduğundan dolayı $\Delta U=0$ ' dır. Bu nedenle sistemin net işi, net ısı alışverişine eşit olacaktır.

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

2.3 Isıl verim [13]

Etkinlik veya ısı verim, elde edilmek istenen değerin (amaç), bu amacı elde edilmek için verilen değere bölerek elde edilen değer olarak tanımlanır. Isıl verim η_{th} ile gösterilir.

$$ısı\ verim = \frac{amaç}{bu\ amaç\ için\ verilen} \quad (2.3)$$

Isı makinelerinde ise amaç elde edilen net iştir, bu amaç için verilmesi gereken ise toplam giren ısıdır. Böylece ısı verim;

$$ısı\ verim = \frac{elde\ edilen\ net\ iş}{toplam\ giren\ ısı} \quad (2.4)$$

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

veya

$$W_{net,\dot{q}} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \text{ olduğu için,}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \quad (2.6)$$

şeklinde ifade edebiliriz.

2.4 Soğutma makineleri

Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı aktarımını sağlayan makinelere "soğutma makineleri" denir. Bir çevrim gerçekleştirerek çalışırlar. Bir soğutma çevriminde kullanılan aracı akışkana soğutucu akışkan denir. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi buhar-sıkıştırılmalı soğutma çevrimidir.

2.5 Etkinlik katsayısı (COP)

Bir soğutma makinesinde verimi tanımlamak için etkinlik katsayısından bahsedilir ve COP_{SM} ile gösterilir. Burada;

$$Q_{çıkan} = \text{Soğutulan ortamdan çekilen ısı, yani amaçtır.}$$

$$W_{net,giren} = \text{Bu amacın gerçekleştirilmesi için verilmesi gereken iştir.}$$

$$\text{Ayrıca } W_{net,giren} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \text{ olduğundan } COP_{SM} ;$$

$$COP_{SM} = \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren} - Q_{çıkan}} = \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}/Q_{çıkan} - 1} \quad (2.7)$$

şeklinde ifade edilebilir.

2.6 Isı pompası [1]

Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı alarak yüksek sıcaklıktaki ortama aktarmaya yarayan makinedir. Soğutma makinesi ile aynı çevrimi gerçekleştirir; ancak amaçları farklıdır. Isı pompasının amacı düşük sıcaklıktaki ısı kaynaktan aldığı ısıyı ısıtılmak istenen ortama vererek ortamı sıcak tutmaktır. Isı pompasına giren iş, düşük sıcaklıktaki ortamdan alınan ısı enerjisinin yüksek sıcaklıktaki ortama verilmesini sağlar.

Isı pompasının etkinlik katsayısı COP_{IP} ;

$$COP_{IP} = \frac{\text{amaç}}{\text{amaç için verilmesi gereken}} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} \quad (2.8)$$

Veya, $W_{net,giren} = Q_{giren} - Q_{çıkan}$ olduğundan ifadeyi şu şekilde de yazabiliriz.

$$COP_{IP} = \frac{Q_{giren}}{Q_{giren} - Q_{çıkan}} = \frac{Q_{giren}}{1 - Q_{çıkan}/Q_{giren}} \quad (2.9)$$

Eğer soğutma makinesinin ve ısı pompasının çevrimlerinde Q_{giren} ve $Q_{çıkan}$ değerleri eşit olursa;

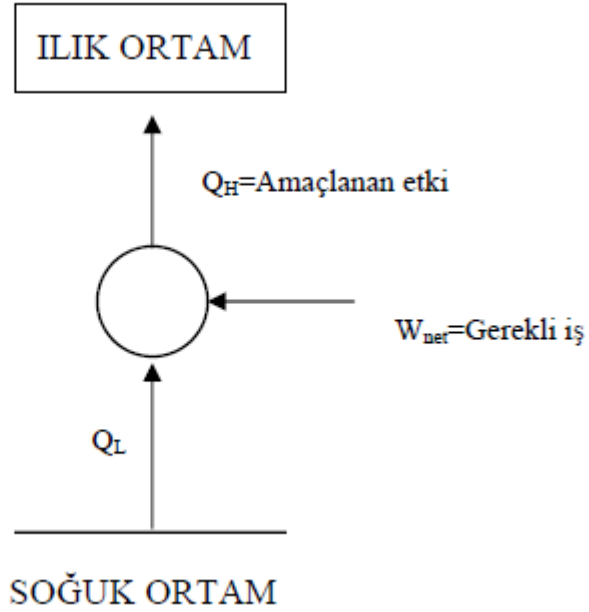
$$COP_{IP} = COP_{SM} + 1 \quad (2.10)$$

bağıntısı meydana gelir.

Bu bağıntı ısı pompası etkinlik katsayısının 1'den büyük olduğunu göstermektedir, çünkü COP_{SM} her zaman sıfırdan büyüktür. Başka bir deyişle, bir ısı pompası en kötü durumda bir elektrikli ısıtıcının etkinliğinde olacak, tükettiği elektrik kadar ısı enerji sağlayacaktır. Bununla birlikte gerçek uygulamada Q_{giren} 'nin bir bölümü borulardan ve kanallardan çevreye geçebilir ve dış hava sıcaklığı çok düşük olduğu zamanlarda ısı pompasının etkinlik katsayısı 1'in altına düşebilir. Bu durum gerçekleştiğinde ısı pompası, elektrikli ısıtıcı gibi çalıştırılır. Isı pompası şematik gösterimi Şekil 2.2'de ifade edilmiştir.

Bir soğutma sisteminin soğutma kapasitesi, soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı diye tanımlanır ve çoğu kez “ton soğutma” birimiyle ifade edilir. Bir ton soğutma, 0°C sıcaklıkta bir ton suyu 24 saatte 0°C sıcaklıkta buza dönüştürmek için çekilmesi

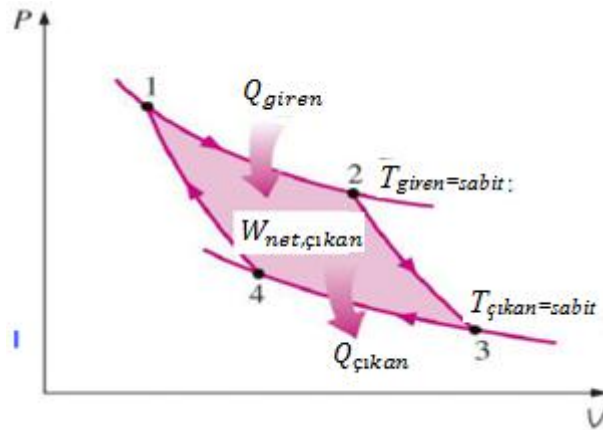
gereken ısı enerjiye eşittir. Bir ton soğutma 211 kJ/dakika veya 200 btu/dakika'ya eşdeğerdir. 200 m² kullanma alanı olan bir evin soğutma yükü yaklaşık olarak 3 ton (10 kW) dolaylarındadır.



Şekil 2. 2 Isı pompası şematik gösterimi

2.7 Carnot-Ters Carnot çevrimi ve ilkeleri [1]

Tersinir bir çevrimin verimi, gerçek çevrimin ulaşabileceği en yüksek verimi belirler. En çok bilinen tersinir çevrim "Carnot Çevrimi" dir. Carnot Çevrimine göre çalışan kuramsal ısı makinesi ise "Carnot ısı makinesi" diye adlandırılır. Carnot ısı makinesi tümünden tersinir bir çevrimdir. Carnot çevrimi ikisi sabit sıcaklıkta ve ikisi de adyabatik olmak üzere dört hal değişiminden oluşur. Carnot çevrimini P-v diyagramı şekil 2.3'te gösterilmiştir.

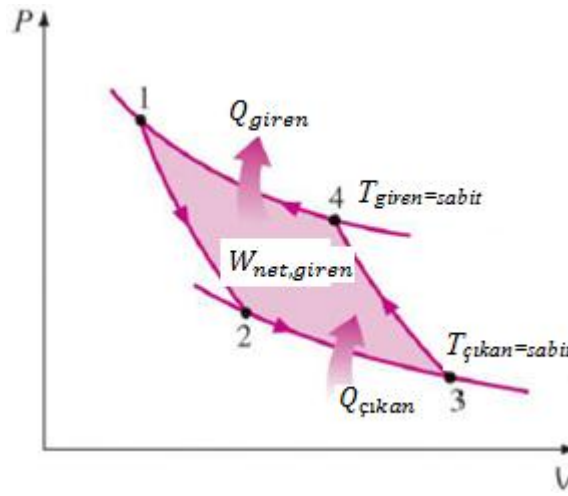


Şekil 2. 3 Carnot çevrimi P-v diyagramı

Carnot çevrimini oluşturan dört tersinir hal değişimini ise şöyle açıklayabiliriz:

- 1-2 Tersinir sabit sıcaklıkta (T_{giren}) genişleme
- 2-3 Tersinir adyabatik genişleme (T_{giren} sıcaklığından $T_{çıkan}$ sıcaklığına)
- 3-4 Tersinir sabit sıcaklıkta ($T_{çıkan}$) sıkıştırma
- Tersinir adyabatik sıkıştırma ($T_{çıkan}$ sıcaklığından T_{giren} sıcaklığına)

Carnot ısı makinesini oluşturan tüm hal değişimleri ters yönde gerçekleşebilir. Bu duruma Carnot soğutma makinesi çevrimi denir. Şekil 2.4'te Ters Carnot çevriminin P-v diyagramı ifade edilmektedir.



Şekil 2. 4 Ters-Carnot çevrimi P-v diagramı

Bu çevrimde ısı ve iş etkileşimlerinin yönü değişmektedir. Düşük sıcaklıktaki ısı deposundan $Q_{çıkan}$ miktarında ısı alınmakta, yüksek sıcaklıktaki ısı deposuna Q_{giren} miktarda ısı verilmektedir. Bu çevrimi gerçekleştirmek için ayrıca sistem üzerinde $W_{net,giren}$ miktarında iş yapılmaktadır. Bu diyagram ısı makinesi çevriminin aynısıdır, sadece hal değişimlerinin yönü değişmiştir.

Carnot ilkeleri, tersinir ve tersinmez ısı makinelerinin ısı verimleriyle ilgili olarak iki sonuç elde edilmiştir. Carnot ilkeleri ile ilgili bu sonuçlar şunlardır:

- Aynı iki ısı deposu arasında çalışan iki ısı makinesinden tersinmez olanın verimi her zaman tersinir olanın veriminden küçüktür.
- Aynı iki ısı deposu arasında çalışan bütün tersinir ısı makinelerinin verimi eşittir.

2.7.1 Carnot ısı makinesi

Tersinir Carnot çevrimiyle çalışan kuramsal ısı makinesine "Carnot ısı makinesi" denir. Herhangi bir ısı makinesinin ısı verimi;

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \quad (2.11)$$

olarak verilmişti. Tersinir ısı makineleri için ısı verim bağıntısındaki ısı geçişlerinin oranı, ısı enerji depolarının mutlak sıcaklıklarının oranıyla yer değiştirebilir. Bu bağıntı şu şekilde ifade edilebilir:

$$\left(\frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \right)_{tr} = \frac{T_{çıkan}}{T_{giren}} \quad (2.12)$$

Böylece Carnot ısı makinesinin ısı verimi;

$$\eta_{th,tr} = 1 - \frac{T_{çıkan}}{T_{giren}} \quad (2.13)$$

bağıntısıyla hesaplanır.

Carnot ısı makinesi aynı yüksek ve düşük sıcaklıklara sahip ısı enerji depolar arasında çalışan ısı makineleri içinde en yüksek verime sahip olanıdır. Yani bir başka ifadeyle, aynı yüksek ve düşük sıcaklıktaki ısı depolar arasında çalışan ısı makinelerinden hiçbirinin verimi, tersinir ısı makinesinin veriminden büyük olamaz.

$$\eta_{th} \begin{cases} < \eta_{th,tr} & \text{tersinir ısı makinesi} \\ = \eta_{th,tr} & \text{tersinir ısı makinesi} \\ > \eta_{th,tr} & \text{olanaksız} \end{cases} \quad (2.14)$$

Ayrıca ısıyı attığımız düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposunun sıcaklığını sabit tutup ($T_{çıkan}$), T_{giren} sıcaklığını artırırsak ısı verim artmakta; T_{giren} sıcaklığı azaltılır ise ısı verim azalmaktadır. Bu durum enerjinin niteliğinden kaynaklanmaktadır. Yani ısı enerjinin sıcaklığı ne kadar yüksek olursa, niteliği de o kadar yüksek olur. Yüksek sıcaklıktaki enerjinin daha fazlası işe dönüştürülmektedir.

2.7.2 Carnot soğutma makinesi ve ısı pompası

Ters Carnot çevrimine göre çalışırlar. Eşitlik 2.7 ve 2.9'da sırasıyla herhangi bir soğutma makinesi ve ısı pompasının etkinlik katsayısı verilmişti. Carnot soğutma makinesi ve Carnot ısı pompasının etkinlik katsayısı, tersinir makinenin ısı alışverişiyle

ısıll enerji depolarının mutlak sıcaklıkları arasındaki ilişkiyi veren bağıntı 2.12'ye uyarlıarsak;

$$COP_{SM,tr} = \frac{1}{T_{giren}/T_{çıkan}-1} \quad (2.15)$$

$$COP_{IP} = \frac{1}{1-T_{çıkan}/T_{giren}} \quad (2.16)$$

bağıntıları elde edilmiş olunur.

ISI POMPASININ TEMEL BİLEŞENLERİ VE ISI POMPASINDA KULLANILAN FAYDALI TERİMLER

Isı pompalarının düzgün bir şekilde çalışabilmesi ve temel soğutma çevrimini gerçekleştirmesi için temel bileşenlerinin kusursuz olarak çalışması gerekmektedir. Isı pompasının temel bileşenleri olan kompresör, evaporatör, kondenser ve genleşme valfi Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



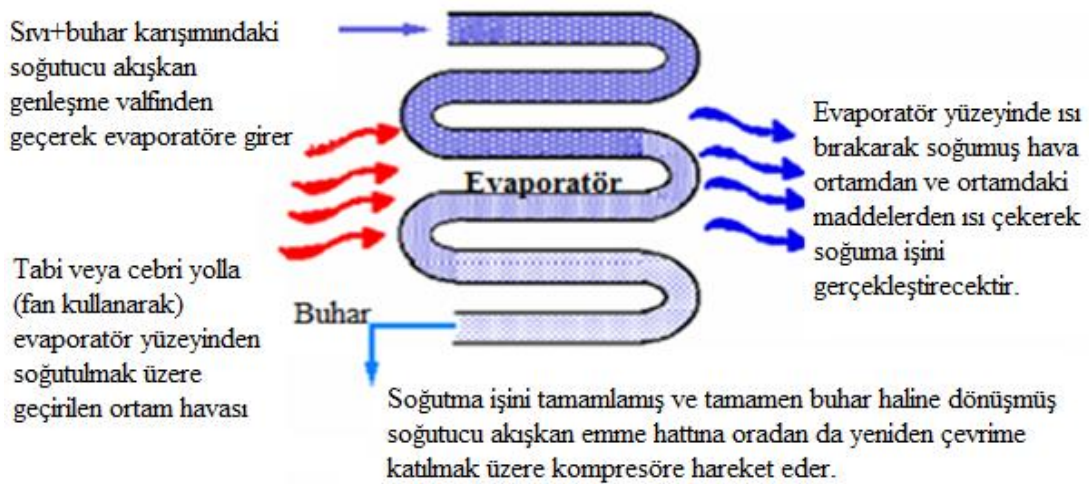
Şekil 3. 1 Isı pompası genel görünüm

3.1 Isı pompası temel bileşenler

Daha öncede belirtildiği üzere bileşenleri kendi arasında da sınıflandırması yapılırsa kompresörler (vidalı, pistonlu, scroll, turbo, rotorlu), kondenserler (hava soğutmalı, su soğutmalı, evaporatif soğutmalı), evaporatörler ve genişleme valfleri (kılcal borular, otomatik, elektrikli ve termostatik genişleme valfleri) olarak ifade edilebilir.

3.1.1 Evaporatörler [14]

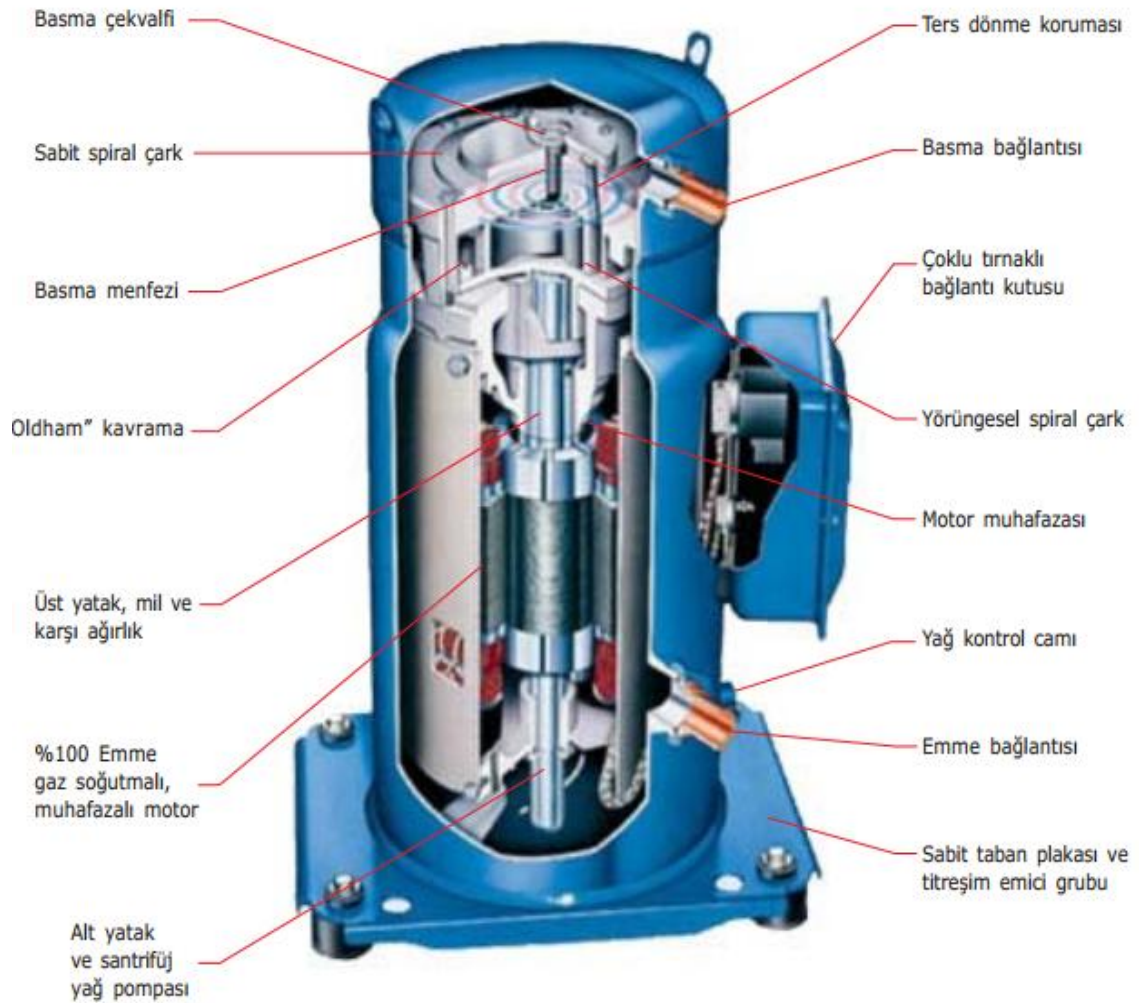
Evaporatörler, soğutma sisteminde sıvı haldeki soğutucu akışkanın buharlaştığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısıyı aldığı cihaz olarak tanımlanırlar. Diğer bir ifadeyle, evaporatör bir soğutucudur. Kondenserden direkt olarak veya soğutkan deposundan geçerek ve direkt ekspansiyonlu sistemde (kuru tip) ekspansiyon valfi, kılcal boru veya benzer bir basınç düşürücü elemanda adyabatik olarak genişledikten sonra evaporatöre sıvı-buhar karışımı şeklinde giren soğutucu akışkanın büyük bir kısmı sıvı halde bulunmaktadır. Evaporatörde ısı alarak buharlaşan akışkana, emiş tarafına geçmeden önce bir miktar daha ısı verilmesi ve 3-8°C arasında kızgınlık verilerek kızgın buhar durumuna gelmesinin birçok faydası vardır. Bunların en başında, kompresöre büyük zarar verebilen sıvı soğutucu akışkanın kompresöre gelmesi gösterilebilir. Evaporatörlerde soğutucu akışkanın basıncı, kondenser tarafındaki basınca oranla daha düşüktür. Bu yüzden, evaporatör tarafına sistemin alçak basınç tarafı olarak da adlandırılabilir. Evaporatörün çalışma şeması Şekil 3.2'de ifade edilmiştir.



Şekil 3. 2 Evaporatör çalışma şeması

3.1.2 Kompresörler [15]

Kompresörler buharlaştırıcıda bulunan alçak basınç ve buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta olan yoğuşturucu kısmına gönderen iş makineleridir. Ya da buharlaştırıcıdan gelen buhar halindeki akışkanı sıkıştırarak basıncı ve sıcaklığını arttıran kondensere yollayan ısı pompası elemanı olarak tanımlanır. Sıkıştırma işlemi yaptığı için enerji tüketir. Kompresör sınıflandırması yapacak olursak; yapısına göre ve tahrik sistemine göre 2 gruba ayırmak mümkündür. Yapısına göre kompresörler; vidalı, pistonlu, scroll, turbo ve rotorlu kompresörler olarak sınıflandırılırlar. Isı pompasında en yaygın kullanılan ise scroll tipteki kompresörlerdir. Spiral kompresör için örnek Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3. 3 Scroll kompresör yapısı

Scroll tip kompresörler son yıllarda geliştirilerek kullanılmaya başlanan cebri sıkıştırma makineler olup, birisi sabit diğeri uydu şeklinde dönen ve dar tolerans aralıkları ile çalışan iki spiral plakadan oluşmaktadır. Sıkıştırma esnasında, spirallerden biri (üstteki) sabit kalır; alttaki spiral ise rotor üzerindeki eksantrik kısma monte edildiğinden yörüngesel olarak kompresör çalıştığında en dış kısmından spiral arasına alınan gaz hacmi dönme hareketi neticesinde yuvaya doğru ötelenir ve göbekten basma hattına verilir.

Tahrik sistemine göre ise kompresörler; tam hermetik, yarı hermetik ve açık tip olarak sınıflandırabiliriz. Son zamanlarda ısı pompalarında kullanılan pistonlu kompresörler, hem sessiz çalışması yönünden olsun hem de uzun süre bakım gerektirmemesi nedeniyle yerini scroll kompresörlere bırakmıştır. Yani bilinen pistonlu kompresörlere nazaran ses seviyesi 6 dB(A) kadar daha düşüktür. Bu yüzden spiral kompresörler en yaygın kullanılan tipte kompresör olma özelliği taşımaktadırlar.

3.1.3 Kondenserler [16]

Soğutma sisteminde soğutucu akışkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olunan ısı sistemin atılması kondenserde yapılır. Böylece, soğutucu sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genişletilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilir.

Genel olarak 3 değişik tip kondenser mevcuttur; su soğutmalı kondenserler, hava soğutmalı kondenserler, evaporatör (hava-su) kondenserler. Uygulamada bunlardan hangisinin kullanılacağından daha ziyade ekonomik yönden yapılacak bir analiz ile tespit edilecektir. Bu analizde kuruluş ve işletme masrafları beraberce etüt edilmelidir. Diğer yandan, su soğutmalı ve evaporatif kondenserlerde yoğunlaşma sıcaklığının daha düşük seviyelerde olacağı ve dolayısıyla soğutma çevrimi termodinamik veriminin daha yüksek olacağı muhakkaktır, bu nedenle yapılacak analizde bu hususun dikkate alınması gerekir.

Su soğutmalı kondenserler: Bilhassa temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilir.

Hava soğutmalı kondenserler: 1 hp'ye kadar kapasitedeki gruplarda istisnasız denecek şekilde kullanılan bu tip kondenserlerin tercih nedenleri; basit oluşları, kuruluş ve

Evaporatif soğutmalı kondenserler: Hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte yararlanılması esasına dayanılarak yapılan evaporatif kondenserler bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri, sık sık arızalanmaya müsait oluşları nedenleriyle az kullanılan kondenserlerdir.

Genleşme valflerinin ana işlevi, evaporatörün en verimli şekilde kullanılmasını sağlamak ve soğutucu akışkanın sıvı fazda kompresöre ulaşmasını engellemektir. Yada kondenser basıncını evaporatör basıncına düşüren ara elemanlardır. Genleşme işlemi yaklaşık sabit entalpide gerçekleşir. Temelde 4 çeşit genleşme valfleri bulunmaktadır; kılcal borular, otomatik genleşme valfi, elektrikli genleşme valfi ve termostatik genleşme valfleridir. Genleşme valflerinden verimli bir şekilde faydalanabilmek için sistem; yabancı maddelerden, aşırı nemden ve korozyondan korunmalıdır. Bu yüzden sisteme pislik tutucu ve kurutucu eklenmelidir. Isı pompası çalışma şeması Şekil 3.4'te gösterilmiştir.

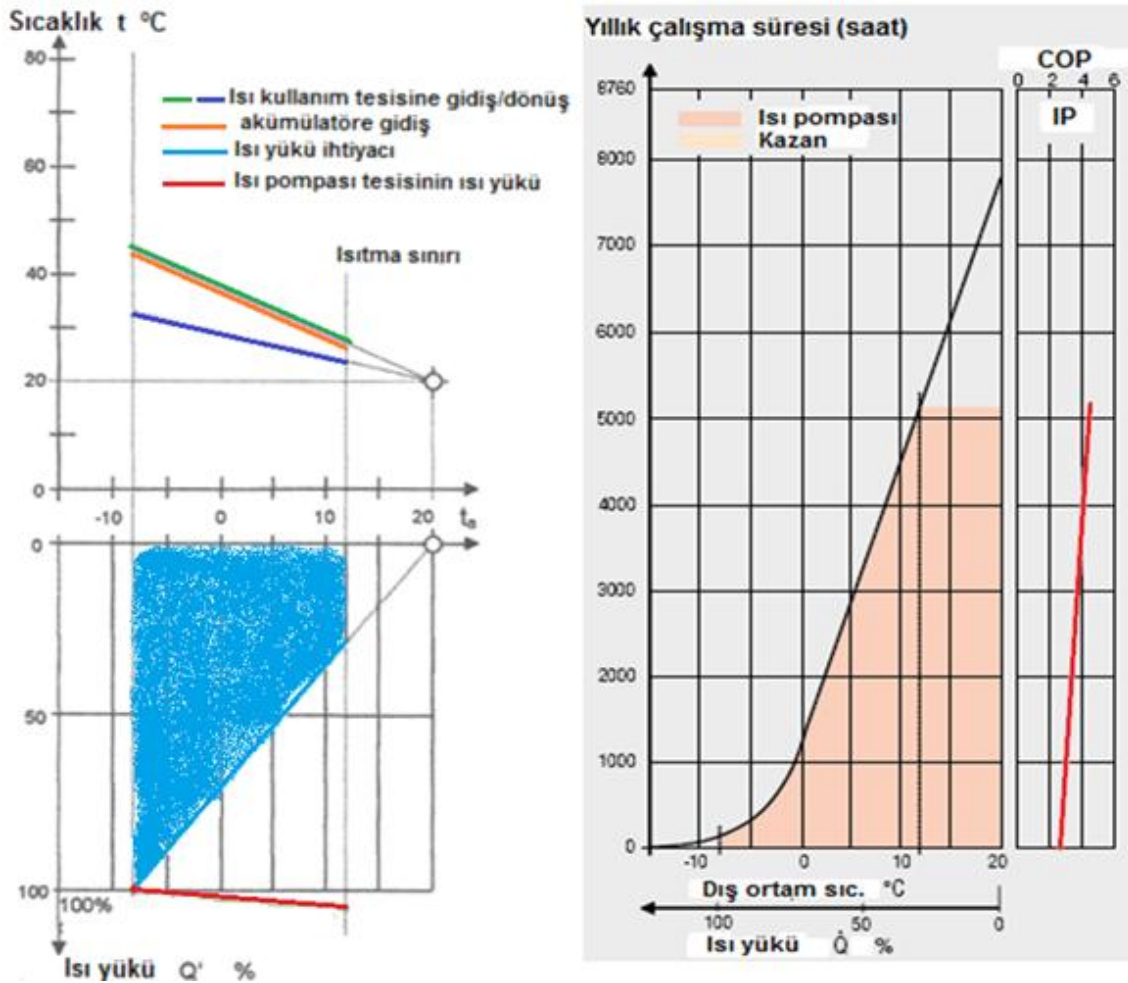


3.2 Isı pompasında kullanılan yararlı terimler

Isı pompasını açıklamada kullanılan bazı yaygın terimler mevcuttur. Bu terimleri tanımlamak ısı pompasını ifade etmede daha faydalı olacaktır. Kullanılan terimler; monovalent işletme, bivalent işletme, bivalent alternatif işletme, yıllık iş sayısı, yıllık performans faktörü, kapasite sayısı, akümülayon tankı, ısı pompası için ln p-h diyagramı, kapasite diyagramları olarak gruplandırılabilir.

3.2.1 Monovalent işletme [17]

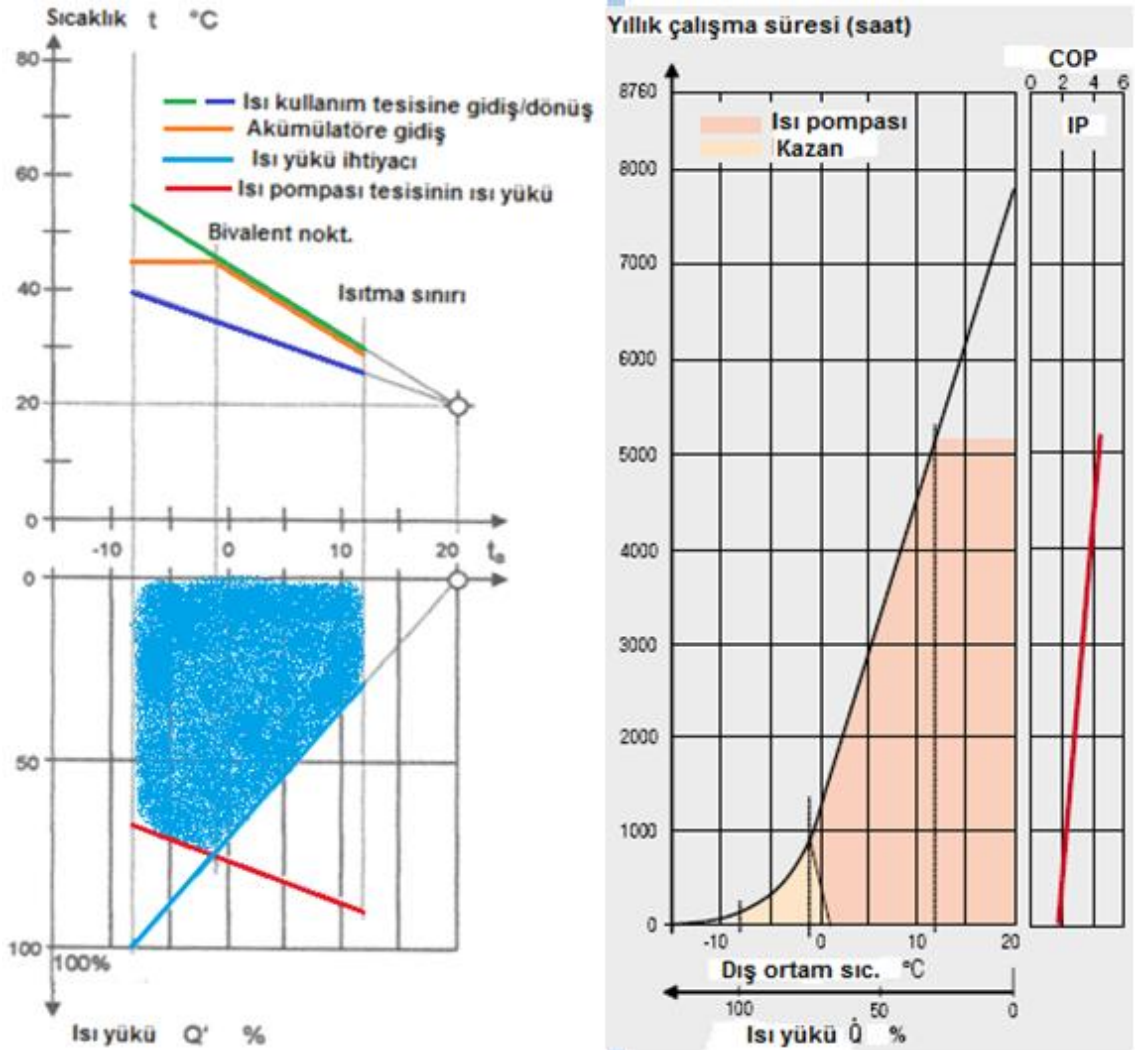
Monovalent işletilen ısı pompaları, maksimum yükler için tasarlanmıştır. Bunlar yılın en soğuk günlerinde bir binanın ısı ihtiyacını ekstra bir ısı üreticine gereksinim duymadan karşılayabilmektedir. Şekil 3.5'te monovalent işletim; sıcaklık diyagramı, ısı yükü diyagramı, yıllık çalışma süresi diyagramı ve performans katsayısı diyagramı gösterilerek açıklanmaktadır.



Şekil 3. 5 Monovalent işletme türü için ısı pompası diyagramı

3.2.2 Bivalent paralel işletme [17]

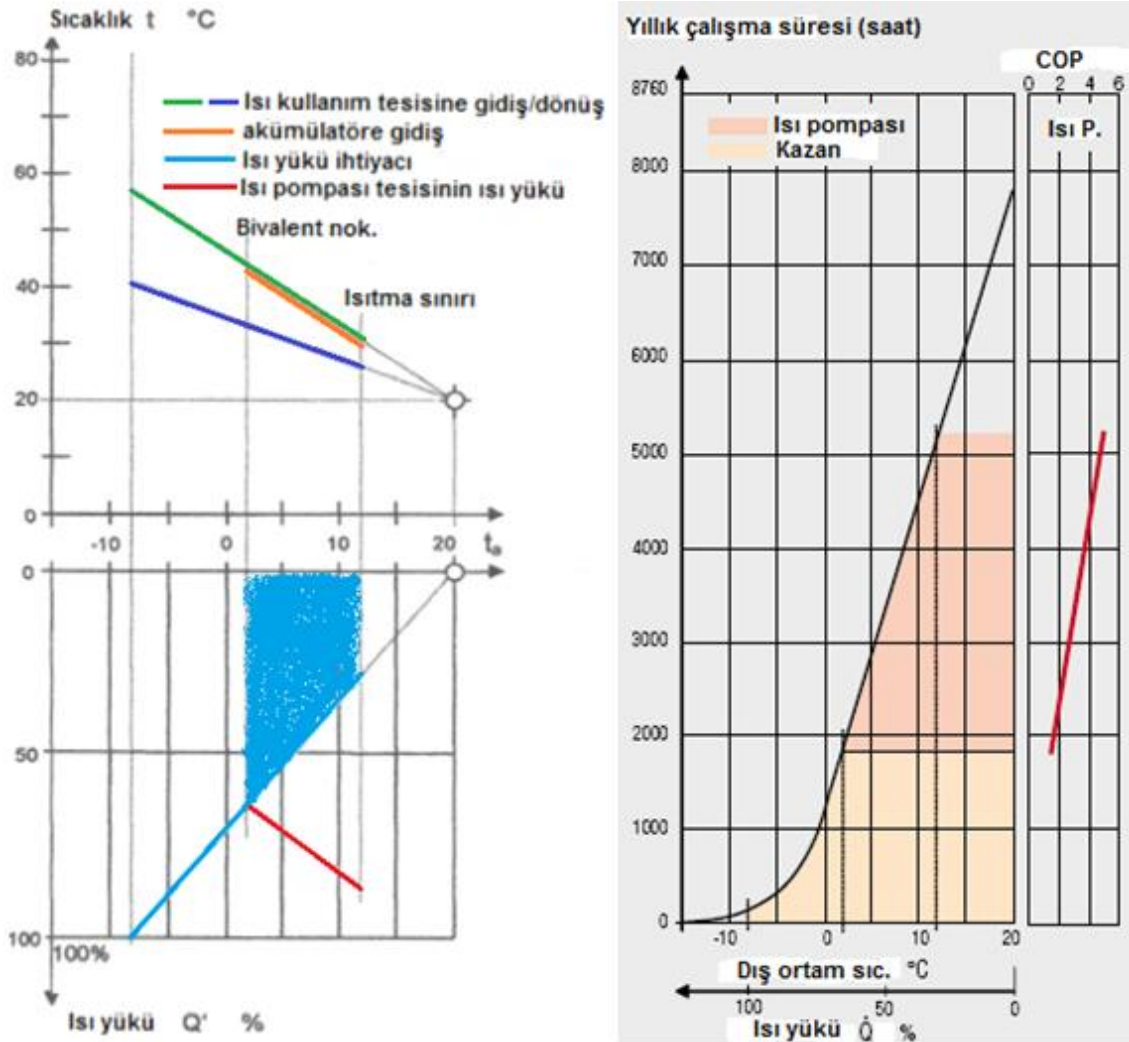
Bivalent işletim, bir ısı pompasının başka bir ısıtma sistemi ile birlikte kullanılan işletim türüdür. Başka bir deyişle her iki ısı üreticiside aynı anda çalışmaktadır. Bivalent paralel işletilen ısı pompaları belli bir dış ortam sıcaklığına kadar bir binanın ısı ihtiyacını karşılayabilirler. Daha düşük çevre sıcaklıklarında ise ekstra bir ısı üretici devreye alınmaktadır. Örneğin, min. -8°C sıcaklık görülen Burdur’da bir villanın ısı ihtiyacı -3°C ye kadar sadece ısı pompası ile karşılanır. -3°C ’den daha düşük sıcaklıklarda ise ek ısıtma tesisi, örneğin bir kazan çalıştırılarak, ısı pompası ve kazan beraber bu ısı ihtiyacını karşılarlar. Bivalent paralel işletim; sıcaklık diyagramı, ısı yükü diyagramı, yıllık çalışma süresi diyagramı ve performans katsayısı diyagramı Şekil 3.6’da gösterilmiştir. Burada bivalent noktası, yani söz konusu dış ortam sıcaklığı, kullanılan soğutucu akışkana da bağlıdır.



Şekil 3. 6 Bivalent paralel işletme türü için ısı pompası diagramı

3.2.3 Bivalent alternatif işletme [17]

Bivalent alternatif işletilen ısı pompaları, bir binanın belirli bir dış ortam sıcaklığına kadar olan ısı ihtiyacını karşılarlar. Daha düşük sıcaklıklarda başka bir ısı üretici tek başına kullanılmaktadır. Yani bu durumda sistem ikinci ısı kaynağına yönelecek ve sistemin ihtiyaç duyduğu ısıнын tamamı bu kaynaktan sağlanacak ve ısı pompası devre dışı kalacaktır. Örneğin, min. -20°C sıcaklık görülen Ankara'da bir villanın ısıtma ihtiyacı -2°C 'ye kadar sadece ısı pompası ile karşılanır. -2°C 'den daha düşük sıcaklıklarda ek ısıtma tesisi, örneğin bir kazan çalıştırılarak, sadece kazanın bu ısı ihtiyacını karşılaması sağlanır. Şekil 3.7'de bivalent alternatif işletim; sıcaklık diyagramı, ısı yükü diyagramı, yıllık çalışma süresi diyagramı ve performans katsayısı diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3. 7 Bivalent alternatif işletme türü için ısı pompası diyagramı

3.2.4 Yıllık iş sayısı [18]

Bir yılda elde edilen ısı miktarının ısı pompası sisteminin bir yılda tükettiği toplam elektrik enerjisine oranı yıllık iş sayısı β olarak tanımlanmaktadır. Bu değere pompalar, kontrol panelleri vb. için gerekli elektrik enerjisi de dahildir.

$$\beta = \frac{Q_{WP}}{W_{EL}} \quad (3.1)$$

Burada $Q_{WP}(kWh)$ ısı pompasından bir yıl boyunca alınan ısı miktarını temsil etmekte, $W_{EL}(kWh)$ ise ısı pompası tarafından bir yıl boyunca tüketilen elektrik işini göstermektedir.

3.2.5 Yıllık performans faktörü [18]

Yıllık performans faktörü, bir yılda sağlanan elektrik enerjisinin, ısı pompası tarafından çekilen ısı enerjisi miktarına oranı olarak tanımlanabilir. Bu faktör, belirli bir ısıtma sisteminin kendine özgü tasarımı göz önünde bulundurulması esasına dayanır ve performans etkinlik katsayısı ile aynı anlamı ifade etmez.

3.2.6 Kapasite sayısı [18]

Kapasite sayısı ε , anlık tüketilen ısıtma kapasitesinin cihazın etkin güç tüketimine oranı olarak tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{P_H}{P_L} \quad (3.2)$$

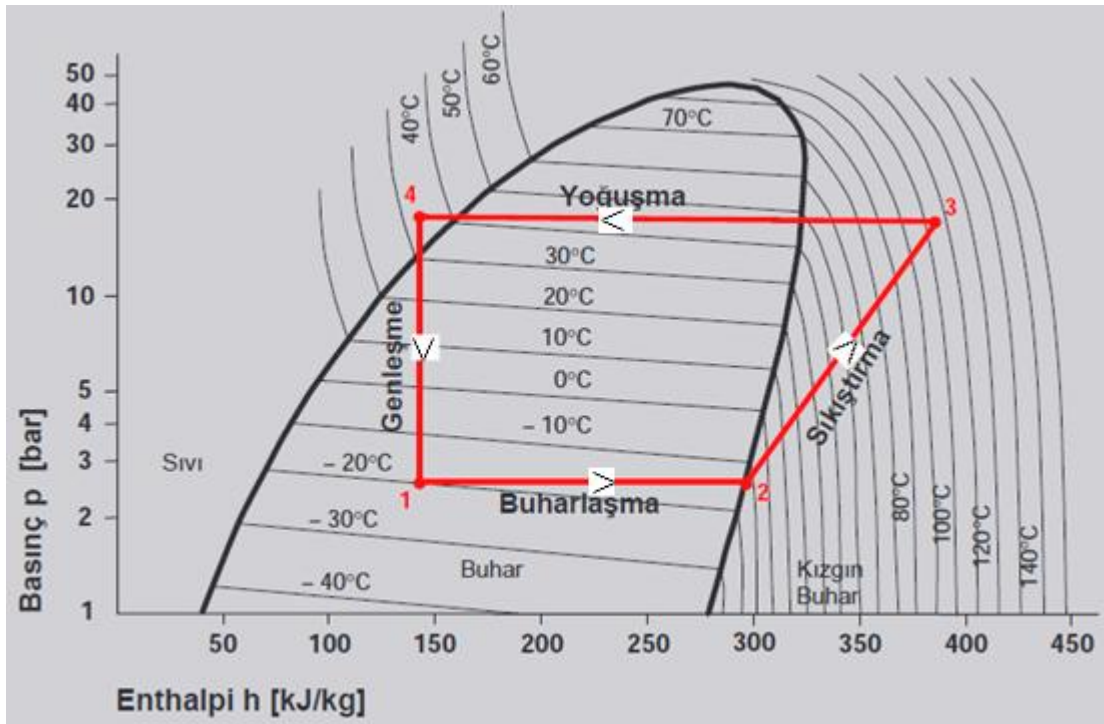
Burada $P_H(W)$, ısı pompasından belirli bir zaman biriminde ısıtma suyuna aktarılan ısıtma gücü ve $P_L(W)$ ise cihazın belirli bir zaman aralığında tükettiği elektrik gücü (kompresör, basma donanımları, çözülme ve kontrol paneli de dahil) olarak tanımlanabilir. Modern ısı pompalarının kapasite katsayıları 3,5 ile 5,5 arasındadır, yani kapasite sayısı örneğin 5 ise, tüketilen elektrik enerjisinin 5 katı ısıtma ısısı olarak kullanılabilir demektir. Isıtma ısısının büyük bir kısmı ise ısı kaynağından (hava, toprak, yeraltı suyu) alınmaktadır.

3.2.7 Akümülayon tankı [19]

Isı pompaları çalışmaya başladıktan sonra en az 6 dakika kesintisiz çalışabilmeli ve 1 saatte en fazla 3 kez devreye girmelidir. Bunu yapmak için, ısı pompası devresi ile ısıyı bina içinde dağıtan devreler arasında akümülayon tankları kullanılmaktadır. Akümülayon tankının hacmi, ısı pompası için öngörülen su dolaşım debisinin en az %8-10'u kadar olmalı, fakat %25'ini geçmemelidir. Sıcak suyun yüksek miktarda tüketildiği ve binanın ısıtma tesisatında mevcut ısı değıştirici olduğu durumlarda tercih edilmektedir. Tanklarda oluşan ısı kayıplarını en aza indirmek için ortalama 50-100 mm kalınlığında, yüksek yoğunluklu ($42-44 \text{ kg/m}^3$) poliüretan malzeme ile çok iyi yalıtılmış ve magnezyum anot çubuğu ile korozyona karşı korunmuş olması gerekir.

3.2.8 Isı pompaları için lnP-h diyagramı [18]

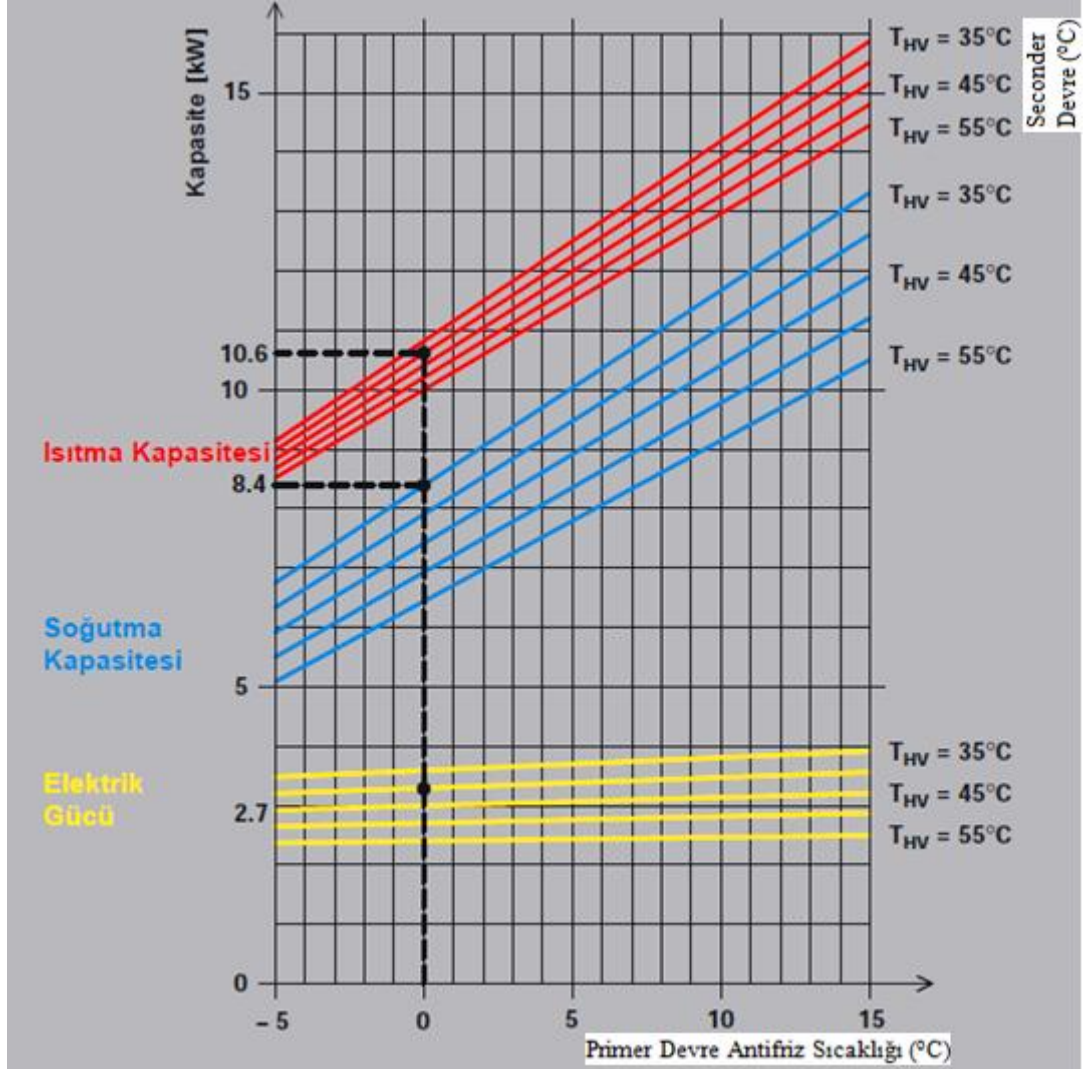
Bir çevrimde sıcaklık ve basınç değışimleri genellikle lnP-h diyagramı ile ifade edilmektedir. Şekil 3.8'de ısı pompası için teorik olarak soğutucu akışkanın çevrim noktaları diyagramda ifade edilmiştir.



Şekil 3. 8 Hava/Su kaynaklı ısı pompaları için lnP-h diyagramı

Burada 1-2 işlemi soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşma, 2-3 işlemi kompresörde sıkıştırma, 3-4 işlemi kondenserde yoğuşma ve 4-1 işlemi genleşme valfinde genleşme durumunu ifade etmektedir. Şekile göre -15°C dış hava sıcaklığında

Şekil 3.10'da ise ısı pompası cihazları için kapasite diyagramı verilmiştir. Primer devrede dolaşan antifrizin cihaza 0°C de girdiğini düşünürsek yaklaşık 40°C ısıtma suyu gidiş sıcaklığında 10,6 kW kapasite elde etmemizi sağlar. Bu diyagramlar ayrıca, farklı çıkış suyu sıcaklıkları için ısıtma ve soğutma kapasitelerini elde etmemize imkan tanır.



Şekil 3. 10 Isı pompası kapasite diyagramı

3.2.10 Ses oluşumu, Refleksiyon ve Ses şiddeti seviyesi [18]

İnsan kulağının duyabileceği basınç aralığı $20 \cdot 10^{-6}$ Pa (işitme eşiği) ile 20 Pa (1/1 milyon) arasında değişmektedir. Ağrının eşik değeri ise yaklaşık 60 Pa'dır. İnsan kulağı sadece saniyede 20 ve 20.000 defa oluşan (20-20.000 Hz) hava basıncı değişikliklerini algılayabilmektedir.

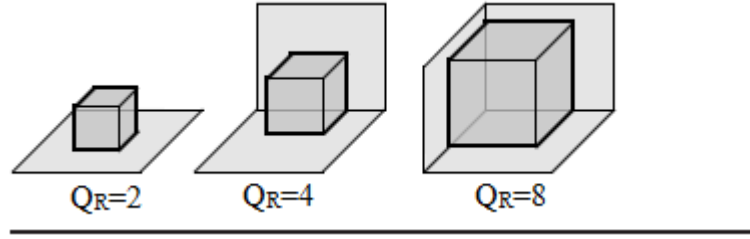
Ses şiddeti seviyesi (L_w), ısı pompasından tüm yönlerle yayılan toplam ses emisyonu olarak tanımlanır. Ortam koşullarına (yansımalar) bağlı olmamakla birlikte ses kaynak-

larını (ısı pompalarını) doğrudan karşılaştırmada kullanılan ölçü birimi olarak ifade edilir. Ses basınç şiddeti (L_p) ise, belli bir yerde kulak tarafından algılanan ses seviyesi için bir referans ölçü olarak tanımlanmaktadır. Ses şiddeti seviyesi mesafe ve ortam koşullarından etkilendiği için ölçüldüğü yere bağlı olarak değişmektedir. Ses kaynağına bağlı olarak ses basıncı ve ses şiddeti seviyesi Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3. 1 Ses kaynağına bağlı olarak ses basınç şiddeti ve ses şiddeti

Ses kaynağı	Ses seviyesi şiddeti-dB(A)	Ses basınç şiddeti (μPa)	His
Sessizlik	0-10	20-63	Duyulmayan
Bir cep saatinin tik tak sesi	20	200	Çok sessiz
Çok sessiz bir bahçe	30	630	Çok sessiz
Sakin bir semtte bulunan daire	40	$2 \cdot 10^3$	Sessiz
Sakin bir şekilde akan dere	50	$6,3 \cdot 10^3$	Sessiz
Normal konuşma	60	$2 \cdot 10^4$	Sesli
Ofis gürültüsü	70	$6,3 \cdot 10^4$	Sesli
Yoğun trafik gürültüsü	80	$2 \cdot 10^5$	Çok sesli
Ağır kamyon	90	$6,3 \cdot 10^5$	Çok sesli
5 m mesafedeki araba kornası	100	$2 \cdot 10^6$	Çok sesli

Çizelge 3.1'de koyu mavi ile gösterilen aralıkta ısı pompası ses seviyesi şiddeti değişmektedir. Refleksiyon ve ses şiddeti seviyesi (Q_R) olarak tanımlarsak; komşu dik yüzeylerin (örn. duvarlar) sayısı arttıkça ses şiddeti seviyesinde boş alanlara göre üstel olarak yükselmektedir. Şekil 3.11'de cihazın konumuna bağlı olarak Q_R referans faktörü gösterilmiştir.



Şekil 3. 11 Q_R Referans faktörü

L_W ses şiddeti seviyesinin Q_R faktörü ve mesafeye bağlı olarak değişimi ise Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3. 2 L_W ses şiddetinin Q_R faktörü ve mesafeye bağlı olarak değişimi

Referans faktör (Q_R)	Ses kaynağına olan mesafe (m)								
	1	2	4	5	6	8	10	12	15
	Ses basınç şiddeti L_P cihazda/tahliyede ölçülen ses şiddeti seviyesi L_W 'ye göre dB(A)								
2^1	8,0	14,0	20,0	22,0	23,5	26,0	28,0	29,5	31,5
4	5,0	11,0	17,0	19,0	20,5	23,0	25,0	26,5	28,5
8	2,0	8,0	14,0	16,0	17,5	20,0	22,0	23,5	

Tablodaki değerlerin hesaplanmasında kullanılan formül 3.3'te verilmiştir.

$$L = L_W + 10 \log \left(\frac{Q_R}{4 \pi r^2} \right) \quad (3.3)$$

Burada L alıcıdaki ses seviyesini, L_W ses kaynağındaki ses şiddeti seviyesini Q_R ise referans faktörünü ifade etmektedir. r ise alıcı ile ses kaynağı arasındaki mesafeyi belirtmektedir.

ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI

Isı pompaları çalışırken temel enerji kaynaklarına ihtiyaç duyar. Bu enerji kaynaklarının zamanla değişimi ısı pompasının verimini de doğrudan etkileyecektir. Bu yüzden ısı kaynakları önem teşkil etmektedir. Yani ısının çekildiği ve bırakıldığı kaynakların sıcaklığı aynı olursa ısı pompasından alınan verim de maksimum olmaktadır. Isı pompalarının genel bir sınıflandırmasını yapmadan önce yararlanılan ısı kaynaklarının iyi incelenmesi gerekir.

4.1 Isı pompalarının faydalandığı ısı kaynakları [20]

Isı kaynağı seçilirken temel olarak; coğrafi durum, iklim şartları, ilk maliyet ve uygunluk gibi faktörler göz önünde bulundurulmalıdır. Bu sayılan unsurlara ek olarak, ısı kaynağı sıcaklığının büyük değişimler göstermemesi de istenen faktörler arasında sayılabilir. Kullanılan ısı kaynaklarını şu şekilde sıralayabiliriz:

- Güneş
- Toprak
- Dış hava
- Yeraltı suyu
- Göl ve nehir suları
- Deniz suyu
- Atık su ve sıvı atıklar
- Atık hava

Enerji kazık sistemleri için toprak, jeotermal enerji ve yeraltı suları büyük önem teşkil eder. Özellikle yeraltı sularının varlığı taşınım ile olan ısı geçişini hızlandıracağı için sistem çalışmasında pozitif etki yaratır. Kullanılan ısı kaynakları ve sahip oldukları sıcaklık aralıkları Çizelge 4.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 4. 1 Isı pompalarının faydalandığı ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları

Kullanılan ısı kaynakları	Sıcaklık aralığı (°C)
Toprak	0 - 10
Dış hava	(-10) - 15
Yeraltı suyu	4 - 10
Göl ve nehir suları	0 - 10
Deniz suyu	3 - 8
Atık su ve sıvı atıklar	> 10
Atık hava	15 - 25

4.1.1 Güneş [1]

Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompalarının en büyük avantajı buharlaştırıcıda daha yüksek sıcaklık, dolayısıyla daha yüksek ısıtma tesir katsayısının elde edilmesidir. Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki temel sistem söz konusu olmaktadır. Bunlar direkt ve endirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde buharlaştırıcılar doğrudan güneş kolektörüne yerleştirilir. Endirekt sistemlerde ise kolektörden su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak bunlardan faydalanılır.

Isının depolanmasının oldukça zor ve pahalı olması güneş enerjisinin en büyük dezavantajı olarak göze çarpmaktadır. Özellikle ısıtma ihtiyacının fazla olduğu kış mevsiminde güneş enerjisinin zayıflığı, ek bir ısıtma tesisine ihtiyaç duyulmasına yol açmaktadır. Buda var olan yüksek maliyetin daha da artmasına neden olur.

4.1.2 Toprak [1]

Enerji kazıkları açısından düşünüldüğünde toprak vazgeçilmez bir ısı kaynağı olmaktadır. Çünkü toprağın fiziksel yapısına bağlı olarak enerji çekimi de değişiklik gösterecektir. Toprağın 1-2 metre derinliğinde yıl boyunca sıcaklık değişiminin az olması, toprağın ısı kaynağı olarak kullanılabilmesi açısından avantaj teşkil etmektedir. Isı, bir yıl boyunca güneşin yeryüzüne ulaşması ve toprağın depolamış olduğu güneş enerjisinden kaynaklanmaktadır. Güneş, yazın öğle vaktinde 1.000 W/m^2 , kışın ise $50-200 \text{ W/m}^2$ ışınlamaktadır. Bu ve buna benzer birçok avantaja sahip olmasına rağmen, ısı kaynağı olarak toprağın kullanılması diğer sistemlere nazaran daha pahalı olmaktadır. Diğer bir dezavantaj ise toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesidir. Özellikle aşırı soğuk iklime sahip bölgeler de enerji kazıkları, dikey sondaj toprak altı ısı değiştirici gibi sistemler kullanıldığında bu ısı değiştiricilerine yakın olan kısımlarda toprak sıcaklığı zamanla azalacaktır. Bu ise belirli bir süre sonra topraktan alınan enerjinin azalmasına aynı zamanda nem içeriğinin ve özelliğinin değişmesine neden olacaktır. Bu durumların yaratacağı etki sonucu, ısı pompası geri dönüş suyu sıcaklığı düşmekte ve buna bağlı olarak ısı pompası kapasitesi (ısıtma tesir katsayısı) azalmaktadır.

4.1.3 Dış hava [1, 20]

Hava, ısı pompaları için bol ve ucuz bir ısı kaynağı olmasının dışında sürekli bulunması ciddi bir avantaj sağlamaktadır. Su kaynaklı ısı pompaları ile karşılaştırıldığında her ne kadar performansları %10-30 civarında düşük olsa da, kullanılan ekipmanların uygun boyutlarda olması ve nispeten daha düşük işletme ve tesis maliyetleri açısından düşünüldüğünde hava kaynaklı ısı pompaları ciddi avantaja sahiptir. Buna karşın iki tane bilinen dezavantajı vardır. Bunlar; sıcaklık değişimi ve buzlanma sorunudur.

Havanın kararlı bir yapıya sahip olmaması ve özellikle karasal iklim bölgelerinde sıcaklığın düşmesi ısı pompasının kapasitesini ve performansını düşürmektedir. Çünkü ısı pompalarında ısı kaynağı ile ısı çukurunun arasındaki sıcaklık farkı arttıkça performans azalmaktadır. Ayrıca hava kaynaklı ısı pompalarında 0°C ve daha alt seviyedeki sıcaklıklarda buharlaştırıcı serpantin üzerinde buzlanma olmaktadır. Eğer buz birikimi önlenemezse oluşan buz nedeniyle ısı transferi azalacak ve buda ısı pompasının performansını düşürecektir. Bu buzu çözmek için ise cihaz ters yönde

çalıştırılarak defrost işlemi yapılır. Fakat bu işlemin uzun süreli ve sık tekrarlarla olmaması gerekir. Çünkü defrost işleminin sürekli yapılması performans katsayısını düşürecektir.

4.1.4 Yeraltı Suları [1]

Kuyu suları 45-150 m derinliklerinde kuzey ülkelerinde 10°C, güney ülkelerinde ise 16°C civarında elde edilebilir. 10 m ve daha fazla derinliklerde bulunan yeraltı suyu sıcaklığının yıl boyunca çok az değişim göstermesi önemli bir avantajdır. Kuyu suyundan yararlanıldığında, sıcaklığı azalmış olan, buharlaştırıcıyı terk eden suyun kaynak sıcaklığını düşürmemesi açısından, genellikle bir daha kullanılmamak üzere başka bir bölgeye atılması gerekmektedir. Ayrıca sondaj ve bakım maliyetinin yüksek olması kullanımı zorlaştırmaktadır. Sonuç olarak, yeterli miktarda ve derinlikte bulunan yeraltı suyunun varlığı ısı pompaları için uygun bir ısı kaynağıdır.

4.1.5 Göl ve nehir suları [20, 21]

Isı kaynağı ve ısı çukuru olarak nehir ve göl sularından faydalanılabilir. Bunun için yüzey alanının, kurulu ısı pompası kapasitesinin kW başına en az 80 m² olması ve su derinliğinin ise 2 m' den daha aşağı olmaması istenir. Tıpkı yeraltı sularında olduğu gibi nehir ve göl suyu da ısı pompalarına açık ve kapalı devre olarak kullanılabilir. Açık sistemlerde buharlaştırıcı ve diğer ekipmanlarda kirlenme ve buzlanma riski oluşurken, kapalı devre sistemlerde bu durum ortadan kalkmaktadır. Bu yüzden sistem tasarımı yapılırken bu gibi durumlar göz önünde bulundurulmalıdır. İlk yatırım maliyeti ise toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri ile kıyaslandığında daha ucuzdur.

4.1.6 Deniz suları [20]

Deniz suyu daha çok orta ve büyük ölçekli uygulamalarda kullanılmaktadır. Belirli koşullar altında mükemmel bir ısı kaynağı olmakla birlikte, 25-50 m derinlikte sıcaklığı 5-8°C arasında sabit olup, buzlanma gibi bir sorun yoktur. Çünkü deniz suyunun donma sıcaklığı -1 ile -2°C arasında değişmektedir. Daha öncede belirtildiği üzere, kapalı ve açık devre sistemlerin kullanımı burada da mevcuttur. Sistem tasarımında ise deniz suyunun korozyon yapısından dolayı ısı eşanjörleri ve pompalar kullanılmalı, ayrıca deniz suyunun temas ettiği ekipmanlar ve boru hatlarında oluşabilecek kirlenmeler mutlaka önlenmelidir.

4.1.7 Atık su ve sıvı atıklar [20]

Atık sulara örnek verecek olursak, endüstriyel sıvı atıklar, arıtma işlemi yapılmış yada yapılmamış kanalizasyon suları ve endüstriyel proseslerin soğutma suları söylenebilir. Genellikle sabit ve yüksek sıcaklıklara sahip olması bu gibi ısı kaynaklarının olumlu özelliği olurken, miktarlarının değişken olması en büyük dezavantajlarından. Bu yüzden ısı pompasının düzenli çalışmasını sağlamak için depolama tanklarına ihtiyaç duyulmaktadır. Yani atık su ve sıvı atık miktarındaki düzensiz değişim ve uzak mesafe sebebiyle evlerde ve ticari binalarda kullanımı sınırlı olurken, endüstriyel işlemlerde enerji tasarrufu sağlaması açısından ısı pompaları için ideal bir ısı kaynağı olmaktadır.

4.1.8 Atık hava [20]

Atık havayı kullanan ısı pompaları, kullanılmış havanın ısını geri kazanmak amacıyla iç ortamın havasını ısıtmak veya sıcak su elde etmede kullanılabilir. Yani ortam havasını ısıtmak için, iç ortamın ılık havasını ısı kaynağı gibi kullanarak, soğutucu akışkan vasıtası ile havalandırma sisteminden gelen taze havayı ısıtır ve bu havayı iç ortama gönderir. Fakat bu sistem uygulanmak isteniyorsa binada havalandırma sisteminin olması gerekmektedir. Eğer amaç sıcak su elde etmek ise, ortam havanın ısı, ısı pompası içerisinde sirkülasyon yapan akışkana verilip akışkanın buharlaşması sağlanır ve buradan elde edilen ısı da suya verilerek suyun ısıtılması sağlanmış olur.

4.2 Isı pompalarının temel enerji kaynaklarına göre sınıflandırılması

Isı pompalarının faydalandığı temel enerji kaynakları vardır. Sınıflandırma yapılırken bu enerji kaynakları baz alınır. Sınıflandırmayı şu şekilde yapabiliriz:

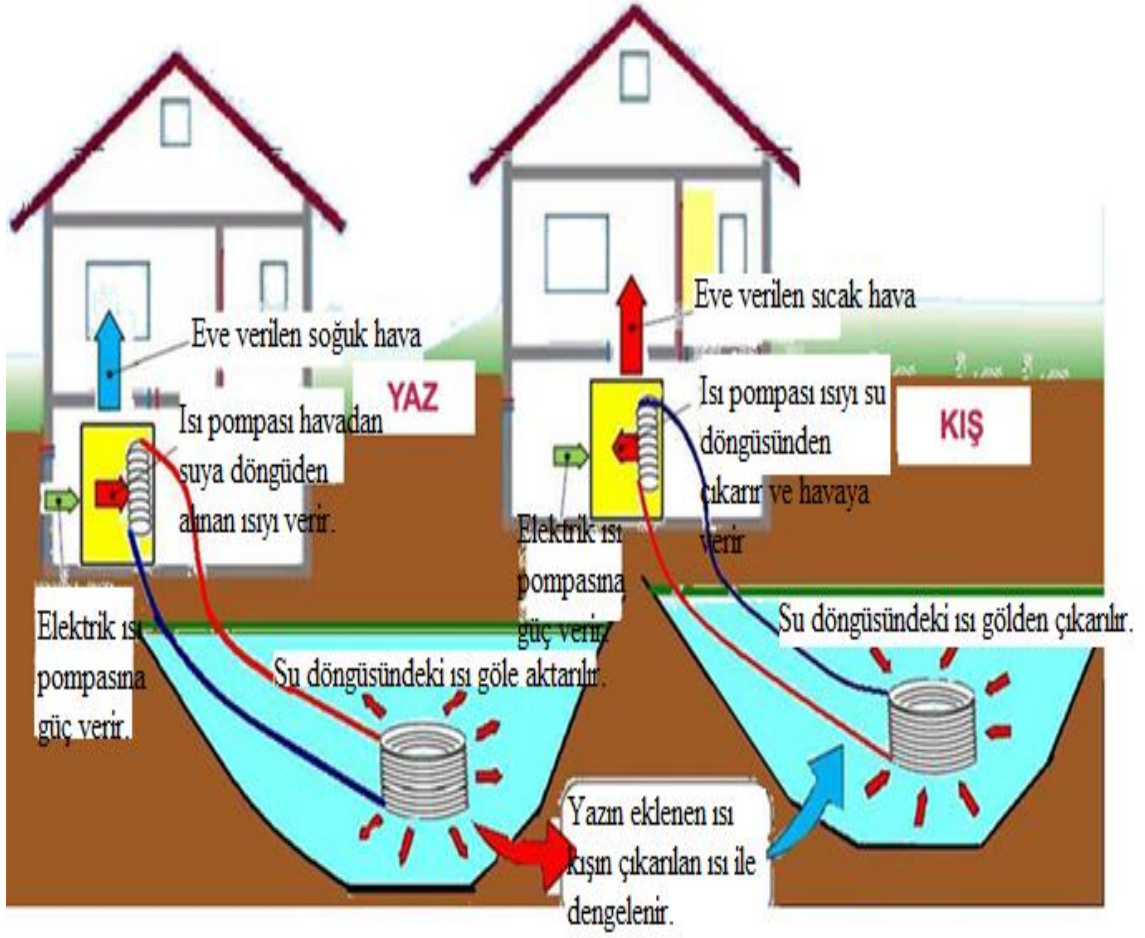
- Enerji kaynağı "Su" olan ısı pompaları
- Enerji kaynağı "Hava" olan ısı pompaları
- Enerji kaynağı "Toprak" olan ısı pompaları

4.2.1 Enerji kaynağı su olan ısı pompaları [14]

Su kaynaklı ısı pompası sisteminde her bir cihaz, bir hava soğutucu evaporator fanı, su soğutmalı kondenser ve vana içermektedir. Cihaz bulunduğu ortamın isteğine göre, soğutma yaptığı anda kondenser hattı suyu ısıtır, ortamı ısıtmaya çalıştığı anda ise, ısı

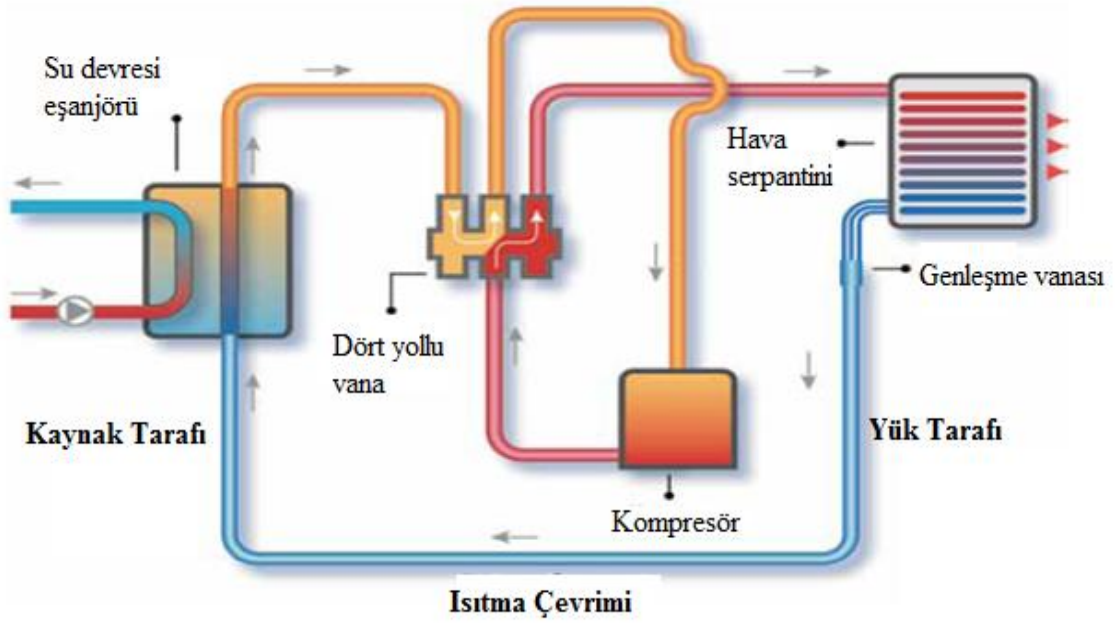
pompası gaz çevrimi değişir ve kondenser hattı suyu soğutur. Bu cihazlar tekli üniteler halinde kullanıldığı gibi yapının büyüklüğüne ve amaca göre aynı su devresine bağlanmış çoklu üniteler şeklinde de kullanılırlar. Sistem verimliliği açısından incelendiğinde, su kaynaklı ısı pompası sistemleri, eş zamanlı ısıtma ve soğutma işletiminde enerji geri kazanımı sağlarlar. Mekanik tesisatlarda, suyun taşınma maliyeti, havanın taşınma maliyetinden her zaman daha düşüktür. Özellikle uzun taşıma hatlarının olduğu projelerde bu konu önemli bir tasarım kriteridir. Su kaynaklı ısı pompası sistemler suyun taşınması temeline dayalı tasarlanan sistemlerdir. Havanın taşınması, sadece mahal bazında gerçekleşmektedir. Isı pompaları, özellikle uygun su devresi tasarım sıcaklıklarında, cihaz bazında çok yüksek etkinlik katsayıları ile çalışmaktadırlar.

Çok katlı rezidans tipi binalarda ve alışveriş merkezlerinde özellikle su soğutma kuleleri ve su kaynaklı ısı pompaları birlikte kullanılmaktadır. Özellikle kış aylarında elektrikli cihazlar ve kalabalık insan toplulukları sonucu oluşan ciddi anlamda ısıtma yükleri mevcuttur. Buna ilave olarak ısı pompasının da çalışması sonucu bazı dönemlerde kazanın çalışmasına bile gerek kalmamaktadır. Yani bu sistemlerin amacı kazanın boyutlarını küçültmektir. Bu yüzden son dönemde su soğutma kulesi-ısı pompası birlikte kullanımı ciddi anlamda artış göstermiştir. Kule/kazan sistemlerinde genellikle ısıtmada 4,9 COP, soğutmada 4,2 değerlerine ulaşmaktadır. Alışveriş merkezleri, ofis binaları gibi birden fazla kullanıcı tesislerde, cihaz bazında bağımsız kontrolün olması, enerji tüketiminin kolay ölçülmesi ve kolay maliyet paylaşımı, kullanıcıları tasarruflu kullanıma yönelmektedir. Şekil 4.1'de örnek çalışma şeması gösterilmiştir.

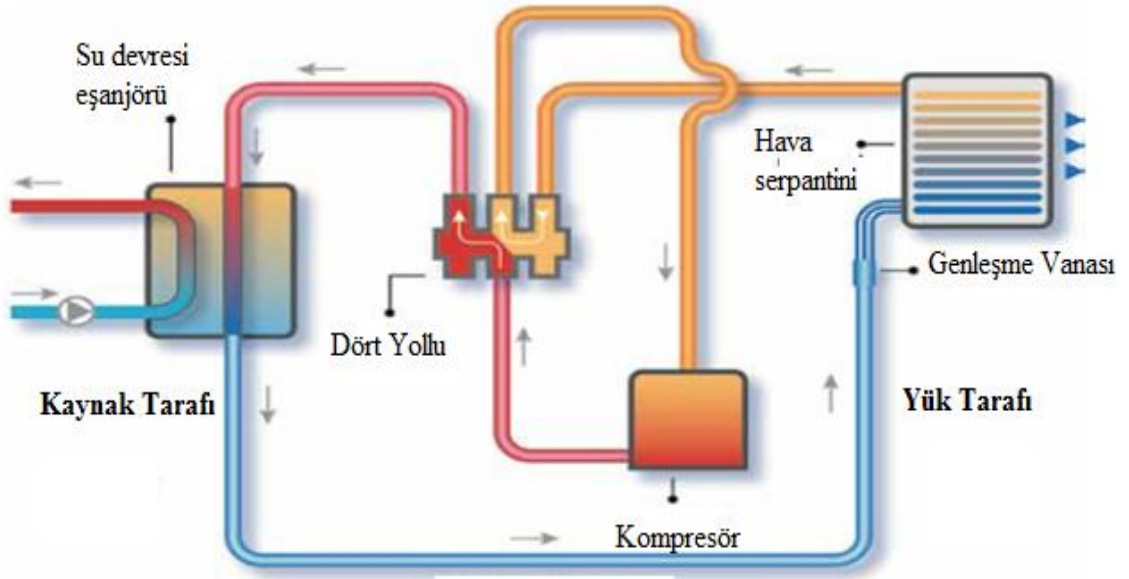


Şekil 4. 1 Su kaynaklı ısı pompası için örnek çalışma şeması

İlk yatırımda, sistemin iki borulu tasarımı ve yalıtım gerektirmeyen işletim sıcaklıkları, kanal tasarımının cihaz bazında yapılması ve merkezi havalandırma hatlarının sadece taze hava için tasarlanması, imalat maliyetlerini düşürmektedir. Geniş ürün aralığı sayesinde, her mahalın ısıtma/soğutma gereksinimine uygun cihaz seçimi yapılır. Mahal bazında işletimine devreye alınması yapılan yeni ticari binalarda kullanıma açılmamış bölümlerin cihazları, daha sonra sisteme eklenebilir. Böylece ilk yatırım süreci, binanın tamamlanma ve kullanıma girme sürecine yayılır. Isıtma ve soğutma çevrimleri ise Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'de gösterilmiştir.



Şekil 4. 2 Su kaynaklı ısı pompası ısıtma çevrimi

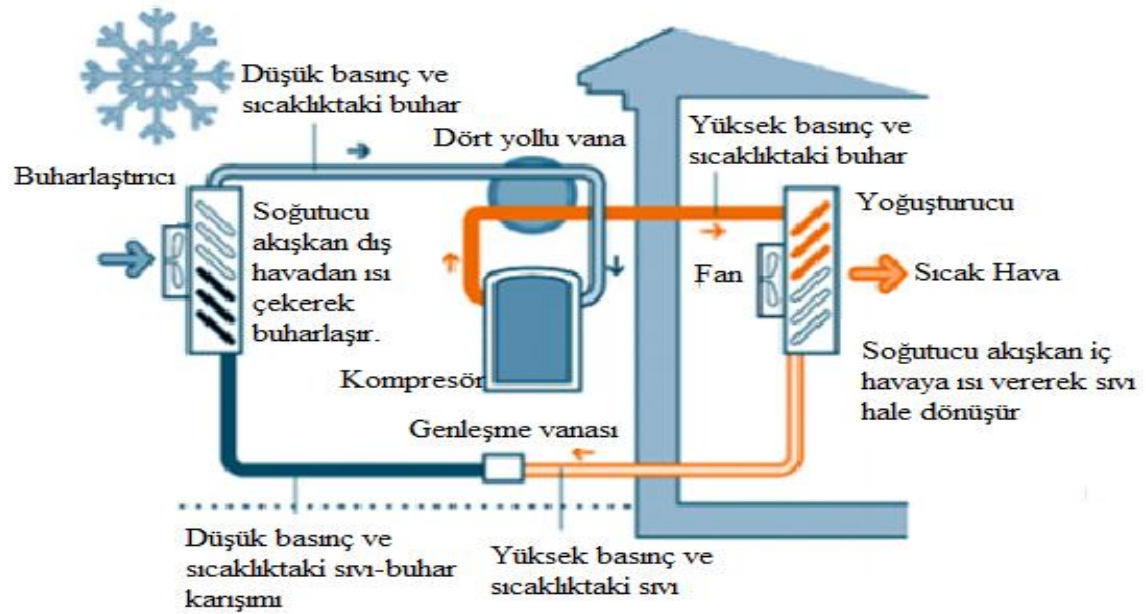


Şekil 4. 3 Su kaynaklı ısı pompası soğutma çevrimi

4.2.2 Enerji kaynağı hava olan ısı pompaları [14]

Hava kaynaklı ısı pompalarını, en kolay bulunabilen ısı kaynağı olan çevre havasındaki enerjiyi kullanarak, mahalde ısıtma veya soğutma yapabilen cihazlar olarak tanımlayabiliriz. Kaynak tarafından çevre havasından yararlanan ısı pompaları, elde ettikleri enerjiyi yük tarafında su veya havaya aktarabilirler. Dış hava sıcaklık farkı az

olan bölgelerde tercih edilmektedir. Hava kaynaklı ısı pompası için ısıtma çevrimi Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



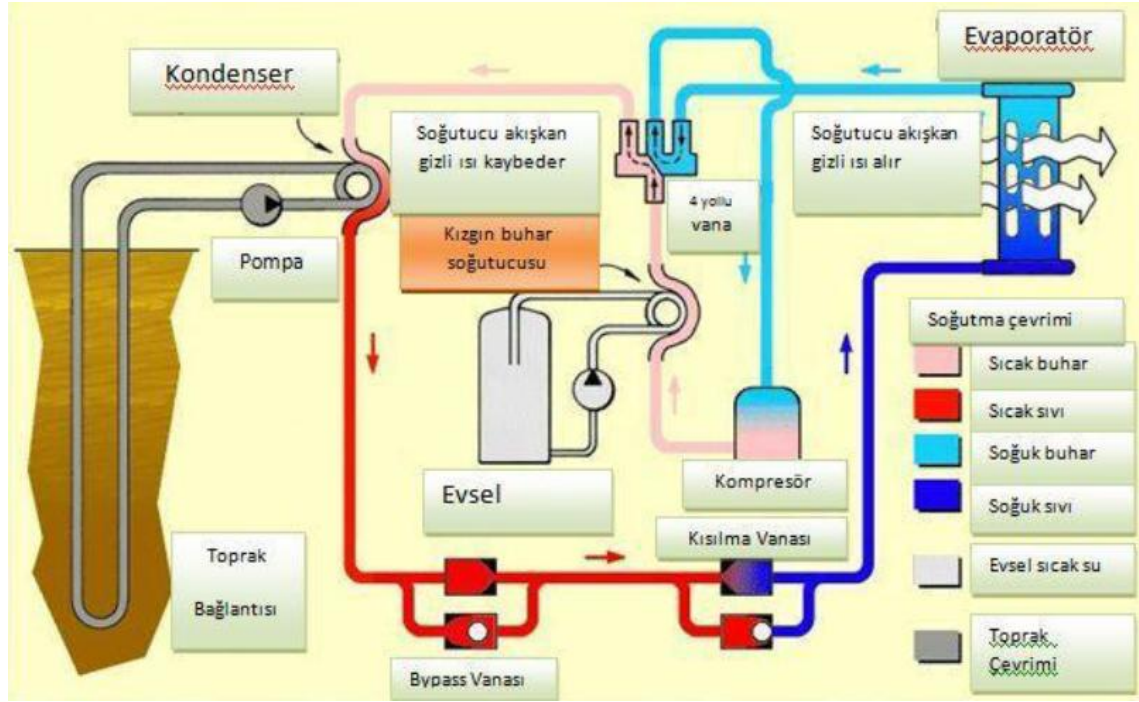
Şekil 4. 4 Hava kaynaklı ısı pompası için ısıtma çevrimi

Hava kaynaklı ısı pompası için ısıtma amaçlı çalışma prensibine değinecek olursak; ısıtma işleminde düşük sıcaklık ve basınçtaki soğutucu akışkan, dış ünite de evaporatör içerisinde geçerken kendisinden daha yüksek sıcaklıktaki çevre havasından ısıyı çeker. Isı taşıyıcı akışkanın sıcaklığı ve basıncı kompresörden ayrıldıktan sonra, iç ünite de su devresi eşanjörüne gönderilir. Burada yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutucu akışkan, enerjisini tesisattan dönen suya aktarır. Sıcaklığı artırılan su, pompa vasıtası ile mahal içerisindeki ısı değiştiricilerine gönderilir. Isıtma devresinde sıcaklığı 55°C değerine kadar çıkartılabilmektedir. Bu yüzden, ısı pompalarının kullanıldığı sıcak sulu ısıtma sistemleri, düşük sıcaklık ısıtma sistemleri olarak planlanmalıdır. Soğutma işleminde ise soğutucu akışkan çevrimi bir dört yollu vana ile tersine çevrilerek mahal içerisinde çekilen ısı, dış ünite üzerinden dış havaya aktarılır. Soğutma işleminde ise genellikle fancoiller tercih edilmektedir. Kolay ve esnek kurulum, optimum kontrol, daha az bakım ihtiyacı gibi avantajlara sahiptir.

4.2.3 Enerji kaynağı toprak olan ısı pompaları [22]

Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) sisteminin üç temel yapısı bulunmaktadır. Bunlar; ısı pompası, toprak bağlantısı ve ısıtma/soğutma dağıtım sisteminden oluşmaktadır. Isı pompası, ısıtma/soğutma dağıtım sistemi ve toprak bağlantısı arasındaki ısıyı transfer

eder. Yani bu sistemin temel yapı taşıdır. Bir TKIP sistemi için soğutma çevrimi Şekil 4.5'de gösterilmiştir.



Şekil 4. 5 TKIP soğutma çevrimi

TKIP'la buzdolabı arasındaki temel fark, TKIP'ların her iki yönde de çalışıyor olmasıdır. Soğutma modunda, topraktan soğutucu akışkana ısı transfer eden eşanjör kondenser olurken, soğutucu akışkandan havaya ısı transfer eden eşanjör ise evaporatör olur. Bu ise ısı pompası içerisinde bulunan dört yollu vana vasıtası ile gerçekleştirilir.

Bu sistemde kızgın buhar soğutucusu, kompresör çalışırken ev kullanımı için sıcak su sağlar. Kızgın buhar soğutucusu, kompresör çıkışındaki küçük yardımcı bir ısı değiştiricisidir. Bu ısı değiştiricisi fazla ısıyı, sıkıştırılmış gazdan sıcak su tankında sirküle edilen suya transfer eder. Soğutma mevsimi boyunca klima sistemi sık sık çalıştığında, kızgın buhar soğutucusu konut uygulamasında gerekli olan tüm sıcak suyu sağlayabilir. Bazı konutsal ısı pompaları ise bir evin sıcak su ihtiyacını yıl boyunca karşılamak için tasarlanmıştır.

Toprak bağlantısından bahsetmek gerekirse, TKIP sistemiyle toprak arasında ısı transferinin gerçekleştiği yer olarak tanımlanabilir. TKIP'larının, toprağı, yeraltı suyunu ya da yerüstü suyunu ısı kaynağı olarak kullanan farklı türleri mevcuttur. Toprak bağlantısında boru tesisatının, yatay kanallarla ya da dikey kuyularla oluşturulması gerekir. Bunlara alternatif olarak da bir göle ya da bir havuza serpantinler

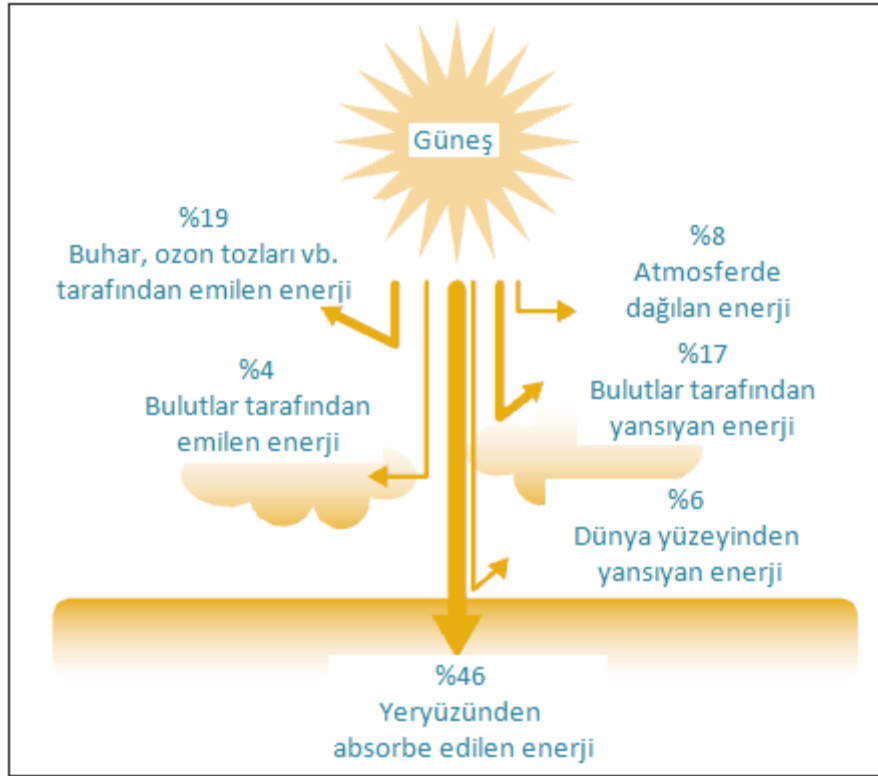
yerleştirilebilir. Kapalı çevrim toprak bağlantılarında glikollü su karışımı serpantinler içerisinde sirkülasyonu sağlar. Açık çevrim toprak bağlantılarında ise su bir kuyudan ya da su kaynağından çekilir, istenilen ısı transferi gerçekleştirildikten sonra toprağa ya da su kaynağına geri döndürülür. Isıtma/soğutma dağıtma sistemi ise, ısıtma ya da soğutma etkisini ısı pompasından binaya iletir. Yerleri ve tavanları ısıtan ya da soğutan su döngü sistemleri (hidrolik sistemler) de kullanılır. Ancak bu sistem genellikle hava kanalı dağıtım sistemi şeklinde çalışır.

Enerji kazıkları yada diğer TKIP sistemlerinde toprak bağlantılarına kurulumdan sonra ulaşmak oldukça zor olduğu için, yapımda kullanılan malzemelerin ve işçiliğin en yüksek kalitede olması gerekir. Özellikle yüksek yoğunluklu polietilen borular ve birleşik boru bağlantıları tercih edilir. Bu yüzden deneyimli TKIP sistemini kuran teknik personel tarafından toprak-ısı değiştiricileri özenle yerleştirilir.

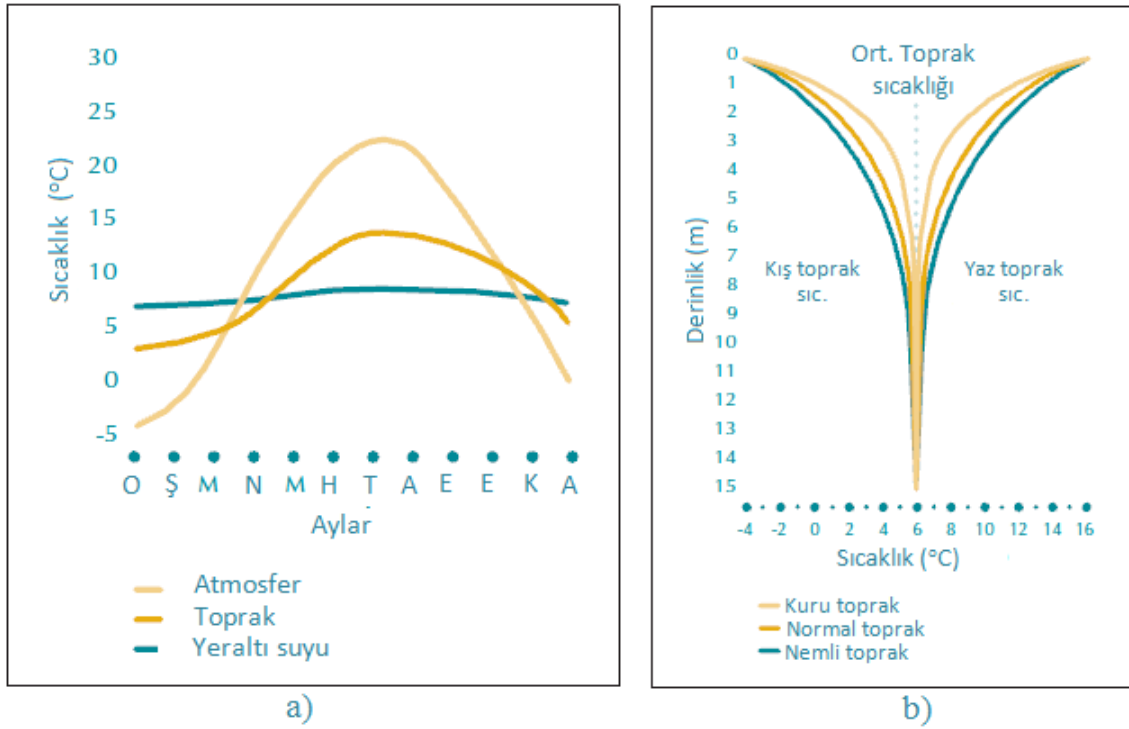
4.3 Topraktan enerji alma yöntemleri [22, 23]

Bir binanın içerisinde konfor şartlarında bir ortam sağlamak için çok fazla miktarda enerji gerekebilir. İstenilen hava sıcaklığını sağlamak için genellikle ayrı ısıtma ve soğutma sistemleri kullanılır ve bu sistemleri çalıştırmak için gerekli olan enerji genellikle elektrikten, fosil yakıtlardan ya da biyoyakıttan sağlanır. Güneş enerjisinin %46'sının dünya tarafından emildiğini düşünürsek, toprağın altında saklı olan bu enerjiyi bir binayı ısıtmak ve soğutmak için kullanabiliriz. Uzun mesafelerden taşınması gereken diğer birçok ısıtma ve soğutma için kullanılacak enerji kaynaklarının aksine dünyanın enerjisi oldukça büyük miktarlarda hazır olarak mevcuttur.

Toprak ısıyı yavaş bir şekilde transfer eder. Aynı zamanda yüksek ısı depolama kapasitesi vardır. Bu yüzden toprağın sıcaklığı, ölçümün derinliğine bağlı olarak aylar hatta yıllar içinde yavaş yavaş değişir. Yaz mevsimi boyunca toprak tarafından absorbe edilen ısı, kış mevsiminde etkin olarak kullanılır. Bu hava ve toprak sıcaklığı arasındaki yıllık döngü bir binayı ısıtabilmeye ya da soğutabilmeye yardımcı olmak için kullanılabilecek ısı enerjisi oluşturur.



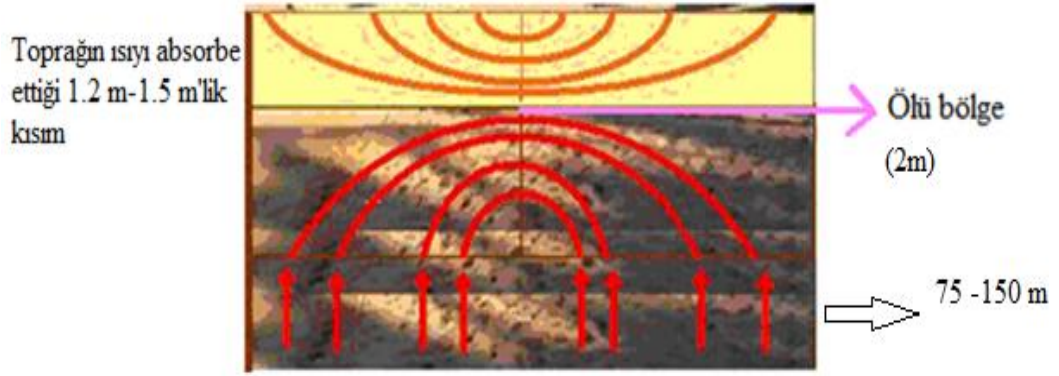
Şekil 4. 6 Güneş enerji dağıtımı



Şekil 4. 7 Aylık ortalama sıcaklık ve toprak ısı dağılımını gösteren grafikler

Toprağın diğer bir ısı özelliği ise yüzey toprağının birkaç metrelik kısmı, havadaki ısıya kıyasla toprak sıcaklığındaki sapmayı en aza indirerek toprağı ve daha alt tabakalarındaki yeraltı suyunu yalıtır. Bu ısı dalgalanmalar, ısıtma ya da soğutma yükünü mevsimsel ihtiyaca göre değiştirmeye yardımcı olur. Toprak kış mevsiminde atmosferden daha sıcak, yaz mevsiminde ise atmosferden daha soğuk olmaktadır.

Toprak kaynaklı ısı pompası toprağı enerji kaynağı olarak kullanır. Güneş ışımasının bulutlara, bulutların üzerinden yağmurla toprağa veya direk olarak ışınların toprağa gelmesiyle toprağın 1,2 – 1,8 m derinliğine kadar bir enerji birikimi olur. Güneşten gelen ışıma ile bu derinliklerde toprak bu enerjiyi depolar. Topraktaki ikinci enerji ise dünyanın çekirdeğinden gelen ısı akışıdır. Isı akışı yer kabuğuna doğru azalır ve yüzeye 2 m kala sıfır olur. Şekil 4.8'de toprağın ölü bölgesini gösteren eğriler verilmiştir.



Şekil 4. 8 Toprağın ölü bölgesini gösteren eğriler

Burada önemli olan husus şudur. Toprağın yüzeyden 1,5-2 m arasında değişen derinlikte enerji depolanmamasıdır. Bu yüzden burası ölü bölge olarak bilinir ve enerji çekilemez.

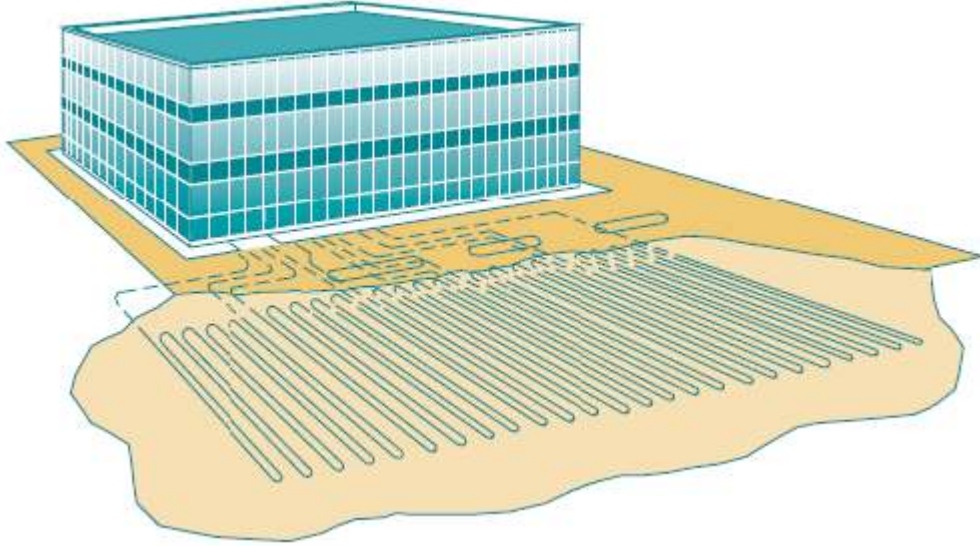
Topraktan ısıyı çekmek için temel olarak 2 yöntem kullanılmaktadır:

- Yer ısı kolektörleri (Yatay kolektörler)
- Dikey sondaj yöntemi

4.3.1 Yer ısı kolektörleri ve döşeme türleri [23, 24]

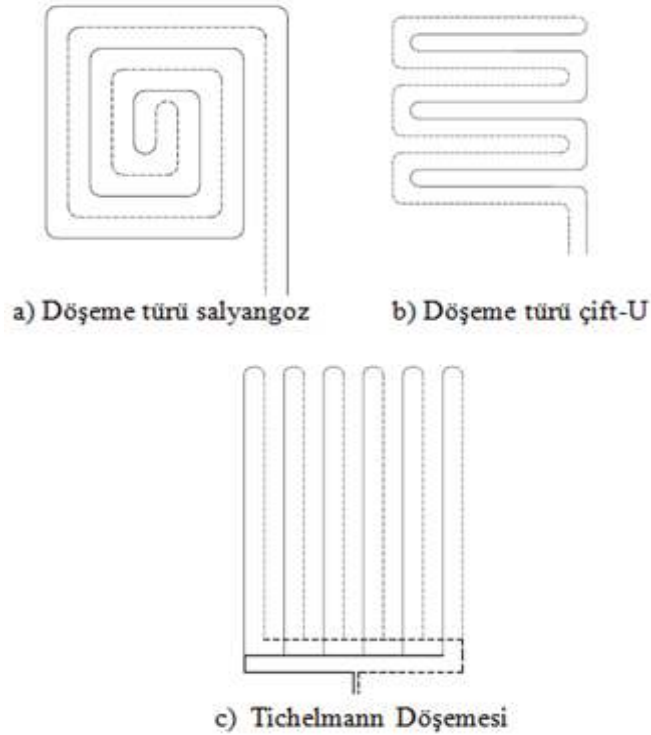
Bir TKIP sisteminde ısı transfer akışkanı yeraltındaki serpantinler vasıtasıyla kapalı çevrimde sirkülasyonu sağlanır. Akışkan sistemden hiçbir zaman çıkmaz; bunun yerine toprak bağlantısı ve ısı pompası arasındaki çevrimde dolaştırılır. Suyun, toprak bağlantısının bulunduğu konuma göre donmasını engellemek için toprağa gönderilen

suyun içersine belirli miktarda glikol ilave edilir. Toprak ısı değıştircisi bir dizi dikey kuyular ya da yüzeyin 1,2 metre altına gömülü boruların yatay düzenlenmesinden oluşabilir. Şekil 4.9'da yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası (YTKIP) ısı pompası şematik resim gösterilmiştir.



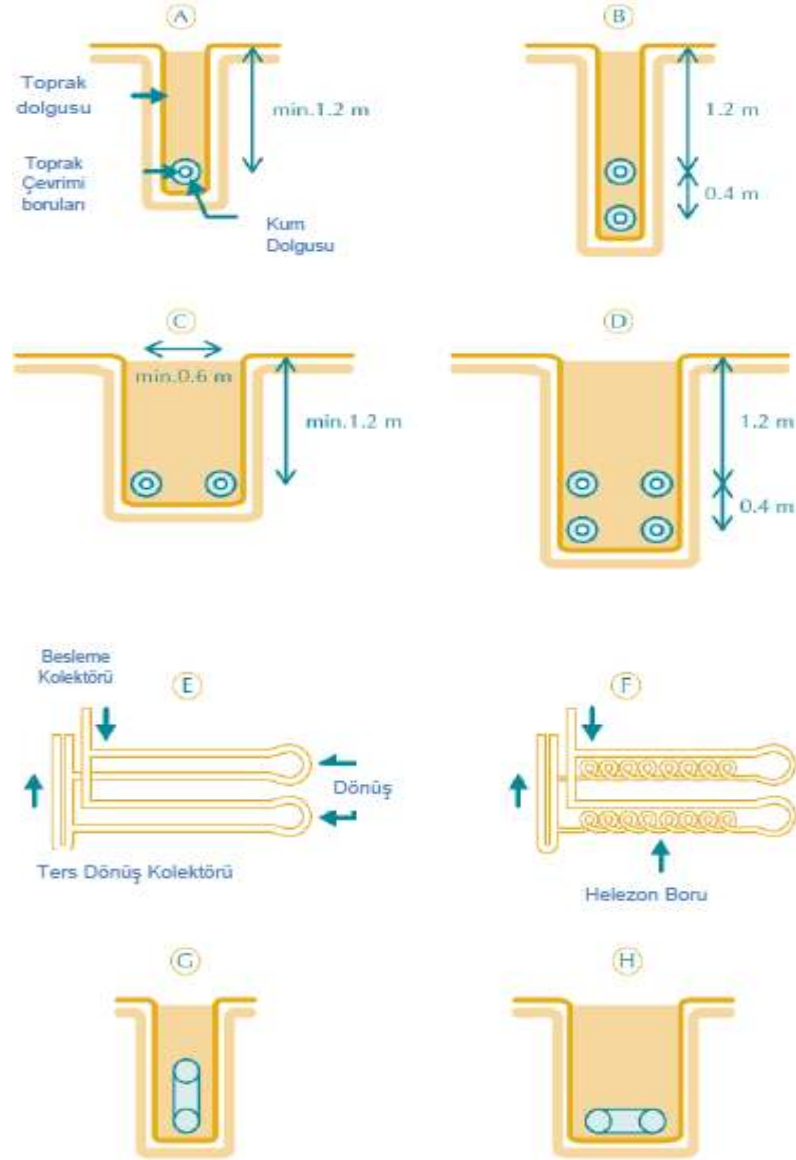
Şekil 4. 9 YTKIP sistemi

Yatay serme uygulamalarında genel olarak üç farklı döşeme türü kullanılır. Bunlar; döşeme türü salyangoz, çift-U ve Tichelmann döşeme türleridir.



Şekil 4. 10 Yer ısı kolektör döşeme türleri

Yatay bir toprak ısı değiştiricisi, çukurlara yerleştirilmiş olup toprağın bir ya da iki metre altındaki bir dizi borudan oluşur. Genellikle borunun yaklaşık her 35-50 m'lik bölümü bir kW'lık ısıtma ve soğutma kapasitesi için kurulur. Yatay toprak ısı değiştiricileri için değişik tipte yerleşim şekilleri şekil 4.11'de gösterilmiştir.



- | | |
|---------------------------------|---|
| A. Tekli Boru | E. Kıvrımlı paralel ikili boru modeli |
| B. st üste ikili boru | F. Geniş bir çukura ya yatay olarak ya da dar bir çukura dikey olarak yerleştirilmiş helezon boru |
| C. Paralel ikili boru | G. Dar bir çukura dikey olarak yerleştirilmiş helezon boru |
| D. st üste paralel dörtlü boru | H. Geniş bir çukura yatay olarak yerleştirilmiş helezon boru |

şekil 4. 11 Yatay toprak ısı değiştiricisi yerleşim düzenleri

Toprak alanı kısıtlı olduğunda, çukurun olduğu alana daha fazla boru hattı yerleştirmek için “spiral” olarak adlandırılan helezon bir boru kullanılabilir. Bu durum, ısı transfer yüzeyini arttırdığı için kullanılacak toprak alanını azaltır fakat daha fazla boru kullanılması gerektirir. Boru yerleştirildiğinde çukur doldurulur.

4.3.2 Dikey sondaj yöntemi

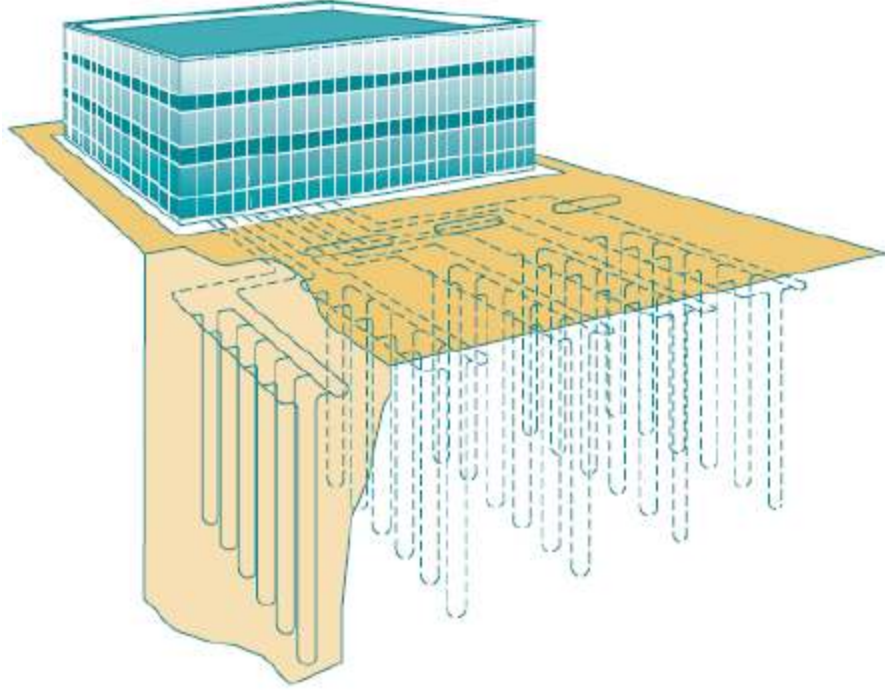
Topraktan diğer enerji alma yöntemi ise dikey sondaj işlemi ile açılan çukurlara yerleştirilen kolektörler vasıtası ile olmaktadır. Bunun için iki yöntem bulunmaktadır. Birinci yöntem sondaj kuyuları açılarak dikey tip kolektör yerleşimi sağlanarak özellikle toprak bağlantı alanının az olduğu durumlarda tercih edilmektedir. İkinci yöntem ise enerji kazıklarıdır. Enerji kazıkları çok daha yeni bir sistem olup daha önce uygulanan klasik dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinden biraz daha farklıdır. Çok katlı rezidans binalarda yada iş-yaşam merkezlerinde bina yapım aşamasından önce zemini sağlamlaştırmak için fore kazıklar kullanılır. Kullanılan bu fore kazıklarının içerisine destek kafeslerine farklı modülasyonlarda ısı değiştiricileri yerleştirilerek topraktan enerji kazanım yoluna gidilir. Doğru bir planlama ile ısı değiştiricisi bulunan her kazıktan ciddi anlamda enerji çekimi olur ve yazın soğutma kışın ise ısıtma amaçlı yararlanır.

4.3.2.1 Dikey tip kolektörler [14, 23]

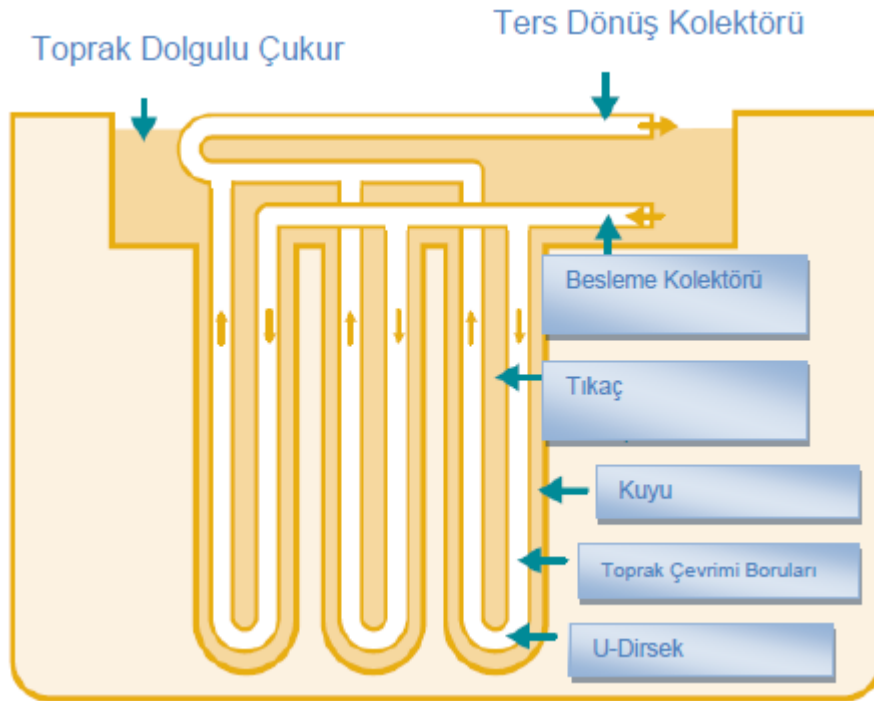
Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası (DTKIP), toprak bağlantısı için küçük bir alan olan yerlerde ve daha çok büyük binalar için tercih edilir. Toprak sıcaklığı yıl boyunca yer altında sabit olduğu için DTKIP, mevsimsel sıcaklık dalgalanmalarından etkilenebilecek olan YTKIP’lerden daha etkilidir. Sondaj yapıldığı için dikey hatların kurulması genellikle yatay hatların kurulmasından daha pahalıdır ancak sabit toprak sıcaklıklarından dolayı daha az borulama gerektirmektedir.

Derinlikleri 45 m’den 150 m’ye değişen kuyular, normalde sondajlama kuyuları için kullanılan sondaj makineleri ile delinir. Dipte U-dirseğiyle birlikte bir ya da iki boru halkası içerirler. Boru eklendikten sonra delik tekrar doldurulur ve sıvanır. Sıva, yüzey suyunun kuyuya akmasını ve kuyudan çıkan suyun bitişik kuyuya dolmasını engellemektedir. Doldurma ve sıva işlemlerinden sonra, dikey borular yatay yeraltı desteğine bağlanır. Toplama borular ise toprak antifriz çözeltisini ısı pompasına doğru

taşıır. Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'te DTKIP uygulamasının şematik resmi ile dikey kolektörler yer almaktadır.



Şekil 4. 12 DTKIP sistemi şematik görünüm



Şekil 4. 13 Dikey tip kolektörler

4.3.2.2 Enerji kazıkları [25]

Topraktan enerji çekmenin yeni bir yöntemi ise enerji kazıklarıdır. Özellikle yüksek yapılarda zemini sağlamlaştırmak için çakılan fore kazıklara entegre edilen ısı değiştiriciler sayesinde toprak enerjisinden faydalanma işlemidir. Zemine yerleştirilmiş bazı enerji kazıkları Şekil 4.14'te gösterilmiştir.



Şekil 4. 14 Zemine yerleştirilmiş enerji kazıkları

Son yıllarda ısı pompasının kullanımının artmasıyla birlikte daha da önem kazanmıştır. Hem ekstra sondaj maliyeti sorunu ortadan kalkmakta hem de büyük yapılar için ciddi anlamda enerji tasarrufu sağlanmaktadır. İleriki yıllarda sistemin çok daha gelişmesi beklenmekte ve bunun için özellikle ısı değiştirici tipleri ve entegre edilmesi gibi durumlar daha fazla araştırılması öngörülmektedir. Son yıllarda bu konu ile ilgili yapılan çalışmalar genellikle beton kazık statik yük testleri, ısı değiştirici verim testleri ve mahal ısıtma-soğutma performans testlerini içermektedir. Bu konu ile ilgili daha önce yapılmış araştırmalar ve uygulama çalışması ise 6. ve sonrası bölümlerde detaylı bir biçimde ifade edilmiştir.

KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKAN TIPLERİ

Isı pompaları bir ortamın ısıtılıp soğutulması için akışkanların ısıyı taşıma yeteneğinden yararlanmaktadır. Yani ısı pompalarında gerçekleşen ısıtma ve soğutma çevrimlerinde sirkülasyon yapan akışkanı soğutucu akışkan olarak tanımlayabiliriz. Kullanılan soğutucu akışkan tek bir akışkan olabileceği gibi aynı zamanda iki veya daha fazla akışkandan elde edilen bir karışım da olabilmektedir. Yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkan grupları şunlardır: inorganik bileşikler, hidrokarbonlar, halojenli hidrokarbonlar. Bunların yanı sıra alkoller, esterler ve az önemli olan başka akışkanlar da vardır.

Soğutucu akışkanların, yukarıda belirtilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi yani bir soğutma sisteminin verimli ve emniyetli çalışabilmesi için bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere de sahip olmaları gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişebileceği gibi bu özelliklerin hepsini yerine getirmeleri ise maalesef her zaman mümkün olmamaktadır [26].

5.1 Soğutucu akışkanda bulunması gereken özellikler [16, 20, 27, 28, 29]

Isıtma-soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlardan istenen bazı özellikler mevcuttur. Bunları şu şekilde açıklayabiliriz:

Buharlaşma Basıncı: Soğutucu akışkanın buharlaşma basıncının atmosfer basıncından genelde büyük olması istenir. Aksi durumda vakum oluşacağından kompresör verimi ve kapasitesinde düşmeye yol açar. Ayrıca sistemde kırık veya çatlak olması halinde ise hava sızıntısı meydana gelecektir. Buna bağlı olarak hava içerisindeki su buharı donarak borularda tıkanmaya sebep olur. Bu yüzden soğutucu akışkan için buharlaşma basınçları göz önünde bulundurulmalıdır.

Yoğuşma Basıncı: Yoğuşma basıncının düşük olması istenir. Çünkü yoğuşma basıncı ne kadar düşük olursa kompresör, boru sistemi, kondenser ve buharlaştırıcı gibi çevrim elemanları için gereğinden fazla mukavemetli ve ağır malzeme kullanılmaz. Dolayısıyla maliyet azaltılmış olur. Yüksek basınç konusundaki diğer bir husus ise, sistemde sızıntı ve akışkan kaçağını artırma olasılığıdır.

Kaynama Sıcaklığı: Eğer yeterli derecede soğutma yapmak istiyorsak için soğutucu akışkanın kaynama sıcaklığının düşük olması gereklidir. Aksi halde kompresör vakum altında çalışacak ve bu durum ise kompresör verimi ve kapasitesinde azalmaya neden olacaktır.

Isı İletkenliği: Akışkanın ısı iletkenliğinin yüksek olması istenir. Çünkü ısı iletkenliğinin yüksek olması ısı transfer alanının azalmasına ve aynı zamanda ısı aktarım hızının artmasına neden olur.

Donma Sıcaklığı: Bir çok ısı pompası düşük basınç aralığında çalışmadığı için donma sıcaklığı ısı pompalarının tasarımında çok fazla bir öneme sahip olmamakla birlikte sadece özel durumlarda yüksek bir donma sıcaklığı (örneğin R113'de 35°C) gerekebilir.

Kararlılık: Seçilen soğutucu akışkan, çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında bile kolayca ayrışıp çözülmemeli, özelliklerini muhafaza edebilmelidir.

Viskozite: Soğutucu akışkanın hem sıvı hem de buhar fazındaki viskozitesi düşük olması istenir. Çünkü viskozitenin düşük olması sürtünmeyi azaltarak ısı transferini kolaylaştırmakta ve akıcılığı artırmaktadır.

Özgül Hacim: Soğutucu akışkan gaz fazında iken özgül hacmi düşük olmalıdır. Bu yapıya sahip soğutucu akışkan hem teçhizatın küçük olmasına hem de kompresör veriminin artmasına olanak sağlar.

Elektrik İletkenliği: Soğutucu akışkanın elektrik iletkenliğinin olmaması istenir.

Zehirlilik Durumu ve Koku: Soğutucu akışkan zehirli olmamalıdır. Çünkü akışkan, sistemden dışarı kaçarak havaya karıştığı takdirde çevredeki insanlara ve diğer canlılara zarar verme tehlikesi vardır. Ayrıca gıda maddeleri üzerinde zehirleyici bir etki bırakmamalıdır.

Ekonomik Özelliği: Sistemde kullanılacak olan soğutucu akışkanın hem maliyet açısından uygun hem de kolay bulunabilir özellikte olması istenir. Sistem optimizasyonu ve kullanım açısından ekonomik durum önem teşkil etmektedir.

Çevresel Etkileri: Soğutucu akışkanlar ozon tabakasına zarar vermemeli aynı zamanda sera etkisine sebep olmamalıdır.

Yukarıda belirtilen hususlar, doğru bir soğutucu akışkan seçiminin ısı pompası sisteminde maliyet, çalışabilirlik ve sistem performansı açısından önemli olduğunu göstermektedir. Bu yüzden uygun sistem için uygun akışkanı kullanmak önem arz etmektedir.

5.2 Soğutucu akışkanların sınıflandırılması

Soğutucu akışkanları sınıflandıracak olursak; Kloroflorokarbonlar (CFC), Hidrokloroflorokarbonlar (HCFCs), Hidroflorokarbonlar (HFCs), karışımlar ve doğal soğutucu akışkanlar (NH_3) olarak gruplandırabiliriz.

5.2.1 Kloroflorokarbonlar (CFC) [20, 30]

Bu tür akışkanlarda karbon ve flor elementlerinden başka yalnızca klor elementi bulunmakta ve tüm ozon tüketen maddeler içerisinde en çok tercih edilen soğutucu akışkan özelliğine sahiptir. Zehirleyici ve yanıcı özelliği olmamaları, kararlı yapısı, ısıyı emme etkinlikleri sayesinde 20. yüzyılda özellikle soğutucu alanında en çok tercih edilen soğutucu akışkan tipleri olmuştur. Kullanım alanları ise; soğutucular, araba klimaları, köpük ürünleri, yalıtım maddeleri, mikroçipleri ve diğer elektronik aletleri temizlemek için çözücü ve sprey kutularında ileri doğru itici gibi pek çok değişik ürün yelpazesini barındırmaktadır.

CFC'ler aynı zamanda yasaklı soğutucu akışkanlar grubuna dahildir. Mevcut sistemlerde kullanılmalarına rağmen yüksek ozon tüketme potansiyellerinden dolayı yeni sistemlerde kullanılmaları yasaktır. Yalnızca kullanımı durdurulmuş veya yenileştirme yapılmış sistemlerdeki gazların arıtılması sonucu elde edilmektedirler. Bu yüzden bu akışkanların belli bir süre sonra ortadan kalkacağı tahmin edilmektedir. Bu gruba dahil olan akışkanları ise R11, R12, R13, R113, R114, R115, R500, R502, R13B1 şeklinde sıralanabilir.

5.2.2 Hidrokloroflorokarbonlar (HCFCs) [20, 30]

Molekül yapısında hidrojen elementini barındırması sebebiyle bu tip ürünleri hidrokarbürler olarak adlandırabiliriz. Bu hidrokarbürlerde hidrojen, karbon ve flor

elementinin yanı sıra klor elementi de bulunur . Genel olarak HCFC’lerin ozon tüketme potansiyelleri, R12’nin ozon tüketme potansiyelinin %2-5’i kadardır. Küresel ısınma potansiyelleri ise R12’nin küresel ısınma potansiyelinin yaklaşık %20’si kadardır. En çok tercih edilen HCFC’ler, tüm hidrofloroklorokarbon kullanımının %85’ini içeren HCFC-22’dir. Geçiş akışkanları olarak adlandırılan HCFC’lerin atmosferdeki ömürleri ise 15 yıldır. Bu gruba dahil olan soğutucu akışkanları R22, R401, R402, R403, R408 ve R409 şeklinde sıralayabiliriz. Hazırlanan Montreal Protokolüne göre gelişmiş ülkelerde HCFC’lerin kullanımı 2020 yılına kadar aşamalı olarak, 2040 yılında ise tamamen kullanım dışı bırakılması planlanmaktadır.

5.2.3 Hidroflorokarbonlar (HFCs) [20]

Hidroflorokarbonlar, klor ihtiva etmeyen soğutucu akışkanlardır ve uzun dönemli alternatif soğutucu akışkan olarak olarak değerlendirilirler. Bu grupta bulunan akışkanlar şöyledir: R134a, R152a, R32, R125 ve R507. Ozon tüketimine etkileri olmadığı için R12, R22 ve R502’ye nazaran uzun vadede alternatif teşkil etmektedirler. Ama küresel ısınmaya etkileri vardır. Yağlayıcı maddelerinin kullanımına özen gösterilmelidir. Çünkü Mineral yağlar bu tip soğutucu akışkanlarla karışmaz. Normalde yalnızca ester esaslı yağlayıcı maddelerin kullanılması akışkan üreticileri tarafından önerilmektedir

Şimdi bu gruba dahil olan akışkanlardan bazılarını inceleyelim.

HFC-134a: Termofiziksel özellikler bakımından CFC-12 ile neredeyse birebir uyushmaktadır. Yani HFC- 134a kullanan bir ısı pompasının performans katsayısı (COP) ile CFC-12 kullanan bir ısı pompasının performans katsayısı neredeyse aynı olmaktadır. Düşük buharlaşma sıcaklıklarında (-1°C’ın altında olan) ve yüksek sıcaklık artışlarında performans katsayısı biraz daha düşüktür.

HFC-152a: Temelde R500’ün bir parçası olarak kullanılmasına rağmen, pek çok küçük ısı pompası sistemi ve evlerdeki buzdolaplarında başarıyla kullanılmıştır. Günümüzde ise HFC-152a karışımlarda bileşen olarak kullanılmaktadır. Yanıcı özelliğe sahip olduğu için yalnızca soğutucu akışkan doldurma kapasitesinin düşük olduğu küçük sistemlerde saf soğutucu akışkan olarak tercih edilmelidir

HFC-32: Orta derecede yanıcı özelliğe ve sifıra yakın küresel ısınma potansiyeline sahip bir soğutucu akışkandır. Uzun vadede ısı pompası sistemi, iklimlendirme ve

endüstriyel soğutma uygulamalarında HCFC-22'nin yerine kullanılabilecek alternatif bir soğutucu akışkan olarak düşünülmektedir.

HFC-125 ve HFC-143a: Bu soğutkanların özellikleri R502 ve HCFC-22'nin özelliklerine çok benzemektedir. Çoğunlukla üçlü karışımlarda R502 ile HCFC-22'nin yerine bileşen olarak kullanılırlar. Fakat küresel ısıtma potansiyelleri HFC-134a ile kıyaslandığında yaklaşık üç kat daha fazladır.

5.2.4 Karışımlar [20]

Karışımlar iki veya daha fazla soğutucu akışkan içerebilirler. Oluşturulan bu yeni nesil karışımlar HCFC-22 ve R-502'nin yerini alması açısından klorin ihtiva etmez. Temelde ise HFC'lerden (HFC-32, HFC-134a, HFC-125, HFC-143a) ve hidrokarbonlardan oluşmaktadır. Gelecek nesilde ise R-407c ve R-410a soğutucu akışkanların daha çok tercih edilmesi beklenmektedir. Çünkü R-410a, R-32 ve R-125'in karışımından ve R-407c ise R-32 ve R-134a tiplerini içermektedir. Böylece R-410a kullanılarak R-22'ye nazaran çok daha iyi COP değerleri elde edilmektedir. Ayrıca R-410a kullanılarak toplam maliyet azaltılabilir, çünkü akışkanın volümetrik kapasitesi yüksek olması sebebiyle kompresör ölçülerinde önemli miktarda düşüş sağlanabilir.

5.2.5 Doğal soğutucu akışkanlar [1]

Doğal soğutucu akışkanlar grubuna Amonyak (NH_3), su, CO_2 ve hidrokarbonları dahil edebiliriz. yaygın olarak kullanılan amonyağın özelliklerini ifade edecek olursak; amonyak CFC gruplarının dışındaki tek soğutucu akışkandır ve geniş çapta kullanılan ilk soğutucu olma özelliğine sahiptir. 1 bar basınçta $-33,3^\circ\text{C}$ kaynama noktası, birçok soğutma uygulamalarında pozitif evaporatif basınca müsaade etmektedir. 133°C olan yüksek kritik sıcaklık ve $-77,7^\circ\text{C}$ olan düşük donma sıcaklığına sahip olması, amonyağın çok geniş sıcaklık aralığında kullanılmasına imkan tanımaktadır.

5.2.6 Salamuralar [16]

Salamuraları tanımlayacak olursak; su içerisinde NaCl (sodyum klorür), CaCl_2 gibi maddelerin karışımı sonucu elde edilen donma noktası düşük soğutucu akışkan gruplarıdır. Zehirleyici etkisi yoktur. Sodyum klorid/su, kalsiyum klorid/su ve etilen glikol/su çözeltileri gibi çeşitli antifriz/su çözeltileri ısı pompalarında kullanılmaktadır.

ENERJİ KAZIK SİSTEMİNİN TANIMLANMASI VE BÜYÜK BİNALARA UYGULANMASI

6.1 Enerji kazık sistemi ve çalışma prensibi [24, 31]

Modern yüksek yapılarda statik sorunlar nedeniyle taşıma özellikleri zayıf olan zeminlerde temel atma çalışmaları sırasında zemini güçlendirmek için fore kazıklar kullanılır. Bu kazıklara jeotermal enerjiden yararlanma amacıyla boru hatları entegre edildiğinde, bunlara enerji kazığı adı verilir. Yani jeolojik koşullara uygun olarak bu enerji kazıklarından bina ısıtması için zeminden ısı çekilebilir ve bina serinletmesi için zemine ısı aktarılabilir. Yada daha genel bir ifadeyle jeotermal enerji kazıklarını tanımlayacak olursak; yazın ve kışın depolanan ısı enerjisinden ısı pompası vasıtasıyla konutlarda ısıtma ve soğutma amaçlı faydalanabilmek için topraktan ısı çekilmesini sağlayan kazık temelleridir.

Temel dediğimiz yapılar üst yapı yüklerini temel zeminine aktaran yapı elemanlarıdır. Temeller genel bir başlık altında yüzeysel ve derin temeller olmak üzere iki grup halinde düşünülebilir. Zemin şartlarının uygun olduğu koşullarda kullanılan yüzeysel temeller; tekil temel, radye temel, sürekli temel şeklinde olabilir. Zemin zayıf ve üst yapıdan gelen yüklerin fazla olduğu durumlarda ise yüzeysel temeller yeterli olmaz. Bu durumda üst yapıdan gelen yükleri daha derinlerdeki sağlam tabakalara aktarmak ve yapının yapacağı oturmaların istenen sınırlar içinde kalmasını sağlamak için derin temeller inşa edilir. Derin temeller derinliği genişliğinden daha büyük olan temellerdir. Kazıklı temel, kesonlar ve derin ayak temelleri bu gruba girer. En çok kullanılan ise kazıklı temellerdir.

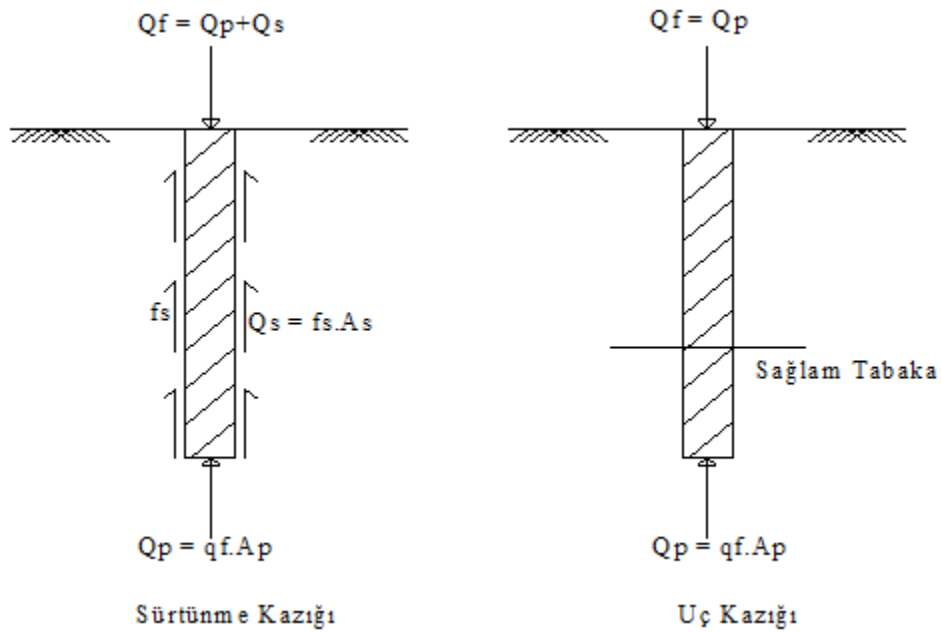
6.1.1 Kazıkların sınıflandırılması [31]

Kazıklı temeller, üst yapıdan gelen yükleri daha derinlerdeki sağlam zemin tabakalarına ulaştıran uzun ve narin yapısal temel elemanlarıdır. Kazıklı temellerini, yapıldıkları malzemelere ve yükleri taşıma ve iletme şekillerine göre iki sınıfa ayırmak mümkündür.

6.1.1.1 Yük taşıma ve zemine iletme şekillerine göre

Yük taşıma ve zemine iletme şekli açısından sürtünme kazıkları ve uç (taşıyıcı) kazıklar olarak iki gruba ayırabiliriz. Yükün önemli bir kısmı kazığın etrafındaki çevre sürtünmesi ile taşınması durumunda bu tür kazıklara sürtünme kazığı denir. Sürtünme kazıkları bazen yüzen kazıklar olarak da bilinir. Yükü derindeki sağlam bir tabakaya (kaya veya sıkı kum çakıl) kazık uç direnci yolu ile aktaran kazıklara ise uç kazıkları denir. Uç kazıklarında çevre sürtünmesi ihmal edilebilecek seviyelerdedir.

Şekil 6.1'de sürtünme ve uç kazıklarına etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6. 1 Sürtünme ve uç kazık tipleri

Q_f : Tek kazığın nihai taşıma gücü

Q_p : Kazığın uç taşıma kapasitesi

Q_s : Kazığın sürtünme direnci

q_f : Kazık ucundaki zeminin birim nihai taşıma kapasitesi

f_s : Birim sürtünme direnci

A_p : Kazık ucundaki en kesit alanı

A_s : Kazık sürtünme alanı

Enerji kazık sistemlerinde ise daha çok sürtünme kazıkları tercih edilir.

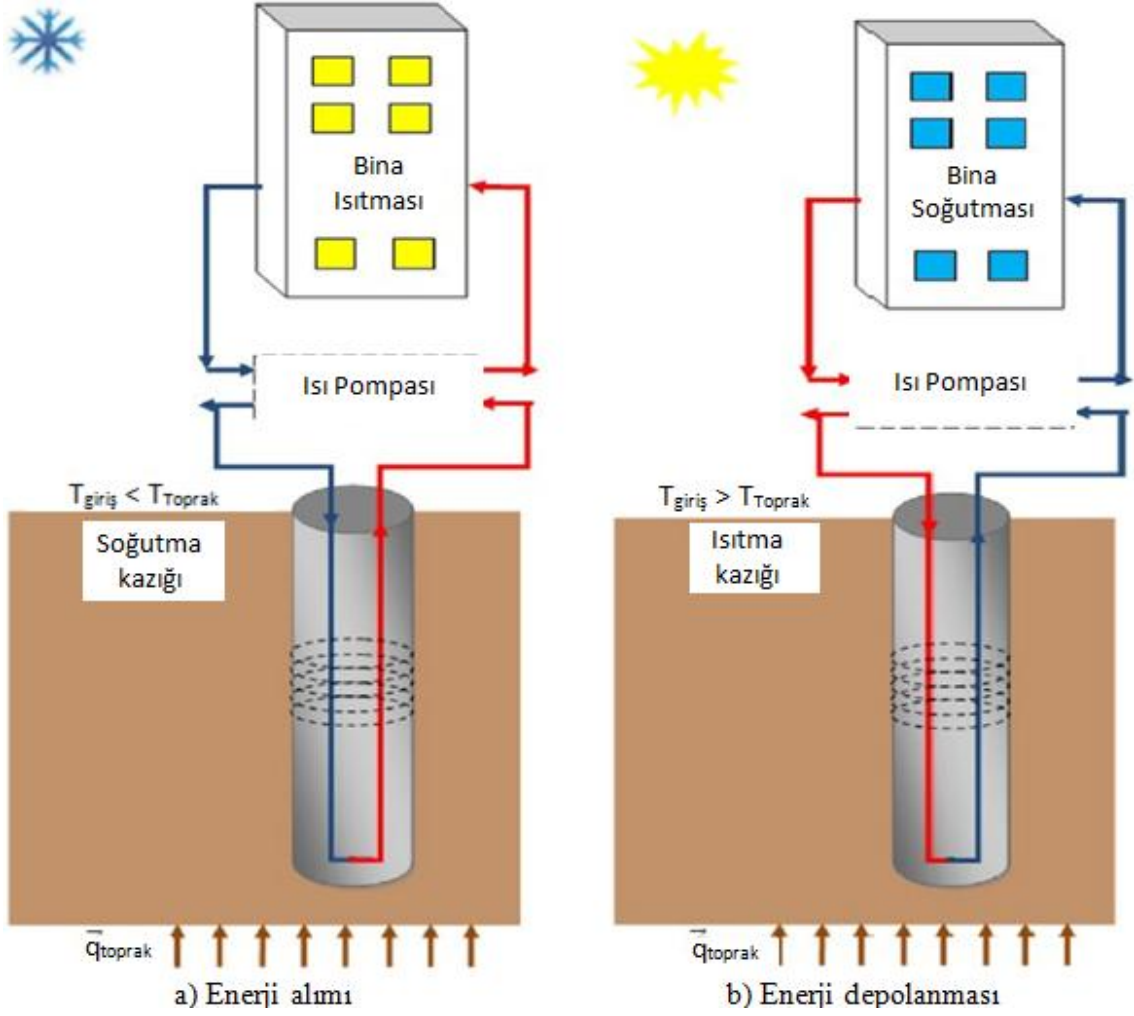
6.1.1.2 Yapıldıkları malzemelere göre

Yapıldıkları malzemelere göre ahşap, betonarme, çelik, kompozit, mini kazık ve kum kazık gibi sınıflara ayırmak mümkündür. En çok kullanılan ise betonarme kazıklardır. Yer altı suyundan etkilenmedikleri için ve istenilen boyda yapılabildikleri için diğer kazıklara göre üstünlük kazanırlar. En yaygın olarak, önceden dökme ve yerinde dökme kazıklar kullanılmaktadır. Önceden dökme kazıklar genellikle sabit kesitli imal edilip uç kısımları sivridir. Kazık başlarına da çelik yastıklar konulabilir. Kazıklarda boyuna ve enine donatı yerleştirilir. Bu donatı oranı %1-4 arasında değişmektedir. Daire, kare veya sekizgen kesitli olabilir. Yerinde dökme kazıklar ise zeminde çeşitli delme teknikleri kullanılarak veya zemine boş bir boru çakarak oluşturulan deliğin gereğinde donatı da konarak betonla doldurulması yolu ile imal edilen kazıklardır. Çakma kazıklar ve fore kazıklar olarak ikiye ayrılmaktadır. Çakma kazıklar kaplama borusuz, kaplama borusu yerinde bırakılan ve kaplama borusu çakılan tipte imal edilebilirler. Bu şekilde teşkil edilen kazıklar taşıyıcı eleman olabildikleri gibi zemini sıkıştırmak içinde kullanılabilir. Fore kazıklar ise (sondaj kazıkları, delme kazıklar) zeminde yanal bir deplasman yaratmayan cinsten kazıklardır. Basit şekliyle, önce zeminde bir delik açılır, bu deliğe demir kafes yerleştirilir ve alttan başlamak suretiyle delik betonlanır ve kazık oluşturulur.

6.1.2 Çalışma prensibi [11]

Yüzey jeotermal enerjinin kullanımı son yıllarda oldukça yaygınlaşmaktadır. Yüzey jeotermal enerjisi, birçok Avrupa ülkesinde yüzey derinliği 10-50 m arasında değişmekte ve ortalama toprak sıcaklığı 10-15°C olmaktadır. Kazık temelleri aracılığı ile enerji alımı ise neredeyse yeni bir konsepttir. Böyle bir teknolojiyi, binaya bağlı ısı pompası vasıtası ile topraktan ısı enerjisinin ısı değiştiricileri ile alınması olarak tarif edebiliriz. Toprak kış dönemi boyunca binaya ısı enerjisi sağlarken, yaz dönemi boyunca bina için soğutma görevini üstlenmektedir.

ise toprağa ısı verilmektedir. Toprağın ısıl dengesi yıl içerisinde hem soğutma, hem de ısıtma yapılarak sağlanmaktadır. Bu işletme sistemi yeraltı suyunun sürdürülebilmesi açısından çevre dostu olduğu için tercih edilmektedir. Şekil 6.3'de enerji alınması ve depolanması gösterilmiştir.



Şekil 6. 3 Enerji kazık sistemi çalışma şeması

6.2 Enerji kazık yapım aşamaları ve konstrüksiyonda kullanılan malzemeler [7]

Enerji kazıkları, hem yapısal hem de toprak ısı değiştiricisi olarak iki amaç için tasarlanmaktadır. Yani kurulum maliyetini azaltmak için tek bir sondaj işlemi ile iki amacın yerine getirilmesi hedeflenmiştir. Bu iki amaç doğrultusunda geçmişte uygulanan enerji kazıklarının konstrüksiyonunda kullanılan ana malzemeler,

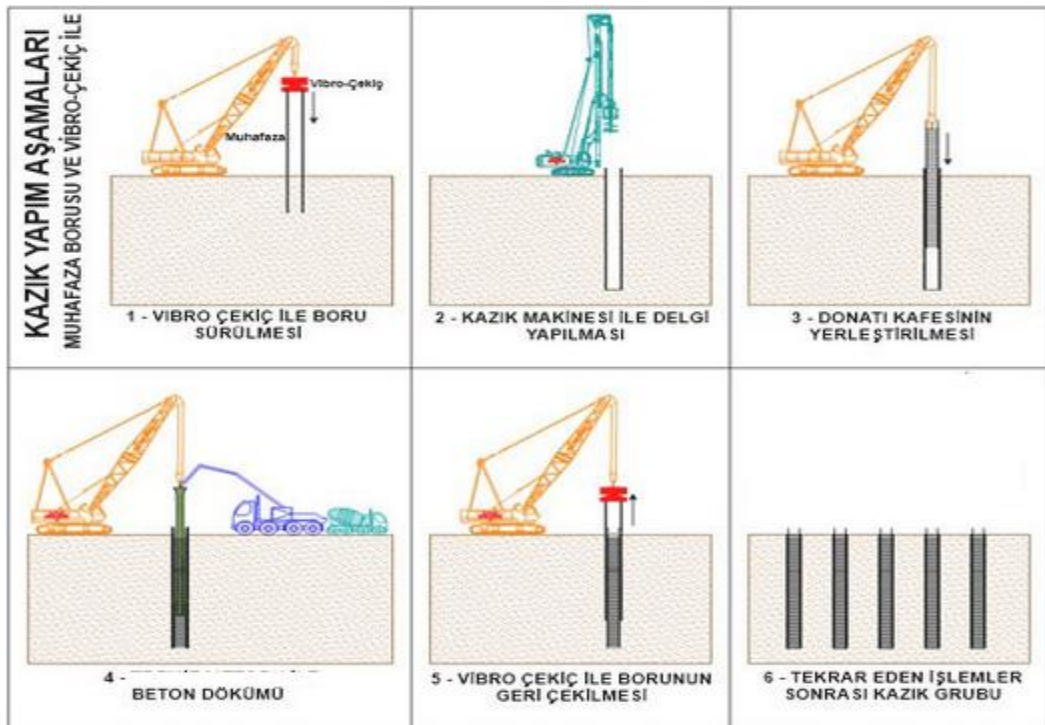
- Ön döküm yada döküm
- Çelik

- Harç (sıva) idi.

Güçlendirilmiş beton kazıklar, malzemenin yüksek ısı depolama kapasitesi ve gelişmiş ısı transferi kabiliyeti yönünden faydalı bulunmakta ve kullanım açısından dünya genelinde çoğunluğu oluşturmaktadır. Ayrıca döküm olanlar hazır çakma kazıklar ile kıyaslandığında, ısı değıştircilerine entegrasyon açısından daha avantajlı görölmektedir.

6.2.1 Enerji kazık montajı [7, 24, 32, 33]

Kazık tasarımlarında genel olarak çelik boru içeren kazıklar beton ile doldurulur, aynı zamanda vibroflotasyon tekniğı kullanılarak beton kolonları ısı soğurucu borular ile donatılmaktadır. Vibroflotasyon yöntemi kısaca, derin granüllü zeminleri vibratörlü sondajlar ile sıkıştırma tekniğıdir. Bu sıkıştırma yöntemi ile zemin gücünde artış sağlanır. Yerleşim alanı, zemin makaslama gücü, zeminin akmaya karşı dayanımı artırılmaktadır. Bu yöntem ile aynı zamanda gevşek granüllü zeminin, vibrasyonlu sondajların belli bir sıra ve düzende yapılması ile, sıkışık bir formasyona getirilmesi amaçlanır. Zemine destek amaçlı çakılan fore kazıkların yapım aşamaları şekil 6.4'de basitçe gösterilmiştir.



Şekil 6. 4 Fore kazık yapım aşamaları

Enerji kazıklarında bu sisteme ilave olarak kazık ısı değıştircileri monte edilmektedir. Bu borularında entegre edildiğı sistem aşamalarını açıklayacak olursak,

İlk olarak kazık ısı değiştirici boruların monte edileceği destek kafesi hazırlanır. Bu durum şekil 6.5'te gösterilmiştir.



şekil 6. 5 Destek kafesinin hazırlanması

İkinci aşama olarak kazık çakılacak bölgede sondaj çukurları açılır. şekil 6.6'da sondaj makinesi ile çukur açılma işlemi gösterilmiştir.



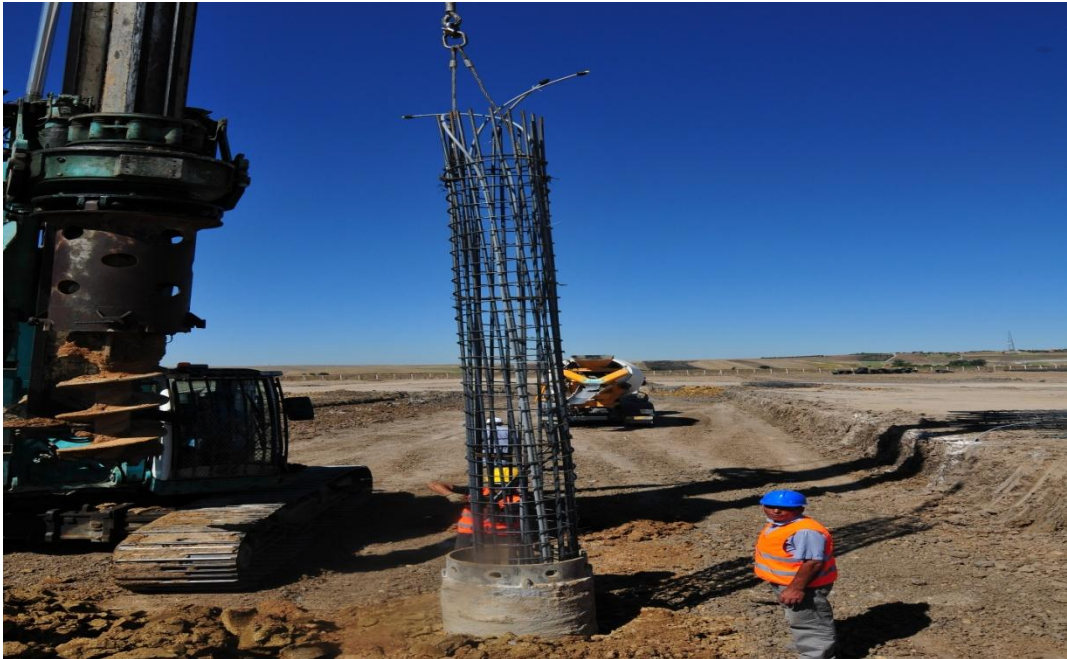
şekil 6. 6 Muhafaza borusunun yerleşmesi ve sondaj işlemi

Daha sonra hazırlanmış olan destek kafesine ısı değiştirici boruları entegre edilir. U-tip kazık ısı değiştirici ile donatılmış kafes şekil 6.7'de gösterilmiştir.



şekil 6. 7 U-tip kazık ısı değiştiricilerinin kafese montajı

Bu işlemden sonra üçüncü aşamada destek kafesi sondaj ile açılmış çukurda bulunan muhafaza borusunun içerisine yerleştirilir. Muhafaza borusunun amacı kafesin doğru ve stabil bir biçimde çukura yerleşmesini sağlamaktır. şekil 6.8'de kafesin yerleşimi gösterilmiştir.



şekil 6. 8 Destek kafesinin sondaj çukuruna yerleştirilmesi

Dördüncü durumda ise kafesin üzerine huni yerleştirilir ve çukur harç ile doldurulur. Harcın dökülme işlemi Şekil 6.9'da gösterilmiştir.



Şekil 6. 9 Huni yardımıyla harcın çukura dökülmesi

Beşinci işlemde muhafaza borusu tekrar yerinden çıkarılır ve kazığın yapım süreci tamamlanmış olur. Şekil 6.10 ve Şekil 6.11'de muhafaza borusunun çıkarılması ve kazıkların son hali sırasıyla gösterilmiştir.

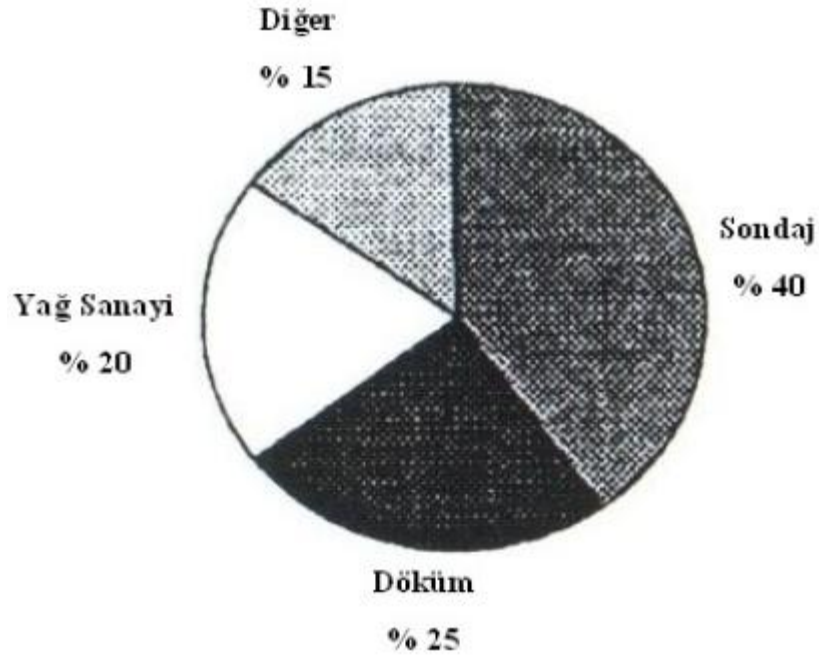


Şekil 6. 10 Muhafaza borusunun sondaj çukurundan çıkarılması



Şekil 6. 11 Enerji kazıklarının son hali

Günümüzde ısıl yönden performansı artırılmış bentonit sıva yada toprak ile yapılan karışımları sayesinde, daha önceden kullanılan standart sıvanın sebep olduğu düşük ısı iletkenlik problemleri aşılmakta ve aynı zamanda kazık montajında kolaylık sağlamaktadır. Ayrıca kuvarz içeriğinin artırılması sayesinde toprağın ısı iletkenlik özelliği de gelişmektedir. Bentonit malzemesi son zamanlarda sondaj teknolojisinde kullanımı hızla artmaktadır. İçerisinde bol miktarda camsı malzeme bulunan alüminyum ve magnezyumca zengin, volkanik kül, tuf ve lavların kimyasal yolla ayrışması ile oluşan, egemen olarak montmorillonit minerali içeren ve formülü $Al_4Si_8O_{20}(OH_4).nH_2O$ olan killer bentonit olarak adlandırılabilir. Geniş bir kullanım alanına sahip olan bentonit en çok sondaj sektöründe kullanılmaktadır. Dünyada sondaj bentoniti talebi senelere bağlı olarak değişim göstermekle birlikte, 2010 yılında ortalama 1-1,3 milyon ton/yıl civarındadır. Şekil 6.12'te bentonitin kullanım alanları gösterilmiştir.

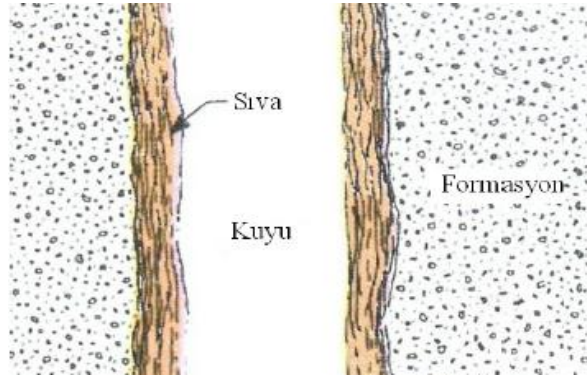


Şekil 6. 12 Bentonitin kullanım alanları

Bentonitin sondaj çamurunda kullanılmasının sebeplerini ise şu şekilde açıklayabiliriz:

- Yüksek viskozite ve jel yapma özelliğinden dolayı sondaj çamuru içerisindeki kırıntıları askıda tutar. Dolayısıyla, çamur içerisindeki formasyon kırıntıları kuyu tabanına çökmez ve matkabin sıkışması da önlenmiş olur.
- Çamur içerisindeki formasyon kesintilerinin kayma hızlarını azaltarak etkili bir kuyu temizliği sağlanmaktadır.
- Yüksek sıvama özelliği ile kuyu cidarında sağlam ve düzgün sıva oluşturarak sondaj kuyusu hareketsizliğini (kalıcılığı) korur.
- Kayganlık özelliğinden dolayı kuyuda, matkapta ve sondaj dizisinde çok iyi bir yağlama görevi yapmaktadır.

Şekil 6.13'de bentonitin sondaj duvarında sıva yapması gösterilmiştir.



Şekil 6. 13 Bentonitin sondaj duvarına sıva yapması

6.2.2 Boru malzemesi ve ısı taşıyıcı akışkanlar [7]

Soğurucu borular genellikle yüksek-yoğunluklu polietilen (HDPE) malzemeden üretilmektedir. Fakat geçmişte PVC malzeme de denenmiştir. Beton kazıklar için, bu borular destek kafesine sabitlenmektedir. Boru çapları genel olarak 20-32 mm arasında değişmekte olup boru uzunluklarını, kazıkların performans gereksinimleri ve uzunluklarını da içeren çeşitli faktörler belirlemede etkin rol oynar. Isı taşıyıcı akışkan, topraktan ısı alınması yada verilmesine bağlı olarak borular aracılığı ile dağıtılmaktadır. Binalar için, soğutma yüklerinin ısıtma yüklerine nazaran daha yüksek olduğu bölgelerde su kullanımı yeterli olabilmektedir. Bu yaygın bir kullanımdır, fakat daha soğuk iklim bölgelerinde akışın donması boruya hasar vereceği için bu tür iklime sahip olan alanlarda kullanılması tavsiye edilmemektedir. Bu yüzden ısı taşıyıcı akışkan seçimi oldukça önemlidir. Akışkan seçimi yapılırken kullanılabilirlik, ekonomik ve korozyon direnci gibi faktörler baz alınmalıdır. Soğuk iklim bölgeleri için, glikoz-su karışımları, tuz çözeltisi solüsyonları, deniz tuzu, potasyum asetat ve hatta metanol gibi antifriz solüsyonları kullanmak mümkündür.

6.2.3 Uygulama esasları ve test protokolü [24]

Enerji kazık projelerinde yapılan montaj ve test işlemleri genelde aşağıdaki esaslar baz alınarak yapılmaktadır.

Boruların fore kazıklar içine döşenmesi:

- Borular kazıkların içerisinde destek halkaları ve dış kazık kafesi arasında yer alan korumalı bölgede konumlandırılır.

- Borular kazık kafesine plastik cırt-cırt malzeme ile betonlama esnasında oluşacak kuvvetler nedeniyle hareket edemeyecek şekilde uygun aralıklarla (tercihen 0,5-1 m) sabitlenir.
- Kazıkların içerisine duruma bağlı olarak belirli sayılarda boru döşenir. Eğer U tipinde borular döşenecekse kazığın en alt noktasında birbirlerine paralel olarak uygulanmalı ve birbirleriyle temas etmemelidir.
- Azami ısı kazanım amacıyla kazık uzunluğundan olabildiğince faydalanmak amaçlanır. Bu yüzden borular kazığın alt kısmında kafes bitimine olabildiğince yakın bölgede döndürülmelidir.
- Kazığın içine döşenmiş olan U tip boruların inişi gidiş, çıkışı ise dönüş hattı olacaktır. Bu gidiş ve dönüş hatları ileriki aşamalarda kazığın üst kısmında bir araya toplanacakları için, borular kazık içerisinde olabildiğince yukarıda birbirlerine yaklaştırılarak sabitlenir.

Enerji kazıklarının sondaj deliğine gömülmesi ve betonlama:

- Kazıklar kuyuya indirilirken üst kısmında açığındaki boruların herhangi bir sebeple zarar görmemesi sağlanır.
- Betonlama esnasında kullanılan huninin dikkatli bir şekilde kazık başına yerleştirilmesi sağlanır.
- Sondaj için kullanılan metal muhafaza boru kuyudan çekilirken borulara zarar vermemesi engellenir.

Basınç testi ve basınç kontrolleri:

- Basınç testinden önce, teslim alınan ve kazıklar içerisine döşenecek borular hasarsızlık kontrolünden geçirilir.
- İlk olarak kazık üzerine sabitlenen borulara basınç testi uygulanır. Bu esnada boruların bağlantısı için fittingler kullanılır. Bu fittinglerin üzerine uygun iç dış ölçüsüne sahip küresel vanalar takılır.
- U borunun tek tarafında küresel vananın üzerine uygun geçiş parçası ile manometre monte edilir. Boru asgari 6 bar basınç ile ön yükleme yapıldıktan sonra 30 dakika boyunca bu şekilde bırakılır.

- Ön yükleme süresi dolduktan sonra ilk test basıncı tekrar oluşturulur. 60 dakikalık ikinci test süresi başlatılır. Bu sürenin sonunda borudaki basınç düşümü 0.2 bar'dan daha yüksek değilse basınç testi başarılı olarak sonlandırılır.
- İkinci aşamada ise kazıkların toprağa gömülmesinden sonra gerçekleştirilen basınç kontrolü vardır. Kazıkların toprağa gömülmesinden sonra manometre üzerinde okunan son değer takip edilerek borularda kaçak olup olmadığı kontrol edilir. Olası bir kaçak durumunda kazık enerji kazığı olarak kullanılamaz.
- Betonlama yapılmadan önce ise küresel vanalar kapalı konuma getirilerek manometre çıkarılır.
- Üçüncü aşamada ise betonlama işleminden sonra basınç kontrolü gerçekleştirilir. Basınçta bir düşüş yoksa borular basınç altındayken beton kurumaya bırakılır.
- Son olarak beton kuruduktan sonra tekrar basınç kontrolü yapılır. Basınçta bir düşüş yoksa basınç testi başarı ile sonuçlandırılmıştır.

6.3 Toprağın ısı özellikleri ve toprakla ilgili parametreler [2, 7]

Binanın arzu edilen ısıtma ve soğutma karakteristiğinin bilinmesi, çoğunlukla en önemli ilk basamağı oluşturmaktadır. Bu aşamada diğer önemli bir yön ise kullanım süresi olmaktadır. Bu detaylar sayesinde; monovalent mi yoksa bivalent işletim sistemine ihtiyaç olup olmadığı, optimum performansı sağlamak için hangi toprak cinsinin tercih edilmesi gerektiği ve aynı zamanda herhangi bir tasarımın uygulanabilirliği açısından ihtiyaç duyulan enerji gereksinimleri hesaplanmakta ve sistem gereksinimleri değerlendirilmesinden sonra geoteknik arazi etütleri aşağıdaki gibi gerçekleştirilir:

- Jeolojik tabaka (örneğin sığ profilin yanı sıra kaya temeli derinliğinin belirlenmesi)
- Geoteknik özellikler (örneğin su miktarı, yoğunluk, boşluk oranı, hidrolik özellikler, direnç parametreleri)
- Jeotermal özellikler (örneğin ısı iletkenlik, farklı sıcaklıklardaki özgül ısı kapasitesi, mevcut ısı gradyanı)

- Hidrojeolojik özellikler (örneğin yeraltı suyuna olan mesafe, su seviyesindeki dalgalanmalar, akış yönü ve hızı)
- Mineralojik ve jeokimyasal toprak özellikleri

Eldeki veriler ne kadar fazla ise o kadar fazla verim elde etme olanağı vardır. Bu da sistem performansının optimum düzeyde olmasını sağlar. Kazık çapları ve boşluk mesafesi, kazı gereksinimlerinin yanı sıra sistem performansını da etkilemektedir. Ayrıca, eğer kazı alanı sınırlı ise hem yapısal hem de ısı yükleri karşılanması, proje bütçesi ve kazık derinliği için kullanılacak kazık adedi bilinmesi gibi faktörlerden de etkilenmektedir.

6.3.1 Toprağın ısı iletkenliği [2]

Farklı zemin tiplerinde farklı ısı iletkenlik değerleri elde edildiğinden zemin tipleri bu çalışmaların verimliliği ve ısı transfer hesabı yapılması açısından önem kazanmaktadır.

Bu yüzden toprağın ısı iletkenliğinin bilinmesi gerekmektedir. Toprağın ısı iletkenliğini etkileyen faktörler şunlardır;

- Zemin tipi
- Tane boyutu
- Tane boyutu dağılımı
- Toprak gözenekliliği
- Toprağın doygunluk derecesi

Bu özellikleri incelenen zemin tabakası için bazı testler vasıtasıyla ısı iletim katsayısı bulunmaktadır. Isı iletkenlik hesaplamalarında bilim adamları Kersten'in 1949, De Vries'in 1963 ve Johansen'in 1975 yılında yapmış olduğu çalışmalarla çeşitli ampirik ve teorik formüller mevcuttur. Bu ampirik ifadelerin yanı sıra termal yanıt testi ve laboratuvar testleri ile de ısı iletim katsayılarının bulunması mümkündür. Çizelge 6.1'de bazı toprak çeşitlerine bağlı olarak literatürde verilen ve ölçüm sonucu bulunan toprak ısı iletim katsayıları verilmiştir.

Çizelge 6. 1 Literatürde verilen ve ölçüm sonucu bulunan ısı iletim katsayıları

Zemin tipi	Literatür (W/mK)	Ölçülen (W/mK)
Killi toprak	0,85-1,1	0,8-1,24
Silt	1,2-4	1,24-1,92
Doymuş kum	1,5-2,6	2,61
Kuru kum	0,4-1,1	0,22
Doymuş sert killi toprak	1,5-2,5	2,44-2,52
Doymuş toprak	0,2-0,6	0,56

6.3.2 Toprakla ilgili bağıntılar [11, 34]

Kersten (1949) çeşitli toprak türlerini test etmiş, donmuş ve donmamış toprak bölgeleri için toprağın ince taneli-kaba taneli yapısına bağlı olarak bağıntı türetmiştir. İnce taneli toprak yapısı için ısı iletim katsayısı bağıntıları aşağıda verilmiştir.

Donmamış bölge için;

$$\lambda = [0,9 \log W - 0,2] 10^{0,01 \rho_d} \quad (6.1)$$

Donmuş bölge için;

$$\lambda = 0,01(10^{0,022 \rho_d}) + 0,085 (10^{0,008 \rho_d}) W \quad (6.2)$$

Kaba taneli toprak yapısı için verilen bağıntılar aşağıda ifade edilmiştir.

Donmamış bölge için;

$$\lambda = [0,7 \log W + 0,4] 10^{0,01 \rho_d} \quad (6.3)$$

Donmuş bölge için;

$$\lambda = 0,076(10^{0,013 \rho_d}) + 0,032 (10^{0,0146 \rho_d}) W \quad (6.4)$$

Burada λ toprak ısı iletim katsayısı olup, W toprağın nem oranını ρ_d ise toprak yoğunluğunu ifade etmektedir.

Yapılan çalışmalarda toprak sıcaklığını üç bölgeye ayırmışlardır: heterotermal, nötr ve homotermal bölge. Dış sıcaklık ve yayılım, heterotermal bölgedeki toprak sıcaklığını etkilemektedir. Bu bölgede sıcaklık, zaman ve derinliğin fonksiyonu olarak değişmektedir. 6.5 ifadesi,

$$T(z,t) = T_{ort} + A_0 e^{-\left(\frac{z}{d}\right)} \times \left(\sin \left(\omega t - \frac{z}{d} \right) \right) \quad (6.5)$$

$T(t)$ dış sıcaklığa bağlı olarak yıllık ısıtma-soğutma yüklerini tanımlamaktadır. $T(z)$ belirli derinlikte yayılan ısı dalgalarını göstermektedir. T_{ort} yıllık ortalama toprak sıcaklığını, A_0 yıllık maksimum genişlik (genlik), z istenen sıcaklıktaki derinlik, d yıllık dalgalanmadaki sönümlene derinliği ve ω ise yıllık radyal frekansı ifade etmektedir. Yüzeyden belirli bir yükseklikteki ortalama hava sıcaklığı ile ilgili bağıntı 6.6 da verilmiştir.

$$\bar{T}_{hava} = 11,3 - 0.52h \quad (6.6)$$

Sıcaklık dalgalanması, toprakta nötr bölgeye doğru ulaştığında sabit olmaktadır (yüzeyden 10-50 m arası). Heterotermal bölgede sıcaklık, dış ısı akısı ve yıllık sinüzoidal dalgalanmadan çok fazla etkilenmemektedir. Sıcaklık ise her 100 m de düzenli olarak 3°C artmaktadır.

C_v hacimsel ısı kapasitesi, ρ yoğunluk, c_p özgül ısı ve λ ısı iletim katsayısını temsil etmek üzere, ısı kapasitesi ve ısı iletim katsayısını da içeren toprağın ısı özellikleri eşitlik 6.7 ve 6.8'de ifade edilmiştir. Buna göre toprağın ısı özellikleri mineral bileşenlerinden ayrı olarak düşünülemez. Burada alt indis olan s : katı fazı, f : sıvı faz durumunu göstermektedir. Porozite faktörü n olarak gösterilmekte ve bu üretilen ısı miktarı için önemlidir.

$$C_v = (1 - n)\rho_s c_s + n\rho_f c_f \quad (6.7)$$

$$\lambda = (1 - n)\lambda_s + n\lambda_f \quad (6.8)$$

Nemli (doymuş) toprak; kuru toprağa nazaran daha yüksek ısı kapasiteye sahiptir, yani nemli toprağın ısı iletim katsayısı kuru olana göre yaklaşık beş kat daha yüksek olmaktadır.

Topraktaki su ve hava içeriği ısı kapasitesi açısından önemli bir yer tutmakta ve yeraltı su akışı, ısı transfer açısından kilit bir faktör oluşturmaktadır. Tamamen doymuş bir toprakta, boşluk olmayacağı için sadece sıvı difüzyonu vasıtasıyla ısı taşınımı meydana gelirken, doymamış toprakta ise porozite faktörü devreye gireceğinden hem sıvı hem de buhar difüzyonu gerçekleşecektir.

Topraktaki yeraltı su akışına bağlı olarak su miktarı (θ) ve sıcaklık gradyanı T değişiklik göstermektedir. Su miktarı değişimi eş ısı yayınma katsayısı (D_θ) olarak ifade edilirken, sıcaklık değişimi ısı yayınma katsayısı (D_T) ile gösterilmektedir. Ancak, genelde $D_T < D_\theta$ olduğu için kuru ve nemli topraklarda ısı yayınma katsayısı (D_T) ihmal edilmektedir.

Sıvı fazda, yeraltı su hızı için verilen Darcy eşitliği olarak ta bilinen bağıntılar 6.9, 6.10 ve 6.11'de verilmiştir.

$$\vec{v}_l = -D_{\theta,l} \text{grad } \theta - D_{T,l} \text{grad } T - ki \quad (6.9)$$

$$D_{\theta,l} = k \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \quad (6.10)$$

$$D_{T,l} = k \frac{\psi}{\theta} \frac{\partial \sigma}{\partial T} \quad (6.11)$$

k hidrolik iletkenlik katsayısı ve i birim vektör (dikey yönde) olarak tanımlanmaktadır. Ayrıca sıvılarda eş ısı ve ısı yayınma katsayıları ($D_{\theta,l}$ ve $D_{T,l}$), kılcılık (ψ) ve yüzey gerilimine de (σ) bağlıdır.

Buhar faz hareketini, su buharının hava içerisindeki difüzyonu olarak tanımlarsak, Fick kanunu 6.12'da verilmiştir.

$$\vec{v}_v = -D_{T,v} \text{grad } T - D_{\theta,v} \text{grad } \theta \quad (6.12)$$

$D_{\theta,v}$: Buhar için eş ısı yayınma katsayısı $D_{T,v}$: Buhar için ısı yayınma katsayısı olarak ifade edebiliriz. Burada yeraltı su akışını, sıvı faz ve buhar fazdaki akışın toplamı şeklinde düşünebiliriz. Belirtilen iki sıvı yayınma katsayıları yüksek nem oranlarında büyük önem teşkil ederken, daha düşük nem oranlarında buhar yayınma katsayıları önemli olmaktadır.

Doymuş ve doymamış topraktaki yeraltı su akışı için 6.13 ve 6.14'te verilen bağıntılar kullanılır.

$$\vec{v}_{doymuş} = -k \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \text{grad } \theta = -k \text{ grad } \psi \quad (6.13)$$

$$\vec{v}_{doymamış} = -D_{\theta,v} \text{grad } \theta \quad (6.14)$$

Son olarak, katılardaki ısı transferi enerji korunum yasasını sağlamalıdır. Bağıntı 6.15'te verilmiştir.

$$C_v \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot \vec{q} = 0 \quad (6.15)$$

Toprak çeşidine bağlı olarak enerji korunum denklemleri ise 6.16, 6.17, 6.18 ve 6.19'da verilmiştir.

Doymuş toprak (yeraltı su akışı yok),

$$C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\lambda \text{ grad } T) \quad (6.16)$$

Doymuş toprak (yeraltı su akışı var),

$$C_v \frac{\partial T}{\partial t} - \rho_f c_f k \text{ grad } \psi \text{ grad } T = \text{div}(\lambda \text{ grad } T) \quad (6.17)$$

Doymamış toprak (yeraltı su akışı yok),

$$C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\lambda \text{ grad } T) - L_v \text{div}(D_{\theta,vap} \text{ grad } \theta) \quad (6.18)$$

Doymamış toprak (yeraltı su akışı var),

$$C_v \frac{\partial T}{\partial t} - \rho_f c_f k \text{ grad } \psi \text{ grad } T = \text{div}(\lambda \text{ grad } T) - L_v \text{div}(D_{\theta,vap} \text{ grad } \theta) \quad (6.19)$$

6.4 Kazıklarda kullanılan ısı değiştirici tipleri, seçimi ve etki eden faktörler [3, 5, 6]

Enerji kazıklarında irdelenmesi gereken diğer bir durum ise kazık ısı değiştirici tipleridir. Çünkü destek kafesine yerleştirilecek olan ısı değiştirici tiplerinin farklılığı ısı transferi ve verim açısından önemlidir. Ayrıca bu farklılık maliyet açısından düşünüldüğünde göz önünde bulundurulması gereken bir konudur.

Enerji kazıklarında şu an için en yaygın olarak dört farklı ısı değiştirici konfigürasyonu kullanılmaktadır. Bunlar Tekil-U, Çift-U, Üçlü-U ve W-tipi konfigürasyonlarıdır. Bu

çeşitlerin kendine has avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Çin de Tongji Üniversitesi Shanghai kentinde bu dört farklı ısı değiştiricisi tip seçimi için çalışma yürütmüşlerdir. Hangi tipin daha verimli ve maliyet açısından en uygun olduğunun belirlenmesi amaçlanmış, deney verileri ile nümerik sonuçlar kıyaslanmıştır. Yine Shanghai kentinde aktif mimari bir kompleks yapıya uygulanan enerji kazık sistemindeki ısı değiştiricileri için; ısı değiştirici tipinin etkisi, ortalama akış debinin etkisi ve giriş sıcaklığının etkisi gibi faktörleri açıklamak için çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

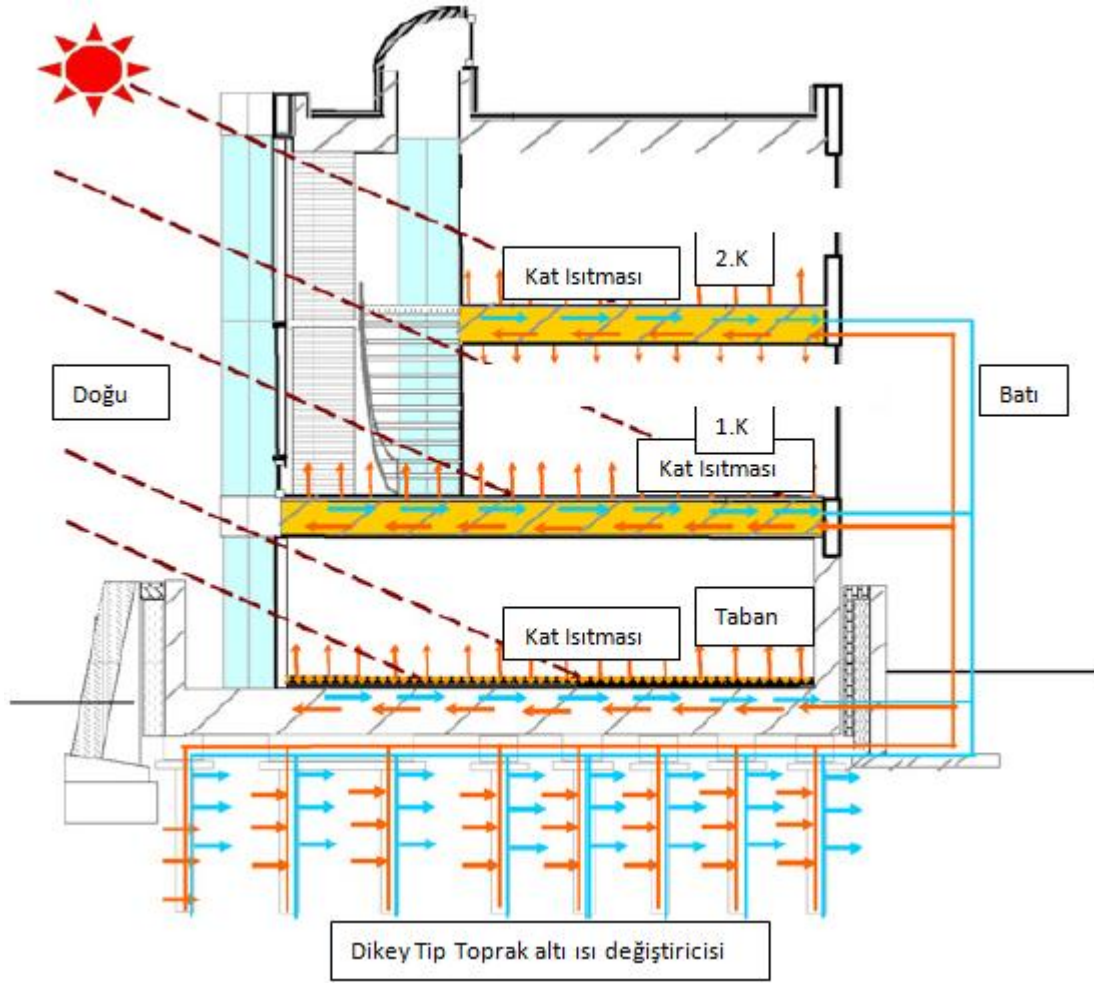
Kazık ısı değiştirici seçimine girmeden önce Japonya'nın Sapporo kentinde Kasım 2000 yılında tamamlanmış olan çalışma bize iyi bir örnek teşkil etmektedir. Bu çalışmada binanın ısı yük analizi iki farklı hesaplama yöntemi ile sunulmuş ve U-tipi ısı değiştiricinin farklı durumları için ısı atım oranları mukayese edilmiştir.

Ev olarak tasarlanan ve ofis ile birleşik yapılan bina 2 katlıdır. Şekil 6.14 binanın dış görünüşü Şekil 6.15'de ise binanın ısıtma yapılması durumundaki görünüşü verilmiştir. Binanın hemen altında bulunan enerji kazıkları ise iklimlendirme için kullanılmaktadır. Kat ve tavana döşenmiş borular boyunca ısı iletimi sağlanmakta, aynı zamanda sıcak su da elde edilmektedir.



Şekil 6. 14 Binanın dış görünüşü

Isıtma durumu için konsept görünüm ise Şekil 6.15'de gösterilmiştir.



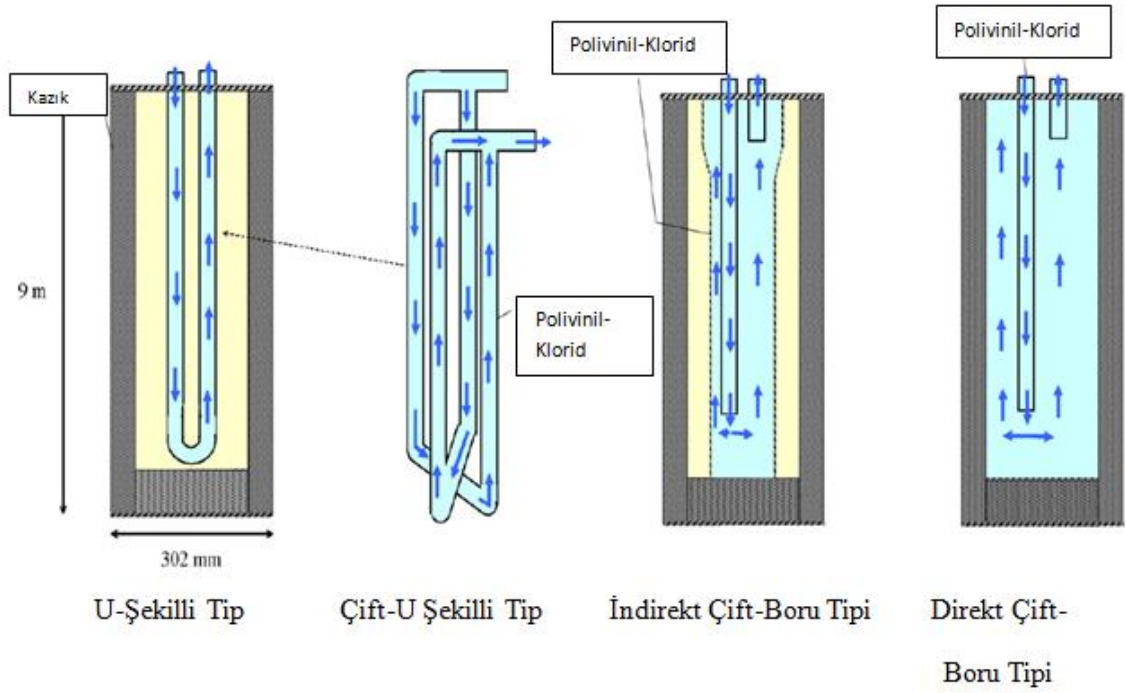
Şekil 6. 15 Isıtma durumu için konsept şekil

Bina için yapılan ısı yük analizinde; ısı yük karakteristikleri kapsamlı olarak Lumped parametre sistem metodu ve SMASH (ısı yük hesaplama programı) baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Çizelge 6.2'de ise bu binanın iklimlendirme yük sonuçlarını göstermektedir. Lumped parametre sistemine göre hesaplanan maksimum ısıtma yükü 45,6 kW'tır. SMASH programına göre maksimum ısıtma yükü 49,7 kW ve maksimum soğutma yükü ise 23,5 kW olmaktadır. İklimlendirme süresince toplam yük miktarı (yıllık) ısıtma için 80,7 GJ ve soğutma için ise 30,6 GJ olmaktadır. Binanın ısı kaybı katsayısı $2,41 \text{ W/ m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 6. 2 Isıtma yükü hesap sonuçları

Lumped parametre sistemine göre hesaplanan değerler	Maksimum ısıtma yükü (11 saat belirli aralıklarla)	45,6 kW
SMASH programına göre hesaplanan değerler (24 saat kesintisiz çalışma)	Yıllık ısıtma yükü	101,41 GJ
	Yıllık soğutma yükü	33,02 GJ
	Maksimum ısıtma yükü	17,3 kW
	Maksimum soğutma yükü	17,4 kW
(11 saat belirli aralıklarla çalışma)	Yıllık ısıtma yükü	80,65 GJ
	Yıllık soğutma yükü	30,64 GJ
	Maksimum ısıtma yükü	49,7 kW
	Maksimum soğutma yükü	23,5 kW
Isı kaybı katsayısı	2,41 W/m ² K	

Bina ısı yük analiz sonuçları listelendikten sonra U-tipi ısı değiştirici için 4 farklı metot uygun görülmüştür. Isı taşıyıcı ortam olarak su kullanıldığında, direkt çift-boru tipinin ısı transferi yönünden en uygun tercih olabileceği tahmin edilmiştir. Fakat diğer yandan ise antifriz çözeltisi varsayıldığında olası bir sızıntı için U-tipi, çift-U tipi ve indirekt çift-U boru tiplerini göz önünde bulundurulmasını zorunlu kılmıştır (Şekil 6.16). Bu yüzden sürtünme kazıkları kurulumundan hemen sonra, bu üç farklı ısı değiştiricisi üzerinde performans testleri yürütülmüştür.



Şekil 6. 16 U-tip ısı değıştirci için 4 farklı durum

Çizelge 6.3'de ise kazık ısı değıştircilerinin performans test sonuçları gösterilmiştir. Bütün ısı değıştircileri için akışkan giriş sıcaklığı ve volumetrik akış debisi, yaklaşık 20°C ve 5 l/dak olarak ayarlanmıştır. Gerçekte ise ancak tablodaki gibi değışim göstermektedir. Isı atım (yayma) oranları, topraktaki ısı atımının kazık uzunluğuna bölünmesi ile hesaplanmıştır. Bu oranlar ise U, çift-U ve indirekt çift-U boru tipinde sırasıyla 53,81, 54,76 ve 68,71 W/m gibi oldukça yüksek değerlerde olduğu görülmüştür. U-şekilli tip standart olarak göz önüne alındığında ısı atım oranı açısından ciddi bir farklılık gözlenmemiştir (yaklaşık 1,0). Fakat çift-U ve indirekt çift-U boru tipi için ısı atım oranları sırasıyla 1,02 ve 1,28 olarak bulunmuştur. Bu sonuçların yanı sıra, çalışabilirlik ve ekonomik verim açısından düşünüldüğünde Çift U-şekilli boru tipinde çalışılması kararlaştırılmıştır. Sapporo kentinde yapılan bu çalışmada kullanılan boru malzemesi Polivinil-Klorid olup boru dış çapı 34,4 mm ve iç çap ise 28,8 mm dir.

Çizelge 6. 3 U-tipi kazık ısı değıştircisi için performans test sonuçları

U-tipi kazık ısı değıştircileri			
	U-Tipi	Çift-U Tipi	İndirekt Çift-Boru Tipi
Toprağı verilen akış sıcaklığı (°C)	17,29	18,90	21,07
Akış geri dönüş sıcaklığı (°C)	16,21	16,98	19,33
Ort. akış sıcaklığı (°C)	17,00	17,94	20,20
Volumetrik akış debisi (l/dak)	4,38	4,06	4,60
Isı atımı (W/m)	53,81	54,76	68,71
Isı atım oranı	1,00	1,02	1,28

U-tipi ısı değıştircileri üzerinde yapılmış olan bu performans test sonuçlarını yorumlayacak olursak; ısı atım miktarı açısından en yüksek değeri indirekt çift boru tipinde görülmektedir. Bu ise sistemin daha verimli çalışacağı hakkında bize bir fikir vermektedir. Ancak konstrüksiyon ve maliyet açısından düşünüldüğünde Çift-U tipi daha uygun bulunmuş ve Sapporo kentinde yapılan projede ise bu tip kullanılmıştır.

6.4.1 Kazık ısı değıştirci tipinin seçimi [5]

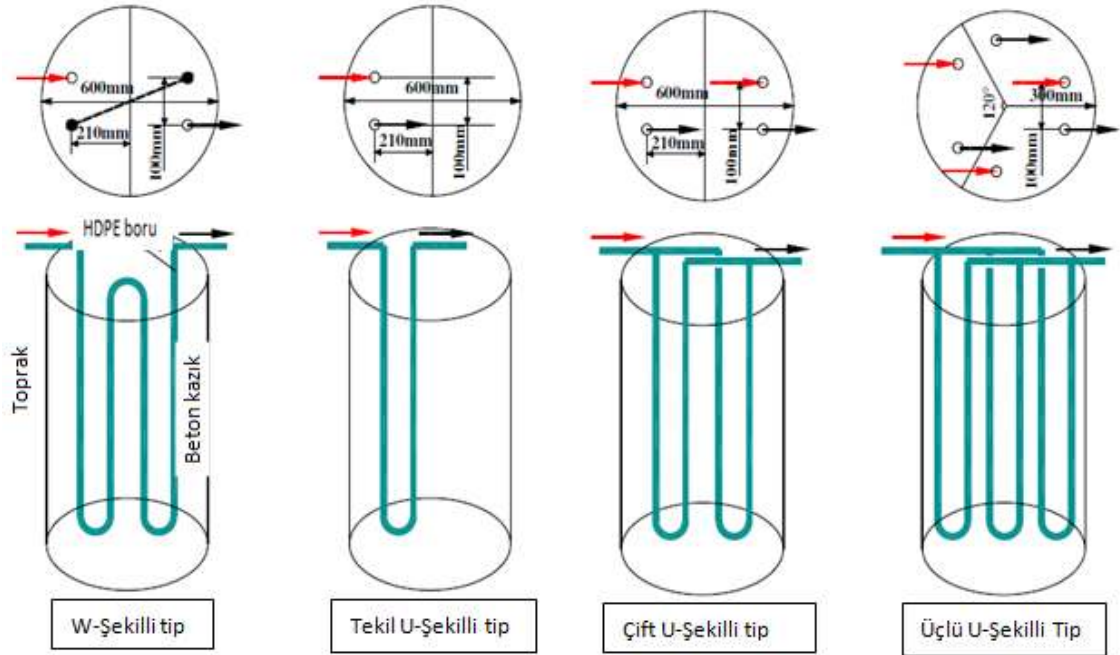
Shanghai kentinde uygulanan toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için jeoloji mühendislik raporu 2006 yılında tamamlanmış ve 100 m x 1.000 m arazi alanına 5.500 adet beton yapımı enerji kazık sistemi uygulanmıştır. Bu enerji kazıkları bir toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde çalışacak ve mahaldeki ısıtma ve soğutma yükünün yaklaşık %30'unu karşılayacak şekilde tasarlanmıştır. İklim verilerine göre mahal soğutma sezonu Mayıs-Eylül, ısıtma sezonu ise Aralık-Şubat arası olarak belirlenmiştir.

Shanghai'de, toprak yüzeyindeki donma derinliği yaklaşık 8 cm' dir ve 5 m derinlikteki mesafede sıcaklık neredeyse stabil olmaktadır. 25 m uzunluğına sahip ısı değıştirciler,

dikey yönde toprağa 5 metre derinlikte döşenmiş ve beton taşıyıcı kazıklar kullanılmıştır. Kazıkların dış çapı 600 mm dir. Yüksek-yoğunluklu polietilen boruda akan ısı taşıyıcı akışkan olarak su kullanılmaktadır. Mahalde yapılan deneyde, yüksek basınç kayıpları ve maliyet gibi durumlar göz önünde bulundurularak, sadece U ve W tipi ısı değıştircileri uygulanmıştır. Konstrüksiyon ve tasarım sebebiyle boru yerleşim düzeni sınırlı olmaktadır. Bu yüzden çelik kafese sıkı biçimde tutturulması açısından uzun boru hattı kullanılması gereklidir. Beton, HDPE ve toprak özellikleri Çizelge 6.4'te verilmiştir. Ayrıca incelenen (boru iç çapı $D_{iç} = 2$ cm) ısı değıştircisi konfigürasyonları da Şekil 6.17'de gösterilmiştir.

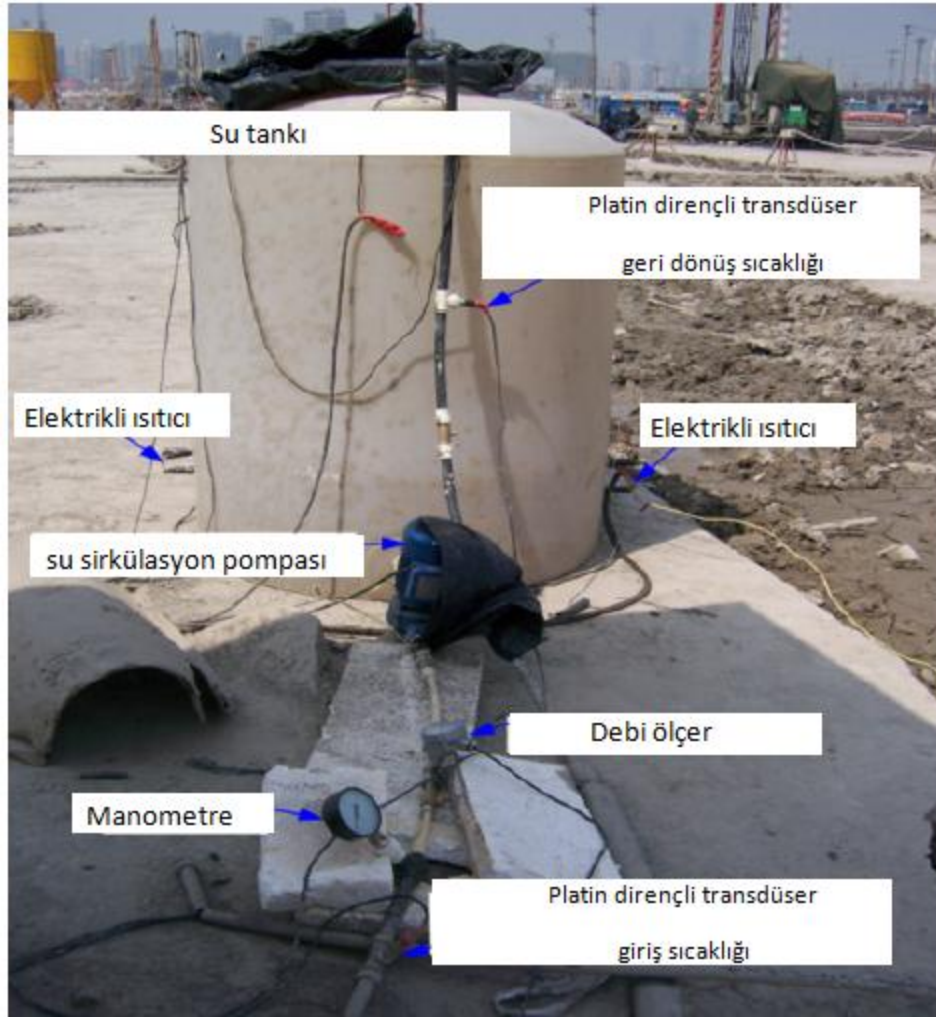
Çizelge 6. 4 Malzemelerin fiziksel özellikleri

Malzeme	Isı iletkenlik katsayısı (W/m K)	Yoğunluk (kg/m ³)	Isı kapasitesi (J/kg K)
Toprak (çamurlu)	1,3	1.847	1.200
Beton	1,628	2.500	837
HDPE	0,42	1.100	1.465



Şekil 6. 17 İncelenen 4 tip kazık ısı değıştircisi

Bu dört tip kazık ısı değiştiricisi ile ilgili yapılan performans deneyi Shanghai de bir mahalde yürütülmüştür. Su tankı ve iki adet elektrikli ısıtıcı sayesinde, polietilen borularda 35°C de su gönderilmektedir. Su gidiş ve dönüş sıcaklığı, hassasiyeti 0,15°C olan, A-sınıf PT100 model sensöre sahip platin dirençli termometre ile ölçülmüştür. Volumetrik akış debisi, hassasiyeti 0,005 m³/h olan LWGY-10 model bir debi ölçer ile sağlanmıştır. Bu dört çeşit kazık ısı değiştiricisinin ısı transfer performansını gözlemlemek için dinamik ölçümlendirme yapılmış ve bütün parametreler stabil olduğu zaman sonuçlar elde edilmiştir.



şekil 6. 18 Mahal yerinde kurulan deney sistemi

Elde edilen su sıcaklığı 35°C olup, akış debisi  bölümde kontrol edilmektedir; 0,342 m³/h, çift debi ve üçlü akış debisidir. 5 m derinliğindeki toprak sıcaklığı neredeyse sabit ve ölçümlere göre ortalama 18,2°C olmaktadır. Çizelge 6.5'te deney verilerine göre kazık ısı değiştiricilerinin performansı verilmiştir.

Çizelge 6. 5 Deney verilerine göre kazık ısı değıştirici performansları

Çeşitler	Kazık ısı değıştiricisine giriş sıcaklığı $T_g (^{\circ}\text{C})$	Kazık ısı değıştiricisinden çıkış sıcaklığı $T_{\check{c}} (^{\circ}\text{C})$	Sıcaklık farkı $\Delta t (^{\circ}\text{C})$	Su akış debisi $\dot{V} (\text{m}^3/\text{h})$	Enerji kazancı(elde si) $Q_1 (\text{W/m})$	Isı transfer katsayısı $K (\text{W/m}^{\circ}\text{C})$
W-Tipi	35,02	29,88	5,14	0,342	83,05	5,840
W-Tipi ve çift akış debisi	34,79	31,88	2,91	0,342·2	94,25	6,230
Tekil U-Tipi	35,13	31,56	3,57	0,342	57,84	3,891
Çift U-Tipi	35,08	32,30	2,78	0,342·2	89,53	5,780
Üçlü U-Tipi	34,88	32,63	2,25	0,342·3	108,07	6,947

Bu çizelgede deney sonuçlarından alınan veriler ışığında ısı değıştirici için verilen su akış debilerine göre enerji kazancı ve ısı transfer katsayıları sunulmuştur. Bu tablo bize daha sonra yapılan nümerik sonuçlardan elde edilen verilerle kıyaslama imkanı verecektir.

6.4.2 Kazık ısı değıştirici tipinin seçimi [5]

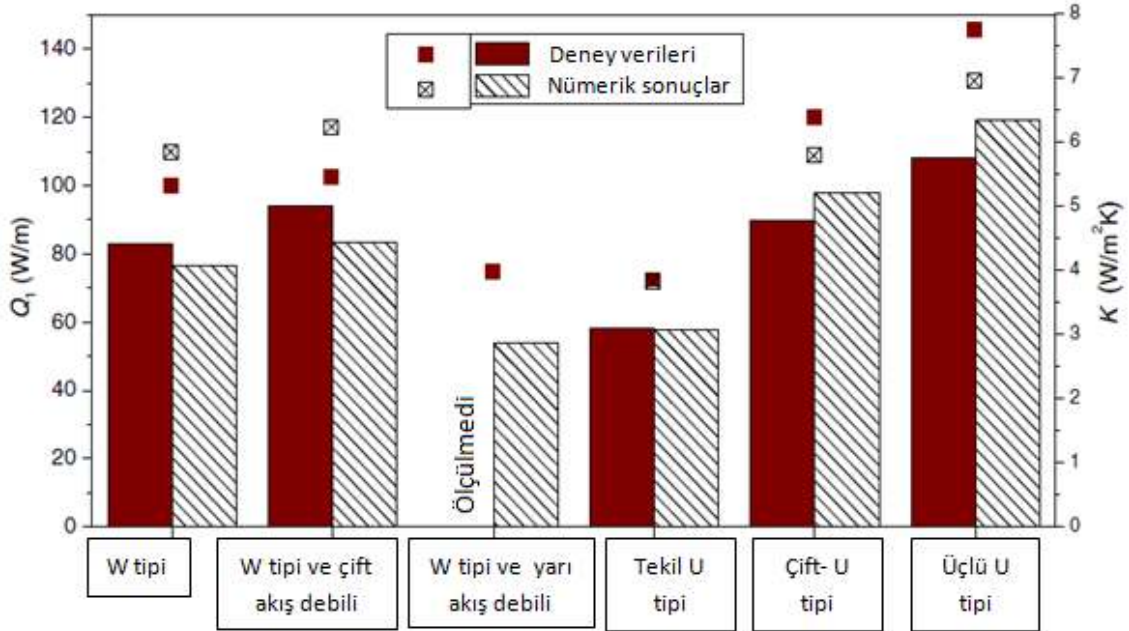
Nümerik sonuçlar deney verileri ile kıyaslanmış ve incelenen ısı değıştirici tiplerinin ısı transfer performansını değerlendirmede kullanılmıştır. Enerji kazancı ve ısı transferi katsayısı aşağıdaki bağıntılara göre hesaplanmıştır.

$$Q_1 = \frac{c_p \cdot \rho \cdot \dot{V} (t_g - t_{\check{c}})}{l} \quad (6.20)$$

$$K = \frac{Q}{0,002 \cdot \pi \cdot l \cdot p \left(\frac{t_g + t_{\check{c}}}{2} - 18,2 \right)} \quad (6.21)$$

Burada l boru hattı derinliği, l_p toplam boru hat uzunluğu olup sırasıyla yaklaşık 25 m ve 160 m dir.

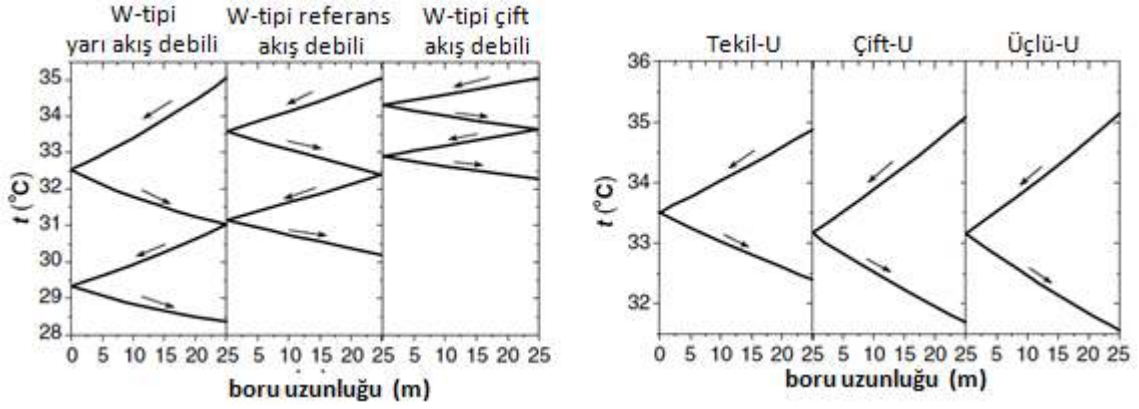
Isı transfer performansının nümerik ve deney sonuçlarıyla kıyaslanması Şekil 6.19'da gösterilmiştir. Nümerik sonuç ve deney verilerine dayanarak mutlak enerji kazancı, en yüksek olarak üçlü-U tipi ısı değiştiricisinde görülmüş ve bunu sırasıyla çift-U tipi, çift akış debili W tipi, referans akış debili W tipi, U tipi ve yarı akış debili W tipi izlemiştir. Daha sonra ise referans akış debisi ($0,342 \text{ m}^3/\text{h}$), çift akış debisine sahip çift-U tipi, üç akış debili üçlü U tipi izlemektedir. Ancak çift akış debili çift-U tipi ve üç akış debili üçlü-U tipleri, referans debisine sahip W tipi ile mukayese edildiğinde, enerji kazancı sırası ile %28 ve %56 daha fazla olmaktadır. Ayrıca çift akış debili W tipinin mutlak enerji kazancı, referans akış debili olan W tipi ile karşılaştırıldığında sadece %10 daha fazla iken, referans akış debili W tipinin yarı akış debisine sahip olana göre %43 daha fazla enerji kazancı sağladığı görülmüştür. Nispeten, referans akış debili W tipinin en verimli ısı değiştiricisi tip olacağı öngörülmüş ve projede kullanılmıştır. Mahalde kullanmak üzere W tipi seçilmiştir. Bu tipin geniş ölçekli sistemlere uyarlanması U tipine nazaran daha basittir.



Şekil 6. 19 Isı transfer performansının nümerik ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması

Boru boyunca su akışının aksel sıcaklık değişimi ise Şekil 6.20'de gösterilmiştir. Su sıcaklığı akış yönü boyunca azalmaktadır. Bu durum ise, su sıcaklık değişiminin boru boyunca lineer olması ile açıklanabilir. Ancak, eğimde hafif değişimler gözlenmiştir. Bu

ise sıcaklığın üniform olarak azalmadığını gösterir. Bunun nedeni ise, su sıcaklığının azalmasının borudaki sudan toprağa olan ısı transfer potansiyelini azaltmakta olduğu ve bununla su sıcaklığında daha yavaş bir düşüşe sebep olmasıdır.



Şekil 6. 20 Boru boyunca su akışının aksel sıcaklık değişimi

6.4.3 Isıtma-soğutma sezonuna göre kazık çevresindeki toprak sıcaklık bölgeleri [5]

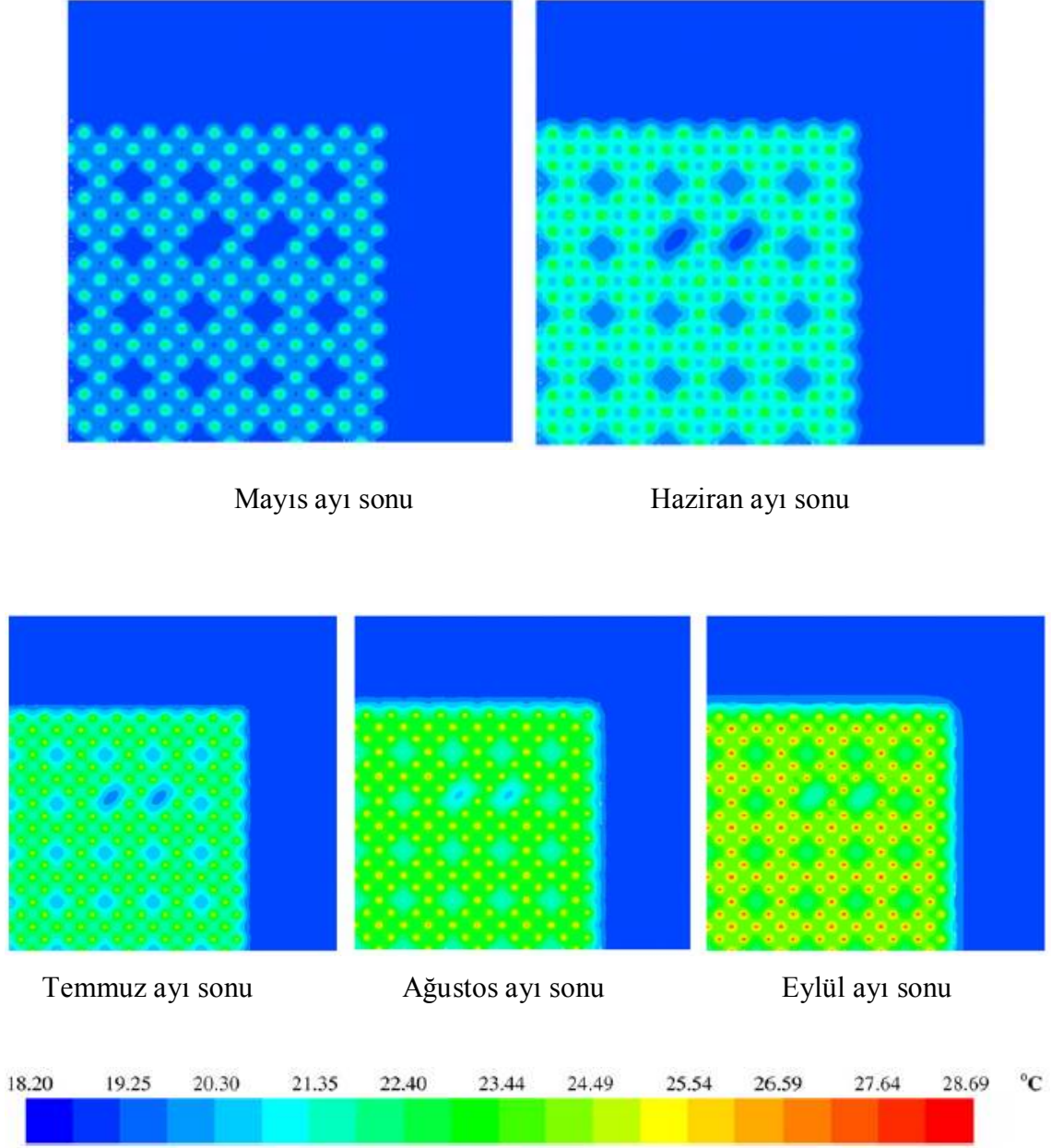
Shangai de yapılan bu çalışmada iki farklı durum için simülasyon yapılmıştır. Başlangıç değeri 18,2°C alınarak beş yıllık toprak sıcaklık dağılımı nümerik olarak çözümlenmiştir. Simülasyon çalışmasının yapıldığı şartlar ve tasarım yükleri Çizelge 6.6'te verilmiştir.

Çizelge 6. 6 Tek kazık için tasarım yükü ve enerji kazancı (W tipi, ref. akış debili)

Isı düzensizlik oranı	Soğutma sezonu (5 ay, Mayıs-Eylül)		Isıtma sezonu (3 ay, Aralık-Şubat)	
	Tasarım yükü (W/m)	Toplam enerji kazancı (MJ)	Tasarım yükü (W/m)	Toplam enerji kazancı (MJ)
Durum 1: %10	54,0	8.748	81,0	7.873
Durum 2: %3	45,7	7.395	73,8	7.173

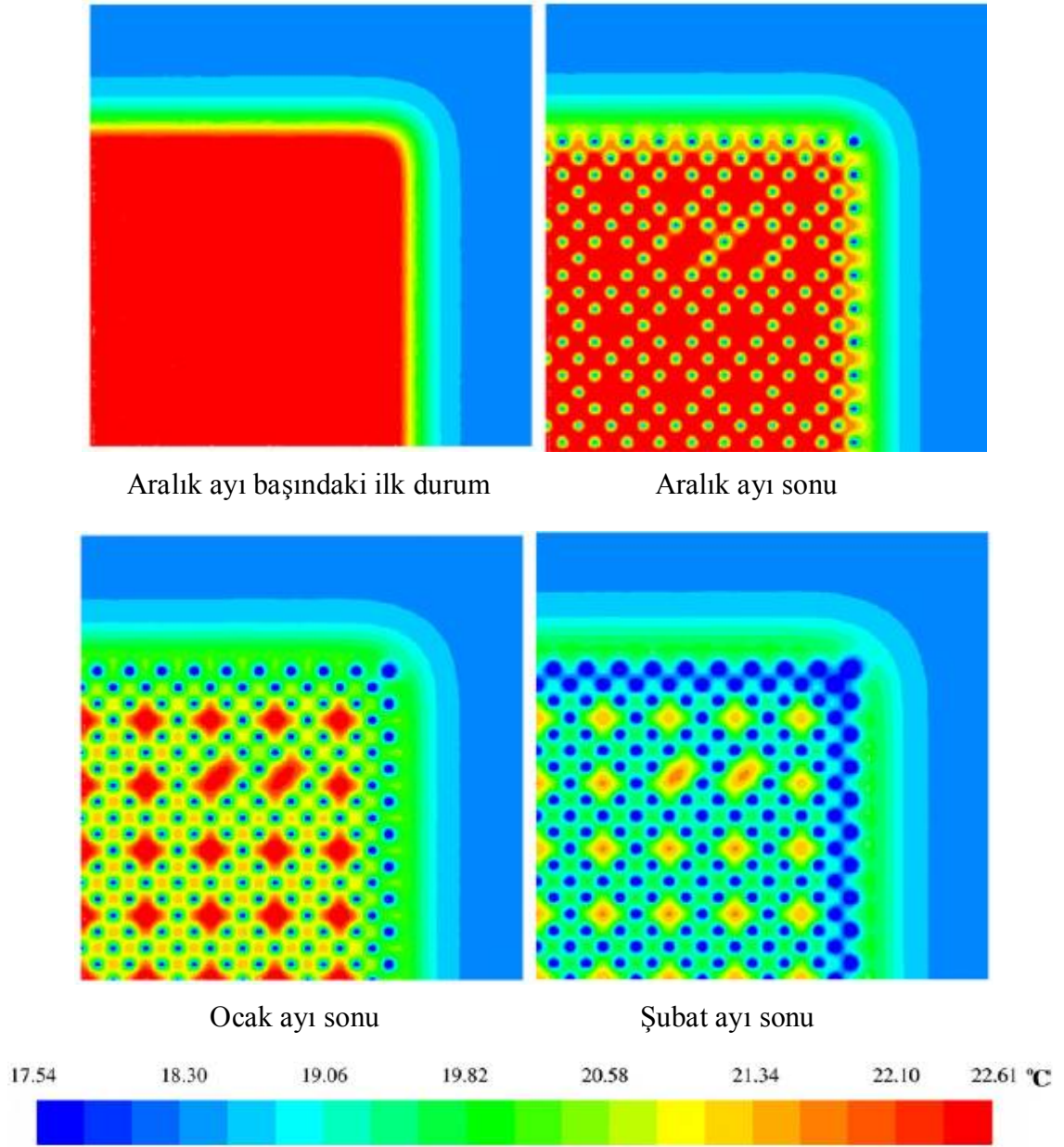
Isı düzensizlik oranının %10 olduğu birinci durumda, toprak sıcaklık bölgeleri soğutma ve ısıtma sezonu için sırasıyla Şekil 6.21 ve Şekil 6.22'de gösterilmiştir. Şekil 6.21, soğutma sezonu boyunca Mayıs-Eylül ayları arasındaki sıcaklık artışını göstermektedir. Açıkça görülüyor ki, yüksek sıcaklıklar kazık civarında olmaktadır. Soğutma sezonunda

ortalama sıcaklık 28,7°C ye kadar artış göstermiştir ki bunun anlamı toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde soğutma periyodu boyunca enerji kazıklarından alınan verim yavaş yavaş azalmaktadır.



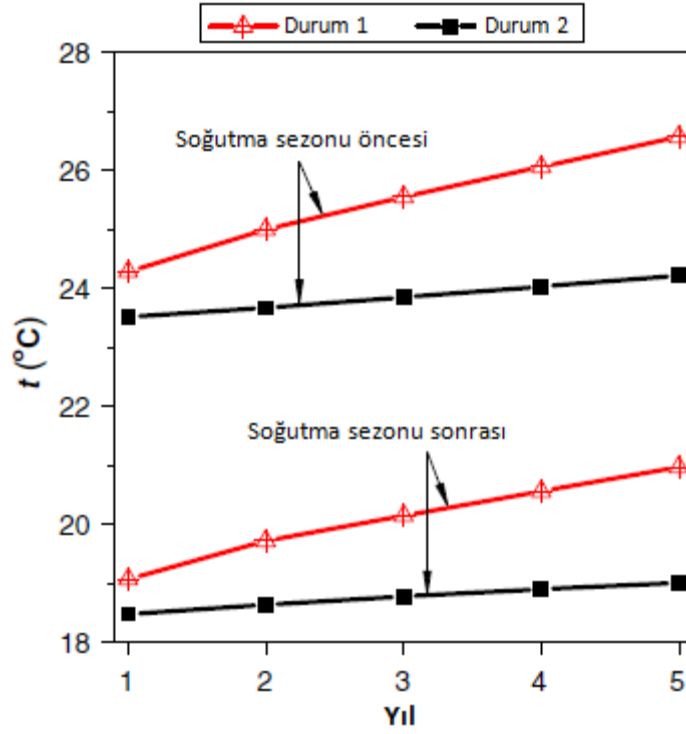
Şekil 6. 21 Isı düzenlik oranı %10 durumunda soğutma sezonu boyunca toprak sıcaklık bölgeleri

Şekil 6.22'de ise ısıtma sezonu başındaki toprak sıcaklık bölgesini ve ısıtma sezonu boyunca Aralık-Şubat ayları arasındaki sıcaklık azalması gösterilmiştir.



Şekil 6. 22 Isı düzensizlik oranı %10 durumunda ısıtma sezonu boyunca toprak sıcaklık bölgeleri

Enerji kazık civarındaki toprak sıcaklığı, 3 aylık ısıtma periyodu boyunca önemli oranda azalırken, toplam ortalama sıcaklık düşüşü $19,1^{\circ}\text{C}$ ye kadar olmaktadır. Bunun anlamı, ısı değiştiricilerinin soğutma kapasitesi %6 daha azalacak demektir. Toprakta gerçek enerji kazancını net bir şekilde elde etmek zordur. Ancak, ısıtma ve soğutma sezonu boyunca elde edilen ortalama sıcaklık değerleri jeotermal enerji potansiyelini değerlendirmede kullanılabilir. Şekil 6.23'de soğutma sezonu öncesi ve sonrasına ait yıllık ortalama toprak sıcaklığını gösterilmiştir.

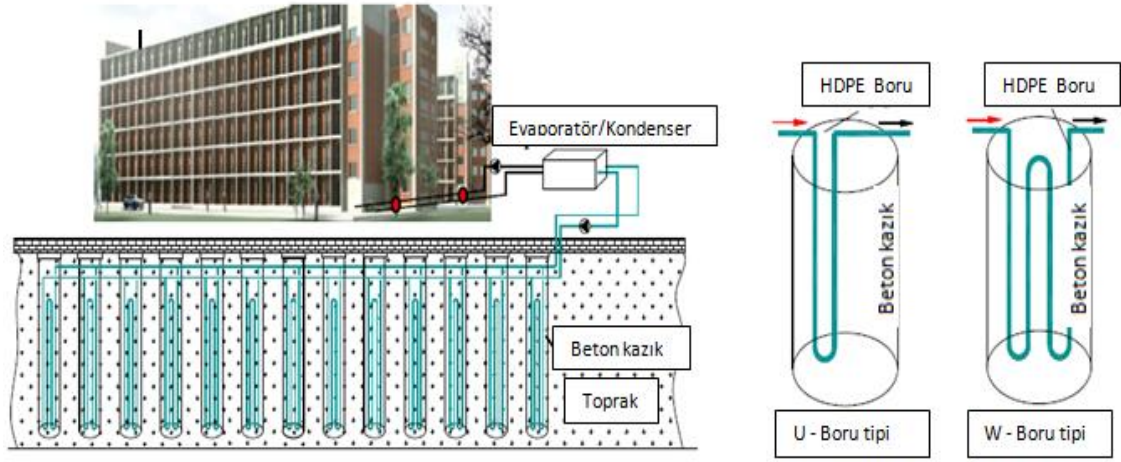


Şekil 6. 23 Yıllık ortalama toprak sıcaklığı

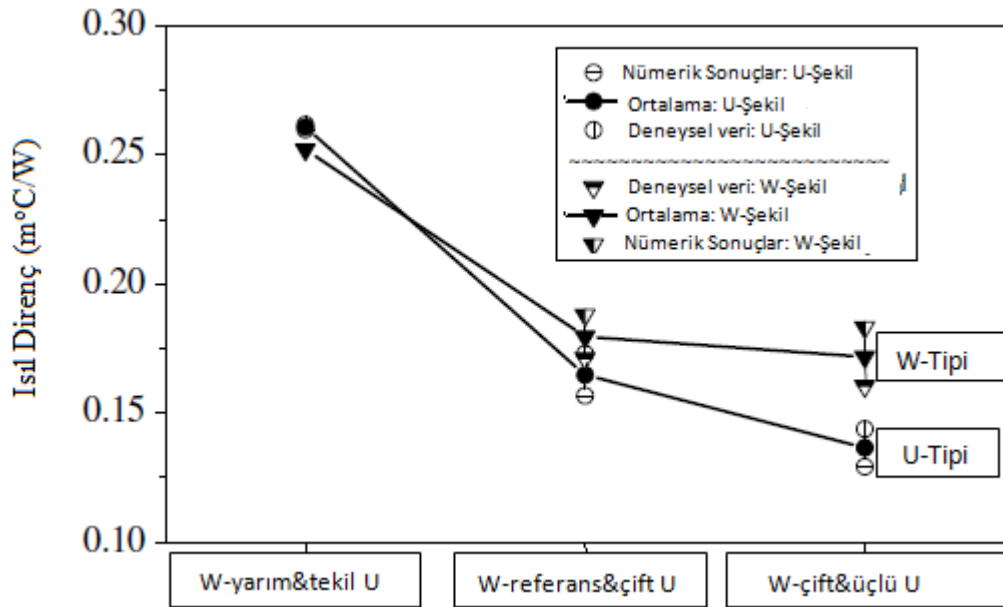
6.4.4 Kazık ısı değiştirici tipinin etkisi [6]

Shangai de yapılan enerji kazık çalışmasına ek olarak kazık ısı değiştirici tipinin seçimini netleştirmek adına yine belirli çalışmalar yürütülmüştür. Bir önceki bölümde W tipi ısı değiştiricinin seçilmesi uygun görülmüştü. Fakat bunu belirginleştirmek adına U-tipi ve W-tipi ısı değiştiricileri arasındaki farklı su akış debilerine bağlı olarak ısı atım oranı ve ısı direnç kıyaslaması araştırılmıştır. Referans debisi olarak yine 0,342 m³/h belirlenmiştir. Daha önceki bölümde belirtildiği üzere U-tipi için üç farklı konfigürasyon kullanılmış olup, W-tipi için ise referans akış debili, referans akış debili (yarım) ve çift akış debisi uygulanmıştır. Ortalama deneysel ve nümerik çalışmalar sonucu en verimli kazık ısı değiştirici tipi belirlenmesi amaçlanmıştır.

Binaya uygulanan kazık temelli ısı değiştirici için şematik görünüm Şekil 6.24'de gösterilmiştir.



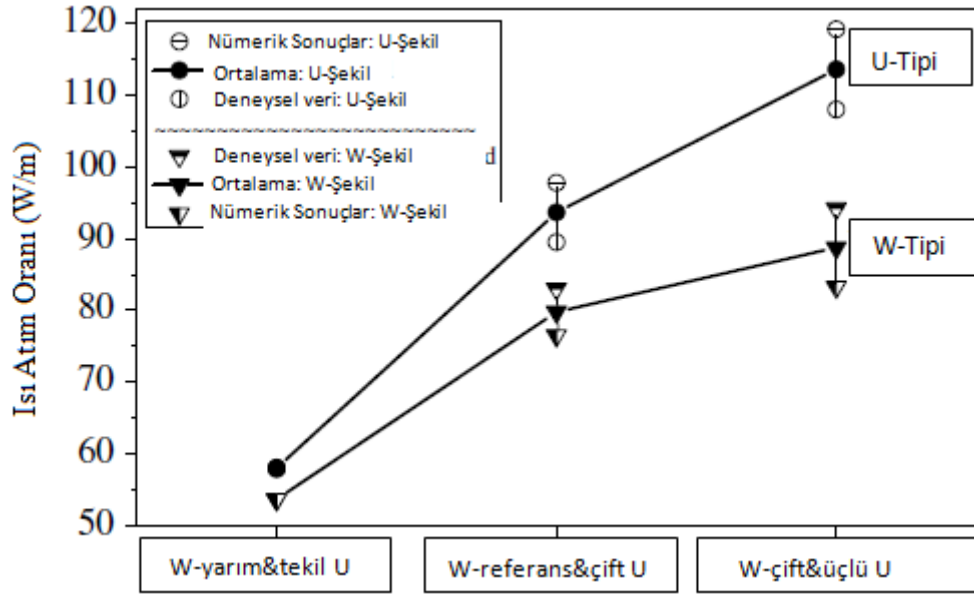
Şekil 6. 24 Mahal ısıtma ve soğutma için enerji kazık sisteminin şematik görünüşü ve uygulanan iki tipteki kazık ısı değişiricileri



Şekil 6. 25 U-boru ve W-boru tipte kazık ısı değişiricileri arasındaki ısıl direncin karşılaştırılması ve farklı su akış debilerinin kıyaslanması

Şekil 6.25 ve Şekil 6.26'da ise bu iki farklı ısı değişiricilerinin nümerik-deneyisel performansı ve farklı su akış debilerine bağlı olarak ısıl dirençleri ile ısı atım oranları grafiklere yansıtılmıştır. Grafikler incelendiğinde U tipi ısı değişiricisi ısıl verim açısından W tipi ile kıyaslandığında daha etkin görünmektedir. Ancak bu durum U tipi ısı değişiricisinin daha fazla akış debisine sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Yani aynı mutlak akış debisi altında kıyaslandığında W tipi ısı değişiricisi U tipine nazaran daha fazla verimlidir. Bu durumda referans akış debisine sahip W tipi borudaki ısı atım oranı, tekel U tipi boruya oranla %43 daha fazladır. Çift akış debisine sahip W tipi ısı

değiştiricisindeki ısı atım oranı ise çift U tipi ısı değiştiricisine nazaran %5 daha düşüktür.



Şekil 6.26 U-boru ve W-boru tipte ısı değiştiricileri arasındaki ısı atım oranlarının karşılaştırılması ve farklı su akış debilerinin kıyaslanması

Açıkça ifade etmek gerekirse çift U tipi ısı değiştiricisi aynı seviyede iki ayrı uçta girişe sahip iken W tipte sadece bir girişe sahiptir. Bir bütün olarak irdelendiğinde, eğer yüksek maliyet göz önünde bulundurmazsak, W tipi ısı değiştiricileri daha fazla tercih edilebilir özelliğe sahip olduğu aşikardır.

6.4.5 Akış debisinin etkisi [6]

Su akış debisi, verilen bir ısı değiştiricisi tipindeki ısı akışı üzerinde etkili olmaktadır. Daha yüksek oranda ısı atımı gerçekleştirilmek isteniyorsa daha fazla su akış debisi kullanılarak sağlanabilir. Ancak bu da yüksek oranda maliyeti getirir. Bu yüzden akış debisinin etkisi değerlendirilmelidir. Güncel çalışmada sınırlı durumlar incelenmiştir, fakat pratikteki uygulama için bu etkinin analizini yapmak ve uygun bir değer saptamak mümkündür. Şekil 6.26'da görüldüğü üzere W-şekil borudaki yarım akış debisinden referans akış debisine ve referans akış debisinden çift akış debisine olan ısı atım oranlarına bakıldığında sırasıyla %49 ve %11 artış olduğu görülmüştür. Bu yüzden referans seviyesindeki ortalama akış debisi nispeten W tipteki ısı değiştiricileri için verimli olmaktadır. Fakat daha yüksek akış debileri için verimli olmamaktadır.

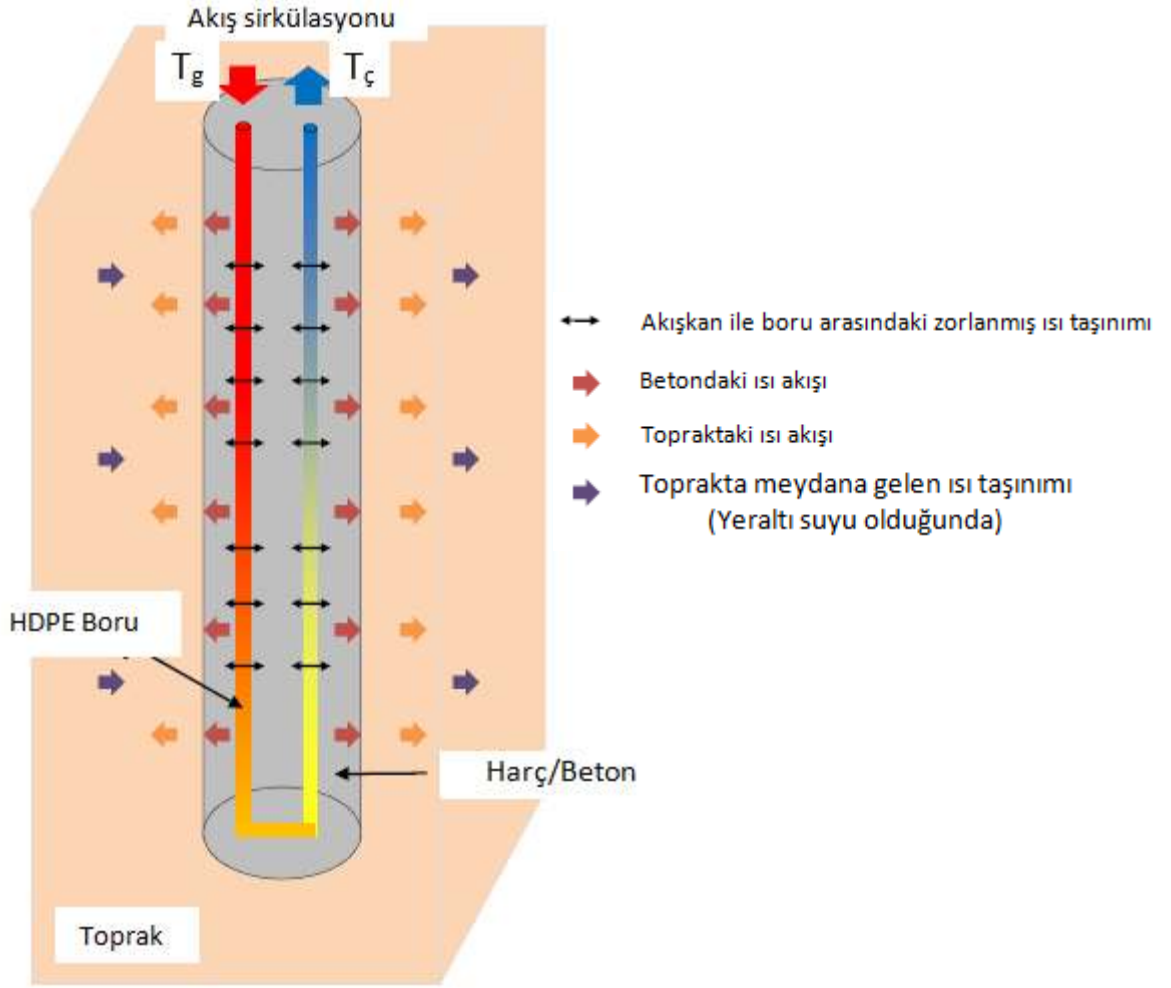
Burada sunulan test ölçüm ve nümerik sonuçları genel olarak yorumlarsak; üçlü-U tip ısı değiştiricisinin mutlak ısı atım oranı diğer ısı değiştiricileri arasında en yüksek

değere sahip olduğu görülmüş ve bunu sırasıyla çift-U tipi, çift akış debili W tipi, referans akış debili W tipi, yarı akış debili U ve W tipi olarak izlemiştir. Daha sonra ise referans akış debisi ($0,342 \text{ m}^3/\text{h}$), çift akış debiye sahip çift-U tipi, üçlü akış debisine sahip üçlü-U tipteki ısı değiştiricileri izlemektedir. Ancak, çift akış debili çift-U tipi ve üçlü akış debili üçlü-U tipleri, referans debisine sahip W tipine göre ısı atım oranları sırasıyla %28 ve %56 daha fazla olmaktadır. Ayrıca çift akış debili W tipinin mutlak ısı atım oranı, referans akış debili olan W tipi ile kıyaslandığında sadece %10 daha fazla iken, referans akış debili W tipinin yarı akış debili olana göre %43 daha fazla ısı atım oranı sağladığı görülmüştür.

Şekil 6.26'ya tekrar göz atarsak, çift akış debili olan çift-U borulu ısı değiştiricisindeki ısı atım oranı, çift akış debili W tipine nazaran daha fazladır. Bunun anlamı ise, yüksek su debilerinde çift-U tipi, W tipi ısı değiştiricisine oranla daha verimli demektir. Ama düşük su debilerindeki çalışmada toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için hangi ısı değiştiricisinin verimli olacağı tam olarak netlik kazanmamıştır. U ve W tip için yapılan kıyaslamalarda her iki tür içinde boru uzunlukları neredeyse eşittir. Bu yüzden ortalama su/toprak sıcaklık farkı ısı transferi performansını değerlendirmede kullanılabilir.

6.5 Enerji kazıklarındaki ısı transfer süreci [35]

Enerji kazıklarındaki ısı transfer mekanizmasını irdelediğimizde birden fazla ısı geçiş çeşidi ile karşılaşırız. Boru ile akışkan arasındaki gerçekleşen zorlanmış ısı taşınımı, beton yapıda gerçekleşen ısı iletimi ve toprakta gerçekleşen ısı iletimi olarak gruplandırabiliriz. Bu durumlar Şekil 6.27'de ifade edilmiştir.

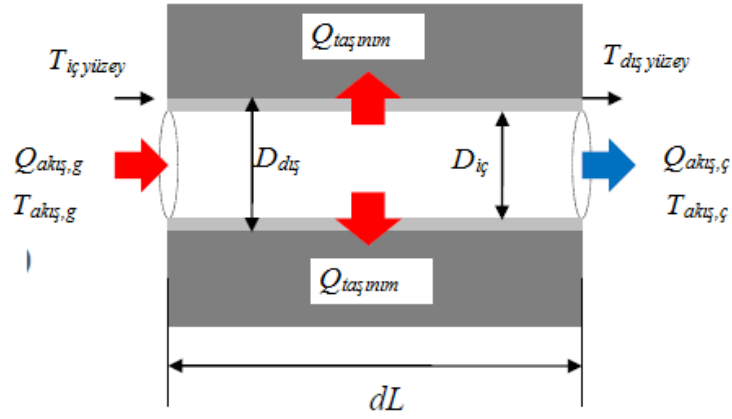


Şekil 6. 27 Kazıkta gerçekleşen ısı transfer mekanizması

Kazık ısı değiştirici vasıtası ile topraktan çekilen ısı 6.22 no.lu ifade ile tanımlanır.

$$Q = Q_g - Q_ç = \dot{m}_{akış} \cdot c_{akış} \cdot (T_{akış,g} - T_{akış,ç}) \quad (6.22)$$

Sirkülasyon akışkan ile boru arasında taşınım ile gerçekleşen ısı transferi Şekil 6.28'de gösterilmektedir.



Şekil 6. 28 Boru ile ısı taşıyıcı akışkan arasında taşınım ile gerçekleşen ısı transferi
Newton soğuma yasasına göre taşınım ifadesini 6.23 ve 6.24 ile açıklayabiliriz.

$$Q_{\text{taşınım}} = h_{\text{boru}} \cdot A \cdot (T_{\text{akış}} - T_{\text{yüzey}}) \quad (6.23)$$

$$Q_{\text{taşınım}} = h_{\text{boru}} \cdot (\pi \cdot D_{\text{dış}} \cdot dL) \cdot \left(\frac{T_{\text{akış,g}} + T_{\text{akış,ç}}}{2} - \frac{T_{\text{iç yüzey}} + T_{\text{dış yüzey}}}{2} \right) \quad (6.24)$$

şeklinde yazılabilir.

Dittus-Boelter eşitliğine göre $h_{\text{iç}}$ taşınım katsayısı (soğutma için $n=0.3$, ısıtma için $n=0.4$ alınmaktadır) 6.25 no.lu ifade ile tanımlanır.

$$h_{\text{iç}} = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \cdot \frac{\lambda_{\text{akış}}}{D_{\text{dış}}} \quad (6.25)$$

ve boru dış yüzeyine göre tanımlanan taşınım katsayısı $h_{\text{dış}}$ ise 6.26 no.lu ifade ile tanımlanır.

$$h_{\text{dış}} = \left[\frac{D_{\text{dış}}}{2 \cdot \lambda_{\text{boru}}} \cdot \ln \left(\frac{D_{\text{dış}}}{D_{\text{iç}}} \right) + \frac{D_{\text{dış}}}{D_{\text{iç}} \cdot h} \right]^{-1} \quad (6.26)$$

Sirkülasyon akışkanı için ısı eşitliği 6.27 ve 6.28'de verilmiştir.

$$Q_{\text{sirkülasyon}} = Q_{\text{akış,g}} - Q_{\text{akış,ç}} \quad (6.27)$$

$$Q_{\text{sirkülasyon}} = \dot{m}_{\text{akış}} \cdot c_{\text{akış}} \cdot (T_{\text{akış,g}} - T_{\text{akış,ç}}) \quad (6.28)$$

şeklinde ifade edilebilir.

ENERJİ KAZIK UYGULAMA ÇALIŞMASI VE MALİYET ANALİZİ

Uygulama projesi olarak İstanbul Sabiha Gökçen Havalimanında bulunan uçak hangarı seçilmiştir. Uygulama sonrası statik proje geldikten sonra hangi kazıklara ısı değiştirici monte edileceği kararlaştırılmıştır. Daha sonra tek bir kazık için enerji hesabı yapılmış, ısı değiştiricisi kullanılan kazık sayısına göre toplam çekilen enerji hesaplanmıştır. Kritik hat seçilerek basınç kayıpları bulunmuş, sonra kullanılacak olan pompa, emniyet ventili, genleşme tankı ve ısı pompası kapasite seçimi yapılmıştır.

7.1 Kazık devresi enerji hesabı [24, 36]

Hangarın statik projesi etüt edildiğinde, 80 cm çapında ve 25 m uzunluğunda toplam 1.000 adet fore kazık kullanıldığı tespit edilmiştir. Hangarın yüksekliği 32 m olup boyu 160 m, genişliği ise 180 m dir. Projede yerden ısıtma öngörülmüş, ısı ihtiyacı 1.100 kW olarak belirlenmiştir. Hangarın iç sıcaklığı ise 18 °C alınmıştır.

Isıtma açısından düşünüldüğünde hangarın ısı yükünü karşılaması için 600 adet fore kazığın enerji kazığına dönüştürülmesi uygun görülmüştür. DTKIP sistemi için yapılan çalışmalarda sondaj kuyuları arası mesafe 5-7 m alınmaktadır. Projedeki verilerde ise kazık kuyuları arasındaki istenilen mesafeyi 4 m veya daha fazla karşılamaktadır. Buda topraktaki ısı transferi açısından uygun bir durumdur [24].

Olabildiğince maksimum enerji kazancı elde etmek için bir kazığın içerisine dörtlü-U modülasyona sahip boru kullanılmasına karar verilmiştir. Hedeflenen amaç ise, enerji kazıklarından maksimum ısıyı almaktır.

Kazıklara ısı topraktan geldiği için toprağın yapısı önemlidir. Toprağın cinsine göre 10-35 W/m² arasında enerji alınabilir. Toprağın cinsine göre ısı çekme kapasiteleri Çizelge 7.1'de verilmiştir.

Pratikte enerji kazıklarında hesaplama yapılırken 60 cm kritik çap kabul edilip aşağıdaki adımlar izlenir.

- Kazık çapı < 60 cm ise 25-80 W/m arasında bir değer alınır. Burada kazık uzunluğu (m) baz alınarak verilen değer toprak cinsine göre eskalasyon yapılmalıdır.
- Kazık çapı > 60 cm ise kazık yanal alanı (m^2) üzerinden hesaplama yapılır. Kazığın yanal yüzeyi hesaplanır, Çizelge 8.1'de verilen toprak cinsine göre yüzeyden çekilebilecek enerji değeri 10-35 W/ m^2 ile çarpılır.

Uygulama örneğinde kazık çapı 60 cm' den büyük, toprak cinsi hafif nemli-balçıklı olduğundan ısı iletim değeri Çizelge 7.1'den 25 W/ m^2 alınmıştır.

Tahmini bir değer elde edebilmek için Çizelge 7.2'de verilen değerler alınabilir. Ancak kesin hesapta yukarıda belirtilen yol izlenmelidir.

Çizelge 7. 1 Toprağın cinsine göre ısı çekme kapasiteleri

Toprak Cinsi	Isı Çekme Kapasiteleri
Kuru, kumlu zemin	10 – 15 W/ m^2
Nemli, kumlu zemin	15 – 20 W/ m^2
Kuru, balçıklı zemin	20 – 25 W/ m^2
Nemli, balçıklı zemin	25 – 30 W/ m^2
Yer altı suyu bulunan zemin	30 – 35 W/ m^2

Çizelge 7. 2 Kazık çapına bağlı olarak topraktan alınan ısı kapasiteleri

Kazık çapına bağlı olarak ısı çekme kapasiteleri	
Kazık çapı > 60 cm	25-35 W/ m^2
Kazık çapı < 60 cm	35-45 W/m

Toprak cinsi de belirlendikten sonra kazıktan alınan enerji hesaplanır. Kazık çapı 60 cm den büyük olduğu için ilk olarak yanal alan hesaplanır. Yanal alan için 7.1'de verilen bağıntı kullanılır.

$$A_{kazık-yanal} = \pi D L_{kazık} \quad (7.1)$$

$$A_{kazık-yanal} = \pi \cdot 0,8 \cdot 25$$

$$A_{kazık-yanal} = 62,83 \text{ m}^2$$

olarak hesaplanmıştır.

Yani 1 m² başına topraktan 25 W enerji alınabiliyorsa 1 kazıktan alınan enerji 7.2'de verilen eşitlik ile bulunur.

$$Q_{kazık} = A_{kazık-yanal} \text{ Isı Çekme Kapasitesi} \quad (7.2)$$

$$Q_{kazık} = 62,83 \cdot 25$$

$$Q_{kazık} = 1,57 \text{ kW} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

Kazık içerisinde 4 adet ısı değiştiricisi yerleştirildiği için her bir ısı değiştiriciden alınan enerji 7.3'de verilen eşitlik ile bulunur.

$$Q_{ısı değ} = \frac{Q_{kazık}}{\text{Isı Değiştirici Sayısı}} \quad (7.3)$$

$$Q_{ısı değ} = \frac{1,57}{4}$$

$$Q_{ısı değ} = 0,392 \text{ kW} \text{ bulunmuştur.}$$

Bütün sistemden alınan toplam enerji ise 7.4'te verilen bağıntıdan hesaplanır.

$$Q_{kazık,t} = Q_{kazık} n_{kazık} \quad (7.4)$$

$$Q_{kazık,t} = 1,57 \cdot 600$$

$$Q_{kazık,t} = 942 \text{ kW}$$

olarak hesaplanmıştır. Bu sonuç, primer devreden yani kazık ısı değiştiricileri aracılığıyla çekilebilen maksimum enerji miktarını vermektedir.

7.2 Basınç kayıpları ve tesisatın boyutlandırılması [24, 36]

Basınç kayıplarını hesaplariken ilk önce kritik hat seçilerek hesaplamalar yapılmıştır. Daha sonra kazık devresindeki tek bir ısı değiştiricisi için basınç kaybı hesaplanmıştır. Gidiş-dönüş hattı baz alınarak, kazık devresi ve her bir kollektör için ayrı ayrı akış hızı, debi ve basınç kayıpları bulunmuştur.

Isı taşıyıcı akışkan olarak, %29 glikol konsantrasyona sahip Tyfocor marka antifriz çözeltisi kullanılmıştır. Kazık ısı değiştiricisine ısı taşıyıcı akışkanın; yazın gidiş sıcaklığı 18°C, dönüş sıcaklığı 15°C, kışın ise gidiş sıcaklığı 2°C, dönüş sıcaklığı 5°C alınmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarda da sıcaklık farkı 3-3,5 °C bulunmaktadır. $\Delta T=3^{\circ}\text{C}$ ve derişimi %29 olan su-etilen glikol çözeltisine bağlı olarak Ek-A'daki tablodan interpolasyon yardımı ile özgül ısı, kinematik viskozite ve akışkanın yoğunluğu sırasıyla,

$$c_p = 3,8 \text{ kJ/kgK}$$

$$\nu = 3,9 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho = 1.050 \text{ kg/m}^3$$

okunmuştur.

Isı taşıyıcı akışkanın kütleli debisini bulmak için 7.5 no.lu ifade yardımıyla,

$$Q_{\text{ısı değ}} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (7.5)$$

$$0,392 = \dot{m} \cdot 3,8 \cdot 3$$

$$\dot{m} = 0,034 \text{ kg/s}$$

olarak hesaplanmıştır.

Hacimsel debi 7.6 no.lu ifade yardımıyla,

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (7.6)$$

$$\dot{V} = \frac{0,034}{1.050} \times 3.600$$

$$\dot{V} = 0,116 \text{ m}^3/\text{h}$$

bulunmuştur.

Kullanılan ısı değıştirici boru dış çapı $D_{dış}=20$ mm ve iç çapı $D_{iç}=16$ mm dir. Boru içindeki akış hızını bulmak için önce boru iç yüzey alanı 7.7'de verilen bağıntı ile hesaplanır.

$$A_{iç} = \frac{\pi D_{iç}^2}{4} \quad (7.7)$$

$$A_{iç} = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}$$

$$A_{iç} = 0,00020106 \text{ m}^2$$

Akış hızı ise 7.8'de verilen ifade yardımıyla,

$$w = \frac{\dot{V}}{A_{iç} \cdot 3.600} \quad (7.8)$$

$$w = \frac{0,116}{0,00020106 \cdot 3.600}$$

$$w = 0,160 \text{ m/s}$$

olarak hesaplanmıştır.

Basınç kaybını hesaplamak için 7.9 no.lu bağıntıdan yararlanılmıştır.

$$\Delta P = \left[f_{boru} \left(\frac{1}{D_{iç}} \cdot \frac{\rho}{2} \right) w^2 \right] \quad (7.9)$$

Burada f_{boru} , boru sürtünme katsayısı olup Reynold ve boru malzemesi pürüzlük sayısından hesaplanır. Kolaylık olması açısından kritik hatta kullanılacak boru çaplarına bağlı olarak boru sürtünme katsayısı Çizelge 7.3'te verilmiştir.

Çizelge 7. 3 Kullanılacak boru çapları için verilen boru sürtünme katsayıları

Bazı boru çapları için verilen boru sürtünme katsayıları	
Boru çapı [mm]	Boru sürtünme katsayısı
20	0,07228
63	0,02735
75	0,02330
90	0,02117
110	0,02081

$$\Delta P = \left[0,07228 \left(\frac{1}{0,016} \cdot \frac{1,050}{2} \right) 0,160^2 \right]$$

$$\Delta P = 60,71 \text{ Pa/m}$$

Isı değiştirici boru uzunluğu kazık uzunluğu ile aynı alınmıştır. Bir ısı değiştirici için gidiş ve dönüş toplam 50 m olmak üzere basınç kaybı 7.10 no.lu eşitlik yardımıyla,

$$\Delta P_{boru} = \Delta P \cdot \text{Hat uzunluğu} \quad (7.10)$$

$$\Delta P_{boru} = 60,71 \cdot 50$$

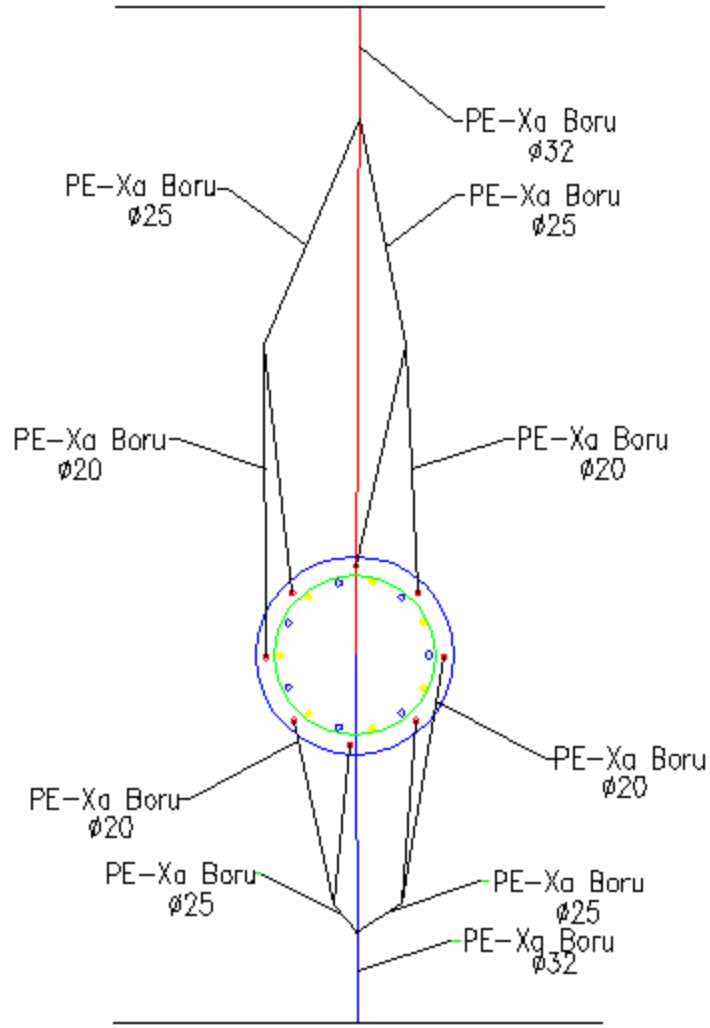
$$\Delta P_{boru} = 3.035,5 \text{ Pa}$$

yada

$$\Delta P_{boru} = 0,030 \text{ Bar}$$

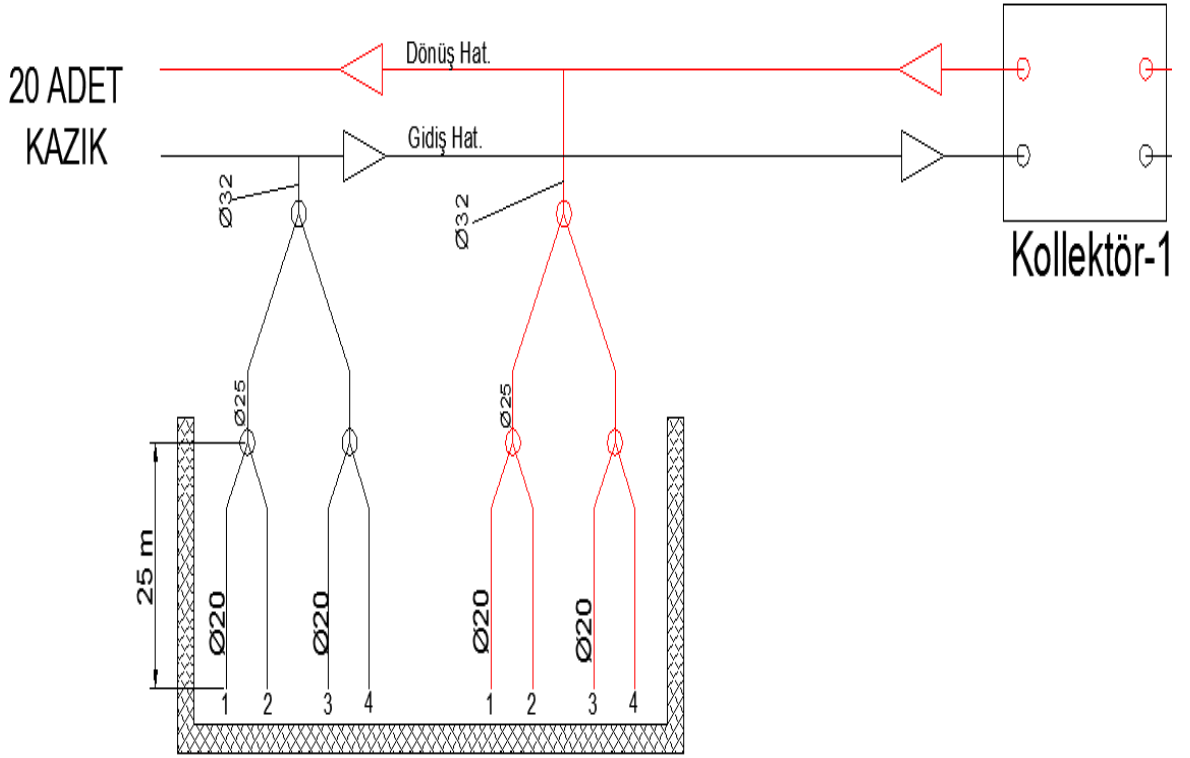
hesaplanmıştır.

Kazığın kesit görünüşü Şekil 7. 1'de gösterilmiştir.



Şekil 7. 1 Kazık içi boru sistem kesiti

Kazık içerisinde 4 adet U-tipi ısı değiştiricisi vardır. 20 mm çapındaki borular ikili gruplar halinde 25 mm'lik borulara bağlanmıştır. 25 mm çapındaki borular ise 32 mm'lik borulara bağlantısı yapılmıştır. Son olarak kazıktan çıkan 32 mm çapındaki borular kollektöre giden hattaki boruya tesbit edilmiştir. Bu şekilde 20 adet kazık bir kollektörde toplanmıştır. Kazık içerisindeki gidiş-dönüş hattını gösteren bağlantı şeması Şekil 7.2'de gösterilmiştir.



Şekil 7. 2 Kazık ısı değıştiricisine ait bağlantı şeması

Kazık tarafında bir ısı değıştirici için basınç kaybı, akış hızı, hacimsel debi gibi parametreler hesaplanmıştı. Aynı yöntemle kolektöre giden hat için de hesaplamalar yapılır. Kritik hatta 6 adet kolektör vardır. Son kolektör ise ısı pompasına giden ana hatta bağlıdır. Kritik hattaki 1 no.lu kolektör için hesaplamalar benzer şekilde yapılır.

Kolektöre 20 adet enerji kazığı bağlandığı için ısıtma gücü yeniden hesaplanır. Çünkü ısı değıştirici düzleminden çıkıp, kolektör hattına girilmiştir.

Bir kolektör için ısıtma gücü 7.11'de verilen eşitlikle hesaplanabilir.

$$Q_{kolektör} = 20 Q_{kazık} \quad (7.11)$$

$$Q_{kolektör} = 20 \cdot 1,57$$

$$Q_{kolektör} = 31,4 \text{ kW}$$

Akışkan yoğunluğu, gidiş-dönüş sıcaklık farkı, özgül ısı, kinematik viskozite ve su-etilen-glikol derişimi her hat için sabit kabul edilmiştir. Kolektöre giden hattaki ısı taşıyıcı akışkanın kütleli debisini bulmak için 7.12 no.lu ifadeden yararlanarak,

$$Q_{ısı değ} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (7.12)$$

$$31,4 = \dot{m} \cdot 3,8 \cdot 3$$

$$\dot{m} = 2,754 \text{ kg/s}$$

hesaplanmıştır.

Aynı şekilde hacimsel debiyi bulmak için 7.6'da verilmiş olan bağıntıdan yararlanarak,

$$\dot{V} = \frac{2,754}{1,050} \cdot 3.600$$

$$\dot{V} = 9,44 \text{ m}^3/\text{h}$$

elde edilir.

Hattaki basınç kayıplarının 0,8 barı aşmaması istenmiştir. Bu yüzden 1 no.lu kollektöre giden hattaki boru çapı 63 mm olarak seçilmiştir. Çap seçimleri için yararlanılan tablo Ek-B'de verilmiştir.

Boru dış çapı $D_{\text{dış}}=63 \text{ mm}$ ve iç çapı $D_{\text{iç}}=51,4 \text{ mm}$ ' dir.

Boru iç yüzey alanını hesaplamak için daha önce 7.7'de verilen eşitlikten yararlanarak,

$$A_{\text{iç}} = \frac{\pi \cdot 0,0514^2}{4}$$

$$A_{\text{iç}} = 0,00207499 \text{ m}^2$$

hesaplanmıştır.

Akış hızı ise 7.8'de verilmiş olan bağıntı yardımıyla,

$$w = \frac{9,44}{0,00207499 \cdot 3.600}$$

$$w = 1,263 \text{ m/s}$$

bulunmuştur.

Basınç kaybını hesaplamak için daha önce verilen 7.9 no.lu bağıntıdan yararlanılmıştır.

Kullanılan boru çapına bağlı olarak verilen boru sürtünme katsayısı Çizelge 7.3'ten alınmıştır.

$$\Delta P = \left[0,02735 \left(\frac{1}{0,0514} \cdot \frac{1,050}{2} \right) 1,263^2 \right]$$

$$\Delta P = 445,61 \text{ Pa/m}$$

Kazıktan çıkıp kollektöre giden hat uzunluğu 40 m dir. Gidiş ve dönüş hattı toplam 80 m olmak üzere basınç kaybı,

$$\Delta P_{\text{boru},1} = 445,61 \cdot 80$$

$$\Delta P_{\text{boru},1} = 35.648,8 \text{ Pa}$$

yada

$$\Delta P_{\text{boru},1} = 0,356 \text{ Bar}$$

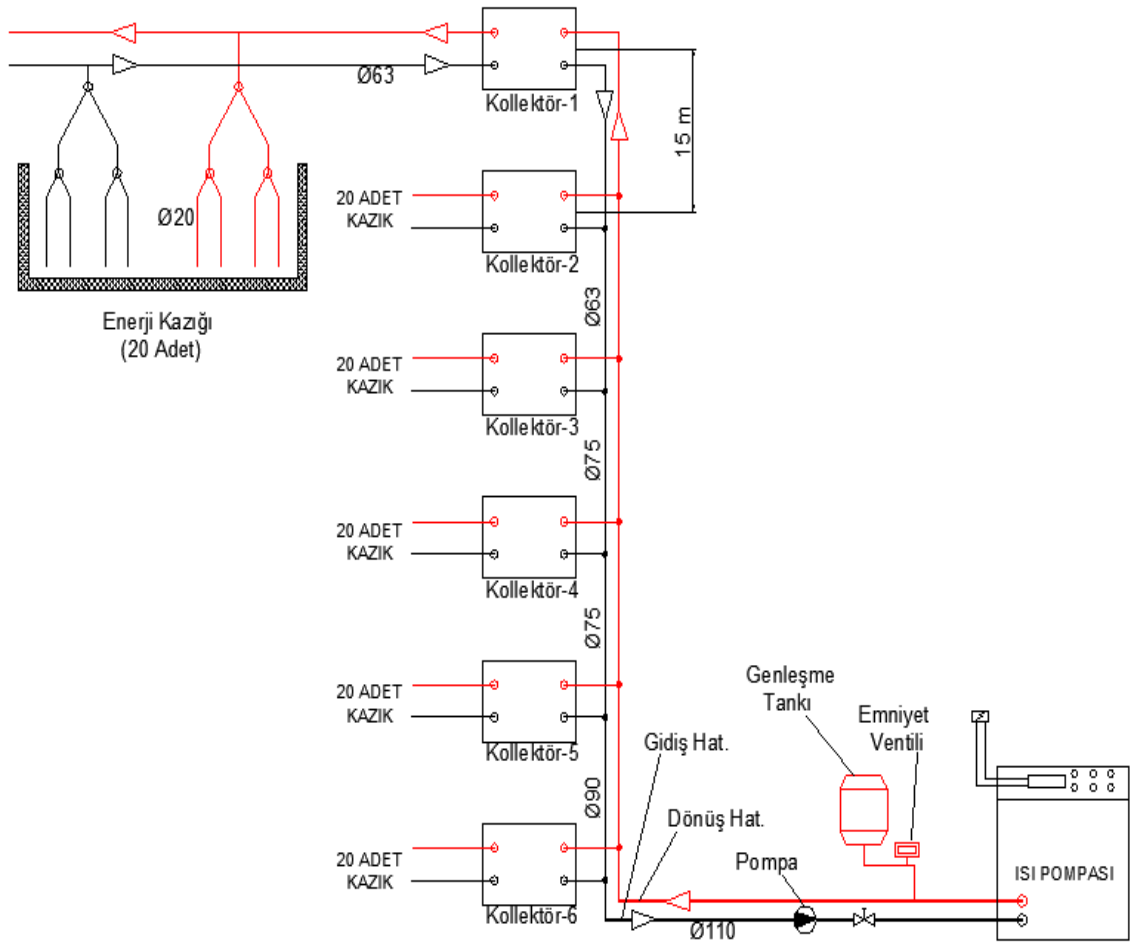
olarak hesaplanmıştır.

Bu hesaplamalar diğer kollektörler içinde yapılarak toplama hattı şeklinde ifade edilmiştir. Her bir kollektör arasındaki mesafe 15 m dir. 6 numaralı kollektör ile bağlantılı olan ve ısı pompasına giden hat ise 50 m dir. Hesaplanan değerler Çizelge 7.4'te verilmiştir.

Çizelge 7. 4 Isı değiştirici ve kollektörler için hesaplanan basınç kayıpları

	Kazık Devresi	Toplama hattı 1	Toplama hattı 2	Toplama hattı 3	Toplama hattı 4	Toplama hattı 5	Toplama hattı 6 (Ana hatta bağlı)
Birim hat uzunluğu- Sadece gidiş (m)	25	40	15	15	15	15	50
Isıtma Gücü (kW)	0,392	31,40	62,80	94,20	125,60	157,00	188,40
Boru çapı (mm)	20	63	63	75	75	90	110
İç çap (mm)	16	51,40	51,40	51,40	61,40	61,40	73,60
(f _{boru})	0,07228	0,02735	0,02735	0,02330	0,02330	0,02117	0,02081
Ṁ (m³/h)	0,116	9,44	18,88	28,32	37,76	47,20	56,64
w (m/s)	0,160	1,263	2,54	2,67	3,54	3,08	2,47
ΔP _{boru} (bar)	0,030	0,356	0,535	0,421	0,750	0,430	0,742

Kritik hat için verilen tesisat şeması ise Şekil 7.4'te gösterilmiştir.



Şekil 7. 3 Kritik hat için tesisat şeması

Kritik hattaki toplam basınç kaybı bütün toplama hattı için bulunan değerlerin toplanması ile hesaplanır.

$$\Delta P_{boru,t} = \Delta P_{boru,1} + \Delta P_{boru,2} + \Delta P_{boru,3} + \Delta P_{boru,4} + \Delta P_{boru,5} + \Delta P_{boru,6} \quad (7.13)$$

$$\Delta P_{boru,t} = 0,356 + 0,535 + 0,421 + 0,750 + 0,430 + 0,742$$

$$\Delta P_{boru,t} = 3,234 \text{ Bar}$$

Toplam basınç kaybı ve ana hattaki akış debisi baz alınarak pompa seçimi yapılır.

$$\Delta P = 3,2 \text{ Bar ve } \dot{V} = 56 \text{ m}^3/h \text{ olan pompa seçilir.}$$

Emniyet ventili seçimi yapılırken ise statik yükseklik göz önünde bulundurulur. Her 10 m de 1 bar eklenmektedir. Primer enerji devresi ısı pompasından statik olarak aşağıda kaldığından 2 bar emniyet ventili kullanımı uygundur.

Isı pompası kapasitesi hesaplanırken 7.14 no.lu ifadeden yararlanılır.

$$Q_{kazık,t} = Q_{kapasite} \left(\frac{COP-1}{COP} \right) \quad (7.14)$$

Seçilen cihazın ısıtma için COP değeri 3,5'tir.

$$942 = Q_{kapasite} \times \left(\frac{3,5 - 1}{3,5} \right)$$

$$Q_{kapasite} = 1318,8 \text{ kW}$$

Isı pompası çıkışında hesaplanan bu değer ısı kaybını rahatlıkla karşılamaktadır. Isı kaybını göz önünde bulundurarak her biri 600 kW kapasiteye sahip olan 2 adet toprak kaynaklı ısı pompası kullanılması uygun görülmüştür.

7.3 Maliyet Analizi

Maliyet analizi yapılırken ısı pompası sistemi ve klasik sistem için ilk yatırım maliyeti ve işletme giderleri ayrı, ayrı hesaplanmıştır. Hesaplama yöntemi olarak, bir değere getirilmiş maliyet yöntemi kullanılarak her iki sistem için de yıllık toplam enerji maliyetleri çıkarılmıştır.

7.3.1 İlk yatırım maliyeti [36]

Isı pompası sistemi için ilk yatırım maliyeti hesaplanırken, sistem bileşenleri olarak; borulama ve işçilik, pompa, genişleme tankı ve ısı pompası cihazı göz önünde bulundurulmuştur. Klasik sistem için ise; doğalgaz tesisatı ve işçilik, baca, chiller ve kazan alınmıştır. Her iki sistem için ilk yatırım maliyet değerleri (I_A) Çizelge 7.5'de verilmiştir.

Çizelge 7. 5 Isı pompası ve klasik sistem için ilk yatırım maliyet değerleri

Isı Pompası Sistemi		Klasik Sistem	
Sistem Bileşenleri	Fiyat (€)	Sistem Bileşenleri	Fiyat (€)
Borulama, işçilik	24.000	Doğalgaz tesisatı, işçilik	10.000
Pompa	2.000	Baca	4.500
Genişleme tankı	800	Chiller	42.000
Isı pompası (2 adet)	70.000	Kazan	20.000
I _A : 96.800 €		I _A : 76.500 €	

7.3.2 İşletme giderleri [36, 37]

İşletme giderleri hesaplanırken, hem ısı pompası sistemi hem de klasik sistem için yaz-kış sezonu çalışma durumlarına göre çalışma sürelerine bağlı olarak yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı, yıllık elektrik ihtiyacı ve maliyeti hesaplanmış, daha sonra hesaplanan bu değerler Çizelge 7.6'da karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

Isı pompası için kış sezonu ısıtma maliyeti:

İlk olarak yıllık ısıtma enerjisi hesaplanmıştır. Kış sezonu için cihazın çalışma süresi, günde ortalama 8 saat 6 ay boyunca (Ekim-Kasım-Aralık-Ocak-Şubat-Mart) toplamda 1.440 saat düşünülmüştür. Kış sezonu ısı pompası yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı 7.15 no.lu ifade yardımıyla hesaplanabilir.

$$\text{Yıllık Isıtma Enerjisi İhtiyacı} = \text{Isı İhtiyacı} \cdot \text{Çalışma süresi} \quad (7.15)$$

$$\text{Yıllık Isıtma Enerjisi İhtiyacı} = 1.100 \cdot 1.440$$

$$\text{Yıllık Isıtma Enerjisi İhtiyacı} = 1.584.000 \text{ kWh/yıl}$$

Yıllık elektrik ihtiyacı 7.16'da verilen bağıntı ile hesaplanır.

$$\text{Yıllık Elektrik İhtiyacı} = \frac{\text{Yıllık Isıtma Enerjisi İhtiyacı}}{COP} \quad (7.16)$$

Kış sezonu için ısı pompası COP değeri 3,5 alınmıştır.

$$\text{Yıllık Elektrik İhtiyacı} = \frac{1.584.000}{3,5}$$

$$\text{Yıllık Elektrik İhtiyacı} = 452.571,4 \text{ kWh/yıl}$$

Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Şirketinin (TEDAŞ) 2013 yılı Haziran ayı için belirlemiş olduğu elektrik birim fiyatı 0,19 €/kWh alınarak 7.17'de verilen bağıntı yardımıyla yıllık ısıtma maliyeti hesaplanmıştır (17.06.2013 tarihli €/TL kuru 2,5 TL dir).

$$\text{Yıllık Isıtma Maliyeti} = \text{Yıllık Elektrik İhtiyacı} \cdot \text{Elektrik Birim Fiyatı} \quad (7.17)$$

$$\text{Yıllık Isıtma Maliyeti} = 452.571,4 \cdot 0,19$$

$$\text{Yıllık Isıtma Maliyeti} = 85.988,5 \text{ €/yıl}$$

Benzer şekilde yaz sezonu soğutma maliyeti hesaplanabilir. Yaz sezonunda cihazın çalışma süresi günde ortalama 10 saat 6 ay boyunca (Nisan-Mayıs-Haziran-Temmuz-Ağustos) toplamda 1.600 saat düşünülmüştür. Bu sezon için ısı pompası COP değeri 6 alınmıştır.

Isı pompası için yaz sezonu soğutma maliyeti:

$$Yıllık\ Soğutma\ enerjisi\ ihtiyacı = 1.100 \cdot 1.600$$

$$Yıllık\ Soğutma\ enerjisi\ ihtiyacı = 1.760.000\ kWh/yıl$$

$$Yıllık\ Elektrik\ İhtiyacı = \frac{1.760.000}{6}$$

$$Yıllık\ Elektrik\ İhtiyacı = 293.333,3\ kWh/yıl$$

$$Yıllık\ Soğutma\ Maliyeti = 293.333,3 \cdot 0,19$$

$$Yıllık\ Soğutma\ Maliyeti = 55.733,3\ €/yıl$$

Kış ve yaz sezonu için yıllık işletme maliyet,

$$Yıllık\ İşletme\ Maliyeti = 85.988,5 + 55.733,3$$

$$Yıllık\ İşletme\ Maliyeti = 141.721,8\ €/yıl$$

olarak hesaplanmıştır.

Klasik sistem için de aynı hesaplama yöntemi izlenmiştir. Bu sisteminde çalışma süreleri, ısı pompası sistemi çalışma süreleri ile aynıdır. Doğalgaz yakıt ısı değeri ise 8.250 kcal/m³ olup, İstanbul Gaz Dağıtım Anonim Şirketinin (İGDAŞ) 2013 Haziran ayı için belirlemiş olduğu yakıt birim fiyatı 0,42 €/m³ alınmıştır. Kazan verimi ise 0,90 seçilmiştir. Kış sezonu için harcanan doğalgaz miktarı ve maliyeti 7.18 ve 7.19'de verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanmıştır.

Klasik sistem için kış sezonu ısıtma maliyeti:

$$Yıllık\ Doğalgaz\ İhtiyacı = \frac{Yıllık\ Isıtma\ Enerjisi\ İhtiyacı}{Yakıt\ Isıl\ Değeri \cdot Kazan\ Verimi} \cdot 860 \quad (7.18)$$

$$Yıllık Doğalgaz İhtiyacı = \frac{1.584.000}{8.250 \times 0,90} \cdot 860$$

$$Yıllık Doğalgaz İhtiyacı = 183.466,6 \text{ m}^3/\text{yıl}$$

$$Yıllık Isıtma Maliyeti = Yıllık doğalgaz ihtiyacı \cdot yakıt birim fiyatı \quad (7.19)$$

$$Yıllık Isıtma Maliyeti = 183.466,6 \cdot 0,42$$

$$Yıllık Isıtma Maliyeti = 77.055,9 \text{ €/yıl}$$

Klasik sistem için yaz sezonu soğutma maliyeti:

Chiller için COP değeri 2,2 alınmıştır.

$$Yıllık Elektrik İhtiyacı = \frac{1.760.000}{2,2}$$

$$Yıllık Elektrik İhtiyacı = 800.000 \text{ kWh/yıl}$$

$$Yıllık Soğutma Maliyeti = 800.000 \cdot 0,19$$

$$Yıllık Soğutma Maliyeti = 152.000 \text{ €/yıl}$$

Klasik sistem çalışması durumunda toplam işletme gideri,

$$Yıllık İşletme Maliyeti = 77.055,9 + 152.000$$

$$Yıllık İşletme Maliyeti = 229.056 \text{ €/yıl}$$

olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7. 6 Isı pompası ve klasik sistem için hesaplanan işletme maliyetleri

Isı Pompası Sistemi		Klasik Sistem	
Isıtma Maliyeti (€/yıl)	Soğutma Maliyeti (€/yıl)	Isıtma Maliyeti-Kazan(€/yıl)	Soğutma Maliyeti-Chiller(€/yıl)
85.988,5	55.733,3	77.055,9	152.000
Yıllık İşletme Maliyeti: 141.721,8 €/yıl		Yıllık İşletme Maliyeti: 229.056 €/yıl	

Bir değere getirilmiş maliyet yöntemi kullanılarak, kullanılacak cihazın kurulumu ve çalışma süresi boyunca oluşan masraflar, daha iyi bir karşılaştırma için belli bir referans tarihine getirilerek o tarihteki toplam enerji ihtiyacına bölünür ve toplam enerji maliyetleri hesaplanır. İlk yatırımın yıllık maliyeti (C_A), 7.20'de verilen bağıntı yardımı ile hesaplanır.

$$C_A = I_A AF \quad (7.20)$$

Bu ifadedeki amortisman faktörü (AF), sistemin ilk yatırım maliyetinin, kredi alınması durumunda kredi faizinin de maliyetlere eklenmesi şartı ile sermaye maliyeti olarak sistemin kullanımda olduğu her yılın işletme gelirlerinden ayrılan ve vergilerden düşülen kısmını belirlemek için kullanılır. Amortisman faktörü ise, 7.21'de verilen bağıntı ile hesaplanır.

$$AF = \frac{(1+i)^n i}{(1+i)^n - 1} \quad (7.21)$$

Yıllık nominal faiz oranı (i) %3 ve toplam sistem ömrü (n) 20 yıl alınarak AF değeri 0,0672 olarak bulunur. Bu değer hesaplandıktan sonra her iki sistem için ilk yatırımın yıllık maliyeti hesaplanır.

Isı pompası sistemi için ilk yatırımın yıllık maliyeti,

$$C_A = 96.800 \cdot 0,0672$$

$$C_A = 6.505 \text{ €/yıl}$$

Klasik sistem için ilk yatırımın yıllık maliyeti,

$$C_A = 76.500 \cdot 0,0672$$

$$C_A = 5.140 \text{ €/yıl}$$

olarak hesaplanmıştır.

Bugünkü koşullarda toplam yıllık işletme maliyeti ($(I_{OM})_{PW}$) ise 7.22 no.lu ifade yardımıyla hesaplanabilir.

$$(I_{OM})_{PW} = (C_{OM})_{PW} \frac{1}{(i-e_f)} \left[1 - (1+e_f)^n (1+i)^{-n} \right] \quad (7.22)$$

Bugünkü koşullarda toplam yıllık işletme maliyeti hesaplanırken, geleceğe yönelik yıllık eskalasyon oranı (e_f); doğalgaz için %2,5, elektrik için ise %4 olarak alınmıştır. Bu yüzden klasik sistem için, kazan ve chiller ayrı ayrı hesaplanıp toplanmıştır. Bu ifadedeki bugünkü koşullarda yıllık işletme maliyeti $(C_{OM})_{PW}$, incelenecek sistemde temel olarak elektrik, yakıt masraflarını ve yıllık bakım masraflarını kapsamaktadır. Bugünkü koşullarda yıllık işletme maliyeti 7.23'de verilen bağıntı ile hesaplanır.

$$(C_{OM})_{PW} = \text{Yıllık İşletme Maliyeti} + \text{Yıllık Bakım Masrafları} \quad (7.23)$$

Isı pompası sistemi için yıllık bakım masrafı ortalama 200 €/yıl, kazan için 600 €/yıl ve chiller için 400 €/yıl olarak belirlenmiştir. Isı pompası sistemi için bugünkü koşullarda yıllık işletme maliyeti,

$$(C_{OM})_{PW} = 141.921,8 \text{ €/yıl}$$

olarak bulunmuştur. Toplam yıllık işletme maliyeti ise,

$$(I_{OM})_{PW} = 302.5371,8 \text{ €}$$

olarak hesaplanmıştır. Kazan için bugünkü koşullarda yıllık ve toplam yıllık işletme maliyeti,

$$(C_{OM})_{PW} = 77.655,9 \text{ €/yıl}$$

$$(I_{OM})_{PW} = 1.440.327,5 \text{ €}$$

olarak bulunmuştur. Chiller için ise bugünkü koşullarda yıllık ve toplam yıllık işletme maliyeti,

$$(C_{OM})_{PW} = 152.400 \text{ €/yıl}$$

$$(I_{OM})_{PW} = 3.248.737,4 \text{ €}$$

olarak hesaplanmıştır. Klasik sistem için toplam yıllık işletme maliyeti,

$$(I_{OM})_{PW} = 1.440.327,5 + 3.248.737,4$$

$$(I_{OM})_{PW} = 4.689.064,9 \text{ €}$$

olarak bulunur. Bir değere getirilmiş maliyet hesabında eşdeğer yıllık işletme maliyeti 7.24'de verilen bağıntı ile hesaplanır.

$$C_{OM} = (I_{OM})_{PW} AF \quad (7.24)$$

Yıllık toplam yatırım maliyeti ile eşdeğer yıllık işletme maliyetinin toplanması yıllık toplam maliyeti belirler.

$$C_T = C_A + C_{OM} \quad (7.25)$$

Isı pompası sistemi için eşdeğer yıllık işletme maliyeti ve yıllık toplam maliyet,

$$C_{OM} = 203.304,9 \text{ €/yıl}$$

$$C_T = 209.810 \text{ €/yıl}$$

hesaplanmıştır. Aynı şekilde klasik sistem için,

$$C_{OM} = 315.105,1 \text{ €/yıl}$$

$$C_T = 320.245,1 \text{ € /yıl}$$

olarak hesaplanmıştır.

Birim ısıtma enerjisi ise 7.26'da verilen bağıntı yardımıyla hesaplanmıştır.

$$g_T = \frac{C_T}{\text{Yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı}} \quad (7.26)$$

Isı pompası ve Klasik sistem için maliyet analizi sonuçları Çizelge 7.7'de verilmiştir.

Çizelge 7. 7 Sistemlerin maliyet analizi sonuçları

Sistem Tipi	I _A (€)	C _A (€/yıl)	(C _{OM}) _{PW} (€/yıl)	(I _{OM}) _{PW} (€/yıl)	C _{OM} (€/yıl)	C _T (€)	g _i (€/kWh)
Isı Pompası	96.800	6.505	141.921,8	3.025.371,8	203.304,9	209.810	0,132
Klasik Sistem	76.500	5.140	230.055,9	4.689.064,9	315.105,1	320.245,1	0,202

Isı pompası sistemi için geri ödeme süresi (GÖS), 7.27'de verilen bağıntı yardımı ile,

$$GÖS = \frac{\text{Isı pompası sistemi ilk yatırım maliyeti}}{\text{Klasik sistem-ısı pompası sistemi yıllık işletme maliyeti}} \quad (7.27)$$

$$GÖS = 1,1 \text{ yıl}$$

olarak bulunmuştur.

BÖLÜM 8

SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada Sabiha Gökçen Havalimanındaki bir uçak hangarının ısıtılması enerji kazıkları vasıtasıyla sağlanması amaçlanmıştır. Hangarın statik projesine ve ısı ihtiyacına bağlı olarak kazıklara ısı değiştiricileri entegre edilmiştir. Boyu 160 m, genişliği 180 m ve yüksekliği 32 m olan uçak hangarı için yerden ısıtma öngörülmüş, ısı ihtiyacı 1.100 kW olarak belirlenmiştir.

Isıtma açısından düşünüldüğünde hangarın ısı yükünü karşılaması için 600 adet fore kazığın enerji kazığı olarak kullanılması uygun görülmüştür. Daha sonra kazık devresi enerji hesabı yapılmıştır. Her bir kazıktan çekilen enerji 1,57 kW, toplam primer devreden çekilen enerji ise 942 kW olarak hesaplanmıştır. Seçilen cihazın COP değerine göre kapasitesi hesaplanmıştır. Isı pompası çıkışında elde edilen değer ısı kaybını rahatlıkla karşıladığı görülmüş, herhangi bir ek ısıtıcıya sistemde ihtiyaç duyulmamıştır. Ayrıca her bir toplama hattındaki basınç kayıpları hesaplanmış ve kritik hat için tesisat şeması çizilmiştir.

Bir değere getirilmiş maliyet yöntemi kullanılarak ısı pompası ve klasik sistem için ayrı ayrı; ilk yatırım yıllık maliyeti, bugünkü koşullarda yıllık işletme ve toplam yıllık işletme maliyeti, eşdeğer yıllık işletme maliyeti, yıllık toplam maliyet ve birim ısıtma enerjisi hesaplanarak ifade edilmiştir. Bu değerler ısı pompası ve klasik sistem için sırasıyla; ilk yatırımın yıllık maliyeti 6.505-5.140 €/yıl, bugünkü koşullarda yıllık işletme maliyeti 141.921,8-230.055,9 €/yıl, bugünkü koşullarda toplam yıllık işletme maliyeti 3.025.371,8-4.689.064,9 €/yıl, eşdeğer yıllık işletme maliyeti 203.304,9-315.105,1 €/yıl ve yıllık toplam maliyet 209.810-320.245,1 € olarak bulunmuştur. Birim ısıtma enerjisi yönünden ise klasik sistemin ısı pompası sistemine göre %35 daha pahalı olduğu görülmüştür. Diğer önemli bir husus ise, her iki sistem için hesaplanan ilk

yatırım maliyeti değerlerinin birbirine yakın olmasıdır. Bu durum enerji kazıklarında ilave sondaj maliyetinin olmaması ile açıklanabilir. Bu yüzden sistemin geri ödeme süresi 1,1 yıl gibi çok düşük bir değer bulunmuştur. Bu da enerji kazık sistemlerinin ileride çok daha tercih edileceğini ve geleceğin teknolojisi olmaya aday olduğunu göstermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Açıkgöz, Ö., (2007). Bir Birleşik Enerji Sisteminde Güneş Enerjisi Desteğinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] Özkan, H., (2013). Bina Temel Kazıkları ile Entegre Enerji Sistemi, Lisans Tezi, YTÜ, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- [3] Hamada, Y., Saitoh, H., Nakamura, M., Kubata, H. ve Ochijuji, K., (2007). "Field Performance of an Energy Pile System for Space Heating", *Energy and Buildings*, 39:517-524.
- [4] Brandl, H., (2006). "Energy Foundations and Other Thermo-Active Ground Structures", *Geotechnique*, 56:81-122.
- [5] Gao, J., Zhang, X., Liu, J., Li, K.S. ve Yang, J., (2008). "Thermal Performance and Ground Temperature of Vertical Pile-Foundation Heat Exchangers: A Case Study", *Applied Thermal Engineering*, 28:2295-2304.
- [6] Gao, J., Zhang, X., Liu, J., Li, K.S. ve Yang, J., (2008). "Numerical and Experimental Assessment of Thermal Performance of Vertical Energy Piles: An Application", *Applied Energy*, 85:901-910.
- [7] Moel, M., Bach, P.M., Bouazza, A., Singh, R.M. ve Sun, J.O., (2010). "Technological Advances and Applications of Geothermal Energy Pile Foundations and Their Feasibility in Australia", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14:2683-2696.
- [8] Wood, C.J., Liu, H. ve Riffat, S.B., (2010). "An Investigation of the Heat Pump Performance and Ground Temperature of A Piled Foundation Heat Exchanger System for A Residential Building", *Energy*, 35:4932-4940.
- [9] Singh, R.M., Bouazza, A., Wang, B., Barry-Macaulay, D., Haberfield, C., Baycan, S. ve Carden, Y., (2011). "Geothermal Energy Pile: Thermal Cum Static Load Testing", *Australian Geothermal Energy Conference*, 2011, Australia.
- [10] Cui, P., Li, X., Man, Y. ve Fang, Z., (2011). "Heat Transfer Analysis of Pile Geothermal Heat Exchangers with Spiral Coils", *Applied Energy*, 88:4113-4119.
- [11] Suryatriyastuti, M.E., Mroueh, H. ve Burlon, S., (2012). "Understanding the Temperature-Induced Mechanical Behaviour of Energy Pile Foundation", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16:3344-3354.

- [12] Amatya, B.L., Soga, K., Bourne-Webb, P.J., Amis, T. ve Laloui, L., (2012). "Thermo-Mechanical Behaviour of Energy Piles", *Geotechnique*, 62:503-519.
- [13] Çengel, Y. ve Boles, M.A., (1996). *Thermodynamics: An Engineering Approach*, Second Edition, Mc Graw-Hill/Literatür, İstanbul.
- [14] Aydoğan, A., (2012). Isı Pompası Isıtma Çevrimine Etkisinin İncelenmesi ve Maliyet Analizi, Lisans Tezi, YTÜ, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- [15] Alarko Carieer Sanayi ve Ticaret A.Ş., (2005). *Teknik Bülten*, (3), İstanbul.
- [16] Özkol, N., (1999). *Uygulamalı Soğutma Tekniği*, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Yayın No:115, Ankara.
- [17] Acar, E., (2012). Isı Pompaları, Hava Kaynaklı Isı Pompaları Projelendirilmesi ve Ekonomik Analizi, Lisans Tezi, YTÜ, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- [18] Viesmann Isı Teknikleri Ticaret A.Ş., (2009). *Isı Pompası Sistemleri Planlama Kılavuzu*, İstanbul.
- [19] Mekatherm Verimli Enerji Sistemleri, Akümülayon Tankları, <http://mekatherm.com/isi-pompalari/akumulasyon-tanklari-%7C-isi-pompasi.html>, 14 Ocak 2013.
- [20] International Energy Agency (IEA), <http://www.heatpumpcentre.org>, 21 Ocak 2013.
- [21] Cane, D. ve Garnet, J., (2000). "Learning from Experiences with Commercial/Institutional Heat Pump Systems in Cold Climates", *Caddet Energy Efficiency*, ISBN-90-72647-46-7, Netherlands.
- [22] Savaşçı, O. ve Ilgaz, K., (2012). Toprak Kaynaklı Isı Pompası Proje Modellemesi, Lisans Tezi, YTÜ, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- [23] RETScreen International Clean Energy Decision Support Centre, Ground-Source Heat Pump Project Analysis, www.etscreen.net, 15 Ekim 2012.
- [24] REHAU Polimeri Kimya Sanayi A.Ş., Raugeo Sistem Tekniği, www.rehau.com.tr, 15 Ekim 2012.
- [25] Adam, D., (2007). "Effizienzsteigerung Durch Nutzung Der Bodenspeicherung", Technische Universität Wien, Wien.(Sunum)
- [26] Niğdelioğlu, O., (2006). Toprak Kaynaklı Isı Pompası ve Termo-Ekonomik Performansı Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya.
- [27] Hepbaşı, A., (1985). Isı Pompası Sistemleri ve Konut Isıtılması, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [28] Yüksel, C., (1987). Yurdumuz Şartlarında Isı Pompası İmalatının Araştırılması, Piyasa Tetkiki ve Sistem Parametrelerinin Bilgisayar Programı ile Analiz Edilmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [29] Yılmaz, V., (2000). Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Klasik Sistemlerle Tekno-Ekonomik Karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [30] Karagöz, S., (2002). Soğutucu Karışımlarının Isı Pompasında Kullanımı, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- [31] Kazık Temellerin Taşıma gücü hesabı, Kazık Çeşitleri, www.belgeler.com/blg/212n/kazik-temellerin-taima-gc-hesabi, 7 Ocak 2013.
- [32] Teknoform Mühendislik Ltd.Şti, Vibroflotasyon işlemi, www.teknoformmuhendislik.com.tr, 8 Mart 2013.
- [33] Özdemir, A. ve Özcan E., Bentonitin Sondaj Mühendisliği Özellikleri, www.jeofizik.org.tr, 7 Ocak 2013.
- [34] Becker, B.R. ve Fricke, B.A., Effects of Saturation and Dry Density on Soil Thermal Conductivity, http://b.web.umkc.edu/beckerb/publications/conferences/soil_thermal.pdf, 2 Şubat 2013.
- [35] Lee, R.S., Energy Piles: Piles as Heat Exchangers, www.steelpile.com/images/bulltin_file/1260902516447.pdf, 17 Eylül 2012.
- [36] Deltam Mühendislik ve Ticaret Ltd. Şti., Isı Pompası Uygulamaları, www.deltam.com.tr, 22 Nisan 2013.
- [37] Kıncay, O., Akbulut, U., Ağustos, H., Açıkgöz, Ö. ve Çetin, Ö., (2008). "Güneş Enerjisi ve Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Konvansiyonel Sistemlerle Ekonomik Olarak Karşılaştırılması", Tesisat Mühendisliği Dergisi, (106), İstanbul.
- [38] Genceli, O.F. ve Parmaksızoğlu, C., (2010). Kalorifer Tesisatı, 6, TMMOB, İstanbul.

SU-ETİLEN GLİKOL ÇÖZELTİ TABLOSU

Çizelge Ek-A. 1 Su-Etilen Glikol çözelti tablosu

Tyfocor

Konsantrasyon %	Sıcaklık °C	Yoğunluk kg/m ³	Özgül Isı Kap. kJ/kg*K	Isıl iletkenlik W/m*K	Kinematik viskozite mm ² /s	Prandtl-Sayısı
20	-5	1036,0	3,89	0,483	3,97	33,12
	0	1035,0	3,91	0,489	3,35	27,72
	5	1034,0	3,93	0,494	2,85	23,44
	10	1032,0	3,95	0,500	2,45	19,97
	15	1031,0	3,97	0,505	2,11	17,10
	20	1029,0	3,98	0,511	1,83	14,67
	25	1027,0	3,99	0,517	1,60	12,68
	30	1025,0	4,01	0,522	1,41	11,10
	35	1023,0	4,02	0,528	1,25	9,74
	40	1021,0	4,03	0,534	1,12	8,63
	45	1018,0	4,04	0,539	1,00	7,63
	50	1016,0	4,05	0,545	0,91	6,87
	55	1013,0	4,05	0,550	0,83	6,19
	60	1010,0	4,06	0,556	0,76	5,61
	65	1008,0	4,07	0,562	0,70	5,11
	70	1005,0	4,07	0,567	0,65	4,69
	75	1002,0	4,07	0,573	0,61	4,34
	80	998,0	4,07	0,579	0,58	4,07
	85	995,0	4,08	0,584	0,55	3,82
	90	992,0	4,08	0,590	0,52	3,57
23	-10	1043,0	3,83	0,465	5,20	44,67
	-5	1041,0	3,85	0,471	4,35	37,02
	0	1040,0	3,88	0,476	3,66	31,03
	5	1039,0	3,89	0,482	3,11	26,08
	10	1037,0	3,91	0,487	2,65	22,06
	15	1035,0	3,93	0,493	2,28	18,81
	20	1034,0	3,95	0,498	1,98	16,24
	25	1032,0	3,96	0,503	1,73	14,06
	30	1029,0	3,98	0,509	1,52	12,23
	35	1027,0	3,99	0,514	1,34	10,68

Çizelge Ek-A. 1 Su-Etilen Glikol çözelti tablosu (Devam)

Konsantrasyon %	Sıcaklık °C	Yoğunluk kg/m ³	Özgül Isı Kap. kJ/kg*K	Isıl iletkenlik W/m*K	Kinematik viskosite mm ² /s	Prandtl-Sayısı
	40	1025,0	4,00	0,520	1,20	9,46
	45	1022,0	4,01	0,525	1,07	8,35
	50	1020,0	4,02	0,530	0,97	7,50
	55	1017,0	4,03	0,536	0,88	6,73
	60	1014,0	4,04	0,541	0,81	6,13
	65	1011,0	4,04	0,547	0,74	5,53
	70	1008,0	4,05	0,552	0,69	5,10
	75	1005,0	4,05	0,557	0,65	4,75
	80	1002,0	4,06	0,563	0,61	4,41
	85	999,0	4,06	0,568	0,58	4,14
	90	995,0	4,06	0,574	0,55	3,87
29	-15	1055,0	3,72	0,435	7,55	68,12
	-10	1054,0	3,74	0,440	6,23	55,81
	-5	1052,0	3,77	0,446	5,17	45,97
	0	1051,0	3,79	0,451	4,32	38,15
	5	1049,0	3,81	0,456	3,64	31,90
	10	1047,0	3,83	0,461	3,09	26,88
	15	1045,0	3,85	0,466	2,64	22,79
	20	1043,0	3,86	0,472	2,28	19,45
	25	1041,0	3,88	0,477	1,98	16,77
	30	1038,0	3,89	0,482	1,73	14,49
	35	1036,0	3,91	0,487	1,52	12,64
	40	1033,0	3,92	0,492	1,35	11,11
	45	1031,0	3,93	0,497	1,20	9,78
	50	1028,0	3,94	0,503	1,08	8,70
	55	1025,0	3,95	0,508	0,98	7,81
	60	1022,0	3,96	0,513	0,89	7,02
	65	1019,0	3,97	0,518	0,82	6,40
	70	1016,0	3,97	0,523	0,76	5,86
	75	1013,0	3,98	0,529	0,71	5,41
	80	1010,0	3,98	0,534	0,67	5,04
	85	1006,0	3,98	0,539	0,63	4,68
	90	1003,0	3,98	0,544	0,60	4,40
34	-15	1064,0	3,58	0,420	9,52	86,34
	-10	1063,0	3,61	0,425	7,75	69,98
	-5	1061,0	3,63	0,429	6,35	57,01
	0	1059,0	3,66	0,434	5,24	46,80
	5	1057,0	3,69	0,438	4,35	38,74
	10	1055,0	3,71	0,443	3,65	32,25
	15	1053,0	3,73	0,447	3,09	27,15
	20	1050,0	3,75	0,452	2,63	22,91
	25	1048,0	3,77	0,456	2,26	19,58
	30	1046,0	3,79	0,461	1,96	16,85
	35	1043,0	3,81	0,465	1,71	14,61

Çizelge Ek-A. 1 Su-Etilen Glikol çözelti tablosu (Devam)

Konsantrasyon %	Sıcaklık °C	Yoğunluk kg/m ³	Özgül Isı Kap. kJ/kg*K	Isıl iletkenlik W/m*K	Kinematik viskosite mm ² /s	Prandtl-Sayısı
	40	1040,0	3,82	0,470	1,51	12,76
	45	1038,0	3,84	0,474	1,34	11,27
	50	1035,0	3,85	0,479	1,19	9,90
	55	1032,0	3,86	0,483	1,08	8,91
	60	1029,0	3,87	0,488	0,98	8,00
	65	1026,0	3,88	0,493	0,89	7,19
	70	1023,0	3,89	0,497	0,83	6,65
	75	1020,0	3,90	0,502	0,77	6,10
	80	1017,0	3,90	0,506	0,72	5,64
	85	1013,0	3,91	0,511	0,69	5,35
	90	1010,0	3,91	0,515	0,65	4,98

BORU ÇAP SEÇİMLERİ

Çizelge Ek-B. 1 Boru çap seçimleri

PLASTİK BORULARDA SÜRTÜNME KAYIPLARI TABLOSU

* Koyu rakamlar, boru içindeki suyun akış hızını göstermektedir.

* Açık rakamlar, borular için her 100m deki kaybını göstermektedir.

Su Debisi (Q)			PN 10 basınç sınıfında, metal olmayan su borularında Basınç Kayıpları (mSS/100 m)												
m³/h	lt/dk	lt/sn	DN... cinsinden borunun nominal anma çapı ve mm cinsinden borunun iç çapı												
			25 20,4	32 26,2	40 32,6	50 40,8	63 51,4	75 61,4	90 73,6	110 90	125 102	140 115	160 131	180 147	
0.6	10	0,16	0,49 1,80	0,30 0,66	0,19 0,27	0,12 0,09	-	-	-	-	-	-	-	-	
0.9	15	0,25	0,76 4,00	0,46 1,14	0,30 0,60	0,19 0,18	0,12 0,06	-	-	-	-	-	-	-	
1,2	20	0,33	1,00 6,40	0,61 2,20	0,39 0,90	0,25 0,28	0,16 0,11	-	-	-	-	-	-	-	
1,5	25	0,42	1,30 10,00	0,78 3,50	0,50 1,40	0,32 0,43	0,20 0,17	0,14 0,07	-	-	-	-	-	-	
1,8	30	0,50	1,53 13,00	0,93 4,60	0,60 1,90	0,38 0,57	0,24 0,22	0,17 0,09	-	-	-	-	-	-	
2,1	35	0,58	1,77 16,00	1,08 6,00	0,69 2,00	0,44 0,70	0,28 0,27	0,20 0,27	-	-	-	-	-	-	
2,4	40	0,67	2,05 22,00	1,24 7,50	0,80 3,30	0,51 0,93	0,32 0,35	0,23 0,16	0,16 0,06	-	-	-	-	-	
3	50	0,83	2,54 37,00	1,54 11,00	0,99 4,80	0,63 1,40	0,40 0,50	0,28 0,22	0,20 0,09	-	-	-	-	-	
3,6	60	1,00	3,06 43,00	1,85 15,00	1,20 6,50	0,76 1,90	0,48 0,70	0,34 0,32	0,24 0,13	0,16 0,05	-	-	-	-	
4,2	70	1,12	3,43 50,00	2,08 18,00	1,34 8,00	0,86 2,50	0,54 0,83	0,38 0,38	0,26 0,17	0,18 0,07	-	-	-	-	
4,8	80	1,33	-	2,47 25,00	1,59 10,50	1,02 3,00	0,64 1,20	0,45 0,50	0,31 0,22	0,20 0,08	-	-	-	-	
5,4	90	1,50	-	2,78 30,00	1,80 12,00	1,15 3,50	0,72 1,30	0,51 0,57	0,35 0,26	0,24 0,09	0,18 0,05	-	-	-	
6	100	1,67	-	3,10 39,00	2,0 16,00	1,28 4,60	0,80 1,80	0,56 0,73	0,39 0,30	0,26 0,12	0,20 0,07	-	-	-	

Çizelge Ek-B. 1 Boru çap seçimleri (Devam)

Su Debisi (Q)			PN 10 basınç sınıfında, metal olmayan su borularında Basınç Kayıpları (mSS/100 m												
m³/h	lt/dk	lt/sn	DN... cinsinden borunun nominal anma çapı ve mm cinsinden borunun iç çapı												
			25 20,4	32 26,2	40 32,6	50 40,8	63 51,4	75 61,4	90 73,6	110 90	125 102	140 115	160 131	180 147	
9	150	2,50	-	-	3,00 33,00	1,91 8,60	1,20 3,50	0,84 1,40	0,59 0,63	0,39 0,24	0,30 0,13	0,24 0,08	-	-	
7,5	125	2,08	-	3,86 50,00	2,49 24,00	1,59 6,60	1,00 2,50	0,70 1,10	0,49 0,50	0,33 0,18	0,25 0,10	0,20 0,06	-	-	
11	175	2,92	-	-	3,50 38,00	2,23 11,00	1,41 4,30	0,99 1,80	0,69 0,78	0,46 0,30	0,36 0,18	0,28 0,09	-	-	
12	200	3,33	-	-	3,99 50,00	2,55 14,00	1,60 5,50	1,12 2,40	0,78 1,00	0,52 0,40	0,41 0,22	0,32 0,12	0,25 0,07	-	
15	250	4,17	-	-	-	3,19 21,00	2,01 8,00	1,41 3,70	0,98 1,50	0,66 0,57	0,51 0,34	0,40 0,18	0,31 0,11	0,25 0,06	
18	300	5,00	-	-	-	3,82 28,00	2,41 10,50	1,69 4,60	1,18 1,95	0,78 0,77	0,61 0,45	0,48 0,25	0,37 0,13	0,29 0,09	
24	400	6,67	-	-	-	-	3,21 19,00	2,25 8,00	1,57 3,60	1,05 1,40	0,81 0,78	0,65 0,44	0,50 0,23	0,39 0,15	
30	500	8,33	-	-	-	-	4,01 28,00	2,81 11,50	1,96 5,00	1,10 2,00	1,02 1,20	0,81 0,63	0,62 0,33	0,49 0,21	
36	600	10,00	-	-	-	-	4,82 37,00	3,38 15,00	2,35 6,60	1,57 2,60	1,22 1,50	0,97 0,82	0,74 0,45	0,59 0,28	
42	700	11,70	-	-	-	-	5,64 47,00	3,95 24,00	2,75 8,00	1,84 3,50	1,43 1,90	1,13 1,10	0,87 0,60	0,69 0,40	
48	800	13,30	-	-	-	-	-	4,49 26,00	3,13 11,00	2,09 4,50	1,62 2,60	1,29 1,40	0,99 0,81	0,78 0,48	
54	900	15,00	-	-	-	-	-	5,07 33,00	3,53 13,50	2,36 5,50	1,83 3,20	1,45 1,70	1,12 0,95	0,08 0,58	
60	1000	16,70	-	-	-	-	-	5,64 40,00	3,93 16,00	2,63 6,70	2,04 3,90	1,62 2,20	1,24 1,20	0,96 0,75	
75	1250	20,80	-	-	-	-	-	-	4,89 25,00	3,27 9,00	2,54 5,00	2,02 3,00	1,55 1,60	1,22 0,95	
90	1500	25,00	-	-	-	-	-	-	5,88 33,00	3,93 13,00	3,05 8,00	2,42 4,10	1,86 2,30	1,47 1,40	
105	1750	29,20	-	-	-	-	-	-	6,86 44,00	4,59 17,50	3,56 9,70	2,83 5,70	2,17 3,20	1,72 1,90	
120	2000	33,30	-	-	-	-	-	-	-	5,23 23,00	4,06 13,00	3,23 7,00	2,48 4,00	1,96 2,40	
150	2500	41,70	-	-	-	-	-	-	-	6,55 34,00	5,08 18,00	4,04 10,50	3,10 6,00	2,45 3,50	
180	3000	50,00	-	-	-	-	-	-	-	7,86 45,00	6,10 27,00	4,85 14,00	3,72 7,60	2,94 5,20	
240	4000	66,70	-	-	-	-	-	-	-	-	8,13 43,00	6,47 24,00	4,96 13,00	3,92 7,50	
300	5000	83,30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	8,08 33,00	6,20 18,0	4,89 11,00	

HANGAR ISI KAYBI HESABI VE ÇİZELGESİ

Ek-C'de uçak bakım hangarının ısı kaybı hesabı gösterilmiş, daha sonra bulunan veriler ışığında ısı kaybı hesap çizelgesi verilmiştir.

C-1 Isı Kayıplarının Hesaplanması [24, 38]

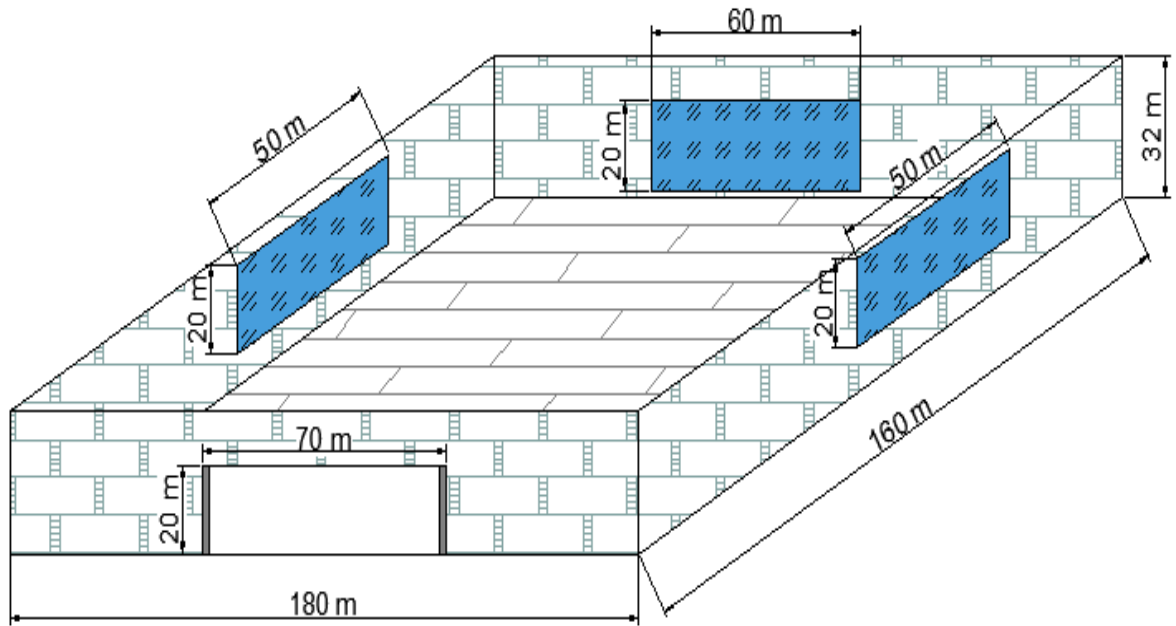
Uçak hangarının şematik görünüşü Şekil Ek-C.1'de gösterilmiştir.

En: 180 m

Boy: 160 m

Yükseklik: 32 m

Hangar iç ortam sıcaklığı ($T_i=18^\circ\text{C}$), Dış ortam sıcaklığı ($T_d=-3^\circ\text{C}$)



Şekil Ek-C. 1 Hangarın şematik görünüşü

Şekil Ek-C.1'de görüldüğü üzere 20x50 ebatlarında 2 adet pencere, 20x60 ebatlarında 1 adet pencere ve 20x70 ebatlarında hangar giriş kapısı görülmektedir. Dış duvar, pencere, dış kapı, tavan ve döşemeden olan ısı kayıpları ayrı, ayrı hesaplanmıştır. Daha sonra enfiltasyon ile gerçekleşen ısı kaybı bulunmuştur. Isı kaybını hesaplamak için Ek-C.1'de verilen bağıntı kullanılır.

$$Q = U A \Delta T \quad (\text{Ek-C.1})$$

Burada U, yapı bileşeninin toplam ısı geçiş katsayısını ($\text{W/m}^2\text{K}$), A, yapı bileşeninin yüzey alanını, ΔT ise yapı bileşeninin iki tarafındaki sıcaklık farkını ($T_i - T_d$) ifade etmektedir. Toplam ısı geçiş katsayısı ise Ek-C.2'de verilen bağıntı yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{iç}} + \frac{L_1}{\lambda_1} + \frac{L_2}{\lambda_2} \dots + \frac{1}{\alpha_{dış}} \quad (\text{Ek-C.2})$$

Burada α iç veya dış yüzeyin yüzeyel ısı iletim katsayısını ($\text{m}^2\text{K/W}$), L yapı bileşeninin kalınlığını (m) göstermektedir. λ ise yapı bileşeninin ısı iletim katsayısını (W/mK) ifade eder.

İlk olarak dış duvarlardan olan ısı kaybı hesaplanmıştır. Dış duvar yapı bileşenlerine ait özellikler ve toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanması:

DD : 25,0 cm betonarme dış duvar : 678 kg/m^2

	kg/m^3	W/mK
2,0 cm iç sıva	1.800	$\lambda = 1,000$
25,0 cm betonarme	2.400	$\lambda = 2,500$
6,0 cm EPS	30	$\lambda = 0,040$
2,0 cm dış sıva	2.000	$\lambda = 1,600$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{8} + \frac{0,020}{1,000} + \frac{0,25}{2,50} + \frac{0,06}{0,04} + \frac{0,02}{1,60} + \frac{1}{23}$$

$$1/U = 0,13 + 0,02 + 0,10 + 1,50 + 0,01 + 0,04 = 1,80 \quad \text{m}^2\text{K/W}$$

$$U = 0,56 \quad \text{W/m}^2\text{K}$$

Her bir dış duvar için ısı kaybı aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

DD1:

$$Q = 0,56 \cdot ((160 \cdot 32) - (20 \cdot 50)) \cdot 21$$

$$Q = 48.451,2 \text{ W}$$

DD2:

$$Q = 0,56 \cdot ((180 \cdot 32) - (20 \cdot 60)) \cdot 21$$

$$Q = 53.625,6 \text{ W}$$

DD3:

$$Q = 0,56 \cdot ((160 \cdot 32) - (20 \cdot 50)) \cdot 21$$

$$Q = 48.451,2 \text{ W}$$

DD4:

$$Q = 0,56 \cdot ((180 \cdot 32) - (20 \cdot 70)) \cdot 21$$

$$Q = 51.273,6 \text{ W}$$

Dış kapı metal (ısı yalıtımlı) malzemeden yapılmış olup, toplam ısı geçiş katsayısı $U=4 \text{ W/m}^2\text{K}$ belirlenerek ısı kaybı hesaplanmıştır.

DK:

$$Q = 4 \cdot (20 \cdot 70) \cdot 21$$

$$Q = 117.600 \text{ W}$$

Binada U değeri $2,25 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan çift camlı ahşap çerçeveli low-e pencere (iki cam arası 16 mm) kullanılmış, pencerelerden olan ısı kaybı hesaplanmıştır.

ÇCP1:

$$Q = 2,25 \cdot (20 \cdot 50) \cdot 21$$

$$Q = 47.250 \text{ W}$$

ÇCP2:

$$Q = 2,25 \cdot (20 \cdot 60) \cdot 21$$

$$Q = 56.700 \text{ W}$$

ÇCP3:

$$Q = 2,25 \cdot (20 \cdot 50) \cdot 21$$

$$Q = 47.250 \text{ W}$$

Tavan yapı bileşenlerine ait özellikler ve toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanması:

TA : 10,0 cm çatı	: 280 kg/m ²
-------------------------	-------------------------

	kg/m ³	W/mK
12,0 cm taş yünü	30	$\lambda = 0,040$
10,0 cm betonarme	2.400	$\lambda = 2,500$
2,0 cm iç sıva	1.800	$\lambda = 1,000$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{8} + \frac{0,12}{0,04} + \frac{0,10}{2,50} + \frac{0,02}{1,00} + \frac{1}{13}$$

$$1/U = 0,13 + 3,000 + 0,040 + 0,020 + 0,08 = 3,26 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 0,31 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Tavanda meydana gelen ısı kaybı:

TA:

$$Q = 0,31 \cdot (180 \cdot 160) \cdot 21$$

$$Q = 187.488 \text{ W}$$

Döşeme yapı bileşenlerine ait özellikler ve toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanması:

Dö : 60,0 cm toprak temaslı döşeme : 1762 kg/m²

	<u>kg/m³</u>	<u>W/mK</u>
5,0 cm çimentolu şap	2.000	$\lambda = 1,400$
5,0 cm XPS.	30	$\lambda = 0,030$
60,0 cm betonarme	2.400	$\lambda = 2,500$
10,0 cm blokaj.	2.200	$\lambda = 1,650$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{6} + \frac{0,05}{1,40} + \frac{0,05}{0,03} + \frac{0,60}{2,50} + \frac{0,10}{1,65} + \frac{0}{1}$$

$$1/U = 0,17 + 0,036 + 1,667 + 0,240 + 0,061 + 0,000 = 2,17 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 0,46 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Dış hava sıcaklığına bağlı olarak döşeme altı toprak sıcaklığı Çizelge Ek-C.1'de verilmiştir.

Çizelge Ek-C. 1 Dış hava sıcaklığına karşılık gelen döşeme altı toprak sıcaklıkları

Dış hava sıc. °C	Döşeme altı toprak sıc. °C
3	11
0	10
-3	9
-6	8
-9	7
-12	6
-15	5
-18	4
-21	3
-24	2
-27	1

Döşemede meydana gelen ısı kaybı

DÖ:

$$Q = 0,46 \cdot (180 \cdot 160) \cdot (18 - 9)$$

$$Q = 119.232 \text{ W}$$

Hesaplanan bütün ısı kayıpları toplanarak zamsız ısı kaybı (Q_o) bulunur.

$$Q_o = 777.321,6 \text{ W}$$

Proje için toplam artırım katsayısı (Z) 1,37 belirlenmiş olup, bu değerin zamsız ısı kaybı değeri ile çarpılmasıyla artırımli yapı bileşenlerinden olan ısı kaybı (Q_i) hesaplanır.

$$Q_i = 1.064.930,60 \text{ W}$$

Q_i değeri hesaplandıktan sonra enfiltrasyon ile gerçekleşen ısı kaybı (Q_s) bulunur. Daha sonra bu iki değerin toplamı ile toplam ısı kaybı değeri (Q_H) elde edilir. Enfiltrasyonla gerçekleşen ısı kaybı Ek-C.3'de verilen bağıntı yardımı ile hesaplanır.

$$Q_s = \sum (a l) R H \Delta T Z_e \quad (\text{Ek-C.3})$$

Bu bağıntıda a (m^3/h), sızdırganlık değerini ifade etmektedir. Sızdırmazlığı garantilemiş çift camlı ahşap pencere göz önünde bulundurularak $a=2 \text{ m}^3/\text{h}$ alınmıştır. l (m), sızıntı aralık çevre uzunluğunu yani açılıp kapanan pencere ve kapıların toplam çevre uzunluğunu ifade etmektedir. $l=620 \text{ m}$ hesaplanmıştır. R (birimsiz) değeri oda özelliğini temsil etmekte olup katsayının hesabı tam olarak imkansızdır. Normal boyutlarda pencere ve kapıları olan odalar için $R=0,9$; büyük pencereleri ve buna karşılık tek bir iç kapısı olan odalar için ise $R=0,7$ değeri kullanılabilir. Bu uçak hangarı için $R=0,7$ değeri alınmıştır. H ifadesi ($\text{Wh}/\text{m}^3\text{K}$), ısıtılması istenen yapının durumunu, bölgesini ve yapı biçimini belirten bir değer olup; binanın olağanüstü serbest durum koşullarında (deniz, göl kenarı yada ağaçsız yüksek kotlu bölge) olduğu göz önünde bulundurularak $H=1,31 \text{ Wh}/\text{m}^3\text{K}$ seçilmiştir. Z_e (birimsiz) ifadesi ise, köşe artırım katsayısı olup her iki dış duvarında kapı veya pencere olan odalar için $Z_e=1,2$; diğer hacimler için ise $Z_e=1$ alınır. Bu durumda $Z_e=1,2$ olarak alınmıştır. Enfiltrasyonla gerçekleşen ısı kaybı,

$$Q_s = 28.654,41 \text{ W}$$

olarak hesaplanmıştır. Son olarak toplam ısı kaybı değeri,

$$Q_H = 1.093.585 \text{ W}$$

hesaplanır.

Enerji kazık uygulaması ile ilgili hesaplamalarda kolaylık olması açısından toplam ısı kaybı 1.100 kW olarak alınmıştır.

Çizelge Ek-C. 2 Isı kaybı hesap çizelgesi

İSTANBUL SABİHA GÖKÇEN HAVA LİMANI-UÇAK HANGARI ISI KAYBI HESAP ÇİZELGESİ													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Yapı bileşeni işareti	Yönü	ALAN HESABI						ISI KAYBI HESABI				ARTIRIM	Toplam ısı ihtiyacı
		Kalınlığı	Uzunluk	Yükseklik veya genişlik	Toplam alan	Miktar	Çıkarılan alan	Hesaba giren alan	Toplam ısı geçiş katsayısı	Sıcaklık farkı	Zamsız ısı kaybı	Toplam artırım katsayısı	
								A	K	ΔT	Q _o	Z	
		cm	m	m	m ²	tane	m ²	m ²	W/m ² K	°C	W	%	W
ZEMİN KAT													
Z 01 HANGAR 18°C, PROJE DIŞ SICAKLIĞI -3°C													
ÇCP1	D	-	50	20	1.000	1	-	1.000	2,25	21	47.250		
ÇCP2	K	-	60	20	1.200	1	-	1.200	2,25	21	56.700		
ÇCP3	B	-	50	20	1.000	1	-	1.000	2,25	21	47.250		
DD1	D	25	160	32	5.120	1	1.000	4.120	0,56	21	48.451,2		
DD2	K	25	180	32	5.760	1	1.200	4.560	0,56	21	53.625,6		
DD3	B	25	160	32	5.120	1	1.000	4.120	0,56	21	48.451,2		
DD4	G	25	180	32	5.760	1	1.400	4.360	0,56	21	53.625,6		
DK	G	-	70	20	1.400	1	-	1.400	4	21	117.600		
DÖ	-	60	180	160	28.800	1	-	28.800	0,46	9	119.232		
TA	-	10	180	160	28.800	1	-	28.800	0,31	21	187.488		
											777.321,6	1,37	1.064.930,60
Enfiltrasyonla gerçekleşen ısı kaybı (Q _s)													28.654,41
													1.093.585

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Sertaç COŞMAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 17/10/1988 - Rize
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : sertaccosman@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2013
Lisans		Lublin Teknoloji Üniversitesi	2010
Lisans	Makine Müh.	Selçuk Üniversitesi	2010
Lise	Fen Bilimleri	Konya Anadolu Lisesi	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2012-Devam Ediyor	Sakarya Üniversitesi	Arş. Görevlisi